И. Е. Идельчик
д-р техн. наук, проф.

СПРАВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СОПРОТИВЛЕНИЯМ

Под редакцией
канд. техн. наук М.О. Штейнберга

3-е издание,
переработанное и дополненное



Москва
"Машиностроение"
1992

ББК 39.71-022я2
И29
УДК 532.542.4.013.12(035)

Идельчик И. Е.

И29 Справочник по гидравлическим сопротивлениям/Под ред. М. О. Штейнберга.— 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1992.— 672 с.: ил.

ISBN 5-217-00393-6

Рассмотрены элементы аэродинамики и гидравлики напорных систем, физико-механические процессы в элементах трубопроводов. Приведены рекомендации по расчету и выбору элементов сетей, а также способы уменьшения гидравлического сопротивления фасонных частей трубопроводов.

Третье издание (2-е изд. 1975 г.) переработано и дополнено новыми материалами, необходимыми для гидравлического расчета элементов во вновь созданных установках.

Для инженерно-технических работников, занимающихся гидро- и аэродинамическими расчетами и проектированием во всех отраслях техники; может быть полезен студентам втузов.

И $\frac{2702000000—633}{038(01)—92}$ КБ-27-75-91 **ББК 39.71-022я2**

ISBN 5-217-00393-6

© Издательство «Машиностроение», 1975
© И. Е. Идельчик, 1992, с изменениями

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к третьему изданию 5
Предисловие ко второму изданию 6

Раздел первый. **Общие сведения и элементы аэродинамики и гидравлики напорных систем** 10

1-1. Общие указания 10
1-2. Свойства жидкостей и газов 12
1-3. Режимы течения жидкости (газа) 18
1-4. Равновесие жидкости и газа..... 20
1-5. Уравнения движения жидкости и газа..... 21
1-6. Гидравлические сопротивления сетей 29
1-7. Распределение статического давления по участкам сети повышенного сопротивления 32
1-8. Обобщенные формулы сопротивления для гомогенных и гетерогенных систем 33
9. Истечение жидкости и газа из отверстия 35
1-10. Работа нагнетателя в сети 41
1-11. Схемы расчета гидравлического сопротивления сетей ... 43

Раздел второй. **Сопротивление при течении по прямым трубам и каналам (коэффициенты сопротивления трения и параметры шероховатости)** 60

2-1. Пояснения и практические рекомендации 60
2-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления трения 85

Раздел третий. **Сопротивление при течении на входе в трубы и каналы (коэффициенты сопротивления входных участков)** 114

3-1. Пояснения и практические рекомендации 114
3-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 122

Раздел четвертый. **Сопротивление при течении с внезапным изменением скорости и при перетекании потока через отверстия (коэффициенты сопротивления участков с внезапным расширением сечения, внезапным сужением сечения, шайб, диафрагм, проемов и др.)** 146

4-1. Пояснения и практические рекомендации 146
4-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 158

Раздел пятый. **Сопротивление при течении с плавным изменением скорости (коэффициенты сопротивления диффузоров, конфузоров и других переходных участков)** 184

5-1. Пояснения и практические рекомендации 184
5-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 209

Раздел шестой. **Сопротивление при течении с изменением направления потока (коэффициенты сопротивления изогнутых участков — колен, отводов и др.)** 257

6-1. Пояснения и практические рекомендации 257
6-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 277

Раздел седьмой. **Сопротивление при течении со слиянием потоков или разделением потока (коэффициенты сопротивления тройников, крестовин, распределительных коллекторов)** 332

7-1. Пояснения и практические рекомендации 332
7-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 343

Раздел восьмой. **Сопротивление при течении через препятствия, равномерно распределенные по сечению каналов (коэффициенты сопротивления решеток, сеток, пористых слоев, насадок и др.)** 401

8-1. Пояснения и практические рекомендации 401
8-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 408

Раздел девятый. **Сопротивление при течении через трубопроводную арматуру и лабиринты (коэффициенты сопротивления клапанов, задвижек, затворов, лабиринтов, компенсаторов)** 428

9-1. Пояснения и практические рекомендации 428
9-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 434

Раздел десятый. **Сопротивление при обтекании тел потоком в трубе (коэффициенты сопротивления участков с выступами, распорками, фермами и другими телами)** 469

10-1. Пояснения и практические рекомендации 469
10-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 478

Раздел одиннадцатый. **Сопротивление при течении на выходе из труб и каналов (коэффициенты сопротивления выходных участков)** 501

11-1. Пояснения и практические рекомендации 501
11-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 510

Раздел двенадцатый. **Сопротивление при течении через различные аппараты (коэффициенты сопротивления аппаратов и других устройств)** 565

12-1. Пояснения и практические рекомендации 565
12-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 579

Список литературы 635
Предметный указатель 671

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

Третье издание справочника дополнено наиболее важными результатами исследований последних лет. Уточнены и изменены также некоторые материалы справочника.

Справочник составлен на основе обработки, систематизации и классификации результатов большого числа исследований, опубликованных в разное время. Существенная часть материалов справочника получена в результате исследований, проведенных автором.

Результаты исследований (точность изготовления моделей, фасонных частей трубопроводов, точность измерений и т. п.), проведенных различными специалистами, могли получиться различающимися между собой. Такая возможность могла возникнуть еще и потому, что на большинство местных гидравлических сопротивлений влияет не только режим течения, но и «предыстория» потока (условия подвода его к данному участку, профиль скорости и степень турбулентности на входе и т. п.), а в некоторых случаях и последующая «история» потока (отвод потока от участка). Все эти условия у разных исследователей могли также оказаться не совсем совпадающими.

Во многих сложных элементах трубопроводных сетей наблюдается большая неустойчивость потока, связанная с периодичностью отрыва его от стенок, периодическим изменением места и величины зоны отрыва и вихреобразования, что приводит к различным значениям гидравлических сопротивлений.

Перед автором стояла трудная задача: при подборе достаточно разнородного материала по гидравлическим сопротивлениям выявить и отбросить сомнительные результаты опытов; разобраться, в каких случаях большое различие в значениях коэффициентов сопротивления данных участков является закономерным, соответствующим существу явлений при протекании потока через них, а в каких эти различия незакономерны; отобрать наиболее достоверные данные и найти удачную форму представления материала с тем, чтобы сделать его доступным и понятным инженерно-техническим работникам.

Конфигурация участков и препятствий трубопроводных сетей, их геометрические параметры, условия подвода и отвода и режимы течения столь многообразны, что в литературе не всегда можно найти необходимые опытные данные для расчета их гидравлического сопротивления. Поэтому автор решил включить в справочних данные, не только хорошо проверенные лабораторными исследованиями, но и полученные теоретическим путем или приближенным расчетом, основанным на отдельных экспериментальных исследованиях, а в некоторых случаях грубоориентировочные данные (последние специально оговорены в тексте). Это допустимо потому, что в промышленных условиях точность изготовления и монтажа сетей труб и установок, а следовательно, и условия протекания потока могут значительно различаться в отдельных установках и отличаться от лабораторных условий, при которых получено большинство коэффициентов гидравлического сопротивления, а также потому, что для многих сложных элементов эти коэффициенты не могут иметь постоянного значения.

Настоящее издание справочника должно способствовать повышению качества и экономичности проектирования и эксплуатации промышленных, энергетических и других сооружений, а также устройств и аппаратов, по которым перемещаются жидкости и газы.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Нет почти ни одной отрасли техники, которая не была бы связана в той или иной степени с необходимостью перемещения жидкостей или газов по трубам, каналам и различным аппаратам. Степень сложности гидравлических или газовоздушных сетей при этом может быть самой различной.

В одних случаях это магистральные сети, состоящие в основном из прямых труб очень большой протяженности (нефтепроводы, газопроводы, водопроводы, паропроводы, воздухопроводы вентиляционных установок крупных производств и т. п.).

В других случаях это сети сравнительно небольшой протяженности с большим числом разнообразных фасонных и разветвленных частей, различных препятствий в виде дроссельных или регулирующих устройств, решеток, выступающих частей и т. д. (воздухопроводы разветвленных вентиляционных установок; газоходы металлургических, химических и других производств, котельных агрегатов, атомных реакторов, сушилок и химических установок; бензомаслопроводы и другие трубопроводы самолетов, ракет и т. д.).

Часто сеть, по которой перемещается жидкость или газ, представляет собой единый агрегат (котлы, различные печи, теплообменники, двигатели, воздухо- и газоочистные аппараты, аппараты химической, нефтехимической и других отраслей промышленности).

Во всех случаях необходимо правильно рассчитать гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление сети. Мало того, современное проектирование сооружений со сложными формами гидравлических и газовоздушных сетей не может проводиться достаточно правильно без понимания основных физико-механических процессов, происходящих в сложных элементах сетей, и учета рекомендаций по улучшению условий течения и снижению местного гидравлического сопротивления этих элементов. Необходимые для этого сведения приводятся в настоящем справочнике.

Так как за период со дня выпуска в свет первого издания справочника появилось много новых данных по гидравлическим сопротивлениям, потребовалась значительная переработка справочника с учетом результатов новых исследований. Вместе с тем, не имея практической возможности включить все вновь опубликованные данные по гидравлическим сопротивлениям, этот пробел мы восполняем расширенным списком литературы по этому вопросу.

Справочник состоит из 12 разделов, в каждом из которых, кроме первого, приведены данные для определенной группы фасонных или других частей трубопроводов и элементов сетей со сходными условиями движения в них жидкости или газа.

В первом разделе в конспективной форме даны общие сведения по гидравлике напорных систем и аэродинамике, связанные с гидравлическими расчетами элементов газовоздушных и гидравлических сетей.

Справочный материал каждого из последующих разделов содержит:

1) пояснительную часть, в которой, как правило, кратко изложено основное содержание раздела, в конспективной форме описаны физико-механические процессы, происходящие в сложных элементах трубопроводов, даны дополнительные пояснения и практические рекомендации по расчету и выбору отдельных элементов сети, а также рекомендации по способам уменьшения их гидравлического сопротивления;

2) расчетную часть, в которой приведены коэффициенты или в отдельных случаях абсолютные значения гидравлических сопротивлений прямых участков и широкого класса фасонных частей трубопроводов, арматуры, различных препятствий и других элементов сетей.

В каждом разделе эти данные представлены специальными диаграммами, включающими схемы рассматриваемого элемента трубопровода или препятствия, расчетные формулы, графики и таблицы численных значений коэффициентов сопротивления.

При современном проектировании с использованием ЭВМ для расчета гидравлических (газовых) сетей очень важно иметь значения коэффициентов сопротивления в виде расчетных формул. Кроме того, краткая запись функциональной зависимости коэффициента сопротивления от основных определяющих параметров часто очень удобна.

Графическое изображение указанной зависимости полезно тем, что, с одной стороны, оно дает более наглядное представление о характере данной зависимости, а с другой — позволяет без расчета (иногда по довольно сложным формулам) получить промежуточные значения коэффициентов сопротивления, отсутствующие в таблице.

Значения коэффициентов сопротивления, приведенные в таблицах, являются теми основными данными, которыми удобно пользоваться при расчетах.

Единицы измерения даны в системе СИ. Для удобства, в отдельных случаях параллельно приведены значения соответствующих величин в единицах других систем.

Основные условные обозначения

Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
a_1	Скорость распространения звука	м/с
$a_{кр}$	Критическая скорость звука	м/с
a^*	Скорость звука в заторможенном потоке	м/с
a, b	Стороны прямоугольного сечения	м
c_p, c_v	Удельная теплоемкость газов при постоянном давлении и постоянном объеме	Дж/(кг · °С)
c_x	Коэффициент лобового сопротивления	—
D, d	Диаметры поперечного сечения	м
$D_г = 4F/П$; $d_г = 4f/П$	Гидравлические или эквивалентные диаметры (учетверенные гидравлические радиусы)	м
F, f	Площади поперечного сечения	м^2
$\bar{f} = F_{отв}/F_р$	Коэффициент живого сечения (просвет) решетки, диафрагмы, слоя и т. п.	—
G	Массовый расход жидкости (газа)	кг/с
g	Ускорение свободного падения	м/с^2
h	Высота	м
$k = c_p/c_v$	Показатель изоэнтропы	—
l	Длина участка, глубина канала или утолщение отверстия	м
$Ma = w/a_1$	Число Маха	—

Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
$M = \frac{1}{F}\int_F (w/w_0)^2\, dF$	Коэффициент количества движения (коэффициент Буссинеска)	—
m_0	Степень орошения	м^3/м^3
m	Показатель степени	—
$N = \frac{1}{F}\int_F (w/w_0)^3\, dF$	Коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса)	—
$N_м$	Мощность	Вт
$n_п$	Отношение площадей сечений (степень расширения или сужения сечения)	—
n	Показатель политропы	—
$n_э$	Количество элементов	—
p	Статическое давление	Па
p^*	Полное давление или давление торможения потока	Па
$p_и$	Избыточное давление	Па
Δp	Потеря полного давления	Па
$P_л$	Сила лобового сопротивления	Н
Q	Объемный расход жидкости (газа)	м^3/с
R	Газовая постоянная	Дж/(кг · К)
$R_г$	Гидравлический радиус	м
R_0, r	Радиусы поперечного сечения круглой трубы или закруглений	м
$Re = wD_г/\nu$	Число Рейнольдса	—

Продолжение табл.

Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
S, s	Шаг (расстояние между стержнями в пучке труб, между отверстиями решетки и т. д.)	м
S_c	Длина свободной струи	м
S_0	Площадь поверхности	$м^2$
$S_м$	Миделева площадь тела в потоке	$м^2$
$T(t)$	Термодинамическая температура	К (°С)
T^*	Термодинамическая температура торможения потока	К
$v_у$	Удельный объем	$м^3/кг$
v	Скорость бокового оттока (притока)	м/с
w	Скорость потока	м/с
w'	Продольная пульсационная скорость потока	м/с
z	Запыленность	$г/м^3$
$z_п$	Пылеемкость	$кг/м^2$
α	Центральный угол расширения или сужения; угол ответвления тройника; угол набегания потока на тело	°
δ	Угол поворота (отвода, колена); угол открытия клапана	°
$\delta_т$	Толщина стенки, пограничного слоя или пристеночного слоя	м
$\delta_{ст}$	Высота стыка	м

Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
Δ	Эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость стенок	м
Δ_0	Средняя высота выступов шероховатости стенок (абсолютная шероховатость)	м
$\bar{\Delta}_0=\frac{\Delta_0}{D_г}$; $\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_г}$	Относительная шероховатость стенок	—
$\varepsilon=F_{сж}/F_0$	Коэффициент заполнения сечения (коэффициент сжатия)	—
ε'	Пористость (доля свободного объема)	—
$\varepsilon_т=\sqrt{\overline{w'^2}}/w_0$	Степень турбулентности	—
$\zeta\equiv\Delta p/\frac{\rho w^2}{2}$	Коэффициент гидравлического сопротивления	—
$\zeta_м$	Коэффициент местного гидравлического сопротивления	—
$\zeta_{тр}$	Коэффициент сопротивления трения участка длиной l	—
η	Динамическая вязкость	Па·с
$\eta_п$	Коэффициент очистки	—
$\lambda=\zeta_{тр}/\frac{l}{D}$	Коэффициент сопротивления трения единицы относительной дли-	—

Продолжение табл.

Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
	ны $(l/D_г=1)$ участка	
$\lambda_c=w/a_{кр}$	Относительная (приведенная) скорость потока	—
μ	Коэффициент расхода	—
$\mu_к$	Массовая концентрация частиц, взвешенных в потоке	—
ν	Кинематическая вязкость	$м^2/с$
ρ	Плотность жидкости (газа)	$кг/м^3$
ρ^*	Плотность заторможенного потока газа	$кг/м^3$
$\rho_{кр}$	Плотность газа при критической скорости	$кг/м^3$
П	Периметр сечения	м
φ	Коэффициент скорости	—

ИНДЕКСЫ

Индексы при *F, f, D, d,* П, *a, b, w, p, Q,* ρ показывают, что они относятся к следующим сечениям или участкам:

0 — к определяющему сечению (наиболее узкому);

1 — к широкому сечению при расширении или сужении участка;

2 — к широкому сечению после выравнивания потока;

к — к промежуточному сечению изогнутого канала (колена, отвода) или к рабочей камере аппарата;

сж — к сжатому сечению струи при истечении из отверстия (насадка);

отв — к отверстию диафрагмы или единичному отверстию решетки, сетки;

р — к фронту решетки, сетки, диафрагмы;

б, п, с — соответственно к боковому ответвлению, прямому проходу и сборному рукаву тройника;

вых — к выходному сечению;

∞ — к скорости в бесконечности.

Индексы 0, 1, 2, к и д при *l* относятся соответственно к прямому входному, прямому выходному, промежуточному (для изогнутого канала) и диффузорному участкам.

Индексы при Δp и ζ указывают на следующие виды гидравлического сопротивления:

м — местное; тр — трения; сумм — суммарное; д — общее сопротивление диффузора, помещенного внутри сети; п — полное сопротивление диффузора или отвода, помещенного на выходе из сети; вн — внутреннее сопротивление диффузора; расш — сопротивление расширению потока в диффузоре; уд — сопротивление удара при внезапном расширении; б и п — сопротивления соответственно бокового ответвления и прямого прохода тройника (для коэффициентов сопротивления, приведенных к скорости в соответствующих ответвлениях); с. б, с. п — коэффициенты сопротивления бокового ответвления и прямого прохода тройника, приведенные к скорости в сборном рукаве тройника.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ЭЛЕМЕНТЫ АЭРОДИНАМИКИ И ГИДРАВЛИКИ НАПОРНЫХ СИСТЕМ

1-1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

1. Часть полной энергии, идущая на преодоление сил гидравлического сопротивления, возникающих при движении реальной (вязкой) жидкости (газа) по трубам и каналам, теряется для данной системы (сети) безвозвратно. Эта потеря энергии обусловлена необратимым переходом механической энергии (работы сил сопротивления) в теплоту. Поэтому под гидравлическим сопротивлением или гидравлическими потерями подразумевается величина, равная безвозвратной потере полной энергии на данном участке. Отношение потерянной полной энергии (мощности) потока к кинетической энергии (мощности) или потерянного полного давления, осредненного по массовому расходу, к динамическому давлению в условленном сечении называют *коэффициентом гидравлического сопротивления* *[1].

2. Потеря полной энергии (полного давления) — величина существенно положительная. Однако разность полных энергий (полных давлений) на данном участке и соответственно коэффициент гидравлического сопротивления, определяемый по этой разности, в некоторых случаях могут принимать и отрицательные значения. Это имеет место, когда появляются дополнительные силы, внешние по отношению к данному потоку. Например, при отсосе потока жидкости (газа) через боковой канал, заделанный заподлицо в стенку под углом, бóльшим 90° (см. третий раздел), и наличии внешнего (по отношению к боковому каналу) потока последним создается дополнительный наддув. В результате поток в боковом канале приобретает дополнительную энергию, превосходящую при некоторых отношениях w_∞/w_0 энергию, затрачиваемую на механическую работу сил сопротивления канала.

Другим примером может служить вытяжной тройник (см. седьмой раздел), в котором при некоторых отношениях $Q_б/Q_с$ часть энергии потока в проходном канале (проходе) тратится на подсос жидкости (газа) через боковое ответвление (эжекционный эффект), т. е. поток в боковом ответвлении приобретает дополнительную энергию от внешнего по отношению к нему потока в проходе тройника.

В перечисленных примерах отрицательные значения коэффициента сопротивления указывают, что происходит прирост энергии, а не потеря ее.

3. Основными справочными данными в книге являются коэффициенты сопротивления трения $\zeta_{тр}$ участка прямых труб и каналов длиной l, коэффициенты сопротивления трения λ единицы относительной длины ($l/D=1$) участка *[1] и коэффициенты местных гидравлических сопротивлений фасонных частей трубопроводов, различных препятствий, дроссельных устройств и других элементов сетей, а также некоторых промышленных аппаратов и устройств.

4. При пользовании справочником предполагается, что все величины, входящие в расчетную формулу сопротивления [см. (1-65)],

$$\Delta p_{сум}=\zeta_{сум}\frac{\rho w^2}{2}=\zeta_{сум}\frac{\rho}{2}\left(\frac{Q}{F}\right)^2, \qquad (1\text{-}1)$$

*[1] В дальнейшем для краткости слова «гидравлическое» и «полное» часто будут опущены; при этом под более простыми выражениями «сопротивление участка», «коэффициент сопротивления участка», «потери давления» или просто «потери» будут подразумеваться соответственно гидравлическое сопротивление, коэффициент гидравлического сопротивления и потери полного давления.

*[1] Иногда коэффициент сопротивления трения $\zeta_{тр}$ называют коэффициентом линейного сопротивления. В дальнейшем термин «коэффициент сопротивления трения» будем часто употреблять обобщенно, понимая под ним как $\zeta_{тр}$, так иногда и λ.

кроме суммарного коэффициента гидравлического сопротивления $\zeta_{сум}=\zeta_м+\zeta_{тр}$ (см. параграф 1-6), а также геометрические параметры рассчитываемого элемента сети заданы. Искомыми являются только величины $\zeta_{сум}$ и соответственно $\zeta_м$ и $\zeta_{тр}$.

5. На диаграммах, относящихся к элементам труб и каналов сравнительно небольшой протяженности, для которых значения $\zeta_{тр}$ пренебрежимо малы по сравнению с $\zeta_м$, коэффициент местного сопротивления можно рассматривать как суммарный (ζ)*[1].

На диаграммах, относящихся к элементам труб и каналов сравнительно большой протяженности (диффузорам, конфузорам, плавным отводам и другим элементам), иногда приводятся значения как коэффициентов местного сопротивления $\zeta_м$, так и коэффициентов сопротивления трения $\zeta_{тр}$.

На диаграммах, где указаны ориентировочные данные, значения коэффициентов сопротивления следует рассматривать как суммарные коэффициенты ζ. При суммировании потерь в рассчитываемой сети потери на трение в фасонных частях не следует учитывать дополнительно.

6. Приводимые в справочнике значения $\zeta_м$ учитывают не только местные потери полного давления (местное сопротивление*[2]), возникающие на коротком участке, непосредственно вблизи изменения конфигурации рассматриваемого элемента трубы (канала), но и потери давления, связанные с дальнейшим выравниванием скоростей по сечению вдоль прямого выходного участка, следующего за элементом трубы. В то же время, поскольку местные потери при экспериментальном исследовании определяют условно как разность между общими потерями и потерями на трение в прямом выходном участке, последние следует также учитывать.

7. В случае выхода потока из фасонной или другой части в большой резервуар или в окружающую среду приводимые для них коэффициенты местного сопротивления учитывают также потери динамического давления $\rho w^2_{вых}/2$ при выходе*[3].

8. Значения коэффициентов местного сопротивления, приведенные в справочнике, за исключением специальных случаев, даны для условий равномерного распределения скоростей во входном сечении рассматриваемого элемента трубы (канала), как это обычно имеет место, например, за плавным входным коллектором и для стационарных течений.

При неустановившемся движении жидкости местное сопротивление приводит к потере устойчивости потока, вызывая в нем формирование вихрей нестационарности, на создание которых затрачивается определенная энергия [1-24—1-26].

9. Взаимное влияние местных гидравлических сопротивлений в одних случаях приводит к увеличению значений $\zeta_м$ рассматриваемых фасонных частей трубопроводов, а в других — к их уменьшению. В некоторых разделах для отдельных фасонных частей значения коэффициентов местных сопротивлений даны с учетом взаимного влияния. В частности, значения $\zeta_д$ и $\zeta_п$ для диффузоров (пятый и одиннадцатый разделы) приведены в зависимости от длины предшествующего прямого (входного) участка, а также от некоторых предшествующих фасонных частей; для некоторых колен и отводов (шестой раздел) значения $\zeta_м$ даны во взаимодействии их отдельных элементов (отдельных поворотов) и т. п. Взаимное влияние местных сопротивлений рассмотрено (в объеме имеющихся данных) в двенадцатом разделе.

10. В общем случае потери давления могут быть выражены суммой двух членов, пропорциональных соответственно первой и второй степени скорости [1-28]:

$$\Delta p=k_1 w+k_2 w^2. \qquad (1\text{-}2)$$

Соответственно коэффициент сопротивления

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w^2/2}=\frac{2k_1}{\rho w}+\frac{2k_2}{\rho}=\frac{A}{\mathrm{Re}}+B=\frac{A}{\mathrm{Re}}+k_3\zeta_{кв}, \qquad (1\text{-}3)$$

где A — постоянная величина; $\zeta_{кв}$ принимается как ζ для области квадратичного закона сопротивления [автомодельной области — $\mathrm{Re}\geqslant 10^4$]. При очень малых числах Рейнольдса

---

*[1] Для простоты индекс «сумм» при коэффициенте сопротивления ζ и при сопротивлении Δp будет везде опущен.

*[2] Под «местным сопротивлением» здесь и далее понимается величина, равная местным потерям полного давления, а не участок (фасонная часть), в котором эти потери возникают.

*[3] В специальной литературе часто встречается выражение «потеря давления на создание скорости». В действительности на «создание» скорости в сети вообще не тратится невосполнимое давление: происходит переход статического давления в динамическое (трансформация энергии давления в кинетическую энергию). Динамическое давление является для данной сети потерянным лишь в том случае, если поток оставляет данную сеть (выходит в окружающую среду). При этом динамическое давление определяется скоростью потока в выходном сечении сети. С помощью диффузора, например, эта скорость может быть доведена до минимума, а следовательно, и потеря динамического давления будет минимальной.

($Re \leqslant 25$) вторым членом (1-2) можно пренебречь; при очень больших Re можно пренебречь первым членом этого выражения и принять $k_3 = 1$ в (1-3). В пределах $25 \leqslant Re \leqslant 10^5$ коэффициент пропорциональности k_3 может быть равным, бóльшим или меньшим единицы.

11. Зависимость коэффициентов местного сопротивления от числа Рейнольдса приводят только в тех случаях, когда его влияние известно или может быть оценено приблизительно.

12. Практически число Рейнольдса Re влияет на местное сопротивление главным образом при малых его значениях ($Re < 10^5$). Поэтому при $Re \geqslant 10^5 \div 2 \cdot 10^5$ коэффициенты местного сопротивления можно считать не зависящими от Re. При меньших числах Re его влияние следует учитывать.

13. В тех случаях, когда в справочнике не указано, при каких значениях Re получены значения ζ, для турбулентного режима ($Re \geqslant 2 \cdot 10^3$) коэффициент сопротивления можно принимать практически не зависящим от числа Рейнольдса даже при малых его значениях. При ламинарном режиме течения ($Re < 2 \cdot 10^3$) этими данными можно пользоваться только для очень грубой оценки сопротивления и то только при $Re \geqslant 10^2$.

14. Большинство значений коэффициентов сопротивления, приведенных в справочнике, за исключением специально оговоренных, получено при числах $Ma \leqslant 0{,}3$. Однако практически всеми значениями ζ, $\zeta_м$ и $\zeta_{тр}$ можно пользоваться и при больших дозвуковых скоростях — примерно до $Ma = 0{,}8$. В отдельных случаях дается зависимость ζ от числа Ма или λ_c.

15. Большинство коэффициентов местного сопротивления получено при технически гладких стенках каналов; влияние шероховатости на местное сопротивление изучено мало. Поэтому во всех случаях, если нет специальных оговорок, следует считать стенки фасонных частей и других участков канала гладкими. Влияние шероховатости (которая начинает сказываться лишь при $Re > 4 \cdot 10^4$) можно учесть приближенно, умножая коэффициент ζ на величину 1,1—1,2 и более (при большой шероховатости).

16. Форма поперечного сечения фасонных частей и других участков канала указана в справочнике для тех случаев, когда она влияет на коэффициент сопротивления или когда значения этого коэффициента получены для сечения определенной формы. Во всех прочих случаях, когда форма поперечного сечения участка специально не оговорена или не приведены дополнительные сопротивления элементов некруглого сечения, следует принимать коэффициент сопротивления для многоугольного или прямоугольного сечения с отношением сторон $a_0/b_0 = 0{,}5 \div 2{,}0$ таким же, как и при круглом сечении.

17. Приведенные в справочнике графики (таблицы) коэффициентов сопротивления составлены на основании расчетных формул или на основании экспериментальных данных. В последнем случае значения ζ, выражаемые приближенными формулами, могут несколько расходиться с даннымн графиков (таблиц). Формулы при этом могут служить только для более приближенных расчетов.

18. Поскольку коэффициенты гидравлических сопротивлений не зависят от среды *1, протекающей через трубопровод (канал), а определяются главным образом геометрическими параметрами рассматрнваемого элемента сети и в отдельных случаях режимом течения (числом Рейнольдса, числом Маха), то данные, приведенные в справочнике, в одинаковой степени пригодны как для расчета сопротивления гидравлических сетей, так и для расчета газовых, воздушных и других сетей и аппаратов.

19. Расчет гидравлического сопротивления сетей можно представить в виде табл. 1-14—1-16.

20. Значения коэффициентов сопротивления даны для элементов труб и каналов различных форм и параметров. Однако при проектировании новых сетей следует выбирать оптимальные формы и параметры элементов труб и каналов, при которых получаются минимальные коэффициенты сопротивления.

Минимальные значения ζ могут быть выявлены как на основании кривых (или таблиц) сопротивления, приведенных на диаграммах, так и на основании рекомендаций, приведенных в пояснительной части к каждому разделу справочника.

1-2. СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

Плотность текучей среды

1. Плотность воды и некоторых других технических жидкостей при различных температурах приведена соответственно в табл. 1-1 и 1-2.

Плотность некоторых технических газов при нормальных физических условиях ($t = 0°C$, $p = 101{,}325$ кПа, сухой газ), а также их относительная плотность (по сравнению с воздухом, плотность которого принята за единицу), приведены в табл. 1-3.

2. Для многокомпонентных газов (доменного, коксового и т. п.) плотность смеси

$$\rho_{см} = \frac{1}{100}(\rho_1 v_1 + \rho_2 v_2 + \ldots + \rho_n v_n),$$

*1 Если она однородная и несжимаемая.

1-1. Плотность воды

t, °C	ρ, кг/м³	t, °C	ρ, кг/м³
0	999,87	70	977,81
10	999,73	80	971,83
20	998,23	90	965,34
30	995,67	100	958,38
40	992,24	120	943,40
50	988,07	140	926,40
60	983,24	160	907,50

1-2. Плотность жидкостей [1-35, 1-36]

Наименование жидкости	t, °C	ρ, кг/м³
Аммиак	−34	684
Анилин	15	1026
Ацетон	15	796
Бензин	15	680—755
Бензол	15	884
	60	836
Бром	15	3190
Бутан (нормальный)	−0,5	606
Вода	См. табл. 1-1	—
» морская	15	1020—1030
Глицерин (безводный)	10	1264
	20	1260
	40	1250
Деготь каменноугольный	15	1200
Дихлорэтан	15	1175—1200
Двуокись азота	3,2	1484
Двуокись серы	−10	1472
Керосин	15	790—820
Масло:		
из буроугольной смеси	20	970
деревянное	15	920
касторовое	15	970
кокосовое	15	930
льняное (вар)	15	940
машинное:		
весьма жидкотекучее	10	899
	20	898
	50	895
среднее	10	898
	20	892
	50	876
минеральное	15	890—960
смазочное		
оливковое	15	920
парафиновое	18	925
терпентиновое	15	870
хлопковое	15	930
Нефть натуральная	15	700—900
Озон	−5	537
Сероуглерод	15	1270
Серная кислота:		
87%-ная	15	1800
дымящаяся	15	1890
Скипидар	18	870
Ртуть	20	13 550
Спирт:		
метиловый	15	810
этиловый	15—18	790
Тетрабромэтан	15	2964
Хлор	0	1469
Хлористый метил	0	954
Хлористый этил	0	919
Хлороформ	15—18	1480
Цианистый водород	0	715
Этиловый эфир	15—18	740

Продолжение табл. 1-2

1-3. Плотность сухого газа при 0° С и 101,325 кПа и удельная теплоемкость при 20° С [1-36]

Наименование газа	Химическая формула	Плотность, кг/м³	Отношение плотности газа к плотности воздуха	c_p		c_v		$k=c_p/c_v$
				кДж/(кг·°С)	ккал/(кг·°С)	кДж/(кг·°С)	ккал/(кг·°С)	
Азот	N_2	1,2507	0,9673	1,043	0,249	0,745	0,178	1,40
Аммиак	NH_3	0,7676	0,5937	2,161	0,515	1,649	0,394	1,31
Аргон	Ar	1,7820	1,3782	0,523	0,125	0,315	0,075	1,66
Ацетилен	C_2H_2	1,1733	0,9074	1,672	0,399	1,357	0,324	1,23
Бутан:								
нормальный	C_4H_{10}	2,6730	2,0673	1,918	0,458	1,733	0,414	1,11
изобутан	C_4H_{10}	2,6680	2,0634	1,633	0,390	—	—	—
Воздух	—	1,2930	1,0000	1,005	0,240	0,716	0,171	1,40

Продолжение табл. 1-3

Наименование газа	Химическая формула	Плотность, кг/м³	Отношение плотности газа к плотности воздуха	c_p		c_v		$k=c_p/c_v$
				кДж/(кг·°С)	ккал/(кг·°С)	кДж/(кг·°С)	ккал/(кг·°С)	
Водород	H_2	0,0899	0,0695	14,286	3,410	10,132	2,420	1,41
Водяной пар (при 100° С)	H_2O	0,598	0,462	2,135	0,510	—	—	—
Гелий	He	0,1785	0,1380	5,192	1,240	3,113	0,744	1,67
Закись азота	N_2O	1,9780	1,5298	0,879	0,210	0,687	0,164	1,28
Кислород	O_2	1,4290	1,1052	0,914	0,219	0,653	0,156	1,40
Криптон	Kr	3,7080	2,8677	0,251	0,060	0,152	0,036	1,67
Ксенон	Xe	5,8510	4,5251	0,159	0,038	0,096	0,023	1,66
Метан	CH_4	0,7170	0,5545	2,228	0,532	1,710	0,408	1,30
Неон	Ne	0,9300	0,7192	1,030	0,246	0,618	0,148	1,67
Озон	O_3	2,2200	1,7169	—	—	—	—	1,29
Окись азота	NO	1,3400	1,0363	0,976	0,233	0,695	0,166	1,40
Окись углерода	CO	1,2500	0,9667	1,043	0,249	0,745	0,178	1,40
Пропан	C_3H_8	2,0200	1,5622	1,633	0,390	1,432	0,342	1,22
Пропилен	C_3H_6	1,9140	1,4802	1,549	0,370	1,336	0,319	1,16
Сероводород	H_2S	1,5390	1,1903	1,059	0,253	0,804	0,192	1,32
Сероокись углерода	COS	2,7210	2,1044	—	—	—	—	—
Двуокись серы	SO_2	2,927	2,2637	0,632	0,151	0,502	0,120	1,26
Углекислый газ	CO_2	1,9760	1,5282	0,846	0,202	0,656	0,157	1,29
Хлор	Cl_2	3,2170	2,4880	0,481	0,115	0,356	0,085	1,35
Хлористый метил	CH_3Cl	2,3080	1,7850	0,804	0,192	0,639	0,153	1,26
Этан	C_2H_6	1,3570	1,0495	1,752	0,418	1,476	0,353	1,19
Этилен	C_2H_4	1,2610	0,9752	1,554	0,371	1,258	0,300	1,24

где ρ_1, ρ_2, ..., ρ_n — плотность компонентов, входящих в смесь при 0° С и 101,325 кПа (см. табл. 1-3), кг/м³; v_1, v_2, ..., v_n — объемная доля компонентов смеси по данным газового анализа, %.

Вязкость

3. Вязкость свойственна всем реальным жидкостям и газам и проявляется при движении в виде внутреннего трения.

Различают: 1) динамическую вязкость η, представляющую собой отношение напряжения сдвига к градиенту скорости (изменение скорости на единицу длины нормали к направлению движения жидкости или газа), т. е.

$$\eta=\tau/\left(\frac{dw}{dy}\right),$$

где τ — напряжение сдвига; dw/dy — градиент скорости w в направлении нормали y;

2) кинематическую вязкость ν, представляющую собой отношение динамической вязкости к плотности жидкости (газа); $\nu=\eta/\rho$.

4. Для перевода динамической вязкости из одной системы единиц в другую в табл. 1-4

1-4. Соотношения между единицами динамической вязкости η

Единица измерения	мкП	сП	П (пуаз)	Па·с [кг/(м·с)]	кг/(м·ч)	кгс·с/м²	фунт/(фут·с)	фунт/(фут·ч)
1 мкП (микропуаз)	1	10^{-4}	10^{-6}	10^{-7}	$3{,}6\cdot10^{-4}$	$1{,}02\cdot10^{-8}$	$6{,}72\cdot10^{-8}$	$2{,}42\cdot10^{-4}$
1 сП (сантипуаз)	10^{4}	1	10^{-2}	10^{-3}	3,6	$1{,}02\cdot10^{-4}$	$6{,}72\cdot10^{-4}$	2,42
1 П (пуаз)	10^{6}	10^{2}	1	10^{-1}	$3{,}6\cdot10^{2}$	$1{,}02\cdot10^{-2}$	$6{,}72\cdot10^{-2}$	$2{,}42\cdot10^{2}$
1 Па·с [кг/(м·с)]	10^{7}	10^{3}	10	1	$3{,}6\cdot10^{3}$	$1{,}02\cdot10^{-1}$	$6{,}72\cdot10^{-1}$	$2{,}42\cdot10^{3}$
1 кг/(м·ч)	$2{,}78\cdot10^{3}$	$2{,}78\cdot10^{-1}$	$2{,}78\cdot10^{-3}$	$2{,}78\cdot10^{-4}$	1	$2{,}83\cdot10^{-5}$	$1{,}867\cdot10^{-4}$	$6{,}72\cdot10^{-1}$
1 кгс·с/м²	$9{,}81\cdot10^{7}$	$9{,}81\cdot10^{3}$	$9{,}81\cdot10$	9,81	$3{,}53\cdot10^{4}$	1	6,592	$2{,}373\cdot10^{4}$
1 фунт/(фут·с)	$1{,}488\cdot10^{7}$	$1{,}488\cdot10^{3}$	$1{,}488\cdot10$	1,488	$5{,}36\cdot10^{3}$	$1{,}52\cdot10^{-1}$	1	$3{,}6\cdot10^{3}$
1 фунт/(фут·ч)	$4{,}13\cdot10^{3}$	$4{,}13\cdot10^{-1}$	$4{,}13\cdot10^{-3}$	$4{,}13\cdot10^{-4}$	1,488	$4{,}22\cdot10^{-5}$	$2{,}78\cdot10^{-4}$	1

1-5. Соотношения между единицами кинематической вязкости ν

Единица измерения	мм²/с, сСт	см²/с, Ст	м²/с	м²/ч	фут²/с	фут²/ч
1 мм²/с = 1 сСт (сантистокс)	1	10^{-2}	10^{-6}	$3{,}60 \cdot 10^{-3}$	$1{,}07 \cdot 10^{-5}$	$3{,}87 \cdot 10^{-2}$
1 см²/с = 1 Ст (стокс)	10^{2}	1	10^{-4}	$3{,}60 \cdot 10^{-1}$	$1{,}07 \cdot 10^{-3}$	3,87
1 м²/с	10^{6}	10^{4}	1	$3{,}60 \cdot 10^{3}$	$1{,}07 \cdot 10$	$3{,}87 \cdot 10^{4}$
1 м²/ч	$2{,}78 \cdot 10^{2}$	2,78	$2{,}78 \cdot 10^{-4}$	1	$2{,}99 \cdot 10^{-3}$	$1{,}07 \cdot 10$
1 фут²/с	$9{,}30 \cdot 10^{4}$	$9{,}30 \cdot 10^{2}$	$9{,}30 \cdot 10^{-2}$	$3{,}35 \cdot 10^{2}$	1	$3{,}60 \cdot 10^{3}$
1 фут²/ч	$2{,}58 \cdot 10$	$2{,}58 \cdot 10^{-1}$	$2{,}58 \cdot 10^{-5}$	$9{,}30 \cdot 10^{-2}$	$2{,}78 \cdot 10^{-4}$	1

и 1-5 даны переводные множители соответственно для динамической η и для кинематической ν вязкости.

5. Динамическая и кинематическая вязкости зависят от параметров состояния среды. При этом динамическая вязкость жидкостей и газов зависит только от температуры и не зависит от давления (для идеальных газов). С повышением температуры вязкость газов и паров повышается, а вязкость жидкостей понижается. Для водяного пара наблюдается увеличение динамической вязкости с повышением давления.

Кинематическая вязкость жидкостей и газов зависит как от температуры, так и от давления.

6. Зависимость вязкости газов от температуры может быть приближенно выражена формулой Сатерленда:

$$\eta = \eta_0 \frac{273 + C}{T + C}\left(\frac{T}{273}\right)^{3/2},$$

где η_0 — динамическая вязкость газа при 0° С; C — постоянная, зависящая от рода газа.

Динамическая вязкость η для различных газов в зависимости от температуры, а также постоянная C и диапазон температур, при которых значение этой постоянной подтверждено опытом, приведены в табл. 1-6.

Кинематическая вязкость для тех же газов в зависимости от температуры при давлении 101,325 кПа приведена в табл. 1-7.

Зависимость кинематической вязкости воздуха от его температуры при давлении $p_a = 101{,}325$ кПа дана также на рис. 1-1.

7. Кинематическую вязкость смеси газов можно найти по приближенной формуле Манна:

$$\nu_{см} = \frac{100}{\frac{v_1}{\nu_1} + \frac{v_2}{\nu_2} + \ldots + \frac{v_n}{\nu_n}},$$

где $\nu_1, \nu_2, \ldots, \nu_n$ — кинематическая вязкость компонентов; $v_1, v_2, \ldots, v_n$ — объемная доля компонентов смеси, %.

Для определения динамической вязкости смеси можно пользоваться приближенной формулой

$$\eta_{см} = \frac{100}{\frac{G_1}{\eta_1} + \frac{G_2}{\eta_2} + \ldots + \frac{G_n}{\eta_n}},$$

где $\eta_1, \eta_2, \ldots, \eta_n$ — динамическая вязкость компонентов; $G_1, G_2, \ldots, G_n$ — массовая доля компонентов смеси, %.

8. Зависимость динамической η и кинематической ν вязкости воды от температуры и давления приведена в табл. 1-8. Кроме того, зависимость кинематической вязкости воды от ее температуры при $p_a = 101{,}325$ кПа приведена на рис. 1-2.

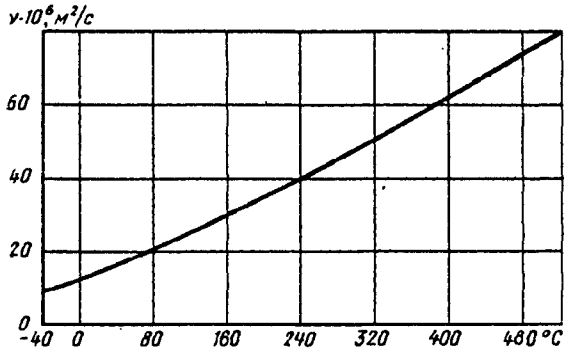


Рис. 1-1. Зависимость кинематической вязкости воздуха от его температуры при давлении 101,325 кПа

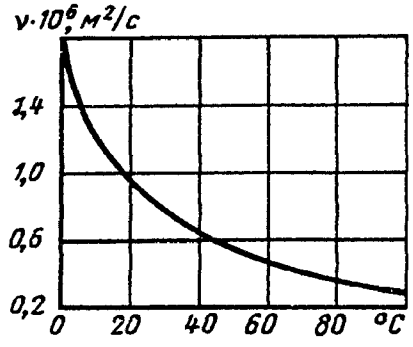


Рис. 1-2. Зависимость кинематической вязкости воды от ее температуры при 101,325 кПа

1-6. Динамическая вязкость газов $\eta \cdot 10^6$ (в Па·с) при давлении 101,325 кПа в зависимости от температуры и постоянная C в формуле Сатерленда [1-35, 1-36, 1-52, 1-53]

Наименование газа	Формула	Температура, °С													C	Диапазон температур, °С
		−20	0	20	40	60	80	100	150	200	300	400	600	800		
Азот	N_2	15,75	16,60	17,48	18,35	19,25	20,00	20,82	22,90	24,60	28,10	31,10	36,60	41,30	104	25—280
Аммиак	NH_3	8,60	9,30	10,05	10,78	11,45	12,15	12,80	14,60	—	—	—	—	—	503	20—300
Аргон	Ar	—	21,20	22,20	—	—	—	27,10	—	32,10	36,70	41,00	48,70	55,40	142	20—827
Ацетилен	C_2H_2	9,02	9,60	10,21	10,82	11,45	12,02	12,60	—	—	—	—	—	—	215	—
Бутан	C_4H_{10}	—	6,90	7,40	—	—	—	9,50	—	—	—	—	—	—	358	—
Водород	H_2	8,04	8,40	8,80	9,18	9,59	9,96	10,30	11,30	12,10	13,90	15,40	18,30	21,00	71	20—100
Водяной пар	H_2O	8,20	8,93	9,67	10,40	11,13	11,87	12,60	—	16,04	20,00	23,90	31,45	38,65	961	20—406
Воздух	—	16,20	17,12	18,09	19,04	19,98	20,89	21,90	—	26,02	29,72	33,01	39,06	44,30	111	16—825
Гелий	He	17,50	18,60	19,55	20,40	21,35	22,05	22,90	—	27,00	30,70	34,20	40,70	46,50	0	21—100
Двуокись серы	SO_2	—	11,60	12,60	—	—	—	16,30	—	20,70	24,60	—	—	—	306	300—825
Закись азота	N_2O	—	13,70	14,60	—	—	—	18,30	—	22,50	26,50	—	—	—	260	25—280
Кислород	O_2	18,15	19,20	20,25	21,30	22,35	23,40	24,40	—	29,00	33,10	36,90	43,50	49,30	125	20—280
Криптон	Kr	—	23,30	24,60	—	—	—	30,60	—	—	—	—	—	—	188	—
Ксенон	Xe	—	21,10	22,60	—	—	—	28,70	—	—	—	—	—	—	252	—
Метан	CH_4	9,55	10,20	10,80	11,50	12,14	12,70	13,30	14,70	16,10	18,60	—	—	—	164	20—250
Окись азота	NO	—	17,90	18,80	—	—	—	22,70	—	26,80	—	—	—	—	128	20—250
Окись углерода	CO	15,95	16,80	17,68	18,55	19,15	20,24	21,02	22,90	24,70	27,90	—	—	—	100	До 130
Пентан (п)	C_5H_{12}	—	6,20	—	—	—	—	—	10,00	10,30	—	—	—	—	383	—
Пропан	C_3H_8	7,00	7,50	8,00	8,54	9,05	9,58	10,01	11,30	12,50	14,40	—	—	—	278	20—250
Пропилен	C_3H_6	—	7,80	8,35	—	—	—	10,70	14,10	—	—	—	—	—	487	—
Сероводород	H_2S	—	11,60	12,40	—	—	—	15,90	—	—	—	—	—	—	331	—
Углекислый газ	CO_2	12,80	13,80	14,70	15,70	16,70	17,55	18,45	—	22,60	26,40	29,90	36,20	41,35	254	—
Хлор	Cl_2	11,45	12,30	13,20	14,10	15,00	15,90	16,80	18,90	21,00	25,00	—	—	—	350	100—250
Хлористый метил	CH_3Cl	—	9,80	10,60	—	—	—	13,60	—	17,50	—	—	—	—	454	—
Хлористый этил	C_2H_5Cl	—	9,40	10,50	—	—	—	—	14,30	—	—	—	—	—	411	—
Цианистый водород	HCN	—	—	7,40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	901	—
Этан	C_2H_6	—	8,60	9,20	—	—	—	11,50	12,80	14,20	—	—	—	—	252	20—250
Этилен	C_2H_4	8,85	9,45	10,10	10,70	11,20	11,85	12,40	14,00	15,40	—	—	—	—	225	20—250

1-7. Кинематическая вязкость газов $\nu \cdot 10^6$ (в $м^2/с$) при давлении 101,325 кПа в зависимости от температуры [1-35, 1-36, 1-52, 1-53]

Наименование газа	Формула	Температура, °С												
		−20	0	20	40	60	80	100	150	200	300	400	600	800
Азот	N_2	11,67	13,30	15,00	16,85	18,80	20,65	22,30	28,30	34,10	47,20	61,40	93,50	130,00
Аммиак	NH_3	6,81	12,00	14,00	16,00	18,10	20,35	22,70	29,30	36,00	—	—	—	—
Аргон	Ar	—	11,90	13,30	—	—	—	20,70	—	31,20	43,30	56,50	87,50	123,00
Ацетилен	C_2H_2	4,73	8,20	9,35	10,60	11,94	13,25	14,70	—	—	—	—	—	—
Бутан	C_4H_{10}	—	25,80	29,70	—	—	—	48,50	—	—	—	—	—	—
Водород	H_2	84,00	93,50	105,00	117,30	130,00	143,00	156,60	195,00	233,00	324,00	423,00	651,00	918,00
Водяной пар	H_2O	9,50	11,12	12,90	14,84	16,90	18,66	21,50	—	—	—	—	—	—
Воздух	—	11,66	13,20	15,00	16,98	18,85	20,89	23,00	30	34,90	48,20	63,20	96,50	134,00
Гелий	He	9,12	10,40	11,74	13,12	14,55	15,97	17,50	—	26,20	36,10	47,30	72,80	102,50
Двуокись серы	SO_2	—	4,00	4,60	—	—	—	7,60	—	12,20	17,60	—	—	—
Закись азота	N_2O	—	6,82	7,93	—	—	—	12,70	—	19,70	28,20	—	—	—
Кислород	O_2	11,04	13,40	15,36	17,13	19,05	21,16	23,40	—	35,20	48,70	63,80	97,50	135,70
Криптон	Kr	—	6,26	7,13	—	—	—	13,70	—	—	—	—	—	—
Ксенон	Xe	—	3,59	4,15	—	—	—	6,70	—	—	—	—	—	—
Метан	CH_4	12,57	14,20	16,50	18,44	20,07	22,90	25,40	31,8	39,00	54,50	—	—	—
Окись азота	NO	—	13,30	15,10	—	—	—	23,20	—	30,50	—	—	—	—
Окись углерода	CO	11,86	13,50	15,16	17,00	18,96	21,00	22,70	28,4	34,30	46,85	—	—	—
Пропан	C_3H_8	3,04	3,70	4,26	4,90	5,52	6,18	6,76	8,70	10,84	15,10	—	—	—
Пропилен	C_3H_6	—	4,08	4,70	—	—	—	7,70	11,4	—	—	—	—	—
Сероводород	H_2S	—	7,62	8,70	—	—	—	14,10	—	19,80	28,00	37,30	65,20	82,00
Углекислый газ	CO_2	5,62	7,00	8,02	9,05	10,30	12,10	12,80	—	—	—	—	—	—
Хлор	Cl_2	3,09	3,80	4,36	5,02	5,66	6,36	7,15	9,10	11,50	16,25	—	—	—
Хлористый метил	CH_3Cl	—	4,28	4,90	—	—	—	8,05	—	13,10	—	—	—	—
Этан	C_2H_6	—	6,35	7,28	—	—	—	11,60	14,70	18,10	—	—	—	—
Этилен	C_2H_4	6,80	7,50	8,66	9,73	10,85	12,15	13,40	17,30	21,20	—	—	—	—

1-8. Зависимость η и ν воды от t и p [1-53]

t, °C	p, МПа	η, мПа·с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	t, °C	p, МПа	η, мПа·с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с
0	0,0981	1,790	1,792	190	1,255	0,144	0,165
10	0,0981	1,300	1,306	200	1,565	0,136	0,158
20	0,0981	1,010	1,006	210	1,910	0,135	0,153
30	0,0981	0,802	0,805	220	2,300	0,125	0,148
40	0,0981	0,654	0,659	230	2,800	0,120	0,145
50	0,0981	0,549	0,556	240	3,350	0,115	0,141
60	0,0981	0,470	0,478	250	3,980	0,111	0,137
70	0,0981	0,406	0,415	260	4,690	0,107	0,135
80	0,0981	0,355	0,365	270	5,500	0,102	0,133
90	0,0981	0,315	0,326	280	6,400	0,098	0,131
100	0,101	0,282	0,295	290	7,440	0,094	0,129
110	0,143	0,259	0,272	300	8,600	0,091	0,128
120	0,198	0,238	0,250	310	9,870	0,088	0,128
130	0,270	0,221	0,233	320	11,30	0,085	0,128
140	0,360	0,201	0,217	330	12,85	0,081	0,127
150	0,476	0,186	0,203	340	14,70	0,078	0,127
160	0,618	0,174	0,191	350	16,50	0,073	0,126
170	0,798	0,163	0,181	360	18,70	0,067	0,126
180	1,003	0,153	0,173	370	21,10	0,057	0,126

1-3. РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ (ГАЗА)

1. Режим движения жидкости (газа) бывает ламинарным и турбулентным. При ламинарном режиме течение устойчивое, а струйки потока движутся, не смешиваясь, плавно обтекая встречающиеся на их пути препятствия.

Турбулентный режим характеризуется беспорядочным перемещением конечных масс жидкости (газа), сильно перемешивающихся между собой.

2. Режим движения жидкости (газа) зависит от соотношения сил инерции и сил вязкости (внутреннего трения) в потоке, которое выражается критерием (числом) Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}=\frac{\rho w D_\mathrm{r}}{\eta}=\frac{w D_\mathrm{r}}{\nu}.$$

3. Для каждой конкретной установки существует некоторый диапазон «критических» значений числа Re, при которых происходит переход от одного режима к другому (переходная область). Нижний предел критического числа Re для трубы круглого сечения составляет около 2300. Верхний предел числа Re зависит от условий входа в трубу, состояния поверхности стенок и т. д.

4. При движении реальной (вязкой) жидкости (газа) слой, непосредственно прилегающий к твердой поверхности, прилипает к ней. Вблизи твердой поверхности устанавливается переменная по сечению скорость, возрастающая от нуля на этой поверхности до скорости w невозмущенного потока (рис. 1-3). Эту область переменной по сечению скорости называют пограничным или пристеночным слоем.

5. При движении потока в прямых трубах (каналах) различают начальный участок течения и участок стабилизированного течения (рис. 1-3, *а*).

Начальный участок — участок трубы, в котором равномерный профиль скорости, соответствующий сечению на входе через плавный коллектор, постепенно переходит в нормальный профиль стабилизированного течения.

6. При ламинарном режиме стабилизированный профиль скорости устанавливается по параболическому закону (рис. 1-3, *б*,*1*), а при турбулентном режиме — приближенно по логарифмическому или степенному закону (рис. 1-3, *б*,*2*).

7. В случае ламинарного режима длина начального участка (расстояние от входного сечения за плавным коллектором до сечения, в котором скорость по оси отличается от соответствующей скорости полностью стабилизированного потока примерно на 1%) трубы круглого сечения, а также прямоугольного с отношением сторон

$$a/b=0{,}7\div 1{,}5$$

$$\frac{L_\text{нач}}{D_\mathrm{r}}=B\mathrm{Re}, \qquad (1\text{-}4)$$

где $B=\dfrac{L_\text{нач}}{D_\mathrm{r}\mathrm{Re}}$ — приведенная длина начального участка (по вычислениям Буссинеска [1-71],

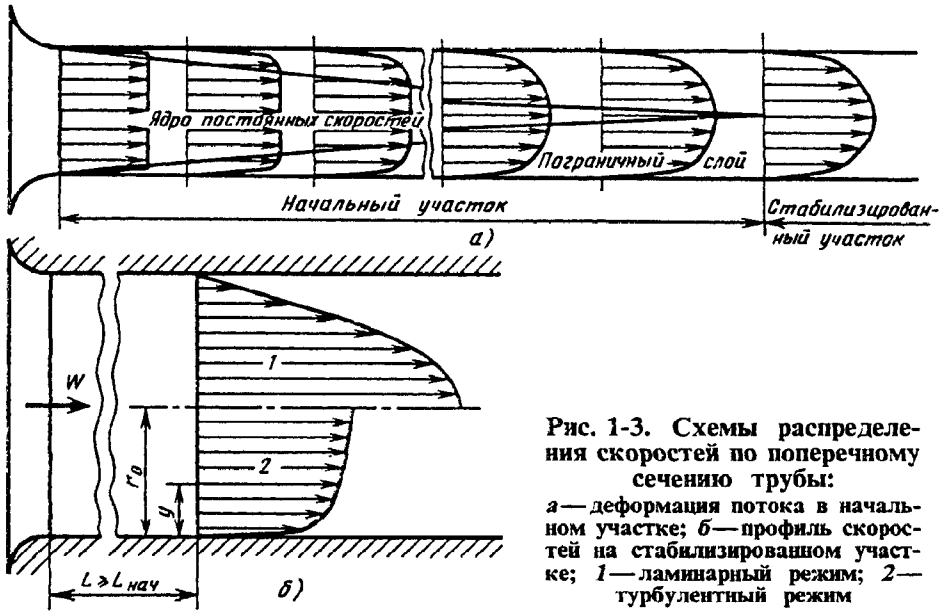


Рис. 1-3. Схемы распределения скоростей по поперечному сечению трубы:
а — деформация потока в начальном участке; *б* — профиль скоростей на стабилизированном участке; *1* — ламинарный режим; *2* — турбулентный режим

$B \approx 0{,}065$; по данным Шиллера [1-63], $B \approx 0{,}029$); $L_{нач}$ — длина начального участка трубы.

Длина $L_{нач}$ может достигать значительной величины; например, $L_{нач} = 130 D_г$ при $Re = 2000$.

8. При турбулентном режиме длина начального участка трубы кольцевого сечения с гладкими стенками может быть найдена по формуле Солодкина и Гиневского [1-50]:

$$\frac{L_{нач}}{D_г} = b' \lg Re + (a' - 4{,}3b'), \qquad (1\text{-}5)$$

где $a' = f_1(D_в/D_н)$ и $b' = f_2(D_в/D_н)$ определяются по рис. 1-4; $D_в$ и $D_н$ — диаметр внутренней и наружной труб соответственно.

Если $D_в/D_н \to 0$ $(D_в \to 0)$, то кольцевая труба переходит в трубу круглого сечения, для которой (1-5) принимает вид

$$\frac{L_{нач}}{D_0} = 7{,}88 \lg Re - 4{,}35. \qquad (1\text{-}6)$$

Если $D_в/D_н \to 1{,}0$, то кольцевая труба переходит в плоскую, для которой формула (1-4) принимает вид

$$\frac{L_{нач}}{D_г} = 3{,}28 \lg Re - 4{,}95. \qquad (1\text{-}7)$$

Из (1-4) — (1-7) следует, что при турбулентном течении длина $L_{нач}$ значительно меньше, чем при ламинарном; например, при $Re = 5 \cdot 10^5$ длина $L_{нач} \approx 35 D_г$. По опытам Кирстена, значения $L_{нач}$ больше (на 40 — 50%) значений, полученных по указанным формулам.

9. При невозмущенной среде до входа и совершенно плавном входе в трубу через коллектор с очень гладкими стенками режим течения во входной части начального участка смешанный («смешанный входной участок»); он характеризуется тем, что у стенок трубы образуется ламинарный пограничный слой даже при больших числах Рейнольдса, значительно превосходящих критическое значение. Этот слой по мере удаления от входа утолщается и на некотором расстоянии от входа x_t (в точке «перехода») турбулизируется (рис. 1-5). Утолщаясь вниз по потоку, этот турбулентный слой заполняет все сечение трубы, а распределение скоростей по сечению асимптотически приближается к распределению скорости при стабилизированном турбулентном течении.

10. Относительное расстояние $\bar{x}_t$ от точки перехода до входа зависит от числа Рейнольдса и может быть приближенно определено по формуле, предложенной Филипповым [1-59]:

$$\bar{x}_t = \frac{x_t}{D_0} = \frac{3{,}04 \cdot 10^5}{Re(1 + \eta_t)},$$

где $\eta_t = (w_я - w_0)/w_0$ находят по данным Шиллера [1-63]; w_0, $w_я$ — соответственно скорость, средняя по сечению, и скорость в ядре потока.

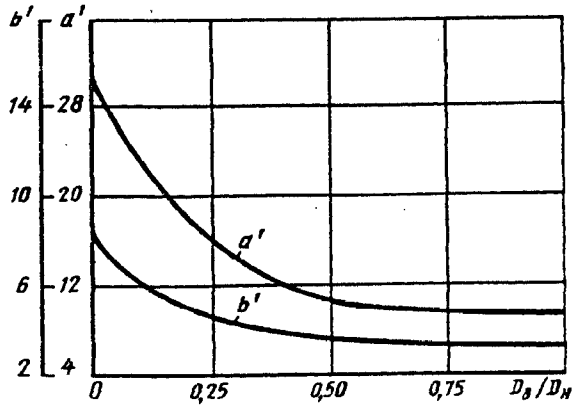


Рис. 1-4. Зависимость коэффициентов a' и b' от отношения диаметров $D_в/D_н$ кольцевой трубы

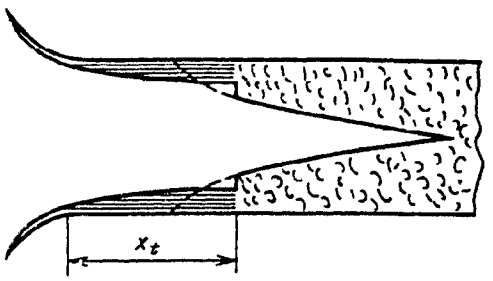


Рис. 1-5. Схема потока в смешанном входном участке трубы

При бо́льших Re значение $\eta_t \to 0$ и

$$\bar{x}_t = \frac{3{,}04 \cdot 10^5}{\mathrm{Re}}.$$

Зависимость $\bar{x}_t$ от Re приведена на рис. 1-6.

11. Толщина пограничного слоя на данном расстоянии от начального сечения прямой трубы (канала) может увеличиться или уменьшиться в зависимости от того, движется ли далее среда замедленно (с расширением сечения) или ускоренно (с сужением сечения).

При значительном расширении сечения возможен срыв потока у стенки, сопровождающийся образованием вихревой зоны (рис. 1-7).

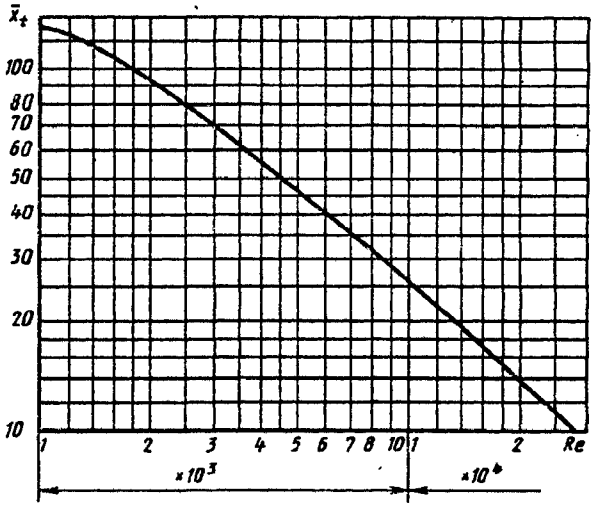


Рис. 1-6. Зависимость $\bar{x}_t$ от Re

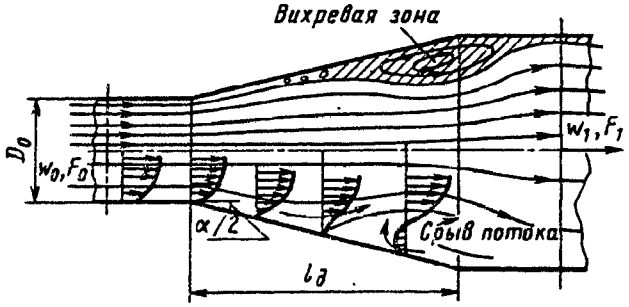


Рис. 1-7. Схема срыва потока и образования вихревой зоны в диффузоре

1-4. РАВНОВЕСИЕ ЖИДКОСТИ И ГАЗА

1. Жидкость (газ) находится в равновесии, если для каждой произвольно выделенной ее части результирующая всех сил, приложенных к этой части, равна нулю.

2. Уравнение равновесия жидкости (газа) одного и того же объема при неизменной плотности имеет вид

$$gz_0 + \frac{p_0}{\rho} = gz_1 + \frac{p_1}{\rho}, \qquad (1\text{-}8)$$

где z_0 и z_1 — координаты двух частиц жидкости (газа) данного объема относительно плоскости сравнения (соответствующие геометрические высоты, рис. 1-8), м; p_0 и p_1 — статическое давление (абсолютное) на уровне выбранных частиц, Па.

3. Давление в произвольной точке объема жидкости или газа можно определить, зная давление в какой-либо другой точке, принадлежащей тому же объему, а также глубину погружения $h = z_1 - z_0$ одной точки относительно другой (см. рис. 1-8):

$$\left.\begin{aligned} p_1 &= p_0 - g\rho(z_1 - z_0) = p_0 - g\rho h; \\ p_0 &= p_1 + g\rho(z_1 - z_0) = p_1 + g\rho h. \end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}9)$$

Поэтому, например, давление на стенки сосуда, заполненного неподвижным горячим газом ($\rho_г < \rho_а$), на уровне $h = z_г - z_а$, расположенном выше плоскости раздела газа и воздуха (рис. 1-9), как со стороны газа ($p_г$), так и со стороны воздуха (p_h) получается меньше, чем давление $p_а$ в плоскости раздела:

$$p_г = p_а - g\rho_г h \qquad (1\text{-}10)$$

$$\text{и } p_h = p_а - g\rho_а h, \qquad (1\text{-}11)$$

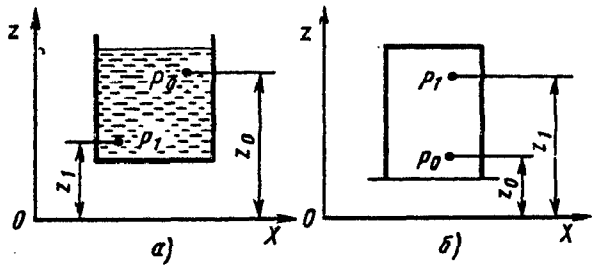


Рис. 1-8. Схема для определения давления в произвольной точке жидкости (газа) по давлению в заданной точке:
а **— $\rho > \rho_а$; *б* — $\rho_г < \rho_а$**

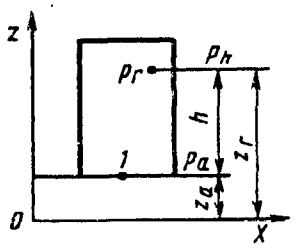


Рис. 1-9. Схема для определения избыточного давления горячего газа на произвольной высоте в сосуде по сравнению с атмосферным давлением на той же высоте

где $\rho_г$ и $\rho_а$ — соответственно плотность газа и воздуха (средняя по высоте h), кг/м^3.

4. Избыточное давление неподвижного горячего газа в сосуде на уровне $h=z_г-z_а$ по отношению к давлению воздуха на том же уровне h можно определить с помощью (1-10) и (1-11):

$$p_г-p_h=gh(\rho_а-\rho_г).$$

1-5. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Уравнения расхода и средняя скорость потока

1. Расходом жидкости или газа называют массу (или объем) жидкости (газа), протекающей через данное поперечное сечение трубы (канала) в единицу времени.

Различают массовый расход (например, G кг/с) или объемный расход (например, Q м^3/с).

2. В общем виде (при любой форме распределения скоростей потока по сечению) объемный расход

$$Q=\int_F dQ=\int_F w dF, \qquad (1\text{-}12)$$

где w — скорость потока в данной точке сечения трубы (канала), м/с.

Массовый расход

$$G=\rho Q=\int_F \rho w dF. \qquad (1\text{-}13)$$

3. Распределение скоростей потока по сечению трубы почти никогда не бывает равномерным. Для простоты решения практических задач вводится фиктивная средняя скорость потока:

$$w_{ср}=\frac{\int_F w dF}{F}=\frac{Q}{F}, \qquad (1\text{-}14)$$

откуда

$$Q=w_{ср}F. \qquad (1\text{-}15)$$

4. Объемный расход и соответственно скорость потока газа зависят от температуры, давления и влажности*[1].

Если при нормальных условиях (0° С, 101,325 кПа, сухой газ) объемный расход газа $Q_{н.у}$ м^3/с, а средняя скорость $w_{н.у}$ м/с, то при рабочих условиях

$$Q_р=Q_{н.у}\frac{T}{273}\frac{p_{н.у}}{p_р}\left(1+\frac{m}{0{,}804}\right) \qquad (1\text{-}16)$$

и соответственно

$$w_р=w_{н.у}\frac{T}{273}\frac{p_{н.у}}{p_р}\left(1+\frac{m}{0{,}804}\right), \qquad (1\text{-}17)$$

где m — содержание водяных паров в газе, кг/м^3; $p_р$ — давление рабочего газа в данном сечении, Па; $p_{н.у}$ — давление газа при нормальных условиях, Па.

Для сухого газа при давлении 101,325 кПа ($p=p_{н.у}$) объемный расход и соответственно скорость потока газа при рабочих условиях

$$Q_р=Q_{н.у}\frac{T}{273};\quad w_р=w_{н.у}\frac{T}{273}.$$

Плотность газа при рабочих условиях

$$\rho_р=(\rho_{н.у}+m)\frac{273}{T}\cdot\frac{1}{1+\frac{m}{0{,}804}}\cdot\frac{p_р}{p_{н.у}}, \qquad (1\text{-}18)$$

где $\rho_{н.у}$ — плотность сухого газа при нормальных условиях, кг/м^3.

Для сухого газа при давлении 101,325 кПа

$$\rho_р=\rho_{н.у}\frac{273}{T}.$$

Уравнение неразрывности потока

5. Уравнение неразрывности есть результат применения закона сохранения массы к движущейся среде (жидкости, газу).

В общем случае при любой форме распределения скоростей уравнение неразрывности для двух сечений трубы (канала) *0—0* и *1—1* (рис. 1-10) может быть записано в виде

$$\int_{F_0}\rho_0 w dF=\int_{F_1}\rho_1 w dF, \qquad (1\text{-}19)$$

где индексы 0 и 1 указывают, к какому сечению относятся данные величины.

При несжимаемой однородной среде плотность по сечению всегда постоянна; поэтому

$$\rho_0\int_{F_0} w dF=\rho_1\int_{F_1} w dF.$$

6. Учитывая (1-13) — (1-15), можно написать уравнение неразрывности (уравнение расхода) для равномерного сжимаемого и для любого несжимаемого потока в виде

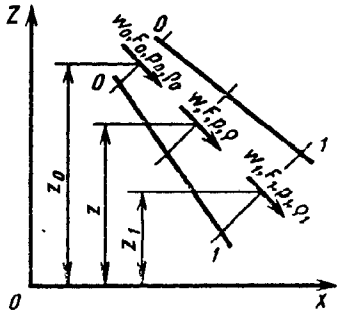


Рис. 1-10. Схема потока и его основные параметры для двух сечений канала

*[1] Рассматривается идеальный газ, подчиняющийся уравнению $pv=RT$, для которого внутренняя энергия зависит только от температуры.

$$\left.\begin{aligned}\rho_0 w_0 F_0 = \rho_1 w_1 F_1 = \rho w F = G,\\ \rho_0 Q_0 = \rho_1 Q_1 = \rho Q = G,\end{aligned}\right\} \quad (1\text{-}20)$$

где w_0 и w_1 — средние скорости соответственно в сечениях $0-0$ и $1-1$, м/с.

Если плотность движущейся среды не меняется вдоль потока, т. е. $\rho_0 = \rho_1 = \rho$, то уравнение неразрывности (расхода) имеет вид

$$w_0 F_0 = w_1 F_1 = wF \text{ или } Q_0 = Q_1 = Q = \frac{G}{\rho}.$$

Уравнение энергии (уравнение Бернулли) для сжимаемой и несжимаемой жидкости

7. К среде, движущейся по трубе (каналу), может быть применен закон сохранения энергии, согласно которому энергия потока жидкости (газа), протекающей в единицу времени через сечение $0-0$ (см. рис. 1-10), равна сумме энергий потока жидкости (газа), протекающей в единицу времени через сечение $1-1$, и потери внутренней (тепловой) и механической энергий на участке между этими сечениями.

8. В общем случае для потока как неупругой (капельной), так и упругой жидкости (газа) с неравномерным распределением скоростей и давлений по сечению*1 соответствующее уравнение энергий (мощности) имеет вид

$$\int_{F_0}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)wdF=$$

$$=\int_{F_1}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)wdF+\Delta N_{\text{общ}}, \quad (1\text{-}21)$$

где z — геометрическая высота центра тяжести соответствующего сечения, м; p — статическое давление (абсолютное) в точке соответствующего сечения, Па; U — удельная внутренняя (тепловая) энергия газа (которая была бы при течении без трения), Дж/кг; $\Delta N_{\text{общ}}$ — общая мощность, теряемая на участке между сечениями $0-0$ и $1-1$ и характеризующая величину механической энергии, превращаемой в теплоту, Вт.

9. Если мощность потока отнести к массовому расходу $\left(G=\int_F \rho w dF\right)$, то на основании (1-21)

$$\Delta e_{\text{общ}}=\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{G}=\frac{1}{G}\int_{F_0}\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}+\right.$$

$$\left.+gz+U\right)\rho w dF-\frac{1}{G}\int_{F_1}\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}+\right.$$

$$\left.+gz+U\right)\rho w dF=e_0-e_1, \quad (1\text{-}22)$$

где $e_0=\frac{1}{G}\int_{F_0}\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}+gz+U\right)\rho w dF$ и

$e_1=\frac{1}{G}\int_{F_1}\left(\frac{p}{\rho}+\frac{w^2}{2}+gz+U\right)\rho w dF$ — удельные энергии, осредненные по массовому расходу соответственно через сечения $0-0$ и $1-1$, Дж/кг; $\Delta e_{\text{общ}}=\Delta N_{\text{общ}}/G$ — общая потеря удельной энергии на участке между сечениями $0-0$ и $1-1$, Дж/кг.

Разделив (1-22) на g, получим:

$$\Delta H_{\text{общ}}=\frac{\Delta e_{\text{общ}}}{g}=\frac{1}{G}\int_{F_0}\left(\frac{p}{g\rho}+\frac{w^2}{2g}+z+\frac{U}{g}\right)\rho w dF-$$

$$-\frac{1}{G}\int_{F_1}\left(\frac{p}{g\rho}+\frac{w^2}{2g}+z+\frac{U}{g}\right)\rho w dF=H_0-H_1,$$

где $H_0=\frac{1}{G}\int_{F_0}\left(\frac{p}{g\rho}+\frac{w^2}{2g}+z+\frac{U}{g}\right)\rho w dF$ и

$H_1=\frac{1}{G}\int_{F_1}\left(\frac{p}{g\rho}+\frac{w^2}{2g}+z+\frac{U}{g}\right)\rho w dF$ — напоры, осредненные по массовому расходу соответственно через сечения $0-0$ и $1-1$, м.

10. Если мощность потока отнести к объемному расходу через определенное сечение, например $0-0$ $\left(Q_0=\int_{F_0} wdF\right)$, то

$$\Delta p_{\text{общ}}\equiv\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0}=$$

$$=\frac{1}{Q_0}\int_{F_0}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)wdF-$$

$$-\frac{1}{Q_0}\int_{F_1}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)wdF$$

или

$$\Delta p_{\text{общ}}=\frac{1}{Q_0}\int_{F_0}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)wdF-$$

$$-\frac{Q_1}{Q_0}\cdot\frac{1}{Q_1}\int_{F_1}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)wdF.$$

*1 В предположении отсутствия теплообмена и работы двигателя на данном участке сети.

Но $\frac{Q_1}{Q_0}=\frac{\int_{F_0}\rho dF}{\int_{F_1}\rho dF}=\frac{\rho_0}{\rho_1}$ и $\rho_0 Q_0=\rho_1 Q_1=G$,

поэтому можно написать

$$\Delta p_{\text{общ}}\equiv\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0}=$$

$$=\frac{1}{G}\int_{F_0}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)\rho w dF-$$

$$-\frac{\rho_0}{\rho_1}\frac{1}{G}\int_{F_1}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)\rho w dF=$$

$$=p_0^*-p_1^*, \qquad (1\text{-}23)$$

где $p_0^*=\frac{1}{G}\int_{F_0}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)\rho w dF$ — полное давление, осредненное по массовому расходу через сечение $0-0$*1; $p_1^*=\frac{\rho_0}{\rho_1}\cdot\frac{1}{G}\times$

$\times\int_{F_1}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)\rho w dF$ — полное давление, осредненное по массовому расходу через сечение $1-1$*1 и приведенное к объемному расходу в сечении $0-0$, т. е. к Q_0; $\Delta p_{\text{общ}}=\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0}$ — общие потери полного давления на участке между сечениями $0-0$ и $1-1$, приведенные к объемному расходу Q_0.

11. Статическое давление p в прямолинейном потоке в большинстве практических случаев постоянно по сечению даже при значительной неравномерности распределения скоростей; изменением плотности газа по сечению вследствие изменения скоростей для практических задач можно пренебречь (в пределах $\text{Ма}=w/a_1<1{,}0$). Поэтому вместо (1-21) можно написать

$$(p_0+g\rho_0 z_0+\rho_0 U)\,w_0 F_0+\int_{F_0}\frac{\rho w^3}{2}dF=$$

$$=(p_1+g\rho_1 z_1+\rho_1 U)\,w_1 F_1+\int_{F_1}\frac{\rho w^3}{2}dF+\Delta N_{\text{общ}}$$

или, решая относительно $\Delta N_{\text{общ}}$ и учитывая выражения (1-20),

$$\Delta N_{\text{общ}}=\left(p_0+N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}+g\rho_0 z_0+\rho_0 U_0\right)Q_0-$$

$$-\left(p_1+N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}+g\rho_1 z_1+\rho_1 U_1\right)Q_1, \qquad (1\text{-}24)$$

где $N_0=\frac{1}{F_0}\int_{F_0}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 dF$ и $N_1=\frac{1}{F_1}\int_{F_1}\left(\frac{w}{w_1}\right)^3 dF$ — коэффициенты кинетических энергий (коэффициенты Кориолиса) соответственно для сечений $0-0$ и $1-1$; они характеризуют степень неравномерности распределения кинетических энергий, а следовательно, и скоростей в указанных сечениях.

12. Мощность потока, отнесенная к массовому расходу, приводит к обобщенному уравнению Бернулли, написанному для реальной жидкости (газа) с учетом удельных потерь энергии (внутренней и внешней, т. е. механической) на рассматриваемом участке:

$$\frac{p_0}{\rho_0}+N_0\frac{w_0^2}{2}+gz_0+U_0=$$

$$=\frac{p_1}{\rho_1}+N_1\frac{w_1^2}{2}+gz_1+U_1+\Delta e_{\text{общ}} \qquad (1\text{-}25)$$

и соответственно

$$\frac{p_0}{g\rho_0}+N_0\frac{w_0^2}{2g}+z_0+\frac{U_0}{g}=$$

$$=\frac{p_1}{g\rho_1}+N_1\frac{w_1^2}{2g}+z_1+\frac{U_1}{g}+\Delta H_{\text{общ}} \qquad (1\text{-}26)$$

или

$$\Delta e_{\text{общ}}\equiv\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{G}=\left(\frac{p_0}{\rho_0}+N_0\frac{w_0^2}{2}+gz_0+U_0\right)-$$

$$-\left(\frac{p_1}{\rho_1}+N_1\frac{w_1^2}{2}+gz_1+U_1\right)=e_0-e_1 \qquad (1\text{-}27)$$

и

$$\Delta H_{\text{общ}}=\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{gG}=\left(\frac{p_0}{g\rho_0}+N_0\frac{w_0^2}{2g}+z_0+\frac{U_0}{g}\right)-$$

$$-\left(\frac{p_1}{g\rho_1}+N_1\frac{w_1^2}{2g}+z_1+\frac{U_1}{g}\right)=H_0-H_1.$$

---

*1 Для участков с неравномерным распределением потока по сечению (при сохранении температуры торможения постоянной вдоль потока и при вычислении потерь энергии по измеренным полным давлениям в различных точках сечения) следует осреднять логарифмы полного давления, а не полное давление:

$$\ln p_{\text{ср}}^*=\frac{1}{G}\int_G \ln p^*\, dG.$$

Вместе с тем при небольшой неравномерности потока и значениях $\text{Ма}<1$ отступление от этого правила не приводит к большой ошибке [1-41].

13. Мощность потока, отнесенная к объемному расходу (например, к Q_0), приводит к обобщенному уравнению Бернулли в виде

$$p_0+N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}+g\rho_0 z_0+\rho_0 U_0=$$

$$=\left(p_1+N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}+g\rho_1 z_1+\rho_1 U_1\right)\frac{\rho_0}{\rho_1}+\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0}=$$

$$=\left(p_1+N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}+g\rho_1 z_1+\rho_1 U_1\right)\times$$

$$\times\frac{\rho_0}{\rho_1}+\Delta p_{\text{общ}} \qquad (1\text{-}28)$$

или

$$\Delta p_{\text{общ}}\equiv\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0}=\left(p_0+N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}+g\rho_0 z_0+\rho_0 U_0\right)-$$

$$-\left(p_1+N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}+g\rho_1 z_1+\rho_1 U_1\right)\frac{\rho_0}{\rho_1}=$$

$$=p_0^{*}-p_1^{*}, \qquad (1\text{-}29)$$

где $p_0^{*}=p_0+N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}+g\rho_0 z_0+\rho_0 U_0$ — полное давление в сечении $0-0$; $p_1^{*}=\left(p_1+N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}+g\rho_1 z_1+\rho_1 U_1\right)\frac{\rho_0}{\rho_1}$ — полное давление в сечении $1-1$, приведенное к объемному расходу в сечении $0-0$.

Все члены (1-28) получаются в единицах измерения давления, т. е. в паскалях, и носят названия: $g\rho_0 z_0$, $g\rho_1 z_1$ — геометрическое давление; p_0, p_1 — статическое давление; $N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}$, $N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}$ — динамическое давление; $\Delta p_{\text{общ}}\equiv\equiv\Delta N_{\text{общ}}/Q_0$ — общие потери полного давления (общее гидравлическое сопротивление) в результате преодоления гидравлического сопротивления участка между сечениями $0-0$ и $1-1$.

14. Изменение внутренней энергии (мощности) U_0-U_1 зависит от того термодинамического процесса, который совершает газ на пути от сечения $0-0$ до сечения $1-1$. Для политропного процесса параметры газа изменяются по соотношению

$$\frac{p_0}{\rho_0^n}=\frac{p_1}{\rho_1^n}=\frac{p}{\rho^n}, \qquad (1\text{-}30)$$

где n — показатель политропы, который для участка с местным сопротивлением ввиду ограниченности участка может быть во многих случаях приближенно принят постоянным и лежащим в пределах $1<n<k$ ($k=c_p/c_v$ — показатель изоэнтропы, см. табл. 1-3).

15. На основании законов термодинамики [1-68] при отсутствии подвода теплоты извне

$$U_1-U_0=\int_{p_1}^{p_0}p\,dv=\frac{p_0}{\rho_0}-\frac{p_1}{\rho_1}-\int_{p_1}^{p_0}\frac{dp}{\rho}=$$

$$=\frac{p_0}{\rho_0}-\frac{p_1}{\rho_1}-\frac{n}{n-1}\left(\frac{p_0}{\rho_0}-\frac{p_1}{\rho_1}\right), \qquad (1\text{-}31)$$

где $v=1/\rho$ — удельный объем газа, м^3/кг.

На основании (1-27), (1-30) и (1-31)

$$\Delta e_{\text{общ}}=g(z_0-z_1)+N_0\frac{w_0^2}{2}-N_1\frac{w_1^2}{2}+\frac{n}{n-1}\times$$

$$\times\left(\frac{p_0}{\rho_0}-\frac{p_1}{\rho_1}\right)$$

$$\text{или}\quad \Delta e_{\text{общ}}=g(z_0-z_1)+N_0\frac{w_0^2}{2}-$$

$$-N_1\frac{w_1^2}{2}-\frac{n}{n-1}\frac{p_0}{\rho_0}\left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right]. \qquad (1\text{-}32)$$

16. При приближенных расчетах в некоторых случаях можно считать процесс изоэнтропическим. Для этого процесса вместо показателя политропы n в (1-31), (1-32) будет стоять показатель изоэнтропы k.

17. В некоторых случаях состояние потока изменяется по изотерме (постоянная температура), при которой давление пропорционально плотности газа:

$$\frac{p_0}{\rho_0}=\frac{p_1}{\rho_1}=\frac{p}{\rho}; \qquad (1\text{-}33)$$

$$\int_{p_1}^{p_0}\frac{dp}{\rho}=\frac{p_0}{\rho_0}\ln\frac{p_0}{p_1}. \qquad (1\text{-}34)$$

Тогда в окончательном виде на основании (1-27) и (1-34)

$$\Delta e_{\text{общ}}=g(z_0-z_1)+N_0\frac{w_0^2}{2}-N_1\frac{w_1^2}{2}-\frac{p_0}{\rho_0}\ln\frac{p_0}{p_1}. \qquad (1\text{-}35)$$

18. Опыты Губарева [1-20] показали, что для таких фасонных элементов, как тройники и запорные устройства, состояние газа изменяется по политропе, более близкой к изотерме. При этом для воздуха, протекающего через тройники, показатель политропы $n\approx 1{,}0$, а через запорные устройства $n\approx 1{,}15$.

19. Формулы (1-32) и (1-35) можно использовать не только при больших скоростях газового потока, но и при малых скоростях, но больших перепадах давления на участках местного сопротивления.

20. В качестве основных критериев подобия газовых потоков служит число Маха или приведенная скорость $\lambda_c\equiv\frac{w}{a_{\text{кр}}}$.

Число Маха

$$\mathrm{Ma} \equiv \frac{w}{a_1}, \qquad (1\text{-}36)$$

где a_1 — скорость распространения звука;

$$a_1 = \sqrt{k\frac{p}{\rho}} = \sqrt{kRT}. \qquad (1\text{-}37)$$

Для воздуха

$$a_1 \approx 20{,}1\sqrt{T}.$$

21. Скорость течения, равная местной скорости звука и называемая критической скоростью,

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p^*}{\rho^*}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}, \qquad (1\text{-}38)$$

где p^* — давление заторможенного потока газа (полное давление); ρ^* — плотность заторможенного потока газа; T^* — температура заторможенного потока газа (температура торможения).

Скорость звука в заторможенной среде

$$a^* = \sqrt{k\frac{p^*}{\rho^*}} = \sqrt{kRT^*}, \qquad (1\text{-}39)$$

так что $a_{кр} = a^*\sqrt{\frac{2}{k+1}}$.

Для воздуха

$$a^* = 20{,}1\sqrt{T^*}, \quad a_{кр} = 18{,}3\sqrt{T^*}. \qquad (1\text{-}40)$$

Приведенная скорость

$$\lambda_c \equiv \frac{w}{a_{кр}} = w \Big/ \sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p^*}{\rho^*}} = w \Big/ \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}. \qquad (1\text{-}41)$$

22. Если идеальную газовую струю, для которой нет потерь энергии ($\Delta e_{общ} = 0$) и нет теплового воздействия, затормозить изоэнтропическим путем, доведя скорость $w_0 = w$ (при этом $n = k$; $p_0 = p$; $\rho_0 = \rho$; $z_0 = z_1 = 0$; $N_0 = N_1 = 1$, а $p_1 = p^*$ — полное давление или давление торможения) до скорости $w_2 = 0$, то (1-32) примет вид

$$\frac{w^2}{2} = \frac{k}{k-1}\frac{p}{\rho}\left[\left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right],$$

откуда

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\frac{w^2}{kp/\rho}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

или с учетом (1-36) и (1-37)

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (1\text{-}42)$$

23. Между числами Ма и λ_c существует следующая связь:

$$\mathrm{Ma} = \sqrt{\frac{2}{k+1}}\frac{\lambda_c}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_c^2}} \qquad (1\text{-}43)$$

или

$$\lambda_c = \frac{\sqrt{\frac{k+1}{2}}\mathrm{Ma}}{\sqrt{1 + \frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2}}.$$

На основании (1-42) и (1-43)

$$\pi(\lambda_c) \equiv \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_c^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (1\text{-}44)$$

Для плотности идеально заторможенного газа с учетом соотношения, аналогичного (1-30), т. е.

$$\frac{p^*}{p} = \left(\frac{\rho^*}{\rho}\right)^k, \qquad (1\text{-}45)$$

получается

$$\varepsilon(\lambda_c) \equiv \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_c^2\right)^{\frac{1}{k-1}}. \qquad (1\text{-}46)$$

Соответственно для температуры торможения

$$\tau(\lambda_c) \equiv \frac{T}{T^*} = \left(\frac{\rho}{\rho^*}\right)^{k-1} = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_c^2. \qquad (1\text{-}47)$$

Газодинамические функции (1-44), (1-46) и (1-47) приведены в табл. 1-9.

Там же приведены функции, характеризующие поток массы

$$q(\lambda_c) \equiv \frac{\rho w}{\rho_{кр} a_{кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\lambda_c\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_c^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

(эта функция называется приведенной плотностью потока массы)

и

$$y(\lambda_c) \equiv \frac{F_{кр}p^*}{Fp} = \frac{q(\lambda_c)}{\pi(\lambda_c)} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}}\frac{\lambda_c}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_c^2}.$$

Величина, обратная $y(\lambda_c)$, характеризует изменение статического импульса в сечении изоэнтропического потока в зависимости от скорости.

Кроме того, в табл. 1-9 приведена функция

$$\chi(\lambda_c) = \frac{k+1}{2k}\left(\frac{1}{\lambda_c^2} + 2\ln\lambda_c\right),$$

1-9. Таблица газодинамических функций для дозвукового потока и функция $\chi(\lambda_c)$ при $K=1,4$

λ_c	τ	π	ε	q	y	Ma	χ
0,01	0,99998	0,99994	0,99996	0,01577	0,01577	0,00913	8563,5
0,02	0,99993	0,99977	0,99983	0,03154	0,03155	0,01836	2136,14
0,03	0,99985	0,99948	0,99963	0,04731	0,04733	0,02739	946,367
0,04	0,99973	0,99907	0,99933	0,06306	0,06311	0,03652	530,195
0,05	0,99958	0,99854	0,99896	0,07879	0,07890	0,04565	337,720
0,06	0,99940	0,99790	0,99850	0,09450	0,09470	0,05479	233,271
0,07	0,99918	0,99714	0,99796	0,11020	0,11051	0,06393	170,368
0,08	0,99893	0,99627	0,99734	0,12586	0,12633	0,07307	129,599
0,09	0,99865	0,99528	0,99663	0,14149	0,14216	0,08221	101,692
0,10	0,99833	0,99418	0,99584	0,15709	0,15801	0,09136	81,7669
0,11	0,99798	0,99296	0,99497	0,17265	0,17387	0,10052	67,0543
0,12	0,99760	0,99163	0,99401	0,18816	0,18975	0,10968	55,8890
0,13	0,99718	0,99018	0,99297	0,20363	0,20565	0,11884	47,2209
0,14	0,99673	0,98861	0,99185	0,21904	0,22157	0,12801	40,3612
0,15	0,99625	0,98694	0,99065	0,23440	0,23751	0,13719	34,8430
0,16	0,99573	0,98515	0,98937	0,24971	0,25347	0,14637	30,3405
0,17	0,99518	0,98324	0,98300	0,26495	0,26946	0,15556	26,6212
0,18	0,99460	0,98123	0,98655	0,28012	0,28548	0,16476	23,5153
0,19	0,99398	0,97910	0,98503	0,29523	0,30153	0,17397	20,8966
0,20	0,99333	0,97686	0,98342	0,31026	0,31761	0,18319	18,6695
0,21	0,99265	0,97451	0,98173	0,32521	0,33372	0,19241	16,7609
0,22	0,99193	0,97205	0,97996	0,34008	0,34986	0,20165	15,1139
0,23	0,99118	0,96948	0,97810	0,35487	0,36604	0,21089	13,6836
0,24	0,99040	0,99680	0,97617	0,36957	0,38226	0,22015	12,4345
0,25	0,98958	0,96401	0,97416	0,38417	0,39851	0,22942	11,3378
0,26	0,98873	0,96112	0,97207	0,39868	0,41481	0,23869	10,3704
0,27	0,98785	0,95812	0,96990	0,41309	0,43115	0,24799	9,51321
0,28	0,98693	0,95501	0,96765	0,42740	0,44753	0,25729	8,75071
0,29	0,98598	0,95180	0,96533	0,44160	0,46396	0,26661	8,06987
0,30	0,98500	0,94848	0,96292	0,45569	0,48044	0,27594	7,45985
0,31	0,98398	0,94506	0,96044	0,46966	0,49697	0,28528	6,91153
0,32	0,98293	0,94153	0,95788	0,48352	0,51355	0,29464	6,41722
0,33	0,98185	0,93790	0,95524	0,49726	0,53018	0,30402	5,97035
0,34	0,98073	0,93418	0,95253	0,51087	0,54687	0,31341	5,56534
0,35	0,97958	0,93035	0,94974	0,52435	0,56361	0,32282	5,19738
0,36	0,97840	0,92642	0,94687	0,53771	0,58042	0,33224	4,86235
0,37	0,97718	0,92239	0,94393	0,55093	0,59728	0,34168	4,55665
0,38	0,97593	0,91827	0,94091	0,56401	0,61421	0,35114	4,27717
0,39	0,97465	0,91405	0,93782	0,57695	0,63120	0,36062	4,02120
0,40	0,97333	0,90974	0,93466	0,58975	0,64826	0,37012	3,78635
0,41	0,97198	0,90533	0,93142	0,60240	0,66539	0,37963	3,57055
0,42	0,97060	0,90083	0,92811	0,61490	0,68259	0,39917	3,37194
0,43	0,96918	0,89623	0,92473	0,62724	0,69987	0,39873	3,18890
0,44	0,96773	0,89155	0,92127	0,63943	0,71722	0,40830	3,01999
0,45	0,96625	0,88677	0,91775	0,65146	0,73464	0,41790	2,86393
0,46	0,96473	0,88191	0,91415	0,66333	0,75215	0,42753	2,71957
0,47	0,96318	0,87696	0,91048	0,67503	0,76974	0,43717	2,58590
0,48	0,96160	0,87193	0,90675	0,68656	0,78741	0,44684	2,46200
0,49	0,95998	0,86681	0,90294	0,69792	0,80517	0,45653	2,34705
0,50	0,95833	0,86160	0,89907	0,70911	0,82301	0,46625	2,24032
0,51	0,95665	0,85632	0,89512	0,72012	0,84095	0,47600	2,14113
0,52	0,95493	0,85095	0,89111	0,73095	0,85898	0,48576	2,04889
0,53	0,95318	0,84551	0,88704	0,74160	0,87711	0,49556	1,96305
0,54	0,95140	0,83998	0,88289	0,75206	0,89533	0,50538	1,88313
0,55	0,94958	0,83438	0,87868	0,76234	0,91366	0,51524	1,80866

Продолжение табл. 1-9

λ_c	τ	π	ε	q	y	Ma	χ
0,56	0,94773	0,82871	0,87441	0,77243	0,93208	0,52511	1,73926
0,57	0,94583	0,82296	0,87007	0,78232	0,95062	0,53502	1,67454
0,58	0,94393	0,81714	0,86567	0,79202	0,96926	0,54496	1,61417
0,59	0,94198	0,81124	0,86121	0,80152	0,98801	0,55493	1,55783
0,60	0,94000	0,80528	0,85668	0,81082	1,00688	0,56493	1,50525
0,61	0,93798	0,79925	0,85209	0,81992	1,02586	0,57497	1,45676
0,62	0,93593	0,79315	0,84745	0,82881	1,04496	0,58503	1,41033
0,63	0,93385	0,78699	0,84274	0,83750	1,06418	0,59513	1,36753
0,64	0,93173	0,78077	0,83797	0,84598	1,08353	0,60526	1,32757
0,65	0,92958	0,77448	0,83315	0,85425	1,10301	0,61543	1,29025
0,66	0,92740	0,76813	0,82826	0,86231	1,12261	0,62563	1,25541
0,67	0,92518	0,76172	0,82332	0,87016	1,14235	0,63537	1,22289
0,68	0,92293	0,75526	0,81833	0,87778	1,16223	0,64615	1,19254
0,69	0,92065	0,74874	0,81327	0,88519	1,18225	0,65646	1,16423
0,70	0,91833	0,74217	0,80817	0,89238	1,20241	0,66682	1,13783
0,71	0,91598	0,73554	0,80301	0,89935	1,22271	0,67721	1,11321
0,72	0,91360	0,72886	0,79779	0,90610	1,24317	0,68764	1,09029
0,73	0,91118	0,72214	0,79253	0,91262	1,26378	0,69812	1,06894
0,74	0,90873	0,71536	0,78721	0,91892	1,28454	0,70864	1,04909
0,75	0,90625	0,70855	0,78184	0,92498	1,30547	0,71919	1,03064
0,76	0,90373	0,70168	0,77643	0,93082	1,32656	0,72980	1,01351
0,77	0,90118	0,69478	0,77096	0,93643	1,34782	0,74045	0,99762
0,78	0,89860	0,68783	0,76545	0,94181	1,36925	0,75114	0,98291
0,79	0,89598	0,68085	0,75989	0,94696	1,39085	0,76188	0,96931
0,80	0,89333	0,67383	0,75428	0,95187	1,41263	0,77267	0,95675
0,81	0,89065	0,66677	0,74863	0,95655	1,43460	0,78350	0,94518
0,82	0,88793	0,65968	0,74294	0,96099	1,45676	0,79439	0,93455
0,83	0,88518	0,65255	0,73720	0,96519	1,47910	0,80532	0,92479
0,84	0,88240	0,64540	0,73141	0,96916	1,50164	0,81631	0,91588
0,85	0,87958	0,63822	0,72559	0,97289	1,52439	0,82735	0,90775
0,86	0,87673	0,63101	0,71973	0,97638	1,54733	0,83844	0,90037
0,87	0,87385	0,62378	0,71383	0,97964	1,57049	0,84959	0,89370
0,88	0,87093	0,61652	0,70788	0,98265	1,59386	0,86079	0,88770
0,89	0,86798	0,60924	0,70191	0,98542	1,61745	0,87205	0,88234
0,90	0,86500	0,60194	0,69589	0,98795	1,64127	0,88337	0,87758
0,91	0,86198	0,59463	0,68984	0,99024	1,66531	0,89475	0,87339
0,92	0,85893	0,58730	0,68375	0,99229	1,68959	0,90619	0,86975
0,93	0,85585	0,57995	0,67763	0,99410	1,71411	0,91768	0,86662
0,94	0,85273	0,57259	0,67148	0,99567	1,73887	0,92925	0,86398
0,95	0,84958	0,56522	0,66530	0,99699	1,76389	0,94087	0,86381
0,96	0,84640	0,55785	0,65908	0,99808	1,78916	0,95256	0,86008
0,97	0,84318	0,55046	0,65284	0,99892	1,81469	0,96432	0,85876
0,98	0,83993	0,54307	0,64656	0,99952	1,84049	0,97614	0,85785
0,99	0,83665	0,53568	0,64026	0,99988	1,86657	0,98804	0,85731
1,00	0,83333	0,52828	0,63394	1,00000	1,89293	1,00000	0,85714

позволяющая вычислить потери на трение на участке *0—1* (на длине $\bar{l}=l/D_r$):

$$\chi(\lambda_{c0})-\chi(\lambda_{c1})=\int_0^{\bar{l}}\lambda_{тр}d\bar{x}.$$

24. Массовый расход выражается через функции $q(\chi_c)$ и $y(\lambda_c)$:

$$G=m\frac{p^*Fq(\lambda_c)}{g\sqrt{T^*}}=m\frac{pFq(\lambda_c)}{\pi(\lambda)g\sqrt{T^*}}=m\frac{pFy(\lambda_c)}{g\sqrt{T^*}},$$

где m — коэффициент, для воздуха равный 0,3965 $К^{0,5}\ с^{-1}$.

25. Разлагая (1-42) в ряд по правилу бинома Ньютона, в окончательном виде для полного давления получим следующее выражение:

$$p^* = p + \frac{\rho w^2}{2}\left[1 + \frac{1}{4}\mathrm{Ma}^2 + \frac{2-k}{24}\mathrm{Ma}^4 + \ldots\right] =$$

$$= p + \frac{\rho w^2}{2}(1 + \delta_{сж}). \qquad (1\text{-}48)$$

Поправка на влияние сжимаемости газа

$$\delta_{сж} = \frac{1}{4}\mathrm{Ma}^2 + \frac{2-k}{24}\mathrm{Ma}^4 \approx \frac{1}{4}\mathrm{Ma}^2.$$

Для струи несжимаемой жидкости полное давление

$$p^* = p + \frac{\rho w^2}{2}. \qquad (1\text{-}49)$$

Если число $\mathrm{Ma} \equiv w/a_1$ очень мало, то (1-48) выражается в виде (1-49).

26. В табл. 1-10 приведены значения $\delta_{сж}$, δ_ρ и ΔT_1 в зависимости от числа Ma_0 и скорости потока воздуха w_0 ($k = 1{,}41$) при 0° С и 101,325 кПа [1-68].

Поправка на плотность

$$\delta_\rho = \frac{\rho_1 - \rho_0}{\rho_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{1/k} - 1 \cong \frac{\mathrm{Ma}_0^2}{2}\left(1 + \frac{\mathrm{Ma}_0}{7} + \ldots\right),$$

а поправка на температуру

$$\Delta T_1 = T_1 - T_0 = T_0\left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] =$$

$$= T_0\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}_0^2 = 56{,}0\ \mathrm{Ma}_0^2. \qquad (1\text{-}50)$$

Индекс 0 относится к сечению *0—0*, а 1 — к сечению *1—1* данного потока.

27. Для несжимаемой жидкости, к которой можно отнести также и газ при небольших скоростях потока (практически до $w \approx 150$ м/с), $U_0 \approx U_1$. Тогда на основании (1-27) получим

$$g\rho_0 z_0 + p_0 + N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2} = \left(g\rho_1 z_1 + p_1 + N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}\right) \times$$

$$\times\frac{\rho_0}{\rho_1} + \Delta p_{общ} \qquad (1\text{-}51)$$

или

$$\Delta p_{общ} = \left(g\rho_0 z_0 + p_0 + N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}\right) -$$

$$-\left(g\rho_1 z_1 + p_1 + N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}\right)\frac{\rho_0}{\rho_1}. \qquad (1\text{-}52)$$

28. При малом перепаде давления (практически до 10000 Па) $\rho_0 = \rho_1 = \rho$; тогда вместо (1-51)

$$g\rho z_0 + p_0 + N_0\frac{\rho w_0^2}{2} = g\rho z_1 + p_1 + N_1\frac{\rho w_1^2}{2} + \Delta p_{общ} \qquad (1\text{-}53)$$

и при равномерном поле скоростей, когда $N_0 = N_1 = 1$,

$$g\rho z_0 + p_0 + \frac{\rho w_0^2}{2} = g\rho z_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} + \Delta p_{общ}$$

или

$$\Delta p_{общ} = \left(g\rho z_0 + p_0 + \frac{\rho w_0^2}{2}\right) - \left(g\rho z_1 + p_1 + \frac{\rho w_1^2}{2}\right). \qquad (1\text{-}54)$$

Самотяга

29. Если к каждой части (1-51) прибавить и вычесть соответственно величины p_{z_0} и p_{z_1}, то

$$g\rho z_0 + p_0 + p_{z_0} - p_{z_0} + N_0\frac{\rho w_0^2}{2} =$$

$$= g\rho z_1 + p_1 + p_{z_1} - p_{z_1} + N_1\frac{\rho w_1^2}{2} + \Delta p_{общ}, \qquad (1\text{-}55)$$

где p_{z_0} и p_{z_1} — давление воздуха соответственно на высоте z_0 и z_1, Па.

На основании выражения (1-11)

$$p_{z_0} = p_a - g\rho_a z_0;\ p_{z_1} = p_a - g\rho_a z_1, \qquad (1\text{-}56)$$

где p_a — давление воздуха в плоскости сравнения (рис. 1-11), Па; ρ_a — средняя по высоте z плотность воздуха; в данном случае плотность принимают практически одинаковой для обеих высот z_0 и z_1, кг/м³.

После соответствующих преобразований вместо (1-55) получим

$$(\rho - \rho_a)gz_0 + (p_0 - p_{z_0}) + N_0\frac{\rho w_0^2}{2} =$$

$$= (\rho - \rho_a)gz_1 + (p_1 - p_{z_1}) + N_1\frac{\rho w_1^2}{2} + \Delta p_{общ}. \qquad (1\text{-}57)$$

1-10. Зависимость $\delta_{сж}$, δ_ρ и ΔT_1 от w_0 и Ma_0

w_0, м/с	Ma_0	$\delta_{сж}$, %	δ_ρ, %	ΔT_1, °С	w_0, м/с	Ma_0	$\delta_{сж}$, %	δ_ρ, %	ΔT_1, °С
34	0,1	0,25	0,5	0,59	203	0,6	9	18,9	21,3
68	0,2	1,0	2,0	2,4	238	0,7	12,8	26,8	29,0
102	0,3	2,25	4,5	5,4	272	0,8	17,3	35,0	37,8
136	0,4	4,0	8,0	9,5	306	0,9	21,9	45,3	48,0
170	0,5	6,2	12,9	14,8	340	1,0	27,5	57,2	59,2

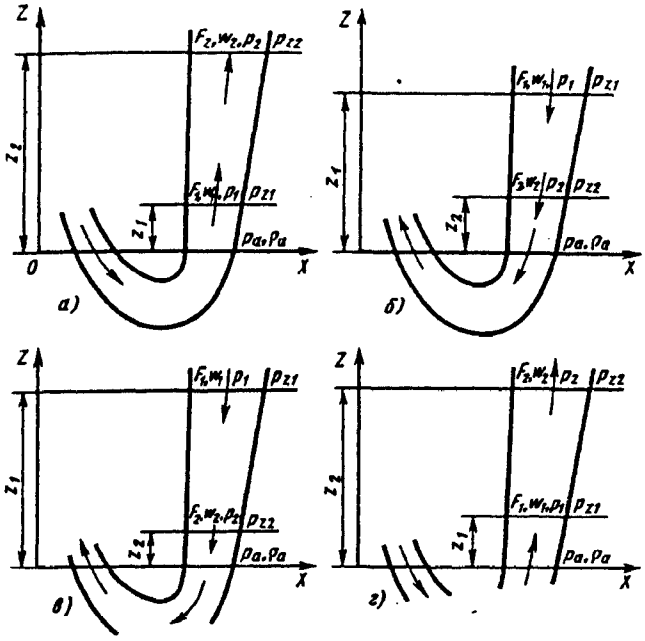


Рис. 1-11. Схема для выбора знака самотяги:
а—$\rho>\rho_а$; *б*—$\rho<\rho_а$; *в*—$\rho>\rho_а$; *г*—$\rho<\rho_а$

30. Потеря полного давления на участке между сечениями *0—0* и *1—1* на основании (1-57)

$$\Delta p_{общ}=(p_0-p_{z_0})-(p_1-p_{z_1})+N_0\frac{\rho w_0^2}{2}-$$

$$-N_1\frac{\rho w_1^2}{2}+g(\rho_а-\rho)(z_1-z_0)$$

или сокращенно

$$\Delta p_{общ}=(p_{0.ст}-p_{1.ст})+(p_{0.д}-p_{1.д})+p_с=$$

$$=p_{0.п}-p_{1.п}+p_с, \qquad (1\text{-}58)$$

где $p_д=N\frac{\rho w^2}{2}$ — динамическое давление в данном сечении потока (всегда положительная величина), Па; $p_{ст}=p-p_z$ — избыточное статическое давление (разность между абсолютным давлением p в сечении потока на высоте z и давлением воздуха p_z на той же высоте), Па; это давление может быть положительным или отрицательным; $p_п=p_д+p_{ст}$ — избыточное полное давление в данном сечении потока, Па.

Избыточное геометрическое давление (для газов — «самотяга»)

$$p_с=g(z_1-z_0)(\rho_а-\rho). \qquad (1\text{-}59)$$

31. Избыточное геометрическое давление (самотяга) вызывается стремлением жидкости (газа) опускаться или подниматься в зависимости от того, в какой среде — более легкой или более тяжелой — данная жидкость (газ) находится. Это давление может быть положительным или отрицательным в зависимости от того, способствует оно или препятствует движению потока.

Если при $\rho>\rho_а$ поток направлен вверх (рис. 1-11, *а*), а при $\rho<\rho_а$ поток направлен вниз (рис. 1-11, *б*), то избыточное давление $p_с$ будет отрицательным, препятствующим движению потока. Если при $\rho>\rho_а$ поток направлен вниз (рис. 1-11, *в*), а при $\rho<\rho_а$ поток направлен вверх (рис. 1-11, *г*), то избыточное давление $p_с$ будет положительным, способствующим перемещению потока.

32. Если (1-58) решить относительно перепада полных давлений $\Delta p_п=p_{0п}-p_{1п}$, который определяет потребное давление нагнетателя $p_{наги}$, то

$$p_{наги}=\Delta p_п=\Delta p_{общ}-g(z_1-z_0)(\rho_а-\rho)=\Delta p_{общ}-p_с.$$

При условии $\rho>\rho_а$ и направлении потока вверх или при $\rho<\rho_а$ и направлении потока вниз получается отрицательная «самотяга» (геометрическое давление). Тогда

$$p_{наги}=\Delta p_{общ}+p_с.$$

В противном случае

$$p_{наги}=\Delta p_{общ}-p_с.$$

В общем случае

$$p_{наги}=\Delta p_{общ}\pm p_с.$$

33. При равенстве плотностей ρ протекающей среды и $\rho_а$ окружающего воздуха, а также при горизонтальном расположении труб (каналов) геометрическое давление (самотяга) равно нулю. Следовательно, (1-58) упрощается:

$$\Delta p_{общ}=p_{0п}-p_{1п}.$$

34. В тех случаях, когда статическое давление, как и скорость, неравномерно по сечению и этой неравномерностью нельзя пренебречь, общее гидравлическое сопротивление участка следует определять как разность полных давлений плюс (или минус) самотяга (если она не равна нулю):

$$\Delta p_{общ}=\frac{1}{Q}\int_{F_0}(p_{ст}+p_д)\,w\,dF-\frac{1}{Q}\int_{F_1}(p_{ст}+p_д)\,w\,dF\pm p_с,$$

где $\frac{1}{Q}\int_F(p_{ст}+p_д)\,w\,dF$ — избыточное полное давление потока жидкости (газа), проходящей через данное сечение F, Па; $p_{ст}+p_д$ — избыточное полное давление в данной точке сечения, Па.

1-6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕТЕЙ

1. В каждой сети, как и в отдельных участках, часть полного давления, идущая на преодоление сил гидравлических сопротивлений, является для нее безвозвратно потерянной, так как из-за молекулярной

и турбулентной вязкости движущейся среды механическая работа сил сопротивления преобразуется необратимо в теплоту. Поэтому общая энергия (включающая и тепловую энергию) потока на данном участке трубы при отсутствии теплопередачи через стенки остается неизменной. Однако состояние потока при этом меняется, так как давление падает. Температура же вдоль потока при неизменной скорости не меняется. Объясняется это тем, что работа расширения, обусловленная падением давления, целиком преобразуется в работу сил сопротивления, и теплота, возникающая из этой механической работы, возмещает охлаждение, получаемое вследствие расширения.

Вместе с тем энергия, приобретенная потоком в результате работы компрессора (вентилятора и т. п.), для данной сети теряется в виде кинетической или тепловой энергии при выходе жидкости (газа) в окружающую среду (в другой объем).

2. Различают два вида потерь полного давления (гидравлического сопротивления) в сети трубопровода:

1) потери на трение (сопротивление трения) $\Delta p_{тр}$;

2) местные потери (местное сопротивление) $\Delta p_{м}$.

Гидравлическое трение вызывается вязкостью (как молекулярной, так и турбулентной) реальных жидкостей и газов, возникающей при их движении, и является результатом обмена количеством движения между молекулами (при ламинарном течении), а также и между отдельными частицами (при турбулентном течении) соседних слоев жидкости (газа), движущихся с различными скоростями.

3. Местные потери полного давления возникают при местном нарушении нормального течения, отрыве потока от стенок, вихреобразовании и интенсивном турбулентном перемешивании потока в местах изменения конфигурации трубопровода или при встрече и обтекании препятствий [вход жидкости (газа) в трубопровод; расширение, сужение, изгиб и разветвление потока; протекание жидкости (газа) через отверстия, решетки, дроссельные устройства; фильтрация через пористые тела; обтекание различных препятствий и т. п.]. Эти явления усиливают обмен количеством движения между частицами движущейся жидкости (т. е. трение), повышая диссипацию энергии.

К местным потерям давления относятся также и потери динамического давления при выходе жидкости (газа) из сети в другой объем или окружающую среду.

4. Явление отрыва и вихреобразования связано с наличием разности скоростей в поперечном сечении потока и положительного градиента давления вдоль потока. Последнее возникает при замедлении движения (например, в расширяющемся канале, после резкого поворота, при обтекании тел) в соответствии с уравнением Бернулли. Разность скоростей в поперечном сечении при отрицательном градиенте давления (например, ускоренное движение в сужающемся канале) не приводит к отрыву потока. На плавно сужающихся участках поток даже более устойчив, чем на участках постоянного сечения.

5. Потери полного давления в любом сложном элементе трубопровода неразделимы. Однако для удобства расчета в одном и том же элементе трубопровода их часто также условно разделяют на «местные» потери ($\Delta p_{м}$) и потери «трения» ($\Delta p_{тр}$). При этом считают, что «местные» потери (местное сопротивление) сосредоточены в одном сечении, хотя в действительности они распространяются на сравнительно большую длину (за исключением случая выхода потока из сети, когда динамическое давление для нее теряется сразу).

6. Оба вида потерь суммируют по принципу наложения потерь, при котором берут арифметическую сумму потерь на трение и местных потерь:

$$\Delta p_{сум} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м}.$$

Величину $\Delta p_{тр}$ практически следует учитывать только для фасонных (сложных) частей сравнительно большой протяженности (отводы, диффузоры с небольшими углами расширения и т. п.) или в том случае, когда эта величина соизмерима с величиной $\Delta p_{м}$.

7. В современных гидравлических расчетах оперируют безразмерным коэффициентом гидравлического сопротивления, весьма удобным тем, что в динамически подобных потоках, при которых соблюдаются геометрическое подобие участков и равенство чисел Рейнольдса Re (и других критериев подобия, если они существенны), он имеет одно и то же значение независимо от вида жидкости (газа), а также от скорости потока (по крайней мере до $Ma = 0{,}8 \div 0{,}9$) и поперечных размеров рассчитываемых участков.

8. Коэффициент гидравлического сопротивления представляет собой отношение потерянной на данном участке $[(0—0)—(1—1)]$ полной энергии (мощности) к кинетической энергии (мощности) в принятом сечении (например, $0—0$) или (что то же) отношение потерянного на том же участке полного давления к динамическому давлению в принятом сечении, так что на основании (1-21) и (1-23) для общего случая, т. е. неравномерного распределения всех параметров потока по сечению и переменной плотности вдоль потока, можно написать

$$\zeta \equiv \frac{\Delta N_{общ}}{\rho_0 F_0 w_0^3/2} = \frac{\Delta N_{общ}}{Q_0 \rho_0 w_0^2/2} = \frac{\Delta p_{общ}}{\rho_0 w_0^2/2} =$$

$$=\frac{p_0^*-p_1^*}{\rho_0 w_0^2/2}=\frac{2}{\rho_0 w_0^2}\left[\frac{1}{G}\int_{F_0}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)\times\right.$$

$$\left.\times\rho w dF-\frac{\rho_0}{\rho_1}\frac{1}{G}\int_{F_1}\left(p+\frac{\rho w^2}{2}+g\rho z+\rho U\right)\rho w dF\right]. \quad (1\text{-}60)$$

Для случая равномерного распределения статического давления и плотности по сечению, но переменных вдоль потока коэффициент сопротивления на основании (1-29) будет иметь вид

$$\zeta\equiv\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{\rho_0 F_0 w^3/2}=\frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0\rho_0 w_0^2/2}=\frac{\Delta p_{\text{общ}}}{\rho_0 w_0^2/2}=$$

$$=\frac{p_0^{*}-p_1^{*}}{\rho_0 w_0^2/2}=\frac{2}{\rho_0 w_0^2}\left[\left(p+N_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}+g\rho_0 z_0+\rho_0 U_0\right)-\right.$$

$$\left.-\frac{\rho_0}{\rho_1}\left(p_1+N_1\frac{\rho_1 w_1^2}{2}+g\rho_1 z_1+\rho_1 U_1\right)\right]. \quad (1\text{-}61)$$

При неизменной плотности вдоль потока ($\rho_0=\rho_1=\rho=\text{const}$)

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p_{\text{общ}}}{\rho w_0^2/2}.$$

9. Значение ζ зависит от того, к какой расчетной скорости, а следовательно, к какому сечению он приведен. Коэффициент сопротивления $\zeta_i\equiv\frac{\Delta p_{\text{общ}}}{\rho_i w_i^2/2}$, приведенный к скорости потока w_i в i-м сечении (F_i), пересчитывается для другого сечения (например, F_0) в общем случае (ρ_i — переменное вдоль потока) по формуле

$$\zeta_0\equiv\frac{\Delta p_{\text{общ}}}{\rho_0 w_0^2/2}=\zeta_i\frac{\rho_i}{\rho_0}\left(\frac{w_i}{w_0}\right)^2, \quad (1\text{-}62)$$

так как $\Delta p_{\text{общ}}=\zeta_0\frac{\rho_0 w_0^2}{2}=\zeta_i\frac{\rho_i w_i^2}{2}$.

С учетом уравнения расхода $\rho_0 w_0 F_0=\rho_i w_i F_i$

$$\zeta_0=\zeta_i\frac{\rho_0}{\rho_i}\left(\frac{F_0}{F_i}\right)^2. \quad (1\text{-}63)$$

При $\rho_0=\rho_i=\rho$

$$\zeta_0=\zeta_i\left(\frac{F_0}{F_i}\right)^2. \quad (1\text{-}64)$$

10. Суммарное гидравлическое сопротивление какого-либо элемента сети

$$\Delta p_{\text{сум}}=\Delta p_{\text{м}}+\Delta p_{\text{тр}}=(\zeta_{\text{м}}+\zeta_{\text{тр}})\frac{\rho w^2}{2}=$$

$$=\zeta_{\text{сум}}\frac{\rho w^2}{2}$$

или

$$\Delta p_{\text{сум}}=\zeta_{\text{сум}}\frac{\rho_{\text{р}} w_{\text{р}}^2}{2}=\zeta_{\text{сум}}\frac{\rho_{\text{р}}}{2}\left(\frac{Q_{\text{р}}}{F}\right)^2. \quad (1\text{-}65)$$

В соответствии с принятым условно принципом наложения потерь

$$\zeta_{\text{сум}}=\zeta_{\text{м}}+\zeta_{\text{тр}}.$$

Здесь $\zeta_{\text{тр}}\equiv\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{р}} w_{\text{р}}^2/2}$ — коэффициент сопротивления трения данного элемента трубы (канала); $\zeta_{\text{м}}\equiv\frac{\Delta p_{\text{м}}}{\rho_{\text{р}} w_{\text{р}}^2/2}$ — коэффициент местного сопротивления данного элемента трубы (канала); $w_{\text{р}}$ — средняя скорость потока в сечении F при рабочих условиях, м/с [см. (1-17)]; $Q_{\text{р}}$ — объемный расход жидкости или рабочего газа, м^3/с [см. (1-16)]; $\rho_{\text{р}}$ — плотность жидкости или рабочего газа, кг/м^3 [см. (1-18)]; F — принятая площадь сечения рассчитываемого элемента трубы (канала), м^2.

11. Коэффициент сопротивления трения рассчитываемого элемента выражается через коэффициент гидравлического трения:

$$\zeta_{\text{тр}}=\lambda\cdot l/D_{\text{г}}.$$

Коэффициенты λ и соответственно $\zeta_{\text{тр}}$ при постоянном значении $l/D_{\text{г}}$ и несжимаемом потоке зависят от числа Рейнольдса Re и шероховатости стенок канала $\bar{\Delta}_0=\Delta_0/D_{\text{г}}$ или $\bar{\Delta}=\Delta/D_{\text{г}}$.

12. Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\text{м}}$ зависит главным образом от геометрических параметров рассчитываемого элемента трубы (канала), а также от некоторых общих факторов движения, к которым относятся:

1) распределение скоростей и степень турбулентности при входе потока в рассматриваемый элемент трубы; распределение скоростей в свою очередь зависит от режима течения, формы входа канала, формы и удаленности различных фасонных частей или препятствий, расположенных перед рассматриваемым элементом, длины предшествующего прямого участка и т. п.;

2) число Рейнольдса;

3) число Маха $\text{Ма}\equiv\frac{w}{a_1}$.

13. Принцип наложения потерь применяют не только при расчете отдельного элемента трубы (канала), но и при гидравлическом расчете сети в целом. Это означает, что сумма потерь отдельных элементов трубы (канала) дает общее сопротивление сети. При этом подразумевается, конечно, что учтено и взаимное влияние элементов сети, близко расположенных один от другого.

14. Принцип наложения потерь можно осуществить двумя методами:

1) сложением потерь полного давления на отдельных участках (элементах) сети;

2) сложением коэффициентов сопротивления отдельных участков (элементов), приведенных предварительно к определенной скорости, и последующим выражением общего сопротивления сети через ее общий коэффициент сопротивления.

При первом методе следует учесть, что при большой разнице в плотности жидкости (газа) для различных участков (элементов) значения потери полного давления, взятые как потери энергии (мощности), отнесенные к объемному расходу $[\Delta N_{\text{общ}}/Q=\Delta p_{\text{общ}}]$ по формуле, аналогичной (1-23), зависят от того, к какому сечению канала отнесен этот объемный расход. Поэтому следует складывать потери в различных участках после приведения их к одному и тому же объемному расходу. Так, если эти потери будут приведены к расходу Q_0 в сечении *0—0*, то общие потери полного давления во всей сети

$$\Delta p_{\text{сети}}=\sum_{i=1}^{n}\frac{\Delta N_i}{Q_0}=\sum_{i=1}^{n}\frac{\Delta N_i}{Q_i}\frac{Q_i}{Q_0}=\sum_{i=1}^{n}\Delta p_i\frac{\rho_0}{\rho_i}=$$
$$=\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\frac{\rho_i w_i^2}{2}\frac{\rho_0}{\rho_i}=\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\frac{\rho_0 w_i^2}{2}, \qquad (1\text{-}66)$$

где i — номер рассчитываемого участка (элемента) сети; n — общее число рассчитываемых участков (элементов); $\Delta p_i=\Delta N_i/Q_i$ — общие (суммарные) потери полного давления (сопротивление) в i-м участке (элементе) сети*1, приведенные к объемному расходу среды Q_i через этот участок (элемент); $\zeta_i\equiv 2\Delta p_i/(\rho_i w_i^2)$ — коэффициент сопротивления данного участка (элемента) сети, приведенный к скорости w_i.

При втором методе общий коэффициент сопротивления сети

$$\zeta_{0\,\text{сети}}\equiv\frac{\Delta p_{\text{сети}}}{\rho_0 w_0^2/2}=\sum_{i=1}^{n}\zeta_{0i}=\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\frac{\rho_0}{\rho_i}\left(\frac{F_0}{F_i}\right)^2, \qquad (1\text{-}67)$$

где $\zeta_{0i}\equiv\dfrac{\Delta p_i}{\rho_0 w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления данного (i-го) элемента сети, приведенный к скорости w_0 в принятом сечении сети F_0 [см. (1-63)]; ζ_i — коэффициент сопротивления данного (i-го) участка (элемента) сети, приведенный к скорости w_i в сечении F_i этого же участка (элемента). Коэффициент ζ_i включает в себя, как правило, и поправку на взаимное влияние близко расположенных элементов сети.

Общие потери полного давления во всей сети

$$\Delta p_{\text{сети}}=\zeta_{0\,\text{сети}}\frac{\rho_0 w_0^2}{2}=\sum_{i=1}^{n}\zeta_{0i}\frac{\rho_0 w_0^2}{2}=$$
$$=\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\frac{\rho_0}{\rho_i}\left(\frac{F_0}{F_i}\right)^2\frac{\rho_0 w_0^2}{2}=\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\frac{\rho_0}{\rho_i}\left(\frac{F_0}{F_i}\right)^2\times$$
$$\times\frac{\rho_0}{2}\left(\frac{Q_0}{F_0}\right)^2$$

или

$$\Delta p_{\text{сети}}=\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\frac{\rho_{0\text{р}}^2}{2\rho_{i\text{р}}}\left(\frac{F_0}{F_i}\right)^2\frac{\rho_{0\text{р}}}{2}\left(\frac{Q_{0\text{р}}}{F_0}\right)^2, \qquad (1\text{-}68)$$

а при $\rho_i=\rho_0=\rho$

$$\Delta p_{\text{сети}}=\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\left(\frac{F_0}{F_i}\right)^2\frac{\rho_{\text{р}}}{2}\left(\frac{Q_{\text{р}}}{F_0}\right)^2. \qquad (1\text{-}69)$$

1-7. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ПО УЧАСТКАМ СЕТИ ПОВЫШЕННОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

1. Потеря удельной энергии на любом (i-м) участке сети может быть выражена через коэффициент сопротивления данного участка:

$$\Delta e_{i\,\text{общ}}\equiv\frac{\Delta N_{i\,\text{общ}}}{G}=\frac{\Delta N_{i\,\text{общ}}}{G w_i^2/2}\frac{w_i^2}{2}=\zeta_i\frac{w_i^2}{2},$$

где $i=1, 2, 3$ ...

Отсюда уравнение, аналогичное (1-23) для двух сечений $(i-1)-(i-1)$ и $i-i$ принимает вид

$$gz_{i-1}+\frac{p_{i-1}}{\rho_{i-1}}+N_{i-1}\frac{w_{i-1}^2}{2}+U_{i-1}=gz_i+\frac{p_i}{\rho_i}+$$
$$+U_i+(N_i+\zeta_i)\frac{w_i^2}{2}.$$

Последнее уравнение совместно с (1-30), (1-31) и (1-32), написанными для $i-1$ и i-го сечений, приводит к следующему соотношению, позволяющему вычислить статическое давление в сечении $i-i$, если оно известно для сечения $(i-1)-(i-1)$:

$$\frac{p_i}{p_{\text{а}}}=\left\{\left(\frac{p_{i-1}}{p_{\text{а}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}+\frac{n-1}{n}\left[g\rho_{i-1}(z_{i-1}-z_i)+\right.\right.$$
$$\left.+N_{i-1}\frac{\rho_{i-1}w_{i-1}^2}{2}-(N_i+\zeta_i)\frac{\rho_{i-1}w_i^2}{2}\right]\times$$
$$\left.\times\left(\frac{p_{i-1}}{p_{\text{а}}}\right)^{-\frac{1}{n}}\frac{1}{p_{\text{а}}}\right\}^{\frac{n}{n-1}}. \qquad (1\text{-}70)$$

В этом случае все величины с индексом $i-1$, а также ζ_i, N_i, z_i и w_i известны (заданы или вычислены). Искомой является только величина $p_i/p_{\text{а}}$.

2. В большинстве случаев можно считать процесс изоэнтропическим. Тогда вместо показателя n в (1-70) будет показатель k. Для

*1 Индексы «общ» или «сум» при Δp и ζ отдельных участков (элементов) сети здесь опущены.

запорных устройств $n \approx 1{,}15$ [1-20] и (1-70) принимает вид

$$\frac{p_i}{p_a} = \left\{ \left(\frac{p_{i-1}}{p_a} \right)^{0,13} + 0{,}13 \left[g\rho_{i-1}(z_{i-1} - z_i) + N_{i-1} \frac{\rho_{i-1} w_{i-1}^2}{2} - (N_i + \zeta_i) \frac{\rho_{i-1} w_i^2}{2} \right] \times \left(\frac{\rho_{i-1}}{p_a} \right)^{-0,87} \frac{1}{p_a} \right\}^{7,67}. \quad (1\text{-}71)$$

Для тройников и других подобных им фасонных элементов, когда $n \approx 1$ и давление пропорционально плотности газа [см. (1-33), в которой в общем случае индексы соответственно будут $i-1$ и i],

$$\ln \frac{p_i}{p_{i-1}} = \frac{1}{p_{i-1}} \left\{ g\rho_{i-1}(z_{i-1} - z_i) + N_{i-1} \frac{\rho_{i-1} w_{i-1}^2}{2} - (N_i + \zeta_i) \frac{\rho_{i-1} w_i^2}{2} \right\} = A; \quad (1\text{-}72)$$

тогда $\frac{p_i}{p_{i-1}} = e^A$ и $p_i = p_{i-1} e^A$

или $$\frac{p_i}{p_a} = \frac{p_{i-1}}{p_a} e^A. \quad (1\text{-}73)$$

3. Распределение давления вдоль сети рассчитывают последовательно: по заданным для начального сечения 0—0 (i-1) величинам, входящим, например, в случае $n>1$ в правую часть (1-70), вычисляют значение давления p_i/p_a в сечении *1—1*. На основании (1-20) и (1-30) вычисляют значения w_1 и ρ_1 и соответственно по (1-71) давление p_2/p_a для сечения *2—2* и т. д. [используя (1-20) и (1-30) с индексами $i-1$ и i].

Аналогичным образом вычисления осуществляют и для случая $n=1$, используя для этого (1-20), (1-33) и (1-73).

1—8. ОБОБЩЕННЫЕ ФОРМУЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДЛЯ ГОМОГЕННЫХ И ГЕТЕРОГЕННЫХ СИСТЕМ [1-9, 1-10]

1. *Общее сопротивление движению ньютоновской жидкости* (газа) можно рассматривать как сумму сил сопротивления: 1) вязких, препятствующих безвихревому (ламинарному) движению жидкости; 2) препятствующих изменению количества движения системы при возникновении в ней вторичных течений жидкости под действием каких-то внешних сил; 3) группы движущих сил, в которую входят проекции внешних сил на ось движения, так что можно написать, что сила сопротивления, отнесенная к единице объема системы,

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{k_1 \eta w_0}{l^2} + \frac{n_1 \rho w_0^2}{l} + \sum \mathscr{F}_1 \pm \sum \mathscr{F}_2,$$

где $\frac{k_1 \eta w_0}{l^2}$ — сила вязкого сопротивления, отнесенная к единице объема системы; w_0 — средняя по сечению канала скорость потока; $\frac{n_1 \rho w_0^2}{l}$ — дополнительные силы сопротивления, отнесенные к единице объема системы, препятствующие движению жидкости при турбулентном режиме ее течения, а также при протекании через отдельные препятствия (местные сопротивления); $\sum \mathscr{F}_1 = \sum m_i w_i / V$ — сила сопротивления, численно равная сумме внешних сил, отнесенных к единице объема системы, развивающих и подавляющих в ней внутренние течения; эта сила следует из закона сохранения количества движения системы [m_i и w_i — масса и скорость элементарного объема, внутри которого уже не возникают внутренние течения; V — объем области B (рис. 1-12)]; $\sum \mathscr{F}_2$ — сумма проекций на ось трубы потенциальной части внешних сил, действующих на жидкость, отнесенная к единице объема системы; эта сумма сил может быть или движущей силой (знак минус), или силой сопротивления (знак плюс); k_1 — коэффициент формы (для трубы круглого сечения $k_1 = 32$); l — характерный размер (для трубы — ее диаметр, для канала $l = D_r = 4F/\Pi$); L — длина рассматриваемого участка системы; n_1 — коэффициент пропорциональности; при протекании жидкости через препятствия он равен коэффициенту местных сопротивлений $\zeta_м$.

2. Внутренние течения могут возникнуть в результате действия на жидкость архимедовых сил в условиях теплопередачи ($\rho g \beta_t \Delta T$) или массопередачи ($\Delta\rho g$) (где β_t и ΔT — термический коэффициент расширения жидкости и температурный напор; $\Delta\rho$ — разность плотностей).

В электромагнитных полях внутренние течения в системе могут возникнуть под действием группы сил; это индукционные электромагнитные силы, подавляющие внутренние течения; кондукционные электромагнитные силы, возникающие при взаимодействии электрического тока с токопроводящей жидкостью и при взаимодействии магнитного поля тока с внешним магнитным полем; электромагнитные силы, возникающие при взаимодействии

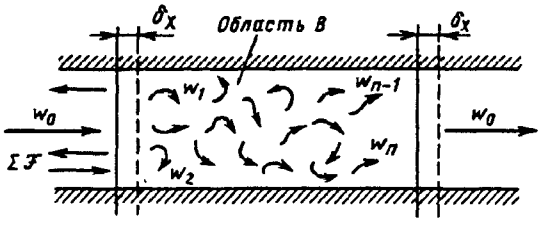


Рис. 1-12. Схема внутреннего вихревого движения жидкости и действия на нее внешних сил

электрического слоя на границах раздела фаз с внешним электрическим и магнитным полями [1-16, 1-57]. Внутренние силы могут также возникнуть, например, при течении жидкости в прямых трубах, вращающихся вокруг своей оси [1-66].

3. В гетерогенных (неоднородных) системах, фазы которых имеют существенно различные плотности, внутренние течения возникают вследствие относительного движения фаз. При этом сила, отнесенная к единице объема системы, движущая отдельные локальные частицы,

$$\mathscr{F}=(\rho_ч-\rho)g,$$

где $\rho_ч$ — плотность частицы, кг/м^3.

Этому движению препятствуют вязкие силы $k_1\eta w_0/l^2$ и силы $\sum\mathscr{F}_1$, следующие из закона сохранения количества движения. Поэтому для одной локальной частицы эти силы

$$\sum\mathscr{F}_1=(\rho_ч-\rho)g-k_1\eta w_0/l^2.$$

При объемной концентрации дисперсной фазы $\mu_к$ силы, вызывающие внутренние течения в единице объема системы,

$$\sum\mathscr{F}_1=\left[(\rho_ч-\rho)g-\frac{k_1\eta w_0}{l^2}\right]\mu_к.$$

4. Простые преобразования $\Delta p/L$ позволяют получить коэффициент сопротивления трения

$$\lambda=\frac{\Delta p}{L}\frac{2l}{\rho w_0^2}=\frac{2k_1}{B}, \qquad (1\text{-}74)$$

где $$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n}{k_1}\mathrm{Re}+\frac{\sum\mathscr{F}_1 l^2}{k_1\eta w_0}\pm\frac{\sum\mathscr{F}_2 l^2}{k_1\eta w_0}}. \qquad (1\text{-}75)$$

Выражение (1-75) представляет собой обобщенный критерий гидродинамического подобия. Из (1-74) следует, что связь между коэффициентом сопротивления и указанным критерием в любых условиях движения жидкости в системе должна быть линейной.

В частности, для турбулентного течения в прямых круглых трубах ($\sum\mathscr{F}_1=0$ и $\sum\mathscr{F}_2=0$) формула (1-74) принимает вид

$$\lambda=\frac{64}{\mathrm{Re}}\left(1+\frac{n}{32}\mathrm{Re}\right)=\frac{64}{\mathrm{Re}}+2n_1,$$

где n_1 можно найти, приравнивая значения λ по последнему выражению его значениям по диаграмме 2-1. Зависимость $n_1=f(\mathrm{Re})$ приведена в табл. 1-11.

5. Когда при течении жидкости в трубах и каналах внешние силы одновременно способствуют и препятствуют развитию внутренних течений в системе (например, при движении жидкостей, имеющих существенную электропроводимость, в продольном магнитном поле [1-5, 1-11, 1-14, 1-32, 1-61]), обобщенный критерий гидродинамического подобия

1-11. Зависимость $n_1=f$ (Re)

Re	n_1	Re	n_1
$0—2\cdot10^3$	0	10^5	0,0087
$2{,}5\cdot10^3$	0,0042	10^6	0,006
$4\cdot10^3$	0,0120	10^7	0,004
10^4	0,0128	10^8	0,003
$2\cdot10^4$	0,0098		

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{32}\mathrm{Re}-\sqrt{\frac{n_1}{32}}\,\mathrm{Ha}},$$

где $\mathrm{Ha}=B_0 l\sqrt{\frac{\sigma}{\eta}}$ — критерий Гартмана (B_0 — индукция магнитного поля; σ — электропроводимость жидкости; $l=D_г$ — гидравлический диаметр).

Коэффициент сопротивления при этом

$$\lambda=\frac{64}{B}. \qquad (1\text{-}76)$$

6. При течении проводящих жидкостей в трубах или каналах в поперечном магнитном поле рассматриваются два случая:

а) плоскопараллельное течение в канале, когда вектор индукции магнитного поля нормален большой стороне магнитогидродинамического (МГД) канала [1-11, 1-14, 1-37, 1-61]; для этого случая

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{k_1}\mathrm{Re}-\left(\frac{n}{k_1}\right)^{0,5}\beta^{0,25}\mathrm{Ha}+\frac{\mathrm{Ha}}{\beta^{0,25}k_1^{0,5}}};$$

$$\lambda=\frac{2k_1}{B}, \qquad (1\text{-}77)$$

где $\beta=a/b$ — отношение сторон канала; для случаев, когда $\beta=1{:}15$ и $\beta=1{:}17$, получено $k_1=44$, а для $\beta=1{:}25$ $k_1=32{,}7$;

б) течение в Ф=поле, когда вектор магнитной индукции параллелен большой стороне МГД-канала [1-5, 1-64]; для этого случая

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{k_1}\mathrm{Re}-\left(\frac{n_1}{k_1}\right)^{0.5}\beta^{0,25}\mathrm{Ha}+\frac{\mathrm{Ha}}{\beta k_1^{0.5}}},$$

а λ находят по (1-77); $k_1=44$ при $\beta=14{,}5$; $k_1=48$ при $\beta=32$.

Промежуточным случаем является МГД-течение в канале при $\beta=1$ или круглая труба, когда λ принимается по (1-76).

7. При течении жидкости в изогнутых трубах на систему действуют центробежные силы

инерции. Эти силы вызывают перераспределение давлений по сечению, вследствие чего возникают поперечные (вторичные) течения. В этом случае λ принимают по (1-77), а

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{k_1}\mathrm{Re}+\frac{m}{32}\sqrt{\frac{D}{2R_0}}\mathrm{Re}},$$

где D — диаметр сечения трубы; R_0 — средний радиус закругления поворота трубы; $m=1{,}76\cdot10^{-1}$ — для ламинарного режима течения; $m=1{,}57\cdot10^{-2}$ — для турбулентного течения.

В змеевиках поток жидкости изменяется одновременно в двух направлениях с радиусами закругления R_1 и R_2. Для этого случая λ принимают по (1-77), а

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{32}\mathrm{Re}+\frac{m}{32}\left(\frac{D\,\mathrm{Re}^2}{2R_1}+\frac{D\,\mathrm{Re}^2}{2R_2}\right)^{0,5}}.$$

При движении жидкости в трубах, ось которых перпендикулярна к оси вращения этих труб, на жидкость действуют кориолисовы силы инерции, которые перераспределяют давление в жидкости и вызывают внутренние течения [1-66]. Для этого случая λ принимают по (1-77), а

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{32}\mathrm{Re}+\frac{m}{16}\mathrm{Re}\frac{\omega D}{w_0}\pm\frac{R_0}{32D}\mathrm{Re}\frac{\omega^2D^2}{w_0^2}},$$

где R_0 — средний радиус вращения трубы; ω — угловая скорость вращения трубы.

8. При неизотермическом течении в трубах и каналах вследствие разницы температур жидкости в ядре потока и у стенки вязкости и плотности жидкости в этих зонах могут быть существенно различными, что приводит к внутренним течениям (тепловая конвекция). Для этого случая

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{k_1}\mathrm{Re}+\frac{2\delta}{k_1 l}\frac{\rho g\beta_t\Delta T l^2}{\eta w_0}},$$

где $l=D_г$; $\delta\approx3\cdot10^{-4}\div5\cdot10^{-4}$ м.

При течении различных масел в трубе коэффициент λ принимают по (1-77), а при течении в канале $\lambda=77{,}4/B$.

При неизотермическом течении маловязких жидкостей (например, воды) даже при небольших температурных напорах тепловая конвекция может существенно влиять на сопротивление, и в этом случае

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{32}\mathrm{Re}\pm\frac{\rho g\beta_t\Delta T D^2}{32\eta w_0}}.$$

9. Силы, вызывающие внутренние течения в гетерогенной системе в результате относительного движения фаз, зависят как от разности плотностей жидкости и дисперсных частиц, так и от характерного размера и формы этих частиц и скорости их движения в жидкости.

При течении суспензий в прямых гидравлически гладких трубах обобщенный гидродинамический критерий

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{32}\mathrm{Re}+\frac{[(\rho_т-\rho)g-k_2\eta w_2/l_2^2]\mu_k D^2}{32\eta w_0}},$$

где w_2 — скорость относительного движения дисперсной частицы в жидкости; k_2 — коэффициент формы дисперсной частицы (для шара $k_2=12$); l_2 — характерный размер частицы (для шара $l_2=d_ш$).

При течении в трубах запыленных потоков, когда плотность твердых частиц $\rho_т$ существенно меньше плотности газа ρ, последней величиной можно пренебречь. Тогда

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{32}\mathrm{Re}+\frac{[\rho_т g-k_2\eta w_2/l_2^2]\mu_k D^2}{32\eta w_0}}.$$

При течении в трубах газожидкостных смесей $\rho>>\rho_2$ (где ρ_2 — плотность пузырей газа); поэтому

$$B=\frac{\mathrm{Re}}{1+\frac{n_1}{32}\mathrm{Re}+\frac{[\rho g-k_2\eta w_2/l_2^2]\mu_k D^2}{32\eta w_0}}.$$

Во всех трех случаях коэффициент сопротивления λ может быть принят по (1-77).

1-9. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ И ГАЗА ИЗ ОТВЕРСТИЯ

Истечение несжимаемой жидкости (газа)

1. Скорость $w_{сж}$ истечения струи из выходного сечения затопленного насадка (отверстия) в боковой стенке сосуда A при перетекании несжимаемой жидкости в сосуд B (рис. 1-13) выражается на основании уравнения Бернулли и уравнений неразрывности следующей формулой*1:

$$w_{сж}=\varphi\sqrt{2/\rho}\,\sqrt{g\rho(z_1-z_2)+(p_1-p_2)},$$

*1 Для газа величинами z и l пренебрегают.

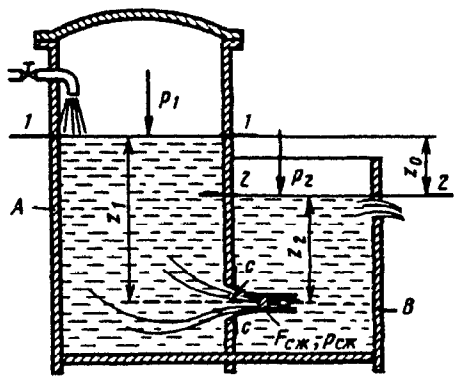


Рис. 1-13. Схема истечения из затопленного отверстия

где коэффициент скорости

$$\varphi=\frac{1}{\sqrt{\zeta_{сж(1-2)}+\varepsilon^2\left[N_2(F_0/F_2)^2-N_1(F_0/F_1)^2\right]}}. \quad (1\text{-}78)$$

Здесь z_1 и z_2 — глубины погружения центра тяжести отверстия (насадка) относительно свободного уровня жидкости соответственно в сосудах A и B, м; p_1, p_2 — давление жидкости на свободной поверхности в соответствующих резервуарах (сечения *1—1* и *2—2*), Па; N_1 и N_2 — коэффициенты кинетической энергии потока в сечениях *1—1* и *2—2*; F_1 и F_2 — площади этих сечений, м^2; $\varepsilon=F_{сж}/F_0$ — коэффициент заполнения потоком выходного сечения (коэффициент сжатия) насадка (для отверстия в тонкой стенке — коэффициент сжатия самого узкого сечения струи); $F_{сж}$ — площадь сечения струи (не насадка) на выходе из насадка; если имеется отверстие в тонкой стенке (рис. 1-14), то $F_{сж}$ — площадь сжатого сечения струи, м^2; F_0 — площадь выходного сечения насадка (отверстия), м^2; $\zeta_{сж(1-2)}=\dfrac{\Delta p_{1-2}}{\rho w_{сж}^2/2}$ — коэффициент сопротивления всего участка пути потока от сечения *1—1* до сечения *2—2*, приведенный к скорости $w_{сж}$.

2. В общем случае при перетекании жидкости из сосуда A в сосуд B (см. рис. 1-13) потери давления в основном складываются из потерь на участке от сечения *1—1* до

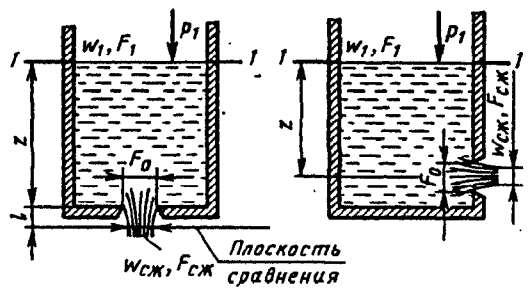


Рис. 1-14. Схема истечения из сосуда через отверстие в дне или стенке

выхода из насадка или отверстия (сечение *c—c*) и потерь на удар при расширении струи от узкого сечения *c—c* на выходе из насадка (отверстия) до сечения *2—2*, т. е.

$$\zeta_{сж(1-2)}=\zeta_{сж.нас}-1+\zeta_{уд}=\zeta_{сж.нас}-1+$$
$$+\left(1-\varepsilon\frac{F_0}{F_2}\right)^2=\zeta_{сж.нас}-2\varepsilon\frac{F_0}{F_2}+\left(\varepsilon\frac{F_0}{F_2}\right)^2,$$

где $\zeta_{сж.нас}$ — полный коэффициент сопротивления насадка или отверстия, включающий и потери кинетической энергии (мощности) струи на выходе, приведенный к скорости $w_{сж}$.

Коэффициент сопротивления $\zeta_{сж(1-2)}$ может быть выражен через коэффициент сопротивления $\zeta_{0(1-2)}=\Delta p_{1-2}/\rho w_0^2/2$, приведенный к средней скорости w_0 на выходе из насадка (отверстия):

$$\zeta_{сж(1-2)}=\zeta_{0(1-2)}\left(\frac{w_0}{w_{сж}}\right)^2=\zeta_{0(1-2)}\varepsilon^2=$$
$$=\left[\zeta_{0нас}-2\frac{F_0}{F_2}+\left(\frac{F_0}{F_2}\right)^2\right]\varepsilon^2.$$

После подстановки в (1-78) получим

$$\varphi=\frac{1}{\varepsilon\sqrt{\zeta_{0нас}-2F_0/F_2+(F_0/F_2)^2+}}\rightarrow$$
$$\rightarrow\frac{1}{+N_2(F_0/F_2)^2-N_1(F_0/F_1)^2}.$$

3. В частном случае при истечении жидкости из сосуда A в сосуд B большого объема, т. е. при $F_0<<F_2$,

$$\varphi=\frac{1}{\varepsilon\sqrt{\zeta_{0нас}-N_1(F_0/F_1)^2}},$$

а при $F_0<<F_1$

$$\varphi=\frac{1}{\varepsilon\sqrt{\zeta_{0нас}}}.$$

В случае истечения из сосуда A через насадок в его днище скорость истечения

$$w_{сж}=\varphi\sqrt{2/\rho}\,\sqrt{g\rho(z+l)+(p_1-p_{сж})},$$

где l — расстояние от отверстия на выходе до плоскости сравнения (см. рис. 1-14), м; $p_{сж}$ — статическое давление на выходе из насадка (в сжатом сечении струи за отверстием в тонкой стенке), Па.

4. Объемный расход несжимаемой жидкости через насадок (отверстие) в боковой стенке сосуда

$$Q=w_{сж}\varepsilon F_0=\varphi\varepsilon F_0\sqrt{2/\rho\left[g\rho(z_1-z_2)+(p_1-p_2)\right]}=$$
$$=\mu F_0\sqrt{2/\rho\left[g\rho(z_1-z_2)+(p_1-p_2)\right]},$$

а через днище сосуда

$$Q=\mu F_0\sqrt{2/\rho\left[g\rho(z_1+l)+(p_1-p_{сж})\right]}.$$

Если p_1, p_2 и $p_{сж}$ равны давлению воздуха, то расход жидкости через насадок в боковой стенке сосуда

$$Q=\mu F_0\sqrt{2g(z_1-z_2)};$$

через днище сосуда

$$Q=\mu F_0\sqrt{2g(z_1+l)}.$$

5. Коэффициент расхода μ через отверстие в тонкой стенке зависит от формы входной кромки отверстия и отношения площадей F_0/F_1, а также от числа Рейнольдса (поскольку величины ε, φ и ζ зависят от этих параметров).

6. Коэффициент расхода μ через насадки в дне или в стенке сосуда может меняться в широких пределах (от нуля до величин, бóльших единицы, поскольку форма и другие параметры насадков могут быть совершенно различными). Коэффициент расхода является также функцией чисел Рейнольдса — $\mathrm{Re}_т$, Фруда — $\mathrm{Fr}=\dfrac{2p_{ист}}{\rho g D_0}$ и Вебера — $\mathrm{We}=\dfrac{2p_{ист}D_0}{\sigma}$, где σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости. При $\mathrm{Fr}\geqslant 10$ и $\mathrm{We}\geqslant 200$ влиянием гравитационных и поверхностных сил на коэффициент расхода можно пренебречь.

7. Зависимости коэффициентов ε, φ и μ для круглых отверстий в тонкой стенке от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}_т=\dfrac{w_т D_0}{\nu}$ (где $w_т=\sqrt{\dfrac{2}{\rho}(g\rho z+p_1-p_c)}$ — теоретическая скорость истечения через отверстие в сжатом сечении струи при $w_1\doteq 0$; D_0 — диаметр отверстия) могут быть определены при $F_0/F_1=0$ на основании рис. 1-15. Зависимость $\mu=f(\mathrm{Re}_0)$ при малых $\mathrm{Re}_0\left(\mathrm{Re}_0=\dfrac{w_0 D_0}{\nu}=\mu\mathrm{Re}_т\right)$ дана на рис. 1-16.

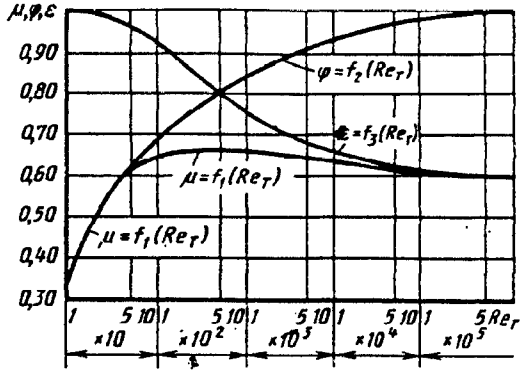


Рис. 1-15. Зависимость коэффициентов расхода μ, скорости φ и сжатия ε струи при истечении жидкости из отверстия в тонкой стенке от числа Рейнольдса [1-2]

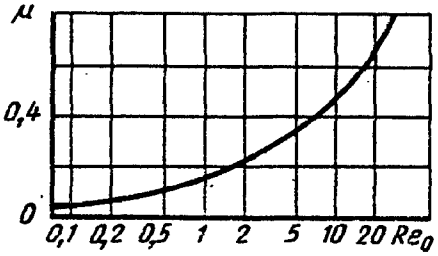


Рис. 1-16. Зависимость коэффициента расхода при истечении из отверстий от числа Рейнольдса (малые Re) [1-2]

8. Значения μ для отверстий и насадков отдельных форм (рис. 1-17) могут быть определены по табл. 1-12 и по рис. 1-18 и 1-19.

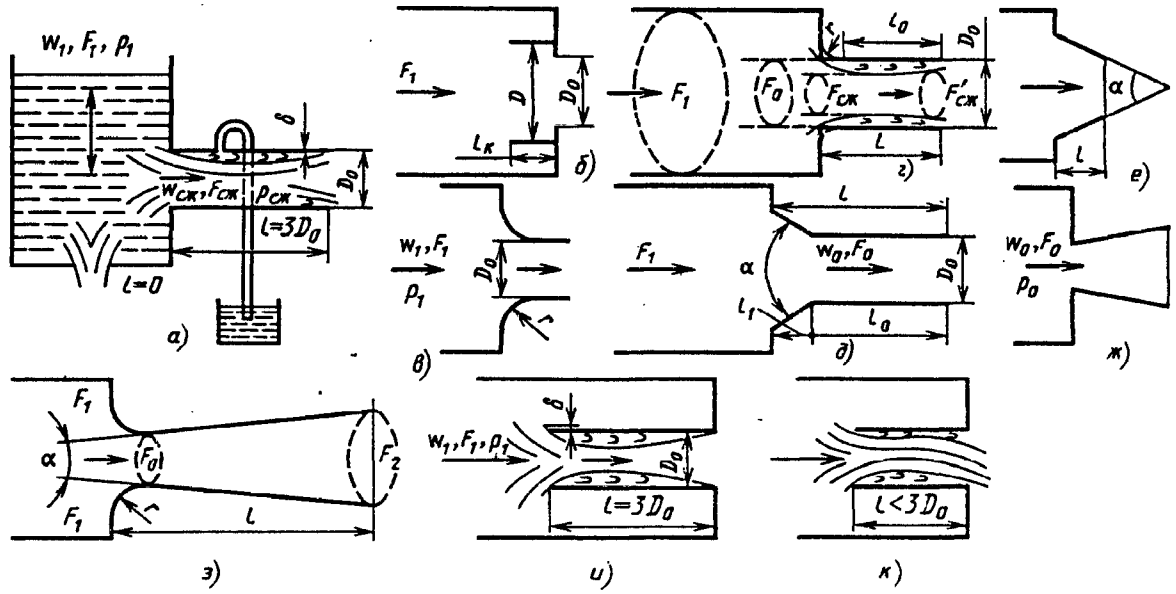


Рис. 1-17. Схемы истечения из сосуда через различные насадки

1-12. Значения коэффициентов расхода μ

Форма отверстия, насадка	Формулы для расчета μ	
	при различных F_0/F_1	при $F_0/F_1 \to 0$
Отверстие в тонкой ($l/D_0 \leqslant 0{,}1$) стенке или дне сосуда [1-2; 1-27] (рис. 1-17,*а*) $\mathrm{Re}_0 = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geqslant 10^5$	$\mu = \frac{1}{1+0{,}707\sqrt{1-F_0/F_1}}$	$\mu \approx 0{,}59$
$\mathrm{Re}_0 \leqslant 10$	—	$\mu \approx \sqrt{\frac{\mathrm{Re}_0}{25{,}2+\mathrm{Re}_0}}$
$10 < \mathrm{Re}_т \leqslant 40$	—	$\mu \approx \frac{\mathrm{Re}_т}{10+1{,}5\mathrm{Re}_т}$
$40 < \mathrm{Re}_т \leqslant 300$	—	$\mu \approx \frac{\mathrm{Re}_т}{5+1{,}5\mathrm{Re}_т}$
$300 < \mathrm{Re}_т \leqslant 10^4$	—	$\mu \approx 0{,}59 + \frac{0{,}27}{\mathrm{Re}_т^{1/6}}$
$10^4 < \mathrm{Re}_т < 10^5$	—	$\mu \approx 0{,}59 + \frac{B_1}{\sqrt{\mathrm{Re}_т}}$, $B_1 = 5{,}5$ — для круглого сечения [1-2]; $B_1 = 8{,}9$ — для прямоугольного сечения [1-60]
Отверстие в тонкой стенке с кольцом у торца входа (рис. 1-17,*б*) при $\frac{D-D_0}{D_0} = 0{,}11$ и $l_к/D_0 = 0{,}5$ (оптимальные параметры); $F_0/F_1 > 4 \div 5$ $\mathrm{Re} = 2{,}6 \cdot 10^4 \div 4 \cdot 10^5$ [1-13]	—	0,925
Отверстие со скругленным входом ($r/D_0 > 0$) (коноидальный насадок, рис. 1-17, *в*) $\mathrm{Re} \geqslant 10^5$ [1-27]	$\mu = \frac{1}{\sqrt{1{,}07-0{,}07F_0/F_1}}$	0,97
Наружный цилиндрический насадок [1-31]: входная кромка острая (рис. 1-17, *а*, *г*); $F_0/F_1 > 4 \div 5$; $l/D_0 = 1 \div 7$	$\mu = \sqrt{a_0^2+0{,}463}-a_0$; $a_0 = \frac{14{,}8}{\mathrm{Re}_т} l/D_0 + \frac{5{,}8}{\mathrm{Re}_т}$	—
$\mathrm{Re}_т < 10^2 l/D_0$		
$10^2 l/D_0 < \mathrm{Re}_т < 3 \cdot 10^3 l/D_0$	$\mu = \sqrt{b_0^2+0{,}588}-b_0$; $b_0 = \frac{25}{\mathrm{Re}_т} l/D_0 + \frac{7{,}4}{\mathrm{Re}_т}$	—

Форма отверстия, насадка	Формулы для расчета μ	
	при различных F_0/F_1	при $F_0/F_1 \to 0$
$3 \cdot 10^3 l/D_0 < \mathrm{Re}_т < 10^5 l/D_0$ $\mathrm{Re} \geqslant 10^5$ [1-27]	$\mu = \dfrac{1}{\sqrt{1{,}5 + \dfrac{0{,}336}{\mathrm{Re}_т^{0{,}25}} l/D_0}}$ $\mu = \dfrac{1}{\sqrt{1{,}5 - 0{,}5F_0/F_1}}$	— 0,82
входная кромка закруглена ($r/D_0 > 0$; рис. 1-17, *г*); $F_0/F_1 > 4 \div 5$ $\mathrm{Re}_т < 10 l/D_0$	$\mu = \sqrt{a_2^2 + 0{,}5} - a_2$ (а) $a_2 = \dfrac{16}{\mathrm{Re}_т}(0{,}25r/D_0 + l_0/D_0) + \dfrac{6{,}3}{\mathrm{Re}_т}$;	—
$10 l/D_0 < \mathrm{Re}_т < 10^2 l/D_0$	При $l_0/D_0 < 0{,}5$: $\mu = \sqrt{b_2^2 + 0{,}714} - b_2$ (б) $b_2 = \dfrac{30{,}4}{\mathrm{Re}_т}(0{,}25r/D_0 + l_0/D_0) + \dfrac{90}{\mathrm{Re}_т}$; при $l_0/D_0 > 0{,}5$ μ — по формуле (а)	—
$10^2 l/D_0 < \mathrm{Re}_т < 10^3 l/D_0$	μ — по формуле (б)	—
$\mathrm{Re}_т > 10^3 l/D_0$	$\mu = \dfrac{1}{\sqrt{N_0 + \zeta_r + \dfrac{0{,}33}{\mathrm{Re}_т^{0{,}25}}}}(0{,}25r/D_0 + l_0/D_0)$, N_0 — по диаграммам 4-2 и 4-3; ζ_r — по диаграмме 3-4	—
Наружный цилиндрический насадок, вход конический (рис. 1-17, *д*); $F_0/F_1 > 4 \div 5$ [1-31] $\mathrm{Re}_т \leqslant 10 l/D_0$	$\mu = \sqrt{a_3^2 + 0{,}476} - a_3$; $a_3 = \dfrac{15{,}2}{\mathrm{Re}_т}(n_1 l_1/D_0 + l_0/D_0) + \dfrac{6{,}0}{\mathrm{Re}_т}$; (а) n_1 — по таблице . α°... 0 10 20 40 60 80 100 120 n_1... — 0,63 0,46 0,26 0,13 0,04 0,02 0,01 При $l_0/D_0 < 0{,}05$ *c*...1,70 1,40, 1,40 1,42 1,45 1,48 1,53 1,56 При $l_0/D_0 > 0{,}05$ *c*...1,70 1,56 1,48 1,41 1,43 1,45 1,50 1,54	—
$10 l/D_0 < \mathrm{Re}_т < 60 l/D_0$	При $l_0/D_0 \leqslant 0{,}5 l/D_0$: $\mu = \sqrt{b_3^2 + \dfrac{25{,}2}{2c\mathrm{Re}_т} - b_3}$; (б) $b_3 = \dfrac{85}{2c\mathrm{Re}_т}\left(n l_1/D_0 + l_0/D_0 + \dfrac{25{,}2}{2c\mathrm{Re}_т}\right)$; n_1 и *c* — по таблице. При $l_0/D_0 > 0{,}5 l/D_0$: μ — по формуле (а)	—
$60 l/D_0 < \mathrm{Re}_т < 10^3 l/D_0$	μ — по формуле (б)	—

Форма отверстия, насадка	Формулы для расчета μ	
	при различных F_0/F_1	при $F_0/F_1 \to 0$
$Re_т > 2 \cdot 10^3$	$\mu = \dfrac{1}{\sqrt{N_0 + \zeta_к + \dfrac{0{,}33}{Re_т^{0.25}}(n_1 l_1/D_0 + l_0/D_0)}}$, N_0 — по диаграммам 4-2 и 4-3; $\zeta_к$ — по диаграмме 3-7	—
Наружный конический сходящийся насадок ($\alpha = 13°$; рис. 1-17, *е*) $Re_т \geqslant 10^5$ [1-27]	$\mu = \dfrac{1}{\sqrt{1{,}2 - 0{,}2F_0/F_1}}$	0,92
Наружный конический расходящийся насадок. Входная кромка острая; $F_2/F_0 = 2$; $\alpha = 15°$ (рис. 1-17, *ж*) $Re_т \geqslant 10^5$	—	0,65—0,7
Наружный плавно сходящийся — расходящийся насадок (труба Вентури) $\alpha = 6 \div 8°$; $F_2/F_0 = 4 \div 5$ (рис. 1-17, *з*) [1-27]	$Re \cdot 10^{-5}$: 1 — μ: 2,15; 2 — 2,32; 3 — 2,43; 4 — 2,50; ⩾6 — 2,52	—
Внутренний цилиндрический насадок: входная кромка различной толщины ($\delta/D_0 > 0$); $F_0/F_1 > 4 \div 5$; $l/D_0 = 3$ (рис. 1-17, *и*) $Re_т < 2 \cdot 10^4$ [1-48]	При любом δ/D_0: $Re_т$: 5 — μ: 0,03; $Re_т$: 10 — μ: 0,05; $Re_т$: 20 — μ: 0,11; $Re_т$: 50 — μ: 0,21; $Re_т$: 100 — μ: 0,34; $Re_т$: 200 — μ: 0,46. При определенных δ/D_0: $Re_т$: 500; 10^3; $2 \cdot 10^3$; 10^4. При $\delta/D_0 = 0{,}004 \div 0{,}006$: μ: 0,57; 0,64; 0,69; 0,70. При $\delta/D_0 = 0{,}02 \div 0{,}03$: μ: 0,59; 0,66; 0,72; 0,75. При $\delta/D_0 = 0{,}04$: μ: 0,62; 0,70; 0,75; 0,80	
входная кромка острая ($\delta/D_0 \cong 0$); $l/D_0 = 3$ (рис. 1-17, *и*) $Re > 10^5$ [1-27]	$\mu = \dfrac{1}{\sqrt{2 - F_0/F_1}}$	0,7
Внутренний цилиндрический насадок. Входная кромка различной толщины ($\delta/D_0 > 0$); $l/D_0 < 3$; $F_0/F_1 > 4 \div 5$ Срывное течение (рис. 1-17, *к*) [1-48]	$\mu = 0{,}495 + 24\delta/D_0$	—
Для сжимаемой жидкости (газа) [1-45]	$\mu_{сж} \approx \mu + \dfrac{Ma_{сж}^2}{8} + \dfrac{Ma^4}{80}$; $Ma_{сж} = \dfrac{w_{сж}}{a_1}$ — число Маха	—

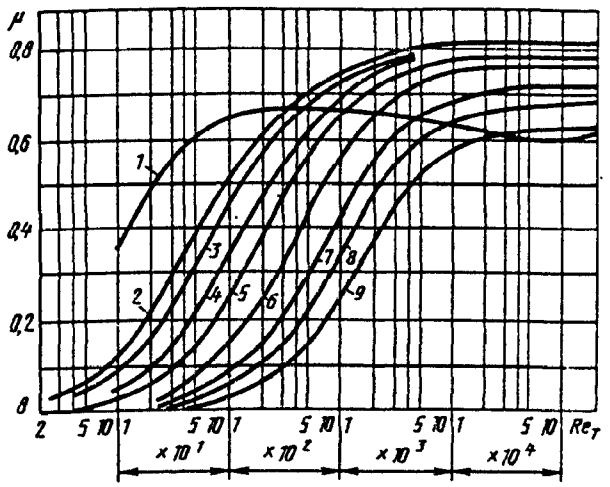


Рис. 1-18. Зависимость коэффициента расхода при истечении из наружных цилиндрических насадок от числа Рейнольдса Re [1-55]:
1—коэффициент расхода для отверстий в тонкой стенке; длина насадка: *2*—1d; *3*—1,5d; *4*—3d; *5*—5d; *6*—10d; *7*—20d; *8*—30d; *9*—50d

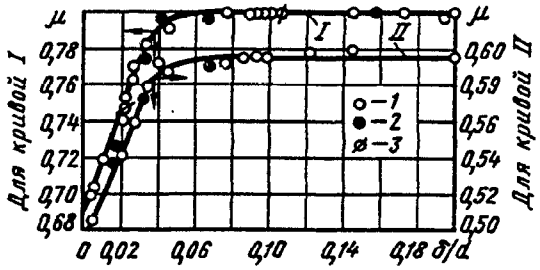


Рис. 1-19. Зависимость коэффициента расхода от относительной толщины стенки для внутреннего цилиндрического насадка [1-48]:
1—d=10 мм; *2*—d=15 мм; *3*—d=30 мм

Истечение сжимаемого газа

9. При истечении газа (пара, воздуха) в окружающую среду под высоким давлением резко изменяется его объем. Поэтому необходимо учитывать сжимаемость газа. Пренебрегая потерями в насадке, из которого происходит истечение идеального газа, и влиянием его массы, скорость адиабатического истечения можно определить по формуле Сен-Венана—Венцеля:

$$w_0=\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left[1-\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \quad (1\text{-}79)$$

Массовый расход с учетом потерь в насадке ($\mu=1/\sqrt{\zeta}$)

$$G=\mu F_0\sqrt{\frac{2k}{k-1}\rho_1 p_1\left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{2/k}-\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}, \quad (1\text{-}80)$$

где индекс 1 показывает, что соответствующие величины относятся к сечению трубы (сосуда) до узкого сечения насадка, а 0—к самому узкому сечению насадка или к среде, в которую происходит истечение газа.

10. При заданных давлении p_1 и плотности ρ_1 газа в сосуде скорость истечения и массовый расход при заданном F_0 зависят от давления среды, куда происходит истечение газа, т. е. от отношения p_0/p_1.

При уменьшении p_0/p_1 скорость истечения w_0 возрастает до тех пор, пока это отношение давлений не станет равным критическому:

$$\frac{p_0}{p_1}=\left(\frac{p_0}{p_1}\right)_{кр}=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

При $p_0/p_1=(p_0/p_1)_{кр}$ скорость в узком сечении F_0 насадка равна скорости звука в данной среде.

При дальнейшем понижении p_0/p_1 скорость в узком сечении остается равной местной скорости звука:

$$w_{кр}=a_{кр}=\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_1}=\sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p_1}{\rho_1}}.$$

Таким образом, при уменьшении отношения давлений ниже критического массовый расход газа не увеличивается при постоянных p_1, ρ_1 и F_0.

$$G=\mu F_0\rho_0 w_0=$$
$$=\mu F_0\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}\sqrt{\frac{2k}{k+1}\rho_1 p_1}. \quad (1\text{-}81)$$

Поэтому (1-79) и (1-80) могут быть применены для вычисления скорости и соответственно расхода лишь при $p_0/p_1\geqslant(p_0/p_1)_{кр}$. При $p_0/p_1<(p_0/p_1)_{кр}$ следует использовать (1-81). Массовый расход в этом случае от внешнего давления p_0 не зависит, а определяется давлением p_1 в резервуаре, возрастая с его увеличением.

1-10. РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЯ В СЕТИ*[1]

1. Для приведения в движении жидкой или газовой среды по концам данного участка следует создать определенную разность полных давлений с помощью нагнетателя (насоса, вентилятора, дымососа, компрессора).

2. Полное давление, развиваемое нагнетателем, в самом общем случае расходуется:

а) на преодоление разности давлений в объемах всасывания и нагнетания; б) на преодоление избыточного геометрического давления (отрицательной самотяги), т. е. на подъем жидкости или газа, который тяжелее воздуха, на высоту z от начального сечения сети до конечного сечения (при положительной самотяге ее вычитают из давления нагнетателя);

*[1] Рассматривается случай несжимаемой жидкости.

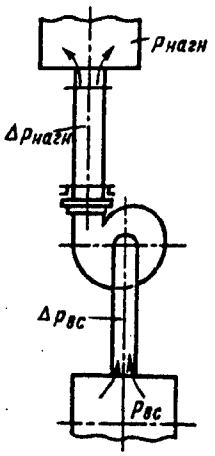


Рис. 1-20. Схема установки нагнетателя в сети

в) на создание динамического давления на выходе жидкости (газа, рис. 1-20) из сети (не из нагнетателя), т. е. полное давление $p_и$ (Па)*1, развиваемое нагнетателем,

$$p_и=(p_{наги}-p_{вс})\pm p_с+(\Delta p_{вс}+\Delta p_{наги})+\frac{\rho w^2_{вых}}{2}, \quad (1\text{-}82)$$

где $p_{вс}$ — избыточное давление в объеме сосуда всасывания; $p_{наги}$ — избыточное давление в объеме сосуда нагнетания; $p_с$ — избыточное геометрическое давление (самотяга); $\Delta p_{вс}$ — потери давления (сопротивление) на участке всасывания; $\Delta p_{наги}$ — потери давления (сопротивление) на участке нагнетания; $w_{вых}$ — скорость выхода потока из сети, м/с.

3. Для случая, когда давления в объемах всасывания и нагнетания равны между собой ($p_{вс}=p_{наги}$),

$$p_и=\Delta p_{вс}+\Delta p_{наги}+\frac{\rho w^2_{вых}}{2}\pm p_с=\Delta p_{сети}, \quad (1\text{-}83)$$

где $\Delta p_{сети}$ вычисляют по (1-66) или (1-68) [или (1-69)] для всей сети как сумму потерь во всасывающем и нагнетательном участках сети (включая потерю динамического давления на выходе из сети) и самотяги $p_с$ по формуле (1-59).

4. Так как при $p_с=0$ сумма всех потерь в сети равна разности полных давлений перед и за нагнетателем, то

$$p_и=\left(p_{ст.наги}+\frac{\rho w^2_{наги}}{2}\right)-\left(p_{ст.вс}+\frac{\rho w^2_{вс}}{2}\right)=p^*_{наги}-p^*_{вс}, \quad (1\text{-}84)$$

где $p^*_{вс}$ и $p^*_{наги}$ — избыточное полное давление соответственно перед нагнетателем и за ним, Па: $p_{ст.вс}$ и $p_{ст.наги}$ — избыточное статическое давление соответственно перед нагнетателем и за ним, Па: $w_{вс}$ и $w_{наги}$ — средняя скорость потока соответственно перед нагнетателем и за ним, м/с.

5. При нормальных условиях работы нагнетателя величина $p_и$ больше нуля, т. е. $p_{и.наги}>p_{и.вс}$.

В то же время как статическое, так и динамическое давление после нагнетателя могут быть ниже соответствующих величин до нагнетателя.

6. В частном случае, когда площади сечений всасывающего и нагнетательного отверстий нагнетателя одинаковы,

$$\frac{\rho w^2_{вс}}{2}=\frac{\rho w^2_{наги}}{2},$$

и, следовательно, давление, создаваемое нагнетателем,

$$p_1=p_{ст.наги}-p_{ст.вс}, \quad (1\text{-}85)$$

т. е. давление, создаваемое нагнетателем, равно разности статических давлений непосредственно за нагнетателем и перед ним.

7. Мощность на валу нагнетателя

$$N_и=\frac{Q_р\rho_{и.р}}{\eta_{полн}}=\frac{Q_р\Delta p_{сети}}{\eta_{полн}}, \quad (1\text{-}86)$$

где $Q_р$ — объемный расход перемещаемой среды при рабочих условиях, м³/с; его определяют для того сечения, к которому приведены все потери полного давления, по формулам, аналогичным (1-66)—(1-69); $p_{и.р}$ — давление, создаваемое нагнетателем (при рабочих условиях), равное общим потерям полного давления $\Delta p_{сети}$, приведенным к данному объемному расходу; $\eta_{полн}$ — КПД нагнетателя.

8. Объемный расход перемещаемой среды обычно задан. Давление, создаваемое нагнетателем, вычисляют по (1-82)—(1-85) для заданных условий сети, т. е. для разности давлений в объемах сосудов всасывания и нагнетания ($p_{наги}-p_{вс}$) и избыточного геометрического давления ($\pm p_с$). Коэффициенты сопротивления $\zeta_{тр}$ и $\zeta_м$, скорость потока в каждом элементе, а следовательно, и величина $\Delta p_{общ}$ зависят от формы и размеров сети.

9. Чтобы определить, удовлетворяет ли данный нагнетатель требуемым расчетным значениям $Q_р$ и $p_{и.р}$, необходимо предварительно привести в соответствие их значения к тем условиям (плотности перемещаемой среды), для которых дается характеристика нагнетателя. При этом, если расход перемещаемой среды задан в м³/с для нормальных условий, то его пересчитывают на рабочие условия по (1-16).

10. Приведенное давление нагнетателя

$$p_{прив}=p_{расч}\frac{\rho_{хар}}{\rho_{н.у}}\cdot\frac{T_р}{T_{хар}}\cdot\frac{p_{хар}}{p_{наги}}, \quad (1\text{-}87)$$

где $p_{расч}$ — расчетное давление нагнетателя, Па; $\rho_{хар}$ — плотность среды, при которой получена характеристика нагнетателя при нормальных условиях ($t=0°C$; $B=101{,}325$ кПа), кг/м³; $\rho_{н.у}$ — плотность среды, для которой подбирают нагнетатель при нормальных условиях, кг/м³; $T_р$ — рабочая температура перемещаемой среды в нагнетателе, К; $p_{наги}$ — ра-

*1 В дальнейшем величину $p_и$ будем называть просто давлением, а не полным давлением.

бочее давление (абсолютное) перемещаемой среды в нагнетателе, Па; $T_{хар}$, $p_{хар}$ — температура (К) и давление (Па) среды, при котором получена характеристика нагнетателя; для вентиляторов $p_{хар}=101{,}325$ кПа.

11. Для высоконапорных нагнетателей плотность перемещаемой среды рассчитывается по среднему давлению в рабочем колесе. В этом случае в (1-87) вместо $p_{наги}$ подставляют среднее абсолютное давление в колесе:

$$p_{ср}=p_{наги}+(\Delta p_{наги}-0{,}5\Delta p_{сети}),$$

где $\Delta p_{наги}$ — потери давления на участке нагнетания сети, Па; $\Delta p_{сети}$ — общие потери полного давления в сети, Па.

12. Мощность при расчетных условиях на валу нагнетателя

$$N_{н}=\frac{Q_{р}p_{расч}}{\eta_{поли}}=\frac{Q_{р}p_{н.хар}}{\eta_{поли}}\cdot\frac{\rho_{н.у}}{\rho_{хар}}\times$$

$$\times\frac{T_{хар}}{T_{р}}\cdot\frac{p_{наги}}{p_{хар}}=N_{хар}\frac{\rho_{н.у}}{\rho_{хар}}\cdot\frac{T_{хар}}{T_{р}}\cdot\frac{p_{наги}}{p_{хар}},$$

где $p_{н.хар}$ — давление нагнетателя по заданной характеристике, Па; $N_{хар}$ — мощность на валу нагнетателя по заданной характеристике, Вт.

1-11. СХЕМЫ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕТЕЙ

Пример 1-1. Приточная система вентиляции

Расчетная схема сети системы вентиляции дана на рис. 1-21.

Задано:

1) общее количество засасываемого воздуха $Q=0{,}89$ м^3/с при нормальных условиях;

2) расход через четыре боковых ответвления $Q=0{,}22$ м^3/с при нормальных условиях;

3) температура наружного (атмосферного) воздуха $t=-20°$ С;

4) температура воздуха за калорифером $t=20°$ С;

5) материал воздухопроводов — кровельная сталь (проолифенная); шероховатость $\Delta\approx$ $\approx 0{,}15$ мм (см. табл. 2-5).

Так как вдоль сети температура газа изменяется (нагревание в калорифере), то применим первый метод наложения потерь — суммирование абсолютных потерь в отдельных элементах сети, приведенных в данном случае к общему расходу через входное сечение вентилятора (рис. 1-21, поз. *7*):

$$\Delta p_{сети}=\sum_{i}\Delta p_{i}=\sum_{i}\frac{\Delta N_{i}}{Q_{7}}=\sum_{i}\zeta_{i}\frac{\rho_{7}W_{i}^{2}}{2},$$

где $\zeta_7=1{,}2$ кг/м^3.

Расчет сопротивления приведен в табл. 1-13. Согласно этой таблице, для подбора вентилятора имеем: $Q_{р}{}^{i}=0{,}955$ м^3/с и $\Delta p_{сети}=p_{н}=$ $=225$ Па.

Мощность на валу вентилятора при КПД вентилятора $\eta_{поли}=0{,}6$.

$$N_{н}=\frac{Q_{р}p_{н}}{\eta_{поли}}=\frac{Q_{7}\Delta p_{сети}}{\eta_{поли}}=\frac{0{,}955\cdot 225}{0{,}6}\text{ Вт}=0{,}36\text{ кВт}.$$

Пример 1-2. Установка для мокрой очистки агломерационных газов

Схема установки дана на рис. 1-22.

Задано:

1) общий объемный расход газа (при $t=20°$ С и $p=101{,}325$ кПа) $Q=278$ м^3/с;

2) плотность газа при нормальных условиях $\rho=1{,}3$ кг/м^3;

3) кинематическая вязкость газа при нормальных условиях $\nu=1{,}32\cdot 10^{-5}$ м^2/с;

4) внутренняя обшивка основных газоходов (имеющих сравнительно большую протяженность) — листовая сталь; шероховатость ее берут, как для цельнотянутых корродированных стальных труб (после нескольких лет эксплуатации) $\Delta\approx 1{,}0$ мм (см. табл. 2-5);

5) газ очищается в мокром скруббере; степень орошения $A\approx 0{,}014$ м^3/(м$^2\cdot$с) (см. диаграмму 12-11).

В данном случае температура газа изменяется вдоль сети (в результате охлаждения); поэтому, как и в примере 1-1, принимаем первый метод наложения потерь: суммирование абсолютных потерь в отдельных элементах сети, приведенных к объемному расходу, например, через сечение *0—0*, т. е. сечение входа в колено *1* (рис. 1-22), где $\rho=0{,}84$ кг/м^3. Расчет сопротивления приведен в табл. 1-14.

Самотяга, создаваемая дымовой трубой, $p_{с}=H_{тр}(\rho_{а}-\rho_{г})g$, где $H_{тр}=62$ м — высота трубы; $\rho_{а}$ — плотность воздуха, кг/м^3; $\rho_{г}$ — плотность газа на входе в дымовую трубу, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, принимаем $g=9{,}8$ м/с^2.

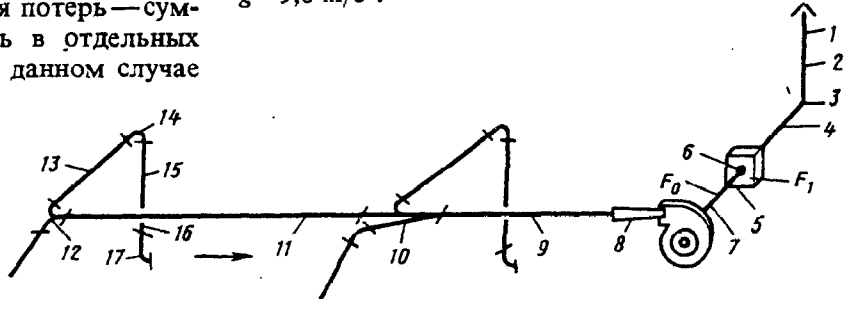
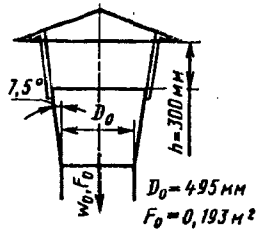
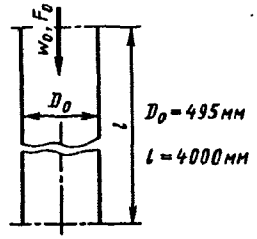
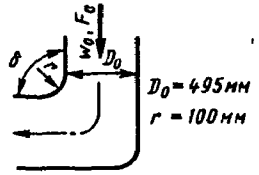
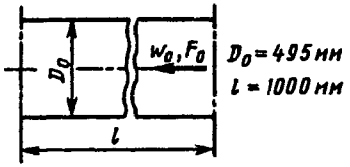
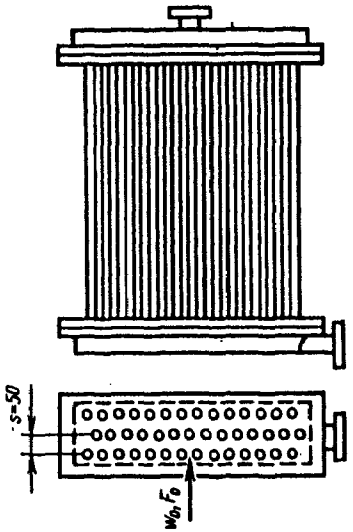
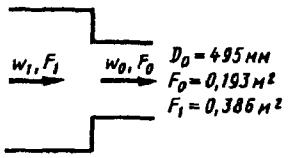


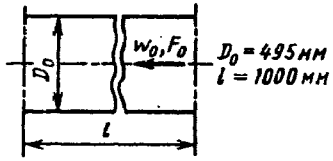
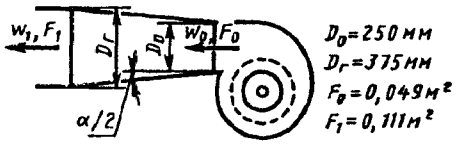
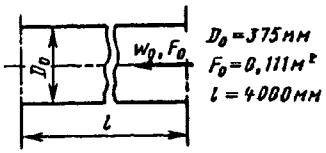
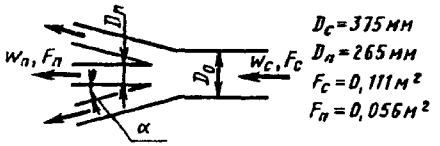
Рис. 1-21. Расчетная схема сети системы вентиляции

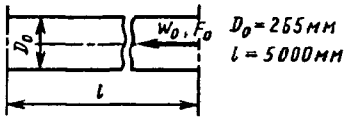
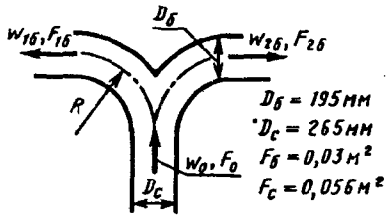
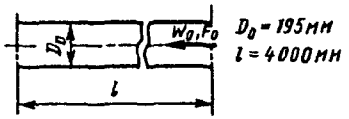
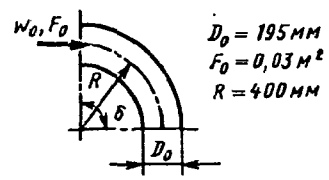
1-13. Расчет сопротивления сети приточной системы вентиляции (рис. 1-21)

№ элемента сети	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	Q_{pi}, м³/с	t_i, °С	ρ_i, кг/м³	$\nu_i \cdot 10^5$, м²/с	w_i, м/с	$\frac{\rho_1 w_i^2}{2}$, Па	$\mathrm{Re}=\frac{w_i D_{ri}}{\nu_i} 10^{-6}$	ζ_{mi}	λ_i	$\zeta_{tpi}=\lambda_i \frac{l_i}{D_{ri}}$	$\zeta_i=\zeta_{mi}+\zeta_{tpi}$	$\Delta p_i=\zeta_i \frac{\rho_1 w_i^2}{2}$, Па	Основание для определения ζ_i (ссылка на диаграмму)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Приточная шахта 	$\frac{h}{D_0}=0,6$	0,825	−20	1,40	1,17	4,27	10,94	1,80	0,30	—	—	0,30	3,28	3-18
2	Прямой участок (вертикальный) 	$\frac{l}{D_0}=8,0$; $\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_0}=0,0003$	0,825	−20	1,40	1,17	4,27	10,94	1,80	—	0,018	0,144	0,144	1,58	2-5
3	Колено 	δ=90°; $\frac{r}{D_0}=0,2$; $\bar{\Delta}=0,0003$	0,825	−20	1,40	1,17	4,27	10,94	1,80	0,44	0,018	0,024	0,464	5,08	6-9

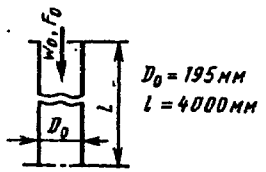
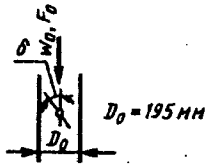
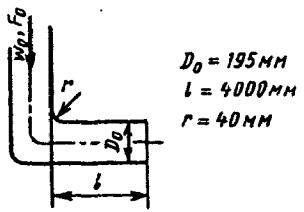
4	Прямой участок (горизонтальный) 	$\frac{l}{D_0} = 2{,}0$; $\Delta = 0{,}0003$	0,825	−20	1,40	1,17	4,27	10,94	1,80	—	0,018	0,036	0,036	0,40	2-5
5	Гладкотрубчатый трехрядный калорифер 	$\rho_{ср} w_0^* =$ $= 3{,}86$ кг/(м² · с)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9,90	12-26
6	Внезапное сужение 	$\frac{F_0}{F_1} = 0{,}5$	0,955	+20	1,20	1,5	4,95	14,70	1,64	0,25	—	—	0,25	3,68	4-9

Продолжение табл. 1-13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	Прямой участок (горизонтальный) 	$\frac{l}{D_0} = 2{,}0$; $\Delta = 0{,}0003$	0,955	+20	1,20	1,5	4,95	14,7	1,64	—	0,0185	0,037	0,037	0,55	2-5
8	Пирамидальный диффузор (прямоугольного сечения) 	$n = \frac{F_1}{F_0} = 2{,}25$; $\alpha = 10°$	0,955	+20	1,20	1,5	19,5	238	3,25	0,19	—	—	0,19	43,0	5-17
9	Прямой участок (горизонтальный) 	$\frac{l}{D_0} = 10{,}7$; $\Delta = 0{,}0004$	0,995	+20	1,20	1,5	8,6	44,5	2,15	—	0,018	0,193	0,193	8,57	2-5
10	Крестовина (проход при делении потока) 	$\frac{F_п}{F_c} = 0{,}5$; $\frac{Q_п}{Q_c} = 0{,}5$; $\frac{w_п}{w_c} = 1{,}0$; $\alpha = 15°$	0,478	+20	1,20	1,5	8,6	44,5	1,5	0	—	—	—	0	7-33 (как проточный тройник)

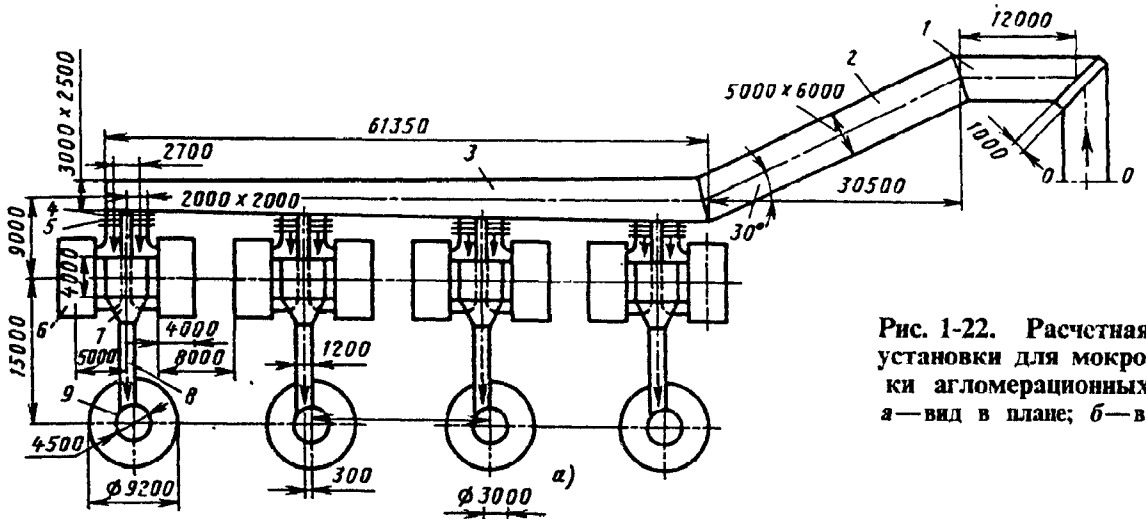
11	Прямой участок (горизонтальный) 	$\frac{l}{D_0} = 18{,}8$; $\bar{\Delta} = 0{,}00056$	0,478	+20	1,20	1,5	8,6	44,5	1,5	—	0,019	0,36	0,36	16,0	2-5
12	Плавный симметричный тройник (ласточкин хвост) на нагнетании (разделении) 	$\frac{Q_б}{Q_c} = 0{,}5$; $\frac{F^б}{F_c} = 0{,}50$; $\frac{R}{D_c} = 1{,}5$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	0,25	0,019	0,05	0,30	11,5	7-30
13	Прямой участок (горизонтальный) 	$\frac{l}{D_0} = 20{,}5$; $\bar{\Delta} = 0{,}00077$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	—	0,02	0,41	0,41	15,7	2-5
14	Отвод с углом поворота 90° 	$\frac{R}{D_0} = 2{,}0$; $\bar{\Delta} = 0{,}00077$ $\delta = 90°$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	0,24	0,02	0,065	0,305	11,7	6-1

Продолжение табл. 1-13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
15	Прямой участок (горизонтальный) 	$\frac{l}{D_0}=20{,}5$; $\bar{\Delta}=0{,}00077$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	—	0,02	0,41	0,41	15,7	2-5
16	Дроссельный затвор 	$\delta = 5°$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	0,25	—	—	0,28	10,8	9-17
17	Приточный насадок (выход из колена) 	$\frac{l}{D_0}=20{,}5$; $\frac{r}{D_0}=0{,}20$; $\bar{\Delta}=0{,}00077$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	1,70	0,02	0,06	1,76	67,6	11-18

$\sum_{i=1}^{17} \Delta p_i = \Delta p_{\text{сети}} \approx$

≈ 225 Па



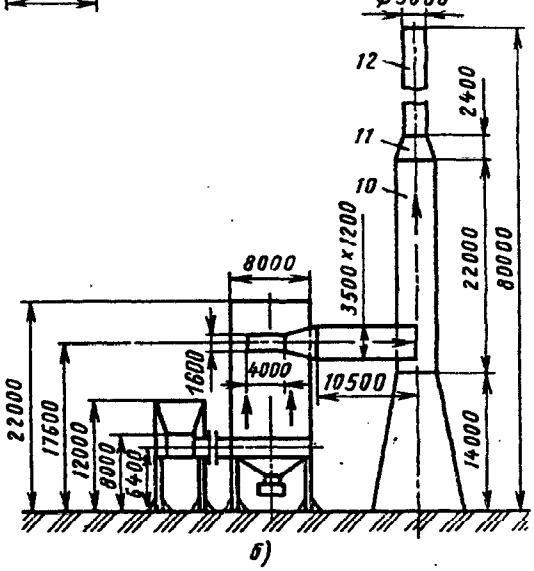


Рис. 1-22. Расчетная схема установки для мокрой очистки агломерационных газов: *а*—вид в плане; *б*—вид сбоку

При температуре воздуха $t_в = 0°$ С плотность $\rho_в = 1{,}29$ кг/м^3.

При температуре $t = 40°$ С средняя плотность газа $\rho_г = 1{,}13$ кг/м^3; отсюда $p_с = 62 \times (1{,}29 - 1{,}13) 9{,}81 \approx 98$ Па.

Эта положительная самотяга способствует перемещению потока; поэтому ее следует вычитать из общих потерь (см. табл. 1-14).

Мощность на валу дымососа, предназначенного только для описанной установки, при $\eta_{поли} = 0{,}6$

$$N_в = \frac{Q_р p_в}{\eta_{поли}} = \frac{Q_1 \Delta p_{сети}}{0{,}6} = \frac{430 \cdot 1320}{0{,}6}\ \text{Вт} = 946\ \text{кВт}.$$

Пример 1-3. Аэродинамическая труба малых скоростей замкнутого типа с открытой рабочей частью

Схема аэродинамической трубы (аэродинамический контур) приведена на рис. 1-23.

Заданы:

1) диаметр рабочей части (выходного сечения сопла) $D_0 = 5000$ мм;

2) длина рабочей части $l_{р.ч} = 8000$ мм;

3) скорость потока в рабочей части (на выходе из сопла) $w_0 = 60$ м/с;

4) температура воздуха $t \approx 20°$ С; $\rho = 1{,}22$ кг/м^3;

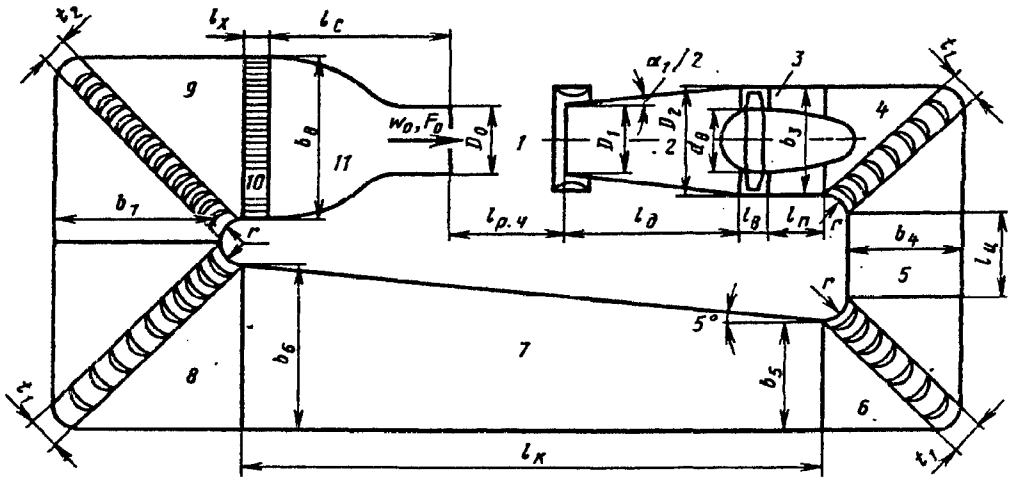
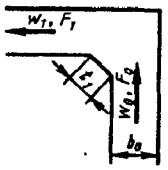
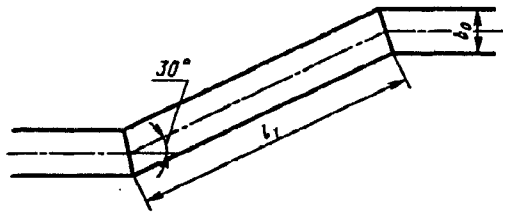
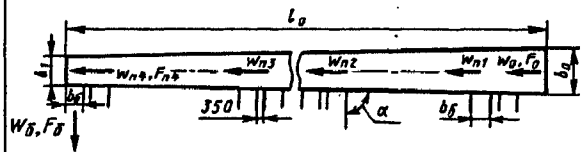
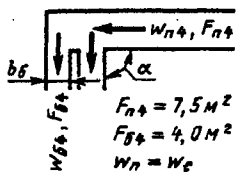
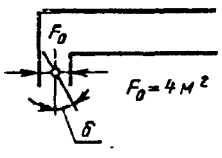


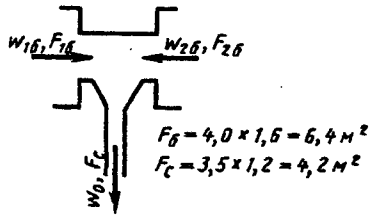
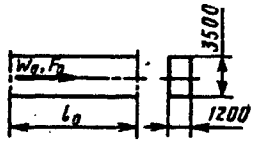
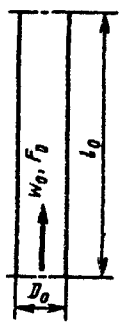
Рис. 1-23. Схема аэродинамической трубы (аэродинамический контур) замкнутого типа с открытой рабочей частью (размеры в м):

$D_0 = 5$; $D_1 = 5{,}35$; $D_2 = 8$; $d_в = 4$; $b_3 = 8$; $b_4 = 8$; $b_5 = 8$; $b_6 = 12$; $b_7 = 12$; $b_8 = 12$; $t_1 = 2{,}2$; $t_2 = 1{,}5$; $l_{р.ч} = 8$; $l_д = 13{,}5$; $l_в = 2$; $l_п = 5$; $l_ц = 6$; $l_к = 43{,}5$; $l_х = 1{,}5$; $l_с = 13{,}5$; $r = 1{,}6$; $\alpha_1 = 7°$

№ элемента сети	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	Q_{pi}, м³/с
1	Колено со срезанными углами поворота  $F_0 = 30\ м^2$; $F_1 = 30\ м^2$; $b_0 = 5000\ мм$; $t_1 = 2{,}5\ м$; $D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0} = \frac{4 \cdot 30}{22} = 5{,}45\ м$	$\frac{F_1}{F_0} = 1{,}0$ $\frac{t_1}{b_0} = \frac{2500}{5000} = 0{,}5;$ $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{b_0} = 0{,}0002$	430
2	Составное колено  $l_1 = 28500\ мм$; $b_0 = 5000\ мм$; $D_r = 5{,}5\ м$	$\frac{l_0}{b_0} = 5{,}6;$ $\bar{\Delta} = 0{,}0002;$ $\alpha = 30°$	430
3	Раздающий коллектор  $F_0 = 6 \times 5\ (м^2)$; $F_1 = 3 \times 2{,}5\ (м^2)$; $F_б = 2 \times 2\ (м^2)$; $l_0 = 60\ м$; $D_r = \frac{4F_1}{\Pi_1} = \frac{4 \cdot 7{,}5}{2(3+2{,}5)} = 2{,}73\ м$; $D_{r\,ср} = \frac{D_{r0} + D_{r1}}{2} = \frac{5{,}45 + 2{,}73}{2} = 4{,}10\ м$	$\frac{w_{п1}}{w_0} = \frac{w_{п2}}{w_0} = \frac{w_{п3}}{w_0} = \frac{w_{п4}}{w_0} = \frac{w_п}{w_0} = 1{,}0;$ $\frac{l_0}{D_{r\,ср}} = \frac{60{,}00}{4{,}10} = 14{,}5;$ $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_{r\,ср}} = \frac{1{,}0}{4100} = 0{,}00024;$ $k = 1 - F_к / F_п = 1 - F_{п4} / F_0 =$ $= 1 - \frac{7{,}5}{30} = 0{,}75;$ $\bar{f} = \frac{\sum F_б}{F_0} = \frac{\sum F_б}{F_п} = \frac{4 \times 2 \times 4}{30} = 1{,}07;$	430
4	Боковое ответвление  $F_{п4} = 7{,}5\ м^2$; $F_{б4} = 4{,}0\ м^2$; $w_п = w_с$	$\alpha = 90°;$ $\frac{F_б}{F_с} = \frac{2 \cdot 4}{7{,}5} \cong 1{,}0;$ $\frac{Q_б}{Q_с} = \frac{Q_б}{Q_{п4}} = 1{,}0;$ $\frac{w_б}{w_с} = 1{,}0$	$\frac{430}{4} \cdot \frac{273+120}{273+150} =$ $= 100$
5	Дроссельный затвор (при закрытии на 10%, $\delta = 5°$) 	$\frac{F_h}{F_0} = 0{,}9$ $(\delta = 5°)$	$\frac{100}{2} = 50$

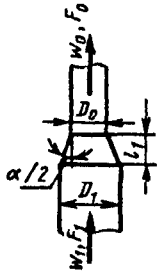
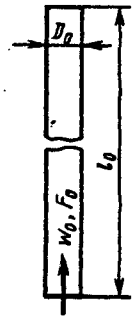
мокрой очистки агломерационных газов (рис. 1-22)

t_i, °С	ρ_i, кг/м³	$\nu_i \cdot 10^5$, м²/с	w_i, м/с	$\frac{\rho_1 w_i^2}{2}$, Па	$\mathrm{Re}=\frac{w_i D_{ri}}{\nu_i} 10^{-6}$	$\zeta_{мi}$	λ_i	$\zeta_{тpi}=\lambda_i\frac{l_i}{D_{ri}}$	$\zeta_i=\zeta_{мi}+\zeta_{тpi}$	$\Delta p_i=\zeta_i\frac{\rho_1 w_i^2}{2}$, Па	Основание для определения ζ_i (ссылка на диаграмму)
150	0,84	3,0	14,3	86	2,6	0,72	—	—	0,72	62,0	6-10
150	0,84	3,0	14,3	86	2,6	0,20	0,014	0,079	0,28	24,0	6-13
150	0,84	3,0	14,3	86	~2,0	2,6	—	—	2,6	224	7-40
120	0,90	2,7	$w_п = w_с = 13,3$	80	—	—	—	—	—	—	
120	0,90	2,7	12,5	65,6	—	0,28	—	—	0,28	18,4	9-17

№ элемента сети	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	Q_{pi}, м³/с
6	Мокрый скруббер См. диаграмму 12-11 $F=32$ м²	На входе $t=120°$ С; на входе $t=50°$ С; плотность орошения $A=0{,}014$ м³/(м²·с)	$50\cdot\dfrac{273+85}{273+120}=$ $=50\cdot 0{,}91=45{,}5$
7	Выходной участок скруббера — симметричный тройник 	$\dfrac{F_c}{2F_б}=\dfrac{4{,}2}{2\cdot 6{,}4}=0{,}33;$ $\dfrac{Q_б}{Q_c}=0{,}5$	$45{,}5\cdot\dfrac{273+50}{273+85}=$ $=45{,}5\cdot 0{,}9=41$
8	Прямой горизонтальный участок  $l_0=10{,}5$ м $F_0=3{,}5\times 1{,}2=4{,}2$ м² $D_г=\dfrac{4\cdot 4{,}2}{2(3{,}5+1{,}2)}\approx 1{,}8$ м	$\dfrac{l_0}{D_г}=\dfrac{10{,}5}{1{,}8}=5{,}8;$ $\bar{\Delta}=\dfrac{1{,}0}{1800}=0{,}0006$	$2\cdot 40=80$
9	Вход в дымовую трубу  $F_0=4{,}2$ м² $F_1=15{,}8$ м²	$\dfrac{F_0}{F_1}=\dfrac{4{,}2}{15{,}8}\approx 0{,}27$	$2\cdot 40=80$
10	Первый прямой участок дымовой трубы  $D_0=4{,}5$ м $F_0=15{,}8$ м² $l_0=22{,}0$ м	$\dfrac{l_0}{D_0}=\dfrac{22{,}0}{4{,}5}=4{,}9;$ $\bar{\Delta}=\dfrac{1{,}0}{4500}=0{,}00022$	$80\cdot\dfrac{313}{323}=77{,}5$

Продолжение табл. 1-14

t_i, °С	ρ_i, кг/м³	$\nu_i \cdot 10^5$, м²/с	w_i, м/с	$\frac{\rho_1 w_i^2}{2}$, Па	$Re = \frac{w_i D_{Гi}}{\nu_i} 10^{-6}$	$\zeta_{мi}$	λ_i	$\zeta_{трi} = \lambda_i \frac{l_i}{D_{Гi}}$	$\zeta_i = \zeta_{мi} + \zeta_{трi}$	$\Delta p_i = \zeta_i \frac{\rho_1 w_i^2}{2}$, Па	Основание для определения ζ_i (ссылка на диаграмму)
$\frac{120+50}{2} = 85$	1,0	—	1,42	0,85	—	960	—	—	960	816	12-11
50	1,0	—	9,8	40,4	—	≈2,0	—	—	2,0	80,8	Ориентировочно, как на диаграмме 4-9 (внезапное сужение), и симметричный тройник 90° (диаграмма 7-29)
50	1,10	1,8	19,0	152	1,9	—	0,018	0,10	0,10	16,0	2-5
50	1,10	1,8	19,0	152	1,9	0,53	—	—	0,53	80	4-1 (внезапное расширение)
40	1,13	1,7	4,9	10,1	1,3	—	0,015	0,074	0,074	0,75	2-5

№ элемента сети	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	Q_{pr}, м³/с
11	Переходный участок — конфузор  $D_1 = 4,5$ м $D_0 = 3,0$ м $F_1 = 15,8$ м² $F_0 = 7,05$ м² $l_1 = 2,4$ м $\alpha = 34°$	$\frac{F_0}{F_1} = \frac{7,05}{15,8} = 0,45$; $\frac{l_1}{D_0} = \frac{2400}{3000} = 0,8$; $\alpha = 34°$; $\bar{\Delta} = \frac{1,0}{3000} = 0,00033$	$80 \cdot \frac{313}{323} = 77,5$
12	Второй прямой участок дымовой трубы  $D_0 = 3,0$ м $F_0 = 7,05$ м² $l_0 = 41,5$ м	$\frac{l_0}{D_0} = \frac{41\,500}{3000} = 14$; $\bar{\Delta} = \frac{1,0}{3000} = 0,00033$	$80 \cdot \frac{313}{323} = 77,5$
	Выход из дымовой трубы	—	$80 \cdot \frac{313}{323} = 77,5$
	Самотяга в дымовой трубе	—	—

5) кинематическая вязкость $\nu = 15 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

6) материал трубы — бетон; шероховатость внутренней поверхности $\Delta = 2,5$ мм (см. табл. 2-5).

При малых скоростях потока изменением давления и температуры вдоль трубы для гидравлического расчета можно пренебречь. В этом случае удобно пользоваться вторым методом наложения потерь; суммированием приведенных коэффициентов сопротивления отдельных элементов сети (см. параграф 1-6).

Расчет сопротивления трубы приведен в табл. 1-15. Сопротивление трубы согласно этой таблице

$$\Delta p_{сети} = \sum_{i}^{11} \zeta_{oi} \cdot \frac{\rho w_0^2}{2} = 0,30 \cdot \frac{1,22}{2} \cdot 60^2 \approx 660 \text{ Па}.$$

Объемный расход воздуха через рабочую часть (сопло)

Продолжение табл. 1-14

t_i, °С	ρ_i, кг/м³	$\nu_i \cdot 10^5$, м²/с	w_i, м/с	$\frac{\rho_i w_i^2}{2}$, Па	$\mathrm{Re}=\frac{w_i D_{ri}}{\nu_i} 10^{-6}$	ζ_{mi}	λ_i	$\zeta_{tpi}=\lambda_i \frac{l_i}{D_{ri}}$	$\zeta_i=\zeta_{mi}+\zeta_{tpi}$	$\Delta p_i=\zeta_i \frac{\rho_i w_i^2}{2}$, Па	Основание для определения ζ_i (ссылка на диаграмму)
40	1,13	1,7	11,0	51,0	~2,0	0,05	0,014	0,01	0,06	3,24	5-23
40	1,13	1,7	11,0	540	2,15	—	0,014	0,20	0,2	10,2	2-5
40	1,13	1,7	11,0	51,0	2,15	1,0	—	—	1,0	51,0	11-1
—	1,13	—	—	—	—	—	—	—	—	−72,3	Формула (1-59): $p_c = z(\rho_в - \rho_г)g$, где $\rho_в = 1{,}29$ при $t = 0°$ С; $p_{c1} = \frac{\rho_1}{\rho_{12}} p_c = \frac{0{,}84}{1{,}13} p_c = 72{,}3$ (приведено к Q_1)
										$\sum_{i=1}^{12} \Delta p_i = \Delta p_{сети} \approx 1320$ Па	

$$Q = w_0 F_0 = 60 \cdot 19{,}6 = 1175 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность на валу вентилятора при КПД вентилятора
$\eta^{н}_{вен} \approx 0{,}7$

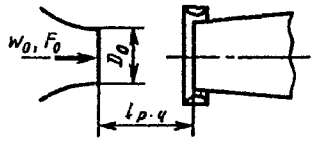
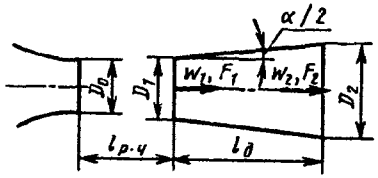
$$N^{н} = \frac{Q \Delta p_{сети}}{\eta_{вен}} = \frac{1175 \cdot 660}{0{,}7} \text{ Вт} \approx 1110 \text{ кВт}.$$

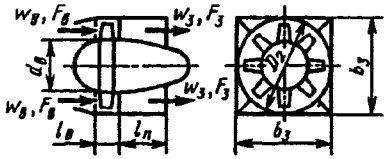
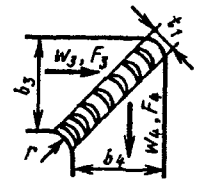
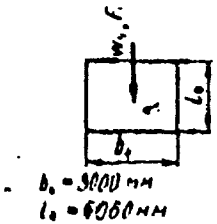
При расчетах аэродинамических труб применяют понятие «качество» трубы K, под которым понимают отношение скоростного давления в рабочей части трубы к ее общему сопротивлению.

В данном случае

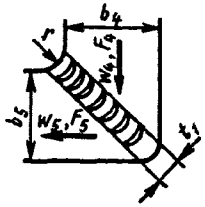
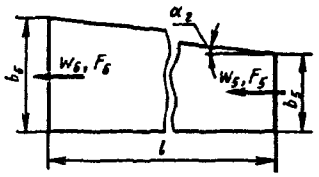
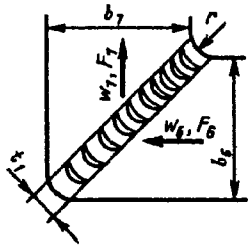
$$K = \frac{0{,}5 \rho w_0^2}{0{,}5 \rho w_0^2 \sum_i^{11} \zeta_{oi}} = \frac{1}{0{,}30} \approx 3{,}3.$$

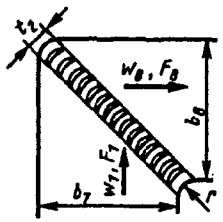
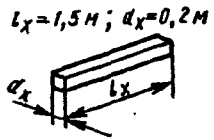
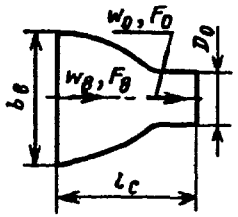
1-15. Расчет сопротивления аэродинамической трубы (рис. 1-23)

№ элемента сети	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	Отношение площадей $\frac{F_0}{F_1}$	$\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2$	w_i, м/с	$\mathrm{Re}=\frac{w_i D_{ri}}{\nu_i}10^{-6}$	ζ_{sni}	λ_i	$\zeta_{tpi}=\lambda_i\frac{l_i}{D_{ri}}$	$\zeta_i=\zeta_{sni}+\zeta_{tpi}$	$\zeta_0=\zeta_1\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2$	Основание для определения ζ_i (ссылка на диаграмму)
1	Открытая рабочая часть круглого сечения  $D_0=5{,}0$ м; $l_{р.ч}=8{,}0$ м	$\frac{l_{р.у}}{D_0}=\frac{8{,}0}{5{,}0}=1{,}6$	1,0	1,0	60	20	0,13	—	—	0,13	0,13	4-25
2	Первый диффузор  $D_1=5{,}35$ м $D_2=8{,}0$ м $l_д=13{,}5$ м $F_0=\frac{\pi}{4}5{,}0^2=19{,}6$ м^2	$\alpha=7°$; $n_п=\frac{F_2}{F_1}=\left(\frac{8{,}0}{5{,}35}\right)^2=2{,}24$; $\frac{w_{max}}{w_0}>1{,}12$; $k_д\approx1{,}8$; $\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D}\approx0{,}0004$	$\left(\frac{5{,}0}{5{,}35}\right)^2=0{,}875$	0,77	52,5	19	0,05	0,01	0,016	0,066	0,051	5-2
3	Переходный участок (переход с кольцевого сечения на квадрат)	$\bar{d}_b=\frac{d_b}{D_2}=0{,}5$; $n_п=\frac{F_3}{F_b}=$	$\frac{F_0}{F_b}=$	0,27	31	18	0,19	0,011	0,01	0,20	0,054	5-22

		$=\frac{F_3}{\left(1-\bar{d}_в^2\right)F_в}=$ $=\frac{8,0^2}{(1-0,25)\frac{\pi}{4}8,0^2}=1,7;$ $\alpha_э \approx 15°;\ \bar{\Delta}\approx 0,0004;$ $\frac{w_{max}}{w_0} > 1,12;\ k_1 \approx 1,8$	$=\frac{5,0^2}{0,75\times 8,0^2}=$ $=0,52$									
4	Колено № 1 с профилированными направляющими лопатками (сокращенное число)		$\frac{b_4}{b_3}=1,0;$ $\frac{r}{b_3}=0,2;$ $\bar{\Delta}=0,0003$	$\frac{\frac{\pi}{4}\cdot 5,0^2}{8,0^2}=0,306$	0,096	18	10	0,155	0,011	0,015	0,17	0,016	6-21; учитывая влияние впереди стоящего диффузора, увеличиваем ζ на 1,2
5	Цилиндрический участок		$\frac{l_4}{b_4}=\frac{6,0}{8,0}=0,75;$ $\bar{\Delta}=0,0003$	0,306	0,096	18	10	—	0,011	0,008	0,008	0,001	2-5

Продолжение табл. 1-15.

6	Колено № 2; те же условия, что и в колене № 1  $b_4 = b_5 = 8{,}0$ м; $r = 1{,}6$ м; $t_1 = 2{,}2$ м	$\frac{b_5}{b_4} = 1{,}0$; $\frac{r}{D_5} = 0{,}2$	0,306	0,096	18	10	0,12	0,011	0,015	0,135	0,015	6-21
7	Обратный канал (второй диффузор)  $b_5 = 8{,}0$ м; $b_6 = 12{,}0$ м; $l = 43{,}5$ м	$\alpha_2 = 5{,}5°$; $n_д = \frac{F_6}{F_5} = \left(\frac{12{,}0}{8{,}0}\right)^2 = 2{,}25$; $\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1{,}1$; $k_1 \approx 1{,}8$	0,306	0,096	18	10	0,046	0,011	0,011	0,057	0,006	5-4
8	Колено № 3; те же условия, что и в колене № 1  $b_6 = b_7 = 12{,}0$ м; $r = 1{,}6$ м; $t_1 = 1{,}5$ м	$\frac{b_7}{b_6} = 1{,}0$; $\frac{r}{D_6} = 0{,}13$	$\frac{\pi}{4} \cdot \frac{5{,}0^2}{12{,}0^2} = 0{,}137$	0,0181	8,2	6,5	0,15	0,011	0,015	0,165	0,003	6-21

9	Колено № 4, те же условия, что и в колене № 3, но число лопаток нормальное	 $b_7 = b_8 = 12,0$ м $r = 1,6$ м $t_2 = 1,5$ м	$\frac{b_8}{b_7} = 1,0$; $\frac{r}{D_8} = 0,13$	0,137	0,0181	8,2	6,5	0,17	0,011	0,015	0,185	~0,004	6-21
10	Выпрямляющая решетка (хонейкомб); изготовлена из листового железа, покрытого лаком		$\frac{l_x}{d_x} = 7,5$; $f = \frac{F_x}{F_8} = 0,9$; $\bar{\Delta} = \frac{0,2}{200} = 0,001$	$\frac{0,137}{0,9} = 0,152$	0,0232	9,1	$\frac{w_i d_x}{\nu} \approx 0,12$	0,11	0,060	0,45	0,56	0,013	$\zeta_i = \zeta_{вх} + \zeta_{вых} + \zeta_{тр}$, где $\zeta_{вх} \approx 1 - f$ (см. диаграмму 3-1); $\zeta_{вых} = (1-f)^2$ (см. диаграмму 4.1); $\zeta_{тр} = \lambda \frac{l_x}{d_x}$
11	Сопло (криволинейный конфузор)	 $D_0 = 5,0$ м $b_8 = 12,0$ м $l_c = 13,5$ м	$\alpha \approx 35°$; $n_п = \frac{12,0^2}{\frac{\pi}{4} 5,0^2} = 7,35$	7,35	54	60	20	—	0,008	0,003	0,003	0,003 $\sum_{о.сети} = \sum_{i=1}^{11} \zeta_{oi} \approx 0,30$	5-23

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ПО ПРЯМЫМ ТРУБАМ И КАНАЛАМ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ШЕРОХОВАТОСТИ)

2-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Потери давления по длине прямой трубы (канала) постоянного поперечного сечения (линейные потери или потери на трение) вычисляются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{тр}=\frac{\lambda}{4}\cdot\frac{S_0}{F_0}\cdot\frac{\rho w_0^2}{2}=\lambda\frac{\Pi_0}{4F_0}\cdot l\frac{\rho w_0^2}{2}=\frac{\lambda}{4}\cdot\frac{l}{R_г}\cdot\frac{\rho w_0^2}{2} \quad (2\text{-}1)$$

или

$$\Delta p_{тр}=\lambda\frac{l}{D_г}\cdot\frac{\rho w_0^2}{2}=\zeta\frac{\rho w_0^2}{2}, \quad (2\text{-}2)$$

где Π_0 — периметр; $R_г$ — гидравлический радиус; S_0 — площадь поверхности трения.

2. Использование гидравлического (эквивалентного) диаметра $D_г$ в качестве характерного размера в формулах сопротивления (2-1) и (2-2) допустимо только в тех случаях, когда по всему или почти по всему периметру сечения толщина δ_0 пристеночного слоя (в пределах которого скорость изменяется от нуля до значения, близкого к максимуму) очень мала по сравнению с размером поперечного сечения канала ($\delta_0 << D_г$) [2-88].

3. В случае турбулентного течения при больших числах $Re=w_0D_0/\nu$ скорость в основном изменяется в пределах тонкого пристеночного слоя. Поэтому, если использовать $D_г$ в качестве характерного размера, то закон сопротивления для труб различной формы поперечного сечения оказывается приблизительно одинаковым. Однако и при турбулентном течении для отдельных геометрических форм коэффициент сопротивления трения имеет различные значения.

4. Для расчета гидравлического сопротивления трубы (канала) при стабилизированном ламинарном течении использовать $D_г$ нельзя. При этом режиме его применение допустимо только для входной части начального участка трубы, когда толщина δ_0 еще очень мала [2-42]. Для определения сопротивления по (2-1) и (2-2) вводят соответствующие поправки, учитывающие влияние формы поперечного сечения труб (каналов).

5. Сопротивление движению жидкости или газа при ламинарном режиме обусловлено силами внутреннего трения (вязкостью), появляющимися при перемещении одного слоя жидкости (газа) относительно другого. Силы вязкости пропорциональны первой степени скорости потока.

6. Благодаря преобладанию при ламинарном режиме сил вязкости даже обтекание выступов шероховатой поверхности происходит плавно. Поэтому шероховатость стенок, если она не очень велика, не влияет на сопротивление, и коэффициент сопротивления трения при этом режиме всегда зависит только от числа Рейнольдса.

7. При увеличении числа Re начинают преобладать силы инерции, пропорциональные квадрату скорости. При этом возникает турбулентное движение, характеризующееся появлением поперечных составляющих скорости, вызывающих перемешивание жидкости (газа) во всем потоке и обмен количеством движения беспорядочно движущихся масс жидкости. Все это приводит к резкому возрастанию сопротивления движению при турбулентном режиме по сравнению с ламинарным*[1].

При шероховатой поверхности стенок обтекание выступов происходит с отрывом струи, и коэффициент сопротивления в этом случае зависит не только от числа Re, но и от относительной шероховатости

$$\bar{\Delta}_0=\frac{\Delta_0}{D_0} \quad \left(\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_г}\right).$$

*[1] Вместе с тем, поскольку коэффициент сопротивления λ определяется как отношение потерь полного давления к динамическому давлению $\left[\lambda=\Delta p_{тр}\Big/\left(\frac{l}{D_г}\cdot\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\right]$, с уменьшением Re он всегда возрастает.

8. Трубы и каналы могут быть как гладкими, так и шероховатыми. При этом шероховатость может быть равномерной (равномерно-зернистой) и неравномерной. Оба вида шероховатости различают по форме выступов, их размерам, промежуткам между ними и т. д. Большинство технических труб характеризуется неравномерной шероховатостью.

9. Среднюю высоту Δ_0 выступов шероховатости, выраженную в единицах длины, называют абсолютной шероховатостью. Отношение средней высоты выступов к гидравлическому диаметру трубы, т. е. $\bar{\Delta}_0=\frac{\Delta_0}{D_0}$ или $\bar{\Delta}_0=\frac{\Delta_0}{D_г}\left(\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_г}\right)$, называют относительной шероховатостью. Ввиду того, что геометрические характеристики абсолютной шероховатости не могут в достаточной степени определять сопротивление трубы, введено понятие о гидравлически эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости Δ, которая определяется путем измерения сопротивления.

10. Несмотря на то, что для гладких труб с возрастанием числа Re коэффициент сопротивления должен уменьшаться, в шероховатых трубах при увеличении этого числа обнаруживается увеличение коэффициента λ при неизменной геометрической шероховатости. Объясняется это влиянием вязкого подслоя. Если толщина вязкого подслоя больше выступов ($\delta_т>\Delta$, рис, 2-1, *а*), то они целиком покрываются этим слоем. При малых скоростях, характерных для вязкого подслоя, поток плавно обтекает неровности, и они не оказывают никакого влияния на характер потока. В этом случае λ с увеличением Re уменьшается.

11. С возрастанием числа Рейнольдса толщина вязкого подслоя уменьшается, и при достижении определенного значения Re она может стать меньше высоты выступов ($\delta_т<\Delta$, рис. 2-1, *б*). При этом выступы усиливают вихреобразование, а следовательно, повышают потери давления, что выражается в увеличении λ с увеличением числа Re.

Таким образом, трубы можно считать гладкими, пока высота шероховатых выступов меньше толщины вязкого подслоя.

12. Эквивалентная шероховатость Δ зависит:

а) от материала и способа производства труб (например, чугунные трубы, изготовленные центробежным литьем, более гладкие, чем сварные); при этом трубы, изготовленные одним и тем же способом, как правило, имеют одну и ту же эквивалентную шероховатость независимо от диаметра;

б) от свойства жидкости (газа), протекающей по трубе; влияние жидкости на внутреннюю поверхность трубы может проявляться

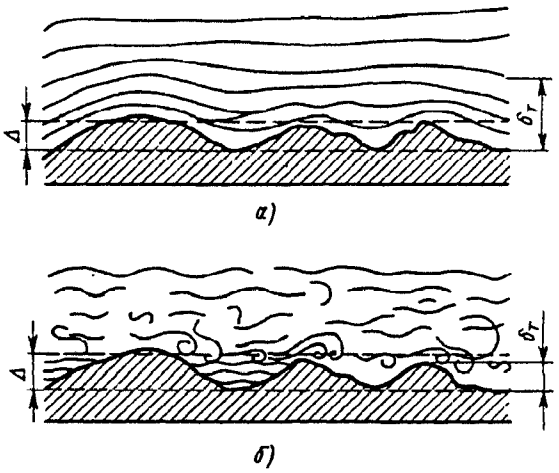


Рис. 2-1. Схема обтекания шероховатых выступов при различных режимах течения:
***а*—$\delta_т>\Delta$; *б*—$\delta_т<\Delta$**

в виде коррозии стенок, образования наростов и выпадения осадка;

в) от продолжительности эксплуатации труб.

13. Зависимость коэффициента сопротивления трения λ от Re и $\bar{\Delta}_0$, установленная опытами Никурадзе [2-87] для стабилизированного течения (см. параграфы 1-3) в трубах с равномерно-зернистой шероховатостью*[1] (рис. 2-2), указывает на существование трех основных режимов (областей) протекания потока.

14. Первый режим, называемый ламинарным, относится к малым значениям чисел Re (до $Re\approx2000$) и характеризуется тем, что шероховатость не оказывает никакого влияния на величину λ. По закону Гагена—Пуазейля [2-172]

$$\lambda=\frac{64}{Re}. \qquad (2\text{-}3)$$

15. Второй режим, называемый переходным, содержит три участка кривых сопротивления для труб с равномерно-зернистой шероховатостью.

Участок, относящийся к переходной (критической) области между ламинарным и турбулентным течениями (примерно в пределах $Re=2000\div4000$). В этой области коэффициент сопротивления λ возрастает с увеличением числа Re. Вместе с тем этот коэффициент

*[1] Имеется в виду искусственная песчаная равномерно-зернистая шероховатость в том виде, в каком она была получена Никурадзе. Характер кривых при других видах искусственной шероховатости может получиться несколько иным [2-152].

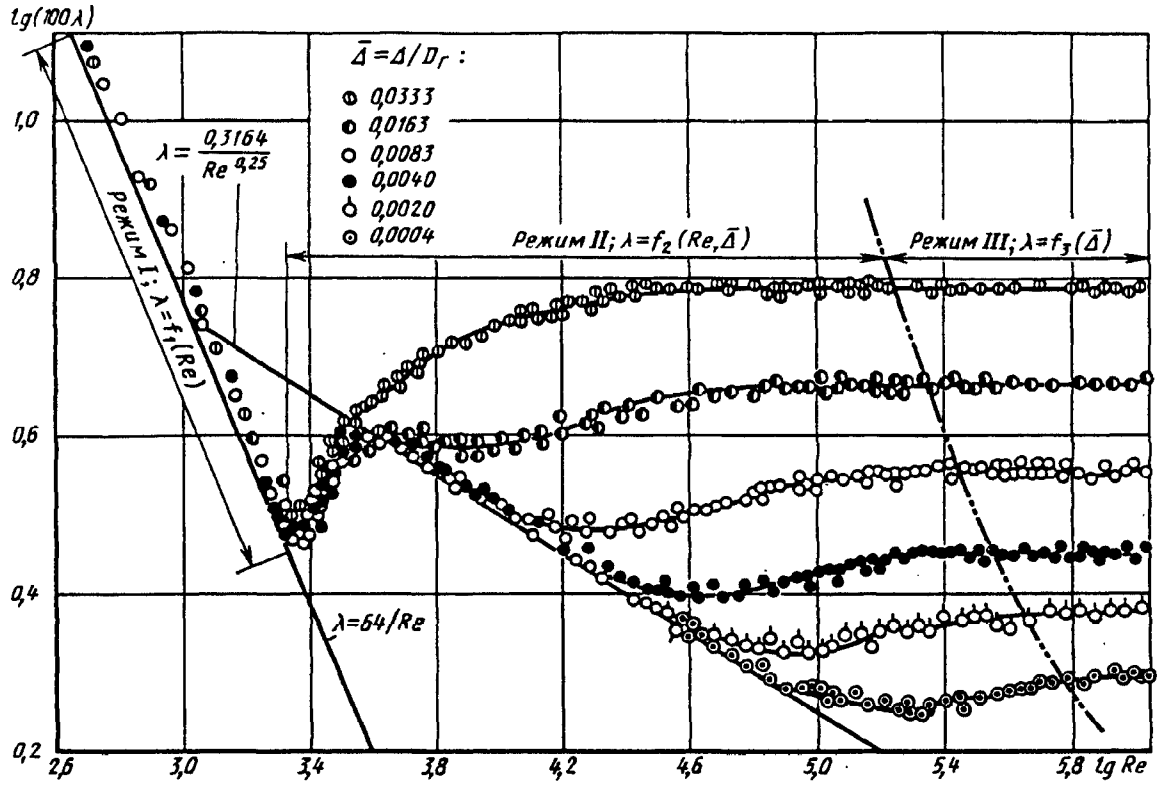


Рис. 2-2. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса для труб с равномерно-зернистой шероховатостью [2-190]

продолжает оставаться одинаковым для различных значений относительной шероховатости.

Участок, для которого кривые сопротивления труб с различной шероховатостью совпадают с кривой Блазиуса для гладких труб

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}. \qquad (2\text{-}4)$$

Закон сопротивления по последней формуле справедлив в тем меньшем интервале чисел Re, чем больше относительная шероховатость.

Участок, для которого кривые сопротивления труб с различной шероховатостью расходятся, отходя от прямой, получаемой по (2-4). При этом коэффициенты сопротивления в определенных интервалах чисел Re*[1] тем больше, чем значительнее относительная шероховатость.

16. Третий режим, называемый квадратичным, или режимом вполне шероховатых стенок, а также режимом турбулентной автомодельности, характеризуется тем, что коэффициенты сопротивления для каждого значения относительной шероховатости становятся постоянными, не зависящими от числа Re.

17. Из формул сопротивления Никурадзе [2-87] для шероховатых труб [см. (2-5)] и формулы сопротивления Филоненко-Альтшуля [2-6, 2-141] для гладких труб [см. (2-8)] следует, что трубы с равномерно-зернистой шероховатостью могут считаться гидравлически гладкими, если

$$\bar{\Delta} \leqslant \bar{\Delta}_{\text{пред}},$$

где

$$\bar{\Delta}_{\text{пред}} = \left(\frac{\Delta}{D_г}\right)_{\text{пред}} = \frac{18\lg \mathrm{Re} - 16{,}4}{\mathrm{Re}}.$$

Для значения Re до 10^5, используя формулу Блазиуса, получим:

$$\bar{\Delta}_{\text{пред}} \approx 17{,}85\,\mathrm{Re}^{-0{,}875}.$$

Отсюда граничные (предельные) числа Рейнольдса, при которых начинается влияние шероховатости,

$$\mathrm{Re}'_{\text{пред}} = \frac{26{,}9}{\bar{\Delta}^{1{,}143}}.$$

18. Для труб с равномерно-зернистой шероховатостью предельное значение числа Рейнольдса, при котором начинает действовать квадратичный закон сопротивления,

$$\mathrm{Re}''_{\text{пред}} = \frac{217 - 382\lg\bar{\Delta}}{\bar{\Delta}};$$

это следует из формулы Никурадзе [2.87] для стабилизированного течения в переход-

*[1] В этих интервалах значений Re возрастание λ прекращается.

ной и квадратичной областях, т. е. в пределах

$$\frac{26{,}9}{\bar{\Delta}^{1{,}143}} \leqslant \mathrm{Re} \leqslant \frac{217-382\lg\bar{\Delta}}{\bar{\Delta}}.$$

Эта формула имеет следующий вид:

$$\lambda = \frac{1}{\left[a_1 + b_1 \lg(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}) + c_1 \lg\bar{\Delta}\right]^2}, \qquad (2.5)$$

где при $3{,}6 \leqslant \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \leqslant 10$ $a_1 = -0{,}8$; $b_1 = +2{,}0$; $c_1 = 0$ (гладкие стенки);

при $10 \leqslant \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \leqslant 20$ $a_1 = +0{,}068$; $b = 1{,}13$; $c_1 = -0{,}87$;

при $20 \leqslant \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \leqslant 40$ $a_1 = +1{,}538$; $b_1 = 0$; $c_1 = -2{,}0$;

при $40 \leqslant \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \leqslant 191{,}2$ $a_1 = +2{,}471$; $b_1 = -0{,}588$; $c_1 = -2{,}588$;

при $\bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} > 191{,}2$ $a_1 = +1{,}138$; $b_1 = 0$; $c_1 = -2{,}0$ — квадратичный закон, при котором *1

$$\lambda = \frac{1}{\left(2\lg\frac{3{,}7}{\bar{\Delta}}\right)^2}. \qquad (2\text{-}6)$$

19. Исходя из предположения одновременности существования ламинарного и турбулентного течений и используя нормальный закон распределения для определения вероятности появления соответствующих режимов, А. М. Керенский предложил [2-50] для зоны смены режимов стабилизированного течения единую формулу расчета коэффициента сопротивления трения труб с равномерно-зернистой шероховатостью *1:

$$\lambda = \lambda_л p_л + \lambda_{гл} p_{гл} + \lambda_ш p_ш, \qquad (2\text{-}7)$$

где $\lambda_л$, $\lambda_{гл}$, $\lambda_ш$ — коэффициенты сопротивления трения соответственно при ламинарном течении (2.3), турбулентном течении в гладких (2-4) и шероховатых трубах (2-6); $p_л = 1 - p_т$, $p_{гл} = (1 - p_{ш.т})p_т$, $p_ш = p_{ш.т}p_т$ — соответственно вероятности появления при данном числе Рейнольдса режимов ламинарного и турбулентного течений в гладких и шероховатых трубах; при этом

$$p_{ш.т} = 2\Phi(U), \text{ где } U = \frac{\mathrm{Re}}{\sigma_ш};\ \sigma_ш = \frac{275}{\bar{\Delta}};$$

$$p_т = \frac{1}{2} + \Phi(U), \text{ где } U = \frac{\mathrm{Re}-\mathrm{Re}_m}{\sigma_т} = \frac{\mathrm{Re}-2850}{600};$$

$\Phi(U) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^U \exp(-t^2/2)\,dt$ — нормированная функция Лапласа (интеграл вероятностей; см. [2-56] табл. 18.8-9).

20. Кривые сопротивления $\lambda = f(\mathrm{Re}, \bar{\Delta})$, для стабилизированного течения в трубах с неравномерной шероховатостью (технические трубы) подтверждают, что в этом случае также существуют три основных режима течения: ламинарный, переходный и квадратичный (рис. 2-3). Однако в отличие от случая течения в трубах с равномерно-зернистой шероховатостью при этом следует учитывать две особенности:

а) на участке, относящемся к переходной области между ламинарным и турбулентным течениями (критическая зона или зона смены режимов), коэффициент сопротивления трения зависит от относительной шероховатости и числа Рейнольдса; потери давления в этой зоне пропорциональны скорости в степени выше двух [2-100];

б) на переходном участке чисто турбулентного режима нет впадины, характерной для кривых λ при течении в трубах с равномерно-зернистой шероховатостью (см. рис. 2-2); в данном случае кривые сопротивления постепенно и плавно понижаются с увеличением Re, достигая наинизшего положения при квадратичном режиме [2-82, 2-171].

21. Кривые коэффициентов сопротивления трения технических труб с относительной эквивалентной шероховатостью $\bar{\Delta} > 0{,}007$ при некотором значении Re отклоняются от

---

*1 А. В. Теплов [2-127] на основе более правильной обработки опытов Никурадзе [2-87] показал, что для квадратичной области точнее формула

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}8\lg\frac{8{,}3}{\bar{\Delta}}\right)^2}.$$

Близка к последней и формула, предложенная А. Д. Альтшулем [2-6]:

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}8\lg 10/\bar{\Delta})^2}.$$

Учитывая, однако, что по (2-6) наблюдается отклонение от опытных данных не более 5%, и то в сторону увеличения, она может быть использована при расчетах трубопроводов, в том числе и для необлицованных напорных туннелей [2-7].

*2 Рассмотрение турбулентных течений в пристеночном слое и трубах, основанных на принципе суперпозиции молекулярной и турбулентной вязкости, позволило М. Д. Миллионщикову [2-77, 2-78] также найти общую формулу для сопротивления трения, пригодную для всех режимов течения. Примерно такой же подход использован в работах Г. Э. Свирского и В. П. Платона [2-107], а также в работе Г. А. Адамова [2-4].

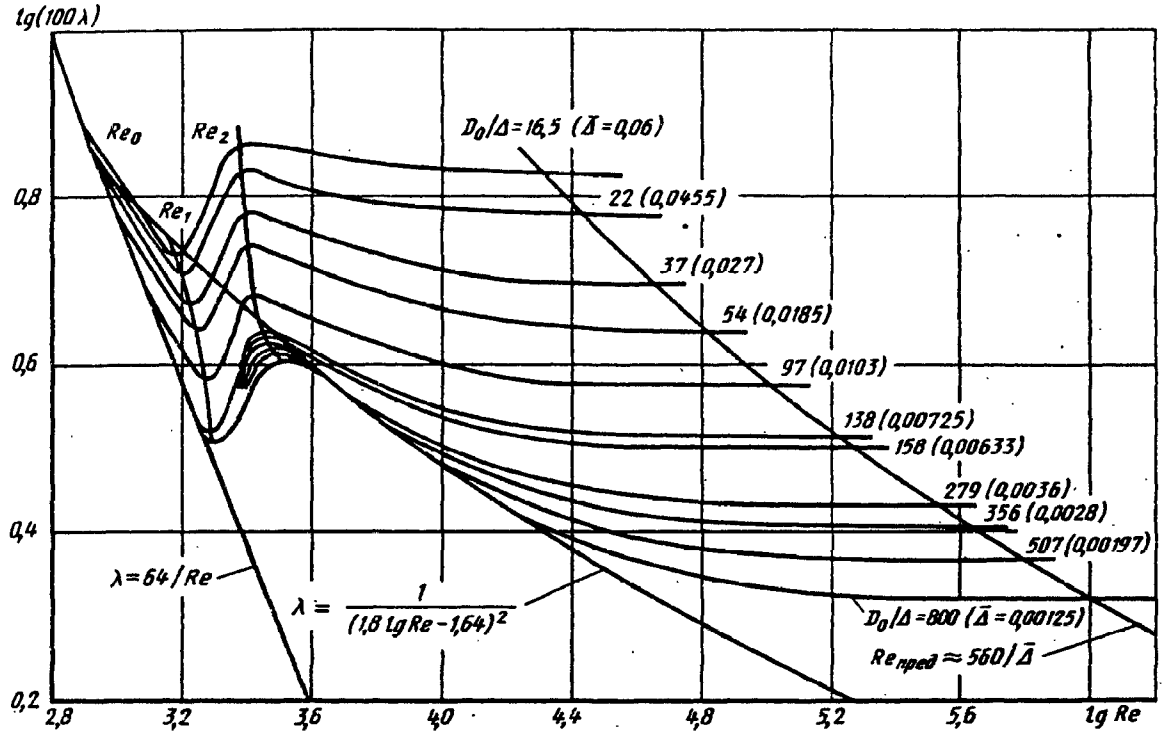


Рис. 2-3. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса и относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ при неравномерной шероховатости [2-100, 2-106]

закона Гагена—Пуазейля в сторону увеличения λ, и чем больше относительная шероховатость, тем раньше наступает это отклонение (см. рис. 2.3). Число Рейнольдса, соответствующее началу отклонения, можно определить по формуле, предложенной Л. А. Самойленко [2-106]:

$$\mathrm{Re}_0 = 754 \exp\left(\frac{0{,}0065}{\bar{\Delta}}\right).$$

22. В зоне смены режимов движения от Re_1 до Re_2 каждому значению $\bar{\Delta}$ соответствует переходная кривая, имеющая свои границы Re_1 и Re_2 (см. рис. 2-3). Для труб с $\bar{\Delta} > 0{,}007$, по данным [2-106],

$$\mathrm{Re}_1 = 1160\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0{,}11},$$

т. е. величина Re_1 уменьшается с увеличением относительной шероховатости $\bar{\Delta}$.

Число Рейнольдса, определяющее границу Re_2 для труб с любой шероховатостью,

$$\mathrm{Re}_2 = 2090\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0{,}0635}.$$

23. Трубы с неравномерной шероховатостью (технические трубы) в области $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_2$ могут считаться гидравлически гладкими, если (с точностью до 3—4%)

$$\bar{\Delta} < \bar{\Delta}_{\text{пред}} \approx \frac{15}{\mathrm{Re}}.$$

Отсюда предельное число Рейнольдса, при котором технические трубы перестают быть гидравлически гладкими

$$\mathrm{Re}'_{\text{пред}} \approx \frac{15}{\bar{\Delta}}.$$

24. Для неравномерной шероховатости предельное значение числа Рейнольдса, при котором начинает действовать квадратичный закон сопротивления, можно с точностью до 3—4% принять (см. диаграмму 2-4)

$$\mathrm{Re}''_{\text{пред}} \approx \frac{560}{\bar{\Delta}}.$$

25. При стабилизированном ламинарном течении (до $\mathrm{Re} \approx 2000$) коэффициент сопротивления λ труб круглого сечения, не зависящий от относительной шероховатости стенок, определяется по (2-3) или по диаграмме 2-1, *а*.

26. Для критической области стабилизированного течения ($\mathrm{Re} = 2000 \div 4000$) коэффициент сопротивления трения λ труб круглого сечения с гидравлически (технически) гладкими стенками находят по диаграмме 2-1, *б*.

27. Для области чисто турбулентного стабилизированного течения ($\mathrm{Re} > 4000$) коэффициент сопротивления трения λ труб круглого сечения с гидравлически (технически) гладкими стенками определяют по диаграмме

2-1, *в* или вычисляют по формуле Филоненко — Альтшуля*[1] [2-6, 2-141]:

$$\lambda=\frac{1}{(1{,}8\lg \mathrm{Re}-1{,}64)^2}. \qquad (2\text{-}8)$$

28. Коэффициент сопротивления трения технических труб при стабилизированном течении в зоне смены режимов находят по диаграмме 2-3 (графики $\lambda=f(\mathrm{Re}, \bar{\Delta})$ или по формулам, предложенным Л. А. Самойленко [2-106]:

при $\mathrm{Re}_0<\mathrm{Re}<\mathrm{Re}_1$ и $\bar{\Delta}\geqslant 0{,}007$

$$\lambda=4{,}4\,\mathrm{Re}^{-0{,}595}\exp\left(-\frac{0{,}00275}{\bar{\Delta}}\right);$$

при $\mathrm{Re}_1<\mathrm{Re}<\mathrm{Re}_2$

$$\lambda=(\lambda_2-\lambda^*)\exp\{-[0{,}0017(\mathrm{Re}_2-\mathrm{Re})]^2\}+\lambda^*,$$

где при $\bar{\Delta}\leqslant 0{,}007$ $\lambda^*=\lambda_1$;

при $\bar{\Delta}>0{,}007$

$$\lambda^*=\lambda_1-0{,}0017.$$

Коэффициенты λ_1 и λ_2, соответствующие границам Re_1 и Re_2:

при $\bar{\Delta}\leqslant 0{,}007$ $\lambda_1\approx 0{,}032$;

при $\bar{\Delta}>0{,}007$ $\lambda_1=0{,}0775-\frac{0{,}0109}{\bar{\Delta}^{0{,}286}}$;

при $\bar{\Delta}\leqslant 0{,}007$ $\lambda_2=7{,}244\,(\mathrm{Re}_2)^{-0{,}643}$;

при $\bar{\Delta}>0{,}007$

$$\lambda_2=\frac{0{,}145}{\bar{\Delta}^{-0{,}244}}; \qquad \mathrm{Re}_0=754\exp\left(\frac{0{,}0065}{\bar{\Delta}}\right);$$

$$\mathrm{Re}_1=1160\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0{,}11}; \qquad \mathrm{Re}_2=2090\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0{,}0635}.$$

29. Коэффициенты сопротивления трения λ всех технических труб*[2] (с неравномерной шероховатостью стенок) круглого сечения, кроме специальных, для которых значения λ даны отдельно, при стабилизированном течении и на участке чисто турбулентного режима ($\mathrm{Re}>\mathrm{Re}_2$) можно определить по диаграмме 2-4, построенной на основании формулы Кольбрука — Уайта*[3] [2-171]:

$$\lambda=\frac{1}{\left[2\lg\left(\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}}+\frac{\bar{\Delta}}{3{,}7}\right)\right]^2} \qquad (2\text{-}9)$$

или для инженерных расчетов — по приближенной формуле, предложенной А. Д. Альтшулем [2-6]*[4]:

$$\lambda=0{,}11\left(\bar{\Delta}+\frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}. \qquad (2\text{-}10)$$

30. Для области смены режимов стабилизированного течения в технических трубах может быть также применена единая формула расчета коэффициента сопротивления трения (как это предложено Л. А. Адамовичем), а именно

$$\lambda=\lambda_л(1-p)+\lambda_т p,$$

где $\lambda_л$ принимается по (2-3), $\lambda_т$ — по (2-9) или (2-10), а

$$p=\frac{1}{2}\left[\mathrm{erf}\left(\frac{\mathrm{Re}-\mathrm{Re}_0}{\sqrt{2}\,\sigma}\right)+\mathrm{erf}\left(\frac{\mathrm{Re}_0}{\sqrt{2}\,\sigma}\right)\right],$$

в которой $\mathrm{Re}_0=1530\,(\bar{\Delta})^{-0{,}08}$ и $\sigma=540$. При этом используют табулированную функцию ошибок вида

$$\mathrm{erf}(z)=\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^z \exp(-t^2)\,dt$$

(см. [2-56] табл. 18.8-10).

31. Единая формула расчета коэффициента сопротивления трения в зоне смены режимов предложена также П. М. Слисским [2-110]:

$$\lambda=\lambda_л(1-\gamma)+\lambda_т\gamma,$$

где γ — коэффициент перемежаемости;

$$\gamma=\sin^{3/2}\left(\pi/2\,\frac{\mathrm{Re}-\mathrm{Re}_н}{\mathrm{Re}_в-\mathrm{Re}_н}\right);$$

$$\mathrm{Re}_н=1000\exp\left(\frac{0{,}00465}{\bar{\Delta}}\right);$$

---

*[1] С этой формулой очень близко совпадают формулы В. К. Конакова [2-54], Г. А. Мурина [2-82] и А. К. Якимова.

*[2] Включая стальные, бетонные и железобетонные напорные водоводы [2-7].

*[3] Кривые Кольбрука — Уайта расположены немного выше (на 2—4%) аналогичных кривых Г. А. Мурина [2-82], а следовательно, дают некоторый запас в расчетах. Аналогичные формулы получены Г. А. Адамовым [2-3], Г. К. Филоненко [2-141], Н. З. Френкелем [2-144].

Интерполяционная формула Кольбрука получила теоретическое обоснование [2-6].

*[4] Формула, близкая к (2-10), получена также Г. А. Адамовым [2-4]; при $68/\mathrm{Re}\ll\bar{\Delta}$ она совпадает с формулой Б. Л. Шифринсона [2-159]:

$$\lambda=0{,}11\,(\bar{\Delta})^{0{,}25}.$$

Простой и удобной (в пределах $\bar{\Delta}=0{,}0001\div 0{,}01$) является также формула, предложенная Б. Н. Лобаевым:

$$\lambda=\frac{1{,}42}{[\lg(\mathrm{Re}/\bar{\Delta})^2}.$$

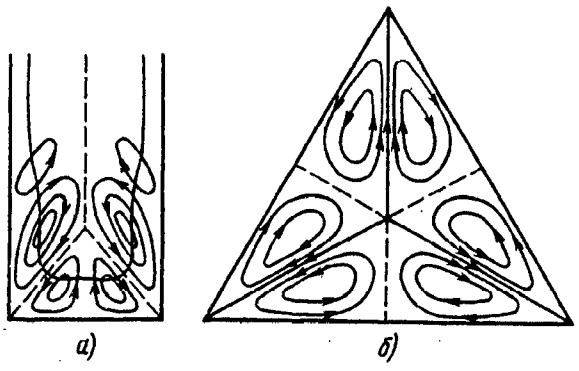


Рис. 2-4. Схемы вторичных течений:
***а*— в прямоугольной трубе; *б*— в равносторонней треугольной трубе**

$$Re_в = 1600\,(\bar{\Delta})^{-0,16};$$

здесь $Re_н$ и $Re_в$ — нижняя и верхняя границы переходной зоны.

Коэффициенты $\lambda_д$ и $\lambda_т$ вычисляют соответственно по (2-3) и по формуле А. В. Теплова [2-128]:

$$\lambda_т = \left(1{,}8\lg\frac{8{,}25}{56/Re+\bar{\Delta}}\right)^{-2}.$$

32. Коэффициент сопротивления трения λ труб круглого сечения, кроме специальных, для которых значения λ даны отдельно, с любым видом шероховатости (как равномерной, так и неравномерной) при стабилизированном течении в квадратичной области, т. е. практически при $Re > \frac{560}{\bar{\Delta}}$, находят по диаграмме 2-5, построенной по (2-6).

Особенностью движения потока в каналах сложной формы поперечного сечения является наличие конвективного переноса поперек потока, вызванного движением крупномасштабных вихрей и вторичными течениями (рис. 2-4) *[1]. Это обстоятельство, а также переменная шероховатость стенок канала приводят к неравномерному распределению напряжения трения на границах потока. Поэтому наиболее точный расчет коэффициентов сопротивления трения может быть получен при переходе от характеристик потока, осредненных по сечению канала (средней скорости, числа Рейнольдса, средней относительной шероховатости, среднего касательного напряжения), к локальным характеристикам (местным относительным шероховатостям, местным числам Рейнольдса, местным коэффициентам гидравлического трения, местным напряжениям трения) [2-113]. В качестве местных определяющих параметров потока рекомендуется местный характерный размер потока, осредненная на этом размере скорость потока и местная шероховатость стенок. Другие местные характеристики потока выражаются через эти определяющие величины.

33. Местное напряжение трения $\tau_{ст}$ в точке смоченного периметра выражается через местную осредненную по нормали к стенке скорость $w_{ст}$:

$$\tau_{ст} = \lambda_м \frac{\rho w_{ст}^2}{2},$$

где $\lambda_м$ — местный коэффициент сопротивления трения, зависящий от местного числа Рейнольдса и местной относительной шероховатости:

$$\lambda_м = f\left(\frac{w_{ст} l}{\nu}, \frac{\Delta}{l}\right);$$

l — характерный местный размер потока, зависящий от формы поперечного сечения канала (например, для канала квадратного сечения l — расстояние от стенки до биссектрисы угла)

34. Для частного случая каналов прямоугольного сечения и в предположении, что напряжения трения различны на короткой и длинной сторонах канала, но их распределение по стенкам равномерно, Г. П. Скребковым [2-112—2-114] получена формула, которая связывает коэффициент сопротивления трения канала с его формой и шероховатостью

$$\lambda = 4\frac{b/h}{1+b/h}\left(1+\frac{\lambda_к}{\lambda_д}\frac{h}{b}\right)\lambda_д,$$

где $\lambda_к$, $\lambda_д$ — коэффициенты сопротивления трения соответственно на короткой и длинной стенках канала; b и h — соответственно половина ширины и высоты канала.

Коэффициенты $\lambda_к$ и $\lambda_д$ вычисляют по законам сопротивления плоской стенки ($\lambda_{пл}$) в зависимости от характерных чисел Рейнольдса и шероховатости стенок [2-112—2-114]:

$$(\lambda_{пл})_к = f[(Re_{пл})_в, \bar{\Delta}_к]; \quad (\lambda_{пл})_д = f[(Re_{пл})_д h, \bar{\Delta}_д],$$

где $(Re_{пл})_в = \frac{Re}{4}(1+b/h)$, $(Re_{пл})_в = \frac{Re}{4}\frac{1+b/h}{b/h}$

$$Re = \frac{w_0 D_г}{\nu}.$$

Для гладких стенок

$$\lambda_{пл} = \frac{1}{(3{,}61\lg Re_{пл} - 2)^2};$$

для технических стенок

$$\lambda_{пл} = 0{,}024\left(\frac{54}{Re_{пл}} + \frac{\Delta}{l}\right)^{0,25};$$

*[1] Необходимо различать вторичные токи, наблюдаемые в прямолинейных каналах сложного поперечного сечения, и возникающие в криволинейных каналах по иным причинам.

для шероховатых стенок

$$\lambda_{пл}=\frac{1}{(4\lg(l/\Delta)+3{,}48)^2}.$$

35. Во многих случаях коэффициент сопротивления трения труб некруглого сечения проще определять введением в формулы для труб круглого сечения соответствующих поправочных коэффициентов $\lambda_н=k_н\lambda$, где λ — коэффициент сопротивления трения труб круглого сечения при том же числе $\mathrm{Re}=\frac{w_0D_г}{\nu}=\frac{w_0D_0}{\nu}$; $\lambda_н$ — то же для труб некруглого сечения; $k_н$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние формы поперечного сечения труб *1.

36. Для труб с формами поперечных сечений, близкими к круглой (например, круг с одной или двумя выемками, звездообразная форма — см. диаграмму 2-6), согласно данным Никурадзе [2-87] и Шиллера [2-158], для всех режимов течения можно принять $k_н\approx1{,}0$.

Для труб прямоугольного сечения поправочный коэффициент, зависящий от отношения сторон a_0/b_0, при ламинарном течении ($\mathrm{Re}\leqslant2000$) $k_н=k_{пр}=0{,}89\div1{,}50$. При этом в случае $a_0/b_0=1{,}0$ (квадрат) $k_{пр}=k_{кв}=0{,}89$ или

$$\lambda_{кв}=\frac{57}{\mathrm{Re}},$$

а в случае $a_0/b_0\to0$ (плоская щель) $k_{пр}=k_{пл}=1{,}50$ или

$$\lambda_{пл}=\frac{96}{\mathrm{Re}}.$$

При турбулентном течении ($\mathrm{Re}>2000$) $k_{пр}=1{,}0\div1{,}1$. Если $a_0/b_0=1{,}0$, то $k_{кв}\approx1{,}0$, а если $a_0/b_0\to0$, то $k_{пл}\approx1{,}1$ [2-40, 2-180].

37. Поправочный коэффициент для труб эллиптического сечения, зависящий от отношения осей эллипса (см. Б. С. Петухов [2-95]), при ламинарном течении ($\mathrm{Re}\leqslant2000$)

$$k_н\equiv k_{эл}=\frac{1}{8}\left(\frac{D_г}{b_0}\right)^2\left[1+\left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2\right],$$

где a_0 и b_0 — большая и малая полуоси эллипса.

При турбулентном течении с некоторым приближением можно принять $k_{эл}\approx1{,}0$.

38. Для круглой кольцевой трубы (труба в трубе) поправочный коэффициент, зависящий от отношения диаметров d/D_0 (см. Л. С. Лейбензон [2-68] и Б. С. Петухов [2-95]), при ламинарном течении ($\mathrm{Re}\leqslant2000$)

$$k_н\equiv k_{кол}=\frac{\left(1-\frac{d}{D_0}\right)^2}{1+\left(\frac{d}{D_0}\right)^2+\frac{1-(d/D_0)^2}{\ln(d/D_0)}},$$

где d и D_0 — диаметры внутреннего и наружного цилиндров кольцевой трубы.

При турбулентном течении $k_{кол}$ слабо зависит от d/D_0 и находится в пределах 1,0 — 1,07 [2-29]. Коэффициент сопротивления $\lambda_{кол}$ такой трубы может быть также вычислен по формуле [2-39]

$$\lambda_{кол}=(0{,}02d/D_0+0{,}98)\left(\frac{1}{\lambda}-0{,}27\frac{d}{D_0}+0{,}1\right).$$

39. Для центрирования внутреннего цилиндра в кольцевой трубе используют продольные или спиральные ребра (см. диаграмму 2-7). Узкая кольцевая труба ($d/D_0\approx0{,}9$) с тремя продольными ребрами приближенно эквивалентна прямоугольному каналу с отношением сторон $a_0/b_0\approx0{,}06$, для которого при ламинарном течении поправочный коэффициент (на основании опытов В. И. Субботина и др. [2-119]) $k_{кол}=k_{пр}\approx1{,}36$.

При турбулентном течении поправочный коэффициент можно принять таким же, как и при отсутствии ребер (по п. 38).

40. Для кольцевой трубы со спиральными ребрами поправочный коэффициент, зависящий от относительного шага навивки ребер T/d (см. диаграмму 2-7), для всех режимов течения приближенно [2-120]

$$k''_{кол}=\left(1+\frac{20}{(T/d)^2}\right)k'_{кол},$$

где $k'_{кол}$ — поправочный коэффициент для кольцевой трубы с продольными ребрами.

41. Для эксцентрической кольцевой трубы (см. диаграмму 2-7) коэффициент сопротивления трения как при ламинарном, так и при турбулентном режиме течения зависит от эксцентриситета и относительной ширины кольцевой щели.

42. При ламинарном течении поправочный коэффициент вычисляют по приближенной формуле, предложенной Е. А. Гостевым и И. С. Риманом [2-30]:

$$k_н\equiv k_э=\frac{1}{(1+B_1\bar{e})^2}k_{кол},$$

где $\bar{e}=\frac{2e}{D_0-d}$ — эксцентриситет (e — расстояние между центрами внутреннего и наружного

---

*1 А. Г. Темкин [2-125, 2-126] предлагает поправочный коэффициент $k_н$ называть критерием Л. С. Лейбензона (Le), внесшего большой вклад в гидравлику трубопроводов. В указанных работах А. Г. Темкин приводит соответствующие формулы расчета критерия Le.

цилиндров); B_1 — коэффициент, зависящий от отношения d/D_0, полученный на основании данных З. Джонстона и Е. Спороу [2-178] (см. диаграмму 2-7, график *в*); $k_{кол}$ — поправочный коэффициент для концентрического кольца.

43. При турбулентном течении поправочный коэффициент

$$k_э = k'_э k_{кол},$$

где $k'_э = \dfrac{\lambda}{\lambda_{кол}}$ — отношение коэффициента сопротивления эксцентрической кольцевой трубы к коэффициенту сопротивления концентрической кольцевой трубы.

Коэффициент $k'_э$ для узких кольцевых каналов ($d/D_0 \geqslant 0{,}7$) почти не зависит от отношения d/D_0 и зависит только от эксцентриситета (см. диаграмму 2-7, график *г*, для $d/D_0 = 0{,}5$ и $d/D_0 \geqslant 0{,}7$).

При $d/D_0 \geqslant 0{,}7$ поправочный коэффициент может быть определен по формуле, полученной А. В. Колесниковым [2-21]:

$$k'_э = 1 - 0{,}9\,(1 - 2/3\bar{e})\,\bar{e}^2.$$

44. Поправочный коэффициент $k_н$ для труб с сечением в виде равнобедренного треугольника при ламинарном течении (см. В. К. Мигай [2-76])

$$k_н \equiv k_{тр} = \frac{3}{4} \cdot \frac{(1 - \mathrm{tg}^2\beta)(B+2)}{(B-2)(\mathrm{tg}\beta + \sqrt{1+\mathrm{tg}^2\beta})^2},$$

где $B = \sqrt{4 + \dfrac{5}{2}\left(\dfrac{1}{\mathrm{tg}^2\beta} - 1\right)}$ — параметр; β — половина угла при вершине равнобедренного треугольника, °.

Для равностороннего треугольника ($\beta = 30°$)

$$k'_{тр} = 0{,}833;$$

для прямоугольного треугольника

$$k''_{тр} = \frac{3}{2} \cdot \frac{(1 - 3\mathrm{tg}^2\beta)(B+2)}{(3/B-4)(\mathrm{tg}\beta + \sqrt{1+\mathrm{tg}^2\beta})^2};$$

для равнобедренного прямоугольного треугольника ($\beta = 45°$)

$$k''_{тр} = 0{,}825.$$

45. При турбулентном течении поправочный коэффициент $k_н$ для равнобедренного треугольника меняется в пределах $k_н = k_{тр} = 0{,}75 \div 1{,}0$ в зависимости от угла β; чем больше этот угол, тем больше $k_{тр}$ [2-170]. Для равностороннего треугольника можно принять $k_{тр} = 0{,}95$ [2-158].

46. Для трубы с сечением в виде сектора круга при ламинарном течении $k_н = k_с = 0{,}75 \div 1{,}0$ в зависимости от угла β [2-95]; при турбулентном течении $k_с$ можно принять таким же, как для равнобедренного треугольника (см. п. 45).

47. Сопротивление начальных участков труб (помещенных непосредственно за плавным входным коллектором), характеризующихся тем, что течение в них нестабилизировано (см. параграф 1-3), получается больше, чем на участках стабилизированного течения. Чем ближе к входному коллектору, тем больше коэффициент сопротивления трения $\lambda_{неет}$ участка нестабилизированного течения. При плавном входе толщина пограничного слоя в первоначальных сечениях значительно меньше, чем в последующих, а следовательно, напряжения сил трения у стенок в этих сечениях больше. Это относится как к нестабилизированному ламинарному, так и нестабилизированному турбулентному течению, если поток полностью турбулизирован уже на входе в трубу.

48. При очень плавном входе, когда при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кр}$ создается «смешанный» режим течения, коэффициент $\lambda_{неет}$ коротких труб (длина которых намного меньше начального участка) при определенных значениях числа Re значительно меньше λ для стабилизированного турбулентного течения, что объясняется влиянием ламинарности пограничного слоя во входном участке трубы (см. параграф 1-3). При $\mathrm{Re} = 2 \cdot 10^5$ средний коэффициент сопротивления трения для короткой трубы длиной $l_н/D_0 = 2{,}0$ меньше λ для стабилизированного течения в 7—8 раз (рис. 2-5), см. также работу Г. В. Филиппова (2-138).

49. Создание условий, при которых поток становится турбулентным также в пограничном слое на входе в трубу, приводит к повышению коэффициента $\lambda_{неет}$ и для коротких участков (см. рис. 2-5). Поэтому для коротких труб реальных установок (в которых, как правило, поток на входе значительно возмущен) локальное (местное) значение коэффициента сопротивления трения $\lambda'_{неет}$ следует определять, например, по формуле, полученной А. С. Сукомелом, В. И. Величко и Ю. Г. Абросимовым [2-122] для условий турбулентного течения в пограничном слое:

$$\lambda'_{неет} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2 \cdot \Delta x/D_0} = \frac{0{,}344}{(\mathrm{Re} \cdot x/D_0)^{0.2}} = k'_{неет}\lambda, \qquad (2\text{-}11)$$

где

$$k'_{неет} \approx 1{,}09\,\frac{\mathrm{Re}^{0.05}}{(x/D_0)^{0.2}}; \qquad (2\text{-}12)$$

λ — коэффициент сопротивления трения при стабилизированном течении; $\Delta x = x_1 - x_2$ — малый участок длины трубы от x_1 до x_2.

Среднее значение коэффициента сопротивления трения $\lambda''_{неет}$ по всей заданной длине l начального участка трубы для условий

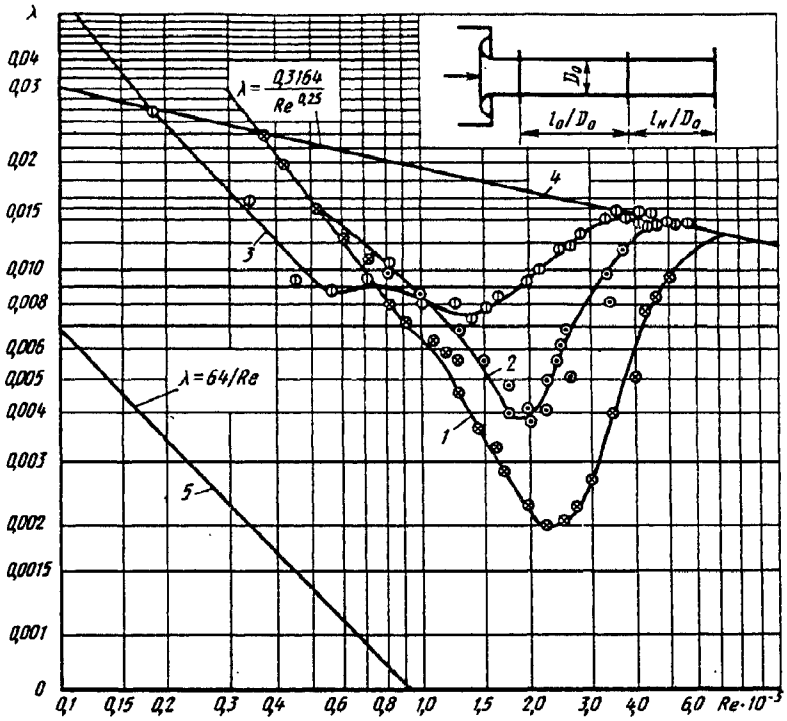


Рис. 2-5. Зависимость коэффициента сопротивления трения λ от числа Рейнольдса для короткого начального участка ($l_н/D_0=2$) с гладкими стенками:

1 — испытуемый участок расположен непосредственно за плавным коллектором ($l_0/D_0=0$); *2* — между коллектором и испытуемым участком расположен прямой подводящий участок длиной $l_0/D_0=0{,}4$; *3* — относительная длина подводящего участка $l_0/D_0=3{,}4$; *4* — кривая сопротивления по Блазиусу; *5* — кривая Гагена — Пуазейля

турбулентного течения в пограничном слое может быть вычислено по другой формуле тех же авторов:

$$\lambda''_{\text{нест}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2 \cdot x/D_0} = \frac{0{,}43}{(\mathrm{Re} \cdot x/D_0)^{0,2}} = k''_{\text{нест}}\lambda, \qquad (2\text{-}13)$$

где

$$k''_{\text{нест}} \approx 1{,}36 \frac{\mathrm{Re}^{0,05}}{(x/D_0)^{0,2}}. \qquad (2\text{-}14)$$

Формулы (2-11) — (2-14) верны, по крайней мере, в пределах $1{,}7 \cdot 10^4 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 10^6$. Для практических расчетов эти формулы можно применять и при расчете каналов некруглого сечения; кроме того, верхний предел Re может быть увеличен. Значения $k'_{\text{нест}}$ и $k''_{\text{нест}}$ приведены в табл. 1 диаграммы 2-21.

50. При больших дозвуковых и сверхзвуковых скоростях газового потока, т. е. при сжимаемом газе, как в условиях охлаждения, так и при адиабатическом течении коэффициент сопротивления трения для условий турбулентного течения в пограничном слое [2-122]

$$\lambda'_{\text{сж}} = \lambda'_{\text{нест}} [\tau(\tilde{\lambda}_c)]^{0,4}$$

и соответственно

$$\lambda''_{\text{сж}} = \lambda''_{\text{нест}} [\tau(\tilde{\lambda}_c)]^{0,4},$$

где $\tau(\tilde{\lambda})$ — газодинамическая функция, определяемая по (1-47); $\lambda'_{\text{нест}}$ и $\lambda''_{\text{нест}}$ принимают соответственно по (2-11) и (2-13).

51. При нестабилизированном ламинарном течении коэффициент сопротивления трения начального участка вычисляют по формуле, аналогичной (2-13), в которой $k_{\text{нест}}$, являющийся функцией параметра $x/(D_г \mathrm{Re})$, определяется по табл. 2 диаграммы 2-21, полученному на основании данных Френкеля [2-44].

52. Проточные каналы цилиндрических труб или стержней, широко применяемых во многих теплообменных системах (например, тепловыделяющие элементы — твэлы — атомных реакторов или обычные теплообменники), имеют форму поперечного сечения, отличную от круглой. Обычно стержни в пучке располагают или по углам равностороннего треугольника, или по углам квадрата (рис. 2-6). Поправочный коэффициент для формы сечения продольного пучка зависит как от относительного шага цилиндров s/d (s — расстояние между осями цилиндров), так и от формы упаковки цилиндров и их числа.

53. В случае ламинарного течения жидкости вдоль пучка без обечаек (в неограниченном пространстве) поправочный коэффициент [2-68]

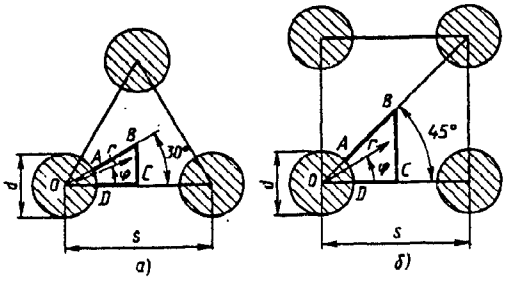


Рис. 2-6. Схемы расположения цилиндрических труб или стержней по углам:

а — равностороннего треугольника; *б* — квадрата

$$k_н = k_п = \frac{(\bar{d}^2-1)^3}{4\bar{d}^4 \ln \bar{d} - 3\bar{d}^4 + \bar{d}^2 - 1},$$

где $\bar{d} = d_*/d$;

а) при расположении цилиндров по углам равностороннего треугольника (треугольная упаковка)

$$d_* = \left(\frac{2\sqrt{3}}{\pi}\right)^{1/2} s;$$

$$D_г = d\left[\frac{6}{\pi\sqrt{3}}\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1\right].$$

В этом случае при $1{,}0 \leqslant \frac{s}{d} \leqslant 1{,}5$ поправочный коэффициент

$$k_п \approx 0{,}89 s/d + 0{,}63;$$

б) при расположении цилиндров по углам квадрата со стороной s

$$d_* = 2s/\sqrt{\pi};$$

$$D_г = 4s^2/(\pi d) - d$$

и

$$k_п \approx 0{,}96 s/d + 0{,}64.$$

54. В случае турбулентного течения жидкости через пучок со свободным (без обечайки) расположением цилиндров при треугольной или квадратной упаковке с $s/d = 1{,}0$ поправочный коэффициент $k_п = 0{,}64$ (см. М. Х. Ибрагимов и др. [2-40]).

При упаковке малого числа цилиндров в обечайке поправочный коэффициент возрастает и может быть больше единицы.

Относительный шаг цилиндров s/d влияет на коэффициент сопротивления по-разному — в зависимости от формы упаковки (см. диаграмму 2-9).

При оребрении цилиндров в пучке с обечайкой и $s/d = 1{,}05$ поправочный коэффициент можно принять таким же, как и для кольцевых труб с оребрением (см. пп. 39 и 40).

55. Форма (округленность) поперечного сечения плоскосворачиваемых труб (из металлических лент) зависит от их раздутия под влиянием внутреннего давления и характеризуется отношением полуосей сечения a_0/b_0.

Коэффициент сопротивления трения плоскосворачиваемых алюминиевых и стальных труб (см. В. И. Марон и Г. А. Роев [2-74]):

при $4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 4 \cdot 10^4$

$$\lambda = \frac{A_1}{\mathrm{Re}^{0{,}25}},$$

а при $4 \cdot 10^4 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$

$$\lambda = \frac{A_2}{\mathrm{Re}^{0{,}12}},$$

где коэффициенты A_1 и A_2 зависят от отношения полуосей трубы a_0/b_0 и определяются по диаграмме 2-10.

56. Сопротивление стальных труб со сварными стыками, при которых образуются наплывы металла (грат), больше сопротивления сплошных труб. Дополнительное сопротивление сварных труб при расположении стыков один от другого на относительном расстоянии $\bar{l} = l_{ст}/\delta_{ст} \geqslant 50$ можно принять постоянным, не зависящим от $\bar{l}$.

В пределах $\bar{l} \leqslant 50$ влияние стыка снижается с уменьшением относительного расстояния между ними, так что

$$\zeta_{ст} = k_4 \zeta^0_{ст},$$

где $\zeta_{ст}$ и $\zeta^0_{ст}$ — коэффициенты сопротивления одного стыка соответственно на любом расстоянии $\bar{l}$ и на расстоянии $\bar{l} \geqslant 50$; k_4 — поправка, учитывающая взаимное влияние стыков. Эта поправка может быть приближенно определена на основании зависимости коэффициента сопротивления продольного ряда цилиндров, помещенных в трубе, от относительного расстояния $\bar{l} = l_ц/d = l_{ст}/d$ между цилиндрами — в виде [2-18]:

$$\zeta_ц = n_{ст}\,[2\lg\bar{l} + 1]\,(d/D_0)^{1{,}4}, \qquad (2\text{-}15)$$

где $n_{ст}$ — число цилиндров или в данном случае число стыков на участке трубы заданной длины.

57. Взаимное влияние цилиндров продольного ряда проявляется примерно до $\bar{l} = 50$. Взаимное влияние стыков аналогично такому же влиянию цилиндров в продольном ряду. Поэтому поправку k_4 можно приближенно определять как отношение $\zeta_ц/(\zeta_ц)_{\bar{l}=50}$. Это значит, что на основании (2-15) после соответствующих сокращений будет получено

$$k_ц = 0{,}23\,[2\lg\bar{l} + 1].$$

Коэффициент $\zeta^0_{ст}$ определяют в зависимости от $\delta_{ст}/D_0$ по графику a диаграммы 2-1 или по формуле [2-6]:

$$\zeta^0_{ст} = 13{,}8\,(\delta_{ст}/D_0)^{3/2} = k_5\,(\delta_{ст}/D_0)^{3/2}\ *1.$$

Общее сопротивление участка труб со стыками

$$\zeta = n_{ст}\left(\lambda\frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_{ст}\right),$$

где λ определяют в зависимости от Re и $\bar{\Delta}$ на диаграммах 2-1 — 2-5.

58. Стыки, выполненные дуговой и контактной сваркой, оказывают значительно меньшее влияние на сопротивление, чем стыки с подкладными кольцами, так как высота стыка

---

*1 Согласно опытам [2-6], коэффициент $k_5 = 8{,}26$ для стыков прямоугольной формы и $k_5 = 4{,}14$ — для скругленных стыков.

при этом получается соответственно меньше. В среднем можно принять «эквивалентную высоту дугового и контактного стыков»*1 $\delta_{экв}=3$ мм, в то время как высота стыка с подкладными кольцами $\delta_{ст}=5$ мм.

59. Сопротивление стальных труб с муфтовыми стыками для практических расчетов можно принимать таким же, как сопротивление сварных труб.

При расчете трубопроводов из чугуна можно пренебречь дополнительным сопротивлением, вызываемым наличием раструбных стыков.

60. Наличие на внутренней поверхности трубы кольцевых выемок также повышает ее сопротивление. Общее сопротивление участка с выемками

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_в \left(\lambda \frac{l_в}{D_0} + \zeta_в \right),$$

где $n_в$ — число выемок на рассматриваемом участке трубы; $l_в$ — расстояние между выемками; $\zeta_в$ — коэффициент сопротивления одной выемки; при $l_в/D_0 \geqslant 4$ [2-133]

$$\zeta_в = 0{,}046 b/D_0,$$

где b — ширина выемки;

при $l_в/D_0 = 2$

$$\zeta_в = 0{,}059 b/D_0;$$

при $l_в/D_0 < 4$

$$\zeta_в = f(b/D_0,\ l_в/D_0)$$

определяется по диаграмме 2-12.

61. У водоводов ГЭС, бывших в эксплуатации, во многих случаях существенно меняется шероховатость стенок. Для учета влияния этого фактора [2-7] в (2-10) рекомендуется ввести дополнительный параметр $\alpha_ш$ (поправка на местную шероховатость), так что указанная формула приобретает вид

$$\lambda = 0{,}11 \left(\bar{\Delta} + \alpha_ш \frac{68}{Re} \right)^{0{,}25}. \qquad (2\text{-}16)$$

Параметр $\alpha_ш$ может меняться в широких пределах (см. табл. 2-5).

62. Поверхности бетонных трубопроводов отличаются от поверхности других труб тем, что на них обычно имеются швы, продольные и поперечные, следы опалубки, раковины и другие неровности. В процессе эксплуатации состояние бетонных поверхностей трубопроводов изменяется, т. е. шероховатость увеличивается. При расчете сопротивления таких трубопроводов влияние стыков, местных сопротивлений, зарастаний и других осложняющих факторов можно также учитывать по (2-16), в которую входит поправка $\alpha_ш$, значения которой приведены в табл. 2-5.

63. Образование отложений в трубопроводах представляет собой комплексный процесс, зависящий от физико-химических свойств транспортируемой жидкости (с учетом метода и масштаба ее очистки), материала трубопровода и характеристики покрытия, а также от гидравлических параметров — средней скорости течения, давления жидкости и диаметра трубы.

64. Учитывая свойства воды образовывать отложения, Камерштейн предлагает природные воды разбить на следующие группы, каждая из которых определяет характер и интенсивность процесса понижения пропускной способности трубопроводов.

Группа I. Слабоминерализованные некоррозионные воды с показателем стабильности от $-0{,}2$ до $+0{,}2$; вода с незначительным содержанием органических веществ и растворенного железа.

Группа II. Слабоминерализованные коррозионные воды с показателем стабильности до $-1{,}0$; воды, содержащие органические вещества и растворенное железо в количестве, меньшем 3 г/м^3.

Группа III. Весьма коррозионные воды с показателем стабильности от $-1{,}0$ до $+2{,}5$, но с малым содержанием хлоридов и сульфатов (меньше 100—150 г/м^3); воды с содержанием железа больше 3 г/м^3.

Группа IV. Коррозионные воды с отрицательным показателем стабильности, но с большим содержанием сульфатов и хлоридов (больше 500—700 г/м^3); необработанные воды с большим содержанием органических веществ.

Группа V. Воды, характеризующиеся значительной карбонатной и малой постоянной плотностью, с показателем стабильности более 0,8, сильно минерализованные и коррозионные воды.

65. Зависимость высоты выступа шероховатости Δ_t (в мм) от числа лет эксплуатации определяется формулой, полученной Мостковым на основании опытов Камерштейна:

$$\Delta_t = \Delta + \alpha_д t_л, \qquad (2\text{-}17)$$

где Δ — начальное значение высоты выступов шероховатости (см. табл. 2-5); $\alpha_д$ — скорость увеличения выступов шероховатости (мм в год), зависящая от физико-химических свойств воды (см. табл. 2-1).

66. Зависимость пропускной способности трубопроводов водоснабжения от срока их службы, свойств транспортируемой воды и диаметра трубопровода выражается формулой

*1 Под «эквивалентной высотой дугового и контактного стыков» понимается высота стыка с подкладным кольцом, сопротивление которого эквивалентно сопротивлению стыков, выполненных дуговой или контактной сваркой.

$$Q_t = Q(1 - 0{,}01 n t_л^m),$$

где Q — расчетная пропускная способность трубопровода; $t_л$ — продолжительность эксплуатации в годах; n и m — параметры, зависящие от физико-химических свойств транспортируемой воды (см. табл. 2-1)*[1].

2-1. Значения параметров $\alpha_л$*, n, m

Группа воды	Диаметр трубопровода D_0, мм	$\alpha_л$, мм в год	n	m
I	150—300	0,005—0,055	4,4	0,5
	400—600	0,025	2,3	0,5
II	150—300	0,055—0,18	6,4	0,5
	400—600	0,07	2,3	0,5
III	150—300	0,18—0,40	11,6	0,4
	400—600	0,20	6,4	0,5
IV	150—300	0,40—0,60	18,0	0,35
	400—600	0,51	11,6	0,40
V	150—300	0,60—3,0	32,0	0,25
			18,0	0,35

* Значение параметра $\alpha_л$ возрастает с уменьшением диаметра трубопровода.

Примечание. В числителе приведены пределы изменения $\alpha_л$, в знаменателе — наиболее вероятное среднее значение.

67. Газопроводы благодаря более значительным скоростям потока меньше подвергаются механическим загрязнениям, чем водопроводы. При сухих газах, если внутренняя поверхность трубы не подвергается коррозии, шероховатость может даже несколько снизиться, так как трубы отчасти шлифуются сухим газом.

68. Влага, а также содержащиеся в газе сероводород, углекислота и кислород способствуют коррозии металла труб, которая сопровождается изменением размеров, формы и распределения выступов шероховатости на внутренней поверхности трубопровода. Пропускная способность магистральных газопроводов со временем снижается иногда на 15% и более вследствие коррозии и их загрязнения.

69. Увеличение высоты выступов шероховатости внутренней поверхности вентиляционных воздуховодов в процессе эксплуатации можно учесть по формуле, аналогичной выражению (2-17) [2-62]:

$$\Delta_t = \Delta + \alpha_м t_м,$$

где $\alpha_м$ — скорость увеличения выступов шероховатости, мм в месяц (см. табл. 2-2); $t_м$ — продолжительность эксплуатации, месяцы.

70. Движение газа в газопроводах низкого давления, по данным В. В. Даточного [2-31], возможно при всех режимах, кроме квадратичного, а движение газа в газопроводах среднего и высокого давления происходит при переходном и квадратичном режимах. В основном все газопроводы работают в переходной области.

Уточненные формулы расчета газопроводов низкого и высокого давления см. [2-6].

2-2. Скорость увеличения выступов шероховатости воздуховодов во время эксплуатации [2-62]

Область применения воздуховодов	Местный отсос	$\alpha_м$, мм в месяц
Пайка мелких радиодеталей на конвейере с применением флюса КСТ	Воронка	2,3—4,4
Пропитка бакелитом абразивных кругов	Камера бакелитизации	0,92—1,36
Приготовление кулинарных изделий на кухонной плите	Кольцевой	0,34—0,49
Хромирование изделий в гальванической ванне	Двухбортовой от ванны	0,49—0,80
Выхлопной участок воздуховода, расположенный вне здания	—	0,03

71. Сопротивление гибких труб, выполненных из металлической ленты (металлорукава, см. диаграмму 2-13), существенно больше (в 2—2,5 раза) сопротивления гладких труб. В пределах чисел Рейнольдса $Re = 5 \cdot 10^4 \div 4 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления трения таких труб изменяется незначительно ($\lambda = 0{,}025 \div 0{,}0285$). При этом он зависит от направления движения вдоль рукава: при сбегании потока с кромок внутренней ленты λ несколько меньше, чем при набегании на них потока [2-146].

72. Повышенным гидравлическим сопротивлением обладают и гибкие воздуховоды, изготовленные путем навивки ленты из стеклоткани на каркас из стальной проволоки.

*[1] Увеличение гидравлического сопротивления трубопроводов водоснабжения в процессе эксплуатации уточнено в работе [2-128].

Сопротивление таких воздуховодов в основном определяется складчатостью их поверхности (а не обычной шероховатостью). Коэффициент сопротивления трения стеклотканевых воздуховодов с регулярной складчатой поверхностью может быть определен по предложенной в работе Л. С. Клячко и Т. Г. Макаренковой [2-53] приближенной формуле, отражающей структурную зависимость λ от диаметра воздуховода и ширины ленты b:

$$\lambda \approx \lambda_0 (D_0/D_0')^{D_0'/D_0} (b/b_0)^m,$$

где λ_0, D_0', b_0 — соответственно коэффициент сопротивления трения, диаметр и ширина ленты базового воздуховода; $\lambda_0 = 0{,}052$; $D_0' = 0{,}1$ м; $b_0 = 0{,}02$ м; m — коэффициент, учитывающий изменение шага навивки; для рассматриваемой конструкции $m = 1/5$. Воздуховоды диаметром $D_0 \leqslant 0{,}2$ м имеют ширину стеклотканевой ленты $b = 0{,}02$м, а диаметром $D_0 > 0{,}2$ м — ширину $b = 0{,}03$ м.

Более точные значения λ стеклотканевых воздуховодов, полученные экспериментально [2-53], приведены в соответствущей таблице диаграммы 2-13 в зависимости от диаметра D_0 и числа Рейнольдса.

73. Сопротивление гибких гофрированных труб при турбулентном течении зависит от отношения высоты h гребня гофра к его длине $l_г$ и мало зависит от числа Рейнольдса.

Коэффициент сопротивления трения λ армированных резиновых рукавов, характеристики которых приведены на диаграмме 2-14, не зависит от числа Рейнольдса в пределах изменения его от 4000 и выше вследствие значительной шероховатости этих рукавов. Значение λ с увеличением диаметра рукавов растет, так как вместе с этим увеличивается и высота внутренних рубцов (см. [2-131, 2-132]).

При определении потерь давления по (2-2) вместо $d_{усл}$ следует подставлять $d_{расч}$, определенное по графику *б* диаграммы 2-14 в зависимости от среднего внутреннего давления.

75. Коэффициент сопротивления трения λ гладких резиновых рукавов, характеристики которых приведены на диаграмме 2-15, можно найти по формуле В. Ф. Тольцмана и Ф. А. Шевелева [2-132]:

$$\lambda = \frac{A}{\mathrm{Re}^{0{,}265}},$$

где при числах Рейнольдса $(\mathrm{Re} = w_0 d_{усл}/\nu)$ 5000 — 120 000 величина $A = 0{,}38 \div 0{,}52$ (в зависимости от качества рукавов).

При определении потерь давления по (2-2) расчетный диаметр следует назначать исходя из среднего внутреннего давления (по графику *б* диаграммы 2-16).

76. Коэффициент сопротивления трения λ гладких армированных резиновых рукавов определяют по графикам диаграммы 2-16 в зависимости от среднего внутреннего давления и $d_{усл}$.

При определении потерь давления по (2-2) следует подставлять не условный диаметр рукава, а расчетный и длину рукава умножать на поправочный коэффициент k, который находят по графикам *в* и *г* диаграммы 2-17 в зависимости от среднего внутреннего давления.

77. Для труб больших диаметров (300 — 500 мм) из прорезиненного материала, применяемых для проветривания шахт, с соединениями, обычно выполняемыми с помощью проволочных колец, заделанных в концы патрубков (см. диаграмму 2-17), суммарное сопротивление складывается (по Г. А. Адамову) из сопротивления трения и сопротивления соединений:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_c \left(\lambda \frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_c \right),$$

где n_c — число соединений; λ (см. диаграмму 2.17) определяют для различных степеней натяжения: плохого (с большими складками и изломами), среднего (с незначительными складками) и хорошего (без складок); $l_{ст}$ — расстояние между стыками, м; ζ_c — коэффициент сопротивления одного соединения (см. диаграмму 2-17).

78. Коэффициенты сопротивления трения λ фанерных труб (из березовой фанеры с продольными волокнами) определяют по данным Г. А. Адамова и И. Е. Идельчика, приведенным на диаграмме 2-18 [2-1].

79. Коэффициенты сопротивления трения труб из полимеров (пластмассы) могут быть определены по формулам, предложенным Ю. С. Оффенгенденом [2-91, 2-92] и приведенным на диаграмме 2-19. Там же указаны области применения этих формул. Как правило, пластмассовые трубы относятся к малошероховатым ($\Delta \leqslant 30$ мкм). Наименьшую абсолютную шероховатость имеют трубы из фторопласта, наибольшую — стеклопластиковые и фаолитовые. У пластмассовых труб наблюдается также микро- и макроволнистость [2-92]. В первом приближении при $5 \cdot 10^4 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 3 \cdot 10^5$ (с погрешностью до 25% и более) для гидравлического расчета пластмассовых труб можно использовать формулу Кольбрука — Уайта (2-9) или близкие к ней формулы (см. выше) с подстановкой значений Δ, приведенных в табл. 2-4. Для полиэтиленовых (нестабилизированных), фторопластовых и полипропиленовых труб значение Δ не определяют, так как для них коэффициент λ может быть найден по формулам для гладких труб [2-92].

80. Коэффициенты местных сопротивлений различных видов стыковых соединений пласт-

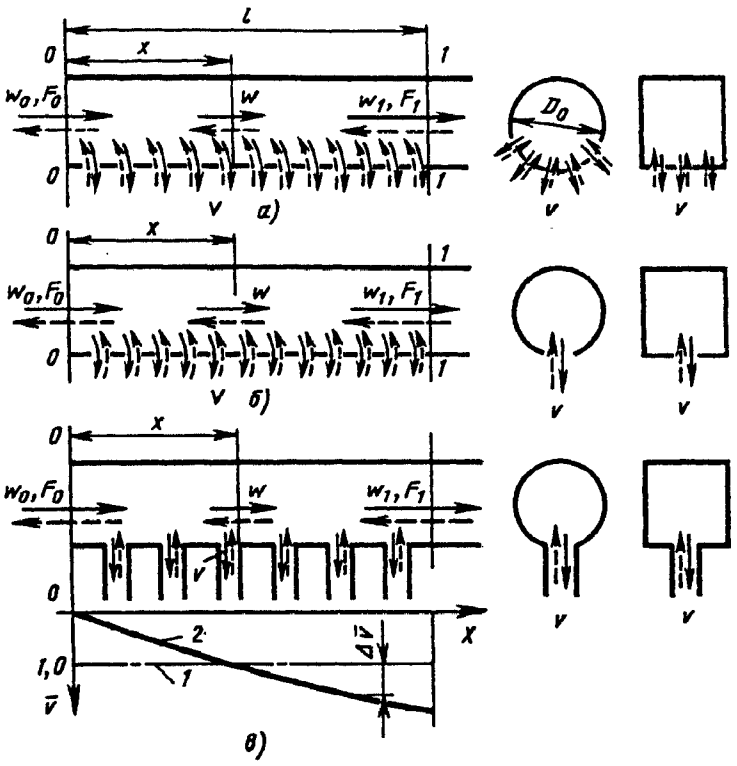


Рис. 2-7. Схемы течения жидкости в коллекторах с изменением расхода вдоль пути; коллекторы:
а **— с перфорированными стенками;** ***б*** **— с продольной щелью;** ***в*** **— с боковыми ответвлениями:** *1* **—** $\bar{v}=1{,}0=\text{const}$; *2* **—** $\bar{v}$ **при переменном оттоке**

массовых труб могут быть определены по соответствующим формулам [2-92], приведенным на диаграмме 2-20. Наименьшее гидравлическое сопротивление наблюдается при муфтовом соединении, а наибольшее — при сварочном (в основном из-за плохого качества сварного шва).

81. Все рекомендованные выше значения λ относятся к несжимаемой жидкости. Для приближенного учета влияния сжимаемости газа при очень большой длине участка может быть использована формула, полученная Ф. С. Ворониным [2-22]:

$$\lambda_{сж}=\lambda\left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{Ma}^2\right)^{-0{,}47},$$

где λ, $\lambda_{сж}$ — коэффициенты сопротивления трения соответственно при несжимаемой и сжимаемой жидкости (газе).

Формула подтверждает, что с точностью до 3% влиянием сжимаемости можно пренебречь для значений Ма до 0,6. Заметное уменьшение коэффициента $\lambda_{сж}$ наблюдается только в узкой околозвуковой области, а также при сверхзвуковых скоростях потока (примерно на 15%) [2-121, 2-122].

82. При движении жидкости в трубопроводе постоянного сечения с оттоком или притоком части потока через пористые боковые стенки, продольную щель или боковые ответвления коллекторов (рис. 2-7) коэффициент сопротивления трения λ изменяется вследствие изменения вдоль пути скорости потока (числа Re).

83. Локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ цилиндрической трубы с пористыми стенками при равномерном и круговом (по всему периметру) оттоке, т. е. когда

$$\bar{v}\equiv v/v_6=1 \quad \text{и} \quad \bar{w}\equiv w/w_0=1-\alpha_0\bar{x},$$

в случае ламинарного течения вычисляется на основе формулы, полученной П. И. Быстровым и В. С. Михайловым [2-18]*1:

$$\lambda_л=32\,(3+\tilde{a}_0)/[\mathrm{Re}_0\,(1-\alpha_0\bar{x})].$$

Здесь $v_6=\alpha_0 w_0/\bar{f}$ — средняя скорость оттока (притока) через боковые отверстия; $\bar{f}=\sum f/F_0$ — отношение суммарной площади боковых отверстий (ответвлений) пористого участка трубы; $\alpha_0=1-w_1/w_0$; $\bar{x}=x/l$; $\mathrm{Re}_0=w_0D_0/\nu$; $\tilde{a}_0$ определяется профилем скорости на входе в раздающий коллектор (для параболического профиля $\tilde{a}_0\approx-0{,}17$; для косинусоидального $\tilde{a}_0\approx\approx-0{,}33$); w_0 и w_1 — средняя скорость соответственно в начальном ($x=0$) и конечном ($x=l$) сечениях пористого участка трубы.

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка трубы длиной l [2-44]

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=l/D_0\left[\frac{32\,(3+\tilde{a}_0)}{\mathrm{Re}_0}(1-0{,}5\alpha_0)\right].$$

84. Локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ при тех же условиях, что в п. 83, в случае турбулентного течения и при $20\leqslant L/D\leqslant 125$ вычисляется по формулам [2-18]:

при $\varepsilon'\leqslant 0{,}2$

$$\lambda_л=\lambda+5{,}54\varepsilon' v/w; \qquad (2\text{-}18)$$

при $\varepsilon'>0{,}2$

$$\lambda_л=\lambda+5{,}54\varepsilon' v/w+\frac{N_v}{\varepsilon'\cdot v/w}\left(1-\frac{v/w_0}{v/w}\right). \qquad (2\text{-}19)$$

Здесь λ — коэффициент сопротивления трения гладкой трубы, определяемый по диаграмме 2-1;

$$N_v=0{,}0256B\,(\varepsilon'\cdot v/w)^{0.435};$$

$$B=\frac{\lambda_\varepsilon-\lambda}{0{,}2-\lambda};$$

*1 Введенный автором в эту формулу коэффициент α_0 распространяет ее и на случай транзитного расхода ($\alpha_0<1$).

λ_ε находят из выражения

$$\lg\lambda_\varepsilon=\lg\lambda\exp\left(-6{,}63\varepsilon'^3\right),$$

где ε' — коэффициент пористости стенок трубы.

В интервале $20\leqslant l/D\leqslant 125$ коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка трубы длиной l:

при $\varepsilon'\leqslant 0{,}2$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{l}{D_0}\left[\lambda\left(1-\alpha_0+\frac{\alpha_0^2}{3}\right)+\right.$$
$$\left.+5{,}54\varepsilon\cdot\alpha_0/\bar f\cdot(1-0{,}5\alpha_0)\right];$$

при $\varepsilon'>0{,}2$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{l}{D_0}\left\{\lambda\left(1-\alpha_0+\frac{\alpha_0^2}{3}\right)+5{,}54\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar f\times\right.$$
$$\times(1-0{,}5\alpha_0)+\frac{0{,}00157\alpha_0^{0{,}435}\bar f^{0{,}565}}{(\varepsilon')^{0{,}565}}\times$$
$$\left.\times\left[1-4{,}565(1-\alpha_0)^{3{,}565}+3{,}565(1-\alpha_0)^{4{,}565}\right]\right\}.$$

85. Локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ раздающего коллектора с односторонним и равномерным оттоком при турбулентном течении [2-18]

$$\lambda_л=\lambda+8\varepsilon' v/w,$$

а коэффициент гидравлического сопротивления всего участка коллектора длиной l [2-44]

$$\zeta=\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{l}{D_0}\left[\lambda\left(1-\alpha_0+\frac{\alpha_0^2}{3}\right)+8\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar f\times\right.$$
$$\left.\times(1-0{,}5\alpha_0)\right].$$

86. При круговом и равномерно-переменном оттоке из цилиндрической трубы, когда относительная скорость оттока $\bar v$ изменяется линейно от $\bar v_0=1-\Delta\bar v$ до $\bar v_1=1+\Delta\bar v$ и соответственно $\bar w\equiv w/w_0=1-\alpha_0(1-\Delta\bar v)\bar x-\alpha_0\Delta\bar v\bar x^2$, $\bar v\equiv v/v_б=1-\Delta\bar v+2\Delta\bar v\bar x$, где $\Delta\bar v\equiv\Delta v/v_б$ — отклонение относительной скорости от среднего ее значения (от единицы — см. рис. 2-7).

Локальный коэффициент сопротивления трения в случае ламинарного течения

$$\lambda_л=\frac{32(3+\tilde a_0)}{\mathrm{Re}_0\left[1-\alpha_0(1-\Delta\bar v)\bar x-\alpha_0\Delta\bar v\bar x^2\right]}.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [2-44]

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{32(3+\tilde a_0)}{\mathrm{Re}_0}\cdot l/D_0\left[1-0{,}5\alpha_0+1/6\alpha_0\Delta\bar v\right].$$

87. В случае турбулентного течения при тех же условиях, что в п. 86, локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ принимают приближенно по (2-18) и (2-19). Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [2-44]:

при $\varepsilon'\leqslant 0{,}2$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=l/D_0\{\lambda[1-\alpha_0+$$
$$+\frac{\alpha_0}{3}(\Delta\bar v+\alpha_0-0{,}5\alpha_0\Delta\bar v+$$
$$+0{,}1\alpha_0\Delta\bar v^2)]+5{,}54\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar f\cdot(1-0{,}5\alpha_0)\};$$

при $\varepsilon'>0{,}2$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=l/D_0\left\{\lambda\left[1-\alpha_0+\frac{\alpha_0}{3}(\Delta\bar v+\alpha_0-\right.\right.$$
$$\left.-0{,}5\alpha_0\Delta\bar v+0{,}1\alpha_0\Delta\bar v^2)\right]+5{,}54\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar f\cdot(1-$$
$$\left.-0{,}5\alpha_0)+\Delta\lambda\right\},$$

где $\Delta\lambda=\dfrac{0{,}0256B}{(\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar f)^{0{,}565}}\times$

$$\times\left\{\int_0^1\frac{\left[1-\alpha_0(1-\Delta\bar v)\bar x-\alpha_0\Delta\bar v\bar x^2\right]^{2{,}565}}{(1-\Delta\bar v+2\Delta\bar v\bar x)^{0{,}565}}d\bar x-\right.$$
$$\left.-\int_0^1\frac{\left[1-\alpha_0(1-\Delta\bar v)\bar x-\alpha_0\Delta\bar v\bar x^2\right]^{3{,}565}}{(1-\Delta\bar v+2\Delta\bar v\bar x)^{0{,}565}}d\bar x=\right.$$
$$\left.=\frac{0{,}0256B}{(\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar f)^{0{,}565}}(J_1-J_2)\right\};$$

J_1 и J_2 — соответственно первый и второй интегралы в выражении $\Delta\lambda$.

Величина $\Delta\lambda$ может быть определена численным методом на ЭВМ. Подсчитанные значения разности J_1-J_2 приведены в табл. 2-3.

88. В случае турбулентного течения и одностороннего неравномерного оттока (см. рис. 2-7) локальный коэффициент сопротивления трения согласно [2-18]:

при $\varepsilon'\leqslant 0{,}2$

$$\lambda_л=\lambda+6{,}5\varepsilon' v/w;$$

при $\varepsilon'>0{,}2$

$$\lambda_л=\lambda+N_{р.к}\varepsilon' v/w,$$

где $N_{р.к}\approx 7{,}4\varepsilon'(l/D_0)^{0{,}5}[1-\exp(-0{,}016 l/D_0\times$
$\times\zeta_{отв}/\bar f^2)^{0{,}6}]$;

$\zeta_{отв}\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho v_б^2/2}$ — суммарный коэффициент сопротивления бокового ответвления коллектора, приведенный к скорости $v_б$.

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [2-44]:

при $\varepsilon'\leqslant 0{,}2$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=l/D_0\{\lambda[1-\alpha_0+\alpha_0/3\times$$
$$\times(\Delta\bar v+\alpha_0-0{,}5\alpha_0\Delta\bar v+0{,}1\alpha_0\Delta\bar v^2)]+6{,}5\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar f\times$$
$$\times(1-0{,}5\alpha_0)\};$$

2-3. Значения $J_1 - J_2$

α_0	$\Delta\bar{v}$							
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0,1	0,042	0,040	0,038	0,036	0,035	0,031	0,028	0,024
0,2	0,070	0,067	0,064	0,061	0,059	0,053	0,048	0,042
0,3	0,086	0,083	0,080	0,077	0,074	0,068	0,061	0,054
0,4	0,093	0,091	0,088	0,085	0,083	0,077	0,070	0,061
0,5	0,094	0,092	0,090	0,088	0,086	0,081	0,074	0,065
0,6	0,090	0,089	0,088	0,087	0,086	0,082	0,076	0,067
0,7	0,084	0,084	0,084	0,084	0,083	0,080	0,075	0,067
0,8	0,076	0,077	0,078	0,079	0,079	0,078	0,074	0,066
0,9	0,068	0,070	0,072	0,073	0,074	0,074	0,072	0,065
1,0	0,061	0,064	0,066	0,068	0,070	0,071	0,070	0,063

при $\varepsilon' > 0{,}2$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = l/D_0\{\lambda[1-\alpha_0+\alpha_0/3(\Delta\bar{v}+\alpha_0- -0{,}5\alpha_0\Delta\bar{v}+0{,}1\alpha_0\Delta\bar{v}^2)] + N_{\text{р.к}}\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar{f}\cdot(1-0{,}5\alpha_0)\}.$$

89. В случае турбулентного течения и равномерного притока (вдува) локальный коэффициент сопротивления трения

$$\lambda_{\text{л}} = 1{,}5\varepsilon' v/w. \qquad (2\text{-}20)$$

При этом коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [2-44]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}5\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar{f}\cdot l/D_0\cdot(1-0{,}5\alpha_0).$$

90. В случае турбулентного течения и равномерно-переменного притока (вдува), при котором относительная скорость притока меняется по линейному закону от $\bar{v}_0 = 1+\Delta\bar{v}$ до $\bar{v}_1 = 1-\Delta\bar{v}$ и соответственно $\bar{w} = 1-\alpha_0(1+ +\Delta\bar{v})\bar{x}+\alpha_0\Delta\bar{v}\bar{x}^2$, $\bar{v} = 1+\Delta\bar{v}-2\Delta\bar{v}\bar{x}$.

Локальный коэффициент сопротивления трения принимается приближенно по (2-20), а коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}5\varepsilon'\cdot\alpha_0/\bar{f}\cdot l/D_0(1-0{,}5\alpha_0- -0{,}17\alpha_0\cdot\Delta\bar{v}).$$

91. Коэффициент сопротивления бокового ответвления коллекторов [7-15, 7-16]:

при оттоке (раздающий коллектор)

$$\zeta_{\text{отв}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho v_\Omega^2/2} = 0{,}25\bar{f}^2 + (f_6/f_{\text{а}})^2 + \zeta_{\text{ап}} + \zeta_{\text{уч}} + 1;$$

при вдуве (собирающий коллектор)

$$\zeta_{\text{отв}} = 1{,}5\bar{f}^2\left(\frac{1}{n_6} - \frac{1}{n_\Omega^2} - 0{,}125\right) + 0{,}75 + (f_6/f_{\text{а}})^2 + +\zeta_{\text{ап}} + \zeta_{\text{уч}};$$

при спаренных коллекторах (П-образная или Z-образная форма)

$$\zeta_{\text{отв}} = 0{,}25\bar{f}^2 + 1{,}75 + \zeta_{\text{ап}} + \zeta_{\text{уч}}.$$

Здесь f_6 и $f_{\text{а}}$ — соответственно площади бокового отверстия и конечного сечения всего ответвления (выход в неограниченное пространство); $\zeta_{\text{ап}}$ — коэффициент сопротивления любого аппарата, включенного в сеть бокового ответвления, приведенный к скорости v_6; $\zeta_{\text{уч}}$ — коэффициент сопротивления всех участков бокового ответвления до и после аппарата, приведенный к скорости v_6; n_6 — число боковых ответвлений.

92. Введение в поток жидкости или газа макроскопических частиц или добавление к капельным жидкостям полимеров с большой молекулярной массой существенно снижает коэффициент сопротивления трения в трубах («эффект Томса» [2-264]).

При турбулентном режиме течения под влиянием полимерных добавок к капельной жидкости или твердых частиц в газе существенно уменьшаются поперечные составляющие пульсаций скорости и турбулентное трение, выражаемое рейнольдсовыми напряжениями; в результате снижается коэффициент сопротивления. При ламинарном режиме указанные добавки не снижают коэффициент сопротивления и не затягивают этот режим течения.

Коэффициент сопротивления максимально уменьшается в области низких значений чисел Рейнольдса полностью развитого турбулентного течения (рис. 2-8).

93. Коэффициент сопротивления трения изменяется также в зависимости от концентрации и вида полимера (в воде) и соответственно размеров взвешенных твердых частиц (в воздушном потоке). Чем больше при данном числе Рейнольдса концентрация полимера (полиакриламид — ПАА) в воде (рис. 2-9), тем значительнее снижается коэффициент λ (ана-

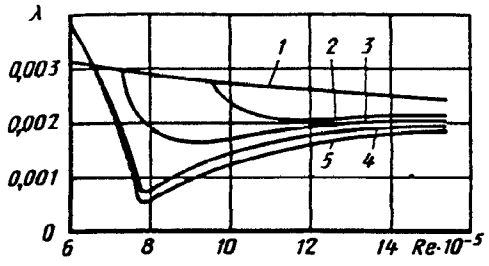


Рис. 2-8. Коэффициент сопротивления трения гладкой пластины в запыленном потоке воздуха ($G_м$=3,7 г/с) [2-214]:

1—**незапыленный воздух; размеры твердых частиц:** *2*—**1680 мкм;** *3*—**840 мкм;** *4*—**200 мкм;** *5*—**100 мкм**

логичные результаты можно наблюдать и по данным других работ [см. 2-11, 2-12, 2-97, 2-98, 2-111 и др.]).

Коэффициент λ определяют [2-210] по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left[\left(\frac{\mathrm{Re}_{*пор}}{\mathrm{Re}_*}\right)^{\alpha_п/5,75}\left(\frac{2,51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7}\right)\right],$$

где $\mathrm{Re}_* = \frac{w_* D_0}{\nu}$ — динамическое число Рейнольдса; $\mathrm{Re}_{*пор} = \frac{w_{*пор} D_0}{\nu}$ — пороговое число Рейнольдса, отвечающее началу снижения гидравлического сопротивления; [$w_* = \sqrt{\tau_0/\rho}$ — динамическая скорость (τ_0 — касательное напряжение на стенке); $w_{*пор}$ — пороговая динамическая скорость;] $\alpha_п$ — параметр, зависящий от вида и концентрации полимера (находится из опытных данных).

94. С увеличением концентрации твердых частиц $\mu_к$ (рис. 2-10) коэффициент сопротивления трения λ вначале резко уменьшается или, что то же, отношение $(\lambda_0-\lambda)/\lambda_0$ (где λ_0 — значение λ при $\mu=0$) резко возрастает [2-214]; при $\mu_к = 0,8 \div 1,5$ отношение $(\lambda_0-\lambda)/\lambda_0$ достигает максимума, после чего эта величина начинает уменьшаться, пока при $\mu_к = 2 \div 3$ не станет равной нулю. Чем меньше размеры взвешенных частиц, тем больше максимум $(\lambda_0-\lambda)/\lambda_0$ и тем раньше этот максимум наступает, но при тем меньших значениях μ прекращается снижение коэффициента сопротивления трения.

95. При пневмотранспорте концентрация и размеры взвешенных в потоке твердых частиц почти всегда значительны, поэтому влияние поперечных составляющих скоростей турбулентного потока на механизм взвешивания этих частиц и сопротивление трения становится пренебрежимо малым. Основное значение при этом имеют такие дополнительные факторы, как лобовое сопротивление частиц, действующая на них подъемная сила,

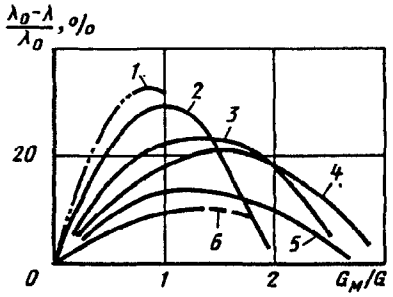


Рис. 2-10. Сопротивление трения на поверхности круглой трубы при различных отношениях массовых расходов [2-214]; размеры твердых частиц:

1—**60 мкм;** *2*—**15 мкм;** *3*—**100 мкм;** *4*—**200 мкм;** *5*—**840 мкм;** *6*—**1680 мкм;** λ_0—**значение λ при** $\mu=0$

сила тяжести и другие факторы, которые повышают сопротивление движению транспортирующего потока (см. список литературы ко второму разделу).

96. При установившемся движении в горизонтальной трубе (далеко от входа, отсутствие волочения транспортируемого материала), наличии значительной разности плотностей взвешенных частиц и воздуха и достаточных их размерах отдельные частицы периодически падают на стенку трубы и снова от нее отскакивают, совершая таким образом непрерывное скачкообразное движение.

97. Потеря энергии, возникшая при ударе о стенку, является причиной уменьшения поступательной скорости частиц, которая затем снова восстанавливается вследствие взаимодействия частиц с потоком. Это обстоятельство и приводит к дополнительному расходу энергии транспортирующим потоком.

98. При наличии теплообмена через стенки трубы температура жидкости (газа) меняется как по ее длине, так и по сечению трубы; последнее приводит к изменению плотности

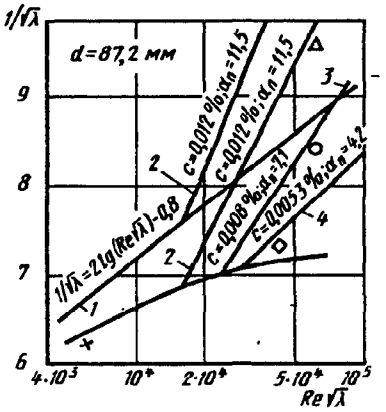


Рис. 2-9. Зависимость $1/\sqrt{\lambda} = f(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda})$ для воды с добавками ПАА различных концентраций [2-210]:

1—**для гладких труб;** *2, 3, 4*—**по формуле п. 93 при различных концентрациях ПАА: + — водопроводная вода; □ — вода+ПАА (*c*=0,0053%); ○ — вода+ПАА (*c*=0,008%); △ — вода+ПАА (*c*=0,012%)**

2-4. Значения показателя n в [2-21]

$Re \cdot d/l$	$\eta_{ст}/\eta_{ж}$					$Re \cdot d/l$	$\eta_{ст}/\eta_{ж}$				
	0,1	1,0	10	100	1000		0,1	1,0	10	100	1000
60	0,78	0,67	0,58	0,51	0,44	1000	0,33	0,29	0,25	0,22	0,19
100	0,67	0,58	0,50	0,44	0,38	1500	0,36	0,26	0,22	0,19	0,17
150	0,59	0,51	0,45	0,39	0,33	2500	0,28	0,25	0,21	0,18	0,16
200	0,54	0,47	0,41	0,35	0,31	5000	0,26	0,23	0,20	0,17	0,15
400	0,44	0,38	0,33	0,29	0,25	10000	0,25	0,21	0,19	0,16	0,14
600	0,39	0,34	0,29	0,25	0,22	30000	0,22	0,19	0,17	0,14	0,13

жидкости и ее вязкости и, как следствие этого,— профиля скорости и гидравлического сопротивления [2-51].

99. Коэффициент сопротивления трения при неизотермическом движении капельной жидкости рассчитывается по формуле

$$\frac{\lambda_{неиз}}{\lambda_{из}} = \left(\frac{\eta_{ст}}{\eta_{ж}}\right)^n, \qquad (2\text{-}21)$$

где $\lambda_{неиз}$ и $\lambda_{из}$ — коэффициенты сопротивления трения при неизотермическом и изотермическом движении соответственно (при вычислении $\lambda_{из}$ плотность и вязкость принимают для средней температуры жидкости); $\eta_{ст}$ и $\eta_{ж}$ — динамические вязкости соответственно при температуре стенки трубы $T_{ст}$ и средней температуре жидкости $T_{ж}$; $n = f(\eta_{ст}/\eta_{ж}, Re \cdot d/l$ — см. табл. 2-4; $Pe = \frac{wl}{a_т}$ — критерий Пекле; $a_т$ — температуропроводность, м²/с.

При охлаждении жидкости $\eta_{ст}/\eta_{ж} > 1$; из (2-21) следует, что коэффициент сопротивления трения возрастает. При нагревании жидкости $\eta_{ст}/\eta_{ж} < 1$; $\lambda_{неиз}$ становится меньше $\lambda_{из}$.

100. Для определения коэффициента сопротивления трения гидравлически гладких труб при турбулентном движении жидкости может быть использована формула в форме [2-75]

$$\lambda_{неиз} = \frac{1}{[1{,}82 \lg(Re\sqrt{\eta_{ст}/\eta_{ж}}) - 1{,}64]^2}.$$

101. Коэффициент сопротивления трения при неизотермическом турбулентном движении нагреваемого газа может быть вычислен по приближенной формуле Кутателадзе — Леонтьева, верной в пределах $Re = 10^5 \div 6 \cdot 10^6$ и $T_{ст}/T_г = 1 \div 3$:

$$\lambda_{неиз}/\lambda_{из} = \frac{4}{(\sqrt{T_{ст}/T_г} + 1)^2},$$

где $T_г$ — среднемассовая температура газа.

102. При определении эквивалентной шероховатости стенок рассчитываемого участка труб (канала) можно руководствоваться данными, приведенными в табл. 2-5.

2-5. Эквивалентная шероховатость поверхности труб и каналов

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
		Металлические трубы	
I	Цельнотянутые из латуни, меди и свинца	Технически гладкие	0,0015—0,0100
	Алюминиевые	[2-187]	0,015—0,06
II	Цельнотянутые стальные	Новые, не бывшие в употреблении [2-42, 2-152, 2-185, 2-197]	0,02—0,10 *
		Очищенные после многих лет эксплуатации [2-187]	До 0,04
		Битумизированные [2-187]	До 0,04
		Теплофикационные для перегретого пара и водяные при наличии деаэрации и химической очистки проточной воды [2-82]	0,10
		После одного года эксплуатации на газопроводе [2-42]	0,12

* В зависимости от времени хранения на складе.

Продолжение табл. 2-5

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
II	Цельнотянутые стальные	После нескольких лет эксплуатации насосно-компрессорных труб на газовой скважине в различных условиях [2-4]	0,04—0,20
		После нескольких лет эксплуатации на газовой скважине [2-7]	0,06—0,22
		Паропроводов насыщенного пара и водяных теплопроводов при незначительных утечках воды (до 0,5%) и деаэрации подпитка [2-82]	0,20
		Водяных систем отопления вне зависимости от источника их питания	0,20
		Нефтепроводов для средних условий эксплуатации [2-82]	0,20
		Умеренно корродированные [2-197]	≈0,4
		При небольших отложениях накипи [2-197]	≈0,4
		Паропроводов, работающих периодически (с простоями), и конденсатопроводов с открытой системой конденсата [2-82]	0,5
		Воздухопроводов сжатого воздуха от поршневых компрессоров и турбокомпрессоров [2-82]	0,8
		После нескольких лет эксплуатации в различных условиях (корродированные или с небольшими отложениями) [2-4]	0,15—1,0
		Конденсатопроводов, работающих периодически, и водяных теплопроводов при отсутствии деаэрации и химической очистки подпиточной воды и при больших утечках из сети (до 1,5—3%) [2-82]	1,0
		Водопроводные, находившиеся в эксплуатации	1,2—1,5
		С поверхностью в плохом состоянии [2-176]	⩾5,0
III	Цельносварные стальные	Новые или старые, в хорошем состоянии [2-179, 2-187]	0,04—0,10
		Новые, битумизированные [2-186]	≈0,05
		Бывшие в эксплуатации (битум частично растворен), корродированные [2-197]	≈0,10
		Бывшие в эксплуатации (равномерная коррозия [2-197]	≈0,15
		Без заметных неровностей в местах соединений; изнутри покрыты лаком (толщина слоя около 10 мм); хорошее состояние поверхности [2-182]	0,3—0,4
		Магистральных газопроводов после многих лет эксплуатации [2-197]	≈0,5
		С простой или двойной поперечной клепкой; изнутри покрыты лаком (толщина слоя 10 мм) или без лака, но некорродированные [2-179]	0,6—0,7
		Изнутри покрытые лаком, но не свободные от окисления; загрязненные в процессе эксплуатации на воде, но некорродированные [2-179]	0,95—1,0

Продолжение табл. 2-5

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
III	Цельносварные стальные	Магистрального газопровода после 20 лет эксплуатации со слоевыми отложениями [2-197]	1,1
		С двойной поперечной клепкой, некорродированные [2-197], загрязненные в процессе эксплуатации на воде [2-152]	1,2—1,5
		Со слабыми отложениями [2-197]	1,5
		С двойной поперечной клепкой, сильно корродированные [2-179]	2,0
		При значительных отложениях [2-197]	2,0—4,0
		После 25 лет эксплуатации на городском газопроводе, с неравномерными отложениями смолы и нафталина [2-197]	2,4
		С поверхностью в плохом состоянии [2-179]	$\geqslant 5{,}0$
IV	Клепаные стальные	Клепаные вдоль и поперек по одному рялу заклепок; изнутри покрыты лаком (толщина слоя 10 мм); хорошее состояние поверхности [2-179]	0,3—0,4
		С двойной продольной клепкой и простой поперечной клепкой; изнутри покрыты лаком (толщина слоя 10 мм) или без лака, но некорродированные [2-179]	0,6—0,7
		С простой поперечной и двойной продольной клепкой; изнутри просмоленные или покрытые лаком (толщина слоя 10—20 мм) [2-179]	1,2—1,3
		С четырьмя-шестью продольными рядами клепки; длительное время в эксплуатации [2-179]	2,0
		С четырьмя поперечными и шестью продольными рядами клепки; соединения изнутри перекрыты [2-179]	4,0
		С поверхностью в наихудшем состоянии; неравномерное перекрытие в месте соединения [2-179]	$\geqslant 5{,}0$
V	Из кровельной стали	Непроолифленная	0,02—0,04
		Проолифленная	0,10—0,15
VI	Оцинкованные стальные	Чистая оцинковка, новые	0,07—0,10
		Обычная оцинковка [2-197]	0,1—0,15
VII	Оцинкованные из листовой стали	Новые [2-185]	0,15
		Бывшие в эксплуатации на воде [2-171]	0,18

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
VIII	Стальные	С двусторонним стеклоэмалевым покрытием [2-85]	0,001—0,01
IX	Чугунные	Новые [2-171]	0,25—1,0
		Новые, битумизированные [2-197]	0,10—0,15
		Асфальтированные [2-185]	0,12—0,30
		Водопроводные, бывшие в эксплуатации [2-152]	1,4
		Бывшие в эксплуатации, корродированные [2-197]	1,0—1,5
		С отложениями [2-185, 2-197]	1,0—1,5
		При значительных отложениях [2-197]	2,0—4,0
		Очищенные после многих лет эксплуатации	0,3—1,5
		Сильно корродированные [2-179]	До 3,0
X	Водоводы ГЭС, стальные [2-7, 2-26]	**Новые чистые**	
		Бесшовные (без стыков), тщательно уложенные	0,015—0,04
		С продольным сварным швом, тщательно уложенные	0,03—0,012
		То же с поперечными сварными стыками	0,08—0,17
		Новые чистые, с внутренним покрытием	
		Битумным в заводских условиях	0,014—0,018
		То же со сварными поперечными стыками	0,20—0,60
		Оцинкованные	0,10—0,20
		Грубооцинкованные	0,40—0,70
		Покрытые битумом, криволинейные в плане	0,10—1,4
		Старые чистые	
		С незначительной коррозией или инкрустацией	0,10—0,30
		С умеренной коррозией или легкими отложениями	0,30—0,70
		Со значительной коррозией	0,80—1,5
		Очищенные после зарастания или ржавления	0,15—0,20
		Бывшие в эксплуатации (монтаж в производственных условиях)	
		Цельносварные, до 2 лет эксплуатации, без отложений	0,12—0,24
		То же до 20 лет эксплуатации, без отложений, наростов	0,6—5,0
		При наличии железобактериальной коррозии (сильно заржавевшие)	3,0—4,0
		С очень сильной коррозией и инкрустацией (при толщине отложений от 1,5 до 9 мм)	3,0—5,0
		То же, при толщине отложений от 3 до 25 мм	6,0—6,5

Продолжение табл. 2-5

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
X	Водовозы ГЭС, стальные [2-7, 2,26]	Бывшие в эксплуатации, с внутренним покрытием:	
		Покрытые битумом (кузбаслаком, каменноугольной смолой); срок эксплуатации до 3 лет Примечание. Для новых водоводов $\alpha_ш = 1{,}3 \div 1{,}5$. Для новых водоводов, покрытых битумом, $\alpha_ш = 1{,}3$. Для водоводов, бывших в эксплуатации, величина $\alpha_ш$ может меняться в широких пределах (до 85) в зависимости от срока эксплуатации, свойств воды, характера отложений и пр.	0,1—0,35
		Бетонные, цементные и другие трубы и каналы	
I	Бетонные [2-7, 2-26]	Водоводы без отделки поверхности	
		Новые, с исключительно гладкой (полированной) поверхностью, выполненной с помощью стальной опалубки при первоклассном качестве работ (секции тщательно состыкованы, стыки хорошо загрунтованы и заглажены) ($\alpha_ш = 1$)	0,05—0,15
		Бывшие в эксплуатации, с корродированной и волнистой поверхностью; сформированные с помощью деревянной опалубки ($\alpha_ш > 3{,}0$)	1,0—4,0
		Старые, плохо выполненные, не тщательно уложенные, поверхность заросшая, при наличии отложений песка, гравия, глинистых частиц ($\alpha_ш > 3$)	3,0—6,0
		Очень старые, с сильно разрушенной и заросшей поверхностью в процессе длительной эксплуатации ($\alpha_ш > 3$)	5,0 и более
		Водоводы с последующей отделкой поверхности (оштукатуренные, заглаженные)	
		Новые, с очень гладкой поверхностью, выполненные с помощью стальной или промасленной стальной опалубки при первоклассном качестве работ; отделочный слой тщательно сглажен вручную мастерками; стыки загрунтованы и сглажены (без выступов) ($\alpha_ш = 1$)	0,10—0,20
		Новые или бывшие в эксплуатации, с гладкой поверхностью, а также монолитные (отлитые в стальной опалубке) или сборные трубы длиной секции до 4 м при хорошем качестве работ; отделочный слой — цементная поверхность, сглаженная вручную, стыки сглажены ($\alpha_ш > 1$, но $< 1{,}5$)	0,15—0,35

Продолжение табл. 2-5

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
I	Бетонные [2-7, 2-26]	Бывшие в эксплуатации, без отложений, с умеренно гладкой поверхностью; монолитные, выполненные в стальной или деревянной опалубке с затиркой поверхности, стыки загрунтованы, но не сглажены ($\alpha_ш > 1,5$, но $\leqslant 2,5$)	0,30—0,60
		Заводского изготовления и монолитные (изготовленные на месте), бывшие в эксплуатации, с цементной штукатуркой, заглаженной деревянной теркой, стыки шероховатые ($\alpha_ш > 2,5$, но $\leqslant 3,0$)	0,50—1,0
		Водоводы с торкретированной поверхностью или из набрызг-бетона	
		Тщательно заглаженный торкрет или тщательно заглаженный набрызг-бетон по бетонной поверхности ($\alpha_ш \approx 2,5$)	0,50
		Затертый щетками торкрет или затертый щетками набрызг-бетон по бетонной поверхности ($\alpha_ш > 3,0$)	2,30
		Незаглаженный торкрет или набрызг-бетон по бетонной поверхности ($\alpha_ш > 3,0$)	3,0—6,0
		Заглаженный торкрет или заглаженный набрызг-бетон по поверхности ($\alpha_ш > 3,0$)	6,0—17,0
II	Железобетонные	Новые [2-26]	0,25—0,34
		Необработанные [2-187]	2,5
III	Асбестоцементные	Новые	0,05—0,10
		Средние	≈60
IV	Цементные	Сглаженные	0,3—0,8
		Необработанные [2-187]	1,0—2,0
		Стыки не сглажены [2-179]	1,9—6,4
V	Канал со штукатуркой цементным раствором	С хорошей штукатуркой из чистого цемента со сглаженными соединениями: все неровности устранены; обработанная металлической опалубкой [2-179]	0,05—0,22
		С ожелезнением	0,5
VI	Канал со штукатуркой по металлической сетке	—	10—15
VII	Каналы керамиковые соляно-глазурованные	—	1,4
VIII	Каналы из шлакобетонных плит	—	1,5

Продолжение табл. 2-5

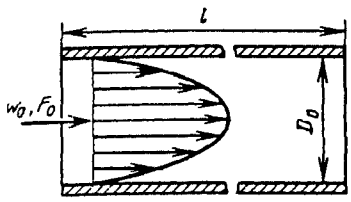
Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
IX	Каналы из шлако- и опилкоалебастровых плит	Из тщательно выполненных плит [2-171]	1,0—1,5
		Деревянные, фанерные и стеклянные трубы	
I	Деревянные	Из весьма тщательно остроганных досок	0,15
		Из хорошо остроганных досок	0,30
		Из нестроганых досок, хорошо пригнанных	0,70
		Из грубых досок [2-197]	1,0
		На клепке	0,6
II	Фанерные	Из хорошей березовой фанеры при поперечном расположении волокон [2-1]	0,12
		Из хорошей березовой фанеры при продольном расположении волокон [2-1]	0,03—0,05
III	Стеклянные	Из чистого стекла [2-185]	0,0015—0,010

Туннели [2-26]

Группа	Методы производства работ, характеристика поверхности	Δ, мм
I	Туннели в скальных грунтах (без отделки)	
	Высеченные гладким взрыванием в массиве со слабой трещиноватостью	100—140
	Высеченные гладким взрыванием в массиве с выраженной трещиноватостью	130—500
	Грубо высеченные с весьма неровными поверхностями	500—1500
II	Туннели необлицованные	
	Горные породы:	
	гнейс ($D=3\div13{,}5$ м)	300—700
	гранит ($D=3\div9$ м)	200—700
	сланец ($D=9\div12$ м)	250—650
	кварц, кварциты ($D=7\div10$ м)	200—600
	осадочные ($D=4\div7$ м)	400
	нефритоносные ($D=3\div8$ м)	200

2-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Труба круглого сечения (гладкостенная); стабилизированное течение [2-6, 2-175, 2-193]	Диаграмма 2-1



$$\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}$$

1. Ламинарный режим ($\mathrm{Re}\leqslant 2000$):

$$\lambda=\frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)(l/D_0)}=\frac{64}{\mathrm{Re}}=f(\mathrm{Re})$$ см. график *а*.

2. Переходный режим ($2000\leqslant \mathrm{Re}\leqslant 4000$):

$\lambda=f(\mathrm{Re})$ см. график *б*.

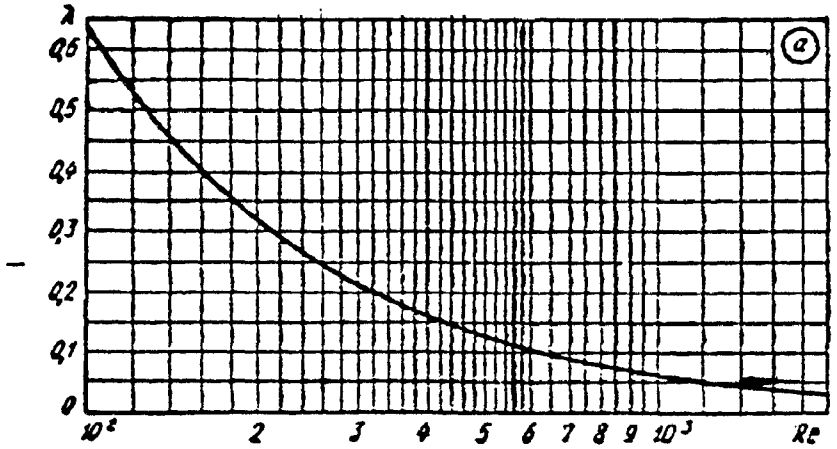
3. Турбулентный режим ($4000\leqslant \mathrm{Re}\leqslant 10^5$):

$$\lambda=\frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$$ см. график *б*.

4. Турбулентный режим (любое $\mathrm{Re}>4000$):

$$\lambda=\frac{1}{(1{,}8\lg \mathrm{Re}-1{,}64)^2}$$ см. графики *б* и *в*

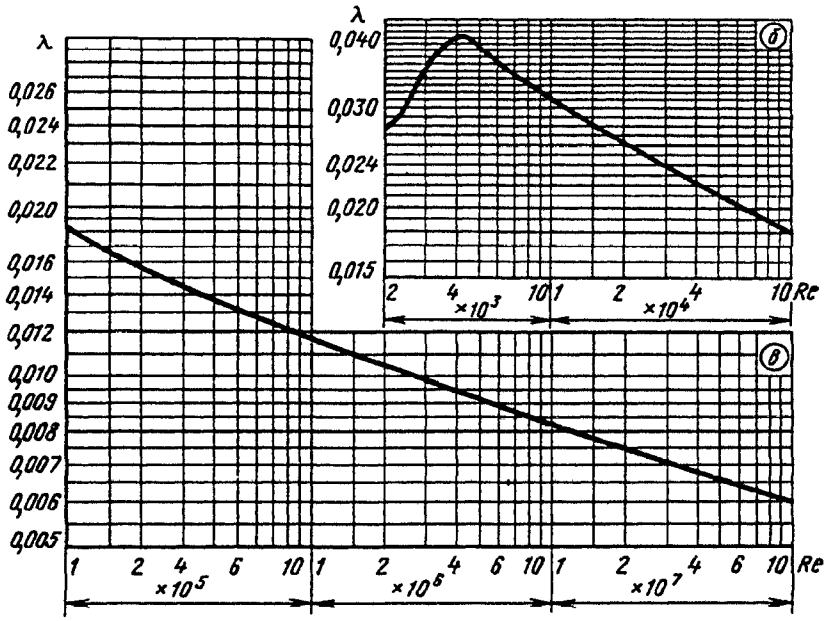
Re	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
λ	0,640	0,320	0,213	0,160	0,128	0,107	0,092	0,080	0,071	0,064
Re	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
λ	0,058	0,053	0,049	0,046	0,043	0,040	0,038	0,036	0,034	0,032



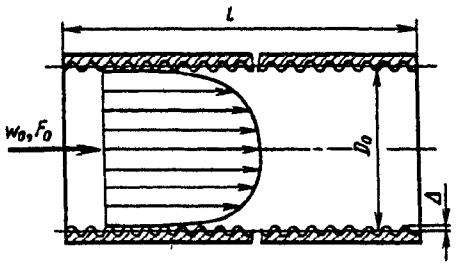
Re	$2\cdot10^3$	$2{,}5\cdot10^3$	$3\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$5\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	$8\cdot10^3$	10^4	$1{,}5\cdot10^4$	
λ	0,032	0,034	0,040	0,040	0,038	0,036	0,033	0,032	0,028	
Re	$2\cdot10^4$	$3\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$5\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	$8\cdot10^4$	10^5	$1{,}5\cdot10^5$	$2\cdot10^5$	$3\cdot10^5$
λ	0,026	0,024	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015

Re	$4\cdot10^5$	$5\cdot10^5$	$6\cdot10^5$	$8\cdot10^5$	10^6	$1{,}5\cdot10^6$	$2\cdot10^6$	$3\cdot10^6$	$4\cdot10^6$
λ	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010
Re	$5\cdot10^6$	$8\cdot10^6$	10^7	$1{,}5\cdot10^7$	$2\cdot10^7$	$3\cdot10^7$	$6\cdot10^7$	$8\cdot10^7$	10^8
λ	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006	0,006

Труба круглого сечения (гладкостенная); стабилизированное течение [2-6, 2-175, 2-193]	**Диаграмма 2-1**



Труба круглого сечения с равномерно-зернистой шероховатостью стенок; стабилизированное течение; Re > 2000 [2-87, 2-190]	**Диаграмма 2-2**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(l/D_0)} = \frac{1}{[a_1 + b_1 \lg(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}) + c_1 \lg \bar{\Delta}]^2};$$

$\lambda \equiv f(\mathrm{Re})$ см. график; величины a_1, b_1 и c_1 приведены ниже

$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

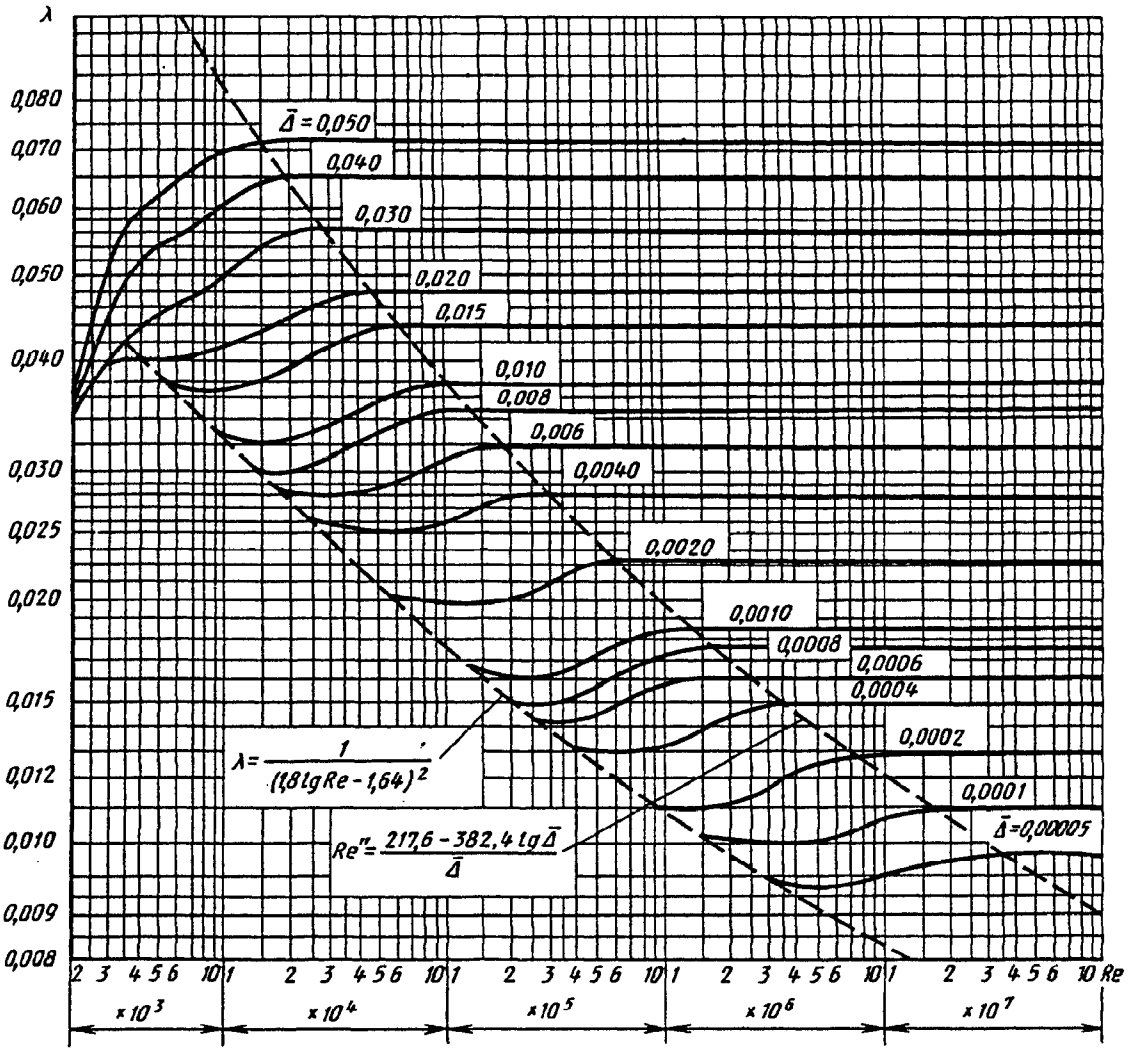
Единую формулу расчета λ см. п. 19, параграф 2-1

$\bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1	$\bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1
3,6 — 10	−0,800	2,000	0	40 — 191,2	2,471	−0,588	−2,588
10 — 20	0,068	1,130	−0,870	> 191,2	1,138	0	−2,000
20 — 40	1,538	0,000	−2,000				

$\bar{\Delta} = \dfrac{\Delta}{D_0}$; Δ см. табл. 2-5 (параграф 2-1); ν см. параграф 1-2.

При $\Delta < \bar{\Delta}_{\text{пред}} D_0$ значения λ см. диаграмму 2-1, где $\bar{\Delta}_{\text{пред}} \approx 17{,}85\,\mathrm{Re}^{-0{,}875}$

Труба круглого сечения с равномерно-зернистой шероховатостью стенок; стабилизированное течение; Re > 2000 [2-87, 2-190]	**Диаграмма 2-2**



Значения λ

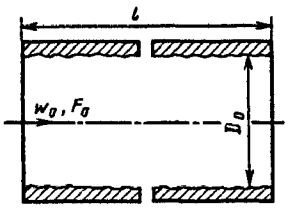
$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	Re									
	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$
0,05	0,032	0,052	0,060	0,063	0,069	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,032	0,044	0,052	0,055	0,060	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,032	0,040	0,044	0,046	0,050	0,056	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,032	0,040	0,040	0,041	0,042	0,044	0,048	0,049	0,049	0,049
0,015	0,032	0,040	0,040	0,038	0,037	0,039	0,042	0,044	0,044	0,044
0,010	0,032	0,040	0,040	0,038	0,033	0,032	0,035	0,036	0,038	0,038
0,008	0,032	0,040	0,040	0,038	0,033	0,030	0,032	0,033	0,035	0,035
0,006	0,032	0,040	0,040	0,038	0,033	0,028	0,028	0,029	0,030	0,032
0,004	0,032	0,040	0,040	0,038	0,033	0,027	0,025	0,025	0,026	0,028
0,002	0,032	0,040	0,040	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,021	0,021
0,001 — 0,00005	0,032	0,040	0,040	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,017

Труба круглого сечения с равномерно-зернистой шероховатостью стенок; стабилизированное течение; Re > 2000 [2-87, 2-190]	**Диаграмма 2-2**

Значения λ

$\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_0}$	Re								
	$4\cdot10^5$	$6\cdot10^5$	10^6	$2\cdot10^6$	$4\cdot10^6$	$6\cdot10^6$	10^7	$2\cdot10^7$	$>10^8$
0,05	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049
0,015	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
0,010	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038
0,008	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
0,006	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
0,004	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
0,002	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
0,001	0,018	0,018	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
0,0008	0,016	0,017	0,018	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
0,0006	0,015	0,016	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
0,0004	0,014	0,014	0,014	0,015	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
0,0002	0,014	0,013	0,012	0,012	0,013	0,014	0,014	0,014	0,014
0,0001	0,014	0,013	0,012	0,011	0,011	0,011	0,012	0,012	0,012
0,00005	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,010	0,010	0,010	0,011

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; критическая зона ($Re_0 < Re < Re_2$) [2-100, 2-106]	**Диаграмма 2-3**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \frac{l}{D_0}}$$

1. $Re_0 < Re < Re_1$; $\bar{\Delta} \geqslant 0{,}007$

$$\lambda = 4{,}4\,Re^{-0{,}595} \exp\left(-\frac{0{,}00275}{\bar{\Delta}}\right) = f(Re, \bar{\Delta}).$$

2. $Re_1 < Re < Re_2$

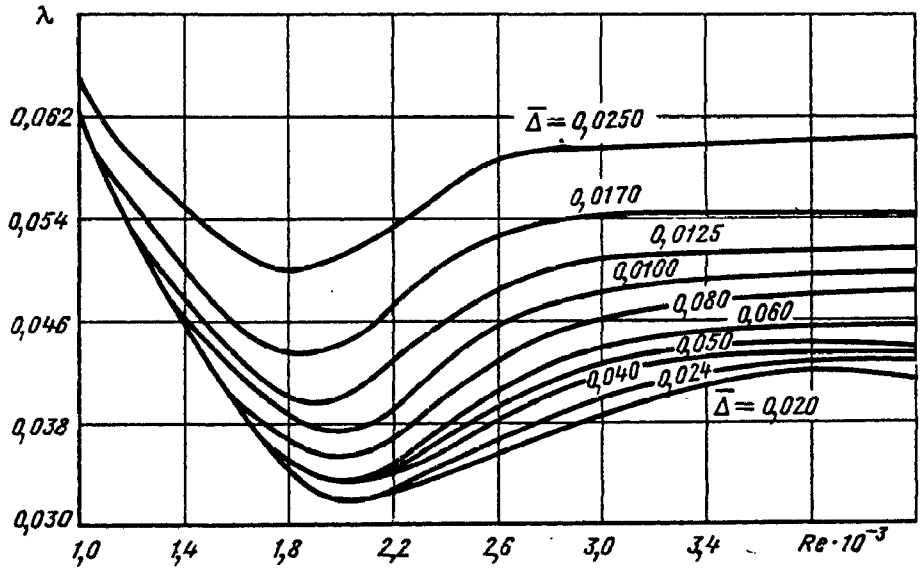
$$\lambda = (\lambda_2 - \lambda^*) \exp\{-[0{,}0017\,(Re_2 - Re)]^2\} + \lambda^* = f(Re, \bar{\Delta})$$

При $\bar{\Delta} \leqslant 0{,}007$: $\lambda^* \doteq \lambda_1 \approx 0{,}032$ и $\lambda_2 = \lambda_2' = 7{,}244\,Re_2^{-0{,}643}$; при $\bar{\Delta} > 0{,}007$: $\lambda^* = \lambda_1 - 0{,}0017 = 0{,}0758 - \frac{0{,}0109}{\bar{\Delta}^{0{,}286}}$ и $\lambda_2 = \lambda_2'' = \frac{0{,}145}{\bar{\Delta}^{-0{,}244}}$; при $\bar{\Delta} > 0{,}007$: $Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0{,}0065}{\bar{\Delta}}\right)$; $Re_1 = 1160\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0{,}11}$; при любом $\bar{\Delta}$: $Re_2 = 2090\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0{,}0635}$.

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; критическая зона ($Re_0 < Re < Re_2$) [2-100, 2-106]	**Диаграмма 2-3**

Значения Re_0, Re_1, Re_2, λ_1, λ_2' и λ_2'' см. также таблицу; $Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$; $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$, где Δ см. табл. 2-5, параграф 2-1; ν см. параграф 1-2.

3. Единую формулу расчета λ см. п. 30, параграф 2-1.



Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; критическая зона ($Re_0 < Re < 4000$)	**Диаграмма 2-3**

Промежуточные значения Re и λ

$\bar{\Delta}$	Re_0	Re_1	Re_2	λ_1	λ_2'	λ_2''	$\bar{\Delta}$	Re_0	Re_1	Re_2	λ_1	λ_2'	λ_2''
0,00125	2000	2000	3195	0,032	0,0404	—	0,0070	1908	2002	2864	0,0320	0,0434	—
0,00197	2000	2000	3104	0,032	0,0412	—	0,0072	1860	1996	2859	0,0328	—	0,0435
0,0020	2000	2000	3101	0,032	0,0412	—	0,0080	1699	1973	2840	0,0341	—	0,0446
0,0024	2000	2000	3066	0,032	0,0415	—	0,0100	1444	1925	2800	0,0368	—	0,0471
0,0028	2000	2000	3036	0,032	0,0418	—	0,0125	1268	1878	2760	0,0393	—	0,0498
0,0030	2000	2000	3022	0,032	0,0419	—	0,0170	1105	1816	2707	0,0425	—	0,0536
0,0036	2000	2000	2988	0,032	0,0422	—	0,0185	1071	1799	2693	0,0434	—	0,0548
0,0040	2000	2000	2968	0,032	0,0424	—	0,0250	978	1740	2642	0,0462	—	0,0589
0,0050	2000	2000	2926	0,032	0,0428	—	0,0270	959	1726	2629	0,0469	—	0,0601
0,0060	2000	2000	2892	0,032	0,0431	—	0,0450	871	1632	2545	0,0510	—	0,0680
0,0063	2000	2000	2883	0,032	0,0432	—	0,0600	840	1581	2499	0,0531	—	0,0730

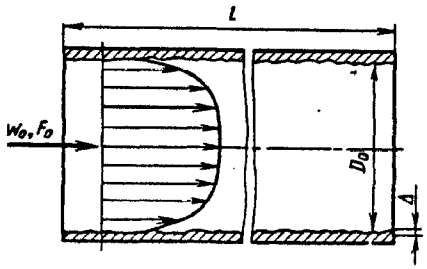
Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилнзированное течение; критическая зона ($Re_0 < Re < 4000$)	**Диаграмма 2-3**

Значения λ

$\bar{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-3}$								
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
0,025	0,065	0,061	0,058	0,055	0,053	0,051	0,050	0,049	0,051
0,017	—	—	0,055	0,053	0,050	0,048	0,046	0,043	0,046
0,0125	—	—	—	0,050	0,047	0,046	0,044	0,041	0,043
0,0100	—	—	—	—	—	0,043	0,041	0,039	0,040
0,0080	—	—	—	—	—	—	—	0,036	0,037
0,0070	—	—	—	—	—	—	—	0,032	0,033
0,0060	—	—	—	—	—	—	—	—	0,033
0,0050	—	—	—	—	—	—	—	—	0,033
0,0040	—	—	—	—	—	—	—	—	0,032
0,0030	—	—	—	—	—	—	—	—	0,032
0,0024	—	—	—	—	—	—	—	—	0,032
0,0020	—	—	—	—	—	—	—	—	0,032

$\bar{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-3}$									
	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
0,025	0,054	0,059	0,059	0,059	0,059	0,059	0,059	0,060	0,060	0,060
0,017	0,049	0,051	0,053	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054
0,0125	0,045	0,047	0,049	0,050	0,050	0,050	0,051	0,051	0,051	0,051
0,0100	0,042	0,044	0,046	0,047	0,048	0,048	0,049	0,049	0,050	0,050
0,0080	0,039	0,041	0,043	0,045	0,046	0,046	0,047	0,047	0,048	0,048
0,0070	0,035	0,038	0,041	0,043	0,045	0,045	0,045	0,046	0,046	0,046
0,0060	0,035	0,038	0,041	0,043	0,044	0,044	0,044	0,045	0,045	0,045
0,0050	0,034	0,037	0,040	0,042	0,043	0,043	0,043	0,044	0,044	0,044
0,0040	0,034	0,036	0,039	0,042	0,042	0,043	0,043	0,044	0,044	0,044
0,0030	0,033	0,035	0,038	0,041	0,042	0,042	0,043	0,043	0,043	0,043
0,0024	0,033	0,035	0,037	0,040	0,041	0,041	0,042	0,043	0,043	0,043
0,0020	0,033	0,034	0,037	0,039	0,041	0,040	0,041	0,042	0,042	0,042

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; $Re > Re_2$ [2-6, 2-171]	**Диаграмма 2-4**



$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

Re_2 см. диаграмму 2-3

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \frac{l}{D_0}} = \frac{1}{\left[2\lg\left(\frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\bar{\Delta}}{3{,}7}\right)\right]^2}$$ или в пределах $\bar{\Delta} = 0{,}00008 \div 0{,}0125$:

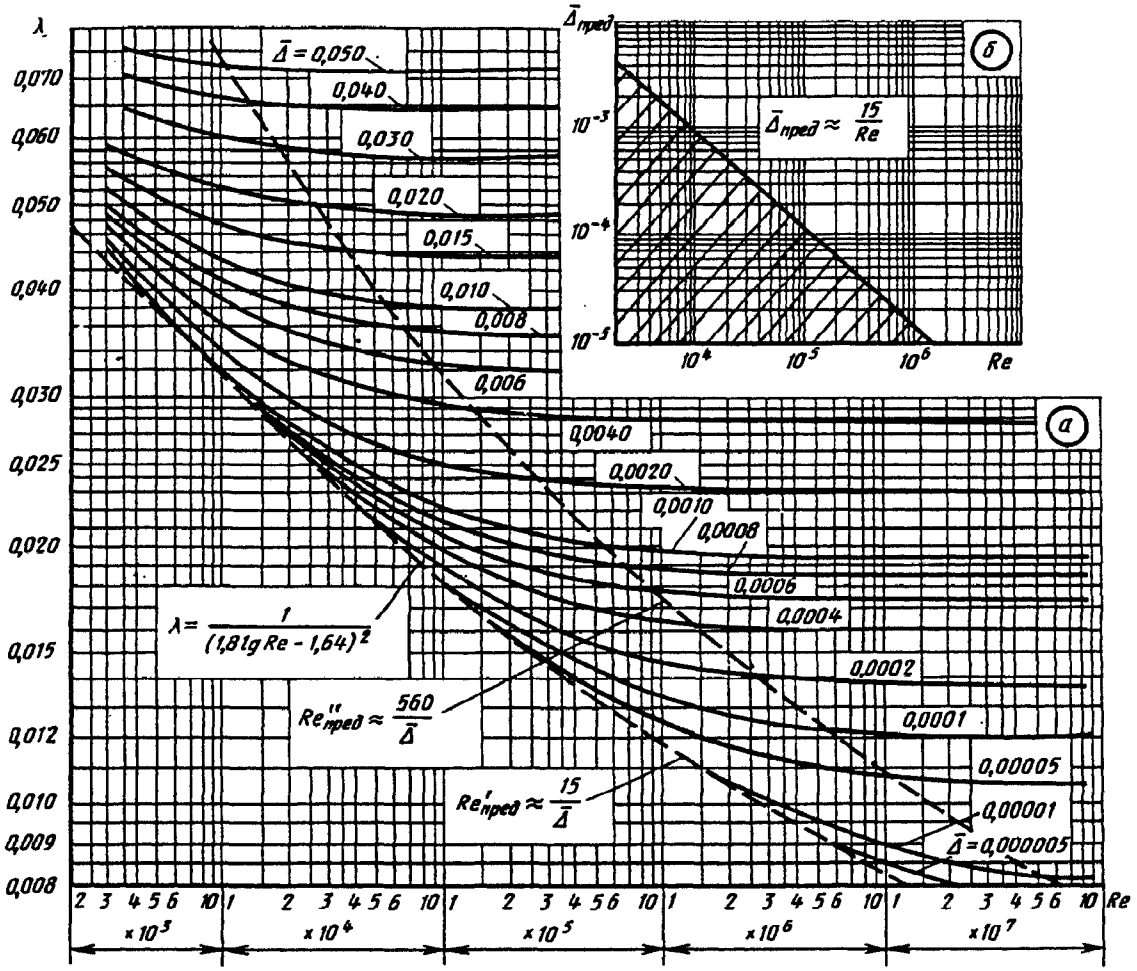
Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; $Re > Re_2$ [2-6, 2-171]	Диаграмма 2-4

$$\lambda \approx 0{,}11\left(\bar{\Delta}+\frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}$$ см. график *а*.

$\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_0}$; Δ см. табл. 2-5, параграф 2-1; ν см. параграф 1-2.

При $\Delta < \bar{\Delta}_{пред} D_0$ λ см. диаграмму 2-1; $\bar{\Delta}_{пред}$ см. график *б* в зависимости от Re.

Увеличение шероховатости стенок трубопроводов во время эксплуатации учтено в пп. 63—69, параграф 2-1.



Re_2 см. диаграмму 2-3

Значения λ

$\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_z}$	Re								
	$3\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,05	0,077	0,076	0,074	0,073	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,072	0,071	0,068	0,067	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,065	0,064	0,062	0,061	0,059	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,059	0,057	0,054	0,052	0,051	0,050	0,049	0,049	0,049

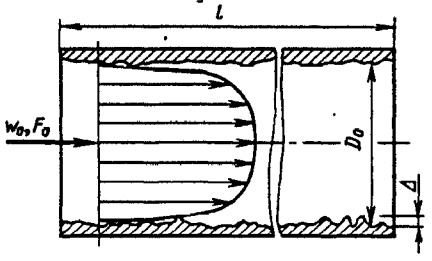
Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; $Re > Re_2$ [2-6, 2-171] | **Диаграмма 2-4**

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,015	0,055	0,053	0,050	0,048	0,046	0,045	0,044	0,044	0,044
0,010	0,052	0,049	0,046	0,043	0,041	0,040	0,039	0,038	0,038
0,008	0,050	0,047	0,044	0,041	0,038	0,037	0,036	0,035	0,035
0,006	0,049	0,046	0,042	0,039	0,036	0,034	0,033	0,033	0,032
0,004	0,048	0,044	0,040	0,036	0,033	0,031	0,030	0,030	0,028
0.002	0,045	0,042	0,038	0,034	0,030	0,027	0,026	0,026	0,024
0,001	0,044	0,042	0,037	0,032	0,028	0,025	0,024	0,023	0,021
0,0008	0,043	0,040	0,036	0,032	0,027	0,024	0,023	0,022	0,020
0,0006	0,040	0,040	0,036	0,032	0,027	0,023	0,022	0,021	0,018
0,0004	0,036	0,040	0,036	0,032	0,027	0,023	0,022	0,020	0,018
$2\cdot10^{-4}-5\cdot10^{-6}$	0,036	0,040	0,036	0,032	0,027	0,022	0,021	0,019	0,017

Значения λ

$\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_r}$	Re								
	$4\cdot10^5$	$6\cdot10^5$	10^6	$2\cdot10^6$	$4\cdot10^6$	$6\cdot10^6$	10^7	$2\cdot10^7$	$>10^8$
0,05	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049
0,015	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
0,010	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038
0,008	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
0,006	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
0,004	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
0,002	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
0,001	0,021	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
0,0008	0,020	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
0,0006	0,018	0,018	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
0,0004	0,017	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
0,0002	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
0,0001	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
0,00005	0,014	0,013	0,013	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011
0,00001	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,009	0,009	0,009	0,009
0,000005	0,014	0,013	0,012	0,011	0,009	0,009	0,009	0,008	0,008

Труба круглого сечения с шероховатыми стенками; стабилизированное течение; режим квадратичного закона сопротивления $\left(Re > \frac{560}{\bar{\Delta}}\right)$ [2-99, 2-190] | **Диаграмма 2-5**



$$\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\lambda\frac{l}{D_0};$$

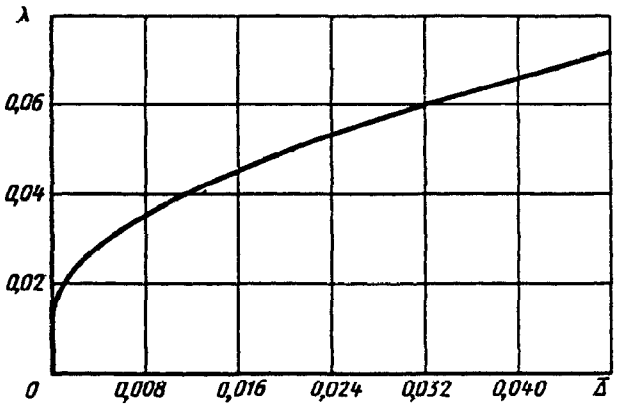
$$\lambda\equiv\frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2}\cdot\frac{l}{D_0}}=\frac{1}{\left(2\lg\frac{3{,}7}{\bar{\Delta}}\right)^2}=f(\bar{\Delta});$$

Труба круглого сечения с шероховатыми стенками; стабилизированное течение; режим квадратичного закона сопротивления $\left(\mathrm{Re} > \frac{560}{\bar{\Delta}}\right)$ **[2-99, 2-190]**	**Диаграмма 2-5**

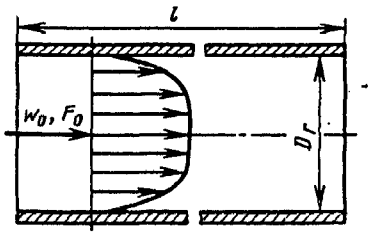
Δ см. табл. 2-5, параграф 2-1; ν см. параграф 1-2.

При увеличении шероховатости стенок трубопроводов во время эксплуатации см. пп. 63—69.

$\bar{\Delta}=\Delta/D_0$	0,00005	0,0001	0,0002	0,0003	0,0004	0,0005	0,0006	0,0007	0,0008
λ	0,010	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,018
$\bar{\Delta}=\Delta/D_0$	0,0009	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,008	0,010
λ	0,019	0,020	0,023	0,026	0,028	0,031	0,032	0,035	0,039
$\bar{\Delta}=\Delta/D_0$	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,045		0,050
λ	0,044	0,049	0,053	0,057	0,061	0,065	0,068		0,072



Трубы прямоугольного, эллиптического и других видов поперечного сечения; стабилизированное течение; [2-87, 2-158]	**Диаграмма 2-6**



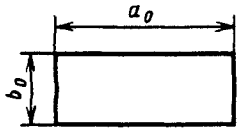
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_{\text{н}} \frac{l}{D_{\text{г}}};$$

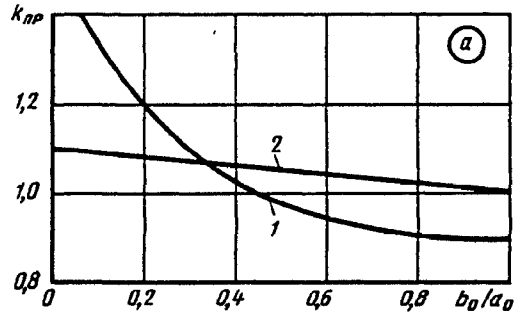
$$D_{\text{г}} = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_{\text{г}}}{\nu};$$

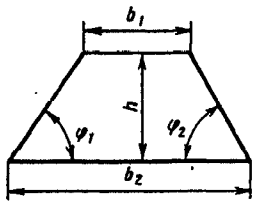
$$\lambda_{\text{н.}} = \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(l/D_{\text{г}})} = k_{\text{н}}\lambda,$$

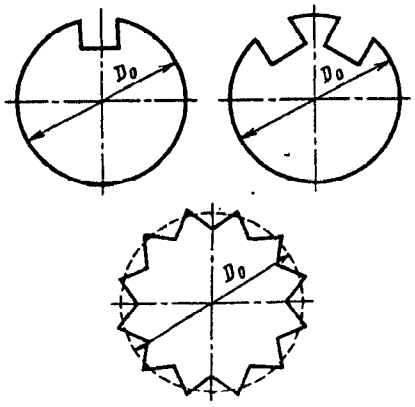
где λ находят по диаграммам 2-1—2-5 (как для труб круглого сечения)

Трубы прямоугольного, эллиптического и других видов поперечного сечения; стабилизированное течение; [2-87, 2-158]	**Диаграмма 2-6**

<table>
<tr><th>Форма поперечного сечения трубы (канала) и схемы</th><th>Поправочный коэффициент</th></tr>
<tr><td>Прямоугольник:
 

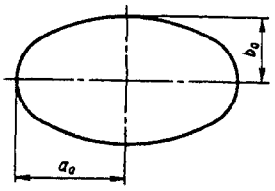
$D_г = \frac{2a_0b_0}{a_0+b_0}$</td><td>
<table>
<tr><td colspan="8">Ламинарный режим (Re < 2000, кривая 1)</td></tr>
<tr><td>b_0/a_0</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr>
<tr><td>$k_н = k_{пр}$</td><td>1,50</td><td>1,34</td><td>1,20</td><td>1,02</td><td>0,94</td><td>0,90</td><td>0,89</td></tr>
<tr><td colspan="8">Турбулентный режим (Re > 2000, кривая 2)</td></tr>
<tr><td>$k_н = k_{пр}$</td><td>1,10</td><td>1,08</td><td>1,06</td><td>1,04</td><td>1,02</td><td>1,01</td><td>1,0</td></tr>
</table>


</td></tr>
<tr><td>Трапеция:
 

$D_г = \frac{2h}{1+\frac{h}{b_1+b_2}\left(\frac{1}{\sin\varphi_1}+\frac{1}{\sin\varphi_2}\right)}$</td><td>$k_н$ находят приближенно так же, как для прямоугольника</td></tr>
<tr><td>Круг с одной или двумя выемками.
Круг звездообразной формы
 
</td><td>$k_н = k_{выем} = k_{зв} \approx 1{,}0$</td></tr>
</table>

Трубы прямоугольного, эллиптического и других видов поперечного сечения; стабилизированное течение; [2-87, 2-158]	**Диаграмма 2-6**

Эллипс

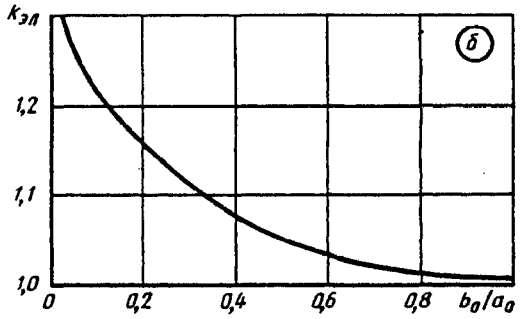


$$D_г \approx \frac{4a_0b_0}{1{,}5(a_0+b_0)-\sqrt{a_0b_0}};\ \text{точнее}\ D_г \approx \frac{\pi a_0 b_0}{0{,}983a_0+0{,}311b_0+0{,}287b_0^2/a_0}$$

Ламинарный режим ($Re \leqslant 2000$):

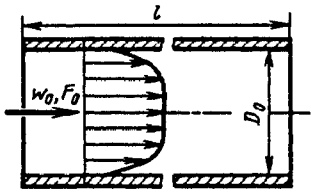
$$k_н = k_{эл} = \frac{1}{8}\left(\frac{D_г}{b_0}\right)^2\left[1+\left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2\right]$$ см. график *б*

b_0/a_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$k_{эл}$	1,21	1,16	1,11	1,08	1,05	1,03	1,02	1,01	1,01	1,0



Турбулентный режим ($Re > 2000$): $k_{эл} \approx 1{,}0$

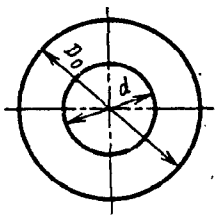
Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [2-29, 2-30, 2-39, 2-68, 2-95, 2-120, 2-205]	**Диаграмма 2-7**



$$D_г = D_0 - d;\ Re = \frac{w_0 D_г}{\nu};\ \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_н \frac{l}{D_г};$$

$$\lambda_н \equiv \Delta p \Big/ \left(\frac{\rho w_0^2}{2}\cdot\frac{l}{D_г}\right) = k_н \lambda,$$

λ — по диаграмме 2-1 — 2-5

Форма поперечного сечения трубы (канала) и схема	Поправочный коэффициент
	Ламинарный режим ($Re \leqslant 2000$): $k_н \equiv k_{1\,кол} = \dfrac{1-(d/D_0)^2}{1+(d/D_0)^2+\dfrac{1-(d/D_0)^2}{\ln d/D_0}}$ см. кривую $k_{1\,кол}$ графика *а*

d/D_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	$\geqslant 0{,}7$
$k_{1\,кол}$	1,0	1,40	1,44	1,47	1,48	1,49	1,49	1,50

Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [2-29, 2-30, 2-39, 2-68, 2-95, 2-120, 2-205]	**Диаграмма 2-7**

Кольцо

$$D_г = D_0 - d$$

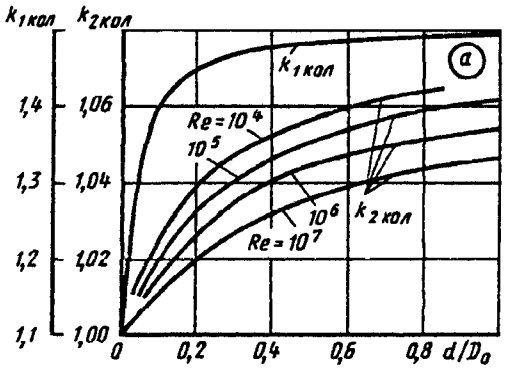
Турбулентный режим (Re > 2000):

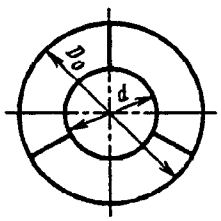
$$\lambda_н \equiv \lambda_{кол} = (0{,}02 d/D_0 + 0{,}98)\left(\frac{1}{\lambda} - 0{,}27\frac{d}{D_0} + 0{,}1\right)$$

$k_н = k_{2\,кол}$ см. кривые графика *а*

Значения $k_{2\,кол}$

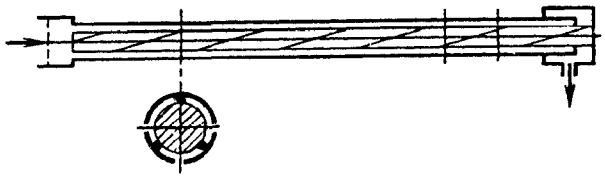
Re	d/D_0									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
10^4	1,0	1,03	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,07
10^5	1,0	1,02	1,03	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,06	1,06
10^6	1,0	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,05	1,06
10^7	1,0	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,05	1.05





Узкое кольцо с тремя ребрами: продольными

$$D_г = D_0\frac{(1-d/D_0)\left[(1+d/D_0) - \dfrac{6b}{\pi D_0}\right]}{(1+d/D_0) + \dfrac{3}{\pi}(1-d/D_0) - \dfrac{6b}{\pi D_0}}$$



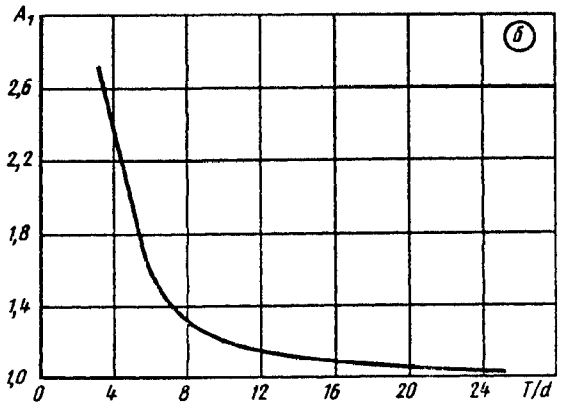
Продольные ребра ($d/D_0 \approx 0{,}9$)

Ламинарный режим при $Re \leqslant 3 \cdot 10^3$:

$$k_н = k''_{кол} = 1{,}36.$$

Турбулентный режим при $Re > 3 \cdot 10^3$:

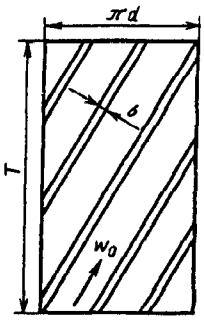
$k'_{кол}$ см. $k_{2\,кол}$, кольца без ребер.



Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [2-29, 2-30, 2-39, 2-68, 2-95, 2-120, 2-205]	**Диаграмма 2-7**

спиральными

$$D_r = \frac{(1-d/D_0)\left[\dfrac{2\dfrac{T}{\pi d}d/D_0}{1-d/D_0}(A-B)-\dfrac{6b}{\pi D_0}\right]D_0}{d/D_0\dfrac{T}{\pi d}\left(\dfrac{1}{A}+\dfrac{d/D_0}{B}\right)+\dfrac{3}{\pi}(1-d/D_0)-\dfrac{6b}{\pi D_0}};$$



$$A=\sqrt{1+\left(\frac{d}{D_0}\cdot\frac{T}{\pi d}\right)^2};$$

$$B=d/D_0\sqrt{1+\left(\frac{T}{\pi d}\right)^2}$$

Спиральные ребра для всех чисел Re

$$k''_{кол}\approx k_н=\left(1+\frac{20}{(T/d)^2}\right)k'_{кол}=A_1k'_{кол},$$

где A_1 см. график *б*.

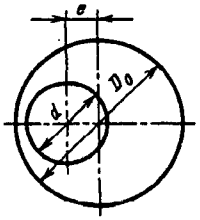
$k'_{кол}$ см. кольцо с ребрами

T/d	3,5	4,5	6,0	8,0	10	25
A_1	2,63	1,99	1,56	1,31	1,20	1,03

Эксцентрическое кольцо

$$D_r=D_0-d;$$

$$\bar{e}=\frac{2e}{D_0-d}$$

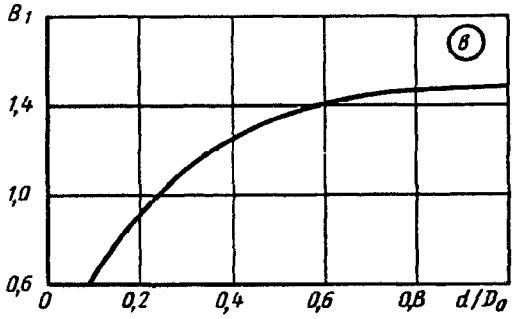


Ламинарный режим ($Re_1\leqslant 2000$):

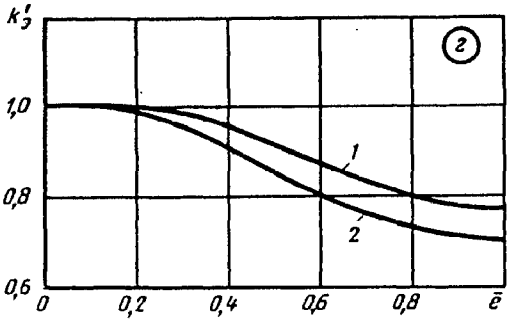
$$k_н\equiv k_э=\frac{1}{(1+B_1\bar{e})^2}k_{1\,кол},$$

где $B_1=f(d/D_0)$ см. график *в*;

$k_{1\,кол}$ см. кольцо без ребер



d/D_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
B_1	0	0,65	0,90	1,10	1,22	1,30	1,39	1,45	1,48



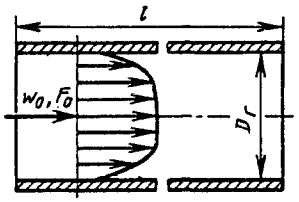
Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [2-29, 2-30, 2-39, 2-68, 2-95, 2-120, 2-205]	**Диаграмма 2-7**

Турбулентный режим ($Re > 2000$):
$k''_э = k'_э k_{2\,кол}$, где $k_{2\,кол}$ см. кольцо без ребер;
$k'_э$ при $d/D_0 = 0{,}5$ — см. кривую *1* графика 2, при
$d/D_0 \geqslant 0{,}7$ см. кривую 2 графика 2 или
$k'_э = 1 - 0{,}9\,(1 - 2/3\bar{e})\,\bar{e}^2$

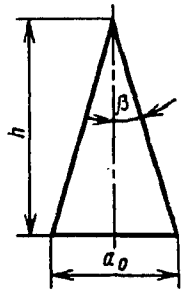
Значения $k'_э$

d/D_0	$\bar{e}$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0,5 (кривая *1*)	1,0	1,0	0,95	0,87	0,80	0,77
$\geqslant 0{,}7$ (кривая *2*)	1,0	0,98	0,90	0,80	0,73	0,70

Трубы треугольного (и близкого к нему) поперечного сечения: **стабилизированное течение [2-76, 2-95, 2-158]**	Диаграмма 2-8



$D_г = \dfrac{4F_0}{\Pi_0}$; $Re = \dfrac{w_0 D_г}{\nu}$; $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_н \dfrac{l}{D_г}$; $\lambda_н \equiv \dfrac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(l/D_г)} = k_н \lambda$, где λ находят по диаграммам 2-1 — 2-5 (как для труб круглого сечения)

Форма поперечного сечения трубы (канала) и схема	Поправочный коэффициент
 Равнобедренный треугольник: $B = \sqrt{4 + \frac{5}{2}\left(\frac{1}{\mathrm{tg}^2\beta} - 1\right)}$; $D_г = \dfrac{2h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\mathrm{tg}^2\beta} + 1}}$	Ламинарный режим ($Re \leqslant 2000$): $k_н \equiv k'_{тр} = \dfrac{3}{4} \cdot \dfrac{1 - \mathrm{tg}^2\beta\,(B+2)}{(B-2)\,(\mathrm{tg}\beta + \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\beta})^2}$ см. кривую *1*

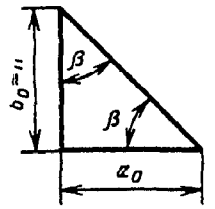
β,°	0	10	20	30	40	60	80	90
$k'_{тр}$	0,75	0,81	0,82	0,83	0,82	0,80	0,75	0,78

Турбулентный режим ($Re > 2000$) см. кривую *2*

$k'_{тр}$	0,75	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,90	1,0

Трубы треугольного (и близкого к нему) поперечного сечения: стабилизированное течение [2-76, 2-95, 2-158]

Диаграмма 2-8



Прямоугольный треугольник:

$D_г$ см. равнобедренный треугольник

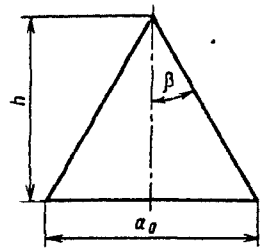
Ламинарный режим:

$$k_и \equiv k''_{тр} = \frac{3(1-3\operatorname{tg}^2\beta)(B+2)}{2(3/B-4)(\operatorname{tg}\beta+\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\beta})^2}$$

см. кривую *4*

β,°	0	10	20	30	40	60	80	90
$k''_{тр}$	0,75	0,78	0,80	0,81	0,82	0,81	0,77	0,75

Турбулентный режим: $k''_{тр}$ см. $k'_{тр}$ равнобедренного треугольника (кривая *2*)



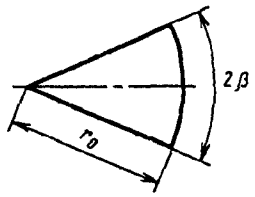
Равносторонний треугольник (β = 30°):

$D_г$ см. равнобедренный треугольник

Ламинарный режим: $k_и \equiv k'''_{тр} = 0{,}835$.
Турбулентный режим: $k_и \equiv k'''_{тр} \approx 0{,}95$.
Ламинарный режим: $k_с = k_{тр}$ см. кривую *3*

β,°	0	10	20	30	40	60	80	90
$k_и = k_с$	0,75	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

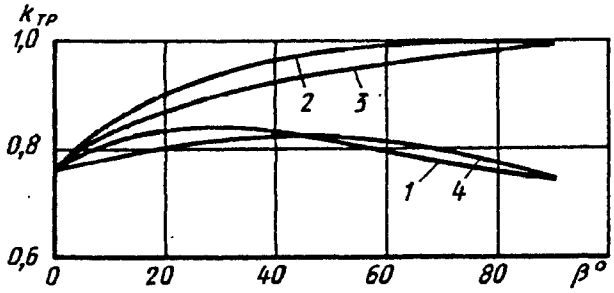
Турбулентный режим: $k_с$ см. $k'_{тр}$ равнобедренного треугольника (кривая *2*)



Сектор круга:

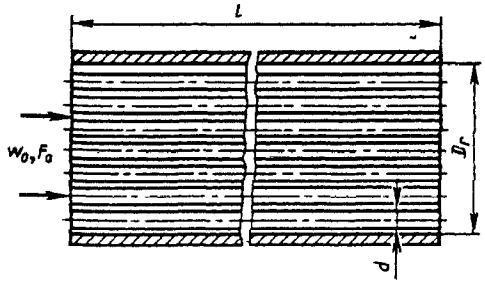
$$D_г = \frac{2\pi r_0 \beta/180°}{1+\pi\beta/180°}$$

(β — в°)



Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение [2-40, 2-41, 2-68, 2-119, 2-120, 2-157]

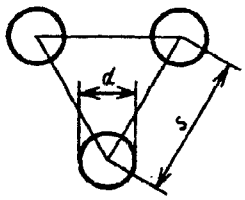
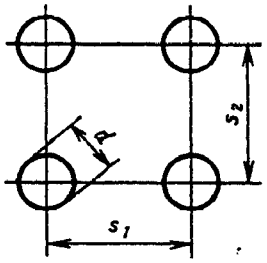
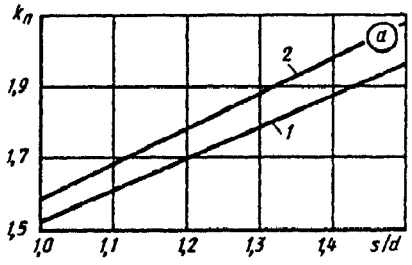
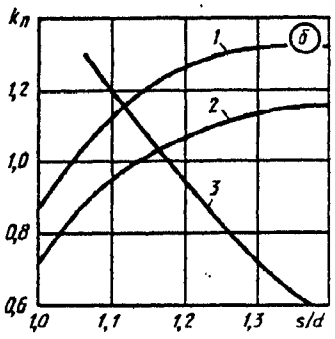
Диаграмма 2-9



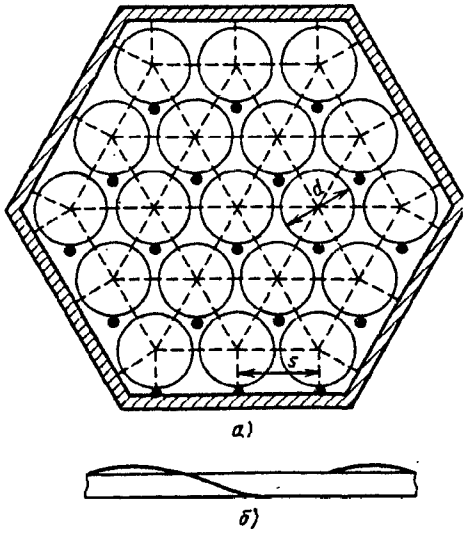
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\quad \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu};\quad \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_и \frac{l}{D_г};$$

$$\lambda_п \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(l/D_г)} = k_ц \lambda,$$ где λ находят по диаграммам 2-1 — 2-5 (как для труб круглого сечения)

Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение [2-40, 2-41, 2-68, 2-119, 2-120, 2-157]	**Диаграмма 2-9**

Форма поперечного сечения канала и схема	Поправочный коэффициент
Треугольная свободная упаковка (без обечайки, равносторонний треугольник)  $D_г = d\left[\frac{6}{\pi\sqrt{3}}(s/d)^2 - 1\right]$	Ламинарный режим ($Re \leqslant 2000$); $1{,}0 \leqslant s/d \leqslant 1{,}5$: $k_п \approx 0{,}89 s/d + 0{,}63$ или см. кривую *1* графика *а* (табл. 1) *Таблица 1* s/d: 1,0 | 1,05 | 1,10 | 1,20 | 1,30 | 1,40 | 1,50 $k_п$: 1,52 | 1,56 | 1,61 | 1,70 | 1,79 | 1,88 | 1,97 Турбулентный режим при $s/d = 1{,}0$: $k_п = 0{,}64$
Прямоугольная свободная упаковка (без обечайки)  $D_г = d\left(\frac{4}{\pi}\frac{s_1 s_2}{d^2} - 1\right)$	Ламинарный режим при $1{,}0 \leqslant s/d \leqslant 1{,}5$: $k_п \approx 0{,}96 s/d + 0{,}64$ или см. кривую *2* графика *а* (табл. 2) *Таблица 2* s/d: 1,0 | 1,05 | 1,10 | 1,20 | 1,30 | 1,40 | 1,50 $k_п$: 1,59 | 1,64 | 1,68 | 1,78 | 1,88 | 1,98 | 2,07 Турбулентный режим при $s/d = 1{,}0$: $k_п = 0{,}64$ 
Треугольная упаковка в обечайке: z — число стержней (цилиндров) в пучке; $D_г$ см. треугольную свободную упаковку	Турбулентный режим ($Re > 2000$): а) упаковка без оребрения: $k_п = f(s/d)$ см. график *б* 

Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение [2-40, 2-41, 2-68, 2-119, 2-120, 2-157]	**Диаграмма 2-9**



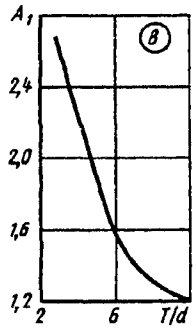
Значения $k_п$

Кривая	s/d					
	1,0	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40
Фигурная обечайка, $z=19$ и 37						
1	0,85	1,0	1,12	1,25	1,29	1,30
Шестигранная обечайка, $z=37$						
2	0,70	0,84	0,95	1,06	1,13	1,15
Треугольная обечайка, $z=3$						
3	—	1,30	1,25	0,95	0,72	0,57

б) упаковка со спиральными ребрами:

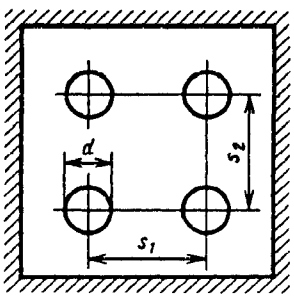
$$k'_п=\left(1+\frac{20}{(T/d)^2}\right)k_п=A_1k_п,$$

где $k_п$ см. график *б*; A_1 см. график *в*; T см. диаграмму



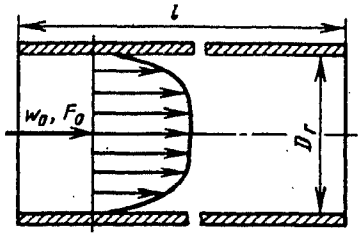
T/d	3,5	4,5	6,0	10
A_1	2,63	1,98	1,56	1,20

Прямоугольная четырехтрубная упаковка:
$D_г$ см. прямоугольную свободную упаковку



Турбулентный режим:
а) упаковка без оребрения:
1) при $s/d=1{,}45$ $k_п=0{,}97$;
2) если стержень касается стенок, то $k_п=0{,}71$;
3) при взаимном касании стержней и стенок $k_п=0{,}68$;
б) упаковка со спиральным оребрением;
$k_п$ см. треугольную упаковку в обечайке

Трубы из алюминиевых или стальных лент (плоскосварные): стабилизированное течение [2-74]	Диаграмма 2-10



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu};$$

$D_г$ находят, как для эллипса (см. диаграмму 2-6)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_г};$$

а) $4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 4 \cdot 10^4$;

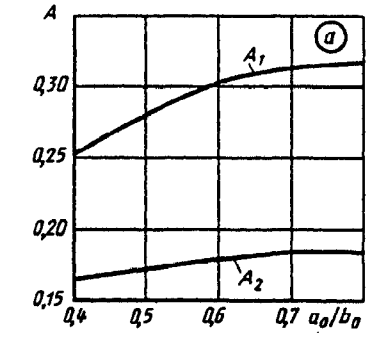
$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \cdot \frac{l}{D_г} = \frac{A_1}{\mathrm{Re}^{0,25}},$$

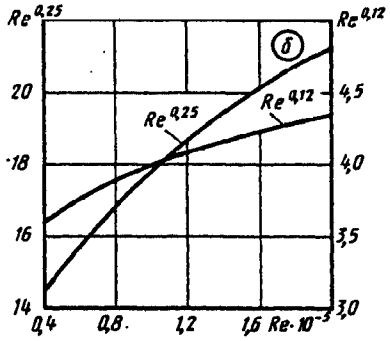
где $A_1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *а*;

б) $4 \cdot 10^4 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$;

$$\lambda = \frac{A_2}{\mathrm{Re}^{0,12}},$$

где $A_2 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *а*; $\mathrm{Re}^{0,25}$ и $\mathrm{Re}^{0,12}$ см. график *б*

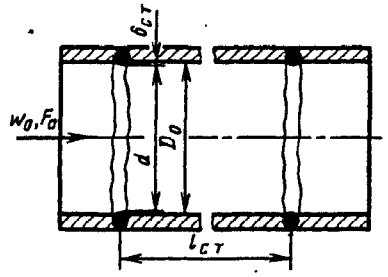




a_0/b_0	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
A_1	0,250	0,275	0,300	0,310	0,316
A_2	0,165	0,17	0,18	0,185	0,185

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-5}$	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$\mathrm{Re}^{0,25}$	14,1	15,7	16,8	17,8	18,6	19,3	20,0	20,6	21,1
$\mathrm{Re}^{0,12}$	3,57	3,75	3,88	3,98	4,07	4,15	4,21	4,27	4,33

Труба со стыками (свариая); стабилизированное течение [2-6, 2-194]	Диаграмма 2-11



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_{ст}\left(\lambda \frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_{ст}\right),$$

где $n_{ст}$ — число стыков на участке; λ см. диаграммы 2-2—2-6; $\zeta_{ст}$ — коэффициент сопротивления одного стыка:

1) при $l_{ст}/D_0 < 50$; $\zeta_{ст} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_4 \zeta^0_{ст}$,

где $\zeta^0_{ст} = 13,8\ (\delta_{ст}/D_0)^{3/2}$ см. график *а*;
$k_4 = 0,23\ (21\lg(l_{ст}/D_0) + 1)$ см. график *б*;

2) при $l_{ст}/D_0 \geqslant 50$; $\zeta_{ст} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. табл. 3

Таблица 1

$\delta_{ст}/D_0$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
$\zeta^0_{ст}$	0,017	0,039	0,075	0,115	0,15	0,20

Труба со стыками (сварная); стабилизированное течение [2-6, 2-194]	**Диаграмма 2-11**

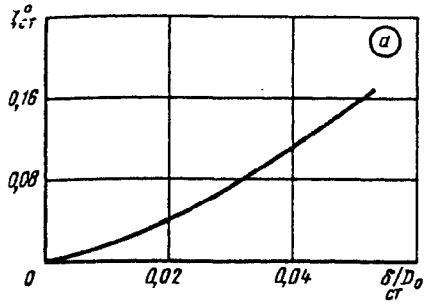


Таблица 2

$l_{ст}/D_0$	0	2	4	8	12	16	20	24	30	50
k_4	0,23	0,37	0,51	0,65	0,73	0,78	0,83	0,86	0,91	1,0

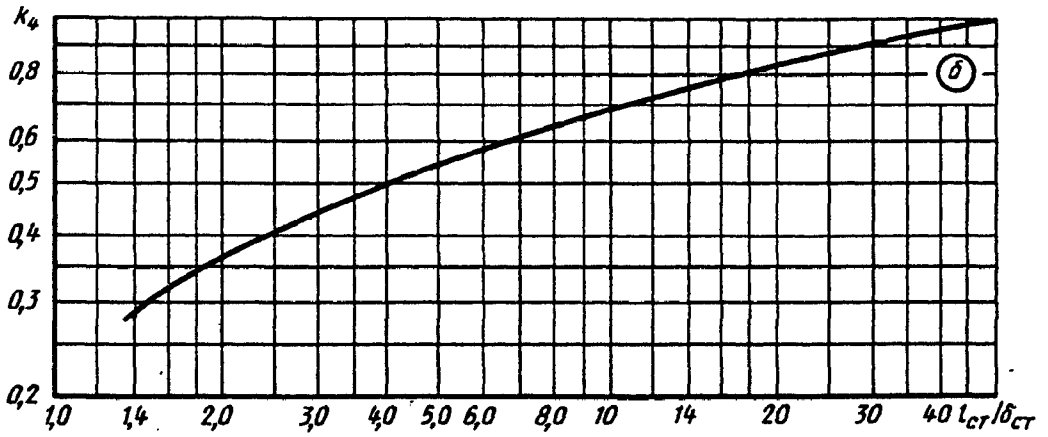
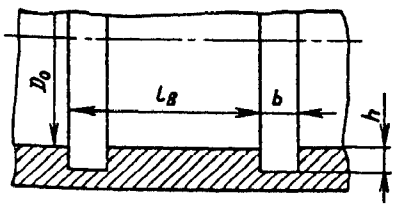


Таблица 3

Значения $\zeta_{ст}$ для сварных стыков различных видов

Виды стыков	Диаметр трубы D_0, мм							
	200	300	400	500	600	700	800	900
С подкладными кольцами ($\delta_{ст}$ = =5 мм)	0,06	0,03	0,018	0,013	0,009	0,007	0,006	0,005
Выполненные дуговой и контактной сваркой ($\delta_{ст}$ = =3 мм)	0,026	0,0135	0,009	0,006	0,004	0,0028	0,0023	0,002

Труба с прямоугольными кольцевыми выемками; стабилизированное течение; $Re \geqslant 10^5$ [2-133]	**Диаграмма 2-12**

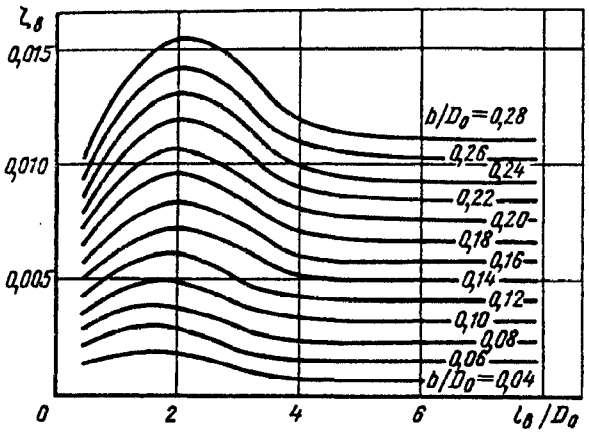


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_в(\lambda l_в/D_0 + \zeta_в),$$

где $n_в$ — число выемок на участке; λ см. диаграммы 2-2—2-6; $\zeta_в$ — коэффициент сопротивления одной выемки: при $l_в/D_0 \geqslant 4$

$$\zeta_в \approx 0{,}046 b/D_0;$$

Труба с прямоугольными кольцевыми выемками; стабилизированное течение; $Re \geqslant 10^5$ [2-133]	**Диаграмма 2-12**



при $l_в/D_0 = 2$

$$\zeta_в = \zeta_{max} \approx 0{,}059 b/D_0;$$

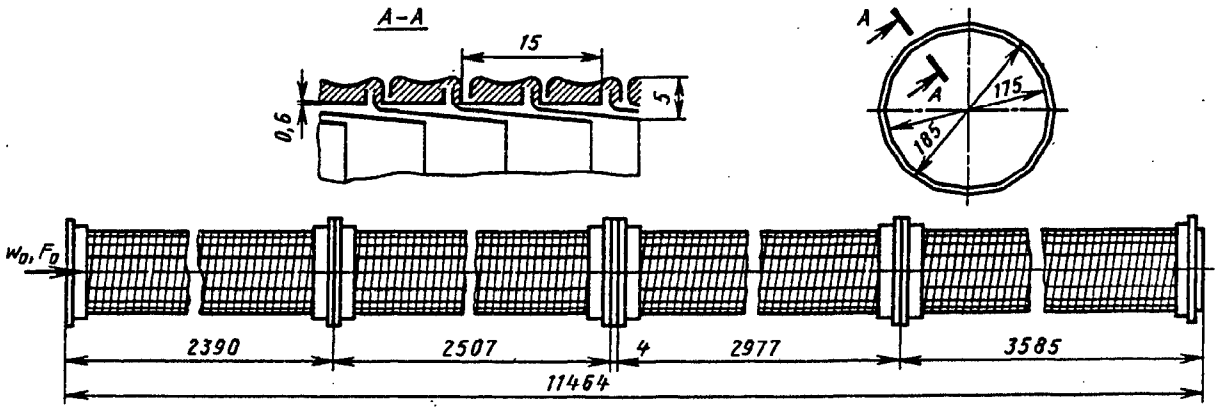
при $l_в/D_0 < 4$

$$\zeta_в = f(b/D_0,\ l_в/D_0)$$ см. кривые

Значения λ

$l_в/D_0$	b/D_0						
	0,06	0,10	0,14	0,18	0,22	0,26	0,28
0,35	0,0019	0,0033	0,0048	0,0065	0,0075	0,0090	0,0097
1,0	0,0027	0,0043	0,0062	0,0081	0,0105	0,0127	0,0137
2,0	0,0028	0,0047	0,0073	0,0094	0,0120	0,0142	0,0156
3,0	0,0020	0,0039	0,0064	0,0084	0,0113	0,0133	0,0148
4,0	0,0017	0,0033	0,0052	0,0070	0,0089	0,0110	0,0120

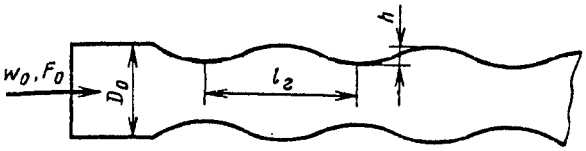
Трубы круглого сечения гибкой конструкции; стабилизированное турбулентное течение [2-53, 2-146, 2-194]	**Диаграмма 2-13**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{1}{D_0}$$

1. Труба из металлической ленты (металлорукав) [2-146] λ см. график *а*

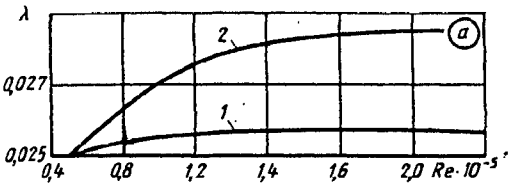
Трубы круглого сечения гибкой конструкции; стабилизированное турбулентное течение [2-53, 2-146, 2-194]	Диаграмма 2-13

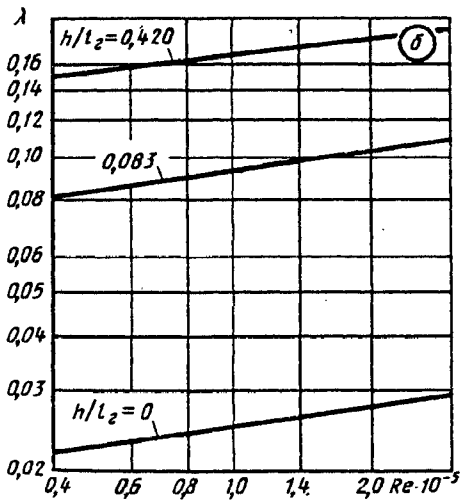


Значения λ

Кривая	$Re \cdot 10^{-4}$				
	0,5	0,8	1,2	1,6	4
Поток сбегает с кромок					
1	0,0250	0,0254	0,0256	0,0257	0,0257
Поток набегает на кромки					
2	0,0250	0,0262	0,0275	0,0284	0,0285

2. Труба гофрированная [2-194]; λ см. график *б*





Значения λ

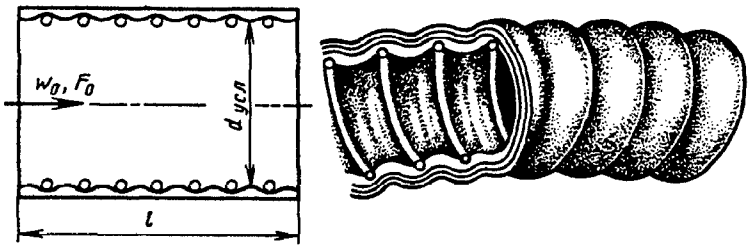
$h/l_г$	$Re \cdot 10^{-5}$							
	0,4	0,6	0,8	1	1,4	2	2,5	3
0,421	0,150	0,155	0,162	0,168	0,175	0,180	0,185	0,190
0,083	0,082	0,088	0,090	0,092	0,098	0,103	0,105	0,110
0	0,022	0,023	0,024	0,025	0,026	0,027	0,028	0,029

3. Стеклотканевая труба [2-53] (см. п. 72, параграф 2-1) $\lambda \approx 0{,}052\,(10D_0)^{0,1/D_0}(50b)^{0,2}$ см. таблицу; b — ширина ленты, навиваемой на проволочный каркас стеклотканевой трубы (при $D_0 \leqslant 0{,}2$ м $b = 0{,}02$ м; при $D_0 > 0{,}2$ м $b \geqslant 0{,}03$ м)

Значения λ

D_0, м	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,0	1,1	1,4	1,6—1,7	1,8	1,9	2,3	2,6—2,7	2,8	2,9	3,3
0,100	—	0,053	0,053	0,051	0,05	—	—	—	—	—	—
0,155	—	0,063	—	—	—	0,063	0,064	0,064	—	—	—
0,193	0,070	—	—	—	—	0,072	0,072	0,073	—	—	—
0,250	—	—	—	—	—	—	—	—	0,085	0,077	0,082

Рукава из армированной резины; стабилизированное течение [2-132]	Диаграмма
$\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_{усл}}{\nu}>4\cdot 10^4$	2-14



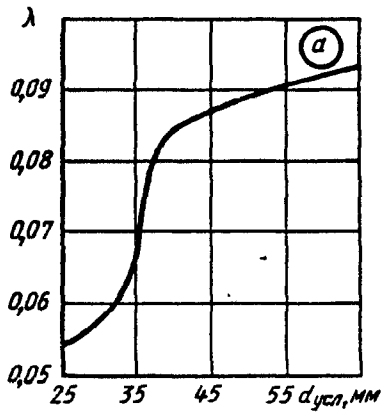
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\lambda\frac{l}{d_{расч}},$$

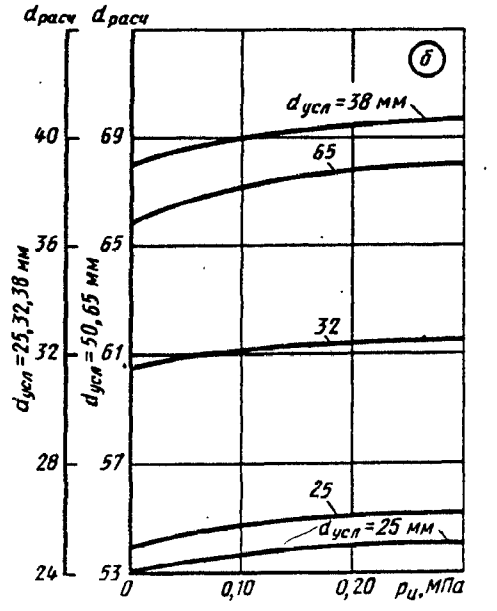
где λ — в зависимости от условного диаметра $d_{усл}$ см. график *а*; $d_{расч}$ — расчетный диаметр, определяемый в зависимости от внутреннего избыточного давления $p_и$ при различных $d_{усл}$ (см. график *б*; ν см. параграф 1-2)

Характеристики рукавов

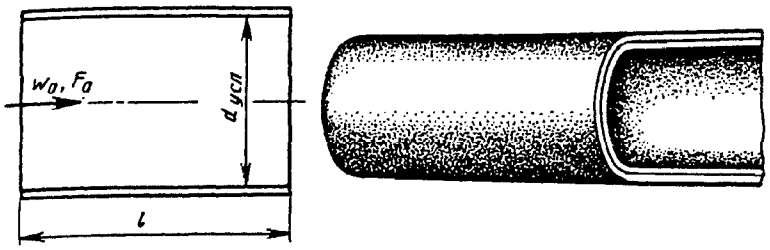
Внутренний условный диаметр $d_{усл}$, мм	25	32	38	50	65
Диаметр проволоки-спирали, мм	2,8	2,8	2,8	3,0	3,4
Шаг, мм	15,6	15,6	17,6	20,0	20,8
Тканевая прокладка толщиной 1,1 мм, шт.	1	1	1	1	1
Резиновый слой толщиной, мм	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0
Спираль хлопчатобумажная диаметром, мм	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Резиновый слой толщиной, мм	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Тканевая прокладка толщиной 1,1 мм, шт.	2	2	2	2	2

$d_{усл}$, мм	25	32	38	50	65
λ	0,051—0,057	0,053—0,066	0,072—0,090	0,083—0,094	0,085—0,100





Рукава из гладкой резины; стабилизированное течение [2-132]	Диаграмма 2-15



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{d_{расч}},$$

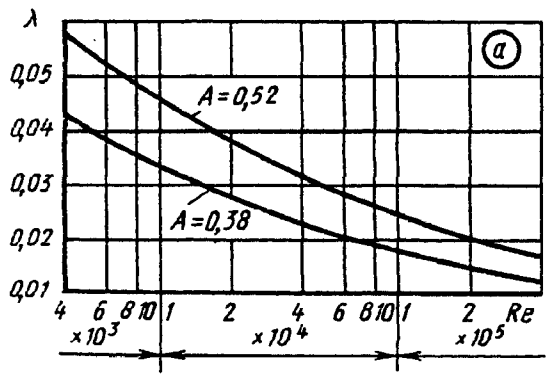
где $\lambda = \frac{A}{Re^{0.265}}$ см. кривые $\lambda = f(Re)$ графика *а*; $A = 0{,}38 \div 0{,}52$ — в пределах $Re = \frac{w_0 d_{расч}}{\nu} = 5000 \div 120\,000$ и в зависимости от качества рукавов; $d_{расч}$ — расчетный диаметр, определяемый в зависимости от внутреннего избыточного давления $p_и$, см. график *б*; ν см. параграф 1-2.

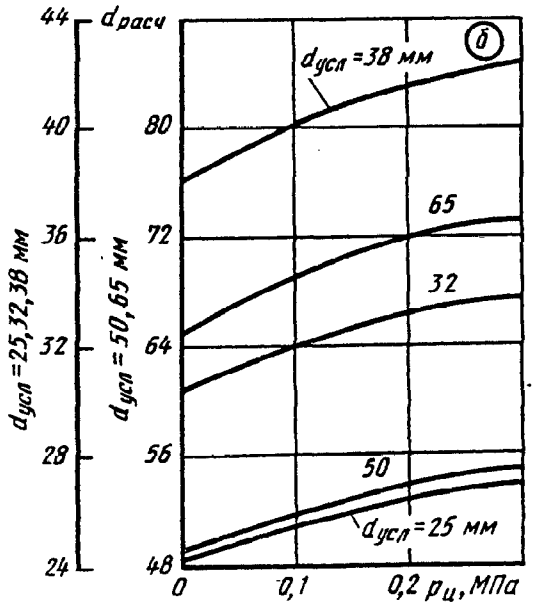
Характеристики рукавов

Внутренний условный диаметр $d_{усл}$, мм	25	32	38	50	65
Резиновый слой (внутренний) толщиной, мм	2	2	2	2,2	2,2
Тканевая прокладка толщиной 1,1 мм, шт.	2	2	2	3	3
Резиновый слой (наружный) толщиной, мм	0,9	0,9	0,9	1,2	1,2

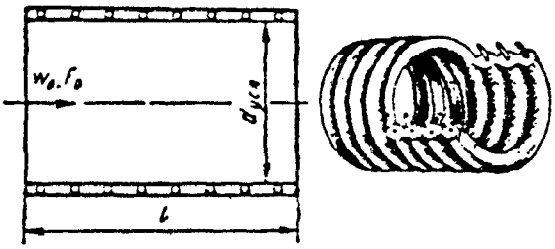
Значения λ

A	$Re \cdot 10^{-4}$							
	0,4	0,6	1	2,0	4,0	6,0	10	20
0,52	0,057	0,052	0,045	0,038	0,031	0,028	0,025	0,020
0,38	0,042	0,038	0,033	0,028	0,023	0,021	0,018	0,015





Рукав из гладкой армированной резины; стабилизированное течение [2-132]	Диаграмма 2-16

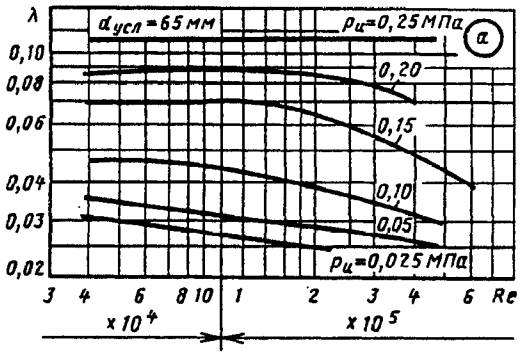


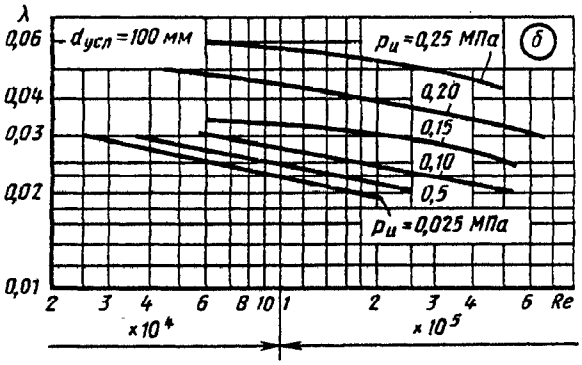
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l_{ист}}{d_{расч}},$$

где $\lambda = f(\mathrm{Re}, d_{усл}, p_и)$ см. графики *а* и *б*; $d_{расч}$ — расчетный диаметр, определяемый в зависимости от среднего внутреннего давления $p_и$, см. график *в*; $l_{ист} = kl$; k — в зависимости от среднего внутреннего избыточного давления $p_и$, см. график *г*; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 d_{усл}}{\nu}$; ν см. параграф 1-2

Значения λ при $d_{усл} = 65$ мм

$p_и$, МПа	$\mathrm{Re} \cdot 10^{-5}$							
	0,4	0,6	0,8	1	1,4	2	2,5	4
0,025	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	—	—
0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
0,10	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03
0,15	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05
0,20	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07
0,25	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	—

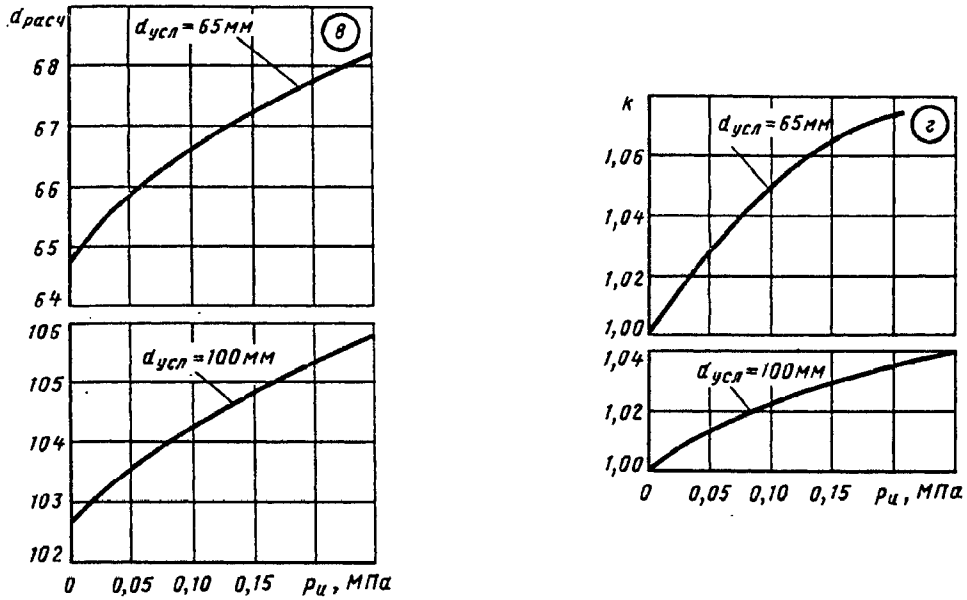




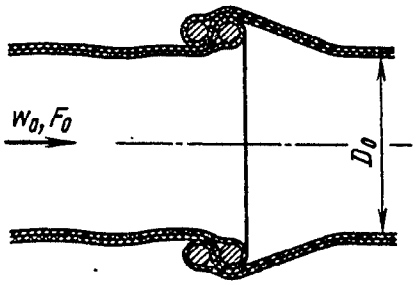
Значения λ при $d_{усл} = 100$ мм

$p_и$, МПа	$\mathrm{Re} \cdot 10^{-5}$									
	0,25	0,4	0,6	0,8	1	1,4	2	2,5	4	6
0,025	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	—	—	—	—
0,05	—	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	—	—
0,10	—	—	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	—
0,15	—	—	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02
0,20	—	—	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03
0,25	—	—	—	0,06	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05	—

Рукав из гладкой армированной резины; стабилизированное течение [2-132]	Диаграмма 2-16

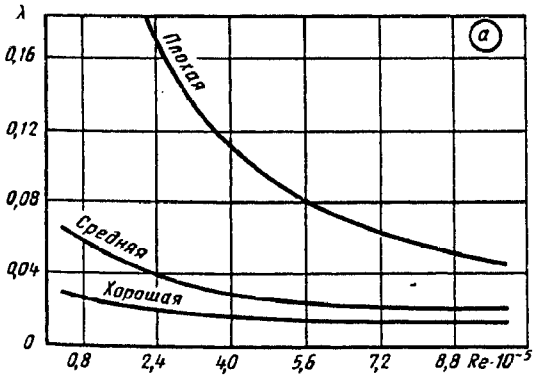


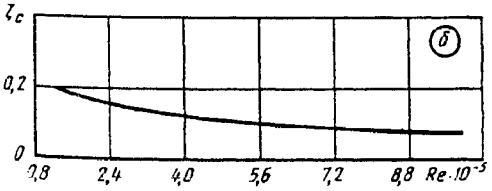
Труба из прорезиненного материала типа брезента; стабилизированное течение (по Адамову)	Диаграмма 2-17



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_c\left(\lambda \frac{l_c}{D_0} + \zeta_c\right),$$

где n_c — число патрубков (соединений); l_c — длина одного патрубка; $\lambda \equiv \dfrac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(l_c/D_0)} = f_1(\mathrm{Re})$ см. график *а* для разных степеней натяжения трубы; $\zeta_c = f_2(\mathrm{Re})$ см. график *б*; $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_0}{\nu}$; ν см. параграф 1-2





Значения λ

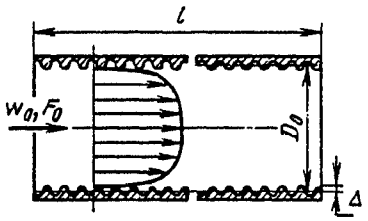
Степень натяжения трубы	Re · 10⁻⁵				
	1	2	3	4	5
Хорошая	0,024	0,020	0,018	0,016	0,014
Средняя	0,064	0,042	0,034	0,028	0,025
Плохая	0,273	0,195	0,139	0,110	0,091

Степень натяжения трубы	Re · 10⁻⁵			
	6	7	8	9
Хорошая	0,013	0,012	0,011	0,011
Средняя	0,023	0,021	0,020	0,019
Плохая	0,074	0,063	0,054	0,048

Труба из прорезиненного материала типа брезента; стабилизированное течение (по Адамову)	**Диаграмма 2-17**

$Re \cdot 10^{-5}$	1	2	3	4	5	6	7	8	10
ζ_c	0,20	0,17	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08

Труба из березовой фанеры с продольными волокнами; стабилизированное турбулентное течение [2-1]	**Диаграмма 2-18**



$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

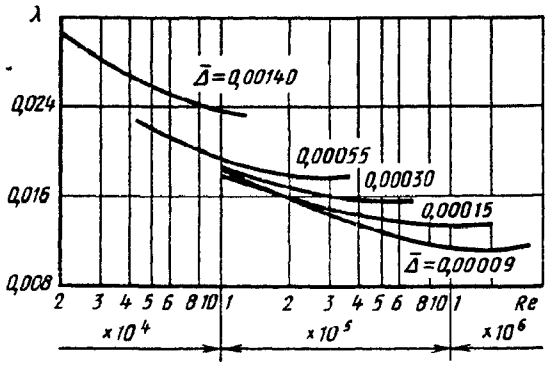
$\lambda \equiv \dfrac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(l/D_r)}$ см. кривые $\lambda = f(\mathrm{Re})$ для различных $\bar{\Delta}$;

$\bar{\Delta} = \dfrac{\Delta}{D_r}$; Δ см. табл. 2-3; $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_r}{\nu}$; ν см. параграф 1-2

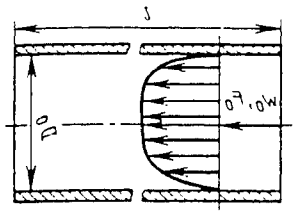
Значения ζ

$\bar{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-5}$						
	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1	1,5
0,00140	0,030	0,028	0,027	0,025	0,024	0,023	—
0,00055	—	—	—	0,021	0,021	0,019	0,018
0,00030	—	—	—	—	—	0,018	0,017
0,00015	—	—	—	—	—	0,018	0,017
0,00009	—	—	—	—	—	0,018	0,017

$\bar{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-5}$						
	2	3	4	6	8	10	20
0,00140	—	—	—	—	—	—	—
0,00055	0,017	0,018	0,018	—	—	—	—
0,00030	0,017	0,016	0,016	0,016	—	—	—
0,00015	0,016	0,015	0,014	0,014	0,014	0,013	—
0,00009	0,016	0,014	0,014	0,013	0,012	0,012	0,011



Трубы пластмассовые; стабилизированное течение [2-91, 2-92]	Диаграмма 2-19



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda l/D_0$$

1. Полиэтилен (стабилизированный), винипласт

при 40 мм $\leqslant D_0 \leqslant$ 300 мм и $8 \cdot 10^3 \leqslant \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \leqslant 7{,}5 \cdot 10^5$:

$$\lambda = \frac{0{,}29 - 0{,}00023 D_0}{\mathrm{Re}^{0{,}22}}$$ см. табл. 1.

Таблица 1

Значения λ для полиэтилена и винипласта

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-4}$	D_0, мм					
	40	100	160	200	250	300
0,8	0,039	0,037	0,035	0,034	0,032	0,031
2	0,031	0,030	0,029	0,028	0,026	0,025
5	0,026	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021
10	0,022	0,021	0,020	0,020	0,019	0,018
50	0,016	0,015	0,014	0,014	0,013	0,012
80	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011

Здесь и далее D_0 — в мм (коэффициент при D_0 мм$^{-1}$).

2. Стеклопластик

при 100 мм $\leqslant D_0 \leqslant$ 150 мм и $10^4 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 3 \cdot 10^5$:

$$\lambda = \frac{0{,}282 - 0{,}000544 D_0}{\mathrm{Re}^{0{,}19}}$$ см. табл. 2.

3. Фаолит

при 70 мм $\leqslant D_0 \leqslant$ 150 мм и $10^4 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 2 \cdot 10^5$:

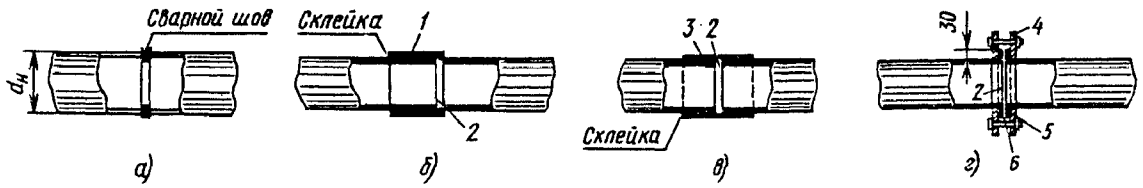
$$\lambda = \frac{0{,}274 - 0{,}000662 D_0}{\mathrm{Re}^{0{,}2}}$$ см. табл. 2

Табл.ица 2

Значения λ для стеклопластика и фаолита

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-4}$	D_0, мм					
	60	80	100	120	140	160
Стеклопластик						
1	0,043	0,041	0,040	0,038	0,036	0,034
5	0,032	0,031	0,030	0,028	0,026	0,025
10	0,028	0,027	0,026	0,024	0,023	0,022
30	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018
Фаолит						
1	0,037	0,035	0,033	0,031	0,029	0,027
5	0,027	0,025	0,024	0,022	0,021	0,019
10	0,023	0,022	0,021	0,019	0,018	0,017
20	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015

Трубы пластмассовые (полиэтилен или винипласт) со стыками; стабилизированное течение [2-91, 2-92]	Диаграмма 2-20



Трубы пластмассовые (полиэтилен или винипласт) со стыками; стабилизированное течение [2-91, 2-92]	**Диаграмма 2-20**

1 — раструб; *2* — круговой паз; *3* — муфта; *4* — фланец; *5* — отбортованный конец трубы; *6* — прокладка (кольцо из резины) 15×4 мм.

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_{ст}(\lambda l_{ст}/D_0 + \zeta_{ст}),$$

где $n_{ст}$ — число стыков на участке; λ см. диаграммы 2-1 — 2-5; $\zeta_{ст}$ — коэффициент сопротивления одного стыка;

при $50 \leqslant D_0 \leqslant 300$ мм:

а) сварное соединение

при $1{,}8 \cdot 10^5 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 5 \cdot 10^5$

$$\zeta_{ст} = \frac{0{,}0046}{D_0^{1{,}75}}$$ см. таблицу.

Здесь и далее D_0 — в м (коэффициент при D_0 м$^{-1}$);

б) соединение с помощью раструба

№	Соединение	Материал
а	С помощью сварки	Полиэтилен
б	» раструба	Винипласт
в	» муфты	»
г	» фланцев	Полиэтилен

при $2{,}4 \cdot 10^5 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 5{,}6 \cdot 10^5$

$\zeta_{ст} = 0{,}113 - 0{,}225 D_0$ (см. таблицу);

в) соединение с помощью муфты

при $1{,}8 \cdot 10^5 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 6 \cdot 10^5$

$\zeta_{ст} = 0{,}045 - 0{,}156 D_0$ (см. таблицу);

г) соединение с помощью фланцев

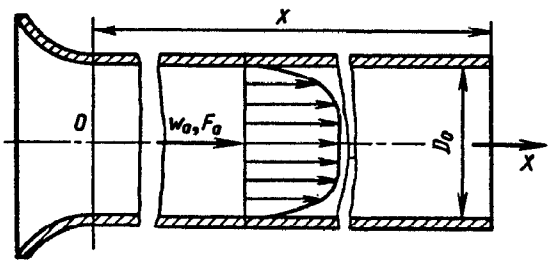
при $2{,}8 \cdot 10^5 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 5 \cdot 10^5$

$\zeta_{ст} = 0{,}148 - 0{,}344 D_0$ (см. таблицу)

Значения $\zeta_{ст}$ для различных типов соединения и D_0

Соединение	D_0, м						
	0,05	0,075	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
С помощью сварки	0,411	0,224	0,146	0,079	0,051	0,037	0,028
» раструба	0,102	0,096	0,091	0,079	0,068	0,057	0,046
» муфты	0,044	0,033	0,029	0,022	0,014	0,006	0,002
» фланцев	0,131	0,130	0,114	0,096	0,079	0,062	0,045

Труба любого сечения за плавным входом (начальный участок); нестабилизированное течение [2-22, 2-144]	**Диаграмма 2-21**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda''_{нест} l/D_г,$$

Турбулентное течение:

$$\lambda''_{нест} \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(x/D_г)} = \frac{0{,}43}{(\mathrm{Re}\cdot x/D_г)^{0{,}2}} = k''_{нест}\lambda,$$

где $k''_{нест} \approx 1{,}36 \dfrac{\mathrm{Re}^{0{,}05}}{(x/D_г)^{0{,}2}}$ см. табл. 1; λ см. диаграммы 2-1 — 2-20

$$\lambda'_{нест} \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(\Delta x/D_г)} = \frac{0{,}344}{(\mathrm{Re}\cdot x/D_г)^{0{,}2}} = k'_{нест}\lambda,$$

где $k'_{нест} \approx 1{,}09 \dfrac{\mathrm{Re}^{0{,}05}}{(x/D_г)^{0{,}2}}$ см. табл. 1

Продолжение

Труба любого сечения за плавным входом (начальный участок); нестабилизированное течение [2-22, 2-144]	**Диаграмма 2-21**

Таблица 1

Параметр	$x/D_г$											
	1	2	4	6	8	10	14	20	30	40	50	70
$Re = 10^4$												
$k''_{нест}$	2,16	1,88	1,63	1,51	1,43	1,36	1,27	1,18	1,09	1,03	1,0	1,0
$k'_{нест}$	1,73	1,50	1,31	1,21	1,14	1,09	1,02	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$Re = 5 \cdot 10^4$												
$k''_{нест}$	2,34	2,03	1,77	1,63	1,54	1,47	1,38	1,28	1,18	1,12	1,07	1,0
$k'_{нест}$	1,87	1,63	1,42	1,31	1,23	1,18	1,10	1,03	1,0	1,0	1,0	1,0
$Re = 10^5$												
$k''_{нест}$	2,42	2,11	1,83	1,70	1,60	1,53	1,43	1,33	1,23	1,16	1,11	1,03
$k'_{нест}$	1,94	1,69	1,47	1,36	1,28	1,22	1,14	1,06	1,0	1,0	1,0	1,0
$Re = 5 \cdot 10^5$												
$k''_{нест}$	2,62	2,28	1,99	1,84	1,74	1,65	1,55	1,44	1,33	1,25	1,20	1,12
$k'_{нест}$	2,10	1,83	1,59	1,47	1,39	1,32	1,24	1,15	1,06	1,0	1,0	1,0
$Re = 10^6$												
$k''_{нест}$	2,71	2,36	2,06	1,90	1,79	1,71	1,60	1,49	1,37	1,30	1,24	1,16
$k'_{нест}$	2,17	1,89	1,64	1,52	1,43	1,37	1,28	1,19	1,10	1,04	1,04	1,0
$Re = 5 \cdot 10^6$												
$k''_{нест}$	2,94	2,56	2,23	2,05	1,94	1,65	1,73	1,62	1,49	1,41	1,34	1,26
$k'_{нест}$	2,36	2,05	1,78	1,64	1,55	1,49	1,39	1,29	1,19	1,13	1,08	1,0
$Re = 10^7$												
$k''_{нест}$	3,05	2,65	2,31	2,12	2,02	1,92	1,80	1,68	1,55	1,46	1,39	1,30
$k'_{нест}$	2,44	2,12	1,85	1,70	1,61	1,54	1,44	1,34	1,24	1,17	1,11	1,04

Ламинарное течение ($Re \leqslant 2000$): $k_{нест} = f\left(\frac{x}{D_г} \cdot \frac{1}{Re}\right)$ см.табл. 2

Таблица 2

$\frac{x}{D_г} \cdot \frac{1}{Re} \cdot 10^3$	2	5	10	15	20	25	30	$\geqslant 40$
$k_{нест}$	1,95	1,64	1,37	1,25	1,17	1,12	1,08	1,0

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ НА ВХОДЕ В ТРУБЫ И КАНАЛЫ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВХОДНЫХ УЧАСТКОВ)

3-1- ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. При входе потока в прямую трубу (канал) постоянного поперечного сечения (рис. 3-1) сопротивление определяется двумя параметрами: относительной толщиной $\delta_1/D_г$ стенки входной кромки трубы и относительным расстоянием $b/D_г$ от места обреза трубы до стенки, в которую она заделана.

2. Максимальное значение коэффициент сопротивления ζ прямого входного участка имеет при совершенно острой кромке ($\delta_1/D_г=0$) и удалении обреза трубы от стенки, в которую она заделана, на бесконечно большое расстояние ($b/D_г=\infty$). В этом случае $\zeta=1{,}0$.

3. Минимальное значение коэффициента сопротивления ζ, которое может быть достигнуто при утолщении входной кромки, равно 0,5. Такое же значение имеет ζ при заделке обреза трубы заподлицо со стенкой ($b/D_г=0$).

4. Влияние стенки на коэффициент сопротивления входа практически перестает сказываться при $b/D_г\geqslant 0{,}5$. Этот случай соответствует входу потока в трубу (канал), обрез которой бесконечно удален от стенки.

5. При входе в прямую трубу (канал) поток обтекает кромку входного отверстия, но при недостаточно закругленной кромке входного отверстия поток по инерции отрывается вблизи входа от внутренней поверхности. Этот отрыв потока и вызванное их вихреобразование являются основными источниками потерь давления при входе. Отрыв потока от стенок трубы влечет за собой уменьшение поперечного сечения (сжатие) струи. Для прямого входного отверстия с острой кромкой коэффициент заполнения сечения (коэффициент сжатия) $\varepsilon=F_{сж}/F_0$ в случае турбулентного течения равен 0,5.

6. Утолщение, срез или закругление стенки входного участка, а также близкое расположение обреза трубы (канала) от стенки, в которую эта труба заделана, приводят к тому, что поворот потока вокруг входной кромки получается более плавным, и зона отрыва потока уменьшается, благодаря чему уменьшается и сопротивление входа.

7. Наиболее значительно уменьшается сопротивление в случае входа потока через плавный коллектор, очерченный по дуге кривой (круга, лемнискаты и т. д.; рис. 3-2, *а*). Например, для кругового коллектора с относительной величиной радиуса закругления $r/D_г=0{,}2$ коэффициент сопротивления ζ снижается до 0,04—0,05 вместо $\zeta=1{,}0$ при $r/D_г=\dfrac{\delta_1}{D_г}=0$ (острая кромка)*1.

*1 При плавном входе в трубу единственный источник потерь—это потери полного давления в пограничном слое. В ядре потока потерь нет. Поэтому наиболее точное экспериментальное определение коэффициента сопротивления плавного входного коллектора может быть достигнуто измерением распределения полного давления и скорости в выходном сечении коллектора. При этом в пограничном слое измерения следует выполнять с помощью микронасадка. В этом случае коэффициент сопротивления

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{\dfrac{1}{F_0}\displaystyle\int_{F_0}(p_0-p_0')\,w\,dF}{\dfrac{\rho w_0^3}{2}F_0},$$

где w — скорость в выходном сечении коллектора; p_0, p_0' — полное давление соответственно перед входом в коллектор и на выходе из него.

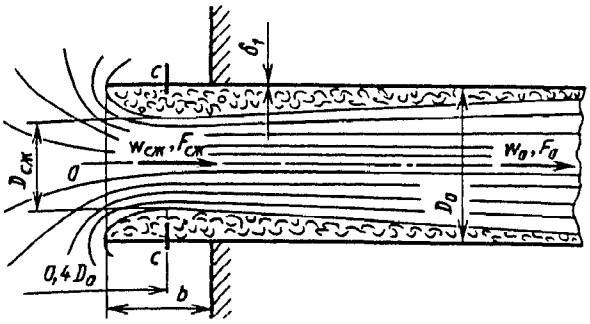


Рис. 3-1. Схема входа потока в прямую трубу из неограниченного пространства

8. Сравнительно малое сопротивление создается также при входе потока через коллекторы с прямыми образующими, оформленные в виде усеченного конуса (рис. 3-2, *б* и *в*) или в виде сужающихся участков с переходом с прямоугольника на круг или с круга на прямоугольник (рис. 3-2, *г*). Коэффициент сопротивления таких коллекторов зависит как от угла сужения α, так и относительной длины $l/D_г$ сужающегося участка. Каждой длине конического коллектора соответствует свое оптимальное значение α, при котором коэффициент сопротивления ζ принимает минимальное значение. Практически оптимум α для широкого диапазона $l/D_г$ (порядка 0,1 — 1,0) находится в пределах 40 — 60°. При этих углах и, например, при относительной длине $l/D_г = 0{,}2$ коэффициент сопротивления равен 0,2.

9. Потери давления в коническом коллекторе в основном связаны с отрывом потока в двух местах: непосредственно за входным сечением коллектора и в прямом участке за ним (рис. 3-2, *б* и *в*). В первом случае потери преобладают, когда угол сужения α конического коллектора сравнительно мал (рис. 3-2, *б*), во втором случае потери начинают преобладать при больших значениях α и становятся тем значительнее, чем больше этот угол (рис. 3-2, *в*). При $\alpha = 0$ имеет место обычный случай прямого входа, для которого $\zeta = 1$. При $\alpha = 180°$ входной канал заделан заподлицо в стенку и $\zeta = 0{,}5$.

10. При заделке входного участка трубы в торцовую стенку под углом (см. диаграммы 3-2 и 3-3) сопротивление входа повышается. Коэффициент сопротивления в случае круглого или квадратного сечения и $w_\infty = 0$ может быть вычислен по формуле Вейсбаха [3-49]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}5 + 0{,}3\cos\delta + 0{,}2\cos^2\delta.$$

Для других форм сечения канала коэффициенты сопротивления приведены на диаграмме 3-2 (даны с округлением до 10%) [3-20].

11. Если вдоль стенки, в которую заделана труба (см. диаграмму 3-3), проходит поток со скоростью w_∞, то явление будет в основном аналогичным тому, которое имеет место при истечении через отверстие в стенке при тех же условиях (см. четвертый раздел, пп. 40-47). Вместе с тем существуют и некоторые различия. Так, при отсосе в прямой канал отсутствуют потери динамического давления отсасываемой струи, поэтому коэффициент сопротивления в данном случае существенно меньше, чем при истечении из отверстия. Более того, при углах наклона прямых участков $\delta > 90°$ вследствие усиления явления наддува ζ при определенных отношениях скоростей $w_\infty/w_0 > 0$ принимает отрицательные значения (см. диаграмму 3-3).

12. Установка впереди входного участка экрана (стенки, рис. 3-3) на относительном расстоянии $h/D_г < 0{,}8 - 1{,}0$ повышает сопротивление входа, и тем значительнее, чем ближе придвинут в этих пределах экран к входному отверстию трубы, т. е. чем меньше $h/D_г$.

13. Коэффициент сопротивления входных участков, не заделанных заподлицо со стенкой, при различной толщине закруглений или срезов и наличии экрана определяется по приближенной формуле автора [3-12, 3-13]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta' + \frac{\sigma_1}{n},$$

где ζ' — коэффициент, учитывающий влияние формы входной кромки; определяется как ζ входа по диаграммам 3-1, 3-4 и 3-6; σ_1 — коэффициент, учитывающий влияние экрана; $\sigma_1 = f(h/D_г)$ см. кривую диаграммы 3-8.

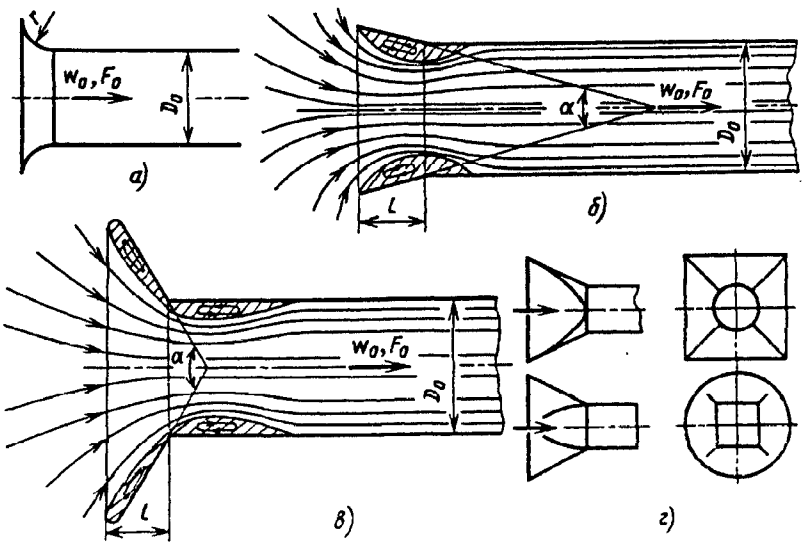


Рис. 3-2. Схемы входов потока в плавные участки

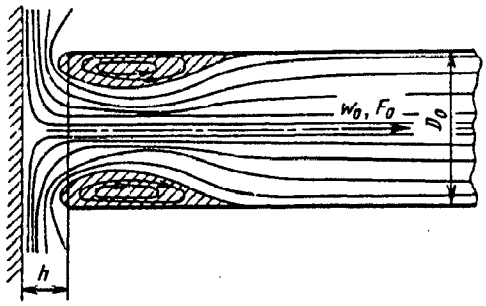


Рис. 3-3. Входной участок с экраном перед входом

Коэффициент сопротивления плавных коллекторов, заделанных заподлицо со стенкой, при наличии экрана определяется по кривым $\zeta = f\left(\frac{h}{D_г}, \frac{r}{D_г}\right)$ диаграммы 3-5.

14. На входных участках с внезапным переходом от большего сечения с площадью F_1 к меньшему сечению с площадью F_0 (насадок Борда, рис. 3-4), при больших числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu > 10^4$) коэффициент сопротивления зависит от отношения площадей F_0/F_1 и может быть вычислен по формуле автора:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^m, \qquad (3\text{-}1)$$

где ζ' — коэффициент смягчения входа, зависящий от формы входной кромки узкого канала (см. диаграмму 3-9); определяется как ζ входа по диаграммам 3-1, 3-2 и 3-6; m — показатель степени, зависящий от условий входа; в пределах $b/D_г = 0 \div 0{,}01$ он меняется от 0,75 до 1,0, а при $b/D_г > 0{,}01$ может быть принят равным 1,0 [3-12, 3-13].

При заделке входной кромки узкого канала заподлицо с торцовой стенкой канала более широкого сечения ($b/D_г = 0$) получается типичный случай внезапного сужения, рассматриваемый в четвертом разделе (пп. 22—24).

15. Коэффициент сопротивления входных участков зависит от места и способа заделки их в стенке. В частности, малый коэффициент сопротивления может быть достигнут при установке перед входным отверстием кольцевого ребра или кольцевого уступа, охватывающего отверстие (рис. 3-5). Если кромка ребра

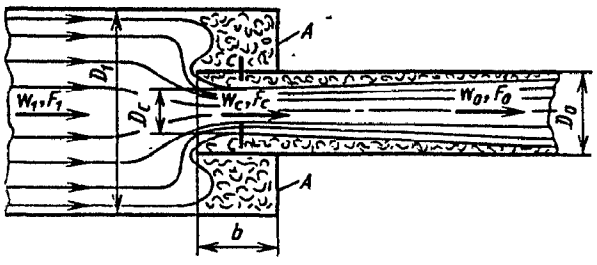


Рис. 3-4. Схема движения потока при внезапном сужении сечения

или уступа острая, то при входе в образованный этими устройствами расширенный участок поток отрывается от его поверхности. Вихрь, возникающий в области срыва потока, способствует плавному, безотрывному втеканию жидкости (газа) в основной входной участок трубы. В результате сопротивление входа значительно снижается.

16. Оптимальные размеры расширенного участка, в котором образуется вихревой «коллектор», должны соответствовать размерам вихревой области до наиболее сжатого сечения струи при входе в прямую трубу с острыми кромками и соответственно в трубу, заделанную заподлицо со стенкой. И действительно, как показывают опыты В. И. Ханжонкова [3-30], минимальный коэффициент сопротивления $\zeta = 0{,}10 \div 0{,}12$ при применении ребра получается для $l/D_0 \approx 0{,}25$ и $(D_1/D_0) \approx 1{,}2$, а уступа — для $l/D_0 \approx 0{,}2$ и $(D_1/D_0) \approx 1{,}3$.

При скруглении входной кромки минимальный коэффициент сопротивления в этих случаях снижается до 0,07—0,08.

17. Значения ζ для других способов заделки входных участков (в торцовой стенке или между стенками) приведены на диаграммах 3-10 и 3-11.

18. Коэффициент сопротивления при входе в прямой участок через шайбу или решетку (вход с внезапным расширением $F_1 = \infty$ см. диаграмму 3-12) при $\mathrm{Re} = w_{отв} d_г/\nu > 10^5$ в общем случае (любая форма краев отверстия и любая толщина) вычисляется по приближенной формуле автора [3-13, 3-14]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[\zeta' + (1-\bar{f})^2 + \tau(1-\bar{f}) + \lambda\frac{l}{d_г}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}, \qquad (3\text{-}2)$$

где ζ' — коэффициент, учитывающий форму входа, определяемый как ζ входных участков с торцовой стенкой по диаграммам 3-1, 3-2, 3-4 и 3-7; τ — коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки решетки (шайбы), формы входной кромки отверстия и условия протекания потока через отверстие; λ — коэффициент сопротивления трения по длине (глубине) отверстий решетки, определяемый в зависимости от Re и $\bar{\Delta} = \Delta/d_г$ по диаграммам 2-2—2-6; $\bar{f} = F_{отв}/F_0 = F_{отв}/F_р$ — коэффициент живого сечения решетки (шайбы).

19. Общий случай входа через шайбу или решетку состоит из ряда частных случаев:

а) острые края отверстий ($\bar{l} = l_1/d_г \approx 0$), для которых $\zeta' = 0{,}5$ и $\tau = 1{,}41$; в этом случае выражение (3-2) приводится к следующей формуле автора [3-12, 3-13]:

$$\zeta \equiv \Delta p / \frac{\rho w_0^2}{2} = (1{,}707 - \bar{f})^2 \frac{1}{\bar{f}^2} = \left(\frac{1{,}707}{\bar{f}} - 1\right)^2; \qquad (3\text{-}3)$$

б) утолщенные края отверстий, для которых коэффициент $\zeta' = 0{,}5$, а

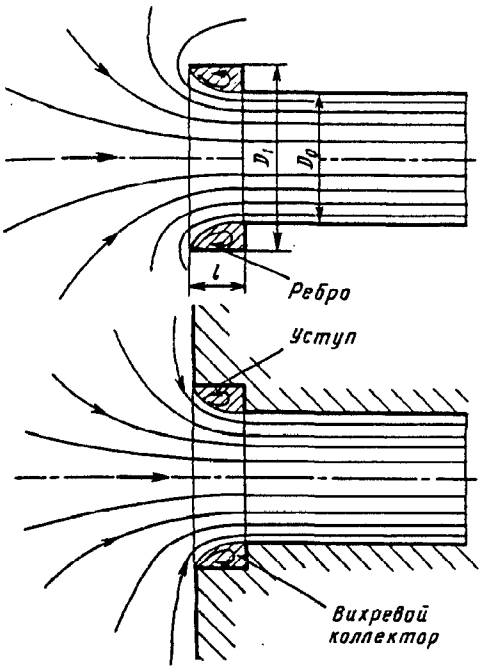


Рис. 3-5. Схема входа потока через кольцевое ребро или уступ

$$\tau=(2{,}4-\bar{l})\cdot 10^{-\varphi(\bar{l})},\quad (\bar{l}=l/D_r), \qquad (3\text{-}4)$$

где

$$\varphi(\bar{l})=0{,}25+0{,}535\bar{l}^{8}/(0{,}05+\bar{l}^{7}); \qquad (3\text{-}5)$$

в) срезанные или закругленные по потоку края отверстий, для которых принимается $\lambda l/D_r=0$, а $\tau\approx 2\sqrt{\zeta'}$; в этом случае

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left(1-\sqrt{\zeta'}-\bar{f}\right)^2\frac{1}{\bar{f}^2}. \qquad (3\text{-}6)$$

При срезанных по направлению потока краях отверстий коэффициент ζ' определяют как ζ конического коллектора с торцовой стенкой в зависимости от угла сужения α и относительной длины $\bar{l}=l/D_r$ по диаграмме 3-7 или при $\alpha=40\div 60°$ по формуле

$$\zeta'=0{,}13+0{,}34\cdot\exp\left(-7{,}94\bar{l}-203{,}5\bar{l}^{2,3}\right). \qquad (3\text{-}7)$$

При закругленных краях отверстий коэффициент ζ' находят как ζ кругового коллектора с торцовой стенкой в зависимости от $\bar{r}=r/D_r$ по диаграмме 3-4 или по формуле

$$\zeta=0{,}03+0{,}47\cdot\exp\left(-17{,}73\bar{r}\right). \qquad (3\text{-}8)^{*1}$$

20. Для переходной и ламинарной областей течения ($\mathrm{Re}=w_0D_r/\nu<10^4\div 10^5$) и обычных входов потока (без шайб или решеток) коэффициент сопротивления может быть определен по формуле, аналогичной (1-3):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{A}{\mathrm{Re}}+\zeta_{кв},$$

где $\zeta_{кв}$ принимается как ζ для автомодельной области ($\mathrm{Re}>10^4\div 10^5$); $A\approx 30$ [3-2].

21. Для переходной и ламинарной областей течения при входе потока через шайбу или решетку коэффициент сопротивления может быть вычислен по следующим приближенным формулам (в соответствии с пп. 30—36 четвертого раздела):

при $30<\mathrm{Re}<10^4\div 10^5$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_\varphi\frac{1}{\bar{f}^2}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

при $10<\mathrm{Re}<30$

$$\zeta=\frac{33}{\mathrm{Re}}\frac{1}{\bar{f}^2}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re}<10$

$$\zeta=\frac{33}{\mathrm{Re}}\frac{1}{\bar{f}^2}.$$

Здесь $\zeta_\varphi=f_1(\mathrm{Re}, F_0/F_1)$ см. график диаграммы 4-19 (имеется в виду, что $\bar{f}=F_{отв}/F_0$ соответствует отношению F_0/F_1); $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f_2(\mathrm{Re})$ см. диаграмму 4-19; $\zeta_{кв}$ — коэффициент сопротивления входа с данным видом шайбы (решетки), определяемый как ζ соответственно по (3-2)—(3-8).

22. Сопротивление при боковом входе в концевой участок трубы (рис. 3-6) существенно больше сопротивления при прямом входе с внезапным расширением (через шайбу, решетку), особенно при $\bar{f}>0{,}2$, так как при боковом входе получаются более сложные условия движения жидкости (воздуха).

23. В. И. Ханжонков и Н. И. Давыденко [3-31] на основании визуальных наблюдений показали, что при малых значениях $\bar{f}$ струя, входящая через отверстие внутрь трубы, направляется к противоположной стенке, по которой она растекается во все стороны. При этом часть струи идет в конец трубы с закрытым торцом, поворачивается на 180° и уходит в другой конец трубы в виде двух вращающихся вихревых жгутов (рис. 3-6, *а*).

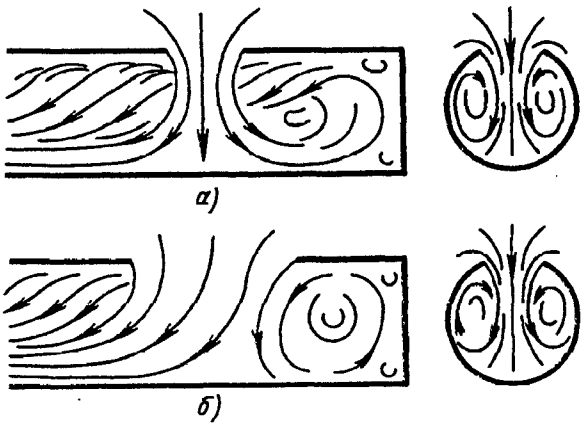


Рис. 3-6. Схемы входа потока в боковое отверстие концевого участка трубы:
а — при малых значениях $\bar{f}$; *б* — при больших значениях $\bar{f}$

*1 Расчет по пп. б и в можно выполнять практически начиная со значений $\mathrm{Re}=10^4$ и более [3-5].

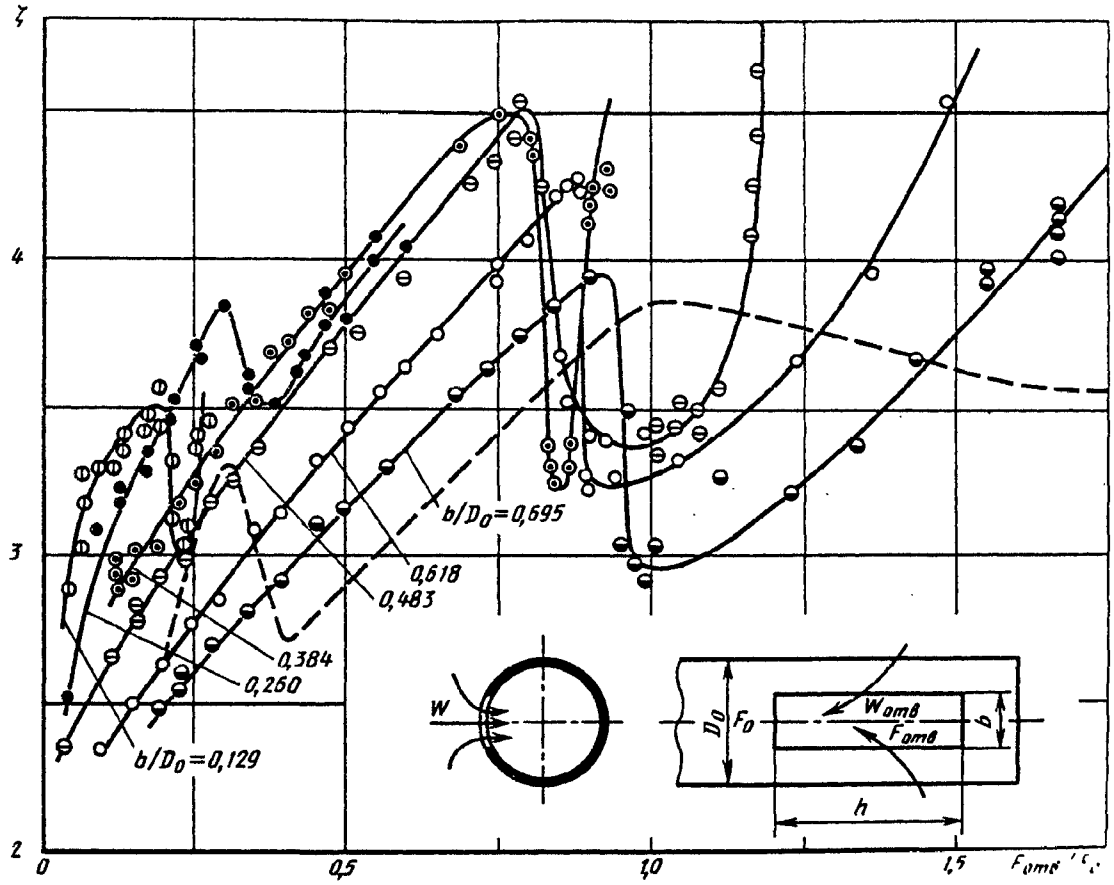


Рис. 3-7. Зависимость коэффициента сопротивления входа в боковое отверстие концевого участка трубы от относительной площади $\bar{f}$; сплошные линии — опыты [3-31] при одном отверстии; штриховые линии — опыты автора [3-15] при двух боковых отверстиях, расположенных одно против другого; $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{отв}^2/2}$

При некоторых («критических») значениях $\bar{f}$ приток воздуха в закрытое пространство трубы почти прекращается, а струя в виде двух вихревых жгутов уходит целиком в противоположный конец трубы (рис. 3-6, *б*).

24. Такое течение струи обусловливает не только повышенное сопротивление бокового входа, но и сложную зависимость коэффициента сопротивления ζ от отношения площадей $\bar{f}$ (рис. 3-7). Резкое падение ζ соответствует «критическому» значению $\bar{f}$, при котором происходит описанная выше перестройка потока после входа в трубу.

25. Вход потока в трубу через два боковых отверстия, расположенных одно против другого, согласно опытам автора, повышает сопротивление входа в тем большей степени, чем больше $\bar{f}$.

26. Вход через боковые отверстия используется часто в вентиляционных шахтах прямоугольного сечения. Для предохранения от попадания осадков отверстия снабжают жалюзийными решетками. Коэффициент сопротивления таких шахт зависит также не только от относительной площади отверстий, но и от их взаимного расположения. На диаграмме 3-17 приведены коэффициенты сопротивления приточных шахт с боковыми отверстиями, по-разному расположенными одно относительно другого. При этом значения ζ даны для отверстий как с неподвижными жалюзийными решетками, так и без них.

27. Сопротивление приточных шахт с прямым входом, но снабженных зонтами (см. диаграмму 3-18), аналогично сопротивлению обычных входных участков с экранами. Для вентиляционных шахт круглого сечения, у которых относительная толщина δ_1 входных кромок лежит в пределах 0,01 — 0,002, можно пренебречь влиянием этого параметра и принимать значение коэффициента сопротивления ζ, как для шахт, имеющих острую кромку.

Относительное расстояние h/D_r между зонтом-колпаком и входной кромкой шахты может быть принято равным 0,4. Увеличение этого расстояния вызывает необходимость устройства зонта-колпака чрезмерно больших размеров во избежание попадания в шахту атмосферных осадков.

Из всех имеющихся конструкций приточных шахт следует рекомендовать шахту с коничес-

ким участком (диффузором) на входе. Эта шахта отличается минимальным коэффициентом сопротивления $\zeta=0{,}48$ [3-28].

28. В случае установки сетки на входе потока суммарный коэффициент сопротивления может быть приближенно определен как сумма коэффициентов сопротивления сетки и входа, т. е.

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\zeta'+\frac{\zeta_c}{n^2},$$

где ζ' — коэффициент сопротивления входа без сетки, определяемый как ζ при данной форме входной кромки по диаграммам 3-1, 3-4—3-8; ζ_c — коэффициент сопротивления сетки, определяемый как ζ по соответствующим графикам на диаграмме 8-6; $n=F_1/F_0$ — отношение площади сечения в месте установки сетки к площади узкого сечения входного участка.

29. Коэффициент сопротивления неподвижной жалюзийной решетки зависит от коэффициента живого сечения $\bar{f}=F_{отв}/F_р$ и относительной глубины каналов l/b'_1. При этом для каждого коэффициента живого сечения решетки существует оптимальная величина относительной глубины $(l/b'_1)_{опт}$, при которой получается минимальный коэффициент сопротивления. Поэтому рекомендуются решетки, как правило, с оптимальными значениями l/b':

$$(l/b'_1)_{опт}\approx 11(1-\bar{f})^{*1}.$$

30. В стандартных решетках с неподвижными жалюзи входные кромки перьев срезают по вертикали (см. схему *а* диаграммы 3-19). Однако выгоднее применять жалюзи с входными кромками, срезанными по горизонтали (см. схему *б*). Сопротивление при этом уменьшается на 40%.

31. Коэффициент сопротивления решеток с неподвижными жалюзи при установке их на входе в канал*2:

1) при $l/b'_1\geqslant(l/b'_1)_{опт}$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k\left[0{,}85+\left(1-\bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2;$$

2) при $l/b'_1<(l/b'_1)_{опт}$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k\left[0{,}85+\left(1-\bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2+$$

$$+\Delta\xi,$$

где $\Delta\zeta=0{,}5\left[11(1-\bar{f})-\frac{l}{b'_1}\right]$; $\zeta_{тр}=\lambda l/b'_1$;

$\bar{f}=F_{отв}/F_0$ см. диаграмму 3-19; $k=1{,}0$ для стандартной решетки (входные кромки срезаны вертикально); $k=0{,}6$ для улучшенной решетки (входные кромки срезаны горизонтально); λ — коэффициент сопротивления трения по длине (глубине) каналов жалюзи, определяемый в зависимости от $\mathrm{Re}=w_{отв}b'_1/\nu$ по диаграммам 2-1—2-5.

32. Основное требование, предъявляемое к входным патрубкам осевых стационарных турбомашин (рис. 3-8),— это минимум потерь полного давления и малая искаженность профиля скоростей в выходном сечении коллектора, подводящего воздух непосредственно к лопаточным венцам турбомашины.

33. Для патрубков, построенных на основе использования коллектора с двумя криволинейными поверхностями (рис. 3-8, *а*), как показали опыты С. А. Довжика и В. М. Картавенко [3-10], эти условия лучше всего выполняются при высокой степени поджатия патрубка ($n_п\geqslant 3{,}5$, где $n_п=F_{вх}/F_0$, $F_{вх}=H\cdot B$ — площадь входа в улитку). При этом степень поджатия коллектора должна быть близкой

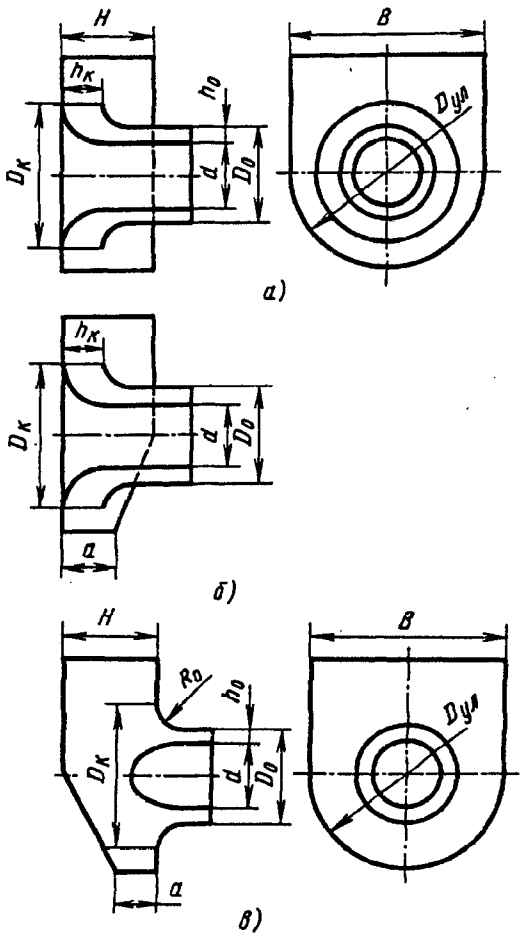


Рис. 3-8. Входные патрубки осевых стационарных турбомашин:

а — кольцевой коллектор, образованный двумя криволинейными поверхностями; ***б*** — то же с наклоном нижней части улитки; ***в*** — кольцевой коллектор

*1 Формула получена автором на основании обработки данных Бевиера [3-37].

*2 Формулы удовлетворительно согласуются с опытными данными Бевиера [3-37] и Кобба [3-40].

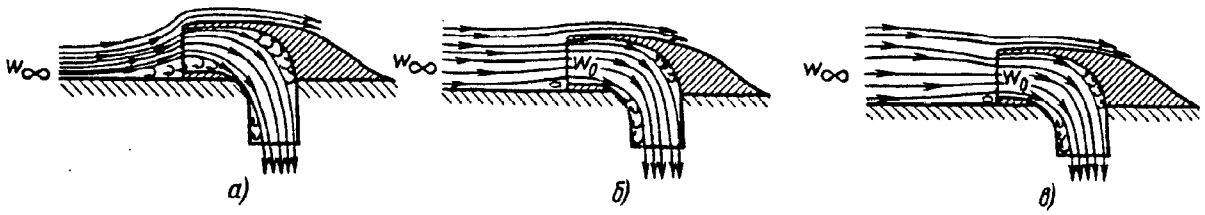


Рис. 3-9. Различные случаи входа потока в патрубок [3-11]:
а — при малых коэффициентах расхода ($w_{вх}/w_\infty$ существенно меньше единицы); *б* — при больших коэффициентах расхода; *в* — при $w_{вх}/w_\infty \geqslant 1$

к степени поджатия патрубка ($n_к = n_п$, где $n_к = \dfrac{F_к}{F_0} = \dfrac{2h_к}{h_0} \cdot \dfrac{D_к}{D_0(1+\bar{d})}$, $\bar{d} = d/D_0$), а радиальные габариты патрубка должны быть достаточно большими ($\bar{D}_{ул} = D_{ул}/D_0 \geqslant 1{,}3$). Наклон задней стенки в нижней части улитки (рис. 3-8, *б*) в некоторых пределах незначительно уменьшает потери давления в патрубке. При указанных оптимальных параметрах коэффициент сопротивления патрубка $\zeta \equiv \Delta p \Big/ \left(\dfrac{\rho_0 w_0^2}{2}\right) = 0{,}12 \div 0{,}15$ [где $w_0 = c_a$ — средняя осевая скорость в выходном сечении кольцевого коллектора (в сечении F_0); ρ_0 — плотность газа в том же сечении].

34. Коллектор (см. рис. 3-8, *а*) рекомендуется применять в тех случаях, когда патрубок должен иметь большую степень поджатия (осевые компрессоры, турбины). Если степень поджатия должна быть небольшой (вентиляторы) и радиальные габариты патрубка существенно ограничены, рекомендуется использовать патрубок, в котором кольцевой коллектор образуется одной криволинейной поверхностью (рис. 3-8, *в*). При этом патрубок будет иметь минимальный коэффициент сопротивления при $n_п \geqslant 3{,}5$; $H/D_0 \geqslant 0{,}95$; $\bar{D}_{ул} = 1{,}15 \div 1{,}25$. При бóльших значениях $\bar{D}_{ул}$ ($>1{,}0$) целесообразно переднюю стенку улитки делать наклонной в пределах до $a/H \approx 0{,}4$. Такой наклон стенки дополнительно снижает коэффициент сопротивления.

35. Неравномерность распределения скоростей как в радиальном направлении, так и по окружности выходного сечения коллектора, получаемая при указанных оптимальных параметрах патрубков (отклонение от среднего значения скорости c_a порядка 15—20%), не оказывает влияния на характеристики ступени компрессора. Однако неравномерность скорости приводит к периодическому изменению аэродинамических сил, действующих на лопатки рабочего колеса, что отражается на сопротивлении усталости машины [3-19].

36. Для двигателей летательных аппаратов, судов, а также для вагонов метро устанавливают воздухоприемные устройства (всасывающие патрубки, рис. 3-9). Аэродинамические характеристики этих устройств зависят от режимных и конструктивных параметров.

Подробные исследования аэродинамических характеристик всасывающих патрубков авиадвигателей описаны в работе [3-11]. Результаты исследований аэродинамики воздухоприемных устройств газотурбинных судов приведены в книге [3-6].

37. Условия входа во всасывающий патрубок, входной участок которого помещен на твердой поверхности (крыле самолета, капоте авиадвигателя, фюзеляже вертолета, корпусе судна, крыше вагона и т. п.), зависят от отношения скорости $w_{вх}$ на входе в патрубок или, что то же, скорости w_0 на выходе из патрубка к скорости w_∞ набегающего потока (скорости полета, движения судна, вагона). В случае, когда площадь входа подобрана так, что при данном расходе через патрубок отношение $w_{вх}/w_\infty$ меньше единицы, наблюдается торможение (расширение) струи, сопровождаемое возрастанием статического давления. Образование положительного градиента давления вдоль струи при наличии сравнительно толстого пограничного слоя на твердой поверхности приводит (как в обычном диффузоре с твердыми стенками) к отрыву потока от этой поверхности (рис. 3-9, *а*). Чем больше градиент давления и, следовательно, чем меньше отношения $w_{вх}/w_\infty$, тем интенсивнее отрыв и больше потери давления при входе в патрубок.

38. Площадь входного отверстия патрубка может быть и такой, при которой для данного расхода отношение скоростей $w_{вх}/w_\infty$ будет равно или больше единицы. В случае $w_{вх}/w_\infty = 1$ площадь сечения и соответственно скорость, а следовательно, и статическое давление вдоль струи остаются практически постоянными до входа в патрубок. В этом случае никакого отрыва потока от поверхности не может быть (рис. 3-9, *б*) и втекание воздуха в патрубок происходит практически без потерь.

39. В случае $w_{вх}/w_\infty > 1$ вход потока в патрубок происходит с ускорением (струя поджимается) и, следовательно, сопровождается падением давления. Поэтому отрыва потока от твердой поверхности тем более быть не может. Однако при очень большом поджатии струи такое втекание может привести к отрыву потока от внутренней кромки патрубка

(рис. 3-9, *в*). Этот отрыв может быть устранен при достаточно плавном оформлении (утолщении) входной кромки.

40. Значения коэффициентов сопротивления собственно входа во всасывающие патрубки $\left(\zeta_{вх} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\right)$ при различных вариантах расположения сечения входа относительно твердой поверхности (в данном случае — поверхности капота авиадвигателя) и различных отношениях скоростей w_0/w_∞ приведены на диаграмме 3-22. Там же показаны схемы вариантов испытания патрубков. Наименьшие потери давления, связанные с входом потока во всасывающий патрубок, при расположении его непосредственно у передней кромки капота (вариант 1). В этом случае отрыва потока перед входом нет, а существенное возрастание потерь с уменьшением отношения скоростей при $w_0/w_\infty < 0{,}3$ связано с отрывом потока после входа его в патрубок (см. п. 39).

41. Влияние отрыва потока от твердой поверхности перед входом в патрубок на сопротивление входа можно значительно уменьшить или полностью устранить путем увеличения расстояния h выступающей части патрубка от твердой поверхности, особенно если при этом шейка патрубка будет выполнена удобообтекаемой для слива пограничного слоя (см. вариант 6 на диаграмме 3-22). Однако при этом следует учитывать возрастание лобового сопротивления патрубка с увеличением указанного расстояния от твердой поверхности.

42. Суммарные потери энергии Δp во всасывающем патрубке (воздухоприемном устройстве) складываются из потерь энергии $\Delta p_{вх}$ при входе в него потока и внутренних потерь $\Delta p_{из}$ во всем участке патрубка от входа до выхода потока из него. Соответственно общий (полный) коэффициент сопротивления всасывающего патрубка

$$\zeta_{п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вх} + \zeta_{из},$$

где $\zeta_{вх} \equiv \dfrac{\Delta p_{вх}}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления входа, зависящий от отношения скоростей w_0/w_∞ и местоположения патрубка (воздухоприемного устройства) на данном объекте; $\zeta_{из} \equiv \dfrac{\Delta p_{из}}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент внутреннего сопротивления всего участка воздухоприемного устройства от входа до выхода потока из него.

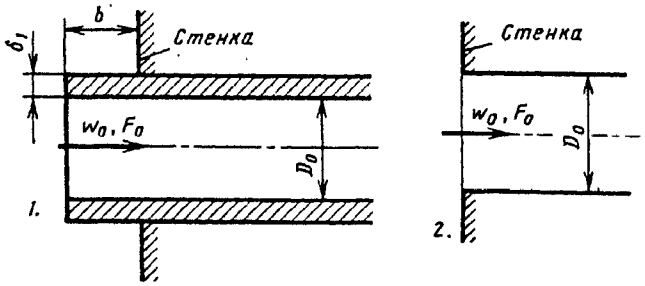
43. Лобовое сопротивление патрубка складывается из двух величин: «гидравлического» $c_{xг}$ и внешнего лобового сопротивления c_{x0}. Гидравлическое лобовое сопротивление возникает вследствие потери потоком, входящим в патрубок, количества движения. Внешнее лобовое сопротивление вызывается внешним обтеканием патрубка и интерференцией его на прилегающую часть самолета (вертолета, судна, вагона).

44. На диаграмме 3-23 показаны некоторые схемы входных элементов вентиляторных установок с осевыми вентиляторами общепромышленного назначения. Там же для различных условий входа и режимов работы вентилятора приведены значения коэффициентов сопротивления входных элементов по рекомендациям, разработанным Л. А. Бычковой [3-3, 3-4].

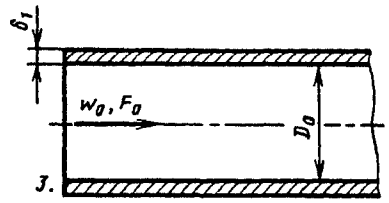
45. На диаграмме 3-24 приведены схемы входных элементов радиальных (центробежных) вентиляторов и значения коэффициентов сопротивления этих элементов по тем же рекомендациям, что в п. 44.

3-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Вход в прямую трубу постоянного поперечного сечения; $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	Диаграмма 3-1



$D_г=4F_0/\Pi_0$



1. Вход в трубу, заделанную в стенку на конечном расстоянии ($b/D_г<0{,}5$).
2. Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку ($b/D_г=0$).
3. Вход в трубу, удаленную от стенки ($b/D_г>0{,}5$).

1 и 2. $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривую $\zeta=f(\delta_1/D_г)$ при заданных $b/D_г$.

3. $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривую $\zeta=f(\delta_1/D_г)$ при $b/D_г\geqslant 0{,}5$.

Для вычисления на ЭВМ при $\delta_1/D_г<0{,}05$ и $0{,}01<b/D_г<0{,}05$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\sum_{i=0}^{3}\left\{\sum_{j=0}^{4}\left[a_{i,j}(b/D_г)^j\right]\right\}(\delta_1/D_г)^i,$$

где $a_{i,j}$ см. таблицу

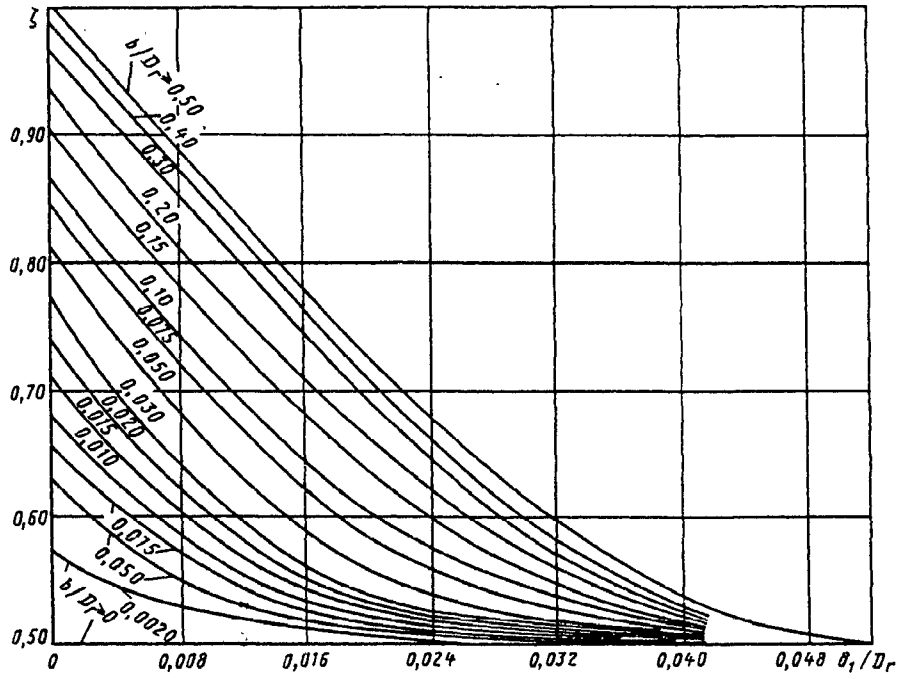
Значения $a_{i,j}$

i	j				
	0	1	2	3	4
0	0,549356	9,22856	−79,0065	258,742	−268,925
1	−4,93702	−681,756	7189,72	−24896,6	26416,2
2	160,273	17313,6	−212416,0	766932	−827816
3	1650,38	−139018	1930080	−7239530	795042

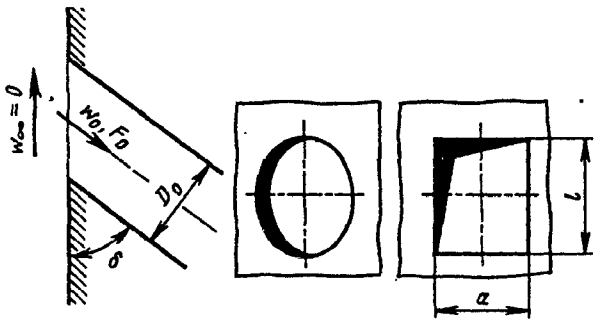
Значения ζ

$\delta_1/D_г$	$b/D_г$										
	0	0,002	0,005	0,010	0,020	0,050	0,100	0,200	0,300	0,500	∞
0	0,50	0,57	0,63	0,68	0,73	0,80	0,86	0,92	0,97	1,00	1,00
0,004	0,50	0,54	0,58	0,63	0,67	0,74	0,80	0,86	0,90	0,94	0,94
0,008	0,50	0,53	0,55	0,58	0,62	0,68	0,74	0,81	0,85	0,88	0,88
0,012	0,50	0,52	0,53	0,55	0,58	0,63	0,68	0,75	0,79	0,83	0,83
0,016	0,50	0,51	0,51	0,53	0,55	0,58	0,64	0,70	0,74	0,77	0,77
0,020	0,50	0,51	0,51	0,52	0,53	0,55	0,60	0,66	0,69	0,72	0,72
0,024	0,50	0,50	0,50	0,51	0,52	0,53	0,58	0,62	0,65	0,68	0,68
0,030	0,50	0,50	0,50	0,51	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61	0,61
0,040	0,50	0,50	0,50	0,51	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52	0,54	0,54
>0,050	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

Вход в прямую трубу постоянного поперечного сечения; $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	**Диаграмма 3-1**



Вход из неограниченного пространства ($w_\infty=0$) **в трубу, заделанную заподлицо в стенку под любым углом** δ; $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu\geqslant 10^4$ [3-20, 3-49]	**Диаграмма 3-2**



$D_г=4F_0/\Pi_0$

Для круглого и квадратного отверстий

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0{,}5+0{,}3\cos\delta+0{,}2\cos^2\delta$$

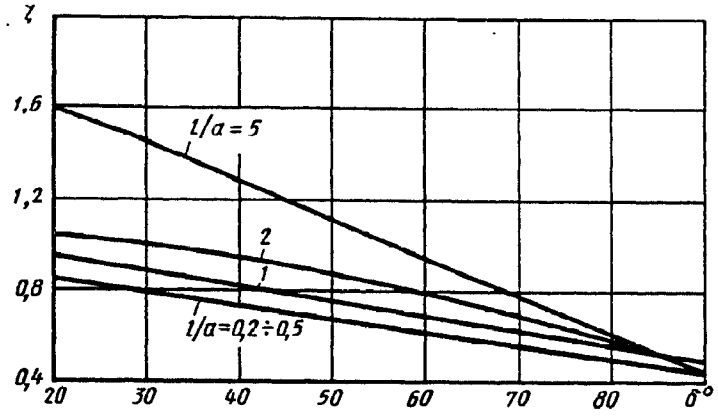
Для отверстий любых форм

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(\delta)$$

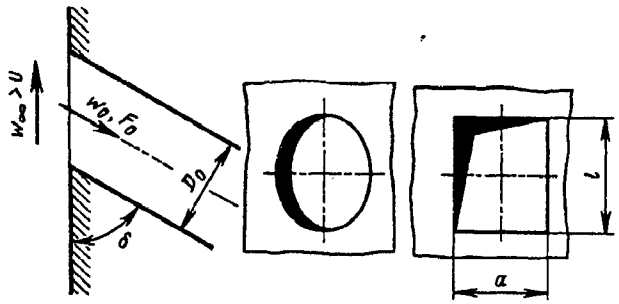
Значения ζ (округленно до 10%)

l/a	δ^0						
	20	30	45	60	70	80	90
0,2—0,5	0,85	0,80	0,70	0,62	0,56	0,50	0,45
1,0	0,96	0,90	0,80	0,70	0,63	0,56	0,50
2,0	1,04	1,00	0,90	0,80	0,70	0,58	0,45
5,0	1,58	1,45	1,20	0,95	0,78	0,60	0,45

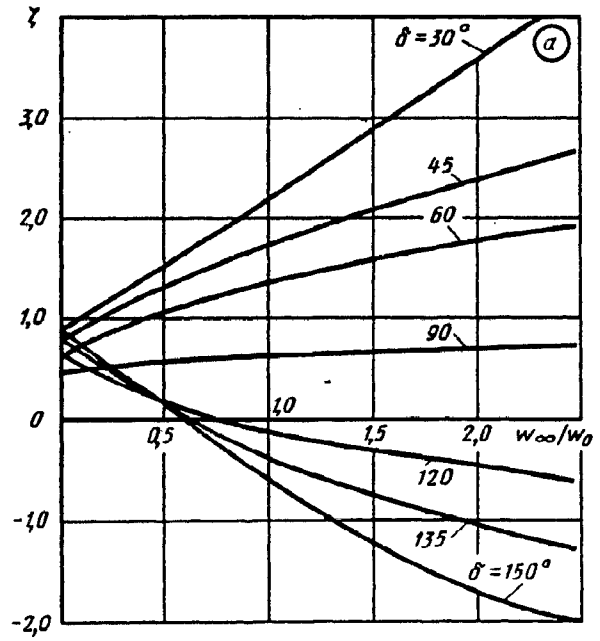
Вход из неограниченного пространства ($w_\infty = 0$) в трубу, заделанную заподлицо в стенку под любым углом δ; $\mathrm{Re} = w_0 D_г / \nu \geqslant 10^4$ [3-20, 3-49]	**Диаграмма 3-2**



Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока ($w_\infty > 0$); $\mathrm{Re} = w_0 D_г / \nu \geqslant 10^4$ [3-20]	**Диаграмма 3-3**



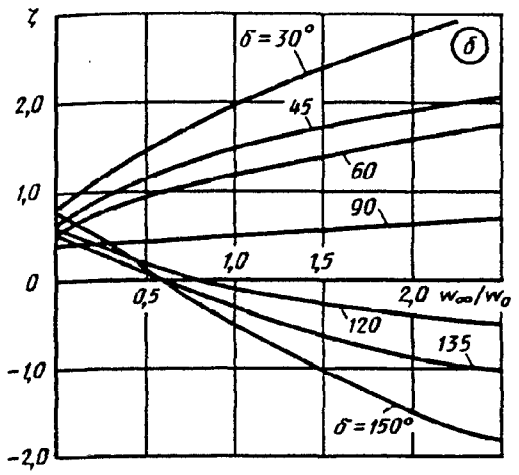
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$ см. кривые $\zeta = f(w_\infty / w_0)$



Значения ζ (с округлением до 10%) для круглого и квадратного сечений, т. е. при $l/a = 1{,}0$ (см. график *а*)

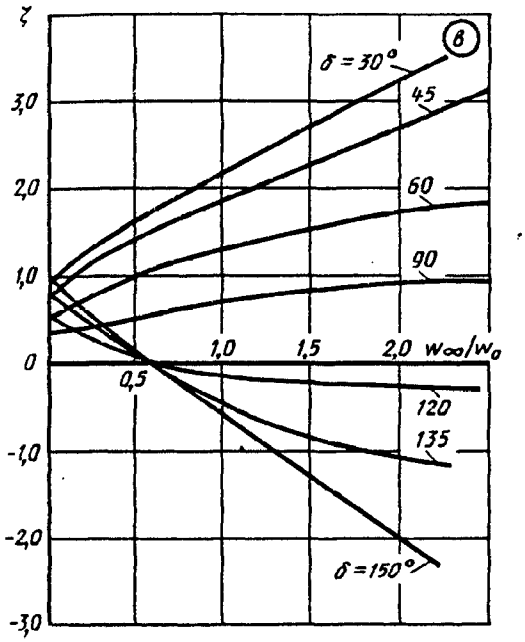
δ°	w_∞ / w_0					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	0,90	1,55	2,18	2,85	3,50	4,00
45	0,80	1,30	1,72	2,08	2,30	2,60
60	0,65	1,04	1,35	1,58	1,70	1,86
90	0,50	0,56	0,62	0,66	0,70	0,70
120	0,65	0,15	−0,15	−0,30	−0,50	−0,60
150	0,85	0,15	−0,60	−1,22	−1,70	−2,0

Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока $(w_\infty > 0)$; $\mathrm{Re} = w_0 D_г / \nu \geqslant 10^4$ [3-20]	**Диаграмма** 3-3



Значения ζ (с округлением до 10%) при $l/a = 0{,}2 \div 0{,}5$ (см. график *а*)

δ°	w_∞/w_0					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	0,80	1,30	1,85	2,20	2,50	2,75
45	0,67	1,10	1,43	1,65	1,83	2,0
60	0,58	0,92	1,25	1,45	1,60	1,75
90	0,45	0,45	0,60	0,67	0,75	0,85
120	0,53	0,15	−0,10	−0,30	−0,40	−0,50
150	0,80	0,13	−0,50	−1,00	−1,35	−1,70

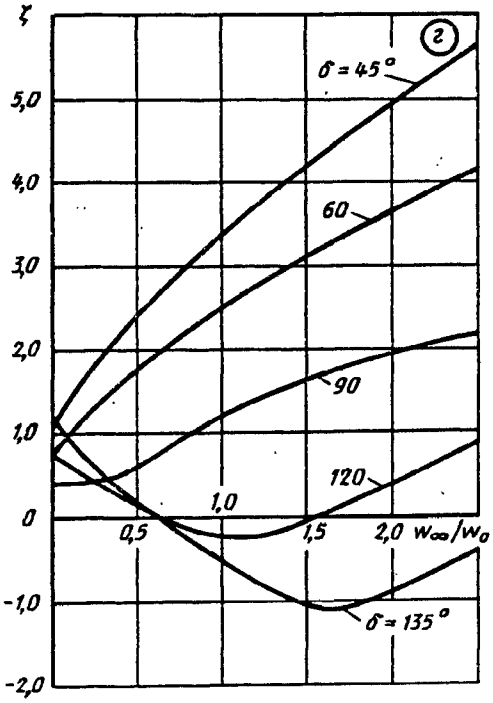


Значения ζ при $l/a = 5{,}0$ (см. график *г*)

δ°	w_∞/w_0					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
45	1,20	2,40	3,30	4,12	4,85	5,50
60	0,90	1,72	2,47	3,08	3,60	4,10
90	0,45	0,60	1,18	1,78	1,88	2,10
120	0,80	0,12	−0,23	−0,10	−0,35	−0,80
135	1,20	0,12	−0,53	−1,05	−0,88	−0,45

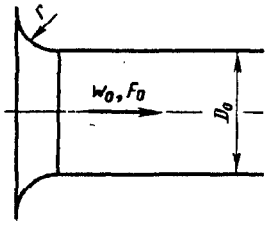
Значения ζ при $l/a = 2{,}0$ (см. график *в*)

δ°	w_∞/w_0					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	1,00	1,68	2,22	2,78	3,32	3,80
45	0,88	1,46	1,90	2,30	2,77	3,20
60	0,60	1,02	1,35	1,60	1,75	1,87
90	0,45	0,55	0,75	0,87	0,95	0,95
120	0,60	0,10	−0,13	−0,20	−0,23	−0,30
150	1,00	0,15	−0,60	−1,30	−2,00	−2,50



Коллектор, очерченный по дуге круга, без экрана; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	Диаграмма 3-4

Без торцовой стенки

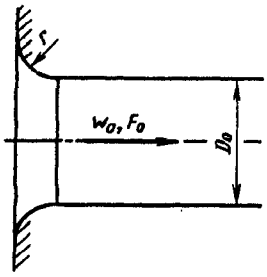


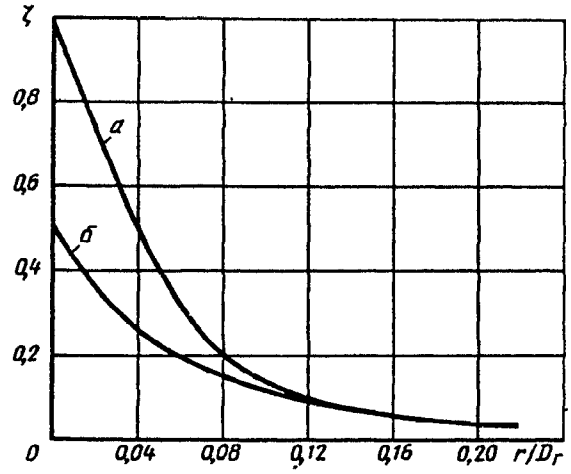
$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые *а*, *б* в зависимости от $r/D_г$

для случая *б*): $\zeta=0{,}03+0{,}47\cdot\exp(-17{,}73\bar{r})$; $\bar{r}=r/D_г$

С торцовой стенкой

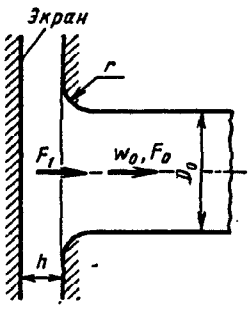




Значения ζ

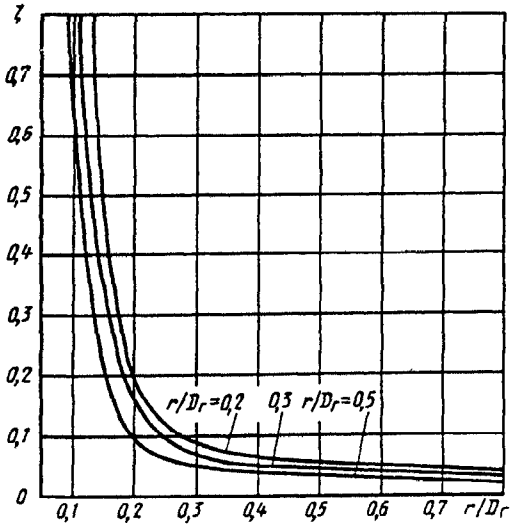
Характеристика коллектора	$r/D_г$										
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	⩾0,20
а) без стенки	1,0	0,87	0,74	0,61	0,51	0,40	0,32	0,20	0,10	0,06	0,03
б) с торцовой стенкой	0,5	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,09	0,06	0,03

Коллектор, очерченный по дуге круга, с плоской торцовой стенкой и с экраном $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>10^4$ [3-18]	Диаграмма 3-5



$$D_г=4F_0/\Pi_0$$

$\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые $\zeta=f\left(\dfrac{h}{D_г},\dfrac{r}{D_г}\right)$



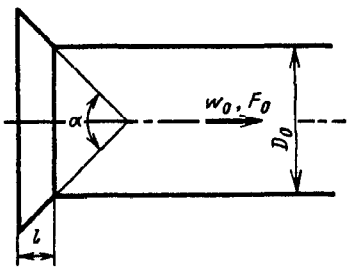
Коллектор, очерченный по дуге круга, с плоской торцовой стенкой и с экраном $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [3-18]	**Диаграмма 3-5**

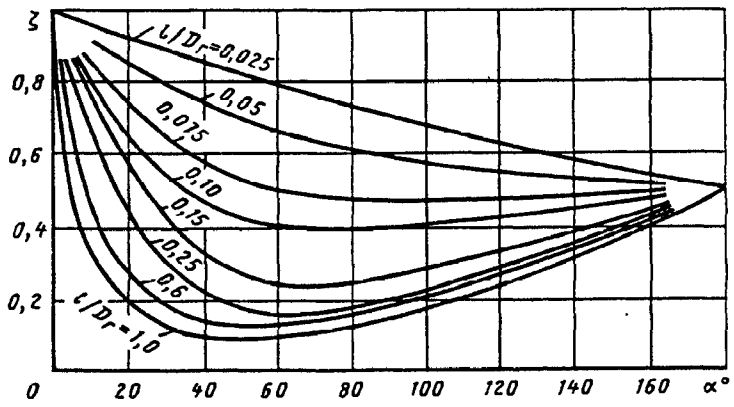
Значения ζ

$r/D_г$	$h/D_г$									
	0,10	0,125	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80
0,2	—	0,80	0,45	0,19	0,12	0,09	0,07	0,06	0,05	0,05
0,3	—	0,50	0,34	0,17	0,10	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04
0,5	0,65	0,36	0,25	0,10	0,07	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03

Раструб (конический коллектор) без торцовой стенки; $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	**Диаграмма 3-6**

$D_г=4F_0/\Pi_0$ $\qquad \zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые $\zeta=f(\alpha)$ для различных $l/D_г$

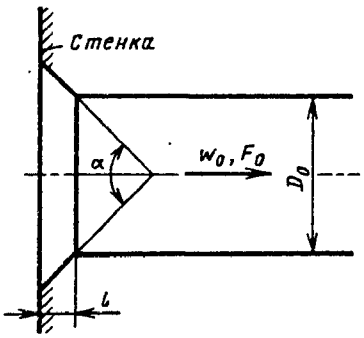




Значения ζ (приближенно)

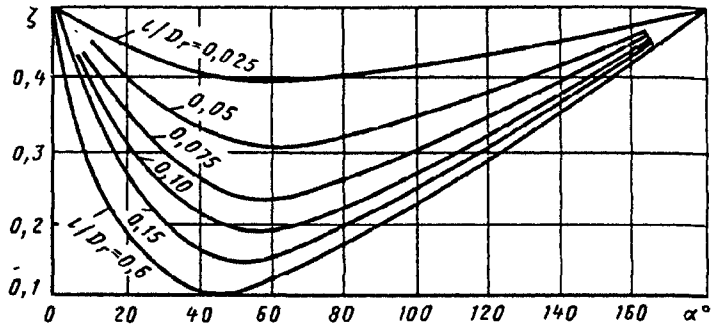
$l/D_г$	α°								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	1,0	0,96	0,93	0,90	0,86	0,80	0,69	0,59	0,50
0,050	1,0	0,93	0,86	0,80	0,75	0,67	0,58	0,53	0,50
0,075	1,0	0,87	0,75	0,65	0,58	0,50	0,48	0,49	0,50
0,10	1,0	0,80	0,67	0,55	0,48	0,41	0,41	0,44	0,50
0,15	1,0	0,76	0,58	0,43	0,33	0,25	0,27	0,38	0,50
0,25	1,0	0,68	0,45	0,30	0,22	0,17	0,22	0,34	0,50
0,60	1,0	0,46	0,27	0,18	0,14	0,13	0,21	0,33	0,50
1,0	1,0	0,32	0,20	0,14	0,11	0,10	0,18	0,30	0,50

Раструб (конический коллектор) с торцовой стенкой; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	Диаграмма 3-7



$D_г=4F_0/\Pi_0$

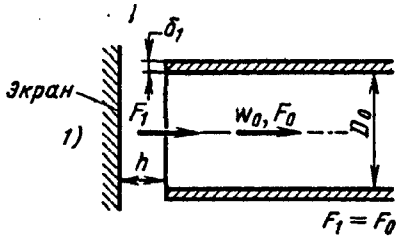
$\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые $\zeta=f(\alpha)$ для различных $l/D_г$

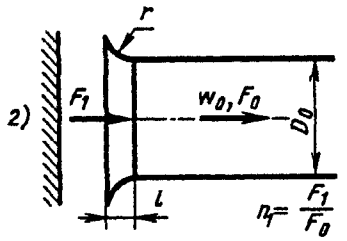


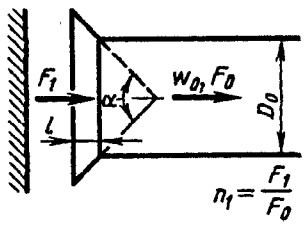
Значения ζ (приближенно)

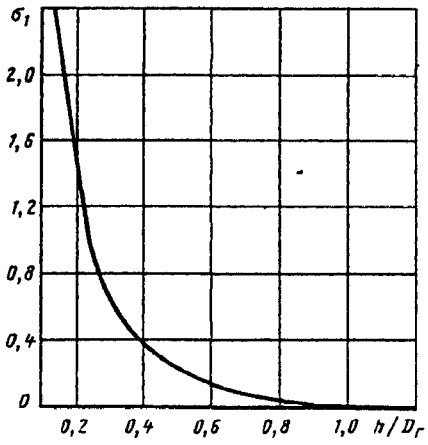
$l/D_г$	α°								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50
0,050	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	0,50
0,10	0,50	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	0,50
0,15	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	0,50
0,60	0,50	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50

Входы с экраном; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	Диаграмма 3-8









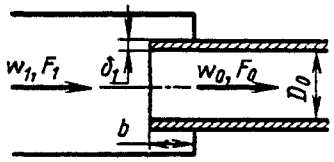
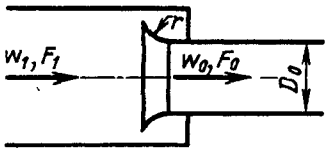
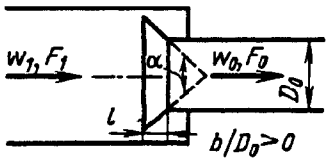
$D_г=4F_0/\Pi_0$ $\qquad \zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\zeta'+\dfrac{\sigma_1}{n_1^2}$,

где 1) ζ' см. кривую $\zeta=f\left(\dfrac{\delta_1}{D_г}\right)$ при $\dfrac{b}{D_г}\geqslant 0{,}50$ на диаграмме 3-1; 2) ζ' см. кривые $\zeta=f\left(\dfrac{r}{D_г}\right)$ на диаграмме 3-4; 3) ζ' см. кривую $\zeta=f\left(\alpha, \dfrac{l}{D_г}\right)$ на диаграмме 3-6; σ_1 см. кривую $\sigma_1=f(h/D_г)$

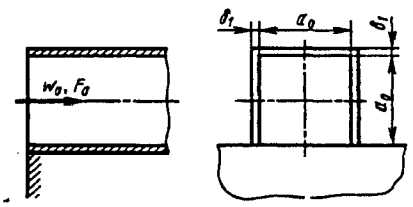
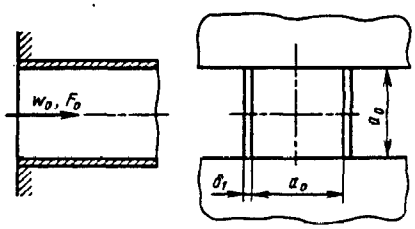
$h/D_г$	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	1,0	∞
σ_1	1,60	0,65	0,37	0,25	0,15	0,07	0,04	0	0

Вход из ограниченного объема $(F_0/F_1>0)$ при $b/D_г>0$; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	**Диаграмма 3-9**

$$D_г=4F_0/\Pi_0;\quad \zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)$$

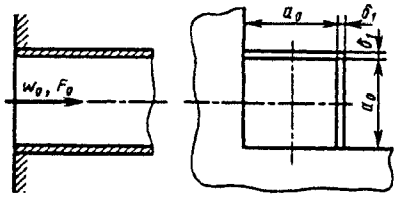
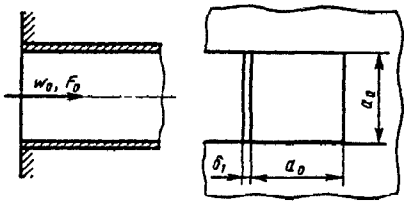
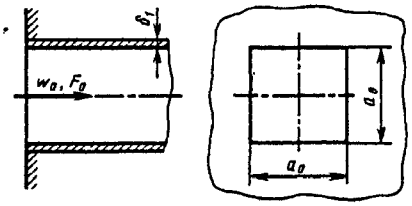
Кромка входа	Схема	Коэффициент ζ'
Острая или утолщенная		По кривым $\zeta=f\left(\frac{\delta_1}{D_г}, \frac{b}{D_г}\right)$ диаграммы 3-1
Закругленная		По кривым $\zeta=f\left(\frac{r}{D_г}\right)$ диаграммы 3-4 (графики *а* и *б*)
Срезана под углом (раструб)		По кривым $\zeta=f\left(\alpha, \frac{l}{D_г}\right)$ диаграммы 3-6

Входы при различной заделке прямой трубы в торцовой стенке; толщиина входиой кромки $\delta_1=(0{,}03\div0{,}04)a_0$; $\mathrm{Re}=w_0a_0/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]	**Диаграмма 3-10**

Вход с торцовыми стенками	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
С одной стороны трубы (канала)		0,58
С двух противоположных сторон трубы (канала)		0,55

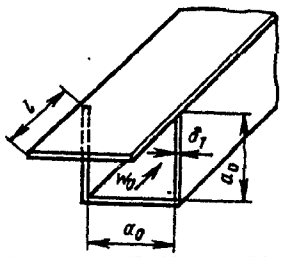
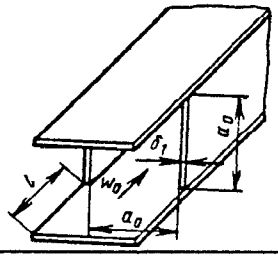
Входы при различной заделке прямой трубы в торцовой стенке; толщина входной кромки $\delta_1 = (0{,}03 \div 0{,}04)\, a_0$; $\mathrm{Re} = w_0 a_0/\nu > 10^4$ [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-10

Вход с торцовыми стенками	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
С двух смежных сторон трубы (канала)		0,55
С трех сторон трубы (канала)		0,52
С четырех сторон трубы (канала)		0,50

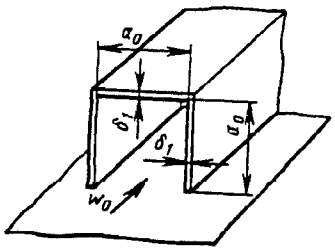
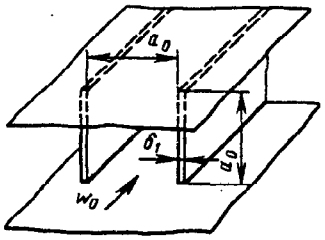
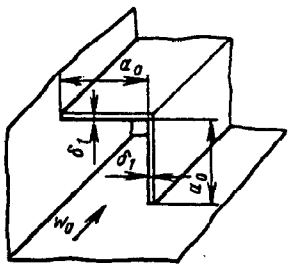
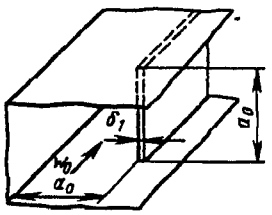
Входы при различной заделке прямой трубы между стенками; толщина входной кромки $\delta_1 = (0{,}03 \div 0{,}04)\, a_0$; $\mathrm{Re} = w_0 a_0/\nu > 10^4$ [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-11

Вход в трубу (канал)	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
С козырьком с одной стороны		l/a_0: 0 | 0,10 | 0,20 | 0,30 | 0,40 | 0,50 ζ: 0,60 | 0,63 | 0,65 | 0,67 | 0,68 | 0,68
С козырьками с двух сторон при $l/a_0 = 0{,}5$		0,82

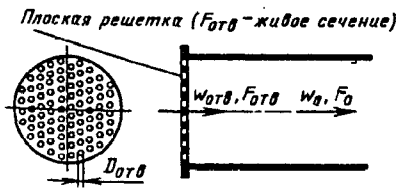
Входы при различной заделке прямой трубы между стенками; толщина входной кромки $\delta_1=(0{,}03\div0{,}04)\,a_0$; $\mathrm{Re}=w_0a_0/\nu>10^4$ [3-12, 3-13]

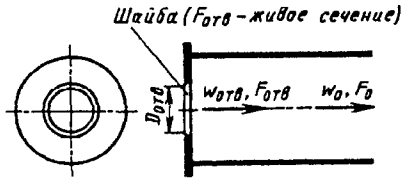
Диаграмма 3-11

Вход в трубу (канал)	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Расположенную на стенке		0,63
Заделанную между двумя стенками		0,71
Расположенную в двугранном углу (между двумя стенками)		0,77
Зажатую между тремя стенками		0,92

Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с острыми краями отверстий $(l/d_г=0\div0{,}015)$; $\mathrm{Re}=w_{отв}d_г/\nu\geqslant10^5$ [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-12



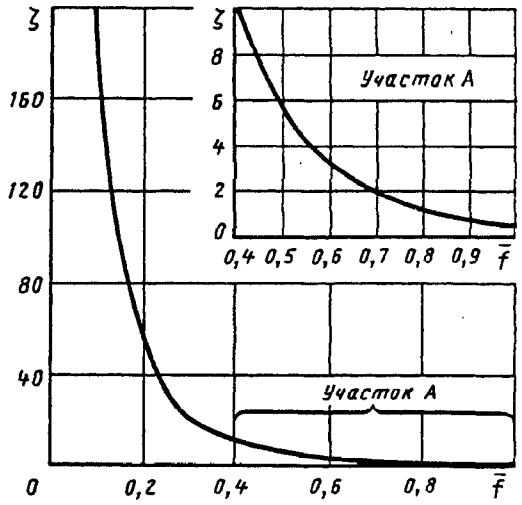


$$d_г=\frac{4f_{отв}}{П_{отв}};\quad \bar{f}=\frac{F_{отв}}{F_р}=\frac{F_{отв}}{F_0}=\frac{\sum f_{отв}}{F_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=(1{,}707-\bar{f})^2\frac{1}{\bar{f}^2}$$ см. кривую $\zeta=f(\bar{f})$

Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с острыми краями отверстий ($l/d_г = 0 \div 0{,}015$); $\mathrm{Re} = w_{отв} d_г / \nu \geqslant 10^5$ [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-12

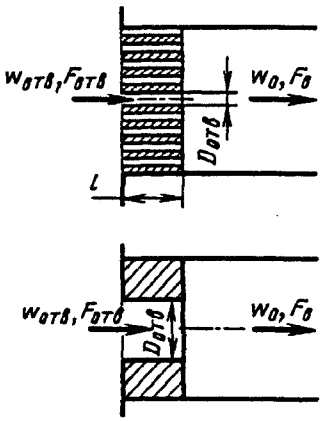


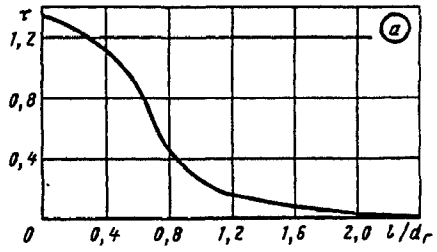
$\bar{f}$	ζ	$\bar{f}$	ζ
0,05	1100	0,50	5,8
0,10	258	0,55	4,4
0,15	98	0,60	3,5
0,20	57	0,65	2,6
0,25	38	0,70	2,0
0,30	24	0,75	1,7
0,35	15	0,80	1,3
0,40	11	0,90	0,8
0,45	7,8	1,0	0,5

Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; $\mathrm{Re} = w_{отв} d_г / \nu \geqslant 10^4$ [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-13

$$d_г = \frac{4 f_{отв}}{\Pi_{отв}};\quad \bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0} = \frac{\Sigma f_{отв}}{F_0}$$

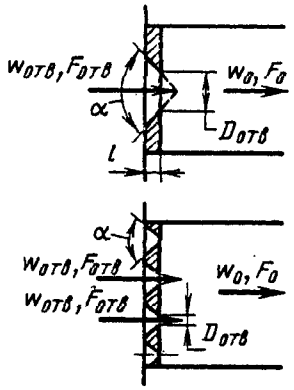
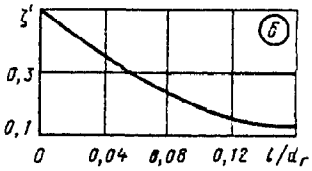
Характеристика шайбы, решетки. Края отверстий	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	2	3
Утолщенные		$\zeta \approx \left[0{,}5 + (1-\bar{f})^2 + \tau(1-\bar{f}) + \lambda \dfrac{l}{d_г}\right] \dfrac{1}{\bar{f}^2}$, где τ см. график *а* или $\tau = (2{,}4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}$, $\varphi(\bar{l}) = 0{,}25 + 0{,}5357^8/(0{,}05 + \bar{l}^7)$; λ см. диаграммы 2-2—2-6



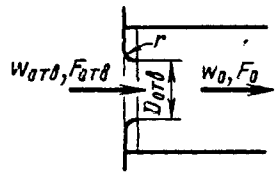
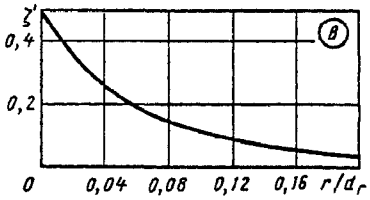
$\bar{l} \equiv l/d_г$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
τ	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42
$\bar{l} \equiv l/d_г$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
τ	0,24	0,16	0,07	0,02	0

Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; $\mathrm{Re}=w_{отв}d_г/\nu\geqslant 10^4$ [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-13

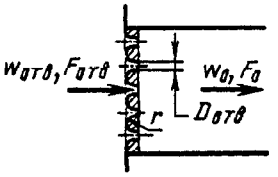
1	2	3
Срезанные		$\zeta=(1+\sqrt{\zeta'}-\bar{f})^2/\bar{f}^2$, где при $\alpha=40\div 60°$ ζ' см. график *б* или $\zeta'=0{,}13+0{,}34\cdot 10^{-(3{,}45\bar{l}+88{,}4\bar{l}^{2{,}3})}$; при других α ζ' — как ζ по диаграмме 3-7 
		$\alpha=40\div 60°$

$\bar{l}\equiv l/d_г$	0,01	0,02	0,03	0,04
ζ'	0,46	0,42	0,38	0,35
$\bar{l}\equiv l/d_г$	0,06	0,08	0,12	0,16
ζ'	0,29	0,23	0,16	0,13

Скругленные		$\zeta=(1+\sqrt{\zeta'}-\bar{f})^2\dfrac{1}{\bar{f}^2}$, где ζ' см. график *в* или $\zeta'=0{,}03+0{,}47\cdot 10^{-7{,}7\bar{r}}$ 

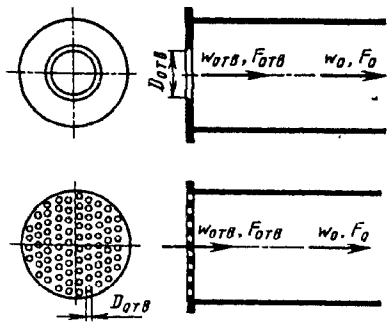
$\bar{r}\equiv r/d_г$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
ζ'	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22

$\bar{r}\equiv r/d_г$	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20
ζ'	0,19	0,15	0,09	0,06	0,02

Вход в прямую трубу (канал) через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; переходиая и ламинарная области течения $(\mathrm{Re}=w_{отв}D_г/\nu<10^4\div 10^5)$ [3-16]

Диаграмма 3-14



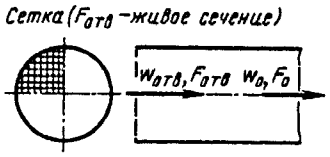
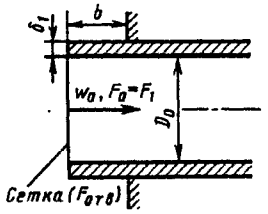
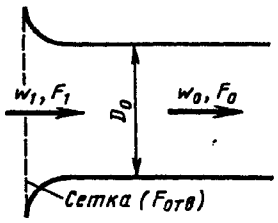
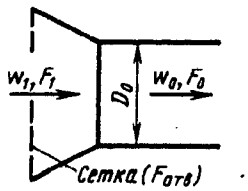
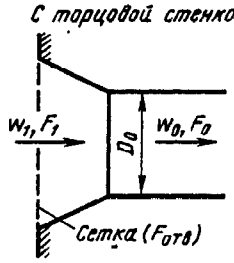
1) $30<\mathrm{Re}<10^4\div 10^5$: $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_\varphi\dfrac{1}{\bar{f}^2}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв}$;

2) $10<\mathrm{Re}<30$: $\zeta=\dfrac{33}{\mathrm{Re}}\dfrac{1}{\bar{f}^2}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв}$;

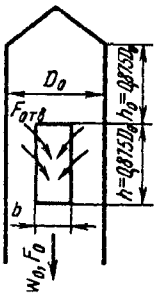
3) $\mathrm{Re}<10$: $\zeta=\dfrac{33}{\mathrm{Re}}\dfrac{1}{\bar{f}^2}$,

где $\zeta_\varphi=f_1(\mathrm{Re},\ F_0/F_1)$ см. диаграмму 4-19 (следует иметь в виду, что $\bar{f}=F_{отв}/F_0$ соответствует F_0/F_1), $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f_2(\mathrm{Re})$ см. тот же график; $\zeta_{кв}$ — как ζ при $\mathrm{Re}>10^4\div 10^5$ см. диаграммы 3-12 и 3-13

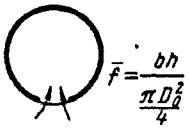
Входы в трубу с сеткой на входе	Диаграмма 3-15

Характеристика входа	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Вход с острой входной кромкой ($\delta_1/D_г = 0$)		$\zeta \approx 1 + \zeta_c$, где ζ_c определют как ζ для сетки по диаграмме 8-6
Вход с утолщенной входной кромкой ($\delta_1/D_г > 0$)		$\zeta = \zeta' + \zeta_c$, $\zeta = \zeta' + \zeta_c$, где ζ' см. кривые $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_г}, \frac{b}{D_г}\right)$ диаграммы 3-1; ζ_c см. выше
Коллектор по дуге круга		$\zeta \approx \zeta' + \frac{\zeta_c}{n_п^2}$, где ζ' см. кривые $\zeta = f\left(\frac{r}{D_г}\right)$ диаграммы 3-4; ζ_c см. выше
Конический коллектор	Без торцовой стенки  С торцовой стенкой 	$\zeta \approx \zeta' + \frac{\zeta_c}{n_п^2}$, где ζ' см. кривые $\zeta = f\left(\alpha, \frac{l}{D_г}\right)$ соответственно на диаграммах 3-6 и 3-7; ζ_c см. выше

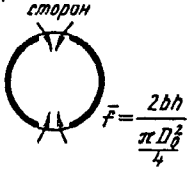
Вход в прямую трубу круглого сечения через первое боковое отверстие; $Re = w_{отв} b/\nu > 10^4$ [3-15]	Диаграмма 3-16



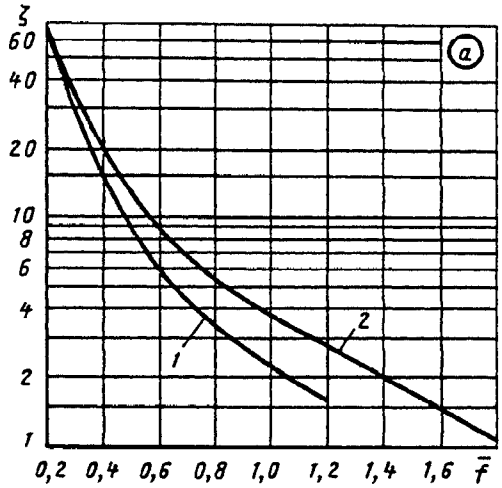
1. Одно отверстие



2. Два отверстия с противоположных сторон



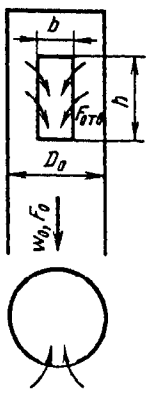
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривые $\zeta = f(\bar{f})$



Значения ζ (график *а*)

Число отверстий	$\bar{f}$						
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Одно (кривая *1*)	64,5	30,0	14,9	9,0	6,27	4,54	3,54
Два (кривая *2*)	65,5	36,5	17,0	12,0	8,75	6,85	5,50

Число отверстий	$\bar{f}$					
	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
Одно (кривая *1*)	2,70	2,28	1,60	—	—	—
Два (кривая *2*)	4,54	3,84	2,76	2,01	1,40	1,10

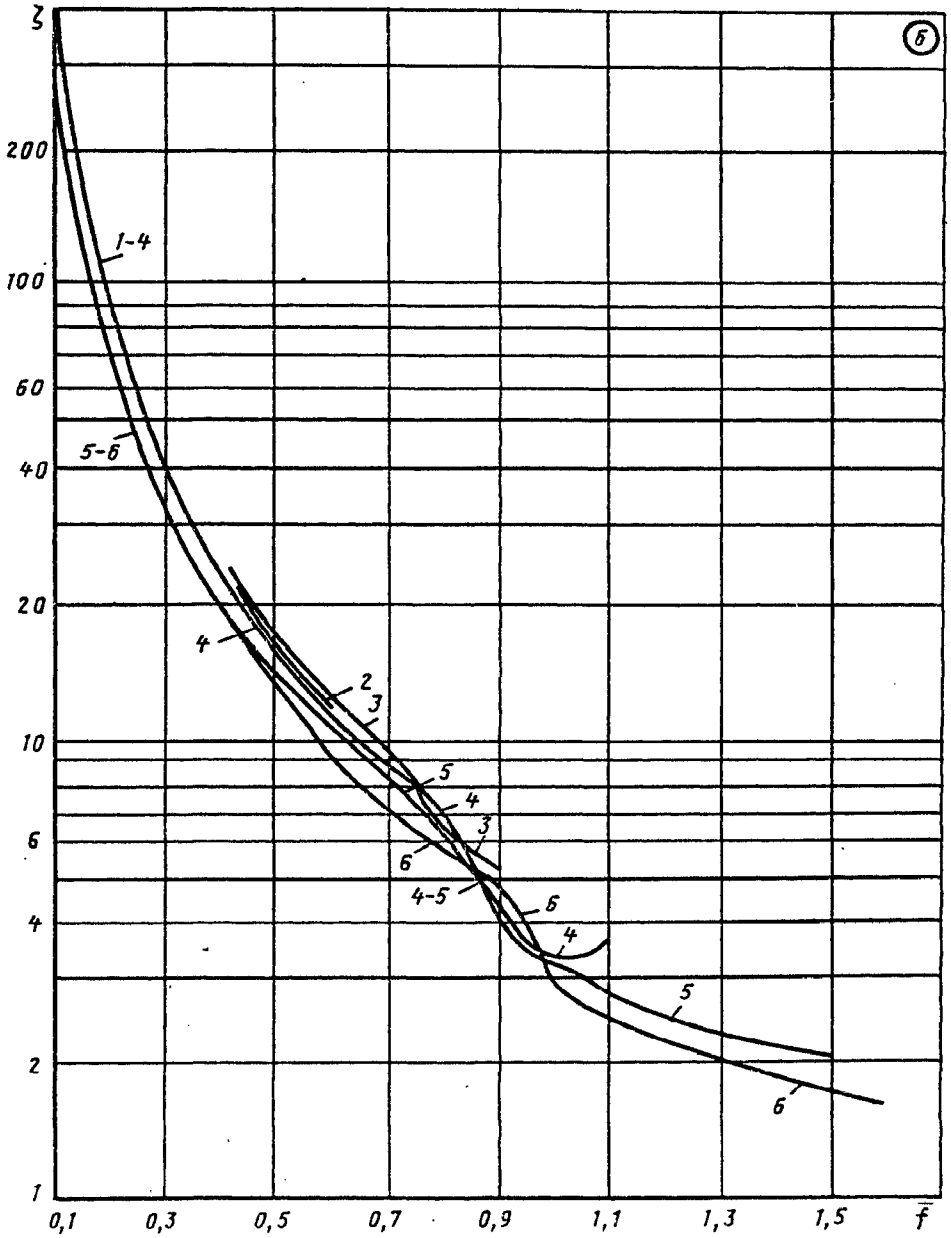


Значения ζ (график *б*)

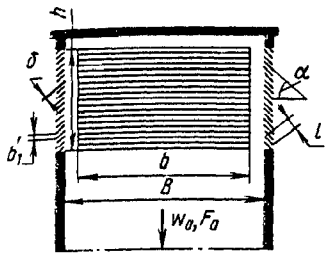
Кривая	b/D_0	$\bar{f}$							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
1	0,13	335	85,0	—	—	—	—	—	—
2	0,26	305	85,0	42,2	22,5	15,6	11,6	—	—
3	0,38	280	79,0	38,3	23,2	16,0	11,7	9,30	6,40
4	0,48	260	75,0	36,3	22,0	15,2	11,3	8,80	6,85
5	0,62	235	67,0	32,5	20,0	13,8	10,2	8,00	6,50
6	0,7	230	63,0	30,2	18,4	12,8	9,40	7,35	5,95

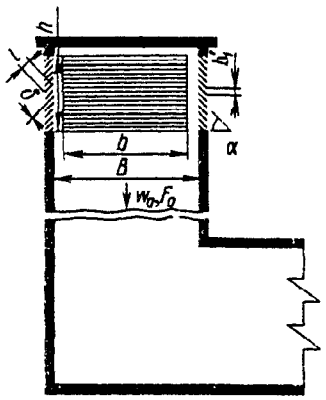
Вход в прямую трубу круглого сечения через первое боковое отверстие; $Re = w_{отв} b/\nu > 10^4$ [3-15]	**Диаграмма 3-16**

Кривая	b/D_0	$\bar{f}$							
		0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
1	0,13	—	—	—	—	—	—	—	—
2	0,26	—	—	—	—	—	—	—	—
3	0,38	5,40	—	—	—	—	—	—	—
4	0,48	4,20	3,40	3,80	—	—	—	—	—
5	0,62	4,00	3,30	2,82	2,50	2,30	2,15	2,05	—
6	0,7	4,85	2,95	2,50	2,22	2,02	1,83	1,70	1,56



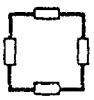
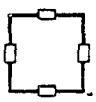
Шахты (приточные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [3-19]	Диаграмма 3-17





$$\frac{h}{B}=0{,}5;\quad \bar{f}'=\frac{nbh}{F_0}=\frac{F_p}{F_0}$$

Прямые шахты

Число отверстий	Схема расположения отверстий		$\bar{f}'$	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha=30°$; $b'_1/h=0{,}029$; $l/b'_1=1{,}6$; $\delta/b'_1=0{,}058$	$\alpha=45°$; $b'_1/h=0{,}024$; $l/b'_1=1{,}4$; $\delta/b'_1=0{,}07$
1			0,44	1,5	12,6	17,5	—
2			0,88	1,5	3,60	5.40	—
2			0,88	1,5	4,20	6,30	—
3			1,30	1,5	1,80	3,20	—
4			1,74	1,5	1,20	2,50	3,80
4			1,16	1,0	2,00	3,60	6,00
4			0,58	0,5	8,00	13,7	21,5

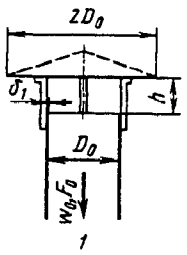
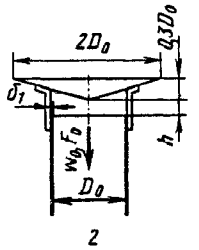
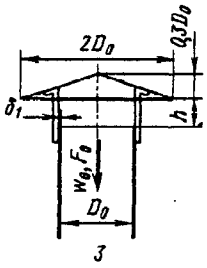
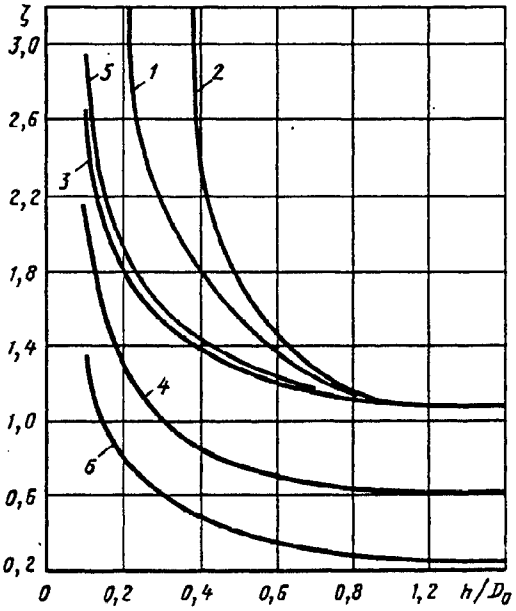
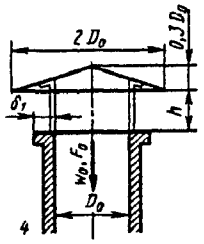
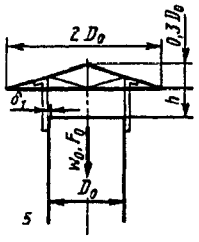
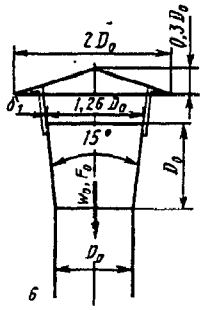
Шахты (приточные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [3-19]	**Диаграмма 3-17**

Шахты с поворотом

Число отверстий	Схема расположения отверстий		$\bar{f}'$	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha=30°$; $b'_1/h=0{,}029$; $l/b'_1=1{,}6$; $\delta/b'_1=0{,}058$	$\alpha=45°$; $b'_1/h=0{,}024$; $l/b'_1=1{,}4$; $\delta/b'_1=0{,}07$
1			0,44	1,5	14,0	18,6	—
1			0,44	1,5	16,0	19,0	—
1			0,44	1,5	16,7	20,0	—
2			0,88	1,5	4,50	6,50	—
2			0,88	1,5	5,20	7,00	—
2			0,88	1,5	5,30	7,20	—
2			0,88	1,5	5,30	7,50	—
3			1,30	1,5	2,60	3,90	—
3			1,30	1,5	3,00	4,50	—
3			1,30	1,5	3,40	5,10	—
4			1,74	1,5	2,70	4,00	5,60
4			1,16	1,0	3,10	4,70	6,90
4			0,58	0,5	9,00	14,4	22,0

Шахты (приточные) круглого сечения; прямые;
$\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu > 10^4$ [3-28]

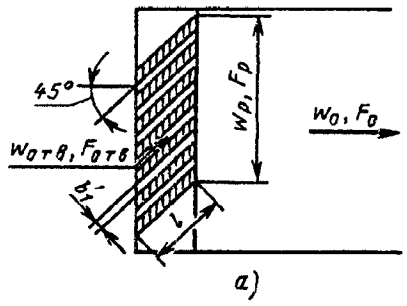
Диаграмма 3-18

Характеристика шахты	Схема	Коэффициент сопротивления
1. С плоским экраном		
2. С рассечкой		$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые $\zeta = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$
3. С зонтом и острой входной кромкой		
4. С зонтом и утолщенной входной кромкой		
5. С зонтом и с рассечкой		
6. С диффузором и с зонтом		

Значения ζ

Схема	h/D_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	∞
1	—	4,40	2,15	1,78	1,58	1,35	1,23	1,13	1,10	1,06	1,06
2	—	48,0	6,40	2,72	1,73	1,47	1,26	1,16	1,07	1,06	1,06
3	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,06	1,06
4	2,13	1,30	0,95	0,84	0,75	0,70	0,65	0,63	0,60	0,60	0,60
5	2,90	1,90	1,59	1,41	1,33	1,25	1,15	1,10	1,07	1,06	1,06
6	1,32	0,77	0,60	0,48	0,41	0,30	0,29	0,28	0,25	0,25	0,25

Вход в прямой канал через неподвижную жалюзийную решетку при $\bar{f}=\frac{F_{отв}}{F_р}=0{,}1\div 0{,}9$	Диаграмма 3-19

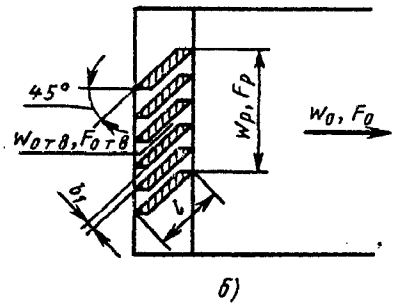


а)

Входные кромки перьев срезаны вертикально

$$\frac{l}{b'_1}\geqslant\left(\frac{l}{b'_1}\right)_{опт}\left[\text{где}\left(\frac{l}{b'_1}\right)_{опт}\approx 11\left(1-\bar{f}\right)\right];$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx k\left[0{,}85+\left(1-\bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\times\frac{1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2=k\zeta'$$



б)

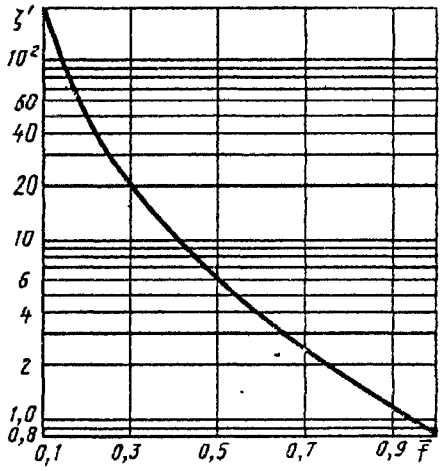
Входные кромки перьев срезаны горизонтально

$\frac{l}{b'}<\left(\frac{l}{b'_1}\right)_{опт}$:

$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx k\zeta'+\Delta\zeta$, где $k=1{,}0$ для схемы *а*; $k=0{,}6$ для схемы *б*; $\Delta\zeta\approx 0{,}5\left[11\left(1-\bar{f}\right)-\frac{l}{b'_1}\right]$;

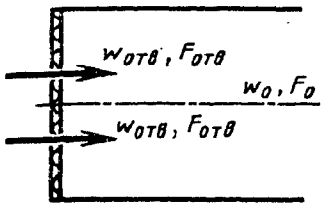
$\zeta_{тр}=\lambda\frac{l}{b'_1}$; λ см. диаграммы 2-1—2-6.

При $\frac{l}{b'_1}=\left(\frac{l}{b'_1}\right)_{опт}$, $\frac{F_{отв}}{F_р}=\frac{F_{отв}}{F_0}$ и $\lambda=0{,}064$ (при $\mathrm{Re}=w_{отв}b'_1/\nu\approx 10^3$) значения ζ' см. кривую $\zeta'=f(\bar{f})$

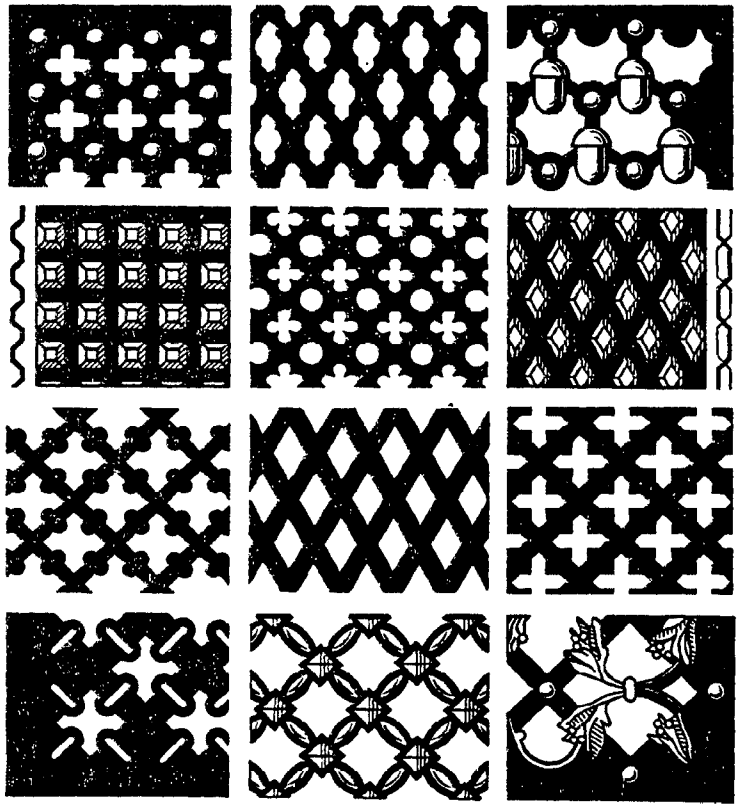


$\bar{f}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ'	235	52,5	20,5	10,5	6,00	3,60	2,35	1,56	1,18	0,85

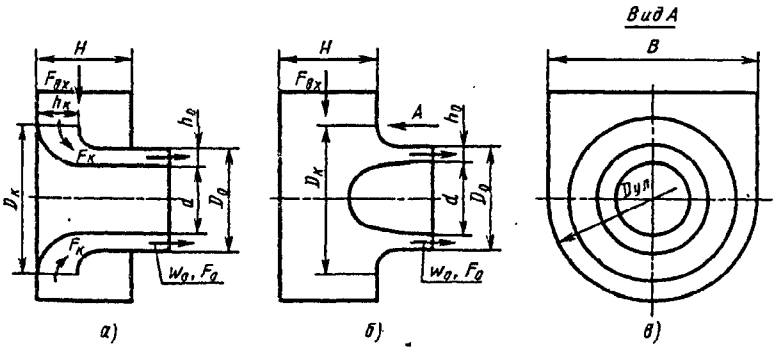
Вход в прямой канал через штампованные или литые фигурные решетки	Диаграмма 3-20



$w_{отв}=Q/F_{отв}$; $F_{отв}$ — живое сечение решетки; $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ приближенно см. кривую $\zeta=f(\bar{f})$ диаграммы 3-12



Входные патрубки осевых стационарных турбомашин [3-10]	Диаграмма 3-21



$n_п=F_{вх}/F_0$; $n_к=F_к/F_0=2\dfrac{h_к}{h_0}\cdot\dfrac{D_к}{D_0(1+\bar{d})}$;

$\bar{d}=d/D_0$; $\bar{D}_{ул}=D_{ул}/D_0$; $\bar{H}=H/D_0$

Коллектор (схема *а*), образованный двумя криволинейными поверхностями при $n_п\geqslant 3{,}5$; $n_к\approx n_п$; $\bar{D}_{ул}\geqslant 1{,}3$ (оптимальные параметры)

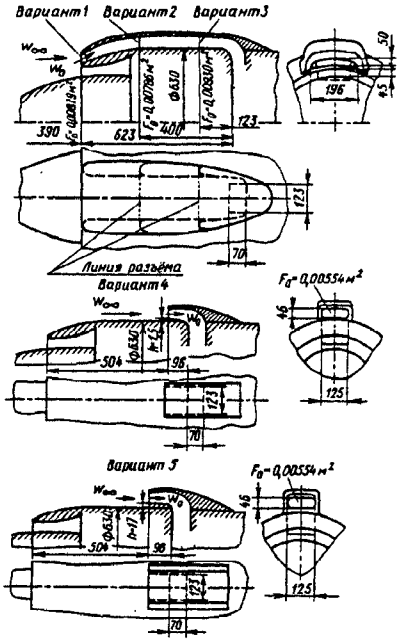
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx 0{,}07$$

Коллектор (схема *б*), образованный одной криволинейной поверхностью при $n_п\geqslant 3{,}5$; $\bar{H}\geqslant 0{,}95$; $\bar{D}_{ул}\geqslant 1{,}15\div 1{,}25$ (оптимальные параметры)

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx 0{,}08$$

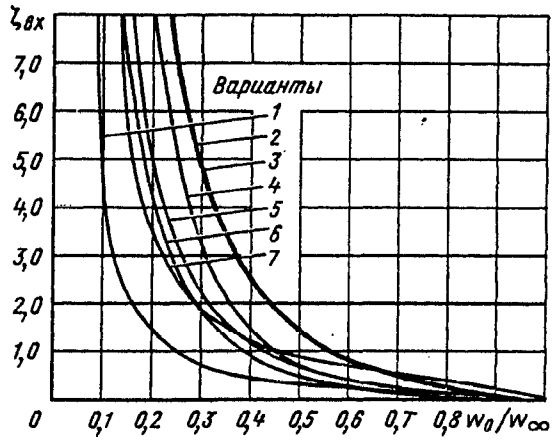
Воздухоприемные устройства (всасывающие патрубки) (при скоростях значительно ниже звуковых) [3-11]

Диаграмма 3-22



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вх} + \zeta_{из},$$

где $\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p_{вх}}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{w_0}{w_\infty}\right)$ см. график (w_∞ — скорость набегающего потока); $\zeta_{из} \equiv \frac{\Delta p_{из}}{\rho w_0^2/2}$ определяется в зависимости от формы и геометрических параметров всего участка воздухоприемного устройства по материалам справочника

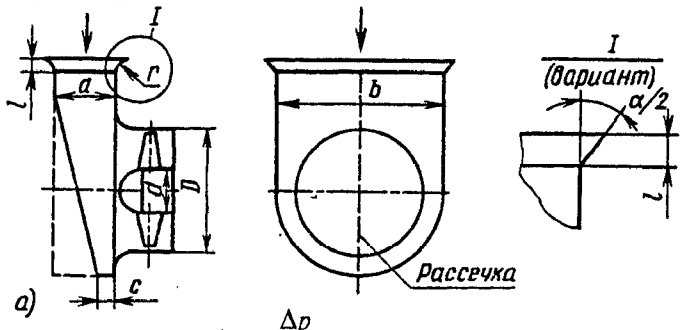


Значения $\zeta_{вх}$

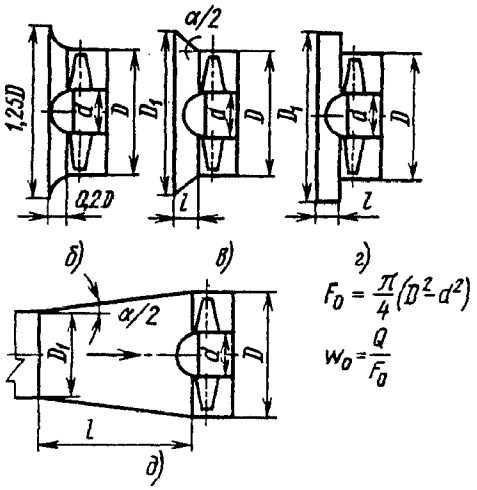
Вариант	w_0/w_∞									
	0,1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	5,0	1,5	1,0	0,7	0,4	0,35	0,25	0,15	0,03	0,03
2	—	—	6,0	5,0	2,5	1,5	0,8	0,45	0,25	0,10
3	—	—	6,0	5,0	2,5	1,5	0,8	0,45	0,25	0,10
4	—	—	5,4	3,2	1,5	0,70	0,45	0,25	0,20	0,05
5	—	5,3	3,2	2,3	1,2	0,70	0,40	0,20	0,10	0,05
6	—	4,3	2,8	1,9	0,9	0,5	0,25	0,20	0,10	0,05
7	—	3,5	2,6	1,9	1,2	0,9	0,7	0,5	0,4	0,15

Входные элементы осевых вентиляторов [3-3, 3-4, 3-26]

Диаграмма 3-23



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$



$z_л$ — число лопаток колеса вентилятора;

$F_0 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$; $w_0 = Q/F_0$; $\bar{l} = l/D$; $\bar{d} = d/D$

$F_0 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$

$w_0 = \frac{Q}{F_0}$

Входные элементы осевых вентиляторов [3-3, 3-4, 3-26]	**Диаграмма 3-23**

Значения ζ элементов
($\bar{d}=0{,}3\div0{,}45$; $z_л=3\div4$)

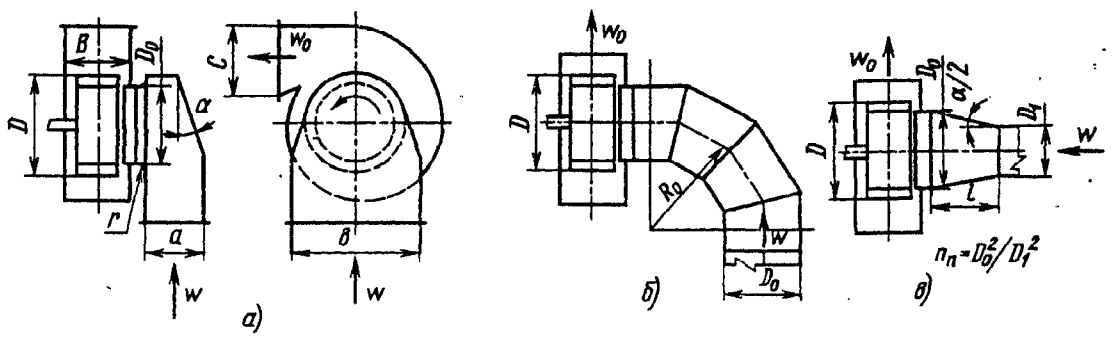
Входной элемент	Режим работы вентилятора	
	Максимальное полное давление p_{max}	Максимальный расход Q_{max}
Входная коробка (*а*): $a=0{,}75D$; $b=2D$; $c=0{,}2D$; $l=0$	0,15	0,07
$c=a$	0,34	0,2
$c=0{,}2D$; $\bar{l}=l/D=0{,}1$	0,03	0,08
$c=0{,}2D$; $0{,}1<\bar{l}\leqslant0{,}3$; $\alpha=40°$	0,03	0,06
Конфузор, конус (*б*, *в*): $\alpha=60°$; $\bar{l}=0{,}1$	0,07	0,09
$\bar{l}=0{,}2$	0	0,02
$\bar{l}=0{,}3$; $\alpha=60°$	0,03	0

Входной элемент	Режим работы вентилятора	
	Максимальное полное давление p_{max}	Максимальный расход Q_{max}
$\bar{l}=0{,}1$; $\alpha=80°$	0,07	0,06
$\bar{l}=0{,}2$; $\alpha=80°$	0,03	0,05
Уступ (*г*): $D_1/D=1$; $\bar{l}=0$	Срыв потока	0,35
$D_1/D=1{,}25$; $\bar{l}=0{,}1$	0,07	0,15
$0{,}1<\bar{l}\leqslant0{,}3$	0,03	0,10
Диффузор (*д*): $\alpha=8\div12°$; $n_д=2$	0,12	0,15

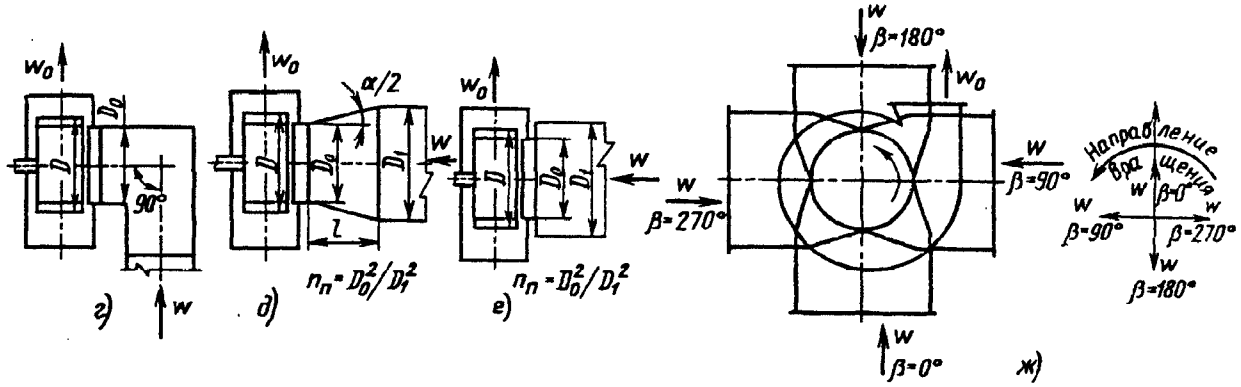
Примечание. Тип вентилятора К-121.

Входные элементы центробежных вентиляторов [3-3, 3-4, 3-25, 3-33)	**Диаграмма 3-24**

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$



Входные элементы центробежных вентиляторов [3-3, 3-4, 3-25, 3-33)	**Диаграмма 3-24**



$\eta^{в}$ — КПД вентилятора; $F'_0 = B \cdot C$; $w_0 = Q/F'_0$; $F_к = ab$; $F_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$; $\bar{l} = l/D_0$

Значения ζ элементов (лопатки рабочего колеса загнуты назад)

Входной элемент	Угол установки элемента $\beta^{в}_{(ж)}$	Режим работы вентилятора *1			Тип вентилятора
		$Q < Q_н$; $\eta^{в} \geqslant 0{,}9\eta^{в}_{max}$	номинальный $Q = Q_н$; $\eta^{в} = \eta^{в}_{max}$	$Q > Q_н$; $\eta^{в} \geqslant 0{,}9\eta^{в}_{max}$	
Входная коробка (*а*): $F_к/F_0 = 1{,}7$; $b/a = 2{,}3$; $\alpha = 12°$	0	0,3	0,3	0,3	Ц4-76
$F_к/F_0 = 1{,}2$; $b/a = 2{,}3$; $\alpha = 12°$	90	0,5	0,5	0,5	
	180	0,6	0,6	0,7	
	270	0,5	0,5	0,3	
$F_к/F_0 = 1 \div 1{,}5$; $b/a = 2{,}3$; $\alpha = 0°$	0—270	0,07	0,7	0,7	
Составное колено (*б*): $R_0/D_0 = 1{,}5$	0—270	0,15	0,15	0,15	Ц4-70
Диффузор (*в*):					
$\bar{l} = 0{,}8$; $n_п = 1{,}5$	—	0,5	0,5	0,5	Ц4-76
$\bar{l} = 0{,}8$; $n_п = 2$	—	0,5	0,8	0,8	
$\bar{l} = 1{,}4$; $n_п = 1{,}5$	—	0,2	0,3	0,3	
$\bar{l} = 1{,}4$; $n_п = 2$	—	0,2	0,3	0,65	
Простое колено (*г*)	0—270	1,0	1,0	1,0	Ц4-70
Конический конфузор (*д*):					
$\bar{l} = 1$; $n_п = 0{,}67$	—	0,7	0,3	0,2	Ц4-76
$\bar{l} = 1{,}2$; $n_п = 0{,}5$	—	0,8	0,4	0,3	
$\bar{l} = 1{,}4$; $n_п = 0{,}4$	—	0,5	0,1	0,1	

Входные элементы центробежных вентиляторов [3-3, 3-4, 3-25, 3-33)	**Двграмма 3-24**

Значения ζ элементов (лопатки рабочего колеса загнуты вперед)

Входной элемент	Угол установки элемента $\beta^{*}_{(ж)}$	Режим работы вентилятора *1			Тип вентилятора
		$Q<Q_н$; $\eta^{a}\geqslant 0{,}9\eta^{a}_{max}$	номинальный $Q=Q_н$; $\eta^{a}=\eta^{a}_{max}$	$Q>Q_н$; $\eta^{a}\geqslant 0{,}9\eta^{a}_{max}$	
Входная коробка (*а*) $F_к/F_0=1{,}3$; $b/a=2{,}4$; $\alpha=12°$	0 90 180 270	0,3 0,4 0,45 0,2	0,35 0,4 0,45 0,2	0,3 0,3 0,5 0,3	Ц9-55
$F_к/F_0=1{,}1$; $b/a=2{,}3$; $\alpha=12°$	0	0,5	0,5	0,5	Ц9-55
$F_к/F_0=1{,}2\div 1{,}8$; $b/a=2{,}3$; $\alpha=0°$	0—270	0,85	0,85	0,85	
Составное колено (*б*): $R_0\geqslant 1{,}5D_0$	0 90 180 270	0,3 0,4 0,5 0,3	0,3 0,4 0,5 0,3	0,4 0,4 0,4 0,35	
Диффузор (*в*): $\bar{l}=0{,}5$; $n_п=1{,}5$ $\bar{l}=0{,}5$; $n_п=2{,}0$ $\bar{l}=0{,}8$; $n_п=1{,}5$ $\bar{l}=0{,}8$; $n_п=2{,}0$ $\bar{l}=0{,}4$; $n_п=1{,}5$ $\bar{l}=0{,}4$; $n_п=2{,}0$	— — — — — —	0 0,5 0,1 0,3 0,2 0,4	0,2 0,8 0,15 0,3 0,2 0,5	0,2 0,7 0,1 0,2 0,15 0,4	Ц14-46
Простое колено (*г*)	0—270	2,0	2,0	2,0	Ц9-55
Конический конфузор (*д*): $\bar{l}=1{,}5$; $n_п=0{,}4\div 0{,}7$	—	0	0	0	Ц14-46
Уступ (вихревой коллектор) (*е*): $n_п\geqslant 0{,}7$	—	0	0	0	

*1 Режим работы вентилятора, соответствующий максимальному значению КПД η^{a}_{max}, называют номинальным, с расходом $Q_н$. Рабочей областью характеристики вентилятора называют ту ее часть, для которой $\eta^{a}\geqslant 0{,}9\eta^{a}_{max}$.

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ С ВНЕЗАПНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТИ И ПРИ ПЕРЕТЕКАНИИ ПОТОКА ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ УЧАСТКОВ С ВНЕЗАПНЫМ РАСШИРЕНИЕМ СЕЧЕНИЯ, ВНЕЗАПНЫМ СУЖЕНИЕМ СЕЧЕНИЯ, ШАЙБ, ДИАФРАГМ, ПРОЕМОВ И ДР.)

4-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. При внезапном расширении поперечного сечения трубы (канала) возникают так называемые потери на «удар». Коэффициент местного сопротивления удара в случае равномерного распределения скоростей по сечению узкого канала и турбулентного течения ($\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$) зависит только от отношения площадей узкого и широкого сечений F_0/F_2 (степени расширения $n_п=F_2/F_0$) и вычисляется по формуле Борда — Карно:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2. \qquad (4\text{-}1)$$

Суммарный коэффициент сопротивления участка с внезапным расширением*[1]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр}=\zeta_м+\frac{\zeta'_{тр}}{n_п^2}, \qquad (4\text{-}2)$$

где $\zeta'_{тр}\equiv\dfrac{\Delta p_{тр}}{\rho w_2^2/2}=\lambda l_2/D_{2г}$.

2. При внезапном расширении сечения трубы образуется струя, отделенная от остальной среды поверхностью раздела, которая распадается и свертывается в мощные вихри (рис. 4-1). Длина участка l_2, на котором происходит вихреобразование, постепенное рассасывание вихрей и полное растекание потока по сечению, составляет примерно 8—12 $D_{2г}$ ($D_{2г}$ — гидравлический диаметр широкого сечения). Потери на удар при внезапном расширении связаны с указанным вихреобразованием на участке l_2.

3. В случае, когда внезапное расширение сечения трубы происходит только в одной плоскости (рис. 4-2), потери на «удар» уменьшаются с увеличением отношения сторон B/H (B — ширина большего сечения; H — постоянная высота канала); местный коэффициент сопротивления в этом случае

$$\zeta_м=k_1\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2,$$

где $k_1\leqslant 1$ — поправочный коэффициент, зависящий от отношения сторон B/H.

4. В реальных условиях распределение скоростей на участке перед внезапным расширением, как правило, не бывает равномерным. Это обстоятельство существенно повышает потери по сравнению с вычисленными по (4-1).

Для подсчета коэффициента местного сопротивления удара в потоке с неравномерным распределением скоростей и при больших Re следует применять обобщенную формулу, учитывающую эту неравномерность, если только известен закон распределения скоростей по сечению канала [4-13, 4-15]:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_п^2}+N-\frac{2M}{n_п}. \qquad (4\text{-}3)$$

Суммарный коэффициент сопротивления вычисляют по формуле, аналогичной (4-2).

В (4-3) $M=\dfrac{1}{F_0}\int\limits_{F_0}(w/w_0)^2\,dF$ — коэффициент количества движения потока (коэффициент Буссинеска) на выходе из узкого канала в широкий; $N=\dfrac{1}{F_0}\int\limits_{F_0}(w/w_0)^3\,dF$ — коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса) в том же сечении.

С некоторым приближением можно принять $N\approx 3M-2$.

Это тем точнее, чем M и N ближе к единице.

*[1] Добавочный коэффициент $\zeta_{тр}$ применяют в том случае, если он не был учтен при определении потерь на трение на всем участке данной сети.

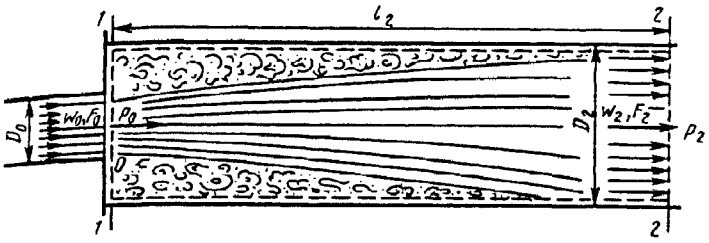


Рис. 4-1. Схема движения потока при внезапном расширении сечения трубы

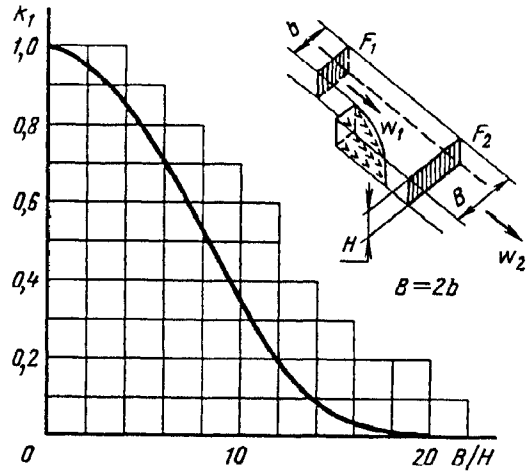


Рис. 4-2. Зависимость k_1 от B/H

Последнее выражение приводит к следующей приближенной формуле для определения коэффициента местного сопротивления:

$$\zeta_{\text{м}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx N\left(1-\frac{2}{3n_{\text{п}}}\right)+\frac{1}{n_{\text{п}}^2}-\frac{4}{3n_{\text{п}}}.$$

5. Если известен закон распределения скоростей по сечению, то коэффициенты M и N могут быть легко вычислены. Если этот закон неизвестен, то он должен быть определен экспериментально. Тогда на основании полученных кривых распределения скоростей M и N можно найти методом графического интегрирования.

6. В диффузоре с углами расширения до $\alpha=8\div10°$ и на длинных прямых участках постоянного поперечного сечения с развившимся турбулентным профилем скоростей (см. параграф 1-3) распределение скоростей по сечению близко к закону степенной функции

$$\frac{w}{w_{\max}}=\left(1-\frac{y}{R_0}\right)^{1/m},$$

где w, $w_{\max}$ — соответственно скорость в данной точке и максимальная скорость по сечению, м/с; R_0 — радиус сечения, м; y — расстояние от оси трубы до данной точки, м; m — показатель степени, который может меняться в пределах от 1 до ∞.

7. При $m=1$ профиль скоростей получает форму треугольника (рис. 4-3). При $m=\infty$ профиль скоростей получает форму прямоугольника, т. е. распределение скоростей по сечению совершенно равномерное. Практически профиль скоростей, близкий к прямоугольному, получается уже при $m=8\div10$. Такое значение m может быть принято для длинных прямых участков при турбулентном течении. Значения $m=2\div6$ для длинных диффузоров ($n_1=F_1/F_0>2$) принимают:

при $\alpha=2°$ $m\approx6$; при $\alpha=6°$ $m\approx3$;
при $\alpha=4°$ $m\approx4$; при $\alpha=8°$ $m\approx2$.

8. Значения M и N, входящие в (4-3), при степенном законе распределения скоростей могут быть вычислены по следующим формулам, выведенным автором [4-12, 4-13]:

для труб круглого и квадратного сечений

$$M=\frac{(2m+1)^2(m+1)}{4m^2(m+2)};$$

$$N=\frac{(2m+1)^3(m+1)^3}{4m^4(2m+3)(m+3)};$$

для плоской трубы или плоского диффузора (практически с отношением сторон прямоугольного сечения $a_0/b_0=0{,}3\div3{,}0$)

$$M=\frac{(m+1)^2}{m(m+2)};$$

$$N=\frac{(m+1)^3}{m^2(m+3)}.$$

9. На длинных прямых участках труб и каналов (практически на расстоянии более $10D_{\text{г}}$ от входа) при ламинарном течении устанавливается параболический профиль скоростей

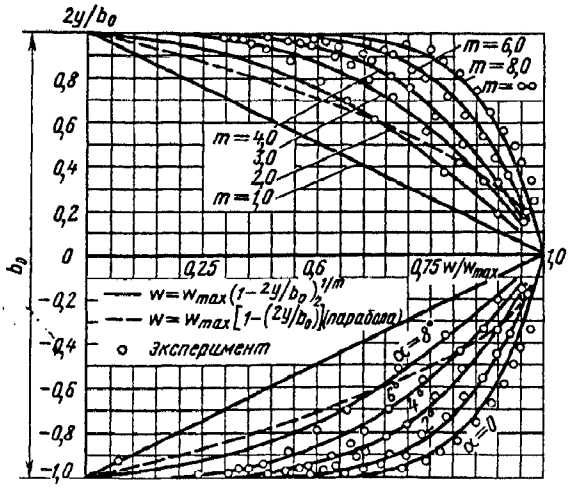


Рис. 4-3. Схемы распределения скоростей в плоских диффузорах с углами расширения α до 8° и сравнения со степенным законом

$$\frac{w}{w_{max}}=1-\left(\frac{y}{R_0}\right)^2.$$

При этом для трубы круглого или квадратного сечения $M=1{,}33$ и $N=2$, а для плоской трубы $M=1{,}2$ и $N=1{,}55$.

10. В трубах и каналах непосредственно за решетками, в коленах за направляющими лопатками и в других подобных случаях устанавливается профиль скоростей, близкий к тригонометрической функции (рис. 4-4), которую для плоского канала вычисляют по формуле автора [4-13, 4-15]:

$$\frac{w}{w_0}=1+\frac{\Delta w}{w_0}\sin 2k_1\pi\frac{2y}{b_0},$$

где b_0 — ширина плоского канала, м; Δw — максимальное отклонение скорости (по модулю) в данном сечении канала от средней по этому сечению скорости w_0, м/с; k_1 — целое число.

В этом случае

$$M=1+\frac{1}{2}\left(\frac{w}{w_0}\right)^2;\quad N=1+\frac{3}{2}\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2.$$

11. За такими участками, как диффузор с углами расширения, при которых происходит отрыв потока ($\alpha\geqslant 14°$), колена, отводы и т. п., устанавливается несимметричное поле скоростей (рис. 4-5). В частности, в плоских диффузорах с углом расширения $\alpha=15\div 20°$ и в прямых коленах ($\delta=90°$) распределение скоростей описывается формулой [4-13, 4-15]

$$w/w_0=0{,}585+1{,}64\sin\left(0{,}2+1{,}95\frac{2y}{b_0}\right).$$

При этом $M=1{,}87$ и $N=3{,}7$.

12. При образовании в трубе (канале) с постоянным поперечным сечением неравномерного поля скоростей дальнейшее выравнивание потока также сопровождается невосполнимыми потерями давления (потери на деформацию потока), которые вычисляют по формуле, вытекающей из (4-2) и (4-3):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1+N-2M+\zeta_{тр}\qquad(4\text{-}4)$$

или соответственно

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\frac{1}{3}(N-1)+\zeta_{тр},$$

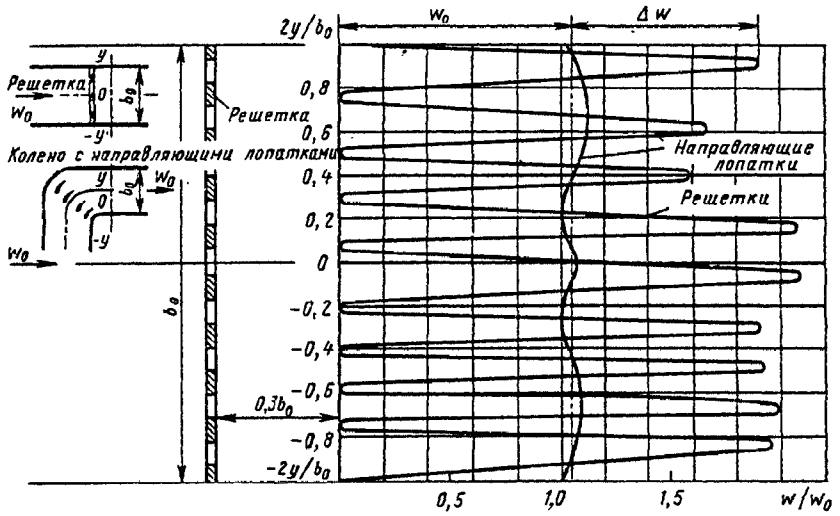


Рис. 4-4. Схема распределения скоростей по тригонометрической функции (за решетками и направляющими лопатками) [4-15]

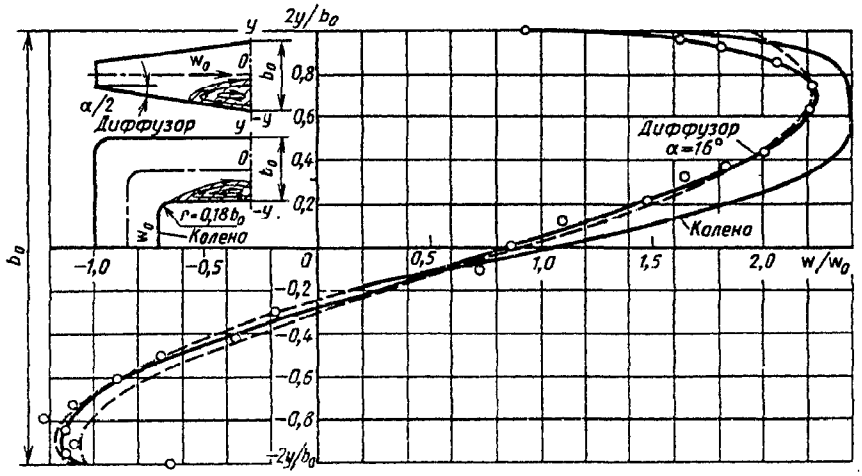


Рис. 4-5. Схема несимметричного распределения скоростей (за коленом и в диффузоре с углом расширения, при котором происходит отрыв струи) [4-15]

где M и N определяются в соответствии с полученным характером неравномерности.

Эти потери учитываются только в том случае, если они не принимались во внимание при определении местного сопротивления фасонной части или препятствия, которыми и было вызвано неравномерное распределение скоростей в прямом участке.

13. Коэффициенты M и N для входного сечения смесительной камеры эжектора при входе в нее «основного»*1 участка свободной струи (рис. 4-6) вычисляются по формулам автора [4-13, 4-15]:

$$M=\frac{1}{\bar{q}^2}\cdot\frac{F_2}{F_0};\quad N=\frac{1}{\bar{q}^3}\left(\frac{F_2}{F_0}\right)^2\bar{e},$$

где F_2/F_0 — отношение площади данного сечения свободной струи (смесительной камеры) к площади начального сечения струи (подводящего сопла); $\bar{q}=Q/Q_0$ — безразмерный расход через данное сечение, т. е. отношение расхода среды, протекающей через трубу (смесительную камеру), к начальному расходу струи (на выходе из подводящего сопла); $\bar{e}=E/E_0$ — безразмерный запас кинетической энергии струи в данном сечении, т. е. отношение запаса энергии струи на входе в трубу (смесительную камеру) к начальной энергии струи.

Величины F_2/F_0, $F_{стр}/F_0$, $\bar{q}$ и $\bar{e}$ зависят от относительной длины свободной струи $s/D_г$ и определяются по диаграммам 11-24 и 11-25.

14. Сопротивление участка с внезапным расширением можно существенно снизить путем установки в нем дефлекторов (рис. 4-7, *а*). При правильной установке дефлекторов*2 потери снижаются на 35—40%, так что коэффициент местного сопротивления такого участка

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p_м}{\rho w_0^2/2}\approx 0{,}6\,\zeta'_м,$$

где $\zeta'_м$ — коффициент сопротивления участка с внезапным расширением без дефлекторов, определяемый как ζ по данным, приведенным на диаграмме 4-1.

15. Существенное уменьшение сопротивления участка с внезапным расширением достигается при устройстве за узким сечением «карманов» (рис. 4-7, *б*), способствующих образованию в них стационарного вихревого кольца (у труб круглого сечения) или двух стационарных вихрей (у плоского канала), которые являются своеобразными «насосами» [4-44].

16. Потери давления на участке с внезапным расширением могут быть значительно уменьшены путем дробления вихрей в этом участке с помощью поперечных перегородок (рис. 4-8) [4-21]. Верхние кромки этих перегородок должны находиться на уровне верхней границы вихревой зоны и не выступать в активный поток. Поперечные ребра, очевидно, уменьшают интенсивность обратного тока в канале, а также заменяют неустойчивые вихри на стационарные [4-21].

17. Если скорость газового потока в сечении *в—в* (рис. 4-9) близка к скорости звука и на участке струи между сечениями *с—с* и *п—п* остается дозвуковой, то [4-7] с достаточной точностью потери на «удар» можно определять по приведенным выше формулам для несжимаемой жидкости [при относительной (приведенной) скорости $\lambda_b=\frac{w}{a_{кр}}\leqslant 0{,}75$ погрешность практически равна нулю, при $\lambda_b=1$ погрешность составляет 8%].

18. В общем случае ступенчатый канал, в котором происходит течение, может иметь на входе сверхзвуковое сопло, и тогда геометрическая форма канала будет характеризоваться размерами трех сечений: площадью критического сечения $F_{кр}$, площадью сечения сопла на выходе F_b, площадью сечения цилиндрического канала $F_п$. В частном случае $F_{кр}=F_b$ и сверхзвуковое сопло отсутствует.

19. Если в каком-либо сечении струи на участке *с—п* скорость струи больше скорости звука, то в этом случае следует учитывать потери в скачках уплотнения. Таким образом, потери полного давления являются суммой потерь в прямом скачке уплотнения и потерь на «удар» (по Борда—Карно), возникающих при расширении дозвуковой струи от сечения *2—2* до сечения *п—п* [4-7].

20. Относительные потери полного давления в ступенчатом канале можно определять как

$$\frac{\Delta p_п}{p^*}=1-\sigma,$$

где σ — отношение полных давлений в сечениях *п—п* и *0—0*:

$$\sigma=\frac{p_п^*}{p_0^*}\approx\frac{p_п}{p_0^*}+\frac{\rho_п w_п^2}{2p_0^*}$$

или после соответствующих преобразований

$$\delta=\frac{p_п}{p_0^*}+\frac{k}{2}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\left(\frac{F_{кр}}{F_п}\right)^2\frac{1}{\lambda_1^2}\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}},\qquad(4\text{-}5)$$

где $\lambda_1=\frac{w_1}{a_{кр}}$ — приведенная скорость в сечении *1—1*; она определяется из соотношения

*1 Определение «основного» участка свободной струи см. одиннадцатый раздел.

*2 Основные данные, которыми следует руководствоваться при установке таких дефлекторов, приведены в пятом разделе (п. 65).

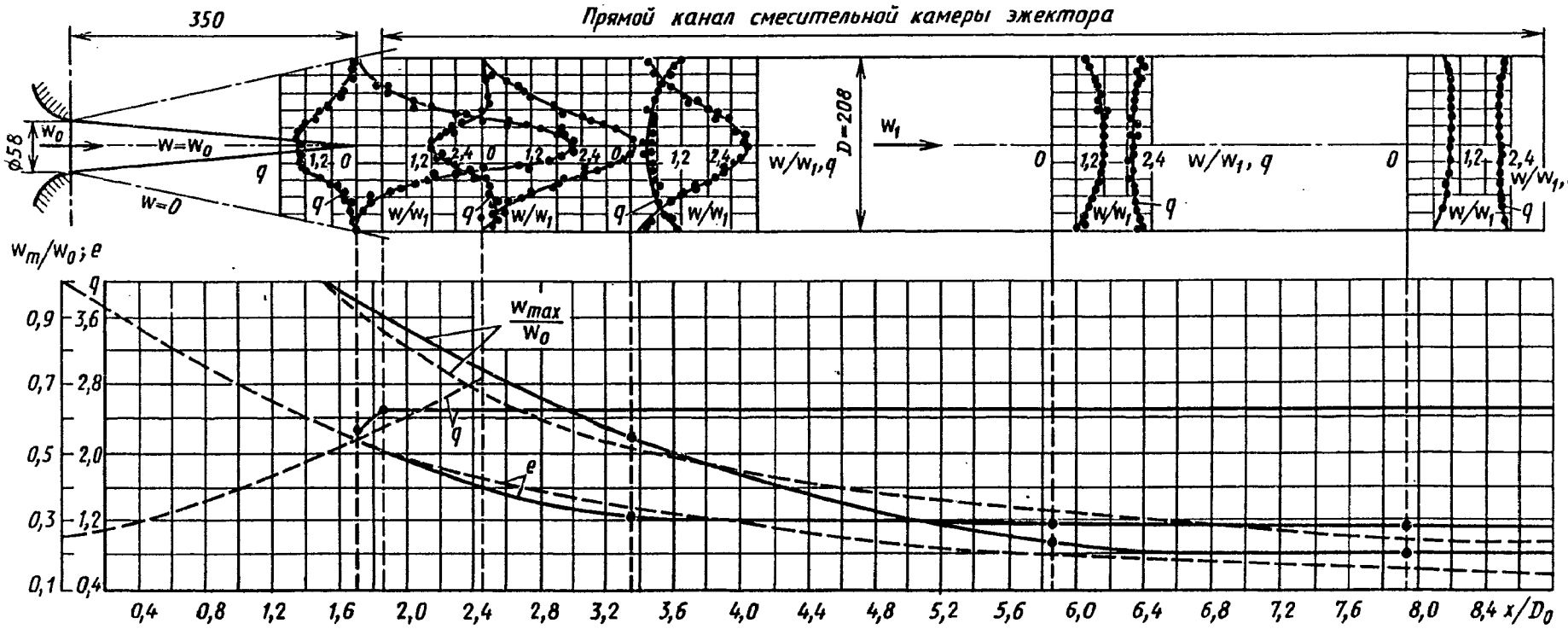


Рис. 4-6. Схемы распределения скоростей на основном участке свободной струи и после входа ее в смесительную камеру эжектора:

штриховые линии — теоретические кривые для свободной струи; сплошные линии — экспериментальные кривые для струи в канале [4-15]; $g \equiv \frac{(p-p_a)}{\rho w_1^2/2}$

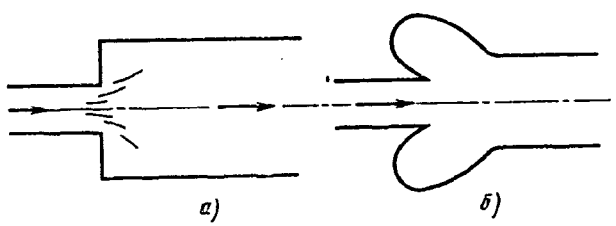


Рис. 4-7. Схемы участков с внезапным расширением сечения

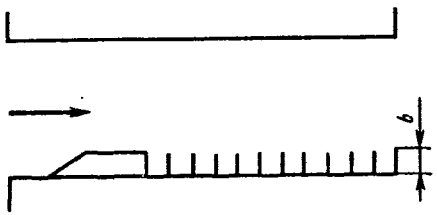


Рис. 4-8. Схемы участка с внезапным расширением сечения и с поперечными перегородками

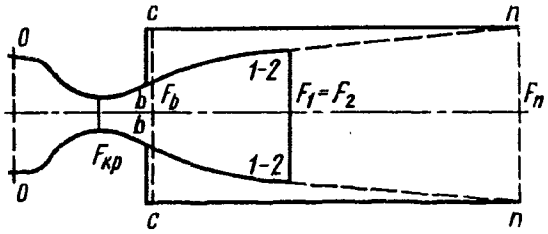


Рис. 4-9. Схема ступенчатого диффузора (внезапное расширение сечения)

$$\frac{p_n}{p_0^*}=\left(\lambda_1^2-\frac{k-1}{k+1}\right)\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}}+$$
$$+\frac{km}{\lambda_1}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}\left[1-\frac{m}{\lambda_1}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{1-k}}\times\right.$$
$$\left.\times\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2\right)\right]^{\frac{1}{1-k}}, \qquad (4\text{-}6)$$

где $m=F_{кр}/F_n$.

Для воздуха ($k=1{,}41$)

$$\sigma=\frac{p_n}{p_0^*}+0{,}2344\frac{m^2}{\lambda_1^2\left(1-\frac{1}{6}\lambda_1^2\right)^{2.5}}$$

и (4-6) принимает вид

$$\frac{p_n}{p_0^*}=\left(\lambda_1^2-\frac{1}{6}\right)\left(1-\frac{\lambda_1^2}{6}\right)^{2,5}+0{,}7396\frac{m}{\lambda_1}\times$$
$$\times\left[1-\frac{m}{1{,}5774\left(1-\frac{1}{6}\lambda_1^2\right)^{2,5}\lambda_1}\right].$$

21. Зависимость p_n/p_0^* от λ_1 и m при $k=1{,}41$ представлена на рис. 4-10, *а*, а зависимость $\sigma=f(p_0^*/p_n,\ m)$ — на рис. 4-10, *б*.

(При малых значениях λ_1 для заданных значений p_n/p_0^* и m получаются два значения λ_1. Однако вследствие слабой зависимости σ от λ_1 при малых λ_1 выбор λ_1 практически не отражается на величине σ [4-7]).

Представленные формулы применимы для значений $1\leqslant\lambda_1\leqslant\lambda_{lim}$, где λ_{lim} соответствует полному расширению сверхзвуковой струи до $F_1=F_n$.

22. При внезапном сужении сечения схема потока в основном аналогична той, которая наблюдается при внезапном расширении, когда возникают потери на удар. Только в данном случае эти потери проявляются главным образом при расширении струи, сжатой после входа из широкого канала в узкий (сечение $c-c$, рис. 4-11), до полного сечения узкого канала (сечение $0-0$).

23. Коэффициент местного сопротивления внезапному сужению при больших числах Рейнольдса ($Re>10^4$) может быть определен приближенно по расчетной формуле автора ([4-12, 4-13]):

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p_м}{\rho w_0^2/2}=0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)$$

или более точно по формуле, полученной автором на основе обработки результатов опытов различных исследователей:

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p_м}{\rho w_0^2/2}=0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4};$$

при этом суммарный коэффициент сопротивления

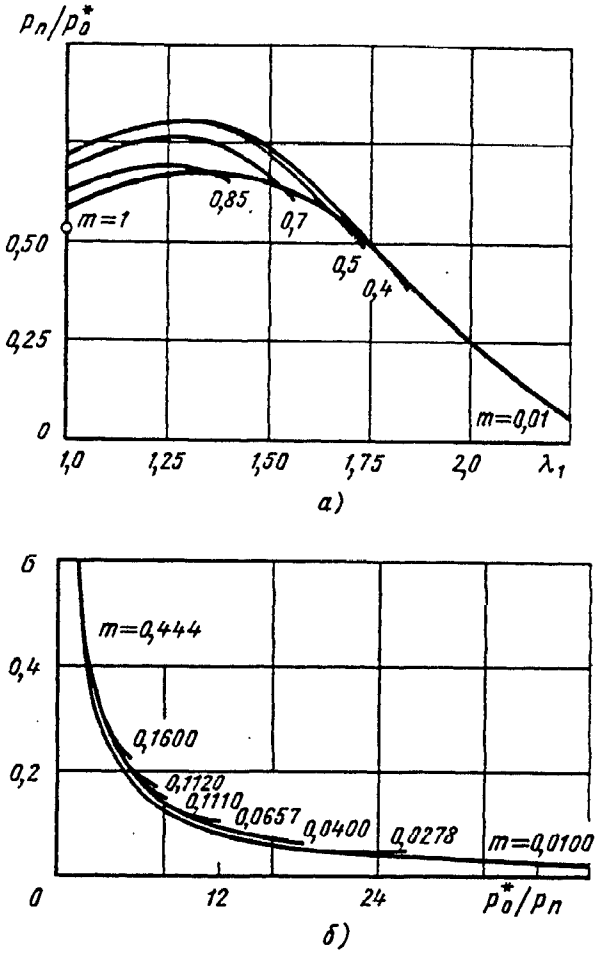


Рис. 4-10. Зависимости отношений давлений p_n/p_0^* от λ_1 (*а*) и коэффициента восстановления давления σ от p_0^*/p_n (*б*) [4-7]

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta'_{тр},$$

где $\zeta'_{тр}\equiv\frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2/2}=\lambda\frac{l_0}{D_{0г}}$ (l_0 — длина прямого участка после сужения).

24. Сопротивление сужающегося участка можно значительно уменьшить при осуществлении перехода от широкого сечения к узкому плавно с помощью коллектора с криволинейными или прямолинейными образующими (см. диаграмму 4-9). Коэффициент

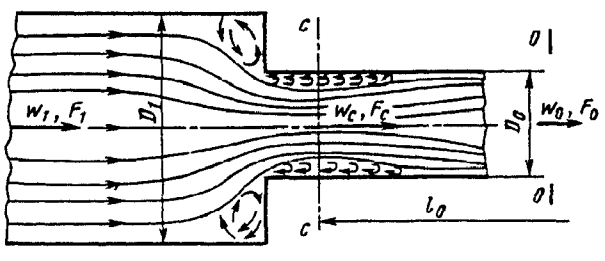


Рис. 4-11. Схема движения потока при внезапном сужении сечения

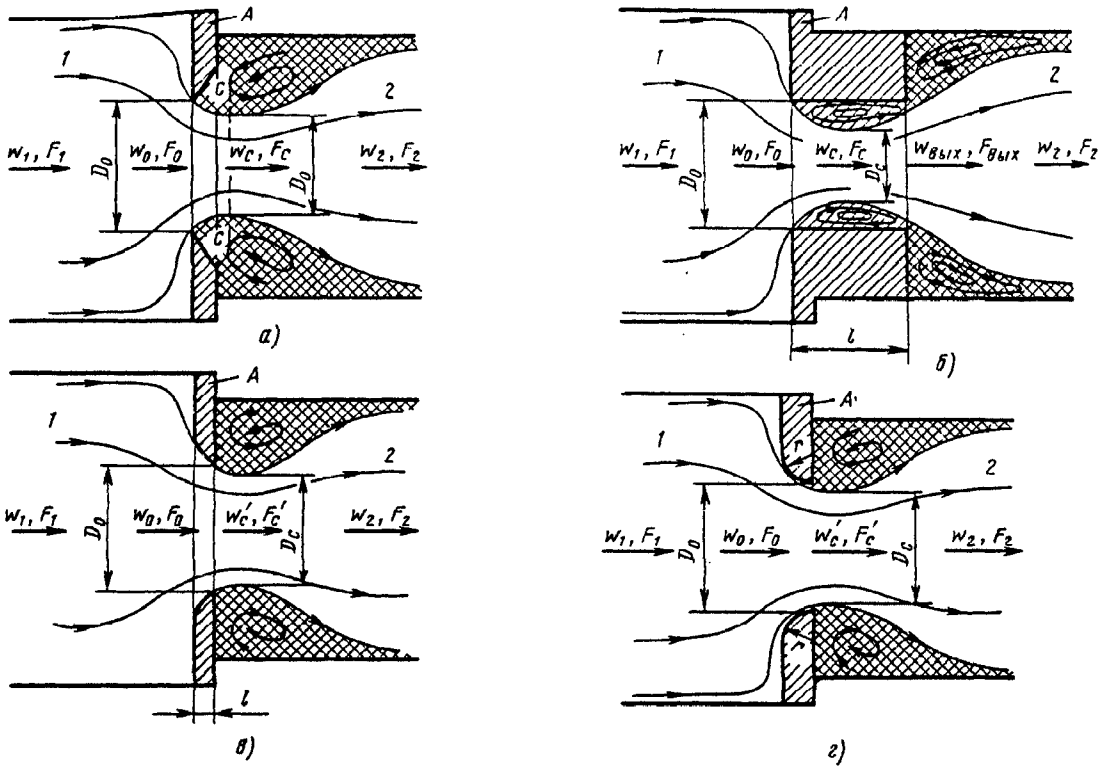


Рис. 4-12. Схемы перетекания потока через отверстие в стенке из одного объема в другой: *а* — отверстие в стенке с тонкими краями ($l/D_г \approx 0$); *б* — отверстие в стенке с утолщенными краями ($l/D_г > 0$); *в* — отверстие в стенке с краями, срезанными по движению потока; *г* — закругленные по потоку края отверстия

местного сопротивления такого сужающегося участка при $Re > 10^4$ автор рекомендует определять по формуле

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p_м}{\rho w_0^2/2} = \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} \text{*1},$$

где ζ' — коэффициент, зависящий от формы входной кромки узкого канала, заделанного заподлицо со стенкой (см. диаграммы 3-1, 3-4 и 3-7).

25. В общем случае перетекания потока через отверстие в стенке из одного объема в другой имеют место явления, иллюстрируемые рис. 4-12. Поток перетекает из канала *1*, расположенного перед перегородкой *A* с отверстием диаметром D_0, в канал *2*, расположенный за перегородкой. Размеры поперечных сечений обоих каналов могут быть бóльшими или равными размеру сечения проходного отверстия. Прохождение потока через отверстие сопровождается искривлением траекторий движения частиц, вследствие чего они по инерции продолжают свое движение к оси отверстия. Это вызывает уменьшение первоначальной площади сечения струи F_1 до площади F_c (сечения $c-c$), меньшей площади сечения отверстия F_0. От сечения $c-c$ траектории движущихся частиц выпрямляются, и в дальнейшем наблюдается внезапное расширение струи.

26. Коэффициент сопротивления перетеканию потока через отверстие в стенке с острыми краями ($l/D_г = 0$, рис. 4-12, *а*) в общем случае вычисляется для автомодельной (квадратичной) области течения $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geqslant 10^5\right)$ по уточненной формуле автора:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1 + 0{,}707\sqrt{\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}} - \frac{F_0}{F_2}\right]^2 =$$

$$= \left[0{,}707\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}375} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)\right]^2. \qquad (4\text{-}7)$$

27. Утолщение (рис. 4-12, *б*), срез по потоку (рис. 4-12, *в*) или закругление (рис. 4-12, *г*) краев отверстия снижает эффект сжатия струи в отверстии (увеличивает коэффициент заполнения ε), т. е. уменьшает скорость струи в ее самом узком сечении ($F_c' > F_c$ и $w_c' < w_c$). Эта скорость в основном определяет потери на удар, наблюдаемые после выхода из отверстия, чем уменьшается общее сопротивление проходу через него.

*1 Рекомендуемая в [4-3] формула (7.25) дает близкое совпадение с опытом при больших значениях F_0/F_1 и значительное расхождение (до 20%) при малых отношениях F_0/F_1.

28. Коэффициент сопротивления перетеканию потока через отверстия в стенке с любой формой и любой толщиной краев в рассматриваемом (п. 25) общем случае вычисляется при больших числах Рейнольдса (практически при $Re \geqslant 10^5$) по обобщенной и уточненной формуле автора:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta' \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \tau \sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}} \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right) + \zeta_{тр} =$$

$$= \zeta' \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375} \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right) + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \zeta_{тр}, \qquad (4\text{-}8)$$

где ζ' — коэффициент смягчения входа в отверстие, зависящий от формы его входной кромки и определяемый как ζ по диаграммам 3-1 — 3-4 и 3-7; τ — коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки, формы входной кромки отверстия и условия протекания потока через отверстие (определяется при утолщенных краях отверстия по формулам, аналогичным (3-4), (3-5), или по кривой $\tau = f(l/D_г)$ на диаграмме 4-12, а при срезанных или закругленных по потоку краях отверстия — приближенно по формуле $\tau \approx 2\sqrt{\zeta'}$, где ζ' определяется по формулам, аналогичным (3-7) и (3-8), или по диаграмме 4-13); $\zeta_{тр} = \lambda \cdot l/D_г$ — коэффициент сопротивления трения на всей глубине отверстия, определяемый по диаграммам второго раздела.

При срезанных или закругленных по потоку краях отверстия принимается $\zeta_{тр} = 0$.

29. Общий случай перетекания потока через отверстие в стенке распадается на ряд частных случаев:

а) $F_1 = F_0$ — внезапное расширение сечения (см. рис. 4-1); при этом (4-8) имеет вид (4-1);

б) $F_2 = F_0$ — внезапное сужение сечения (см. рис. 4-11); при этом (4-8) приводится к виду (3-1) при $m = 3/4$;

в) $F_1 = \infty$ — вход с внезапным расширением (вход через шайбу или решетку, помещенную в месте обреза трубы); при этом (4-8) имеет вид (если ζ приведен к скорости w_2 за отверстием) *1

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_2^2/2} = \left[\zeta' + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \tau \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right) + \zeta_{тр}\right] \left(\frac{F_2}{F_0}\right)^2; \qquad (4\text{-}9)$$

г) $F_2 = \infty$ — истечение из отверстия в неограниченное пространство (выход потока через шайбу или решетку в конце трубы, см. диаграмму 11-22); при этом (4-8) имеет вид (если ζ приведен к скорости w_1 перед отверстием) *2

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[1 + \zeta' \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \tau \sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}} + \zeta_{тр}\right] \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \qquad (4\text{-}10)$$

д) $F_1 = F_2$ — диафрагма (шайба, решетка, см. диаграммы 4-14 — 4-17); в этом случае (4-8) имеет вид (если ζ приведен к скорости w_1 перед отверстием)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[\zeta' \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \tau \sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}} \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right) + \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \zeta_{тр}\right] \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 = \left[\zeta' \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{1,375} + \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \zeta_{тр}\right] \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \qquad (4\text{-}11)$$

е) $F_1 = F_2 = \infty$ — проем в стенке неограниченной площади (перетекание через отверстие из одного большого объема в другой большой объем, см. диаграмму 4-18); при этом (4-8) имеет вид

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta' + \tau + 1 + \zeta_{тр}. \qquad (4\text{-}12)$$

30. Коэффициент сопротивления диафрагмы при различных формах краев отверстия и $Re \geqslant 10^5$ получает следующие выражения:

а) при острых краях отверстий $\zeta' = 0{,}5$, $\tau = 1{,}41$ и $\zeta_{тр} = 0$, а (4-8) приводится к формуле автора вида

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[0{,}707 \sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}} + 1 - \frac{F_0}{F_1}\right]^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \qquad (4\text{-}13)$$

*1 Индекс 0 соответствует индексу отв, а индекс 2 — индексу 0 в третьем разделе.

*2 Индекс 0 соответствует индексу отв, а индекс 1 — индексу 0 в одиннадцатом разделе.

б) при утолщенных краях отверстий $\zeta'=0{,}5$; отсюда

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\left[0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}+\right.$$

$$\left.+\tau\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)+\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\times$$

$$\times\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2=\left[0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}75}+\tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{1{,}375}+\right.$$

$$\left.+\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2, \qquad (4\text{-}14)$$

где $\tau=(2{,}4-\bar{l})\cdot 10^{-\varphi/\bar{l}}$; (4.15)

$\varphi(\bar{l})=0{,}25+0{,}535\bar{l}^8/(0{,}05+\bar{l}^7)$ $(\bar{l}=l/D_г)$; (4-16)

в) при срезанных или закругленных по потоку краях отверстий $\tau\approx 2\sqrt{\zeta'}$ и $\zeta_{тр}=0$; тогда

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\left[1+\sqrt{\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}}-\right.$$

$$\left.-\frac{F_0}{F_1}\right]^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2=\left[1-\frac{F_0}{F_1}+\right.$$

$$\left.+\sqrt{\zeta'}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}375}\right]^2+\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2. \qquad (4\text{-}17)$$

Для срезанных по потоку краев отверстий при $\alpha=40\div 60°$

$$\zeta'=0{,}13+0{,}34\cdot\exp\left(-7{,}94\bar{l}-203{,}55\bar{l}^{2{,}3}\right) \qquad (4\text{-}18)$$

или см. диаграмму 4-13; при других α ζ' принимается как ζ по диаграмме 3-7.

Для закругленных по потоку краев отверстий ζ' определяют так же, как ζ для кругового коллектора с торцовой стенкой, т. е.

$$\zeta'=0{,}03+0{,}47\cdot\exp\left(-17{,}73\bar{r}\right) \quad (\bar{r}=r/D_г) \qquad (4\text{-}19)$$

или по графику диаграммы 4-13.

31. Коэффициент сопротивления проема в стенке неограниченной площади при различных формах краев отверстия и $\mathrm{Re}\geqslant 10^5$ получает следующие выражения:

а) при острых краях отверстия $\zeta'=0{,}5$, $\tau=1{,}41$ и $\zeta_{тр}=0$, так что на основании (4-12)

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx 2{,}9;$$

по опытам автора [4-12]

$$\zeta=2{,}7\div 2{,}8;$$

б) при утолщенных краях отверстия $\zeta'=0{,}5$, а (4-8) принимает вид

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1{,}5+\tau+\zeta_{тр}=\zeta_0+\zeta_{тр}, \qquad (4\text{-}20)$$

где $\zeta_0=1{,}5+\tau$ получен автором экспериментально и представлен в виде зависимости $\zeta_0=f(l/D_г)$ на диаграмме 4-18. Согласно (4-15)

$$\zeta_0=1{,}5+(2{,}4-\bar{l})\cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}, \qquad (4\text{-}21)$$

где $\varphi(\bar{l})$ — по (4-16);

в) при срезанных или закругленных по потоку краях отверстия принимается $\zeta_{тр}=0$ и $\tau\approx 2\sqrt{\zeta'}$; тогда

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left(1+\sqrt{\zeta'}\right)^2, \qquad (4\text{-}22)$$

где ζ' определяют, как указано в п. 30, *в*.

32. Коэффициент сопротивления внезапному изменению сечения потока зависит (рис. 4-13) не только от геометрических параметров данного участка, но и от режима течения (числа Рейнольдса $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}$) [4-20]. В рассматриваемом случае, как и для случая трения, можно выделить три характерные области течения:

а) ламинарного режима, в которой зависимость ζ от Re (в логарифмических координатах) прямолинейна;

б) переходного режима, в которой нарушается линейная зависимость $\zeta=f(\mathrm{Re})$;

в) автомодельного турбулентного режима (область квадратичного закона сопротивления), в которой практически отсутствует влияние числа Рейнольдса на коэффициент сопротивления.

Предельные числа Re, после которых нарушается ламинарность течения, а также предельные значения Re, при которых заканчивается переходный режим, зависят от геометрии данного участка.

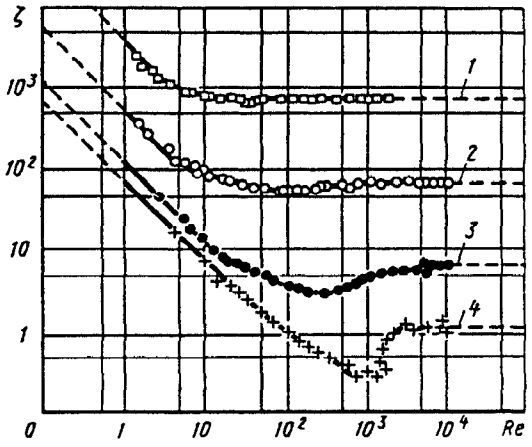


Рис. 4-13. Зависимость коэффициента сопротивления диафрагм от числа Рейнольдса Re для различных значений F_0/F_1 [4-20]:
1 — 0,05; *2* — 0,16; *3* — 0,43; *4* — 0,64

33. В общем виде для всех областей течения коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения может быть выражен по (1-3) при $k_3=1$:

$$\zeta=\frac{A}{\mathrm{Re}}+\zeta_{\text{кв}}, \qquad (4\text{-}23)$$

где A — коэффициент, зависящий от геометрии рассматриваемого участка сопротивления.

34. При внезапном расширении сечения коэффициент сопротивления в переходной области ($10<\mathrm{Re}<10^4$) может быть определен по опытным кривым $\zeta=f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_0}{F_1}\right)$, полученным А. Д. Альтшулем [4-3], В. Н. Каревым [4-17] и Р. Е. Везиряном [4-6] (см. диаграмму 4-1).

Для ламинарной области ($\mathrm{Re}<10$) коэффициент сопротивления

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\frac{30}{\mathrm{Re}}. \qquad (4\text{-}24)$$

35. Для случая внезапного сужения сечения коэффициент сопротивления в переходной области ($10<\mathrm{Re}<10^4$) можно определить (см. [4-18]) по кривым $\zeta=f(\mathrm{Re}, F_0/F_1)$ диаграммы 4-10, а в ламинарной области ($\mathrm{Re}<6-7$) — по (4-24).

36. Для случаев перетекания потока через отверстия в стенке (общий случай перетекания см. рис. 4-12, диафрагма, проем) коэффициент сопротивления в переходной и ламинарной областях можно найти:

а) в пределах $30<\mathrm{Re}<10^4\div10^{5}$ [*1] — по выражению автора [4-16]

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)+\frac{0{,}342}{\varepsilon_{0\mathrm{Re}}^2}\times$$

$$\times\left[1+0{,}707\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}-\frac{F_0}{F_2}}\right]^2=$$

$$=\zeta_\varphi+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{\text{кв}}, \qquad (4\text{-}25)$$

где φ — коэффициент скорости истечения из отверстия с острыми краями, зависящий от числа Рейнольдса и отношения площадей F_0/F_1; $\varepsilon_{0\mathrm{Re}}=F_{\text{сж}}/F_0$ — коэффициент заполнения сечения отверстия с острыми краями при $F_0/F_1=0$ ($F_1=\infty$), зависящий от числа Рейнольдса; $\zeta_\varphi=\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)$ определяют по кривым $\zeta_\varphi=f_1(\mathrm{Re}, F_0/F_1)$ диаграммы 4-19; $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=\frac{0{,}342}{\varepsilon_{0\mathrm{Re}}^2}$ находят по кривой $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f(\mathrm{Re})$ на том же графике; $\zeta_{\text{кв}}$ — коэффициент сопротивления данного типа диафрагмы для автомодельной (квадратичной) области, определяемый как ζ по (4-7)—(4-22), где $\zeta=\Delta p\Big/\left(\frac{r w_0^2}{2}\right)$;

б) в пределах $10<\mathrm{Re}<30$ — по предлагаемой автором приближенной формуле

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{A}{\mathrm{Re}}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{\text{кв}}, \qquad (4\text{-}26)$$

а при $\mathrm{Re}<10$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{A}{\mathrm{Re}}, \qquad (4\text{-}27)$$

где $A=33$ [4-3].

37. Если коэффициент сопротивления приведен к скорости w_1 в сечении F_1 перед отверстием (а не w_0 в самом отверстии), то вместо (4-25)—(4-27) принимают

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=(\zeta_\varphi+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{\text{кв}})\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$$

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\left(\frac{33}{\mathrm{Re}}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{\text{кв}}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$$

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\frac{33}{\mathrm{Re}}\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2.$$

38. При малых коэффициентах живого сечения F_0/F_1 диафрагмы поток через отверстия приобретает большие скорости (большие числа Маха) даже при сравнительно небольшой скорости в трубопроводе перед диафрагмой. При этом начинает сказываться влияние сжимаемости, резко повышающее коэффициент сопротивления диафрагмы.

В этом случае

$$\zeta_{\text{м}}\equiv\frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2}=k_{\text{м}}\zeta,$$

где ζ — коэффициент сопротивления диафрагмы при малых числах Ma_1, определяемый, как указано в пп. 25—31; $k_{\text{м}}$ — коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости потока в сжатом сечении струи при протекании через отверстие (см. диаграмму 4-20); $\mathrm{Ma}_1=\frac{w_1}{a_1}$ — число Маха в сечении перед диафрагмой.

39. Сопротивление отверстия можно резко уменьшить путем использования кольцевого ребра при входе в прямой канал или уступа при входе в отверстие (рис. 4-14). Так, например, по данным В. И. Ханжонкова [4-27], при установке кольцевого ребра (с $D_1/D_0\approx\approx1{,}22$ и $l/D_0\approx0{,}25$) коэффициент сопротивления отверстия в стенке неограниченной площади уменьшается до $\zeta=1{,}15$ вместо $\zeta\approx2{,}7\div2{,}8$, получаемого при отсутствии ребра.

40. При перетекании потока через плавный коллектор, вделанный в стенку неограниченной

[*1] Для отверстий с острыми краями верхний предел Re берут равным 10^5, а для отверстий с краями других форм — порядка 10^4.

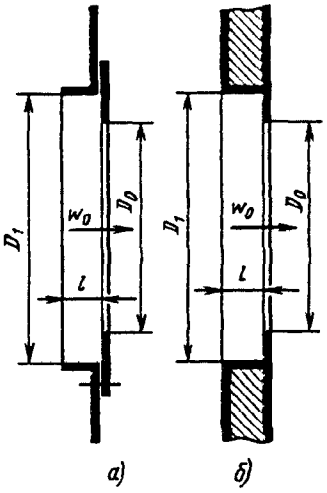


Рис. 4-14. Схемы входа в отверстие:
***а*—через кольцевое ребро; *б*—через уступ**

площади (см. диаграмму 4-21), сопротивление складывается из сопротивления входа в коллектор, сопротивления трения на прямом участке и сопротивления выхода, т. е. коэффициент сопротивления такого участка

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta' + \zeta_{тр},$$

где ζ' — коэффициент, учитывающий потери входа и выхода, определяемый по кривым $\zeta = f(l/D_г, r/D_г)$ на диаграмме 4-21; $\zeta_{тр} = \lambda l/D_г$ — коэффициент сопротивления трения на прямом участке коллектора.

41. В случае истечения через отверстие в стенке при наличии проходящего потока *1 (см. диаграмму 4-22) коэффициент сопротивления как при входе (отсосе), так и выходе (притоке) является, как показано в [4-27], функцией отношения скоростей w_∞/w_0.

42. При отсутствии проходящего потока ($w_\infty = 0$) жидкость (газ) подтекает к отверстию со всех сторон, а истечение происходит симметрично и с наименьшим поджатием струи.

При наличии проходящего потока жидкость (газ) подтекает к отверстию с одной стороны, а истечение происходит под углом при более поджатой струе за отверстием. Поджатие струи обусловливает повышение в ней динамического давления, которое для данной сети теряется на выходе.

43. При незначительных скоростях проходящего потока ($w_\infty \ll w_0$) указанное повышение динамического давления меньше, чем увеличение разности давлений перед отверстием и за ним (под действием которого происходит истечение струи), вызванное эффектом наддува, создаваемого динамическим давлением набегающего потока. Такой наддув способствует истечению через отверстие, что равносильно уменьшению коэффициента сопротивления ζ.

При больших скоростях w_∞ увеличение динамического давления струи из-за большего поджатия ее за отверстием становится значительнее эффекта наддува; в результате коэффициент ζ возрастает.

44. В случае притока увеличение скорости проходящего потока в пределах $w_\infty/w_0 = 1 \div 2$ также уменьшает ζ. Объясняется это тем, что в результате обтекания набегающим потоком притекающей через отверстие струи на ее наветренной стороне возникает область повышенного давления, а на подветренной стороне — значительная по размерам вихревая зона, в которой создается разрежение. При малой скорости w_∞ размеры вихревой зоны велики, и действительная разность давлений, под влиянием которой происходит истечение потока из отверстия, больше разности давлений, полученной при $w_\infty = 0$.

При более значительных скоростях проходящего потока последний оказывает сильное дросселирующее воздействие на струю, истекающую из отверстия, прижимая ее к стенке, (при $w_\infty > w_0$). Вследствие этого размеры вихревой зоны уменьшаются, а коэффициент ζ увеличивается.

45. Коэффициенты сопротивления ζ как при отсосе, так и притоке остаются практически одинаковыми для квадратных и круглых отверстий, а также для отверстий с закругленными углами. Вместе с тем эти коэффициенты значительно зависят от расположения отверстий вытянутых (прямоугольных) форм. Наибольшие значения ζ получаются при расположении отверстий бóльшими сторонами поперек потока.

46. В случае отсоса увеличение коэффициента ζ при расположении продолговатых отверстий большей стороной поперек потока объясняется тем, что преобладающая часть потока поступает в эти отверстия из пристенной области. Поэтому входящий в отверстие поток имеет малый запас кинетической энергии, и дополнительный эффект наддува оказывается небольшим.

При расположении продолговатых отверстий большей стороной вдоль потока часть периметра, обращенная к потоку, мала, и преобладающая часть потока поступает в отверстие из верхних слоев, имеющих бóльшую скорость. Это усиливает эффект наддува и соответственно уменьшает коэффициент сопротивления.

47. В случае притока увеличение ζ для продолговатых отверстий при расположении их большей стороной поперек потока объяс-

*1 Проходящий поток движется независимо от истечения через отверстие под влиянием собственного возбудителя, например под влиянием ветра, встречного потока и т. п.

няется тем, что дросселирующее действие, оказываемое проходящим потоком на струю, выходящую из отверстия, проявляется сильнее, чем при расположении отверстий большей стороной вдоль потока, так как в первом случае лобовая поверхность струи больше, чем во втором.

48. На величины ζ как при отсосе, так и притоке значительно влияет установка у краев отверстий козырьков (см. диаграмму 4-22). При этом наклонный козырек повышает, а прямой — понижает коэффициент сопротивления. В первом случае козырек оказывает поджимающее действие на поток, проходящий через отверстие, а следовательно, увеличивается динамическое давление, теряемое после выхода из отверстия. Во втором случае козырек ослабляет эффект поджатия потока, что соответственно уменьшает потери динамического давления на выходе из отверстия.

49. При перетекании жидкости (газа) через проемы в стене, снабженные различными створками, сопротивление больше, чем при отсутствии створок, так как они усложняют траекторию потока. При этом коэффициент сопротивления становится функцией угла открытия створок α и относительной длины створок $l_{\text{ств}}/b_{\text{ств}}$.

50. К участкам с внезапным расширением можно отнести и открытую рабочую часть аэродинамических труб (см. диаграмму 4-25).

Основным источником потерь в открытой рабочей части аэродинамической трубы является эжекционное рассеяние энергии. Вторым источником потерь является отсекание диффузором трубы от свободной струи «присоединенных масс» окружающей среды.

Кинетическая энергия отсекаемой части струи оказывается для труб потерянной и составляет поэтому часть сопротивления открытой рабочей части.

Коэффициент суммарного сопротивления открытой рабочей части вычисляют по формулам Г. Н. Абрамовича [4-1].

Для круглого (или прямоугольного) сечения

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}1\,\frac{l_{\text{р.ч}}}{D_{\text{г}}} - 0{,}008\left(\frac{l_{\text{р.ч}}}{D_{\text{г}}}\right)^2,$$

где $D_{\text{г}} = 4F_0/\Pi_0$ — гидравлический диаметр выходного сечения сопла трубы, м.

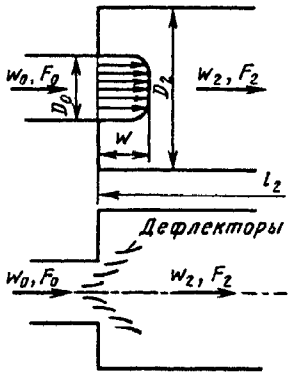
Для эллиптического сечения

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}145\,\frac{l_{\text{р.ч}}}{D_{\text{г}}} - 0{,}0017\,\frac{l_{\text{р.ч}}}{a_0 b_0},$$

где $D_{\text{г}} \approx \dfrac{4a_0 b_0}{1{,}5\,(a_0 + b_0) - \sqrt{a_0 b_0}}$; $l_{\text{р.ч}}$ — длина открытой рабочей части трубы, м; a_0, b_0 — полуоси эллипса, м.

4.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Расширение (внезапное) потока с равномерным распределением скоростей [4-13, 4-15, 4-17]	Диаграмма 4-1



1. При $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geqslant 3{,}3\cdot 10^3$:

а) без дефлекторов

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}=\zeta_м+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $\zeta_м=f\left(\frac{F_0}{F_2}\right)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}=\lambda l_2/D_{2г}$; λ см. второй раздел;

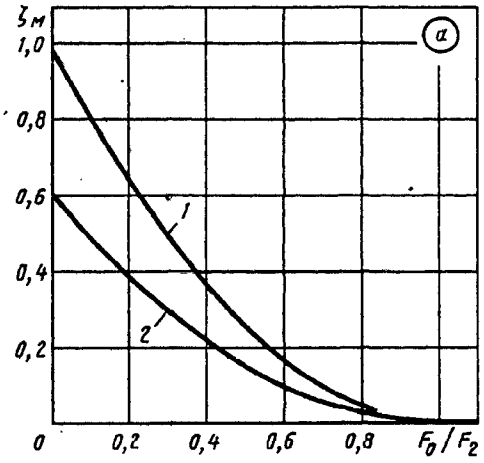
б) с дефлекторами

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx 0{,}6\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}$$

$D_г=\frac{4F_0}{П_0}$; П — периметр;

$n_п=F_2/F_0$

Относительные потери при внезапном расширении при сверхзвуковых скоростях см. пп. 20-21 параграфа 4-1.



Значения ζ

$F_0/F_2=\frac{1}{n_п}$									
0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Без дефлекторов (кривая *1*)									
1,00	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0
С дефлекторами (кривая *2*)									
0,60	0,49	0,39	0,30	0,21	0,15	0,10	0,05	0,02	0

2. При $500\leqslant \mathrm{Re}<3{,}3\cdot 10^3$ $\zeta_м$ см. график *б* или по формуле

$$\zeta_м=-8{,}44556-26{,}163\,(1-F_0/F_2)^2-5{,}38086\,(1-F_0/F_2)^4+\lg\mathrm{Re}\,[6{,}007+18{,}5372\,(1-F_0/F_2)^2+$$
$$+3{,}9978\,(1-F_0/F_2)^4]+(\lg\mathrm{Re})^2\,[-1{,}02318-3{,}0916\,(1-F_0/F_2)^2-0{,}680943\,(1-F_0/F_2)^4]$$

Значения ζ

$\frac{F_0}{F_2}=\frac{1}{n_п}$	Re												
	10	15	20	30	40	50	10^2	$2\cdot 10^2$	$5\cdot 10^2$	10^3	$2\cdot 10^3$	$3\cdot 10^3$	$\geqslant 3{,}3\cdot 10^3$
0,1	3,10	3,20	3,00	2,40	2,15	1,95	1,70	1,65	1,70	2,00	1,60	1,00	0,81
0,2	3,10	3,20	2,80	2,20	1,85	1,65	1,40	1,30	1,30	1,60	1,25	0,70	0,64
0,3	3,10	3,10	2,60	2,00	1,60	1,40	1,20	1,10	1,10	1,30	0,95	0,60	0,50
0,4	3,10	3,00	2,40	1,80	1,50	1,30	1,10	1,00	0,85	1,05	0,80	0,40	0,36
0,5	3,10	2,80	2,30	1,65	1,35	1,15	0,90	0,75	0,65	0,90	0,65	0,30	0,25
0,6	3,10	2,70	2,15	1,55	1,25	1,05	0,80	0,60	0,40	0,60	0,50	0,20	0,16

Расширение (внезапное) потока с равномерным распределением скоростей [4-13, 4-15, 4-17]	**Диаграмма 4-1**

3. При $10 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 500$ $\zeta_м$ см. график *б* или по формуле

$$\zeta_м = 3{,}62536 + 10{,}744(1-F_0/F_2)^2 - 4{,}41041(1-F_0/F_2)^4 + \frac{1}{\lg \mathrm{Re}}\left[-18{,}13 - 56{,}77855(1-F_0/F_2)^2 + \right.$$

$$\left. + 33{,}40344(1-F_0/F_2)^4\right] + \frac{1}{(\lg \mathrm{Re})^2} \times$$

$$\times \left[30{,}8558 + 99{,}9542(1-F_0/F_2)^2 - \right.$$

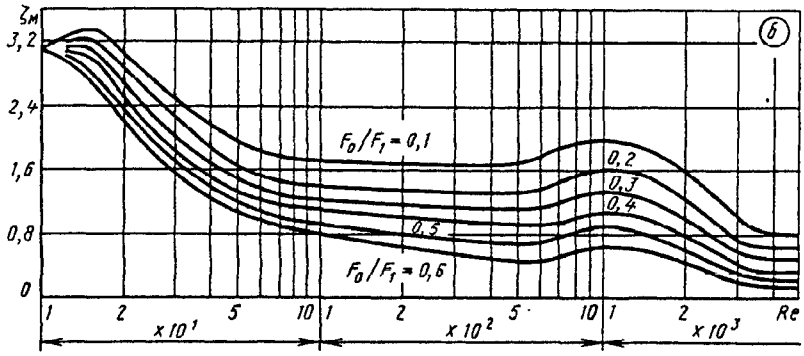
$$\left. - 62{,}78(1-F_0/F_2)^4\right] + \frac{1}{(\lg \mathrm{Re})^3} \times$$

$$\times \left[-13{,}217 - 53{,}9555(1-F_0/F_2)^2 + \right.$$

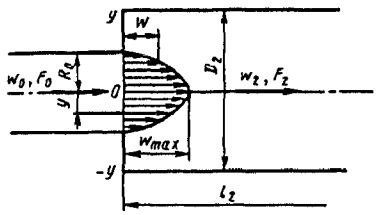
$$\left. 33{,}8053(1-F_0/F_2)^4\right].$$

4. При $\mathrm{Re} < 10$

$$\zeta_м \approx \frac{30}{\mathrm{Re}}$$



Расширение (внезапное) за длинным прямым участком, диффузором и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; круглое или прямоугольное сечение; $\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu > 3{,}5 \cdot 10^3$ [4-13, 4-15]	**Диаграмма 4-2**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_п^2} + N - \frac{2M}{n_п} + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2} = \zeta_м + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $M = \dfrac{(2m+1)^2(m+1)}{4m^2(m+2)}$;

$N = \dfrac{(2m+1)^3(m+1)^3}{4m^4(2m+3)(m+3)}$

} см. график *б*

$D_г = \dfrac{4F_0}{П_0}$; П — периметр; $n_п = \dfrac{F_2}{F_0}$;

$D_{2г} = 4F_2/П_2$;

$\dfrac{w}{w_{max}} = \left(1 - \dfrac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}}$; $m \geqslant 1$

$\zeta_м = f(m, F_0/F_2)$ см. график *а*

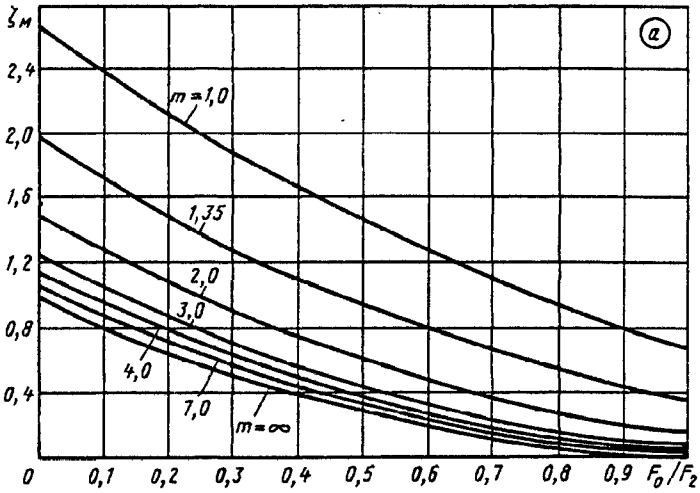
$\zeta_{тр} = \lambda l_2/D_{2г}$; λ см. второй раздел

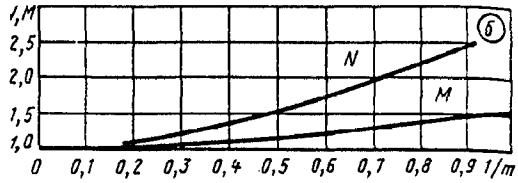
Значения ζ

m	$F_0/F_2 = 1/n_п$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
1,0	2,70	2,42	2,14	1,90	1,66	1,45	1,26	1,09	0,94	0,70
1,35	2,00	1,74	1,51	1,29	1,00	0,93	0,77	0,65	0,53	0,36
2,0	1,50	1,28	1,08	0,89	0,72	0,59	0,46	0,35	0,27	0,16
3,0	1,25	1,04	0,85	0,68	0,53	0,41	0,30	0,20	0,14	0,07
4,0	1,15	0,95	0,77	0,62	0,47	0,35	0,25	0,17	0,11	0,05
7,0	1,06	0,86	0,69	0,53	0,41	0,29	0,19	0,12	0,06	0,02
∞	1,00	0,82	0,64	0,48	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0

Расширение (внезапное) за длинным прямым участком, диффузором и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; круглое или прямоугольное сечение; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-2

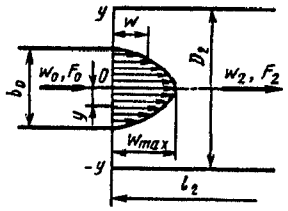




m	1,0	1,35	2,0	3,0	4,0	7,0	∞
N	2,70	2,00	1,51	1,25	1,16	1,06	1,0
M	1,50	1,32	1,17	1,09	1,05	1,02	1,0

Расширение (внезапное) за длинными плоскими прямыми участками, плоскими диффузорами и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-3



$$D_г=4F_0/\Pi_0;\quad D_{2г}=4F_2/\Pi_2;$$

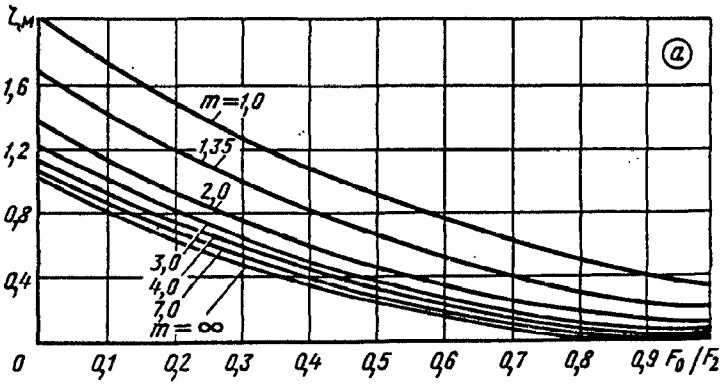
Π — периметр;

$$n_п=F_2/F_0;$$

$$\frac{w}{w_{max}}=\left(1-\frac{2y}{b_0}\right)^{\frac{1}{m}};\quad m\geqslant1$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_п^2}+N-\frac{2M}{n_п}+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}=\zeta_м+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $M=\dfrac{(m+1)^2}{m(m+2)}$; $N=\dfrac{(m+1)^3}{m^2(m+3)}$ } см. график *б*; $\zeta_м=f(m,\ F_0/F_2)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}=\lambda l_2/D_{2г}$; λ см. второй раздел



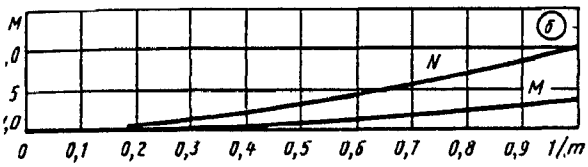
Значения $\zeta_м$

m	$F_0/F_2=1/n_п$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
1,0	2,00	1.74	1,51	1,28	1,19	0,92	0,77	0,64	0,51	0,34
1,35	1,65	1,40	1,20	1,00	0,83	0,67	0,53	0,41	0,32	0,20
2,0	1,35	1,14	0,94	0,77	0,62	0,48	0,36	0,26	0,19	0,10

Расширение (внезапное) за длинными плоскими прямыми участками, плоскими диффузорами и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-3

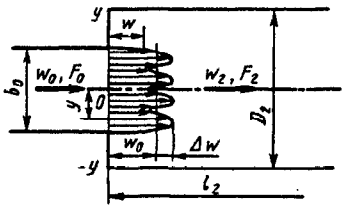
m	$F_0/F_2=1/n_п$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
3,0	1,19	0,98	0,80	0,64	0,49	0,37	0,24	0,18	0,12	0,05
4,0	1,12	0,92	0,74	0,60	0,46	0,33	0,23	0,14	0,09	0,04
7,0	1,04	0,85	0,64	0,54	0,41	0,28	0,18	0,08	0,05	0,02
∞	1,00	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,15	0,08	0,04	0



m	1,0	1,35	2,0	3,0	4,0	7,0	∞
N	2,00	1,64	1,35	1,18	1,12	1,04	1,0
M	1,33	1,22	1,13	1,07	1,04	1,02	1,0

Расширение (внезапное) плоского канала за решетками, за направляющими лопатками в коленах и т. п. с распределением скоростей по закону тригонометрической функции; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-4



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0};\quad D_{2г}=\frac{4F_2}{\Pi_2};\quad n_п=\frac{F_2}{F_0};$$

П — периметр

$$\frac{w}{w_0}=1+\frac{\Delta w}{w_0}\sin 2k_1\pi\frac{2y}{b_0};$$

k_1 — целое число;

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_п^2}+N-\frac{2M}{n_п}+\zeta_{тр}/n_п^2=\zeta_м+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $M=1+\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2$; $N=1+\frac{3}{2}\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2$ см. график *б*;

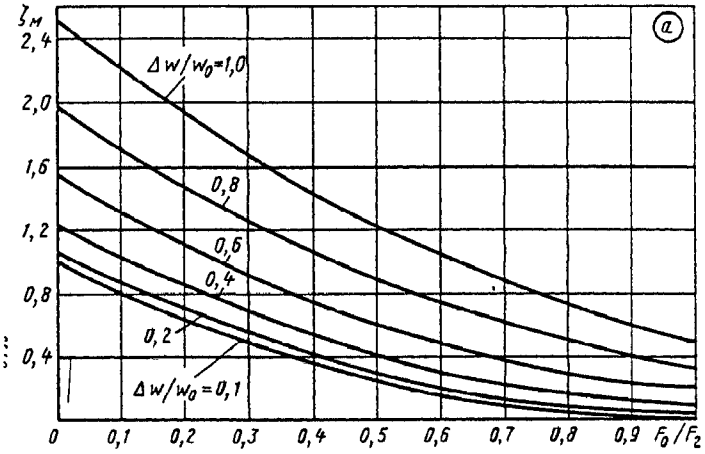
$\zeta_м=f\left(m,\frac{F_0}{F_2}\right)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}=\lambda l_2/D_{2г}$; λ см. второй раздел

Значения $\zeta_м$

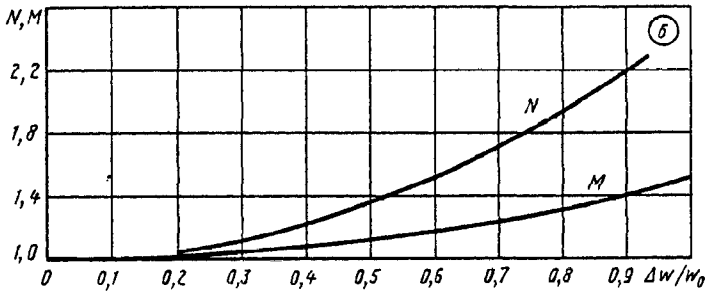
$\Delta w/w_0$	$F_0/F_2=1/n_п$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
0,1	1,01	0,83	0,66	0,50	0,38	0,26	0,17	0,10	0,06	0,01
0,2	1,06	0,88	0,70	0,54	0,40	0,29	0,20	0,13	0,07	0,02
0,4	1,24	1,04	0,84	0,68	0,54	0,41	0,30	0,22	0,16	0,08
0,6	1,54	1,31	1,18	0,92	0,75	0,61	0,48	0,39	0,29	0,18
0,8	1,96	1,70	1,47	1,27	1,07	0,89	0,75	0,60	0,49	0,32
1,0	2,50	2,21	1,95	1,70	1,46	1,25	1,05	0,88	0,74	0,50

Расширение (внезапное) плоского канала за решетками, за направляющими лопатками в коленах и т. п. с распределением скоростей по закону тригонометрической функции;
$\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu > 3{,}5 \cdot 10^3$ [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-4

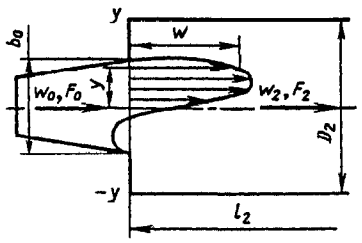


$\Delta w/w_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
N	1,02	1,06	1,13	1,24	1,37
M	1,00	1,02	1,04	1,08	1,12
$\Delta w/w_0$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
N	1,54	1,73	1,96	2,22	2,50
M	1,18	1,24	1,32	1,40	1,50



Расширение (внезапное) за плоскими диффузорами при $\alpha > 10°$, за коленами и т. п. с несимметричным распределением скоростей;
$\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu > 3{,}5 \cdot 10^3$ [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-5



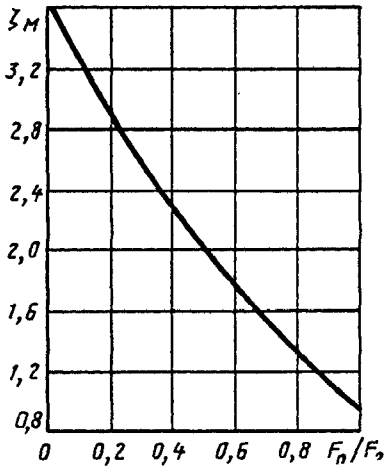
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\quad D_{2г} = 4F_2/\Pi_2;$$

П — периметр;

$$n_п = \frac{F_2}{F_0};$$

$$\frac{w}{w_0} = 0{,}585 + 1{,}64 \sin\beta;$$

$$\beta = \left(0{,}2 + 1{,}95\frac{2y}{b_0}\right)$$



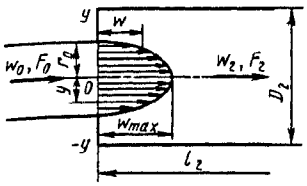
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_п^2} + 3{,}7 - \frac{3{,}74}{n_п} + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2} = \zeta_м + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $\zeta_м = f(F_0/F_2)$

см. график; $\zeta_{тр} = \lambda l_2/D_{2г}$;
λ см. второй раздел

$F_0/F_2 = 1/n_п$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
ζ	3,70	3,34	2,99	2,67	2,36	2,08	1,82	1,57	1,35	0,96

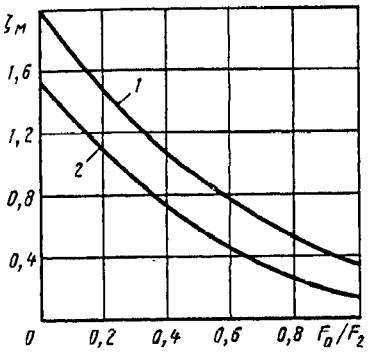
Расширение (внезапное) за участками с параболическим распределением скоростей; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]	Диаграмма 4-6



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0};\quad D_{2г}=\frac{4F_2}{\Pi_2};$$

П — периметр;

$$n_п=\frac{F_2}{F_0};\quad \frac{w}{w_{max}}=1-\left(\frac{y}{R_0}\right)^2$$



1. Труба круглого сечения:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_п^2}+2-\frac{2{,}66}{n_п}+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}=\zeta_м+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}.$$

2. Плоский канал:

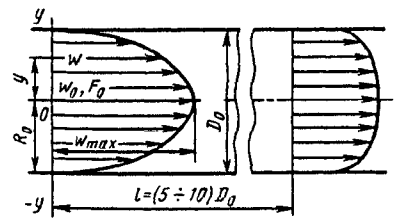
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_п^2}+1{,}55-\frac{2{,}4}{n_п}+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}=\zeta_м+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $\zeta_м=f(F_0/F_2)$; $\zeta_{тр}=\lambda l_2/D_{2г}$; λ см. второй раздел

Значения ζ

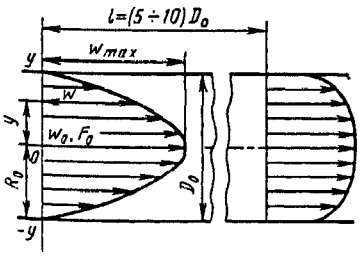
$\frac{F_0}{F_2}=1/n_п$									
0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
1. Труба круглого сечения									
2,00	1,75	1,51	1,30	1,10	0,92	0,78	0,63	0,51	0,34
2. Плоский канал									
1,55	1,32	1,11	0,92	0,75	0,60	0,47	0,36	0,27	0,15

Деформация потока в прямой трубе (каиале); $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]	Диаграмма 4-7



$$D_г=4F_0/\Pi_0;$$

П — периметр



Степенной закон распределения скоростей:

$$\frac{w}{w_{max}}=\left(1-\frac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}};\ m\geqslant1;\quad \zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1+N-2M+\zeta_{тр}=\zeta_м+\zeta_{тр};$$

$\zeta_м=f\left(\frac{1}{m}\right)$; M и N см. график *б* диаграмм 4-2 и 4-3;

$\zeta_{тр}=\lambda l_0/D_0$; λ см. второй раздел.

Параболический закон распределения скоростей:

$$\frac{w}{w_{max}}=1-\left(\frac{y}{R_0}\right)^2.$$

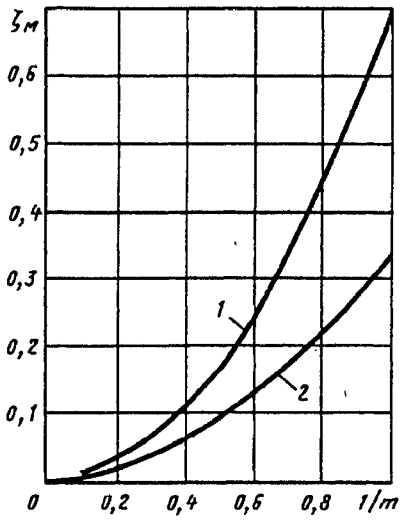
1. Труба круглого сечения:

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0{,}34.$$

2. Плоский канал:

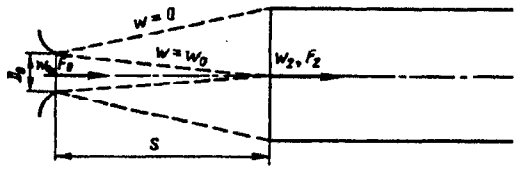
$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0{,}15$$

Деформация потока в прямой трубе (канале); $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]	**Диаграмма 4-7**



m	1,0	1,35	2,0	4,0	7,0	∞
1. Труба круглого сечения						
$\zeta_м$	0,7	0,36	0,16	0,05	0,02	0
2. Плоский канал						
$\zeta_м$	0,31	0,19	0,10	0,04	0,02	0

Деформация потока в прямой трубе круглого сечения при входе в нее свободной струи (эжектор); $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>3{,}5\cdot10^3$ [4-13, 4-15]	**Диаграмма 4-8**

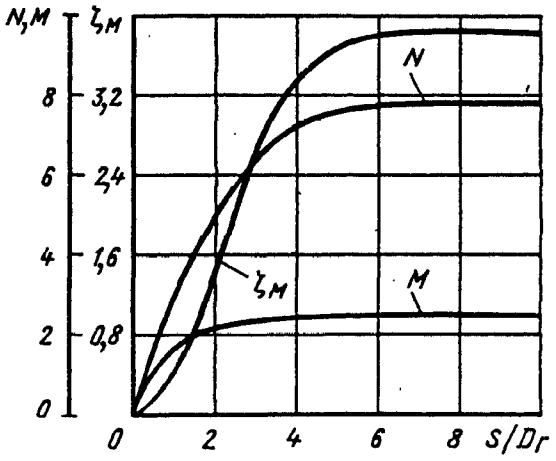


$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0};\quad D_{2г}=4F_2/\Pi_2$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_2^2/2}=1+N-2M+\zeta_{тр}=\zeta_м+\zeta_{тр};$$

$$M=\frac{1}{\bar{q}^2}\left(\frac{F_2}{F_0}\right);\quad N=\frac{1}{\bar{q}^3}\left(\frac{F_2}{F_0}\right)^2\bar{e}.$$

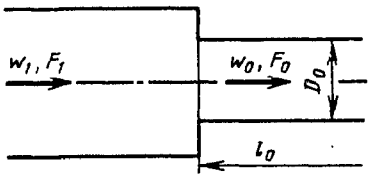
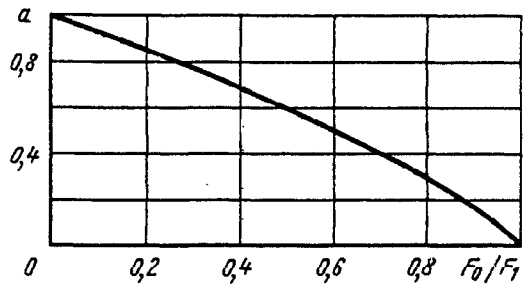
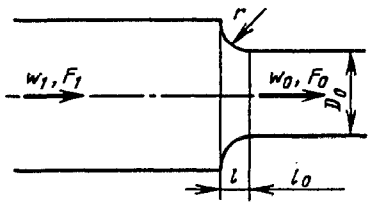
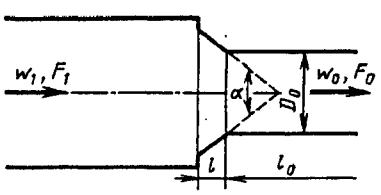
Величины $\zeta_м$, M и N определяют по графику в зависимости от длины свободной струи $S/D_г$; $\bar{F}=F_2/F_0=F_{стр}/F_0$, $\bar{q}$ и $\bar{e}$ находят в зависимости от длины свободной струи $S/D_г$ по диаграммам 11-28 и 11-29; $\zeta_{тр}=\lambda l_2/D_{2г}$; λ см. второй раздел



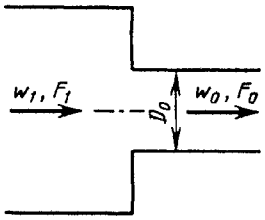
Параметры	$S/D_г$					
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\zeta_м$	0,16	0,46	0,84	1,43	2,02	2,54
N	1,65	2,89	3,90	4,85	5,65	6,35
M	1,25	1,71	2,00	2,20	2,30	2,40

Параметры	$S/D_г$				
	4,0	5,0	6,0	8,0	10
$\zeta_м$	3,26	3,65	3,80	3,81	3,81
N	7,20	7,55	7,68	7,70	7,70
M	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45

Сужение (внезапное) при $b/D_г=0$; $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu>10^4$ [4-12, 4-13] (b см. диаграмму 3-9)	**Диаграмма** 4-9

№ по пор.	Тип кромки на входе	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	Острая	 $D_г=4F_0/\Pi_0$	$\zeta=0,5(1-F_0/F_1)^{3/4}+\zeta_{тр}=0,5a+\zeta_{тр}$, где a см. кривую $a=f(F_0/F_1)$; $\zeta_{тр}=\lambda\dfrac{l_0}{D_г}$; λ см. второй раздел F_0/F_1: 0 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 0,9 | 1,0 a: 1,0 | 0,850 | 0,680 | 0,503 | 0,300 | 0,178 | 0 
2	Закругленная		$\zeta=\zeta'(1-F_0/F_1)^{3/4}+\zeta_{тр}=\zeta'a+\zeta_{тр}$, где ζ' см. кривую $\zeta=f(r/D_г)$ диаграммы 3-4 (кривая $б$); a см. кривую $a=f\left(\dfrac{F_0}{F_1}\right)$ (п.1); $\zeta_{тр}=\lambda l_0/D_г$; λ см. второй раздел
3	Срезана под углом		$\zeta=\zeta''(1-F_0/F_1)^{3/4}+\zeta_{тр}=\zeta''a+\zeta_{тр}$, где ζ'' см. кривую $\zeta=f(\alpha,\ l/D_г)$ диаграммы 3-7; a см. кривую $a=f(F_0/F_1)$ (п. 1); $\zeta_{тр}=\lambda l_0/D_г$; λ см. второй раздел

Сужение (внезапное) в переходной и ламинарной областях; $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [4-3, 4-18]	Диаграмма 4-10



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр}$$

1. При $10\leqslant\mathrm{Re}<10^4$ $\zeta_м$ см. кривые $\zeta_м=f(\mathrm{Re}, F_0/F_1)$ или по формуле

$$\zeta_м=A\cdot B(1-F_0/F_1),$$

где $A=\sum_{i=0}^{7} a_i(\lg\mathrm{Re})^i$; $a_0=-25{,}12458$; $a_1=118{,}5076$; $a_2=-170{,}4147$; $a_3=118{,}1949$; $a_4=-44{,}42141$; $a_5=9{,}09524$; $a_6=-0{,}9244027$; $a_7=0{,}03408265$;

$B=\sum_{i=0}^{2}\left\{\left[\sum_{j=0}^{2} a_{ij}(F_0/F_1)^j\right](\lg\mathrm{Re})^i\right\}$, a_{ij} см. ниже.

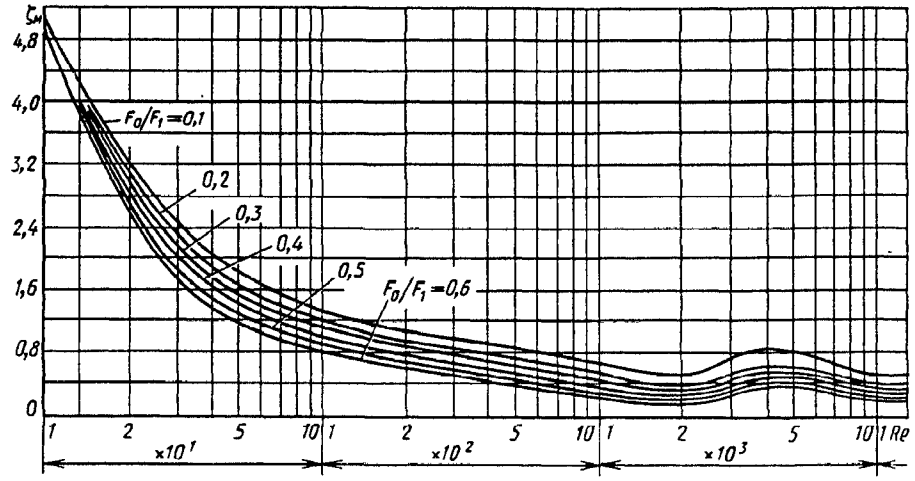
2. При $\mathrm{Re}<10$ $\zeta_м\approx\frac{30}{\mathrm{Re}}$

Значения a_{ij}

i/j	$10\leqslant\mathrm{Re}\leqslant2\cdot10^3$			$2\cdot10^3<\mathrm{Re}<4\cdot10^3$		
	0	1	2	0	1	2
0	1,07	1,22	2,9333	0,5443	−17,298	−40,715
1	0,05	−0,51668	0,8333	−0,06518	8,7616	22,782
2	0	0	0	0,05239	−1,1093	−3,1509

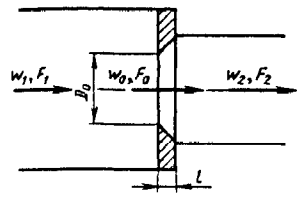
Значения $\zeta_м$

F_0/F_1	Re													
	10	20	30	40	50	10^2	$2\cdot10^2$	$5\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$5\cdot10^3$	10^4	$>10^4$
0,1	5,00	3,20	2,40	2,00	1,80	1,30	1,04	0,82	0,64	0,50	0,80	0,75	0,50	0,45
0,2	5,00	3,10	2,30	1,84	1,62	1,20	0,95	0,70	0,50	0,40	0,60	0,60	0,40	0,40
0,3	5,00	2,95	2,15	1,70	1,50	1,10	0,85	0,60	0,44	0,30	0,55	0,55	0,35	0,35
0,4	5,00	2,80	2,00	1,60	1,40	1,00	0,78	0,50	0,35	0,25	0,45	0,50	0,30	0,30
0,5	5,00	2,70	1,80	1,46	1,30	0,90	0,65	0,42	0,30	0,20	0,40	0,42	0,25	0,25
0,6	5,00	2,60	1,70	1,35	1,20	0,80	0,56	0,35	0,24	0,15	0,35	0,35	0,20	0,20



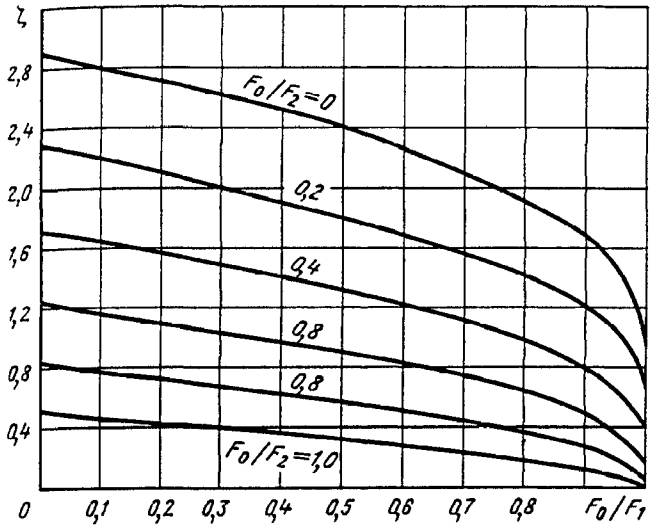
Диафрагма с острыми краями ($l/D_г = 0 \div 0{,}015$), установленная на переходном участке; $Re = w_0 D_г/\nu > 10^4$ [4-13, 4-14]

Диаграмма 4-11



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[0{,}707\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375} + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)\right]^2 = f\left(\frac{F_0}{F_1}; \frac{F_0}{F_2}\right)$$

$D_г = 4F_0/\Pi_0$



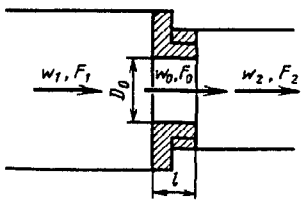
Значения ζ

F_0/F_2	F_0/F_1					
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0	2,91	2,82	2,72	2,61	2,51	2,39
0,2	2,27	2,19	2,10	2,01	1,91	1,81
0,4	1,71	1,64	1,56	1,48	1,40	1,31
0,6	1,23	1,17	1,10	1,03	0,97	0,89
0,8	0,82	0,77	0,72	0,67	0,61	0,56
1,0	0,50	0,46	0,42	0,38	0,34	0,30

F_0/F_2	F_0/F_1				
	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0	2,25	2,10	1,92	1,68	1,00
0,2	1,69	1,56	1,41	1,20	0,64
0,4	1,21	1,10	0,97	0,80	0,36
0,6	0,81	0,72	0,62	0,48	0,16
0,8	0,49	0,42	0,34	0,25	0,04
1,0	0.25	0,20	0,15	0,09	0

Диафрагма с утолщенными краями ($l/D_г > 0{,}015$), установленная на переходном участке; $Re = w_0 D_г/\nu > 10^5$ [4-13, 4-14]

Диаграмма 4-12



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.75} + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0.375}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right) + \lambda\frac{1}{D_г},$$

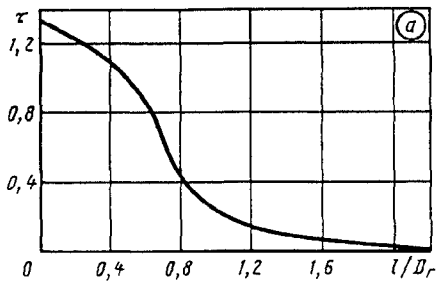
$\tau = (2{,}4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}$, $\varphi(\bar{l}) = 0{,}25 + 0{,}535\bar{l}^8/(0{,}05 + \bar{l}^7)$,

где $\tau = f\left(\frac{l}{D_г}\right)$ см. график или λ — см. второй раздел

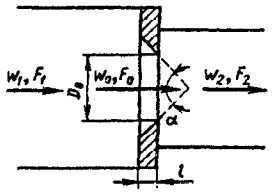
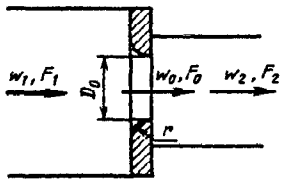
$D_г = 4F_0/\Pi_0$

$\bar{l} \equiv l/D_г$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
τ	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42

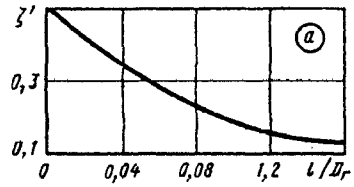
$\bar{l} \equiv l/D_г$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
τ	0,24	0,16	0,07	0,02	0



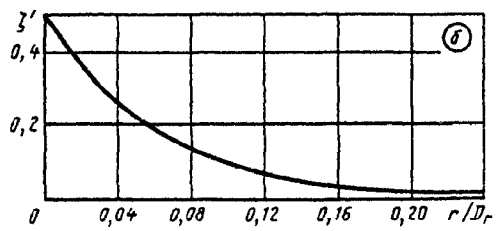
Диафрагма со срезанными и закругленными по потоку краями, установленная на переходном участке; $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [4-13, 4-14]	Диаграмма 4-13

Диафрагма	Схема	Коэффициент сопротивления
Со срезанными по потоку краями	$D_г=4F_0/\Pi_0$ 	$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75}+\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+2\sqrt{\zeta'}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)$, где при $\alpha=40\div60°$ ζ' см. график *а* или $\zeta'=0,13+0,34\cdot10^{-(3,47+88,47^{2,3})}$. При других α ζ' — как ζ по диаграмме 3-7
С закругленными краями		$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75}+\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+2\sqrt{\zeta'}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)$, где $\zeta'=f(r/D_г)$ см. график *б* или $\zeta'=0,03+0,47\times\exp(-17,73\bar{r})$, $\bar{r}=r/D_г$

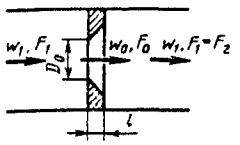
$l/D_г$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,12	⩾0,16
ζ'	0,46	0,42	0,38	0,35	0,29	0,23	0,16	0,13



$\frac{r}{D_г}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	⩾0,2
ζ'	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,19	0,15	0,09	0,06	0,03



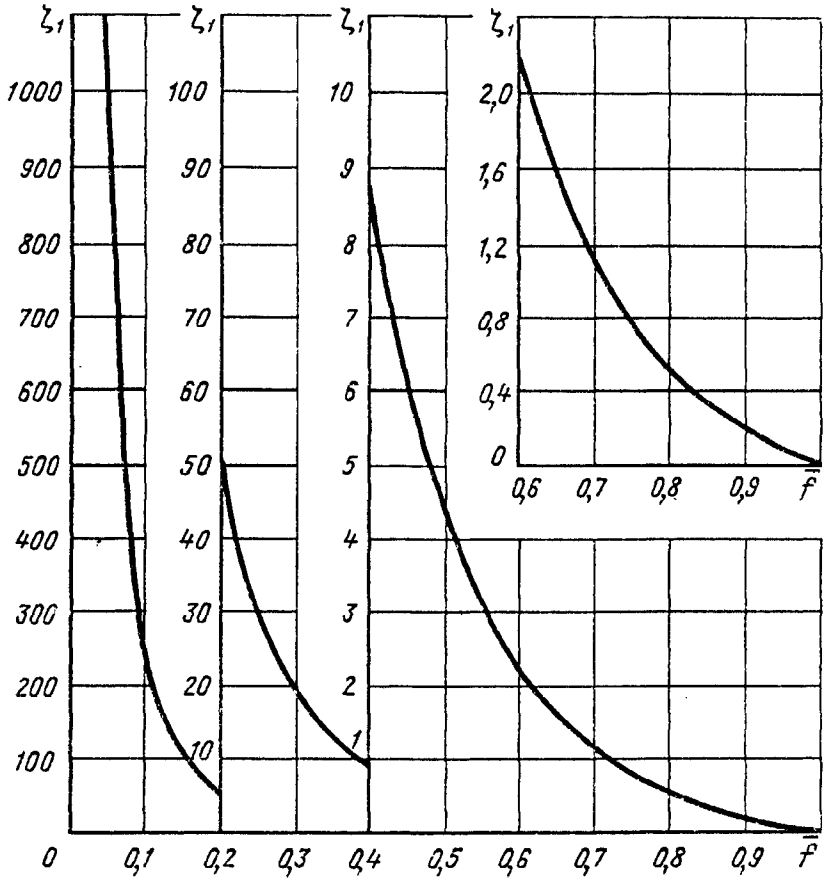
Диафрагма с острыми краями ($l/D_г = 0 \div 0.015$) в прямой трубе; $\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu \geqslant 10^5$ [4-13, 4-14]	Диаграмма 4-14



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + 0{,}707\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}375}\right]^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

см. кривую $\zeta = f(F_0/F_1)$; $\bar{f} = F_0/F_1$

$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

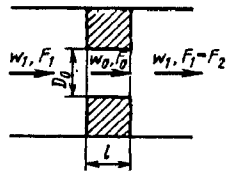


F_0/F_1	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
ζ	7083	3089	1716	1082	733	402	250	168	119	88,1	67,2	52,6

F_0/F_1	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42	0,45	0,47
ζ	41,8	33,8	27,7	23,0	19,2	16,2	13,8	11,8	10,1	8,75	7,57	6,12	5,31

F_0/F_1	0,50	0,52	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
ζ	4,37	3,81	3,10	2,24	1,60	1,13	0,79	0,54	0,34	0,19	0,09	0

Диафрагма с утолщенными краями ($l/D_r > 0{,}015$) в прямой трубе (канале); $Re = w_0 D_r/\nu > 10^5$ [4-13, 4-14]	Диаграмма 4-15



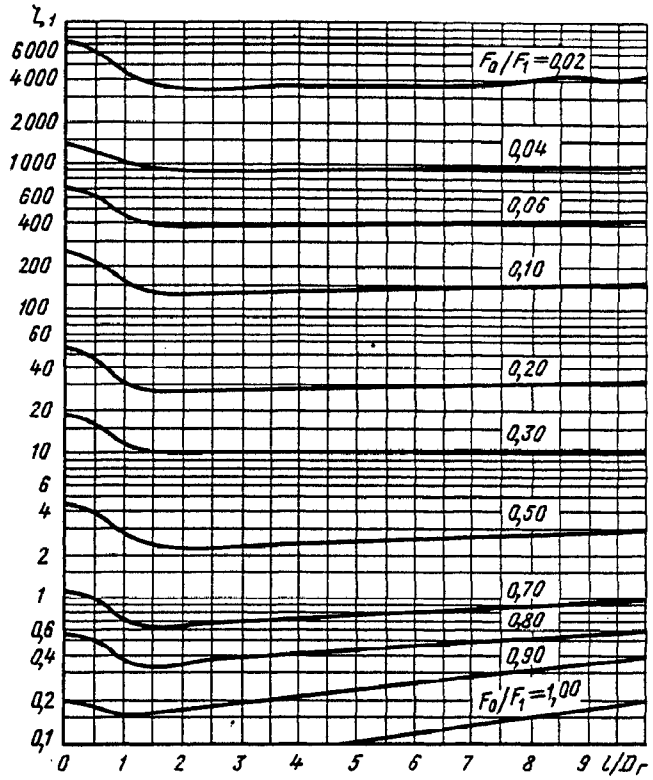
$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}75} + \tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{1{,}375} + \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda\frac{l}{D_r}\right]\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2,$$

$D_r = \dfrac{4F_0}{\Pi_0}$; $\bar{l} = l/D_r$

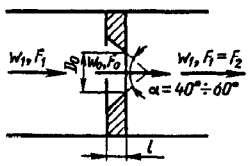
где τ см. таблицу (ниже), график a диаграммы 4-12 или $\tau = (2{,}4-\bar{l})\cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}$; $\varphi(\bar{l}) = 0{,}25 + 0{,}535\bar{l}^8/(0{,}05+\bar{l}^7)$ см. второй раздел. При $\lambda = 0{,}02$ значения $\zeta_1 = f(l/D_r,\ F_0/F_1)$ см. график

Значения ζ_1 при $\lambda = 0{,}02$																	
$\bar{l} = l/D_r$	τ	F_0/F_1															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0	1,35	6915	1676	716	394	244	99,5	51,4	30,0	18,8	8,56	4,27	2,19	1,11	0,53	0,19	0
0,2	1,22	6613	1602	684	376	233	95,0	49,0	28,6	18,0	8,17	4,08	2,09	1,07	0,51	0,19	0
0,4	1,10	6227	1533	655	360	223	91,0	47,0	27,4	17,2	7,83	3,92	2,01	1,03	0,50	0,19	0,01
0,6	0,84	5708	1382	591	324	201	81,9	42,3	24,6	15,5	7,04	3,53	1,82	0,94	0,46	0,18	0,01
0,8	0,42	4695	1137	485	266	165	67,2	34,6	20,2	12,7	5,77	2,90	1,50	0,78	0,39	0,16	0,02
1,0	0,24	4268	1033	441	242	150	61,0	31,4	18,3	11,5	5,24	2,64	1,37	0,72	0,37	0,16	0,02
1,4	0,10	3948	956	408	224	139	56,4	29,1	17,0	10,7	4,86	2,45	1,29	0,68	0,36	0,16	0,03
2,0	0,02	3783	916	391	215	133	54,1	27,9	16,3	10,2	4,68	2,38	1,26	0,68	0,36	0,17	0,04
3,0	0	3783	916	391	215	133	54,3	28,0	16,4	10,3	4,75	2,43	1,30	0,71	0,39	0,20	0,06
4,0	0	3833	929	397	218	135	55,2	28,6	16,7	10,6	4,88	2,51	1,35	0,75	0,42	0,22	0,08
5,0	0	3883	941	402	221	137	56,0	29,0	17,0	10,8	5,00	2,59	1,41	0,79	0,45	0,24	0,10
6,0	0	3933	954	408	224	139	56,9	29,6	17,4	11,0	5,12	2,67	1,46	0,83	0,48	0,27	0,12
7,0	0	3983	966	413	227	141	57,8	30,0	17,7	11,2	5,25	2,75	1,52	0,87	0,51	0,29	0,14
8,0	0	4033	979	419	231	143	58,7	30,6	18,0	11,4	5,38	2,83	1,57	0,91	0,54	0,32	0,16
9,0	0	4083	991	424	234	145	59,6	31,0	18,3	11,6	5,50	2,91	1,63	0,95	0,58	0,34	0,18
10,0	0	4133	1004	430	237	147	60,5	31,6	18,6	11,9	5,62	3,00	1,68	0,99	0,61	0,37	0,20

Диафрагма с утолщенными краями ($l/D_г > 0{,}015$) **в прямой трубе (канале);** $\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu > 10^5$ [4-13, 4-14]	**Диаграмма 4-15**



Диафрагма (отверстие) со срезанными по потоку краями ($\alpha = 40 \div 60°$) **в прямой трубе;** $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ [4-13, 4-14]	**Диаграмма 4-16**



$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'}\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}375}\right]^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$ см. график;

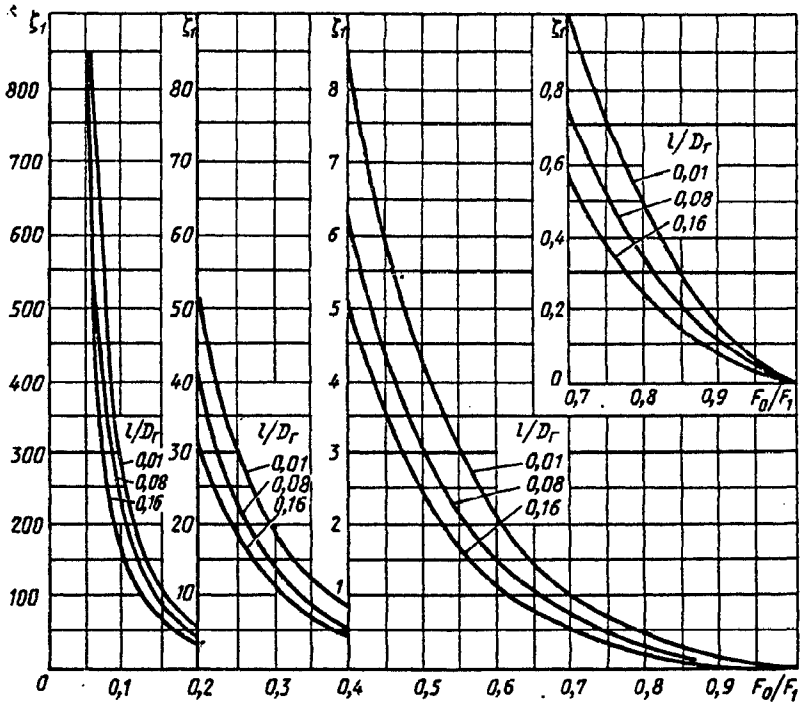
$\zeta' = f\left(\dfrac{l}{D_г}\right)$ см. таблицу (ниже), график *а* диаграммы 4-13

или $\zeta' = 0{,}13 + 0{,}34 \exp\left(-7{,}94\bar{l} - 203{,}55\bar{l}^{2,3}\right)$; $\bar{l} = l/D_г$

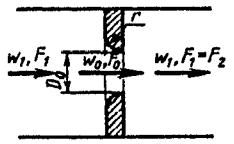
Значения ζ_1

$\bar{l} = l/D_г$	ζ'	F_0/F_1															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
0,01	0,46	6840	1656	708	388	241	98,2	50,7	29,5	18,5	8,39	4,18	2,13	1,08	0,51	0,18	0
0,02	0,42	6592	1598	682	374	232	94,5	48,7	28,4	17,8	8,05	4,00	2,03	1,02	0,48	0,17	0
0,03	0,38	6335	1535	655	360	223	90,6	46,7	27,2	17,0	7,69	3,80	1,93	0,97	0,45	0,16	0
0,04	0,35	6140	1488	635	348	216	87,7	45,2	26,2	16,4	7,40	3,66	1,84	0,92	0,43	0,15	0
0,06	0,29	5737	1387	592	325	201	81,5	41,9	24,4	15,2	6,83	3,35	1,68	0,83	0,38	0,13	0
0,08	0,23	5297	1281	546	300	185	75,0	38,5	22,3	13,9	6,20	3,02	1,51	0,74	0,33	0,11	0
0,12	0,16	4748	1147	488	267	165	66,7	34,1	19,7	12,2	5,40	2,61	1,29	0,62	0,27	0,09	0
0,16	0,13	4477	1081	460	251	155	62,7	32,0	18,4	11,4	5,02	2,42	1,18	0,56	0,24	0,08	0

Диафрагма (отверстие) со срезанными по потоку краями ($\alpha = 40 \div 60°$) в прямой трубе; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ [4-13, 4-14]	**Диаграмма 4-16**



Диафрагма с закруглениями по потоку краями в прямой трубе; $\mathrm{Re} = w_0 D_г / \nu > 10^4$ [4-13, 4-14]	**Диаграмма 4-17**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

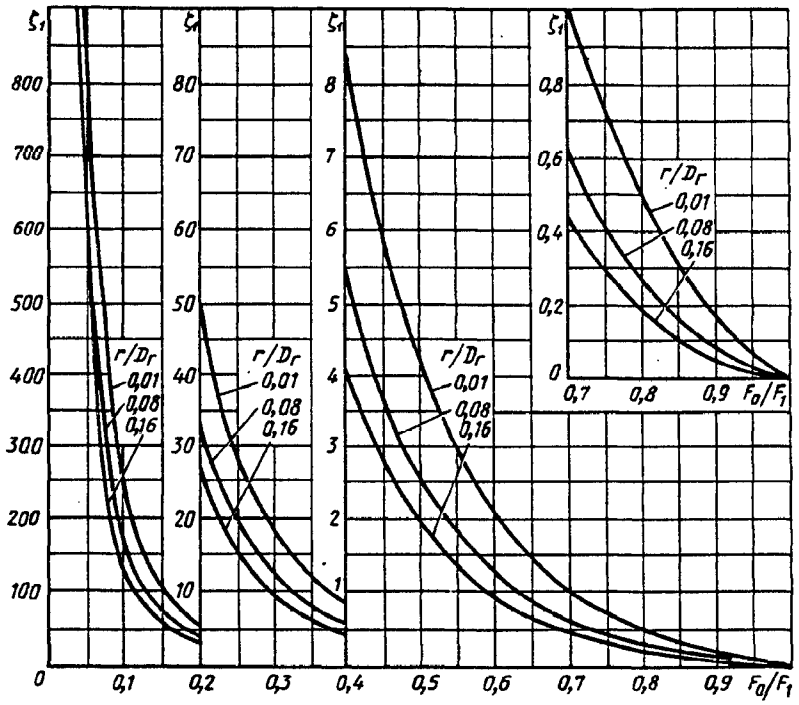
$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = -\left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'}\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75}\right]^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$ см. график;

$\zeta' = f_1\left(\frac{r}{D_г}\right)$ см. таблицу (ниже), график *б* диаграммы 4-13 или $\zeta' = 0{,}03 + 0{,}47 \exp(-17{,}73\bar{r})$; $\bar{r} = r/D_г$

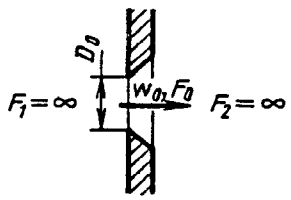
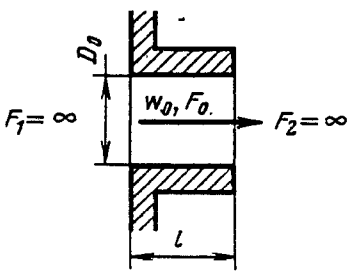
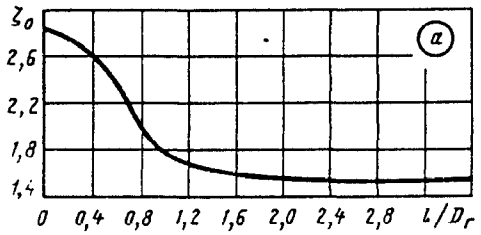
Значения ζ_1

$r/D_г$	ζ'	F_0/F_1																				
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,0
0,01	0,44	6717	1628	695	382	236	96,4	49,7	29,0	18,2	12,0	8,24	5,75	4,10	2,91	2,08	1,49	1,05	0,73	0,49	0,18	0
0,02	0,37	6273	1520	648	356	221	89,7	46,2	26,9	16,8	11,1	7,59	5,29	3,75	2,65	1,90	1,35	0,95	0,66	0,44	0,15	0
0,03	0,31	5875	1421	607	332	206	83,6	43,0	25,0	15,6	10,3	7,01	4,87	3,45	2,43	1,74	1,23	0,86	0,59	0,40	0,14	0
0,04	0,26	5520	1336	570	312	193	78,3	40,2	23,4	14,6	9,54	6,51	4,51	3,19	2,24	1,60	1,13	0,79	0,54	0,36	0,12	0
0,06	0,19	4982	1206	513	281	174	70,3	36,0	20,8	12,9	8,46	5,76	3,97	2,79	1,96	1,38	0,97	0,67	0,46	0,30	0,10	0
0,08	0,15	4657	1125	479	262	162	65,3	33,4	19,3	12,0	7,80	5,29	3,63	2,55	1,78	1,25	0,88	0,60	0,41	0,26	0,08	0
0,12	0,09	4085	986	420	229	141	56,8	29,0	16,6	10,2	6,65	4,48	3,06	2,14	1,48	1,03	0,71	0,48	0,33	0,21	0,06	0
0,16	0,06	3745	902	384	210	129	51,8	26,3	15,0	9,3	5,99	4,02	2,73	1,90	1,31	0,91	0,62	0,42	0,28	0,17	0,05	0

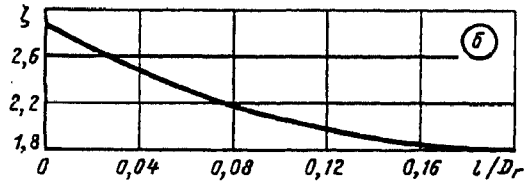
Диафрагма с закруглеиными по потоку краями в прямой трубе; $Re = w_0 D_r/\nu > 10^4$ [4-13, 4-14]	**Диаграмма 4-17**

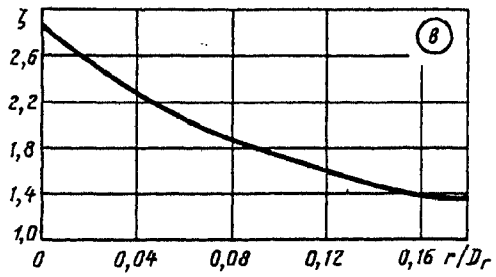


Отверстия с различными краями в стенке с неограниченной площадью [4-13, 4-14]	**Диаграмма 4-18**

Края отверстия	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	2	3
Острые ($l/D_r = 0 \div 0{,}015$)	$D_r = \dfrac{4F_0}{\Pi_0}$ 	$\mathrm{Re} = w_0 D_r/\nu \geqslant 10^4$ $\zeta = 2{,}7 \div 2{,}8$
Утолщенные (глубокое отверстие) ($l/D_r > 0{,}015$)		 $\mathrm{Re} \geqslant 10^4 \qquad \zeta = \zeta_0 + \lambda \dfrac{l}{D_r}$,

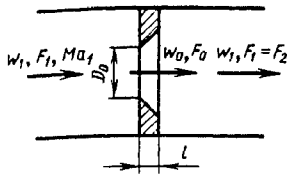
Отверстия с различными краями в стенке с неограниченной площадью [4-13, 4-14]	**Диаграмма 4-18**

<table>
<tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr>
<tr><td></td><td></td><td>где $\zeta_0=f(l)$ см. график а или $\zeta=1{,}5+(2{,}4-\bar{l})\times\times 10^{-\varphi(l)}+\lambda l/D_г$ $\varphi(\bar{l})=0{,}25+0{,}535\bar{l}^8/(0{,}05+\bar{l}^7)$; λ см. второй раздел
<table>
<tr><td>$\bar{l}\equiv l/D_г$</td><td>0</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr>
<tr><td>ζ_0</td><td>2,85</td><td>2,72</td><td>2,60</td><td>2,34</td><td>1,95</td><td>1,76</td></tr>
<tr><td>$\bar{l}\equiv l/D_г$</td><td>1,2</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,8</td><td>2,0</td><td>4,0</td></tr>
<tr><td>ζ_0</td><td>1,67</td><td>1,62</td><td>1,60</td><td>1,58</td><td>1,55</td><td>1,55</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Срезанные по потоку</td><td></td><td>$Re\geqslant 10^4$ $\zeta=f(\bar{l})$ см. график б или $\zeta=(1+\sqrt{\zeta'})^2$, где $\zeta'=0{,}13+0{,}34\cdot\exp(-7{,}94\bar{l}-203{,}55\bar{l}^{2,3})$
 

$\alpha=40\div 60°$
<table>
<tr><td>$\bar{l}\equiv l/D_г$</td><td>0</td><td>0,01</td><td>0,02</td><td>0,03</td><td>0,04</td><td>0,05</td></tr>
<tr><td>ζ</td><td>2,85</td><td>2,80</td><td>2,70</td><td>2,60</td><td>2,50</td><td>2,41</td></tr>
<tr><td>$\bar{l}=l/D_г$</td><td>0,06</td><td>0,08</td><td>0,10</td><td>0,12</td><td>0,16</td><td>0,20</td></tr>
<tr><td>ζ</td><td>2,33</td><td>2,18</td><td>2,08</td><td>1,98</td><td>1,84</td><td>1,80</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Закругленные по потоку</td><td></td><td>$Re\geqslant 10^4$
$\zeta=f(\bar{r})$ см. график в или $\zeta=(1+\sqrt{\zeta'})^2$, где $\zeta'=0{,}03+0{,}47\cdot\exp(-17{,}73\bar{r})$
 

<table>
<tr><td>$\bar{r}\equiv r/D_г$</td><td>0,01</td><td>0,02</td><td>0,03</td><td>0,04</td><td>0,06</td><td>0,08</td><td>0,12</td><td>0,16</td><td>0,20</td></tr>
<tr><td>ζ</td><td>2,72</td><td>2,56</td><td>2,40</td><td>2,27</td><td>2,06</td><td>1,90</td><td>1,67</td><td>1,54</td><td>1,46</td></tr>
</table></td></tr>
</table>

Днафрагмы (отверстия) с любыми формами краев для различных условий перетекания потока в переходной и ламинарной областях ($\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu<10^4\div10^5$) [4-16]	Диаграмма 4-19



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

1. При $30<\mathrm{Re}<10^4\div10^5$ $\zeta=\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_\varphi+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{0кв}$ и соответственно

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\zeta_\varphi\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв}.$$

2. При $10<\mathrm{Re}<30$ $\zeta=\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\dfrac{33}{\mathrm{Re}}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{0кв}$ и $\zeta_1=\dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\dfrac{33}{\mathrm{Re}}\left(\dfrac{F_1}{F_0}\right)^2+$ $+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв}$, где $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$ см. ниже.

3. При $\mathrm{Re}<10$:

$\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\dfrac{33}{\mathrm{Re}}$ и $\zeta_1=\dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\dfrac{33}{\mathrm{Re}}\left(\dfrac{F_1}{F_0}\right)^2$;

$\zeta_{0.кв}\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$, $\zeta_{1.кв}=\dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ — как ζ при $\mathrm{Re}>10^4$ по соответствующим диаграммам 4-1—4-18;

ζ_φ см. табл. 1 или по формуле

$$\zeta_\varphi=\left[18{,}78-7{,}768F_1/F_0+6{,}337(F_1/F_0)^2\right]\exp\left\{\left[-0{,}942-7{,}246F_0/F_1-3{,}878(F_0/F_1)^2\right]\lg\mathrm{Re}\right\};$$

$\bar{\varepsilon}_{0.\mathrm{Re}}$ см. табл. 2 или по формуле

$$\bar{\varepsilon}_{0.\mathrm{Re}}=\sum_{i=0}^{5}a_i(\lg\mathrm{Re})^i,\ \text{где}\ a_0=0{,}461465;$$

$a_1=-0{,}2648592$; $a_2=0{,}2030479$; $a_3=-0{,}06602521$; $a_4=0{,}01325519$; $a_5=-0{,}001058041$

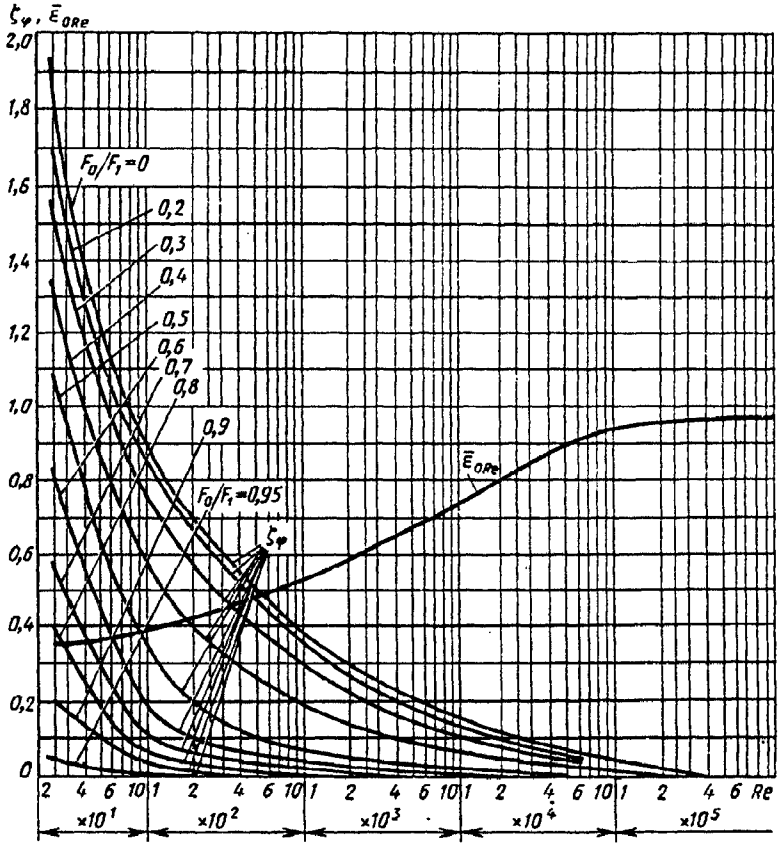
1. Значения ζ_φ

$\frac{F_0}{F_1}$	Re													
	30	40	60	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	10^6
0	1,94	1,38	1,14	0,89	0,69	0,64	0,39	0,30	0,22	0,15	0,11	0,04	0,01	0
0,2	1,78	1,36	1,05	0,85	0,67	0,57	0,36	0,26	0,20	0,13	0,09	0,03	0,01	0
0,3	1,57	1,16	0,88	0,75	0,57	0,43	0,30	0,22	0,17	0,10	0,07	0,02	0,01	0
0,4	1,35	0,99	0,79	0,57	0,40	0,28	0,19	0,14	0,10	0,06	0,04	0,02	0,01	0
0,5	1,10	0,75	0,55	0,34	0,19	0,12	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0
0,6	0,85	0,56	0,30	0,19	0,10	0,06	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0
0,7	0,58	0,37	0,23	0,11	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0
0,8	0,40	0,24	0,13	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0,20	0,13	0,08	0,03	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,95	0,03	0,03	0,02	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

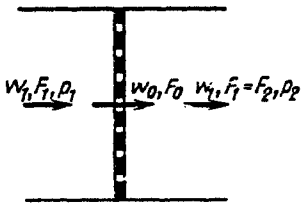
2. Значения $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$

Re	10	20	30	40	60	80	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	$6\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	$3\cdot10^5$	$4\cdot10^5$
$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$	0,34	0,35	0,36	0,37	0,40	0,43	0,45	0,52	0,58	0,62	0,65	0,69	0,74	0,76	0,80	0,82	0,85	0,87	0,90	0,95	0,98	1,0

Диафрагмы (отверстия) с любыми формами краев для различных условий перетекания потока в переходной и ламинарной областях $(\mathrm{Re}=w_0 D_1/\nu<10^4\div10^5)$ [4-16]	**Диаграмма 4-19**



Диафрагма в трубах при больших дозвуковых скоростях (больших числах Маха) [4-34]	**Диаграмма 4-20**



Острые кромки отверстий:

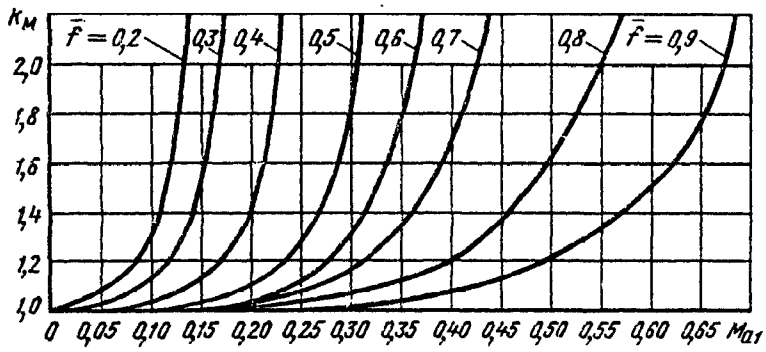
$$\zeta_{\text{м}}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_{\text{м}}\zeta,$$

где ζ см. диаграммы 4-11, 4-12; $k_{\text{м}}=f(\mathrm{Ma}_1)$; $\mathrm{Ma}_1=\dfrac{w_1}{a_1}$; $a_1=\sqrt{\dfrac{kp_1}{\rho_1}}$ — скорость звука; k см. табл. 1-4. При срезанных или закругленных кромках отверстий см. диаграмму 8-7

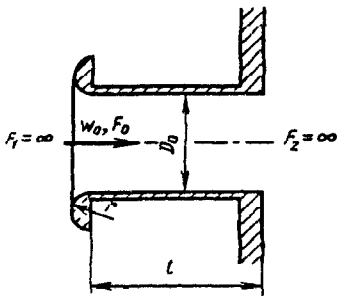
Значения $k_{\text{м}}$

$\bar{f}$	Ma_1													
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
0,2	1,00	1,09	1,30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	1,00	1,03	1,13	1,51	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,4	1,00	1,00	1,03	1,14	1,41	—	—	—	—	—	—	—	—	
0,5	1,00	1,00	1,00	1,03	1,10	1,27	1,85	—	—	—	—	—	—	—
0,6	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,14	1,30	1,77	—	—	—	—	—	—
0,7	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03	1,08	1,18	1,35	1,68	—	—	—	—	—
0,8	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,03	1,07	1,12	1,20	1,37	1,63	2,01	—	—
0,9	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02	1,04	1,07	1,13	1,21	1,33	1,50	1,75

Диафрагма в трубах при больших дозвуковых скоростях (больших числах Маха) [4-34]	Диаграмма 4-20



Коллектор, вделанный в стенку с неограниченной площадью; $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [4-27]	Диаграмма 4-21

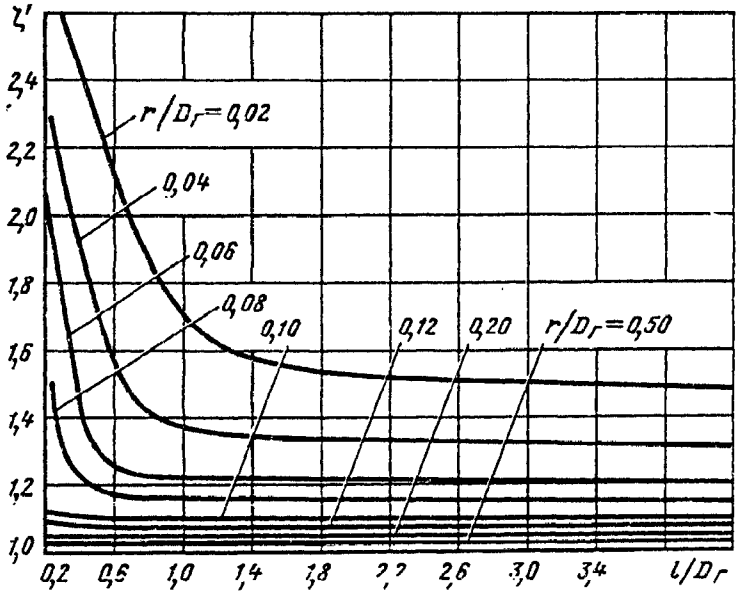


$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр}=\lambda\dfrac{l}{D_г}$; $\zeta'=f\left(\dfrac{l}{D_г},\dfrac{r}{D_г}\right)$,

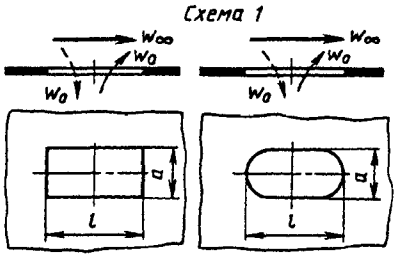
λ см. второй раздел

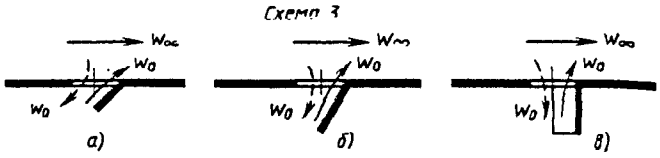


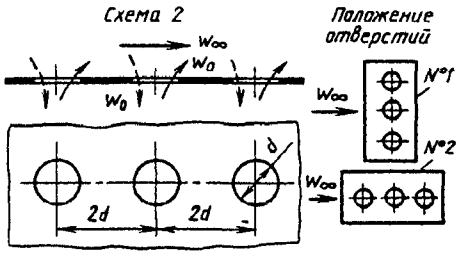
Значения ζ'

$r/D_г$	$l/D_г$											
	0,25	0,50	0.75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,02	2,64	2,25	1,89	1,68	1,60	1,56	1,54	1,53	1,51	1,50	1,49	1,48
0.04	2,20	1,70	1,42	1,37	1,34	1,33	1,33	1,32	1,32	1,32	1,31	1,30
0,06	1,90	1,30	1,23	1,22	1,22	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,20	1,20
0,08	1,44	1,19	1,16	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
0,10	1,12	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10
0,12	1,08	1,08	1,08	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,08	1,08	1,08
0,20	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05
0,50	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03

Отверстия в тонкой стенке при наличии проходящего потока ($w_\infty > 0$); $\mathrm{Re} = w_0 D_г / \nu \geqslant 10^4$ [4-28]	Диаграмма 4-22







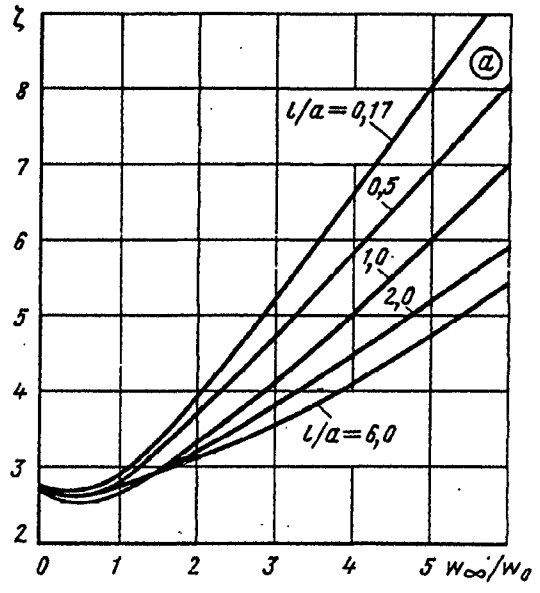
Без козырьков (схемы 1 и 2): $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. графики *а*—*в*.

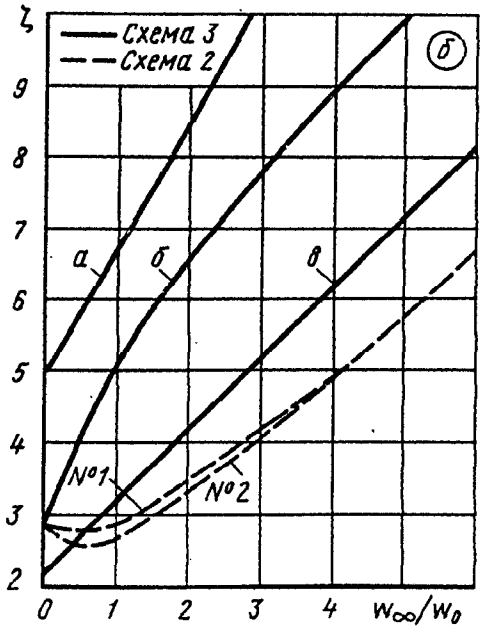
С козырьками у круглого отверстия (схема 3): $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. графики *б* и *г*.

А. Отсосные отверстия (вход w_0 — штриховые стрелки)

Значения ζ для схемы 1 (график *а*)

l/a	w_∞/w_0							
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,17	2,70—2,80	2,75—2,85	2,95	4,00	5,20	6,65	8,05	9,50
0,5	2,70—2,80	2,65—2,75	2,85	3,35	4,15	5,00	6,00	7,00
1,0	2,70—2,80	2,65—2,75	2,85	3,35	4,15	5,00	6,00	7,00
2,0	2,70—2,80	2,65—2,75	2,85	3,20	3,80	4,50	5,20	5,95
6,0	2,70—2,80	2,55—2,65	2,65—2,75	3,15	3,55	4,15	4,75	5,45





Отверстия в тонкой стенке при наличии проходящего потока $(w_\infty > 0)$; $\mathrm{Re} = w_0 D_г / \nu \geqslant 10^4$ [4-28]	**Диаграмма 4-22**

Значение ζ для схемы 2 (график *б*)

Положение отверстий	w_∞ / w_0							
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
№ 1	2,70—2,80	2,70—2,80	2,80—2,90	3,50	4,10	4,95	5,75	6,70
№ 2	2,70—2,80	2,55—2,65	2,60—2,70	3,40	4,05	4,95	5,75	6,70

Значения ζ для схемы 3 (график *б*)

Кривая	w_∞ / w_0							
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
а	4,95	5,75	6,60	8,45	10,0	—	—	—
б	2,73—2,85	4,00	5,00	6,50	7,80	8,95	10,0	—
в	2,16—2,20	2,60—2,70	3,20	4,20	5,20	6,20	7,2	8,2

Б. Приточные отверстия (выход w_0 — сплошные стрелки)

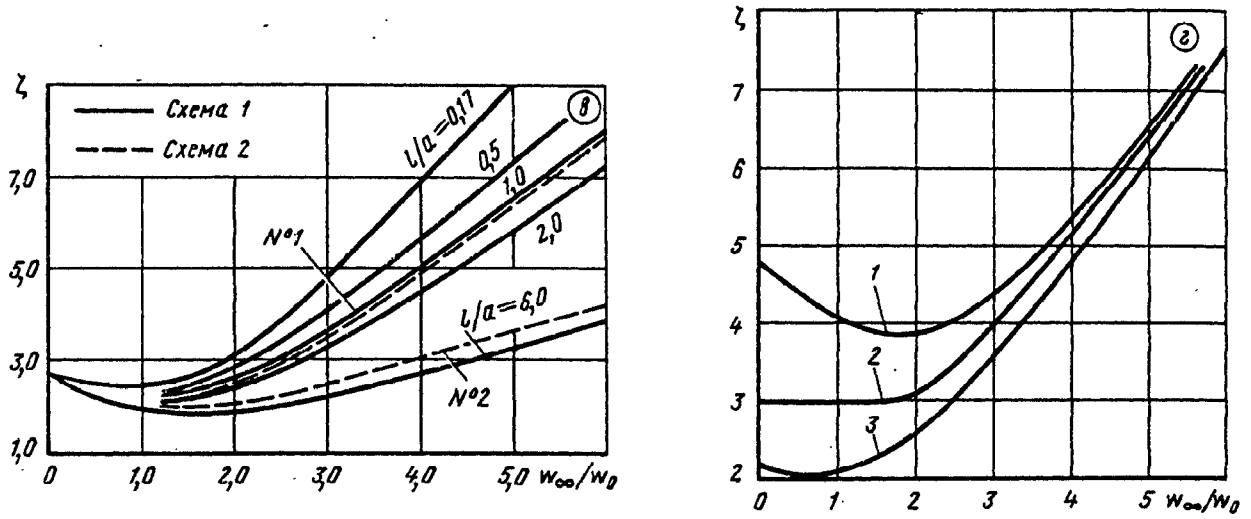
Значения ζ для схемы 1 (график *в*)

l/a	w_∞ / w_0								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,17	2,70—2,80	2,50—2,60	2,45—2,55	2,55—2,65	3,05	4,75	7,00	9,00	—
0,5	2,70—2,80	2,40—2,50	2,25—2,35	2,45—2,55	2,80—2,90	4,10	5,70	7,30	9,00
1,0	2,70—2,80	2,25—2,35	2,20—2,30	2,25—2,35	2,60—2,70	3,65	5,00	6,50	8,00
2,0	2,70—2,80	2,25—2,35	2,05—2,15	2,05—2,10	2,40—2,50	3,35	4,50	5,80	7,25
6,0	2,70—2,80	2,25—2,35	2,00—2,10	1,90—2,00	1,90—2,00	2,25—2,35	2,75—2,85	3,30	3,90

Значения ζ для схемы 2 (график *в*)

Положение отверстий	w_∞ / w_0								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
№ 1	2,7—2,8	2,25—2,35	2,0—2,1	2,05—2,15	2,5—2,6	3,5	4,95	6,45	7,90
№ 2	2,7—2,8	2,4—2,5	2,1—2,2	2,05—2,15	2,1—2,2	2,5—2,6	3,00	3,60	4,20

Отверстия в тонкой стенке при наличии проходящего потока $(w_\infty > 0)$; $\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu \geqslant 10^4$ [4-28]	**Диаграмма 4-22**

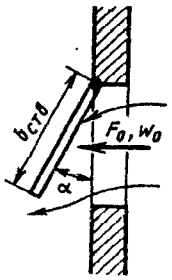


Значения ζ для схемы 3 (график *г*)

Кривая	w_∞/w_0								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
1	4,75	4,40	4,05	3,85	3,85	4,40	5,35	6,55	7,75
2	3,00	3,00	3,00	3,00	3,15	4,00	5,65	6,45	7,70
3	2,16—2,20	2,05—2,10	2,10—2,20	2,35—2,45	2,65—2,75	3,50	4,75	6,20	7,55

Створки [4-5]	**Диаграмма 4-23**

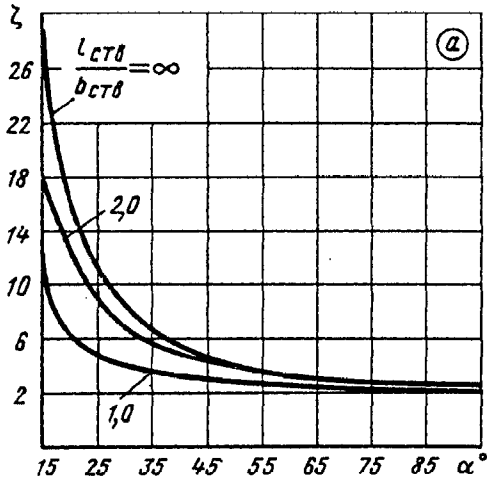
Вытяжная одинарная верхнеподвесная створка



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

$l_{ств}$ — длина створки; $w_0 = Q/F_0$

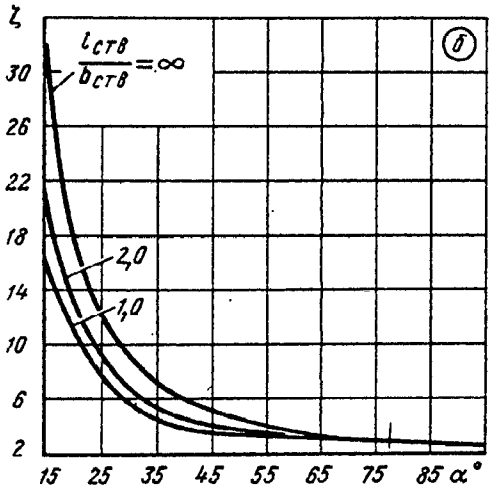
Створки [4-5]	Диаграмма 4-23



Значения ζ (график *а*)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	11	6,3	4,5	4,0	3,0	2,5	2,0
2,0	17	12	8,5	6,9	4,0	3,1	2,5
∞	30	16	11	8,6	4,7	3,3	2,5

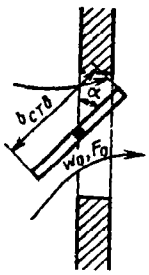
Приточная одинарная верхнеподвесная створка

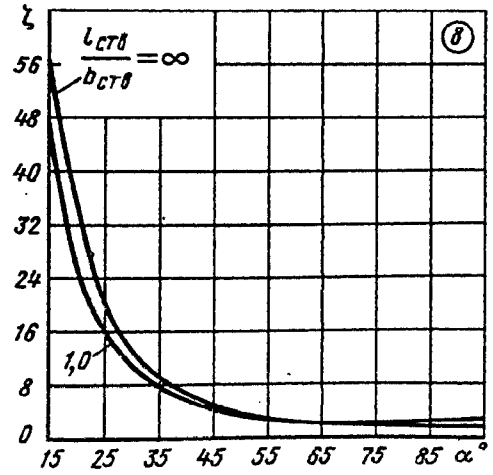


Значения ζ (график *б*)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	16	11	8,5	5,7	3,7	3,1	2,6
2,0	21	13	9,3	6,9	4,0	3,2	2,6
∞	31	18	12,5	9,2	5,2	3,5	2,6

Одинарная среднеподвесная створка



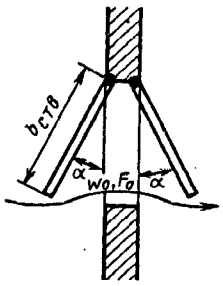


Значения ζ (график *в*)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	46	26	16	11	5,0	3,0	2,0
∞	59	35	21	14	5,0	3,0	2,4

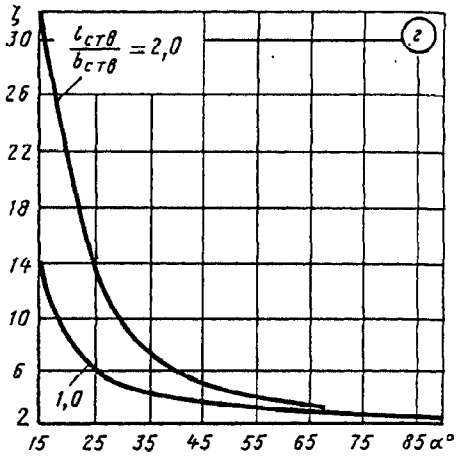
Створки [4-5]	**Диаграмма 4-23**

Двойные створки на верхнем подвесе



Значения ζ (график *г*)

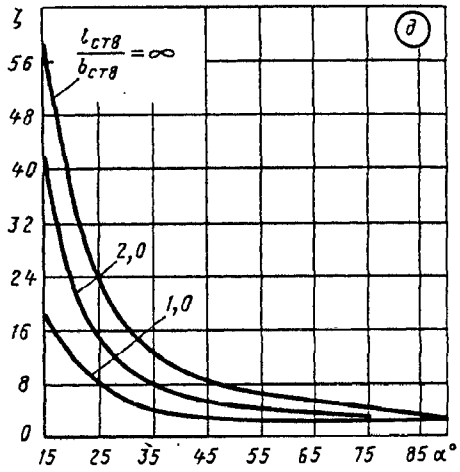
$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	14	9	6	4,9	3,8	3,0	2,4
2,0	31	21	14	9,8	5,2	3,5	2,4



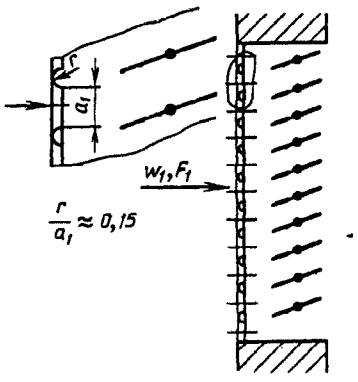
Двойная створка на верхнем и нижнем подвесах

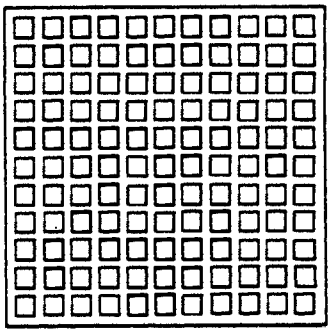
Значения ζ (график *д*)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	19	13	8,5	6,3	3,8	3,0	2,4
2,0	44	24	15	11	6,0	4,0	2,8
∞	59	36	24	17	8,6	5,7	2,8



Решетка (жалюзийная) с поворотными перьями в стенке неограниченной площади; $\bar{f} \approx 0,8$ (полное открытие жалюзи)	**Диаграмма 4-24**



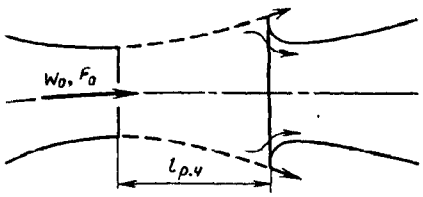


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} \approx 1,6,$$

где w_1 — средняя скорость по полному сечению решетки стенке

$$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1};$$

F_0 — живое сечение решетки



$$D_г = \frac{4F_0}{П_0}$$

Для прямоугольника

$$D_г = \frac{2a_0 b_0}{a_0 + b_0};$$

для эллипса

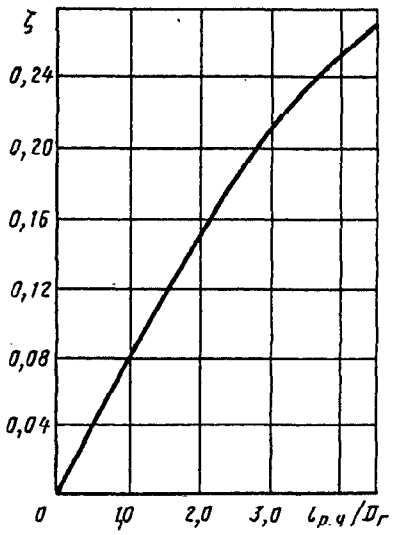
$$D_г = \frac{4a_0 b_0}{1{,}5(a_0 + b_0) - \sqrt{a_0 b_0}},$$

где a_0 и b_0 — стороны прямоугольника или полуоси эллипса.

Круглое (или прямоугольное) сечение:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}1\frac{l_{р.ч}}{D_г} - 0{,}008\left(\frac{l_{р.ч}}{D_г}\right)^2 \quad \text{см. кривую} \quad \zeta = f\left(\frac{l_{р.ч}}{D_г}\right)$$

$\frac{l_{р.ч}}{D_г}$	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
ζ	0	0,04	0,08	0,12	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29



Эллиптическое сечение:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}145\frac{l_{р.ч}}{D_г} - 0{,}0017\frac{l_{р.ч}}{a_0 b_0}$$

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ С ПЛАВНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТИ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИФФУЗОРОВ, КОНФУЗОРОВ И ДРУГИХ ПЕРЕХОДНЫХ УЧАСТКОВ)

5-1. Пояснения и практические рекомендации

Диффузоры в сети

1. Для перехода от меньшего сечения трубы (канала) к большему (преобразования кинетической энергии потока в потенциальную или динамического давления в статическое) с минимальными потерями полного давления устанавливают плавно расширяющийся участок — диффузор (рис. 5-1)*[1]. Вследствие того, что в диффузоре с ростом площади поперечного сечения средняя скорость потока при увеличении угла расширения α падает, общий коэффициент сопротивления диффузора, приведенный к скорости в узком (начальном) сечении, становится до определенных пределов α меньшим, чем для такой же длины участка трубы постоянного сечения с площадью, равной начальной площади сечения диффузора.

Начиная с некоторого угла расширения диффузора заданной длины, дальнейшее увеличение этого угла значительно повышает коэффициент сопротивления, так что он становится во много раз бо́льшим, чем для прямой трубы той же длины.

2. Возрастание коэффициента сопротивления диффузора заданной длины с дальнейшим увеличением угла расширения вызывается усиливающимся турбулентным перемешиванием потока, отрывом пограничного слоя от стенки диффузора и связанным с этим сильным вихреобразованием.

Пограничный слой отрывается от стенок (см. рис. 5-1) под воздействием положительного градиента давления вдоль диффузора, возникающего вследствие падения скорости при увеличении поперечного сечения (согласно уравнению Бернулли).

3. При постоянных условиях течения на входе и постоянной относительной длине $l_д$ или степени расширения диффузора $n_{п1}=F_1/F_0$ увеличение угла расширения,

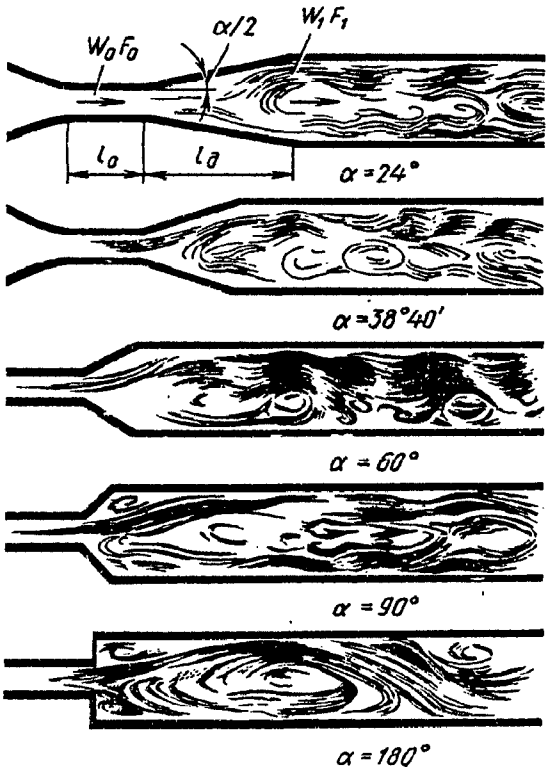


Рис. 5-1. Спектр потока в диффузорах с различными углами расширения при $n_{п1}=F_1/F_0=3{,}3$ [5-48]

*[1] Основными геометрическими характеристиками диффузоров с прямыми стенками являются угол расширения α, степень расширения $n_{п1}=F_1/F_0$ и относительная длина $l_д/D_0$. Эти величины связаны между собой соотношениями: для конического диффузора $\frac{l_д}{D_0}=\frac{n_{п1}-1}{2\operatorname{tg}\alpha/2}$, для плоского диффузора $\frac{l_д}{a_0}=\frac{n_{п1}-1}{2\operatorname{tg}\alpha/2}$.

начиная с $\alpha=0°$, приводит последовательно к четырем основным режимам течения:

а) устойчивый режим; безотрывное течение («безотрывные» диффузоры);

б) режим с большим неустановившимся срывом потока, когда размер зоны и интенсивность отрыва изменяются во времени (режим сильно пульсирующих течений, диффузоры с местным отрывом потока);

в) режим полностью развитого отрыва потока, когда основная часть диффузора занята обширной зоной обратной циркуляции (диффузоры со значительным отрывом потока);

г) режим струйного течения, при котором основной поток оторван от стенок диффузора по всему периметру (диффузоры с полным отрывом потока).

4. Начало отрыва в диффузоре зависит как от его геометрических параметров, так и от режима течения $\left(\text{чисел Рейнольдса } \mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\right.$ и Маха $\left.\mathrm{Ma}_0=\frac{w_0}{a_1}\right)$ и состояния потока на входе (толщины вытеснения пограничного слоя δ^{*1} или толщины «потери импульса» δ^{*2}, степени турбулентности и т. п.). Опыты И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [5-54] показывают, что при наличии конического диффузора с углом $\alpha=4°$, помещенного как непосредственно за плавным коллектором (нет проставки: $l_0/D_0=0$ и толщина вытеснения пограничного слоя на входе $\delta_0^*\approx 0$), так и далеко за ним (имеется прямая проставка: $l_0/D_0\neq 0$ и $\delta_0^*\neq 0$), не наблюдается отрыва потока на всей длине диффузора даже на длине, соответствующей сечению с отношением площадей $n_x=F_x/F_0=16$ (рис. 5-2). «Размывание» потенциального ядра (ядра постоянных скоростей), наличие которого определяет длину «начального участка диффузора», т. е. участка с нестабилизированным течением, и соответствующее «вытягивание» всего профиля скорости в случае $l_0/D_0=0$ заканчиваются примерно при $n^x=6\div 8$. За этим сечением, т. е. на участке стабилизированного течения (на котором пограничный слой заполняет все сечение), начинается заметное выравнивание вытянутого профиля скорости.

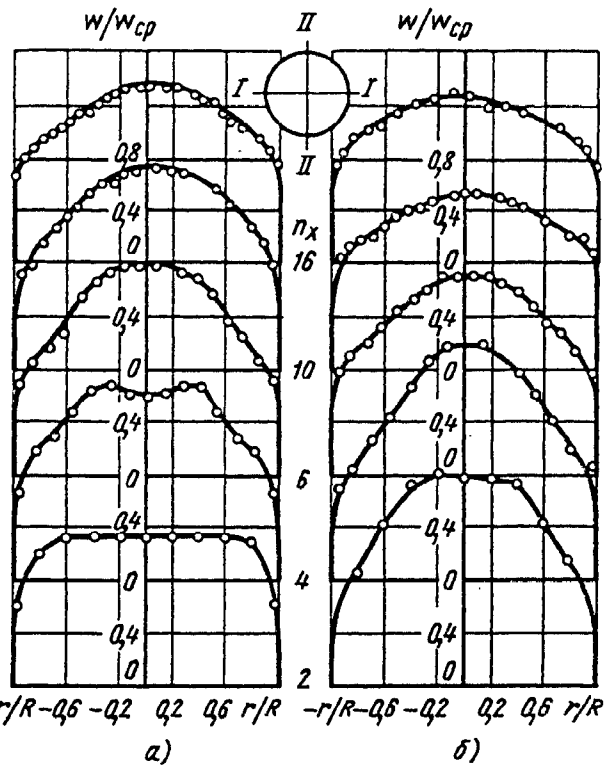


Рис. 5-2. Поля скоростей по диаметру *II—II* различных сечений (различных n_x) конического диффузора при $\alpha=4°$ и $\mathrm{Re}=(4\div 5)\cdot 10^5$ [5-54]:
а **—** $l_0/D_0=0$; ***б*** **—** $l/D=20$

5. При наличии прямой проставки ($l_0/D_0\neq 0$) длина начального участка диффузора (с ядром постоянный скоростей) сокращается. Например, при $l_0/D_0=20$ и $\alpha=4°$ ядро сохраняется только до $n^x=4$ (см. рис. 5-2). В соответствии с этим профили скорости в целом в первых сечениях начального участка получаются значительно более вытянутыми, чем при $l_0/D_0=0$. В последующих сечениях за начальным участком ($n^x\geqslant 6$) профили скорости при $l_0/D_0\neq 0$ становятся более выровненными, чем при $l_0/D_0=0$, что может быть объяснено интенсификацией турбулентного перемешивания потока.

6. По мере увеличения α (до 10—14°), согласно тем же опытам, величина n_x, при которой еще сохраняется ядро постоянных скоростей, увеличивается (так как длина диффузора при том же n_x уменьшается). Вместе с тем при указанных углах расширения и определенных длинах l_0/D_0 появляется отрыв потока даже при сохранении ядра постоянных скоростей (рис. 5-3—5-5).

7. Для практических целей область безотрывных диффузоров, как пространственных, так и плоских, можно с определенной точностью выделить с помощью рис. 5-6. Кривые *1* и *2* на рис. 5-6 построены на основании обобщения результатов многочисленных опытов [5-36, 5-54, 5-129]. Кривые разделяют всю область $\alpha=f(n_x)$ на две

---

*1 $$\delta^*=\int_0^{\delta}\left(1-\frac{w}{w_я}\right)dy;$$

*2 $$\delta^{**}=\int_0^{\delta}\frac{w}{w_я}\left(1-\frac{w}{w_я}\right)dy,$$

где $w_я$ — скорость в потенциальном ядре или по оси потока.

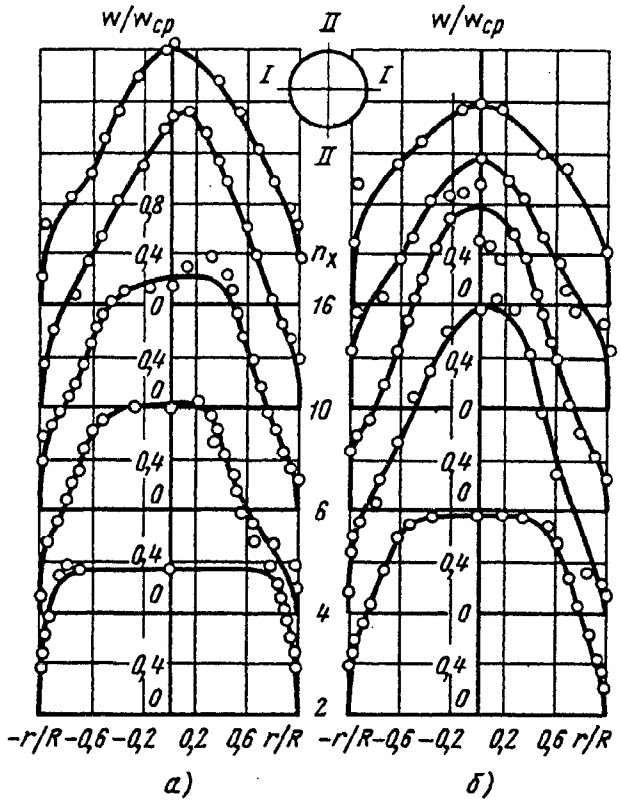


Рис. 5-3. Поля скоростей по диаметру *I—I* различных сечений (различных n_x) **конического диффузора при** $\alpha=8°$ **и** $Re=(4\div5)\cdot10^5$ **[5-54]:**
а — $l_0/D_0=0$; *б* — $l_0/D_0=10$

части: безотрывных диффузоров (область *I*) и отрывных диффузоров (область *II*). Кривая *1* относится к более благоприятным условиям входа ($l_0/D_0\approx0$; $\delta_0^*\approx0$). Кривая

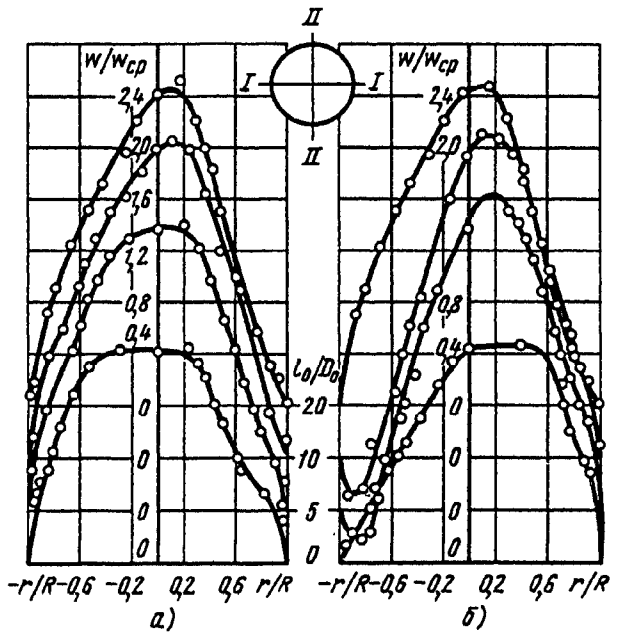


Рис. 5-4. Поля скоростей в коническом диффузоре при $\alpha=10°$ **по сечению** $n_x=4$ **при** $Re=(4\div5)\cdot10^5$ **и различных** l_0/D_0 **[5-54]:**
а — диаметр *I—I*; *б* — диаметр *II—II*

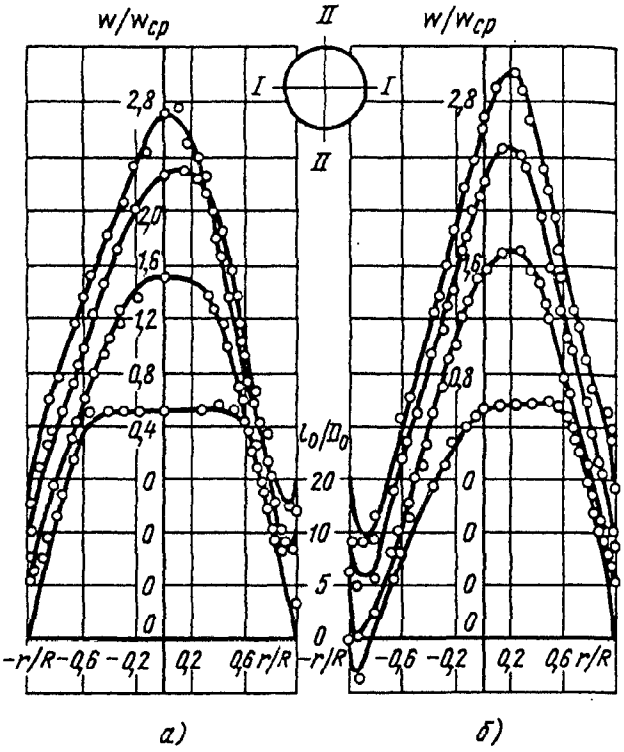


Рис. 5-5. Поля скоростей в коническом диффузоре при $\alpha=10°$ **по сечению** $n_x=4$ **при** $Re=(4\div5)\cdot10^5$ **и различных** l_0/D_0 **[5-54]:**
а — диаметр *I—I*; *б* — диаметр *II—II*

2 относится к случаю установки диффузора за длинным входным участком, при котором $\delta_0^*/D_0\gg0$.

8. Отрыв потока от стенок диффузоров с углами расширения примерно до $\alpha=40°$ начинается, как правило, не по всему периметру сечения, а в той области, где по тем или иным причинам (несимметрия диффузора, несимметричность профиля скоростей на входе и т. п.) скорость потока в пристеночном слое меньше, чем в других областях сечения. Как только отрыв произошел на одной стороне диффузора, дальнейшее повышение статического давления вдоль диффузора

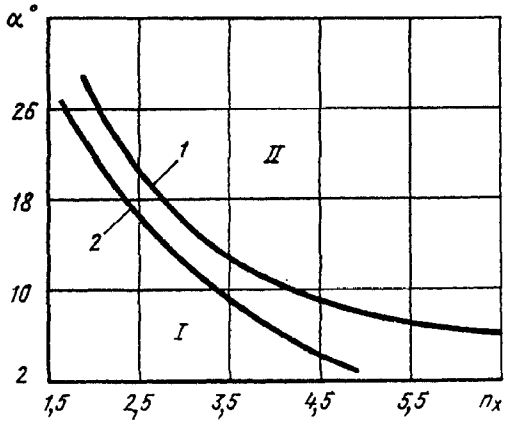


Рис. 5-6. Области отрыва потока в диффузорах:
1 — $l_0/D_0\approx0$; *2* — $l_0/D_0\geqslant0$ [5-54, 5-129]

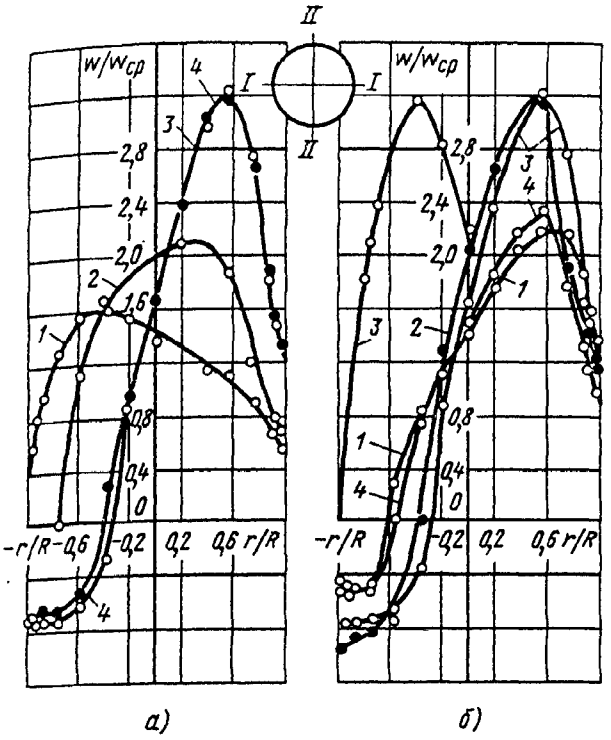


Рис. 5-7. Поля скоростей в коническом диффузоре при $\alpha=20°$ по сечению $n_x=4$ при $Re=(4\div5)\cdot10^5$ и различных l_0/D_0 [5-54]:
а — диаметр I—I; б — диаметр II—II; 1 — $l_0/D_0=0$; 2 — $l_0/D_0=5$; 3 — $l_0/D_0=10$; 4 — $l_0/D_0=20$

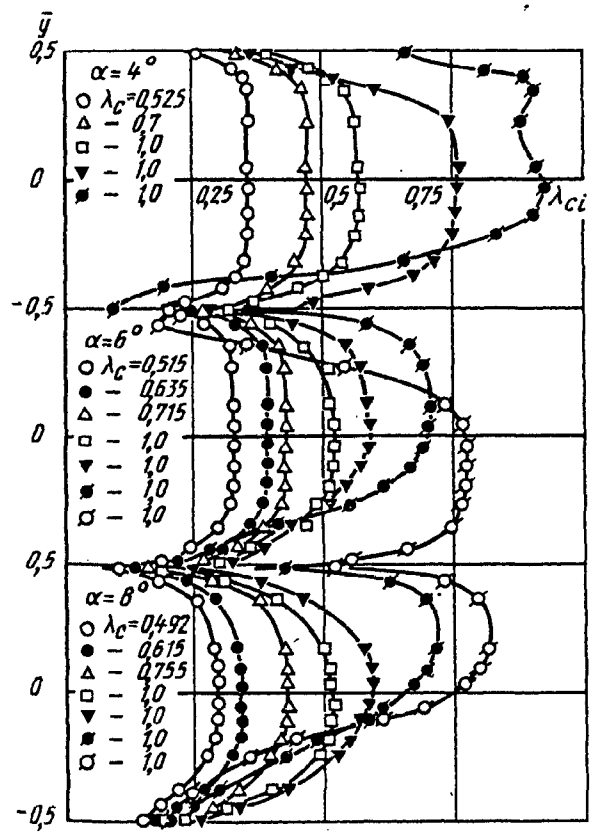


Рис. 5-8. Профили приведенной скорости в выходном сечении плоских диффузоров при $\beta=0$ и $\alpha=4$; 6 и 8°; λ_c — приведенная скорость на выходе из диффузора

прекращается или ослабляется, и отрыв потока от поверхности диффузора на противоположной стороне уже не возникает. Это обстоятельство обусловливает несимметричное распределение скоростей по сечениям диффузоров (см. рис. 5-1 и 5-5).

9. В симметричном диффузоре с симметричным профилем скоростей на входе отрыв потока от стенки возникает попеременно то на одной, то на другой стороне диффузора (рис. 5-7), что приводит к значительным колебаниям потока в целом.

10. На рис. 5-8 показаны профили приведенных скоростей $\lambda_{ci}=w_i/a_{кр}$ на выходе из плоских диффузоров с углами расширения α, равными 4; 6 и 8° и $l_0/D_0=5{,}8$ как для звуковых скоростей течения, так и для сверхзвуковых в начальной части диффузора (по опытам Е. Л. Бедржицкого [5-6]). До некоторого значения p_k^* в камере наддува (перед входом в прямой входной участок), соответствующего образованию в начальной части диффузора местной сверхзвуковой зоны, не наблюдается отрыва потока от стенок диффузора (отрыв «из-под скачка»), и поле скоростей на выходе из диффузора остается равномерным. Однако, начиная с некоторого положения скачка уплотнения, замыкающего местную сверхзвуковую зону, происходит отрыв и резкое возрастание неравномерности поля скоростей в выходном сечении диффузора.

11. Коэффициенты сопротивления диффузоров $\zeta_д=\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$, как и структура потока в них и отрывные явления, зависят от многих параметров, основные из которых — угол расширения α (для диффузоров с прямолинейными стенками); степень расширения $n_{п1}=F_1/F_0$; форма поперечного сечения; форма образующей; толщина пограничного слоя (толщина потери импульса) на входе; форма профиля скоростей на входе; степень турбулентности потока на входе; режим течения (число Рейнольдса Re) как в пограничном слое, так и в основном потоке; сжимаемость потока (число Маха Ma_0).

12. Влияние числа Рейнольдса на коэффициенты сопротивления диффузоров различно для разных углов расширения. В случае безотрывных диффузоров характер зависимостей $\zeta_д=f(Re)$ близок к характеру зависимости $\lambda=f(Re)$ прямых труб: значения $\zeta_д$ падают монотонно с ростом Re (рис. 5-9).

С увеличением угла расширения диффузоров зависимость $\zeta_д$ от Re усложняется (см. рис. 5-9), так как начинает сказываться влияние отрыва потока от стенки канала.

13. При установке диффузоров не только с малыми, но и с достаточно большими углами α непосредственно за плавным коллектором ($l_0/D_0=0$) течение в пограничном

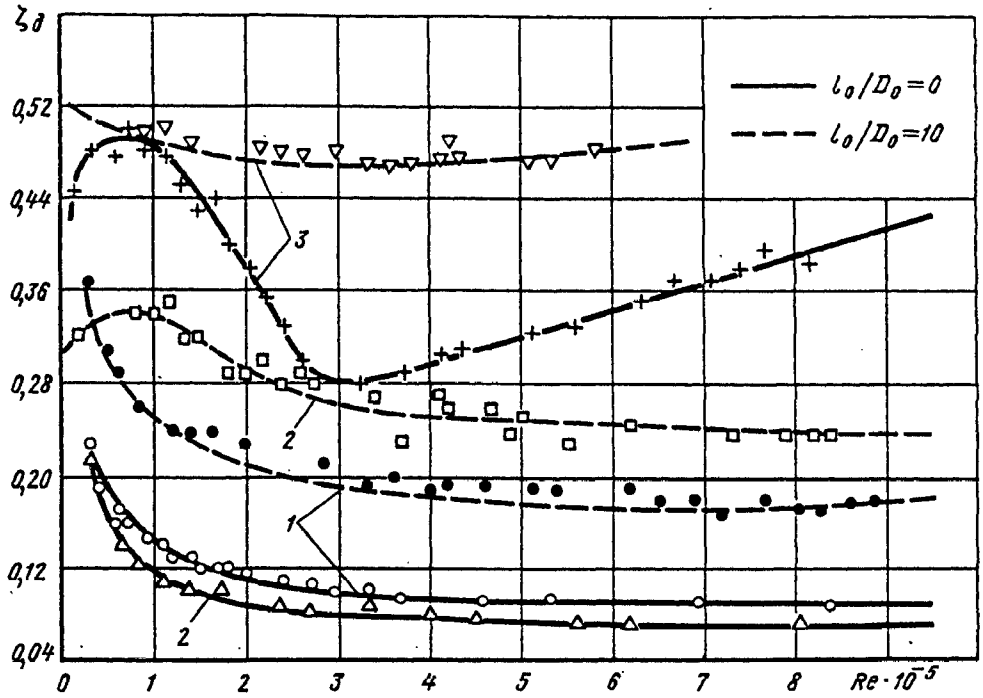


Рис. 5-9. Зависимость коэффициента сопротивления $\zeta_д$ конического диффузора от числа Re при $n_{п1}=4$ и различных α и l_0/D_0 [5-54]:
1—$\alpha=4°$; 2—$\alpha=10°$; 3—$\alpha=30°$

слое диффузора на некотором расстоянии за входом сохраняется ламинарным даже при числах Re общего потока, существенно бóльших критического числа $Re_{кр}$. Это обусловливает, как и для λ прямых труб, более глубокое падение с увеличением Re коэффициента сопротивления безотрывных диффузоров и диффузоров с местным отрывом потока ($\alpha<14°$), чем если бы оно получилось при полностью турбулентном режиме в пограничном слое на всей длине диффузора.

14. При наличии прямой проставки достаточной длины между плавным коллектором и диффузором: 1) дополнительно турбулизируется пограничный слой в начале диффузора (рис. 5-10); 2) увеличивается толщина пограничного слоя (и соответственно «вытягиваются» профили скорости) уже на входе в диффузор (см. график *б* диаграммы 5-1).

Оба эти фактора оказывают противоположное действие на сопротивление диффузора.

15. При длине прямой проставки примерно до $l_0/D_0\approx10$ преобладающим является первый фактор. При бóльших значениях l_0/D_0 влияние первого фактора стабилизируется, в то время как влияние второго фактора продолжает несколько расти. В итоге при дальнейшем увеличении l_0/D_0 устанавливается постоянное влияние этого параметра (постоянство отношения $k_д=\zeta_{д\,l_0>0}/\zeta_{д\,l_0=0}$, учитывающего влияние предшествующих диффузору прямых или фасонных участков) или даже некоторое снижение его влияния на сопротивление безотрывных диффузоров.

16. Утолщение пограничного слоя на входе в диффузор способствует более раннему появлению неустойчивости пристеночного слоя, периодическому срыву отдельных вихрей. Чем больше угол расширения диффузора, тем сильнее это явление, пока при определенных значениях α не происходит полный отрыв потока от стенок. Все это, в свою очередь, повышает общее сопротивление диффузора.

17. Для диффузоров с большими углами расширения, при которых поток полностью отрывается от стенок ($\alpha>14°$), влияние числа Рейнольдса и условий входа на изменение коэффициента сопротивления обусловливается несколько иными факторами, а именно: перемещением точки отрыва вдоль стенок диффузора и изменением толщины срывной зоны вместе с изменением режима течения в пограничном слое.

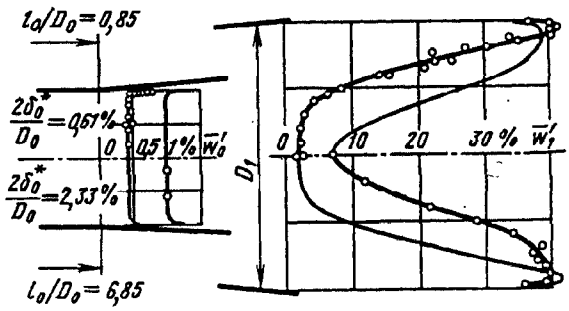


Рис. 5-10. Изменение продольной пульсационной скорости $\bar{w}'=w'/w_0$ **во входном сечении диффузора с изменением относительной длины прямого входного участка l_0/D_0 [5-172, 5-173]**

18. Указанные обстоятельства определяют сложный характер кривой сопротивления отрывных диффузоров, помещенных непосредственно за плавным коллектором, т. е. при $l_0/D_0=0$. При очень малых Re (рис. 5-11) увеличение этого числа приводит сначала к резкому падению коэффициента $\zeta_п$[*1], пока он не достигнет определенного минимума (участок *А*, рис. 5-11, *а*), затем $\zeta_п$ начинает резко возрастать до максимальной величины, которая наступает в пределах $Re=(0{,}8-1{,}4)\cdot 10^5$ (участок *Б*). За этим максимумом начинается новое резкое падение $\zeta_п$ (кризис сопротивления), пока при $Re\approx 3{,}3\cdot 10^5$ не достигается второй минимум значений $\zeta_п$ (участок *В*). После этого минимума коэффициент $\zeta_п$ начинает опять вначале сравнительно резко (участок *Г*), затем незначительно (участок *Д*) возрастать с увеличением Re.

19. Участок *А* кривой *1* (см. рис. 5-11, *а*) соответствует безотрывному ламинарному течению, когда коэффициент сопротивления обратно пропорционален числу Рейнольдса, а участок *Б* — развитию отрыва ламинарного пограничного слоя. Максимум $\zeta_п$ отвечает полному ламинарному отрыву, который происходит наиболее близко к входному сечению диффузора. При ламинарном режиме зона отрывного течения получается наиболее обширной как вследствие ее поперечных размеров, так и вследствие протяженности (рис. 5-11, *б*, область α), а живое сечение основного потока наименьшим, отсюда и максимум потерь давления.

20. Резкое падение $\zeta_п$ на участке *В* кривой *1* (см. рис. 5-11, *а*) соответствует началу кризиса, когда оторвавшийся ламинарный слой переходит в турбулентный. При этом режиме толщина слоя уменьшается, и вследствие усиленного турбулентного перемешивания поток снова присоединяется к стенке. Тем самым точка отрыва (в данном случае уже турбулентного) перемещается вниз по потоку. Зона отрыва при этом значительно уменьшается, а живое сечение потока соответственно увеличивается (см. рис. 5-11, *б*, область β), что и приводит к резкому снижению коэффициента сопротивления диффузора.

21. Дальнейшее увеличение коэффициента сопротивления $\zeta_п$ в закритической области (участки *Г* и *Д*, рис. 5-11, *а*) объясняется некоторым обратным перемещением точки турбулентного отрыва вверх по потоку

*[1] В качестве примера рассматривается диффузор, установленный на выходе из сети, для которого $\zeta_п$ представляет собой коэффициент полного сопротивления (учитывающего и потери динамического давления на выходе). Аналогичное явление наблюдается и в диффузорах, помещенных в сети, т. е. для коэффициента $\zeta_д$.

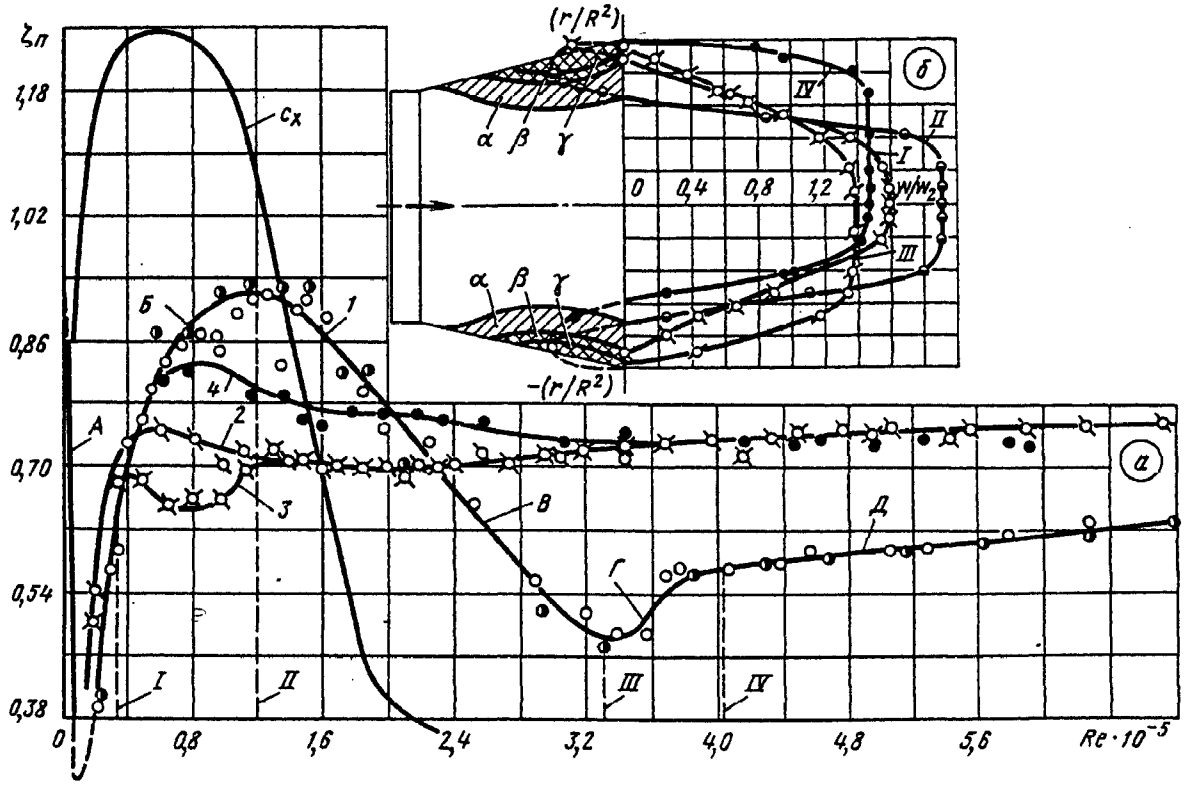


Рис. 5-11. Зависимость $\zeta_п=f_1(\mathrm{Re})$ и $c_x=f_2(\mathrm{Re})$ (*а*) и поля скоростей по сечению $n_x=2$ в коническом диффузоре при $\alpha=30°$, $n_{п1}=2$ и $l_1/D_1=0$ (*б*) [5-54]:
I — $Re=0{,}3\cdot 10^5$; *II*(α) — $Re=1{,}2\cdot 10^5$; *III*(β) — $Re=3{,}3\cdot 10^5$; *IV*(γ) — $Re=4\cdot 10^5$; *1* — $l_0/D_0=0$; *2* — $l_0/D_0=2$; *3* — $l_0/D_0=3$ с турбулизатором; *4* — $l_0/D_0=20$

(рис. 5-11, *б*, область γ). Такое перемещение в диффузоре может происходить под влиянием сил инерции, которые возрастают с увеличением Re.

22. Характер кривых зависимости $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ для отрывных диффузоров меняется в зависимости от условий входа. В частности, наличие перед диффузором прямой проставки даже относительно небольшой длины ($l_0/D_0 = 2$) турбулизирует и одновременно утолщает пограничный слой на входе в диффузор уже при достаточно малых Re. При этих условиях, с одной стороны, в пределах $0{,}4 \cdot 10^5 < \mathrm{Re} < 2{,}3 \cdot 10^5$ уменьшается максимум $\zeta_п$, а с другой, при $\mathrm{Re} > 2{,}3 \cdot 10^5$ значения $\zeta_п$ в целом увеличиваются (см. кривые *2*, *3* и *4* на рис. 5-11, *а*). Последнее связано с некоторым перемещением точки турбулентного отрыва вверх по потоку (по направлению к входу диффузора), вызванным утолщением пограничного слоя. Такой же эффект может быть достигнут любой искусственной турбулизацией потока перед входом в диффузор.

23. При углах расширения диффузоров $\alpha > 30°$ влияние прямой проставки перед диффузором начинает резко падать и при $\alpha \geqslant 60°$ практически исчезает. При очень больших α отрыв потока начинается уже настолько близко от входного сечения диффузора, что дальнейшее перемещение назад точки отрыва становится, естественно, невозможным.

24. Прямая проставка перед диффузором создает на входе в него симметричный профиль скорости с максимумом в центре и пониженными скоростями у стенок («выпуклая» форма).

Если перед диффузором установить фасонную часть трубопровода или какое-либо препятствие, создающие на входе в него неравномерный профиль скорости с пониженными скоростями в центре и повышенными у стенок («вогнутая» форма), то воздействие такого профиля на сопротивление диффузора будет противоположным влиянию профиля выпуклой формы, а именно: при малых углах α сопротивление диффузора будет возрастать, а при больших α, возможно, будет несколько понижаться по сравнению с сопротивлением при равномерном поле скоростей на входе.

25. Шероховатость внутренней поверхности диффузоров при определенных пределах углов и степени расширения, как показали опыты и расчеты Л. Н. Войтович и Г. Н. Емельяновой [5-14], повышает их сопротивление. Наибольший прирост сопротивления вследствие шероховатости происходит при малых углах расширения (рис. 5-12).

26. На сопротивление диффузоров влияют условия входа. С увеличением толщины пограничного слоя перед диффузорами (например, вследствие увеличения длины прямой проставки l_0/D_0) относительный прирост коэффициента сопротивления $(\zeta_{п.ш} - \zeta_{п.г})/\zeta_{п.г}$ из-за шероховатости резко уменьшается (см. рис. 5-12). В основном это проявляется с увеличением угла и степени расширения диффузора, т. е. в случае течения с отрывом потока.

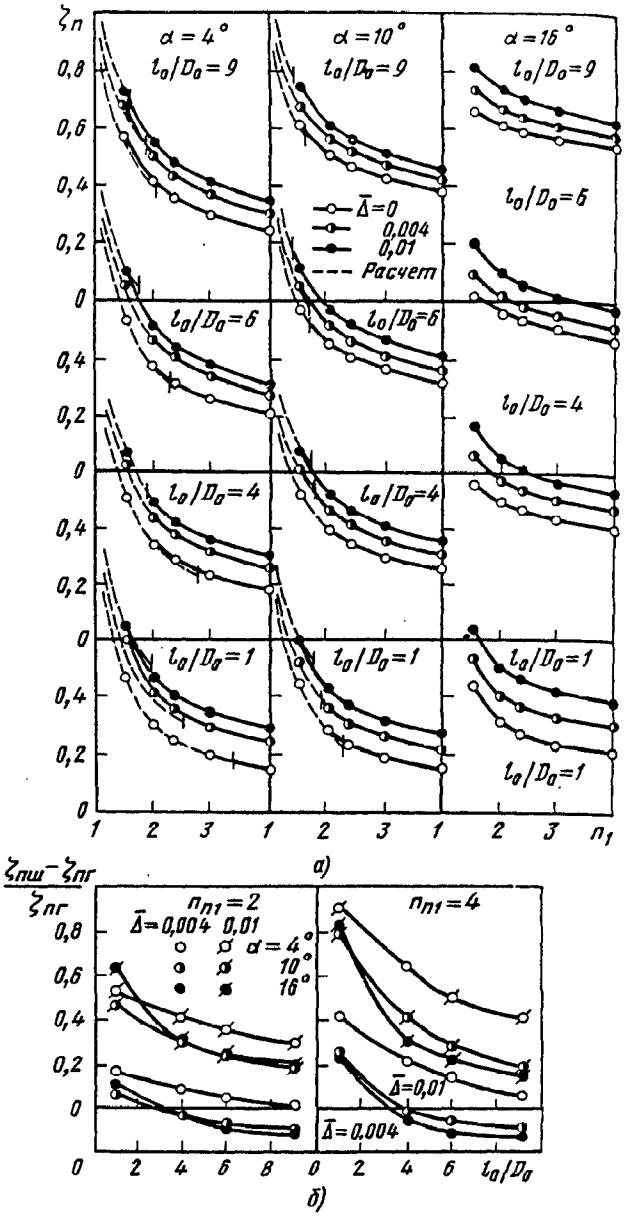


Рис. 5-12. Зависимость сопротивления диффузоров от шероховатости $\bar{\Delta}$ [5-14]:
а — $\zeta_п = f(n_{п1}, \alpha, l_0/D_0, \bar{\Delta})$; *б* — $(\zeta_{пш} - \zeta_{пг})/\zeta_{пг} = f(l_0/D_0, n_{п1}, \bar{\Delta})$

27. Во всех случаях шероховатость существенно влияет только на начальном участке диффузора, соответствующем степени расширения $n_x \leqslant 1{,}5$, т. е. там, где пограничный слой имеет еще малую толщину, так что высота бугорков превосходит толщину вязкого подслоя. С увеличением толщины вязкого подслоя вдоль по течению влияние шероховатости уменьшается.

28. Структура потока в диффузорах прямоугольного сечения и характер кривых сопро-

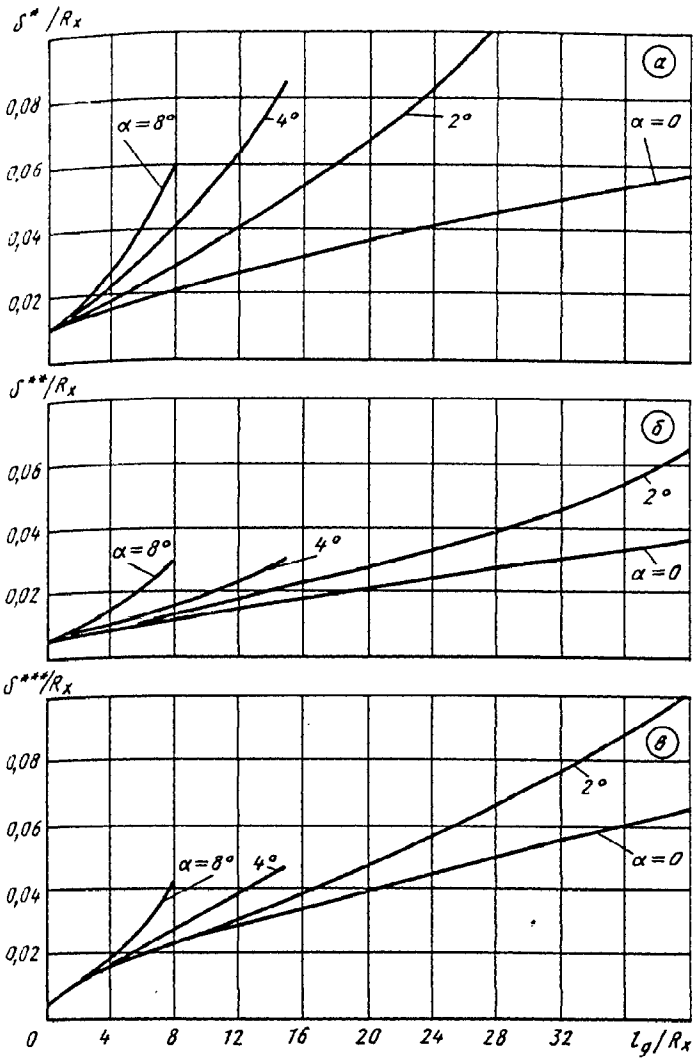


Рис. 5-13. Зависимость толщин пограничного слоя в доотрывных конических диффузорах от их относительной длины при различных углах расширения, $Re = 5 \cdot 10^4$ и $\Delta_0^* = 0{,}02$ [5-14]:
а — $\delta^*/R_x = f(l_д/R_x, \alpha)$; *б* — $\delta^{**}/R_x = f(l_д/R_x, \alpha)$; *в* — $\delta^{***}/R_x = f(l_д/R_x, \alpha)$

гивления в основном такие же, как и для конических диффузоров. Однако на условия течения в диффузорах прямоугольного сечения дополнительно накладывается влияние углов поперечных сечений, что, с одной стороны, способствует более раннему отрыву потока от стенки. В результате в таких диффузорах сопротивление получается почти всегда выше, чем в конических. С другой стороны, несколько уменьшается влияние проставки, так что относительное возрастание коэффициента сопротивления при увеличении l_0/D_0 в таких диффузорах получается меньшим, чем в конических.

29. Сопротивление плоских диффузоров (расширение сечения в одной плоскости) при одинаковых углах и степенях расширения заметно меньше, чем в диффузорах с расширением сечения в двух плоскостях, и во многих случаях даже несколько меньше, чем в конических. При одинаковых углах и степенях расширения плоские диффузоры соответственно длиннее, чем конические и прямоугольные с расширением в двух плоскостях. Отсюда получается более плавное изменение сечения, меньший градиент давления вдоль потока и слабее отрыв потока от стенок.

30. Если течение в диффузорах безотрывное, то все его характеристики, в том числе и коэффициент сопротивления, могут быть рассчитаны с помощью методов теории пограничного слоя. Наиболее обстоятельные результаты с помощью этих методов получены А. С. Гиневским, Е. Е. Солодкиным, А. В. Колесниковым и др. [5-5, 5-14, 5-19—5-25, 5-36, 5-43, 5-77—5-81].

31. Расчетная формула сопротивления, полученная методом теории пограничного слоя для начального участка (участка с ядром постоянной скорости) диффузоров, работающих в сети [с учетом потерь на выравнивание потока в прямом выходном участке — на основании формулы (4-3′), но без трения], имеет вид [5-20]

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_{п1}^2} + \frac{1}{n_{п1}^2 (1-\Delta_1^*)^3} - \frac{2(1-\Delta_1^*-\Delta_1^{**})}{n_{п1}^2 (1-\Delta_1^*)^2} - \frac{\Delta_0^{***}}{(1-\Delta_0^*)^3},$$

где для конического диффузора

$$\Delta^* = 2\frac{\delta^*}{R_x} - \left(\frac{\delta^*}{R_x}\right)^2; \qquad \Delta^{**} = 2\frac{\delta^{**}}{R_x} - \left(\frac{\delta^{**}}{R_x}\right)^2;$$

$$\Delta^{***} = 2\frac{\delta^{***}}{R_x} - \left(\frac{\delta^{***}}{R_x}\right)^2;$$

δ^* и δ^{**} — см. сноску на с. 185; $\delta^{***} = \int_0^{\delta_т} \frac{w}{w_я}\left[1 - \left(\frac{w}{w_я}\right)^2\right] r\,dr$ — толщина потери энергии; R_x — радиус текущего сечения $(x-x)$ диффузора; $\delta_т$ — толщина пограничного слоя; индекс 0 относится к начальному сечению диффузора, а индекс 1 — к конечному.

Зависимости δ^*/R_x, δ^{**}/R_x и δ^{***}/R_x от относительной длины конического диффузора $l_д/R_x$ и углов расширения α приведены на рис. 5-13. Аналогичные зависимости получены [5-5] для плоских диффузоров.

32. На диаграммах 5-1—5-5 приведены общие коэффициенты сопротивления ζ, полученный на основе опытов И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [5-51—5-55] с диффузорами, установленными внутри сети, при различных формах сечения (конические, квадратного сечения, плоские) в зависимости от основных геометрических параметров (α, n_1),

условий входа ($l_0/D_0 \geqslant 0$) и режима течения (числа Re).

33. Общий коэффициент сопротивления диффузора, установленного внутри сети, в общем случае (при любых условиях входа)

$$\zeta_{l_0>0} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta_{д l_0=0}, \qquad (5\text{-}1)$$

где $\zeta_{д l_0}$ — общий коэффициент сопротивления диффузора при $l_0/D_0=0$ (см. диаграмму 5-1); $\zeta_{д l_0>0}$ — коэффициент сопротивления диффузора при наличии перед ним прямого участка или фасонной части.

34. При несимметричном распределении скоростей за различными фасонными частями, дроссельными устройствами и т. п. для практических расчетов можно частично пользоваться значениями $k_д$, приведенными на диаграммах 5-1 (п. 3) и 5-19 (п. 2). Данные по п. 3 диаграммы 5-1 получены на основании обработки результатов исследований конического диффузора, помещенного за отводами с различными геометрическими параметрами [5-180], а по п. 2 диаграммы 5-19 — на основании исследований кольцевых диффузоров, впереди которых искусственно создавалось различное распределение скоростей с помощью специальных сеток [5-127].

35. Данные, приведенные на диаграммах 5-1—5-5, учитывают одновременное влияние параметров Re и $\lambda_0 = w_0/a_{кр}$. Вообще, эти параметры взаимно влияют на характеристики диффузоров [5-26]. Однако при отсутствии отрыва и больших числах Re это взаимное влияние незначительно. Сжимаемость потока наиболее проявляется при малых числах Re в области кризисного падения сопротивления.

Для практических расчетов, ввиду отсутствия достаточных данных для учета взаимного влияния указанных параметров, этим влиянием можно пренебречь, тем более что во многих практических случаях Re и λ_0 изменяются одновременно.

36. Для инженерных расчетов иногда удобно применять условный метод разделения общих потерь в диффузоре Δp на две части *1: $\Delta p_{тр}$ — потери на трение по длине диффузора и $\Delta p_{расш}$ — местные потери, связанные с расширением сечения. Соответственно общий коэффициент сопротивления диффузора $\zeta_д$ делится условно на коэффициент сопротивления трения $\zeta_{тр}$ и коэффициент сопротивления расширения $\zeta_{расш}$:

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{тр} + \zeta_{расш}. \qquad (5\text{-}2)$$

37. Потери на «расширение» удобно выразить через коэффициент полноты удара [5-47, 5-49], представляющий собой отношение потерь на расширение в диффузорах к теоретическим потерям на удар при внезапном расширении сечения ($\alpha = 180°$), т. е.

$$\varphi_{расш} \equiv \frac{\Delta p_{расш}}{\rho/2 \cdot (w_0^2 - w_1^2)}. \qquad (5\text{-}3)$$

При равномерном профиле скорости во входном сечении ($k_д = 1{,}0$) и больших числах Рейнольдса ($Re \geqslant 2 \cdot 10^5$) коэффициент полноты удара диффузоров с углами расширения в пределах $0 < \alpha < 40°$ может быть вычислен по предложенной автором формуле [5-47, 5-49]

$$\varphi_{расш} = 32 k_\partial \operatorname{tg}^{1,25}(\alpha/2), \qquad (5\text{-}4)$$

где на основании опытов [5-26, 5-52, 5-54] для конических диффузоров $k_д \approx 1$; для пирамидальных диффузоров с расширением в двух плоскостях

$k_д = 0{,}66 + 0{,}12\alpha$ при $4° < \alpha < 12°$; $k_д = 3{,}3 - 0{,}03\alpha$ при $12° < \alpha < 30°$;

для плоских диффузоров

$k_д = 2{,}0 - 0{,}03\alpha$ при $4° < \alpha < 12°$; $k_д = 2{,}0 - 0{,}04\alpha$ при $12° < \alpha < 20°$, где $\alpha°$.

Коэффициент сопротивления расширения выражается через коэффициент полноты удара:

$$\zeta_{расш} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \varphi_{расш}\left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right)^2 = 3{,}2 k_\partial \operatorname{tg}^{1,25}\frac{\alpha}{2}\left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right)^2. \qquad (5\text{-}5)$$

38. В более обобщенном виде коэффициент сопротивления диффузора может быть вычислен по интерполяционной формуле, полученной Л. К. Чернявским и Н. Н. Гордеевым [5-97, 5-98] на основе обработки экспериментальных данных, по коэффициентам сопротивления, приведенным на диаграммах 5-2, 5-4 и 5-5:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{тр} + \zeta_{равн} + \zeta_{нер},$$

где $\zeta'_{тр} = \left(1 + \frac{0{,}5}{1{,}5^{\bar{x}}}\right)\zeta_{тр}$;

$\zeta_{равн}$ — коэффициент, характеризующий потери на расширение, которые имели бы место в диффузоре при равномерном профиле скорости в его начальном сечении, т. е. при $\bar{l}_0 \equiv \frac{l_0}{D_{г0}} = 0$; $\zeta_{нер}$ — коэффициент, учитывающий дополнительные потери на расширение, обусловленные неравномерностью профиля скорости в начальном сечении диффузора, т. е. при наличии перед ним прямой проставки длиной l_0.

39. Для конических диффузоров коэффициент сопротивления трения [5-47, 5-49]

*1 Поскольку такой метод не имеет четкого обоснования, приводимые ниже выражения следует рассматривать как удобные для практических расчетов интерполяционные формулы.

$$\zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{1}{n_{п1}^2}\right), \qquad (5\text{-}6)$$

где λ — в зависимости от числа Re и $\bar{\Delta}$ см. диаграммы 2-2 — 2-6;

$$\bar{x} = \int_0^x \frac{dx}{D_0} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d(x/D_0)}{1+2x/D_0\cdot\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} = \frac{\ln\left(1+2\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}},$$

где $\bar{x} = x/D_0$;

$$\zeta_{равн} = \Phi\left(1-\frac{1}{n_{п1}}\right)^m, \qquad (5\text{-}7)$$

где $\Phi = f(\alpha, \mathrm{Re})$ — аналог коэффициента полноты удара, приведенный на графике *г* диаграммы 5-2; $m = 1{,}92$; $\zeta_{нер} = 0{,}044(0{,}345\alpha)^a\left[1-(0{,}2n_{п1}+0{,}8)^{-3{,}82}\right](0{,}154\bar{l}_0)^b\left[2{,}31\cdot10^{-6}\mathrm{Re}_0+0{,}2+2{,}54(1+0{,}081\alpha)^{-1{,}51}\right]^c$, где $a = 0{,}924/(1+1{,}3\times10^{-5}\alpha^{3{,}14})$; $b = (0{,}3+1{,}55\cdot1{,}1^{-\alpha})/(1+1{,}03\times10^{-8}\bar{l}_0^{7{,}5})$; $c = 1{,}05/(1+2{,}3\cdot10^{-62}\mathrm{Re}_0^{11})$;

$$\mathrm{Re}_0 = w_0 D_0/\nu; \quad \alpha^\circ.$$

40. Для пирамидальных диффузоров со сторонами входного сечения a_0 и b_0 и с одинаковыми углами расширения в обеих плоскостях коэффициент трения $\zeta_{тр}$ вычисляется по (5-6).

Для пирамидального диффузора с неодинаковыми углами расширения ($\alpha \neq \beta$) в обеих плоскостях [5-47, 5-49]

$$\zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{16}\left(1-\frac{1}{n_{п1}^2}\right)\left(\frac{1}{\sin\frac{\alpha}{2}}+\frac{1}{\sin\frac{\beta}{2}}\right). \qquad (5\text{-}8)$$

Коэффициент $\zeta_{равн}$ принимают по (5-7), где Φ см. график *в* диаграммы 5-4; $m = 1{,}76$, а коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скорости, т. е. при $\bar{l}_0 > 0$ [5-97, 5-98],

$$\zeta_{нер} = 0{,}024(0{,}625\alpha)^s\left[1-(2{,}81n_{п1}-1{,}81)^{-1{,}04}\right]\times(0{,}303\bar{l}_0)^t(4{,}8\cdot10^{-7}\mathrm{Re}_0+1{,}8)^u,$$

где $s = 1{,}06/(1+2{,}82\cdot10^{-3}\alpha^{2{,}24})$; $t = 0{,}73/(1+4{,}31\cdot10^{-6}\bar{l}_0^{3{,}31})$; $u = 1{,}0/(1+1{,}1\cdot10^{-30{,}1}\mathrm{Re}_0^{5{,}62})$.

Безразмерный гидравлический диаметр диффузора при $a_0 \neq b_0 (a_x \neq b_x)$ и $\alpha \neq \beta$, а следовательно, при $a_x = a_0 + 2x\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$ и $b_x = b_0 + 2x\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}$ равен

$$\bar{D}_{гх} = \frac{D_{гх}}{D_{г0}} = \frac{2\bar{a}_x\bar{b}_x}{\bar{a}_x+\bar{b}_x} = \frac{2\bar{a}_0\bar{b}_0+4\bar{x}\left(\bar{a}_0\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}+\bar{b}_0\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)+8\bar{x}^2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}}{\bar{a}_0+\bar{b}_0+2\bar{x}\left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}+\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\right)},$$

где $\bar{a}_x \equiv \frac{a_x}{D_{г0}}$; $\bar{b}_x = \frac{b_x}{D_{г0}}$.

При этом относительная длина диффузора после интегрирования

$$\bar{x} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{D}_{гх}} = \left[\frac{\bar{a}_0+\bar{b}_0}{4\bar{a}_0\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}-\bar{b}_0\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} - \frac{\left(\bar{a}_0\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}+\bar{b}_0\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)\left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}+\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\right)}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}}\right]\times$$

$$\times\ln\frac{2\bar{a}_0\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}^2\frac{\beta}{2}+\bar{a}_0\bar{b}_0\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}}{2\bar{b}_0\bar{x}\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}+\bar{a}_0\bar{b}_0\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}} + \frac{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}+\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}}{8\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}}\times$$

$$\times\ln\frac{4\bar{x}^2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}+2\bar{x}\left(\bar{a}_0\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}+\bar{b}_0\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)+\bar{a}_0\bar{b}_0}{\bar{a}_0\bar{b}_0}.$$

При $\alpha = \beta$

$$\bar{x} = \frac{1}{4\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}\ln\frac{4\bar{x}^2\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}+2\bar{x}(\bar{a}_0+\bar{b}_0)\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}+\bar{a}_0\bar{b}_0}{\bar{a}_0\bar{b}_0}.$$

При $a_0 = b_0$ и $\alpha = \beta$ имеем $\bar{a}_0 = \bar{b}_0 = 1$ и $\bar{x} = \frac{1}{4\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}\ln\left(4\bar{x}^2\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}+4\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}+1\right)$.

41. Для плоского диффузора со сторонами a_0 и b_0 (где b_0 постоянно по длине) [5-47, 5-49]

$$\zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{4}\left[\frac{a_0}{b_0}\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{1}{n_{п1}}\right)+\frac{1}{2\sin\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{1}{n_{п1}^2}\right)\right]. \qquad (5\text{-}9)$$

Практически можно принять

$$\zeta_{тр} = \frac{\lambda}{4\sin\frac{\alpha}{2}}\left[\frac{a_0}{b_0}\left(1-\frac{1}{n_{п1}}\right)+0{,}5\left(1-\frac{1}{n_{п1}^2}\right)\right]. \qquad (5\text{-}10)$$

Коэффициент $\zeta_{равн}$ принимается по (5-7), где Ф см. график *в* диаграммы 5-5, $m=1{,}64$, а коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скорости, т. е. при $\bar{l}_0 > 0$ [5-97, 5-98],

$$\zeta_{нер}=0{,}0106(0{,}625\,\alpha)^{1{,}0/(1+4{,}31\cdot 10^{-8}\alpha^{4{,}62})}\times$$
$$\times\left\{1-[0{,}658(n_{п1}-1)+1]^{-1{,}79}\right\}(0{,}303\bar{l}_0)^{0{,}75/(1+6{,}32\cdot 10^{-6}\bar{l}_0^{4{,}11}}\times$$
$$\times(1{,}65\cdot 10^{-5}\mathrm{Re}_0+1{,}4)^{1{,}0/(1+6{,}4\cdot 10^{-12{,}9}\mathrm{Re}_0^{2{,}37})}.$$

Безразмерный гидравлический диаметр диффузора при $a_0=a_x+2x\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}$ и $b_x=b_0$

$$\bar{D}_{гх}=\frac{2\bar{a}_x\bar{b}_x}{\bar{a}_x+\bar{b}_x}=\frac{2\left(\bar{a}_0+2\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)\bar{b}_0}{\bar{a}_0+b_0+2\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}$$

и относительная длина диффузора

$$\bar{x}=\int_0^{\bar{x}}\frac{d\bar{x}}{\bar{D}_{гх}}=\frac{\bar{a}_0+\bar{b}_0}{2\bar{b}_0}\int_0^{\bar{x}}\frac{d\bar{x}}{\bar{a}_0+2\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}+$$
$$+\frac{\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}{\bar{b}_0}\int_0^{\bar{x}}\frac{d\bar{x}}{\bar{a}_0+2\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}=$$
$$=\frac{\bar{a}_0(1-\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2})+\bar{b}_0}{4\bar{b}_0\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}\ln\frac{\bar{a}_0+2\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}{\bar{a}_0}+\frac{\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}{\bar{b}_0}.$$

При $a_0=b_0$

$$\bar{x}=\frac{2-\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}{4\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}\ln\left(1+2\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)+\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}.$$

42. При $\alpha \leqslant 40\div 50°$ коэффициент полноты удара $\varphi_{расш}$ получается меньшим единицы (см. рис. 5-12). Это показывает, что потери в диффузоре меньше, чем потери на удар при внезапном расширении ($\alpha=180°$). При углах $\alpha=50\div 90°$ величина $\varphi_{расш}$ становится несколько большей единицы, т. е. потери в диффузоре возрастают по сравнению с потерями на удар. Начиная с $\alpha=90°$ до $\alpha=180°$, величина $\varphi_{расш}$ уменьшается, приближаясь к единице; это означает, что потери в диффузоре становятся близкими к потерям при внезапном расширении, поэтому если за диффузором не предполагается получить равномерное распределение скоростей потока по сечению, нецелесообразно применять диффузоры с углами расширения $\alpha > 40\div 50°$.

Если же из условия ограниченности габаритов требуется очень короткий переходный участок, то применительно к сопротивлению этот участок можно осуществить с внезапным расширением ($\alpha=180°$).

43. Если за переходным участком необходимо иметь равномерный профиль скорости и для этого предполагается установить направляющие лопатки, разделительные стенки или решетки (сетки, насадки), то следует предпочесть применение любого диффузора, даже с очень большим углом расширения ($\alpha > 50°$), использованию внезапного расширения ($\alpha=180°$).

44. Так как плавное расширение сечения трубы с прямолинейными стенками при малых углах расширения приводит вначале к уменьшению потерь давления по сравнению с потерями в трубе постоянного сечения той же длины, а при больших углах расширения — опять к повышению этих потерь, то существует, очевидно, оптимальный угол, при котором потери будут минимальными [см. кривые $\zeta_д = f(\alpha)$ диаграмм 5-2, 5-4, 5-5].

45. Минимум коэффициента сопротивления ζ_{min} для конических диффузоров наблюдается практически в пределах $\alpha_{опт}=4\div 12°$ и зависит главным образом от степени расширения $n_{п1}$ и относительной длины l_0/D_0: чем меньше $n_{п1}$, тем больше $\alpha_{опт}$, при котором достигается этот минимум (см. график *а* диаграммы 5-2); параметр l_0/D_0, наоборот, уменьшает значения $\alpha_{опт}$.

Для прямоугольных (квадратных) диффузоров верхний предел $\alpha_{опт}$ получается значительно меньше (7°). При этом влияние l_0/D_0 на уменьшение $\alpha_{опт}$ в данном случае еще значительнее (см. диаграмму 5-4).

Для плоских диффузоров оптимальный угол расширения, при котором достигается минимум потерь давления, наблюдается практически в пределах $\alpha_{опт}=6\div 12°$ (см. диаграмму 5-5).

46. Во многих практических случаях важно восстановить максимально возможное статическое давление при минимальной длине диффузора даже путем бóльших потерь энергии в нем.

Теоретически, чем больше отношение площадей $n_{п1}$ или относительная длина $l_д/D_0$ при данном угле расширения, тем выше коэффициент восстановления статического давления $\eta_д$ диффузора:

$$\eta_д=\frac{p_1-p_0}{\rho w_0^2/2}. \qquad (5\text{-}11)$$

47. На основании уравнений Бернулли, неразрывности и выражения (5-11) получается следующая связь между коэффициентом восстановления давления и коэффициентом сопротивления диффузора, установленного внутри сети:

$$\eta_д = N_0 - N_1\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2 - \zeta_д, \qquad (5\text{-}12)$$

где

$$N_0 = \frac{1}{F_0}\int_{F_0}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 dF;$$

$$N_1 = \frac{1}{F_1}\int_{F_1}\left(\frac{w}{w_1}\right)^3 dF.$$

Если пренебречь неравномерностью распределения скоростей во входном и выходном сечениях диффузора, т. е. принять $N_0 = N_1 = 1{,}0$ (что для практических расчетов часто допустимо), то

$$\eta_д = 1 - \frac{1}{n_{п1}^2} - \zeta_д. \qquad (5.13)$$

Аналогичная связь получается с коэффициентом полного сопротивления диффузора, установленного на выходе из сети:

$$\eta_п = 1 - \zeta_п.$$

48. Иногда эффективность диффузора характеризуют коэффициентом полезного действия (КПД), представляющим собой отношение действительного прироста статического давления к идеальному приросту (без потерь):

$$\eta_{1д} = \frac{p_1 - p_0}{(p_1 - p_0)_{ид}} = \frac{p_1 - p_0}{N_0 \cdot \rho w_0^2/2 - N_1 \cdot \rho w_1^2/2}, \qquad (5\text{-}14)$$

где $(p_1 - p_0)_{ид}$ — разность статических давлений в сечениях *1—1* и *0—0* для идеального диффузора (без потерь).

Связь между КПД и коэффициентом сопротивления диффузора, установленного внутри сети, выражается формулой

$$\eta_{1д} = 1 - \frac{\zeta_д}{N_0 - N_1/n_{п1}^2};$$

при $N_0 = N_1 = 1$

$$\eta_{1д} = 1 - \zeta_д/(1 - 1/n_{п1}^2).$$

Аналогичная связь получается с коэффициентом полного сопротивления диффузора, установленного на выходе из сети:

$$\eta_{1п} = (1 - \zeta_п)/(1 - 1/n_{п1}^2).$$

49. Вследствие отрыва потока от стенок диффузора с большой степенью расширения и значительной неравномерностью распределения скоростей по сечению эффективное отношение площадей $n_{п1}$, при котором достигается максимально возможное восстановление статического давления (вследствие уменьшения скорости потока), значительно меньше, чем это было бы в идеальном диффузоре (без отрыва и потерь и с равномерным распределением скоростей по сечению). Это позволяет в тех случаях, когда геометрические размеры диффузора (отношение площадей $n_{п1}$, длина $l_д$) не ограничены какими-либо условиями (не заданы), применять диффузоры с оптимальной степенью расширения $[(n_п)_{опт}$ и $(l_д/D_0)_{опт}]$, при которой $\eta_д$ достигает возможного для данных условий входа (толщины пограничного слоя или длины l_0/D_0) абсолютного максимума*[1].

50. Значения $\eta_{д\,max}$, $\zeta_д$, $(n_п)_{опт}$ и $(l_0/D_0)_{опт}$ для диффузоров круглого и прямоугольного сечений, а также для плоских диффузоров, полученные с помощью (5-13) и использования диаграмм 5-1—5-5, приведены в табл. 5-1 (см. стр. 209). Пределы геометрических параметров диффузоров даны в той же последовательности, как для $\eta_{д\,max}$ и $\zeta_д$.

51. Коэффициенты восстановления статического давления в диффузорах с заданными геометрическими параметрами могут быть определены по зависимости $\eta_д$ от $n_{п1}$ для различных углов расширения α и условий входа (l_0/D_0), приведенных на рис. 5-14—5-16 (кривые получены на основании диаграмм 5-1—5-5 для $Re > 4 \cdot 10^5$).

52. На рис. 5-17 и 5-18 приведены данные [5-144] для конических диффузоров с углом расширения $\alpha = 10°$ в виде зависимости $\eta'_{1д}$ — КПД диффузора, вычисленного по формуле, аналогичной (5-14), и соответственно коэффициента сопротивления $\zeta'_д$, вычисленного как отношение разности полных давлений в сечениях *0—0* и *1—1* к разности динамических давлений в тех же сечениях, т. е.

$$\zeta'_д \equiv \frac{p_0^* - p_1^*}{N'_0 \cdot \frac{\rho_0 w_0^2}{2} - N'_1 \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2}},$$

от параметров $n_{п1}$, δ^*/D_0 и Ma_0.

Здесь N'_0 и N'_1 — коэффициенты неравномерности распределения параметров потока по сечениям *0—0* и *1—1*; Ma_0 — число Маха в сечении *0—0*. Связь между числом Маха и приведенной скоростью λ_0 см. (1-41).

53. Данные по коэффициентам $\eta'_{1д}$ и $\zeta'_д$ получены при числе Рейнольдса $Re = 2 \cdot 10^5 \div 1{,}7 \cdot 10^6$, числе Маха при дозвуковых

*[1] Поскольку окончательное выравнивание скоростей и давлений по сечению происходит не непосредственно за диффузором, а на некотором расстоянии на прямом участке за ним, то и указанный максимум восстановления статического давления достигается на некотором расстоянии за диффузором (практически на расстоянии до $2D_1$, где D_1 — диаметр выходного сечения диффузора; для плоского диффузора вместо D_1 следует принимать широкую сторону выходного сечения, т. е. $2a_1$).

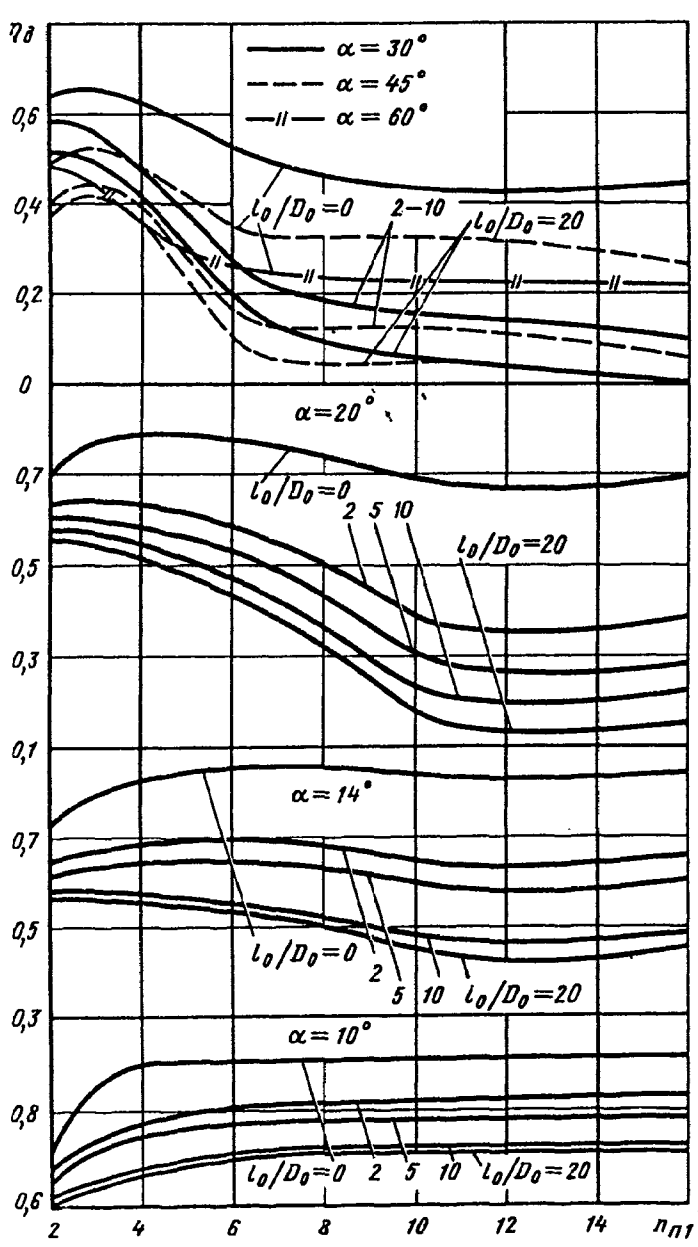


Рис. 5-14. Зависимость $\eta_д$ от $n_{п1}$ для конического диффузора

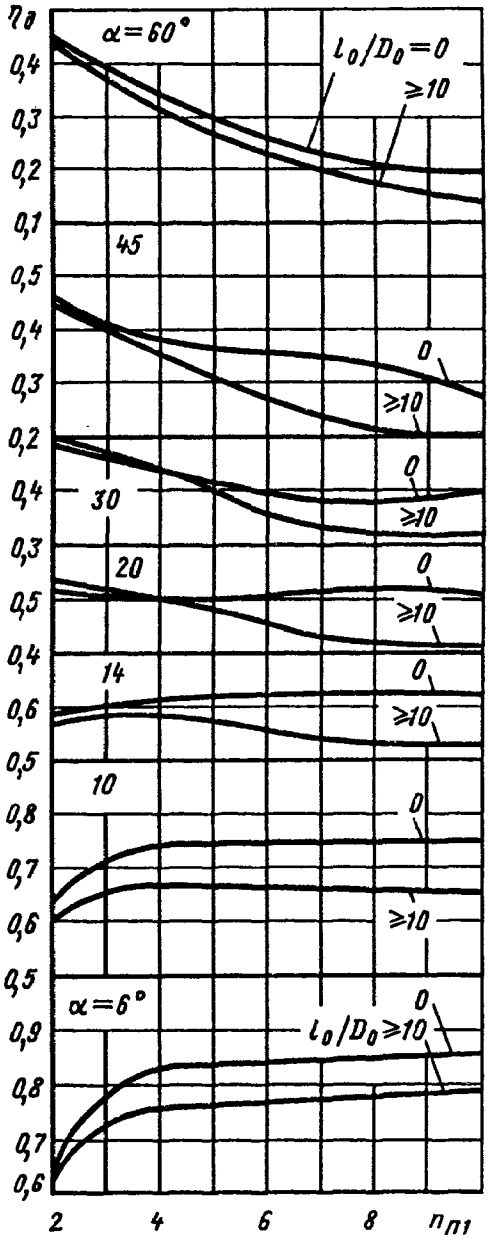


Рис. 5-15. Зависимость $\eta_д$ от $n_{п1}$ для диффузора прямоугольного (квадратного) сечения

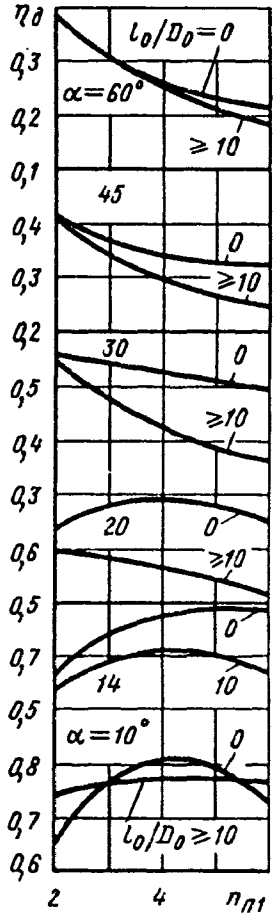


Рис. 5-16. Зависимость $\eta_д$ от $n_{п1}$ для плоского диффузора

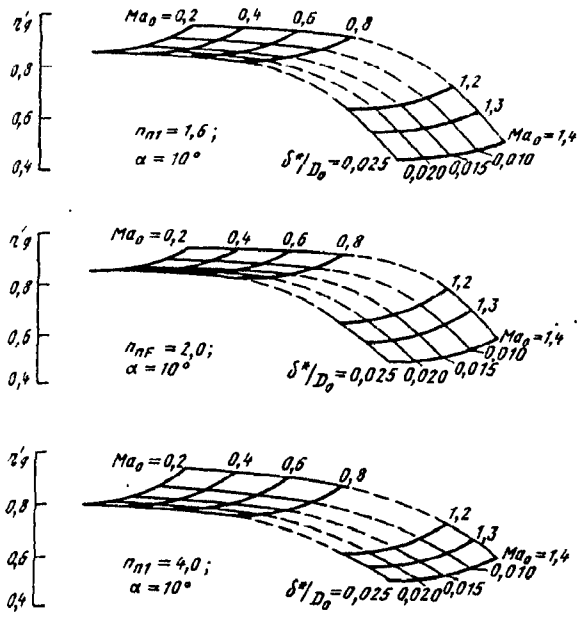


Рис. 5-17. Зависимость КПД диффузора $\eta'_{1д}$ с $\alpha = 10°$ от числа Маха (Ma_0), условий входа (δ^*/D_0) и степени расширения ($n_п$) [5-144]

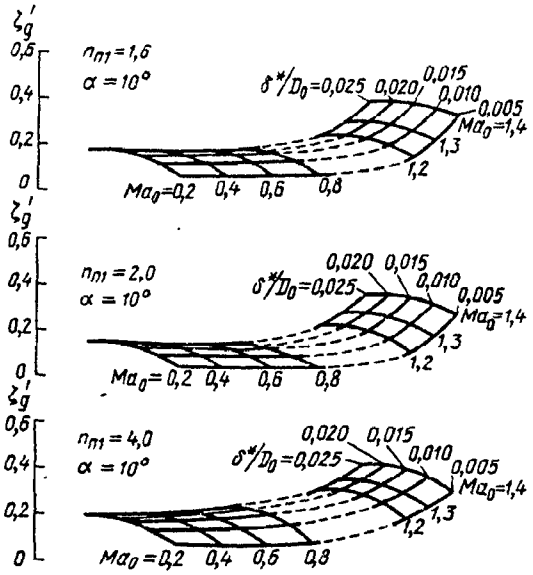


Рис. 5-18. Зависимость коэффициента сопротивления $\zeta'_д$ диффузора с $\alpha = 10°$ от числа Маха (Ma_0), условий входа (δ^*/D_0) и степени расширения ($n_{п1}$) [5-144]

скоростях в пределах от $Ma_0 = 0,2$ до наступления режима запирания потока и при сверхзвуковых скоростях в пределах $Ma_0 = 1,2 \div 1,4$.

Между величинами $\zeta'_д$ и $\eta'_{1д}$ существует связь $\zeta'_д = 1 - \eta'_{1д}$.

54. Наиболее подробные данные в виде зависимости коэффициента восстановления $\bar{p}_0 \equiv \frac{p_1^*}{p_0^*}$ полного давления p_1^* на выходе из конических диффузоров в долях полного давления (торможения) p_0^* в их узком сечении (*0—0*) от чисел λ_0 и Re приведены на диаграмме 5-3. Зависимости $\bar{p}_0 = f(\lambda_0, \mathrm{Re})$ (по опытам И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [5-27, 5-51 ÷ 5-54]) даны для углов расширения $\alpha = 4 \div 14°$, степени расширения $n_{п1} = 2 \div 16$ и относительной длины $l_0/D_0 = 0 \div 10$.

При скоростях, близких к звуковой, зависимость $\bar{p}_0$ от λ_0 вырождается в вертикальные прямые (см. диаграмму 5-3). Это объясняется наступлением в диффузоре режима запирания потока, при котором происходит скачок уплотнения. Чем больше относительная длина прямого входного участка, тем раньше, т. е. при тем меньших значениях λ_0, наступает режим запирания.

55. Связь между коэффициентом сопротивления диффузора и коэффициентом полного давления может быть получена на основании следующей формулы [5-19]:

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_0^2} \ln \frac{1}{\bar{p}_0},$$

где ρ_0^* — плотность заторможенного потока во входном сечении диффузора.

Для диффузоров с небольшими углами расширения, при которых потери давления невелики [5-2],

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_0^2}(1 - \bar{p}_0);$$

отсюда

$$\bar{p}_0 = 1 - \frac{k}{k+1} \lambda_0^2 \zeta_д,$$

где $\lambda_0 \equiv \frac{w_0}{a_{кр}}$; $a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$; ρ_0^* — плотность заторможенного потока во входном сечении диффузора; T_0^* — температура заторможенного потока в том же сечении.

56. На диаграмме 5-6 приведены коэффициенты восстановления полного давления $\bar{p}_0$ и коэффициенты гидравлического сопротивления $\zeta_д$ плоского пятиканального дозвукового диффузора при следующих геометрических параметрах: α, равном 8; 12; 16°; $\bar{l}_0$, равном 3,23; 6,45; 9,68; $n_{п1} = 6,45$; $\mathrm{Re} = (0,6 \div 4) \cdot 10^5$.

57. При очень малых числах Рейнольдса (по крайней мере в пределах $1 < \mathrm{Re} < 30 \div 50$) коэффициент сопротивления диффузоров описывается тем же уравнением, что и при внезапном расширении [5-4]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}}.$$

При этом величина A является функцией как угла, так и степени расширения:

$$A = f(\alpha, n_{п1}).$$

При $\alpha \leqslant 40°$

$$A = \frac{20 n_{п1}^{0,33}}{(\operatorname{tg}\alpha)^{0,75}}.$$

58. При больших скоростях потока газа удобнее оперировать не коэффициентом сопротивления, а коэффициентом восстановления полного давления p_{01} в конце диффузора, взятого в долях полного давления (торможения) p_{00} в его узком сечении (*0—0*):

$$\bar{p}_0 = \frac{p_1^*}{p_0^*}.$$

59. Наличие за диффузором сопротивления, равномерно распределенного по сечению (сетка, решетка, насадка, калорифер и т. п.), упорядочивает поток как в диффузоре, так и в канале за ним. При этом потери в диффузоре несколько уменьшаются. Однако суммарные потери в диффузоре и решетке (сетке и пр.) изменяются мало.

Для прямолинейных диффузоров с углами расширения α до 40—60° и особенно для криволинейных диффузоров эти потери остаются равными сумме потерь, взятых отдельно для диффузора и решетки [5-47 — 5-49], т. е.

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{б.р} = \frac{\zeta_р}{n_{п1}^2},$$

где $\zeta_{б.р} \equiv \Delta p_{б.р}/(\rho w_0^2/2)$ — коэффициент сопротивления диффузора без решетки, определяемый, как ζ, по соответствующим диаграммам пятого раздела; $\zeta_р \equiv \dfrac{\Delta p_р}{\rho w_р^2/2}$ — коэффициент сопротивления решетки (сетки, насадки и пр.), приведенный к скорости потока перед ее фронтом, определяемый, как ζ, по соответствующим диаграммам восьмого раздела.

60. Условия протекания потока в коротких диффузорах (с большими углами расширения) могут быть значительно улучшены, а сопротивление уменьшено, если предупредить в них отрыв потока или ослабить вихреобразование.

К основным мероприятиям, способствующим улучшению течения в диффузорах, относятся (рис. 5-19): отсасывание (рис. 5-19, *а*) и сдувание (рис. 5-19, *б*) пограничного слоя; установка направляющих лопаток (дефлекторов, рис. 5-19, *в*) и разделительных стенок (на всю длину диффузора, рис. 5-19, *г* или укороченных, рис. 5-19, *д*); применение криволинейных стенок (рис. 5-19, *е*, *ж* и *з*), ступен-

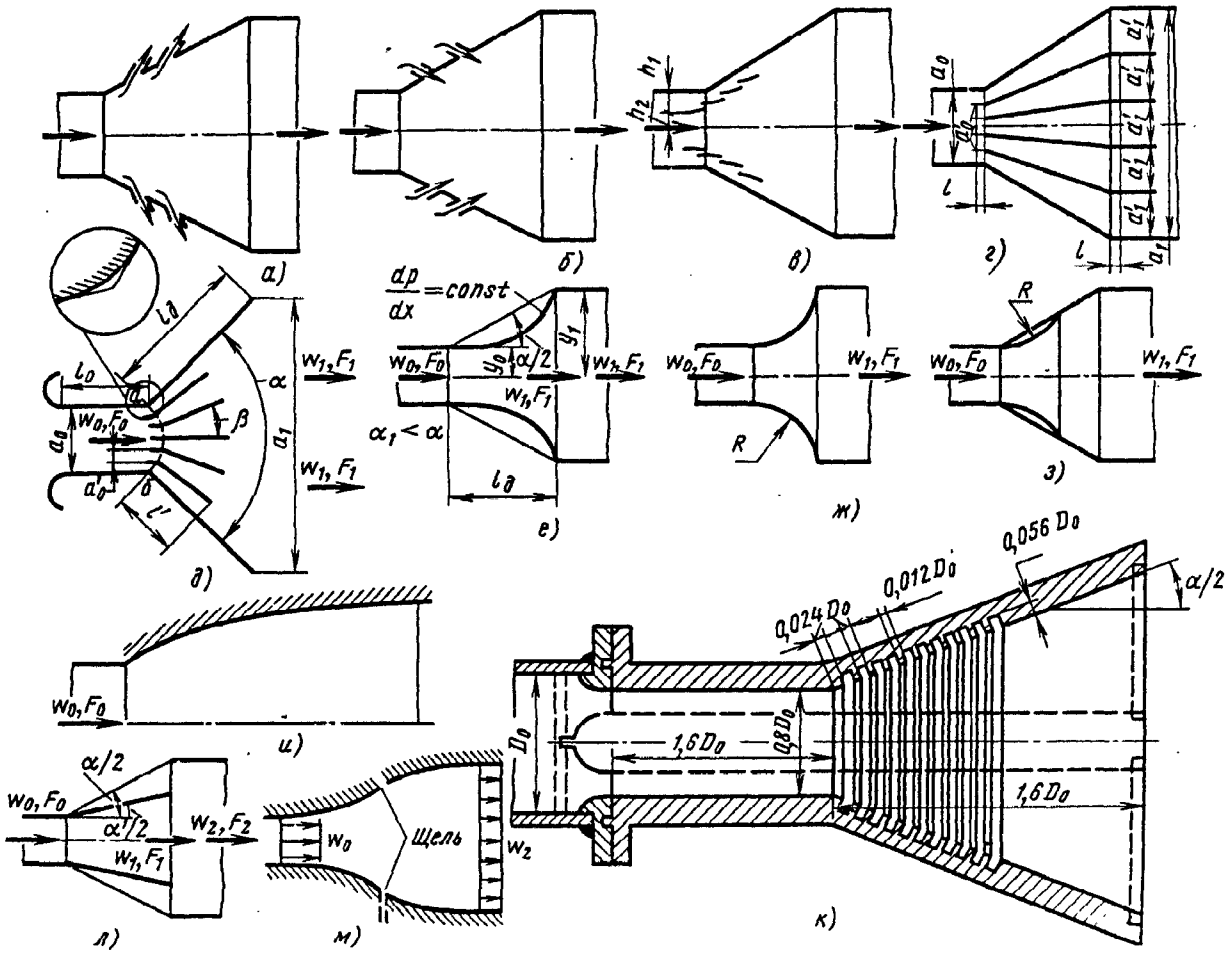


Рис. 5-19. Схемы способов улучшения работы коротких диффузоров

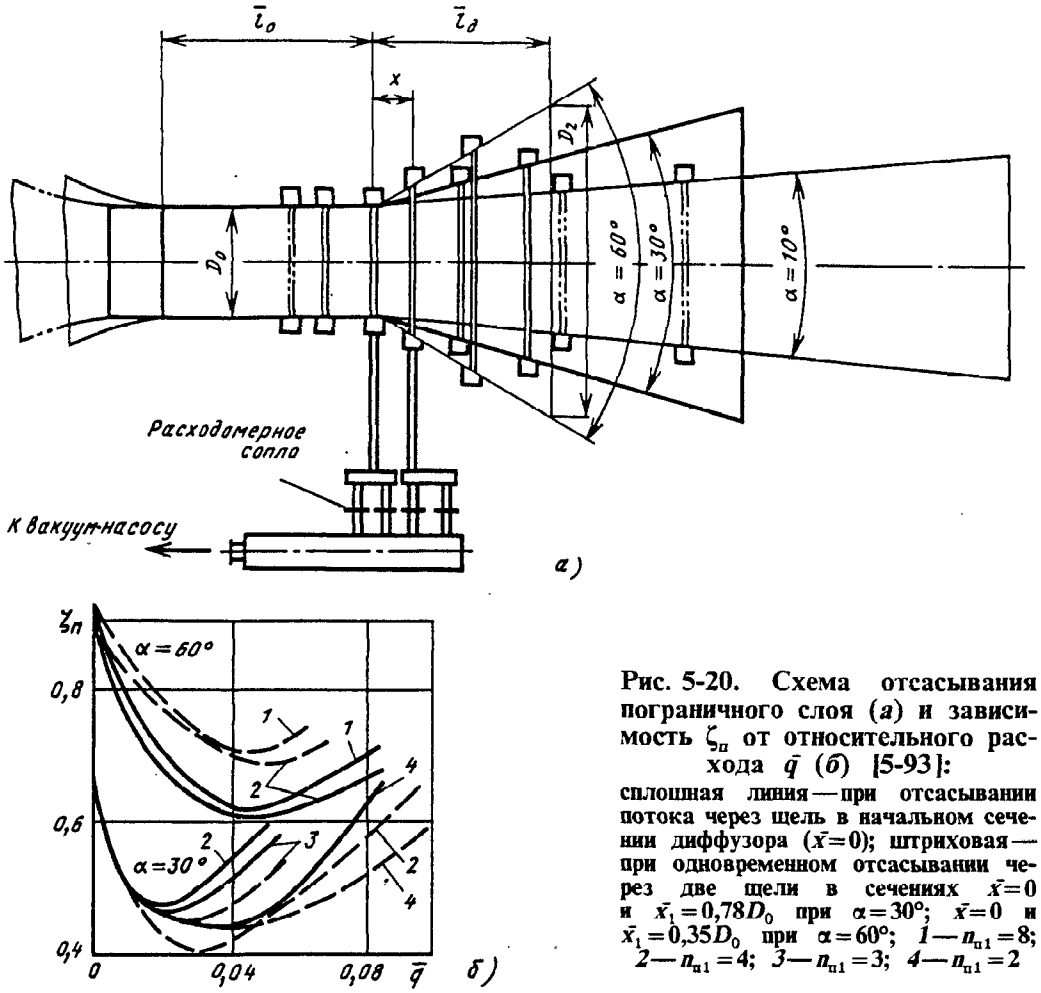


Рис. 5-20. Схема отсасывания пограничного слоя (*а*) и зависимость $\zeta_п$ от относительного расхода $\bar{q}$ (*б*) [5-93]:
сплошная линия — при отсасывании потока через щель в начальном сечении диффузора ($\bar{x}=0$); штриховая — при одновременном отсасывании через две щели в сечениях $\bar{x}=0$ и $\bar{x}_1=0{,}78D_0$ при $\alpha=30°$; $\bar{x}=0$ и $\bar{x}_1=0{,}35D_0$ при $\alpha=60°$; *1* — $n_{п1}=8$; *2* — $n_{п1}=4$; *3* — $n_{п1}=3$; *4* — $n_{п1}=2$

чатых стенок (ступенчатые диффузоры, рис. 5-19, *л*) и предотрывных диффузоров (рис. 5-19, *и*); совмещение вдува с применением профилированного доотрывного участка диффузора (диффузор Гриффита, рис.5-19, *м*, см., например, [5-67]); устройство поперечного оребрения (рис. 5-19, *к*).

61. При отсасывании пограничного слоя (см. рис. 5-19, *а*) оторвавшаяся от стенки часть потока вновь прилипает к поверхности, вследствие чего зона отрыва отодвигается вниз по потоку, течение становится более плавным, а сопротивление уменьшается.

Сдувание пограничного слоя (см. рис. 5-19, *б*) увеличивает скорость потока вблизи стенок. В этом случае зона отрыва также перемещается вниз по потоку.

62. Эффективность отсасывания пограничного слоя зависит от отношения расхода q отсасываемой среды через щели в боковых стенках диффузора к общему расходу Q этой среды через диффузор (от коэффициента расхода $\bar{q}=q/Q$) и относительного расстояния от щели до входного сечения диффузора. При $\bar{q}=0{,}02\div0{,}03$ сопротивление диффузора снижается на 30—40%. При этом собственные потери в системе отсоса для указанных $\bar{q}$ сравнительно невелики [5-91, 5-93].

63. На рис. 5-20 приведены результаты опытов М. О. Франкфурта [5-93] по определению значений $\zeta_п$ конических диффузоров, работающих на выхлоп, с углами расширения α 30° и 60° и степенью расширения $n_{п1}=2\div8$ в зависимости от степени отсоса $\bar{q}=\dfrac{q_{отс}}{Q}$ и местоположения отсасывающей щели $\bar{x}_i=x_i/D_0$ при $\mathrm{Re}=(3{,}7\div4{,}8)\cdot10^5$. Здесь $\zeta_п$ учитывает и потери в системе отсоса. Для $\alpha=30°$ оптимальная степень отсоса находится в пределах $\bar{q}=0{,}02\div0{,}03$. При этом наименьшие потери получаются в случае применения комбинированного отсоса через щели — на расстоянии $\bar{x}_0=0$ и $\bar{x}_1=x_1/D_0=0{,}78D_0$. Для $\alpha=60°$ оптимальная степень отсоса наблюдается при $\bar{q}=0{,}04$. Наименьшие потери получаются, если щель отсоса расположена в начальном сечении диффузора ($\bar{x}_0=0$).

64. В случае сдувания пограничного слоя в конических диффузорах с большими углами расширения α (30° и 60°) оптимальным является нулевое местоположение ($\bar{x}_0=0$) щели сдува [5-95]. Эффективность диффузора со сдуванием зависит от относительной площади

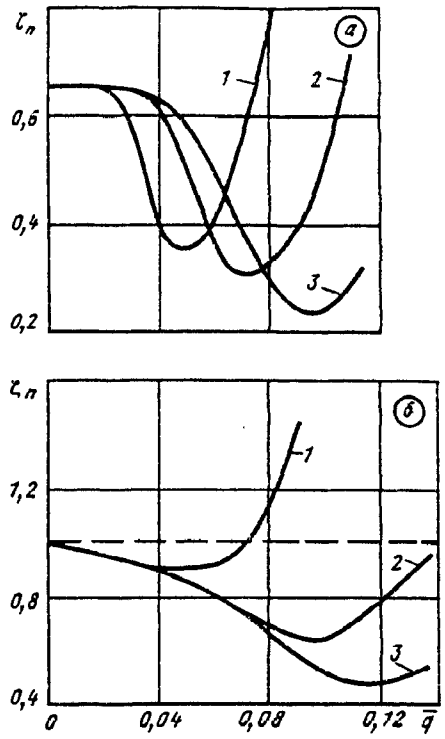


Рис. 5-21. Зависимость $\zeta_п$ от $\bar{q}$ при сдувании пограничного слоя [5-95]:
а—$\alpha=30°$, $n_{п1}=3\div8$: *1*—$\bar{f}_s=0{,}03$; *2*—$\bar{f}_s=0{,}06$; *3*—$\bar{f}_s=0{,}08$; *б*—$\alpha=60°$; $n_п=4$ и 8: *1*—$\bar{f}_s=0{,}03$; *2*—$\bar{f}_s=0{,}06$; *3*—$\bar{f}_s=0{,}08$

сечения щели $\bar{f}_з=(f_s/n_s)F_0$ $(n_s=F_s/F_0)$. Зависимость коэффициента $\zeta_п$ (учитывающего и затраты энергии на сдувание) от относительного расхода на сдувание при различных значениях $\bar{f}_s$ и степени расширения диффузора $n_{п1}$ для $\alpha=30°$ и 60° приведена на рис. 5-21. Оптимальная степень сдувания находится в пределах $\bar{q}=0{,}04\div0{,}12$; при этом она не зависит от величины $n_{п1}$. Значение $\zeta_п$ может быть уменьшено путем сдувания пограничного слоя в 2—3 раза, или при одинаковых $\zeta_п$ во столько же раз может быть уменьшена длина диффузора. Последнее подтверждается рис. 5-22, на котором приведена зависимость минимального коэффициента $\zeta_{п\,min}$ от $\bar{f}_s$ при различных α.

65. Направляющие лопатки (дефлекторы) отклоняют часть потока с бо́льшими скоростями из средней области диффузора к его стенкам, в зону отрыва (см. рис. 5-19, *в*). В результате зона отрыва уменьшается или полностью устраняется. Наибольший эффект от применения дефлекторов достигается при больших углах расширения. Так, при $\alpha_1=90\div180°$ коэффициент сопротивления уменьшается почти в 2 раза.

Для установки дефлекторов (лопаток) в диффузоре можно сформулировать несколько общих правил:

а) лопатки нужно помещать перед углом расширения у входа в диффузор и за ним (см. рис. 5-19, *в*), причем число лопаток необходимо увеличивать по мере роста угла расширения;

б) каналы между лопатками и стенками должны, как правило, сужаться, однако для больших углов расширения можно получить удовлетворительные результаты и при расширяющихся каналах. Потоку необходимо дать возможность расширяться в каналах у стенок так же, как в центральном канале;

в) для угла расширения $\alpha=90°$ относительное расстояние $h_1/h_2=0{,}95$; для $\alpha=180°$ $h_1/h_2=1{,}4$ (см. рис. 5-19, *в*);

г) лопатки должны иметь малую кривизну и могут быть сделаны из листового металла с постоянными кривизной и хордой;

д) хорда лопаток может составлять 20—25% диаметра или высоты сечения диффузора;

е) наиболее выгодный угол наклона лопаток можно выбрать, устанавливая их сначала одна за другой впритык и затем поворачивая каждую лопатку на некоторый угол, пока не будет получено минимальное сопротивление диффузора.

66. Разделительные стенки делят диффузор с большим углом расширения на ряд диффузоров с меньшими углами (см. рис. 5-19, *г*). Этим достигается как уменьшение сопротивления, так и более равномерное распределение скоростей по сечению [5-50].

Эффективность разделительных стенок тем значительнее, чем больше общий угол расширения диффузора. При сравнительно малых

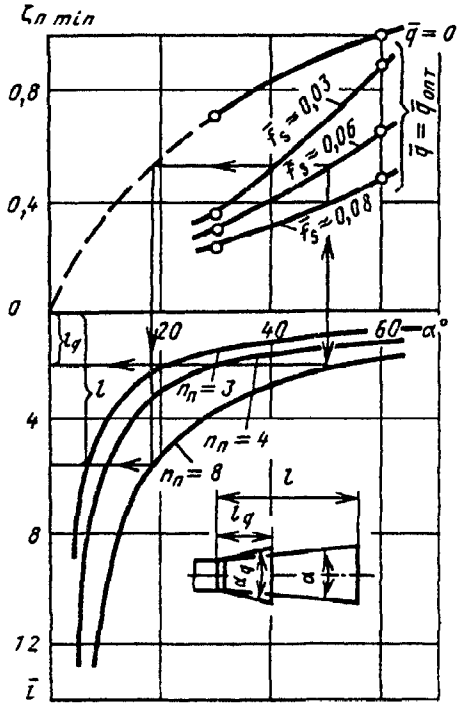


Рис. 5-22. Сводная зависимость минимальных потерь полного давления от площади щели при различных углах раскрытия диффузора и сдувании пограничного слоя [5-95]

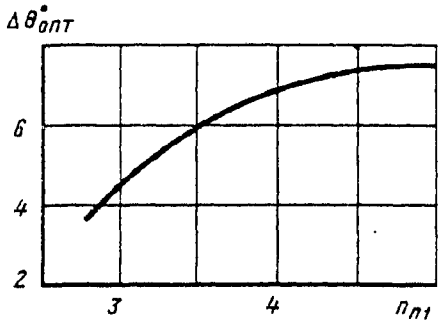


Рис. 5-23. Зависимость угла $\Delta\theta_{опт}$ от степени расширения $n_{п1}$ [5-96]

углах расширения разделительные стенки могут повысить сопротивление диффузора, так как увеличивается общая поверхность трения.

Подбор и построение разделительных стенок на всю длину диффузора с большими углами расширения проводится следующим образом:

а) число z разделительных стенок берется в зависимости от угла расширения α:

α°	30	45	60	90	120
z	2	4	4	6	8

б) разделительные стенки располагаются так, чтобы расстояния a'_0 между ними на входе в диффузор были строго одинаковыми, а a'_1 на выходе из него — примерно одинаковыми;

в) перед входом в диффузор и после выхода из него разделительные стенки выступают параллельно оси диффузора; длина l выступающих участков должна быть соответственно не менее $0{,}1a_0$ и $0{,}1a_1$.

67. Правила построения диффузора с укороченными стенками (лопатками) по схеме рис. 5-19, *д* таковы [5-96]:

а) по рис. 5-23 находят $\Delta\theta_{опт}$ (угол между продолжением линии внешней стенки диффузора и линией смещения «источника» M^*, т. е. точки, в которой сходятся продолжения линий всех лопаток, рис. 5-24);

б) вычисляют фиктивный угол расширения диффузора

$$\alpha^* = \alpha + 2\Delta\theta_{опт}$$

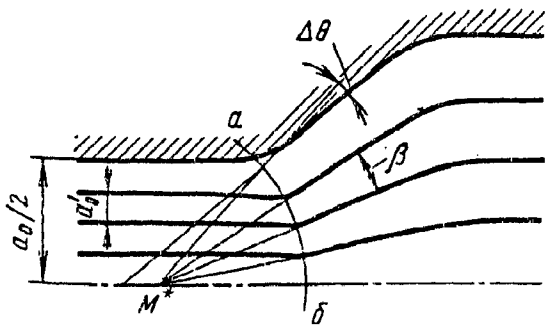


Рис. 5-24. Схема расположения разделительных лопаток в диффузоре [5-96]

и вычерчивают дугу $a-б$ окружности, соединяющую углы изгиба стенок диффузора (линия перехода потока в горловине к потоку, следующему «радиально» из источника M^*) по радиусу

$$r = \frac{3a_0}{2\alpha^*_р},$$

где a_0 — ширина горловины диффузора; $\alpha^*_р = 0{,}01745\ \alpha^*$ — фиктивный угол расширения диффузора, рад;

в) определяют число лопаток так, чтобы угол расширения каналов между ними

$$\beta = \frac{\alpha^*}{z+1} \approx 7 \div 10^\circ,$$

откуда

$$z = \frac{\alpha^*}{7 \div 10} - 1;$$

г) находят относительную длину l'/a'_0 лопаток в зависимости от β (см. рис. 5-19, *д*):

β°	7	8	9	10	12
l'/a'_0	20	16	12	10	9

д) ширину входа в диффузор делят на $(z+1)$ равных частей и лопатки располагают радиально, начиная с точек перссечения линий деления с линией перехода $a-б$; длину лопаток откладывают от линии перехода (см. рис. 5-19, *д*);

е) лопатки в зоне передних кромок изгибают с тем, чтобы обеспечить плавный переход из горловины в расширяющуюся часть канала;

ж) если диффузоры сравнительно короткие и длина лопаток превышает длину диффузора, лопатки можно укоротить до отношения $l'/l_д = 0{,}6$;

з) если нужно уменьшить число лопаток, например, вследствие того, что ширина входного сечения мала и можно ожидать эффекта стеснения, следует уменьшить длину лопатки, поскольку угол расширения β при этом увеличивается.

68. В диффузоре с криволинейными стенками (см. рис. 5-19, *е*), при которых площадь сечения возрастает в начале медленнее, чем в конце, градиент давления изменяется более плавно; этим ослабляется основная причина отрыва потока и, следовательно, основной источник потерь; удачным является такой диффузор, в котором при потенциальном потоке соблюдается постоянство градиента давления ($dp/dx = \text{const}$) вдоль канала.

При углах расширения $\alpha = 25 \div 90^\circ$ потери в таких диффузорах уменьшаются по сравнению с прямолинейными на 40%. При этом, чем больше угол расширения в указанных

пределах, тем значительнее уменьшаются потери [5-47].

При малых углах расширения ($\alpha < 15 \div 20°$) потери в криволинейных диффузорах становятся даже бо́льшими, чем в прямолинейных. Поэтому криволинейные диффузоры целесообразно применять только при больших углах расширения.

Уравнение образующей криволинейного диффузора круглого (и квадратного) сечения для $dp/dx = \text{const}$ (см. рис. 5-19, *е*) имеет вид

$$y = \frac{y_1}{\sqrt[4]{1 + \left[\left(\frac{y_1}{y_0}\right)^4 - 1\right]\frac{x}{l_д}}}.$$

Уравнение образующей для плоского диффузора

$$y = \frac{y_1}{\sqrt{1 + \left[\left(\frac{y_1}{y_0}\right)^2 - 1\right]\frac{x}{l_д}}}.$$

Коэффициент сопротивления криволинейного диффузора при $dp/dx = \text{const}$ в пределах $0{,}1 < F_0/F_1 < 0{,}9$ может быть вычислен по приближенной формуле, основанной на данных опытов автора [5-47]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \varphi_0\left(1{,}43 - \frac{1{,}3}{n_{п1}}\right)\left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right)^2,$$

где φ_0 — коэффициент, зависящий от относительной длины криволинейного диффузора (см. диаграмму 5-8).

69. Заметное снижение сопротивления достигается также в «радиусных» диффузорах, в которых образующие целиком [5-100] или частично [5-55] выполнены по дуге окружности (см. рис. 5-19, *ж* и *з*).

Коэффициенты сопротивления диффузоров с частичным скруглением образующих и эквивалентными углами α 45° и 60° близки к ζ для более длинного диффузора с $\alpha = 30°$ без скругления. Это означает, что вместо прямолинейного диффузора с $\alpha = 30°$ выгодно применять более короткие диффузоры с эквивалентными углами $\alpha = 45 \div 60°$, но со скруглением. Длина таких диффузоров меньше диффузора с $\alpha = 30°$ на $40 \div 50\%$.

70. Эффективны также диффузоры с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя («предотрывные» диффузоры), приближенный метод расчета которых дан А. С. Гиневским и Л. А. Бычковой [5-10, 5-21]. Такие диффузоры имеют вначале (после входа) колоколообразную форму, переходящую затем в участок с прямолинейными стенками (см. рис. 5-19, *к*). При этом в диффузорах круглого сечения на этом участке полный угол расширения $\alpha = 4°$, а в плоских диффузорах $\alpha = 6°$. Предотрывный диффузор является диффузором с безотрывным течением минимальной длины.

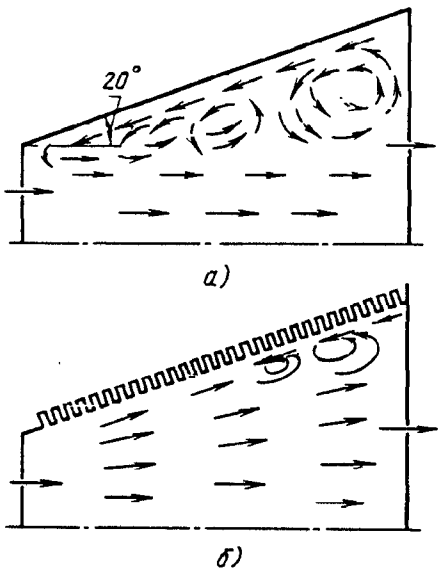


Рис. 5-25. Схема течения потока в диффузоре [5-61, 5-62]:
***а* — без оребрения; *б* — с оребрением**

71. Совмещение вдувания с применением профилированного доотрывного участка (диффузор Гриффита, рис. 5-19, *л*) еще больше снижает потери давления и уменьшает длину диффузора.

72. Сопротивление снижается значительно (в 2 раза и более) при поперечном оребрении диффузора (см. рис. 5-19, *м*) [5-61, 5-62]. Одновременно с понижением сопротивления выравнивается профиль скорости по сечению диффузора. Все это обусловливается тем, что макроотрыв потока от стенок заменяется системой мелких отрывов (рис. 5-25), причем наилучший эффект для диффузора круглого сечения будет при $\alpha = 40 \div 45°$. Оптимальные параметры оребрения показаны на рис. 5-25.

Поперечные ребра могут быть сделаны гибкими. Тогда обратные течения потока, которые возникают при отрыве пограничного слоя, поворачивают эти ребра на соответствующий угол, изменяя эффективное сечение диффузора, и препятствуют распространению обратных потоков в направлении к устью диффузора [5-32].

73. В ступенчатом диффузоре (см. рис. 5-19, *н*), в котором после плавного изменения площади поперечного сечения имеет место внезапное расширение, основные потери (потери на удар) происходят уже при сравнительно малых скоростях. Вследствие этого потери в диффузоре значительно снижаются (в 2—3 раза). Коэффициент суммарного сопротивления ступенчатого диффузора круглого и прямоугольного сечений может быть вычислен приближенно [5-47]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(\frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \frac{q^2+1}{q^2-1} + k_1 \operatorname{tg}^{1,25} \frac{\alpha}{2} \right) \times$$
$$\times (1-1/q^2)^2 + (1/q^2 - 1/n_п)^2,$$

где $q = 1 + 2(l_д/D_г) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$; $k_1 = 3{,}2$ — для диффузоров круглого сечения; $k_1 \approx 4 \div 6$ — для диффузоров прямоугольного сечения*1; $n_п = F_2/F_0$ — степень общего расширения ступенчатого диффузора (отношение площади самой широкой части диффузора к площади самой узкой его части, см. рис. 5-19, *и*).

74. Коэффициент суммарного сопротивления плоского ступенчатого диффузора может быть подсчитан приближенно [5-47]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[\frac{\lambda}{8(l_д/a_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{a_0}{b_0} \cdot \frac{q_1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} + \frac{q_2}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) + \right.$$
$$\left. + 3{,}2 \operatorname{tg}^{1,25} \frac{\alpha}{2} \right] (1-1/q_1)^2 + (1/q_1 - 1/n_п)^2,$$

где $q_1 = 1 + 2(l_д/a_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$; $q_2 = 1 + (l_д/a_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ (b_0 постоянно по длине диффузора).

75. Для каждой степени расширения $n_п$ и каждой относительной длины $l_д/D_г$ (или $l_д/a_0$) ступенчатого диффузора существует оптимальный угол расширения $\alpha_{опт}$, при котором общий коэффициент сопротивления будет минимальным (см. диаграммы 5-9 — 5-11). Ступенчатые диффузоры рекомендуется применять именно с оптимальными углами расширения.

Коэффициент сопротивления таких диффузоров

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{min},$$

где ζ_{min} — минимальный коэффициент сопротивления, зависящий от относительной длины плавной части диффузора $l_д/D_г$ (или $l_д/a_0$) и степени общего расширения ступенчатого диффузора $n_п$ (см. диаграммы 5-9 — 5-11).

76. Предельный угол расширения $\alpha_{пред}$ плавной части ступенчатого диффузора, т. е. угол, при котором исчезает ступенчатость при заданных степени общего расширения $n_п$ и относительной длине плавной части $l_д/D_г$ (или $l_д/a_0$), находят из выражения

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{пред}}{2} = \frac{\sqrt{n_п} - 1}{2 l_д/D_г}$$

и соответственно

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{пред}}{2} = \frac{n_п - 1}{2 l_д/a_0}.$$

Практически при выборе относительной длины $l_д/D_г$ ($l_д/a_0$) ступенчатого диффузора целесообразно руководствоваться не наименьшим значением ζ_{min}, а несколько бóльшим (примерно на 10%), что позволяет значительно сократить длину диффузора без существенного увеличения потерь в нем. Линии оптимальных значений $l_д/D_г$ ($l_д/a_0$) показаны на графиках *а* диаграмм 5-9 — 5-11 штриховой линией.

77. В случае установки диффузора за вентилятором следует учесть существенное отличие структуры потока на выходе из вентилятора от структуры потока на входе в изолированный диффузор, перед которым имеется прямолинейный участок постоянного сечения.

За центробежным вентилятором профиль скоростей, как правило, несимметричен вследствие некоторого отклонения потока в сторону вращения колеса. При этом профиль скоростей зависит как от типа вентилятора, так и от режима его работы, характеризующегося относительным расходом $Q/Q_{опт}$, где $Q_{опт}$ — расход при максимальном КПД вентилятора.

78. Отклонение потока в сторону вращения колеса вентилятора позволяет применять за центробежными вентиляторами диффузоры с бóльшими, чем обычно, углами расширения. При этом плоские диффузоры с углами расширения $\alpha > 25°$ целесообразно выполнять несимметричными, так, чтобы наружная стенка либо являлась продолжением обечайки кожуха, либо несколько (не более чем на 10°) отклонялась в сторону обечайки, а внутренняя — в сторону колеса.

Отклонение оси диффузора в сторону обечайки кожуха вентилятора нецелесообразно, так как сопротивление таких диффузоров при $\alpha > 15°$ будет в 2 — 2,5 раза больше, чем симметричных диффузоров, у которых ось отклонена в сторону колеса [5-58].

79. Коэффициент сопротивления плоских диффузоров с углами расширения $\alpha < 15°$ и пирамидальных с $\alpha < 10°$ при установке их за центробежными вентиляторами любых типов при любых режимах работы можно практически вычислять по приведенным выше данным для изолированных диффузоров, принимая для их входного сечения отношение скоростей $w_{max}/w_0 \approx 1{,}1$.

При углах расширения диффузоров, бóльших 10 — 15°, нельзя пользоваться значениями ζ для изолированных диффузоров; они должны определяться по диаграммам 5-13 — 5-18.

Эти данные практически пригодны при режимах как $Q = Q_{опт}$, так и $Q \leqslant Q_{опт}$.

*1 Кривые на диаграмме 5-10 вычислены при $k_1 = 6{,}0$, что дает некоторый запас в расчете.

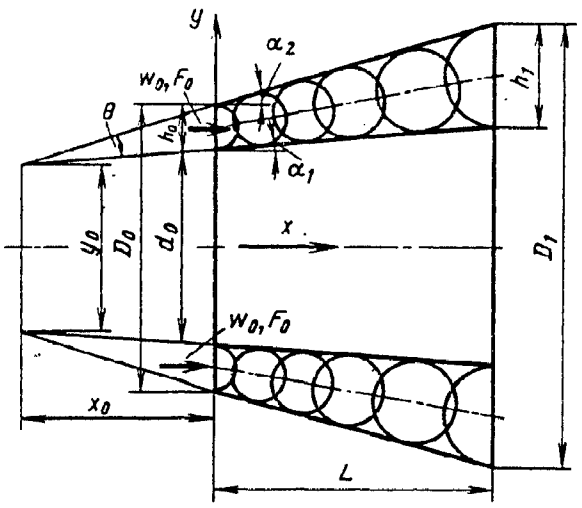


Рис. 5-26. Осекольцевой диффузор

80. При ограниченности места для размещения диффузора за центробежным вентилятором можно применять ступенчатый диффузор, который при том же сопротивлении будет значительно короче прямолинейного. Оптимальный угол расширения диффузорной части, при котором получается минимальный коэффициент сопротивления, определяют по диаграмме 5-18.

81. Для преобразования динамического давления за выходным лопаточным венцом осевых турбомашин (вентиляторов, компрессоров, турбин) широко используются кольцевые диффузоры, которые выполняют как с прямолинейными образующими (осекольцевой диффузор, рис. 5-26), так и с криволинейными образующими (радиально-кольцевой диффузор, диаграмма 5-20) или комбинированными (осерадиально-кольцевой диффузор, диаграмма 5-20).

Степень расширения осекольцевого диффузора определяется по формулам, приведенным на диаграмме 5-19, а радиально-кольцевого диффузора — на диаграмме 5-20.

82. Коэффициенты внутреннего сопротивления*[1] $\zeta'_{вн} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \dfrac{\Delta p}{\rho c_a^2/2}$ осекольцевого диффузора с положительными углами α_1 в зависимости от степени расширения $n_{п1}$ при заданном d_0 имеют для каждого значения $\bar{l}_д = L/D_0$ практически одну кривую. Такие зависимости $\zeta'_{вн}$ от $n_{п1}$ при $\bar{d}_0 = 0{,}650 \div 0{,}688$ и $\bar{l}_д = 0{,}5 \div 2{,}0$ приведены на графике *а* диаграммы 5-19. Кривые $\zeta'_{вн} = f(n_{п1})$ для $\bar{l}_д$, равного 0,5 и 1,0, построены по опытным данным С. А. Довжика и А. И. Морозова [5-40], а для остальных — приближенно с учетом как опытов [5-40], так и опытных данных А. Р. Бушеля [5-9].

В пределах $2 < n_{п1} < 4$ и $0{,}5 < \bar{l}_д < 2{,}0$ можно пользоваться интерполяционной формулой

$$\zeta'_{вн} \approx 0{,}25 n_{п1}^2 / \bar{l}_д^{0{,}5}.$$

При неравномерном поле скоростей на входе в осекольцевой диффузор или при установке его за работающей осевой машиной коэффициент внутреннего сопротивления

$$\zeta_{вн} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx k_д \zeta'_{вн},$$

где $k_д$ — поправочный коэффициент (см. диаграммы 5-1 или 5-19).

83. Коэффициент сопротивления осекольцевого диффузора с задним суживающимся обтекателем (см. диаграмму 5-19)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \varphi_д \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

где $\varphi_д$ — общий*[1] коэффициент полноты удара, определяемый в зависимости от угла расширения α по графику *в* диаграммы 5-19.

84. В данном разделе рассматривается один тип радиально-кольцевого диффузора с контуром криволинейной части, построенным по дугам окружности с $R_1/h_0 = 1{,}5$ и $R_0/h_0 = 2{,}0$ (см. диаграмму 5-20), и один тип осерадиально-кольцевого диффузора с контуром криволинейной части, выполненным на основе дуги эллипса (см. диаграмму 5-20 и рис. 5-27) с полуосями:

$$a = L_s - (L_н - b \sin\alpha) \text{ и } b = D_1/2 - r_0 - L_н \operatorname{tg}\alpha,$$

где $\alpha = (\alpha_1 + \alpha_2)/2$.

Осевая линия принималась за геометрическое место центров окружностей, вписанных в контур диффузора, а диаметры этих окружностей изменялись вдоль осевой линии от начального диаметра h_0 до конечного h_1 по линейному закону. Относительный диаметр втулки при входе в диффузоры обоих типов $\bar{d}_0 = 0{,}688$.

85. Коэффициенты внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$ указанных типов диффузоров*[2] даны

*[1] Под коэффициентами внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$ и $\zeta'_{вн}$ здесь и далее подразумевается отношение разности полных давлений на входе и непосредственно на выходе из диффузора к динамическому давлению на входе, не учитывающее дополнительных потерь, которые имели бы место в прямом выходном участке за диффузором вследствие дальнейшего выравнивания профиля скорости, получаемого при протекании среды по диффузору.

*[1] Общий коэффициент полноты удара учитывает суммарные потери в диффузоре [5-47, 5-49].

*[2] Значения коэффициентов полного сопротивления $\zeta_{тр}$ см. в одиннадцатом разделе.

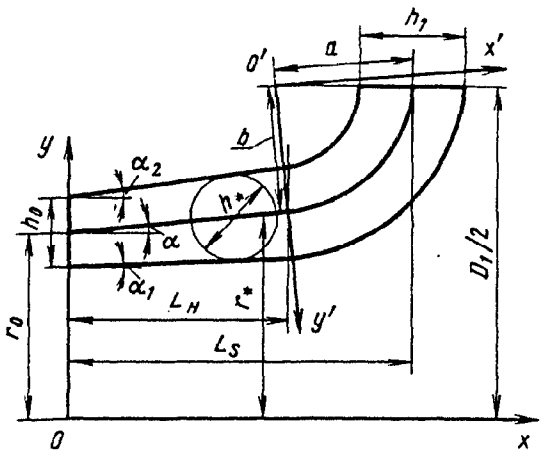


Рис. 5-27. Схема построения осерадиально-кольцевого диффузора

на диаграмме 5-20 в зависимости от степени расширения $n_{п1}$ при различных значениях «радиальности» $\bar{D}=D_1/D_0$ для двух случаев: с работающим компрессором при $\bar{c}_a=0{,}5$ (где $\bar{c}_a=\frac{c_{a0}}{u}=\bar{w}_0=\frac{4Q}{\pi(D_0^2-d_0^2)u}$; u — окружная скорость лопастей компрессора на наружном радиусе, м/с; Q — расход, м^3/с) и с неработающим компрессором.

Величина $\zeta_{вн}$ при работающем компрессоре превышает соответствующее значение $\zeta_{вн}$ при неработающем компрессоре (турбомашине) на 15—20%. При этом коэффициент сопротивления рассматриваемых диффузоров зависит от режима работы компрессора, т. е. от коэффициента расхода $\bar{c}_{a0}$ (см. С. А. Довжик и А. С. Гиневский [5-39]).

86. Комбинированный, т. е. осерадиально-кольцевой диффузор, у которого участок радиального поворота расположен за коротким кольцевым диффузором, более совершенен. В таком диффузоре радиальный поворот осуществляется при пониженных скоростях потока, поэтому и потери давления несколько меньше. Вместе с тем осевые размеры такого диффузора существенно больше, чем у радиально-кольцевого.

87. Сопротивление кольцевых диффузоров, как и обычных, можно заметно снизить, устанавливая в них одну или несколько направляющих поверхностей, которые разделяют диффузор, соответствующий большому значению α, на несколько диффузоров с меньшими значениями α и способствуют общему упорядочению течения в диффузоре. Как и в обычных диффузорах, направляющие поверхности эффективны только при больших углах расширения и при определенных сочетаниях углов α_1 и α_2, т. е. таких, при которых коэффициенты сопротивления диффузоров без этих поверхностей имеют наибольшие значения [5-36, 5-39, 5-40].

88. В различных механических системах, включающих такие машины, как насосы, турбины, компрессоры и т. п., помимо необходимости замедления и поворота потока требуется еще и компактность подводящих каналов. Все это достигается в диффузорных коленах или (что то же) кривоосных диффузорах (см. диаграмму 5-21). Течение в таких диффузорах значительно сложнее, чем в прямоосных диффузорах, и является синтезом: а) течения в прямоосном диффузоре; б) течения в изогнутом канале постоянного сечения. Последнее сопровождается вторичными потоками, связанными с неравномерностью поля скоростей и давлений в направлении, перпендикулярном к плоскости изгиба, и наличием пограничных слоев у стенок канала (см. шестой раздел). Эти факторы обусловливают более ранний отрыв потока и вызывают потери давления, отличные от потерь в прямоосных диффузорах. На сопротивление кривоосного диффузора, помимо параметров, указанных в п. 11, влияют угол изогнутости оси β и относительный радиус кривизны оси $R_0/D_0(r/b_0)$.

89. Коэффициенты внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$ плоских кривоосных диффузоров постоянной длины ($l_д/b_0=8{,}3$), наиболее часто встречающихся в многоступенчатых насосах, даны на диаграмме 5-21 в зависимости от угла расширения α*[1] для четырех значений относительного радиуса изгиба внутренней боковой стенки диффузора: r/b_0, равного ∞; 22,5; 11,6 и 7,5. Эти данные получены Полоцким [5-69, 5-70] при установке диффузоров непосредственно за плавным входным коллектором, т. е. при $l_0/b_0=0$.

90. Коэффициенты внутреннего сопротивления пространственных кривоосных диффузоров различной формы выходного сечения (круг, эллипс с расположением большой оси в плоскости изгиба, эллипс с расположением малой оси в плоскости изгиба, см. диаграмму 5-22) при постоянных длине ($l_д/D_0=7{,}15$) и степени расширения ($n_{п1}=4$)*[2] и различных углах изгиба ($\beta=0$; 15 и 30°, $R_0/D_0=\infty$; 27,30; 13,65) приведены на диаграмме 5-22*[3]. Часть данных приведена для постоянного числа Рейнольдса ($Re=5{,}2\cdot10^5$), а часть — в зависимости от этого числа. Во всех случаях

*[1] Для диффузора круглого сечения угол расширения $\alpha=8°$.

*[2] Под углом расширения кривоосного диффузора понимается угол, составленный боковыми стенками прямоосного диффузора, полученного распрямлением кривоосного диффузора.

*[3] Эти данные получены на основе приближенного пересчета значений КПД, взятых из экспериментальной работы Шпренгера [5-173].

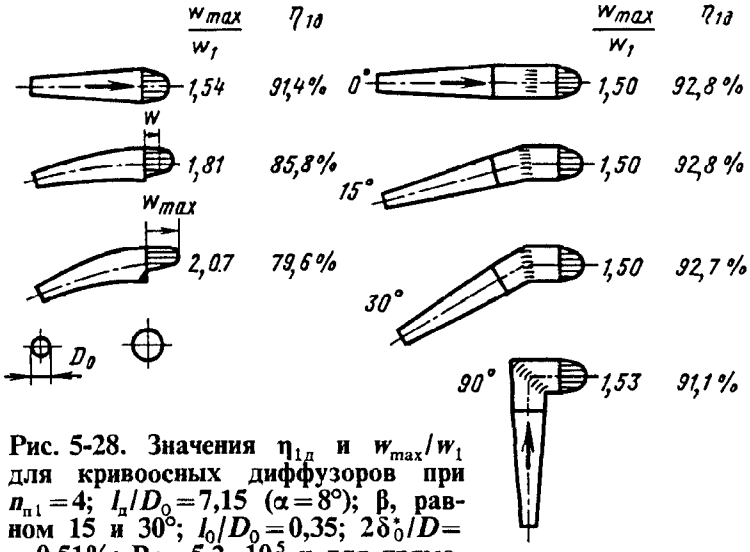


Рис. 5-28. Значения $\eta_{1д}$ и w_{max}/w_1 для кривоосных диффузоров при $n_{п1}=4$; $l_д/D_0=7{,}15$ ($\alpha=8°$); β, равном 15 и 30°; $l_0/D_0=0{,}35$; $2\delta_0^*/D=0{,}51\%$; $Re=5{,}2\cdot10^5$ и для прямоосных диффузоров с отклоняющими коленами [5-172, 5-173]

диффузоры испытывались при установке их за плавным входным коллектором с небольшим прямым участком ($l_0/D_0=0{,}35$).

91. В кривоосных диффузорах некоторых форм вторичные потоки могут оказать и положительный эффект вследствие того, что они переносят часть движущейся среды из области с большей кинетической энергией в затронутые отрывом пограничные слои. В этом случае коэффициент сопротивления искривленного диффузора становится заметно меньшим коэффициента сопротивления прямоосного диффузора с теми же параметрами [сравни кривые $\zeta=f(Re)$ для диффузоров *9* и *10* диаграммы 5-22].

92. В некоторых случаях вместо кривоосных диффузоров может быть применен прямоосный диффузор с коленом, снабженным направляющими лопатками. Как это влияет на сопротивление, видно из некоторых результатов, приведенных на рис. 5-28.

Конфузоры в сети

93. Переход от большего сечения к меньшему через плавно сужающийся участок — конфузор также сопровождается сравнительно большими невосполнимыми потерями полного давления. Коэффициент сопротивления конфузора с прямолинейными образующими (диаграмма 5-23) зависит от угла сужения α и степени сужения $n_0=F_0/F_1$ (и соответственно от относительной длины $l_к/D_0$), а при малых числах Рейнольдса также и от числа Re.

94. При достаточно больших углах ($\alpha>10°$) и степенях сужения ($n_0<0{,}3$) после перехода от сужающегося участка прямолинейного конфузора к прямой части трубы поток отрывается от стенок, что и обусловливает в основном местные потери полного давления. Чем больше α и меньше n_0, тем значительнее отрыв потока и больше сопротивление конфузора. Максимум сопротивления получается, естественно, при $\alpha=180°$, когда происходит внезапное сужение сечения (см. рис. 4-12).

По длине сужающегося участка имеют место потери на трение.

95. Для инженерных расчетов общий коэффициент сопротивления конфузоров удобно представить в виде

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр}.$$

Коэффициент местного сопротивления конфузора [5-136]

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=(-0{,}0125n_0^4+0{,}0224n_0^3-$$
$$-0{,}00723n_0^2+0{,}00444n_0-0{,}00745)\times$$
$$\times(\alpha_р^3-2\pi\alpha_р^2-10\alpha_р),$$

где $\alpha_р=0{,}01745\alpha$ рад (α — в°).

Коэффициент сопротивления трения $\zeta_{тр}$ сужающегося участка определяется по (5-6), (5-8)—(5-10), в которых λ принимается приближенно постоянным вдоль всего участка, но зависящим от числа Re на входе и относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ стенок.

На диаграмме 5-23 приведены также значения суммарного коэффициента сопротивления ζ, полученные Б. И. Яньшиным [5-100] опытным путем при $Re=5\cdot10^5$.

96. В пределах $10°<\alpha<40°$ общий коэффициент сопротивления конфузора с прямолинейными образующими имеет минимум, который, по крайней мере при $Re\geqslant10^5$, остается практически постоянным и равным $\zeta\approx0{,}05$.

97. Сопротивление конфузоров можно значительно уменьшить, осуществив плавный переход от большего сечения к меньшему, с помощью криволинейных образующих (по дуге окружности или другой кривой, см. диаграмму 5-23), а также скруглив прямолинейные стенки конфузоров на выходе в прямой участок (тонкие линии на схеме диаграммы 5-23).

При плавном уменьшении сечения, когда угол сужения очень мал ($\alpha<10°$) или когда сужающийся участок имеет очень плавные криволинейные образующие (см. схему *б* диаграммы 5-23), поток не отрывается от стенок в месте перехода в прямой участок, и потери давления сводятся только к потерям трения в сужающейся части:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\zeta_{тр}.$$

98. При очень малых числах Рейнольдса ($1<Re<50$) коэффициент сопротивления конфузоров, как и диффузоров [5-4],

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}}.$$

В пределах $5^\circ \leqslant \alpha \leqslant 40^\circ$

$$A = 20{,}5 n_0^{-0{,}5} \mathrm{tg}^{-0{,}75} \alpha.$$

Переходные участки

99. Переходные участки бывают двоякого рода:

а) с изменением поперечного сечения вдоль потока при сохранении формы сечения постоянной; б) с изменением и поперечного сечения, и формы.

100. К первому виду переходных участков относятся, в частности, конфузорно-диффузорные переходы (диаграмма 5-25). Согласно опытам Б. И. Яньшина [5-100], оптимальные параметры переходов в виде конфузора с прямолинейными образующими следующие:

$$\alpha_к = 30 \div 40^\circ \text{ и } \alpha_д = 7 \div 10^\circ.$$

Для конфузора с криволинейными образующими оптимальный радиус скругления его $R_к = (0{,}5 \div 1{,}0) D_0$.

101. Коэффициент сопротивления конфузорно-диффузорных переходов круглого сечения, как и для обычных диффузоров, зависит от относительной длины промежуточного прямого участка l_0/D_0 и от отношения площадей F_1/F_0 и может быть определен по формуле

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A(k_1 k_2 \zeta_1 + \Delta\zeta). \qquad (5\text{-}15)$$

Здесь ζ_1 — коэффициент сопротивления перехода с плавным (криволинейным) конфузором при $l_0/D_0 = 1{,}0$, определяется при $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geqslant$ $\geqslant 2 \cdot 10^5$ по кривым $\zeta_1 = f_1(\alpha_д)$ диаграммы 5-25, полученным на основании данных Б. И. Яньшина [5-100]. При $\mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$ коэффициент ζ_1 для диффузоров круглого сечения см. ζ на диаграмме 5-2; $k_1 = \zeta_{1n}/\zeta_{1n \geqslant 4}$ — отношение коэффициента ζ_1 при $n_1 = F_1/F_0 < 4$ к его значению при $n_1 \geqslant 4$ см. кривые $k_1 = f_2(\alpha_д, F_1/F_0)$ диаграммы 5-25; k_2 — поправка на влияние относительной длины l_0/D_0; в пределах $0{,}25 \leqslant l_0/D_0 \leqslant 5{,}0$

$$k_2 \approx 0{,}66 + 0{,}35 l_0/D_0; \qquad (5\text{-}16)$$

$\Delta\zeta$ — дополнительный член, учитывающий влияние l_0/D_0; $A = 1{,}0$ — для перехода с плавным конфузором; $A = f(\alpha_д)$ — для переходов с конфузором, имеющим прямолинейные образующие (см. диаграмму 5-25).

102. Для переходов прямоугольного (квадратного) сечения и плоских переходов (у которых как сужение, так и расширение сечения происходят в одной плоскости) коэффициент сопротивления может быть определен ориентировочно по (5-15) и (5-16), но вместо ζ_1 принимается $\zeta_д$ диффузора при $l_0/D_0 = 0$ соответственно по диаграммам 5-4 и 5-5.

103. На переходных участках, сопрягающих трубы круглого и прямоугольного сечений (см. диаграмму 5-27), переход потока из осесимметричного в плоский (и наоборот) сопровождается деформацией его в двух взаимно перпендикулярных плоскостях — расширением в одной и сужением в другой [5-84]. В таком сложном потоке могут одновременно наблюдаться эффекты, присущие как диффузорам, так и конфузорам. Если длинная сторона прямоугольного сечения больше диаметра круглой трубы ($b_1 > D_0$), то могут иметь место срывные явления, приводящие к большим потерям давления. Поэтому длина и форма переходных участков рассматриваемого типа должны выбираться таким образом, чтобы устранить возможность отрыва или переместить отрыв в область с меньшими скоростями течения. Это можно получить подбором геометрической формы и соответствующих габаритных размеров.

104. Переходные участки по форме образующих их стенок можно разделить на три характерных типа (рис. 5-29). Форма перехода типа *A* получается пересечением усеченного кругового конуса (с прямолинейными образующими) с плоскостями.

Форма *B* строится из условия получения линейного закона площадей поперечного сечения по длине переходов; при этом в плоскости симметрии, параллельной длинной стороне прямоугольника, образующие переходов оставлены прямолинейными.

Форма *C* на большей длине переходов, так же как и форма *B*, сохраняет линейным закон изменения площадей и в то же время обеспечивает более равномерное распределение средней скорости в каждом поперечном сечении. В этих переходах все образующие криволинейны.

105. В переходах типа *A* при условии $b_1 > D_0$ безотрывное течение у расходящихся стенок можно получить при угле между ними $\alpha = 20 \div 30^\circ$. Длину конфузорного перехода в этом случае следует принимать равной:

$$l_к \approx 1{,}8(b_1 - D_0) \text{ при } b_1 > 1{,}5 D_0;$$
$$l_к \approx 1{,}5 b_1 \text{ при } b_1 \leqslant 1{,}5 D_0.$$

Длину конфузорных переходов типа *B* и *C* можно сократить в 1,5—2 раза по сравнению с длиной перехода типа *A*. Ориентировочно для этих переходов

$$l_к \approx (1 \div 1{,}5) b_1.$$

В этих случаях, когда $b_1 < D_0$, все стенки конфузорных переходов оказываются сходя-

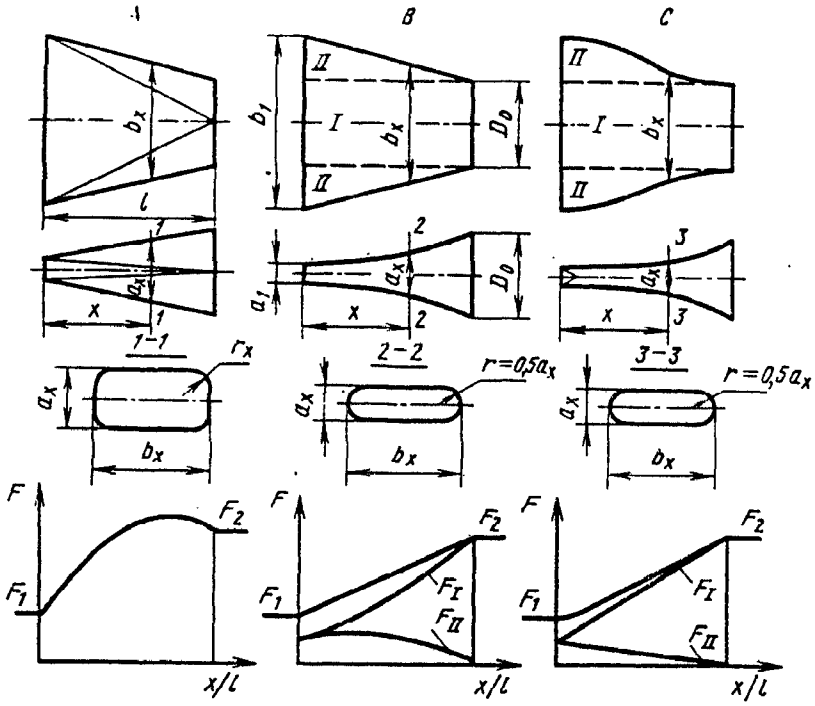


Рис. 5-29. Переходные участки с различными формами образующих их стенок [5-84]

щимися, и тогда длина их должна соответствовать оптимальному углу сходимости, как в круговых конфузорах, т. е. $\alpha=40\div50°$. В этом случае

$$l_к\approx1{,}1(D_0-a_1)\approx D_0.$$

106. Увеличение длины конфузорных переходов приводит к возрастанию потерь на трение, а при недостаточной длине сопротивление увеличивается из-за отрыва потока от расходящихся стенок.

107. Для диффузорных переходов (аналогично плоским или коническим диффузорам) оптимальной длине соответствует минимальное гидравлическое сопротивление. При этом особенно важно предупредить возникновение отрыва на начальном участке перехода. Для этого полный угол между расходящимися стенками в начале перехода не должен превышать 8—10°. Выполнение этого условия в переходах типа *A* приводит к сравнительно большой их длине; при $\alpha=10°$

$$l_д\approx5{,}7(D_0-a_1)\approx6D_0.$$

Поэтому для сокращения длины следует применять диффузорные переходы формы типа *B* или *C*; в этом случае

$$l_д\approx(3\div4)D_0.$$

108. При небольшой относительной ширине прямоугольного сечения ($b_1/D_0<2$) следует использовать переходы типа *B*. Стенки перехода, примыкающие к длинной стороне прямоугольного сечения, при этом лучше делать криволинейными, а стенки, примыкающие к короткой стороне, оставлять прямолинейными. При отношении $b_1/D_0>2$ необходимо создавать диффузорные переходы типа *C*.

109. Размеры любого поперечного сечения по длине перехода типа *B* могут быть найдены аналитически:

$$\left.\begin{aligned} F_x&=F_1-(F_1-F_2)\frac{x}{l};\\ F_x&=4a_xb_x-(4-\pi)a_x^2;\\ b_x&=D_0+(b-D_0)\frac{x}{l}, \end{aligned}\right\}\qquad(5\text{-}17)$$

где F_x — площадь поперечного сечения на расстоянии x от входа.

110. Размеры поперечных сечений переходов типа *C* можно найти по формулам (5-17), применяя их отдельно для каждой из трех характерных частей перехода, показанных на рис. 5-29*[1]. Например, при расчете средней части *I* известна ширина $b_{xI}=D_0$, а размер a_{xI} находится по зависимости $F=f(x/l)$. При расчете же крайних частей *II* будет известен размер $a_{xII}=a_{xI}$, и размер b_{xII} определится также из заданной зависимости $F=f(x/l)$. Очевидно, полная ширина любого сечения

$$b_x=b_{xI}+b_{xII}.$$

111. Гидравлическое сопротивление рассматриваемых переходных участков зависит, так же как и обычных (плоских и осесимметричных) диффузоров и конфузоров, от геометрических параметров [степени расширения или сужения $n_п$ и относительных длин (переходов $l_д/D_0$ и $l_к/D_0$), режима течения (числа Рейнольдса Re)], входных условий и т. п. Кроме того, для этих переходных участков существенное значение имеет отношение сторон прямоугольного сечения b_1/a_1, форма образующих стенок перехода и закон изменения по длине площадей поперечного сечения.

112. Коэффициент сопротивления рассматриваемых переходных участков можно определить по интерполяционной формуле А. В. Тананаева [5-84]:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_a+A\exp\left(-k_2\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_a}\right),\qquad(5\text{-}18)$$

где числовые коэффициенты A и k_2 зависят от закона изменения величин и формы пло-

*[1] В ответственных случаях уточнение и окончательный выбор оптимальных форм и размеров следует проводить на основе экспериментальных исследований.

шалей по длине перехода и отношения b_1/a_1; $\zeta_д$ — коэффициент сопротивления в автомодельном режиме течения ($Re \geqslant Re_a \approx 5 \cdot 10^5$); w_0 — средняя скорость потока в круглом сечении перехода; $A = A_д \approx 0{,}5$ и $k_2 = k_д = 5{,}0$ — для диффузорного перехода; $A = A_к \approx 0{,}3$ и $k_2 = k_к \approx 5{,}0$ — для конфузорного перехода.

Первый член правой части выражения (5-18)

$$\zeta_э = (c_0 + c_1 b_1/a_1) n_0^2,$$

где c_1 зависит от длины и формы перехода. Для переходных участков с линейным законом изменения площадей значения c_1 см. график 6 диаграммы 5-27.

Коэффициент c_0 — сопротивление участка трубы постоянного сечения, длина которого равна длине переходного участка:

$$c_0 = \lambda l / D_г,$$

где $D_г$ — среднее значение (по длине перехода) гидравлического диаметра. При длине переходов $l/D_0 \approx 3{,}5$ ориентировочно можно принять: $c_0 \approx 0{,}06$, $c_{1д} \approx 0{,}01$ — для диффузорного перехода и $c_{1к} \approx 0{,}002$ — для конфузорного перехода. Величина $n_0 = F_0/F_1$, где F_0 — площадь круглого сечения перехода; $F_1 = a_1 b_1$ — площадь прямоугольного сечения.

113. Коэффициенты сопротивления переходных участков, у которых прямоугольное сечение с небольшим отношением сторон ($a_1/b_1 \leqslant 2{,}0$) переходит в круглое или наоборот (см. схему диаграммы 5-28), могут быть определены по данным для диффузоров прямоугольного сечения с эквивалентными углами расширения. Эквивалентный угол $\alpha_э$ находится из выражений:

для перехода с круга на прямоугольник

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha_э}{2} = \frac{2\sqrt{a_1 b_1/\pi} - D_0}{2 l_д};$$

для перехода с прямоугольника на круг

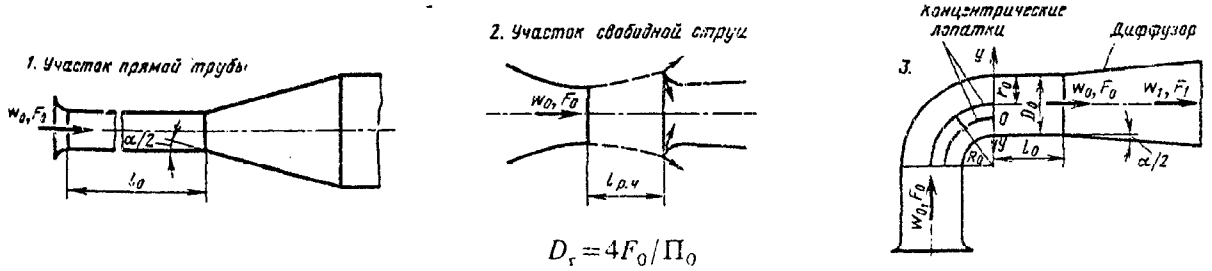
$$\operatorname{tg}\frac{\alpha_э}{2} = \frac{D_1 - 2\sqrt{a_0 b_0/\pi}}{2 l_д}.$$

5-1. Оптимальные характеристики диффузоров

l_0/D_0	$\eta_{1\,max}$	$\zeta_д$	$(n_д)_{опт}$	$(l_д/D_0)_{опт}$
Конические диффузоры ($\alpha = 14 \div 10°$)				
0	0,84—0,91	0,13—0,08	6—10	5,8—12,3
2	0,69—0,82	0,29—0,17	6—10	5,8—12,3
5	0,64—0,77	0,30—0,20	4—6	4,1—8,2
10	0,58—0,71	0,17—0,27	2—6	1,7—8,2
20	0,57—0,70	0,19—0,27	2—6	1,7—8,2
Прямоугольные диффузоры (квадратного сечения при $\alpha = 10 \div 6°$)				
0	0,74—0,84	0,18—0,13	6	8,2—13,5
10	0,66—0,76	0,28—0,18	4	5,7—9,4
Плоские диффузоры ($\alpha = 14 \div 10°$)				
0	0,78—0,80	0,16—0,14	4	12,2—17,0
10	0,71—0,75	0,23—0,17	4—2	12,0—5,7

5-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Диффузоры. Определение условий входа ($k_д$) [5-51—5-55, 5-127]	**Диаграмма 5-1**



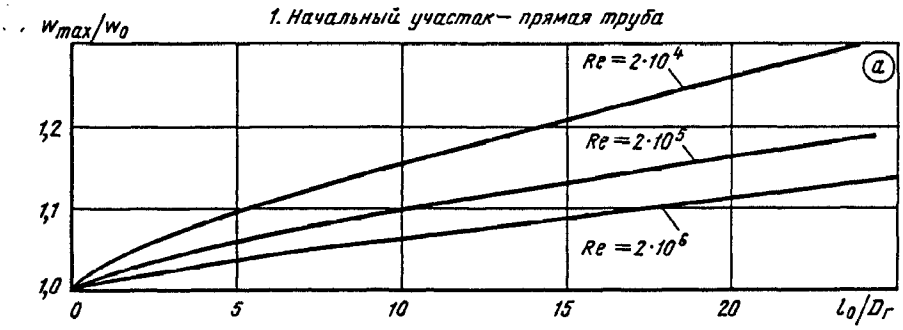
$D_г = 4F_0/\Pi_0$

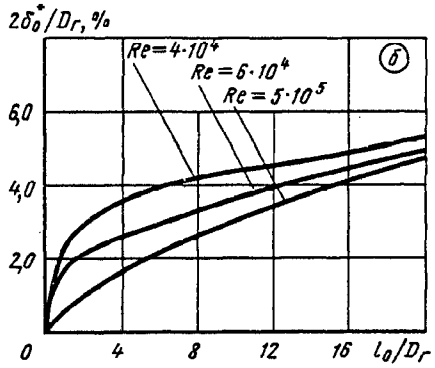
Диффузоры. Определение условий входа ($k_д$) [5-51—5-55, 5-127]	**Диаграмма 5-1**

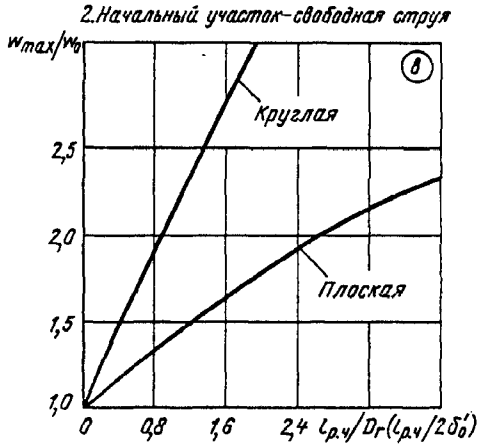
1. При известном w_{max}/w_0 или $2\delta_0^*/D_г$ в симметричном поле скоростей перед диффузором (схема 1) относительная длина $\frac{l_0}{D_г}$ определяется по кривым $w_{max}/w_0=f_1(l_0/D_г)$ (график *а*) или соответственно по кривым $2\delta_0^*/D_г=f_2(l_0/D_г)$ (график *б*); затем по этим значениям $\frac{l_0}{D_г}$ на соответствующих диаграммах находится $k_д$.

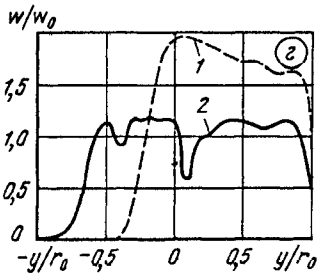
2. Для свободной струи (рабочая часть аэродинамической трубы — схема 2) по известной длине $l_{р.ч}/D_г$ определяется $w_{max}/w_0=f_3(l_{р.ч}/D_г)$ (график *в*), затем по графику *а* находится $l_0/D_г$ и, наконец, по соответствующим диаграммам определяется $k_д=f(l_0/D_г)$.

3. При установке диффузоров (любой формы) с $\alpha=6\div14°$ за отводом (схема 3) или за другими фасонными частями со сходными профилями скоростей перед диффузором (график *г*) $k_д=f(w/w_0, R_0/D_г, l_0/D_г, z)$ берется по таблице (см. ниже).

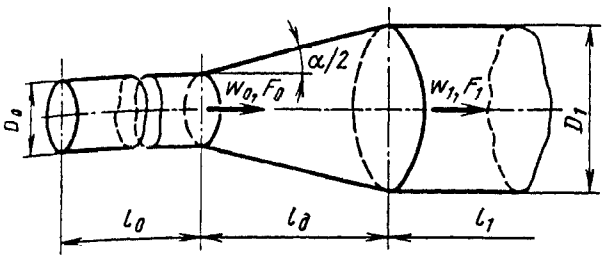








Форма профилей скоростей (график *г*)	Параметры отвода (схема 3)			$k_д$
	$R_0/D_г$	$l_0/D_г$	Число концентрических лопаток	
1	0,8—1,0	0	0	6,8
2	0,8—1,0	0	2	2,1
—	0,8—1,0	0	3	1,9
—	2,0	0	0	2,6
—	2,0	1,0	0	1,0
—	⩾3,0	0	0	1,0



$n_{п1}=F_1/F_0$; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu$

1. Равномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0=1.0$ или $l_0/D_0\approx0$)*1: $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_д=f(\alpha, n_{п1}, \mathrm{Re})$ см. таблицу и график *а*; аппроксимационные формулы см. пп. 38, 39, параграф 5.1.

Расчет доотрывных диффузоров см. п. 31, параграф 5.1.

2. Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\dfrac{w_{max}}{w_0}>1{,}0,\ \dfrac{2\delta_0^*}{D_0}>0 \text{ или } l_0/D_г>0\right)$: $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_д\zeta_д$; для диффузоров за прямым участком $k_д=f\left(\alpha, \dfrac{2\delta_0^*}{D_0}, l_0/D_0, n_{п1}, \mathrm{Re}\right)$ см. таблицы и графики *б* и *в*; для диффузоров за свободной струей (рабочая часть аэродинамической трубы) $k_д=f(\alpha, w_{max}/w_0, n_{п1}, \mathrm{Re})$ см. таблицы и графики *б* и *в*, где $w_{max}/w_0=f_1(l_0/D_0)$ или $2\delta_0^*/D_0=f_2(l_0/D_0)$ см. диаграмму 5-1; для диффузоров с $\alpha=6\div14°$ за фасонной частью $k_д=f(w/w_0)$ см. таблицу диаграммы 5-1.

*1 Здесь и далее $l_0/D_0=0$ означает, что диффузор установлен непосредственно за плавным коллектором.

Значения $\zeta_д$ при $l_0/D_0=0$

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
				$n_{п1}=2$			
0,5	0,148	0,135	0,121	0,112	0,107	0,109	0,120
1,0	0,120	0,106	0,090	0,083	0,080	0,088	0,102
2	0,093	0,082	0,070	0,068	0,062	0,062	0,063
≥4	0,079	0,068	0,056	0,048	0,048	0,048	0,051

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
				$n_{п1}=2$				
0,5	0,141	0,191	0,315	0,331	0,326	0,315	0,308	0,298
1,0	0,122	0,196	0,298	0,297	0,286	0,283	0,279	0,276
2	0,073	0,120	0,229	0,279	0,268	0,268	0,265	0,263
≥4	0,051	0,068	0,120	0,271	0,272	0,272	0,268	0,268

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
				$n_{п1}=4$			
0,5	0,197	0,180	0,165	0,151	0,157	0,174	0,197
1,0	0,154	0,141	0,126	0,119	0,120	0,131	0,155
2	0,120	0,112	0,101	0,096	0,096	0,107	0,120
4	0,101	0,091	0,085	0,079	0,082	0,090	0,107
≥6	0,101	0,091	0,085	0,089	0,080	0,107	0,135

Диффузор круглого сечения в сети ($l_1/D_1 > 0$) **при** $\alpha = 3 \div 180°$ [5-51—5-55] | **Диаграмма 5-2**

$Re \cdot 10^{-5}$	$\alpha°$							
	16	20	30	45	60	90	120	180
				$n_{п1} = 4$				
0,5	0,225	0,298	0,461	0,606	0,680	0,643	0,630	0,615
1,0	0,183	0,262	0,479	0,680	0,628	0,600	0,593	0,585
2	0,146	0,180	0,360	0,548	0,586	0,585	0,580	0,567
4	0,124	0,172	0,292	0,462	0,562	0,582	0,577	0,567
$\geqslant 6$	0,169	0,240	0,382	0,506	0,560	0,582	0,577	0,567

$Re \cdot 10^{-5}$	$\alpha°$						
	3	4	6	8	10	12	14
				$n_{п1} = 6$			
0,5	0,182	0,170	0,168	0,168	0,179	0,200	0,240
1,0	0,153	0,144	0,131	0,126	0,132	0,159	0,193
2	0,129	0,118	0,109	0,101	0,101	0,118	0,151
4	0,106	0,095	0,090	0,084	0,087	0,104	0,151
$\geqslant 6$	0,092	0,090	0,080	0,079	0,080	0,098	0,137

$Re \cdot 10^{-5}$	$\alpha°$							
	16	20	30	45	60	90	120	180
				$n_{п1} = 6$				
0,5	0,268	0,330	0,482	0,655	0,766	0,742	0,730	0,722
1,0	0,218	0,286	0,488	0,680	0,755	0,731	0,720	0,707
2	0,185	0,280	0,440	0,895	0,700	0,710	0,708	0,690
4	0,160	0,224	0,360	0,588	0,660	0,696	0,695	0,680
$\geqslant 6$	0,160	0,286	0,456	0,600	0,690	0,707	0,700	0,695

$Re \cdot 10^{-5}$	$\alpha°$						
	3	4	6	8	10	12	14
				$n_{п1} = 10$			
0,5	0,195	0,181	0,184	0,190	0,200	0,227	0,256
1,0	0,160	0,156	0,155	0,156	0,162	0,184	0,212
2	0,123	0,120	0,120	0,123	0,134	0,151	0,167
4	0,100	0,097	0,097	0,100	0,106	0,128	0,160
$\geqslant 6$	0,085	0,084	0,084	0,085	0,086	0,114	0,160

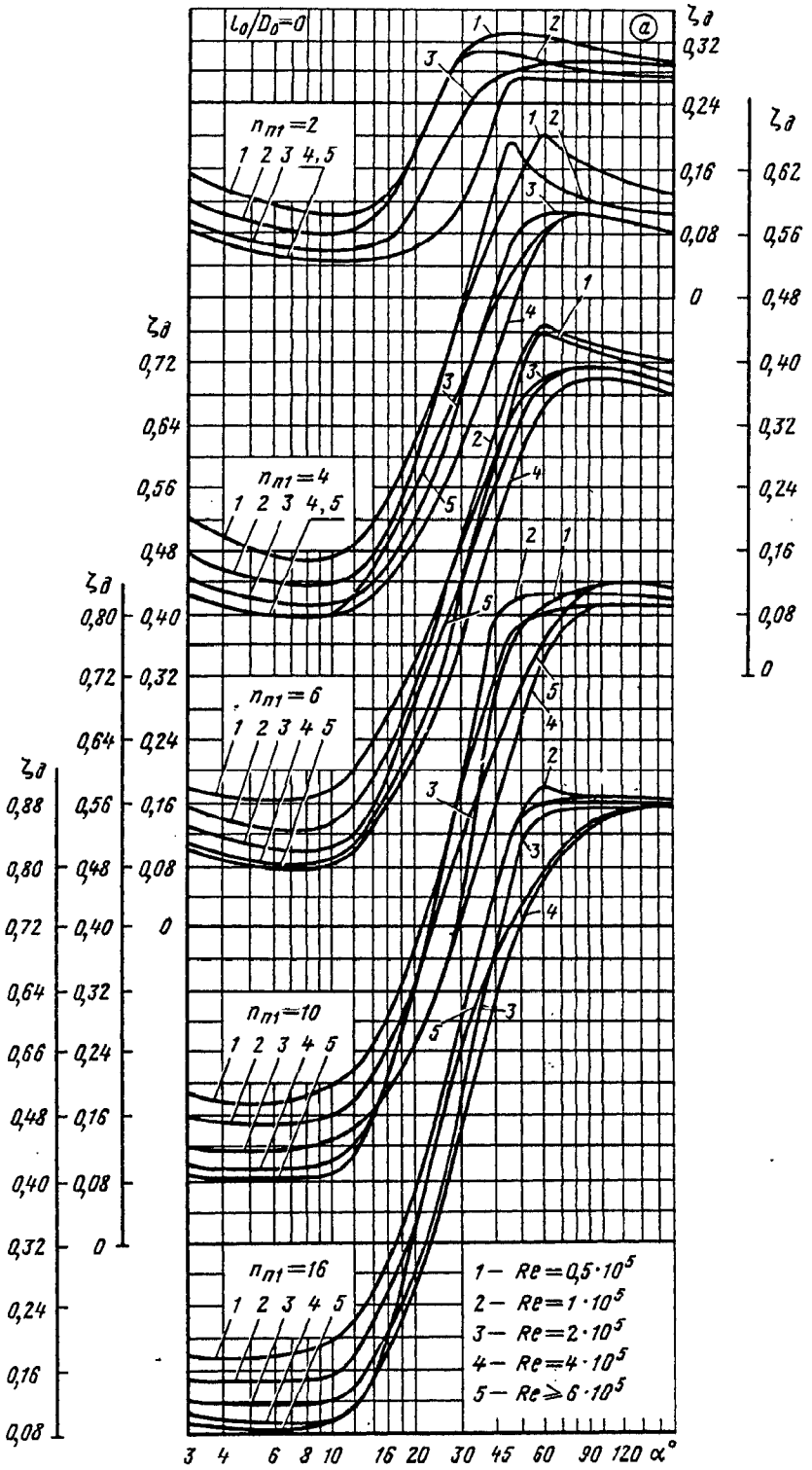
Диффузор круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) при $\alpha=3\div180^\circ$ [5-51—5-55] | **Диаграмма 5-2**

$Re\cdot10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
	$n_{н1}=10$							
0,5	0,290	0,380	0,585	0,760	0,800	0,834	0,840	0,827
1,0	0,240	0,332	0,572	0,812	0,800	0,820	0,820	0,815
2	0,195	0,240	0,426	0,760	0,800	0,806	0,807	0,808
4	0,195	0,254	0,407	0,605	0,735	0,804	0,805	0,809
$\geqslant6$	0,212	0,332	0,520	0,600	0,760	0,825	0,840	0,825

$Re\cdot10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
	$n_{н1}\geqslant16$						
0,5	0,179	0,174	0,176	0,185	0,196	0,224	0,270
1,0	0,148	0,146	0,147	0,147	0,151	0,179	0,233
2	0,118	0,120	0,120	0,120	0,120	0,140	0,176
4	0,102	0,098	0,095	0,094	0,095	0,118	0,160
$\geqslant6$	0,094	0,085	0,084	0,085	0,094	0,118	0,160

$Re\cdot10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
	$n_{н1}\geqslant16$							
0,5	0,306	0,378	0,600	0,840	0,880	0,880	0,880	0,880
1,0	0,275	0,340	0,600	0,840	0,905	0,877	0,876	0,876
2	0,208	0,280	0,520	0,760	0,868	0,868	0,868	0,868
4	0,191	0,264	0,480	0,700	0,778	0,847	0,868	0,869
$\geqslant6$	0,212	0,342	0,560	0,720	0,790	0,853	0,874	0,886

Диффузор круглого сечения в сети $(l_1/D_1>0)$ **при** $\alpha=3\div180^\circ$ [5-51—5-55] | **Диаграмма 5-2**



Диффузор круглого сечения в сети ($l_1/D_1 > 0$) **при** $\alpha = 3 \div 180$ [5-51—5-55] | **Диаграмма 5-2**

Значения $k_д$ при $n_{п1} = 2$

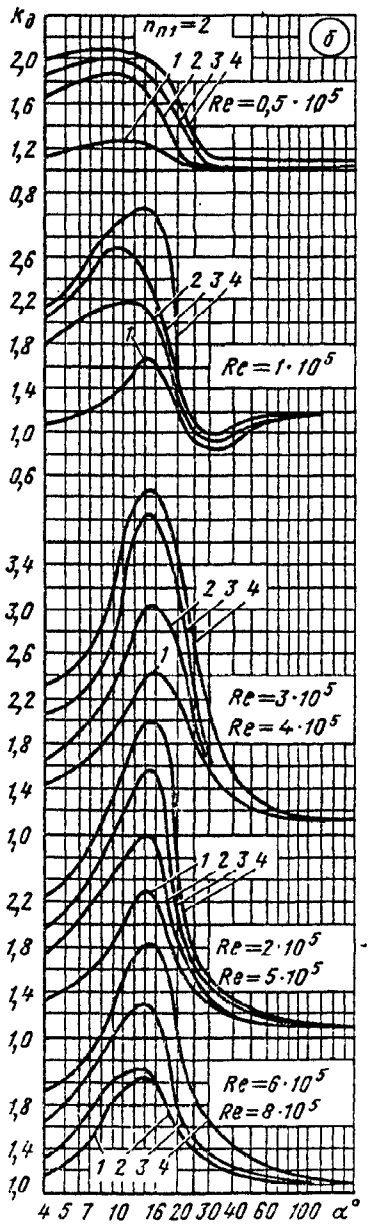
l_0/D_0	α°												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	>90
	Re = 0,5 · 10⁵												
2	1,00	1,10	1,20	1,25	1,26	1,26	1,23	1,16	1,05	1,00	1,01	1,01	1,01
5	1,45	1,62	1,75	1,83	1,86	1,80	1,70	1,53	1,10	1,02	1,02	1,02	1,02
10	1,88	1,96	2,05	2,07	2,07	2,05	2,00	1,93	1,60	1,13	1,11	1,10	1,10
⩾20	1,68	1,83	1,96	2,00	1,99	1,93	1,85	1,74	1,45	1,03	1,01	1,01	1,01
	Re = 1 · 10⁵												
2	1,00	1,10	1,20	1,27	1,43	1,60	1,67	1,60	1,10	0,85	0,96	1,11	1,13
5	1,63	1,83	2,00	2,11	2,20	2,19	2,11	1,88	1,20	1,00	1,13	1,15	1,15
10	1,93	2,13	2,41	2,75	2,93	3,00	3,05	2,99	1,40	1,00	1,13	1,15	1,15
⩾20	1,86	2,07	2,31	2,60	2,68	2,60	2,45	2,13	1,45	1,00	1,13	1,13	1,15
	Re = 3 · 10⁵ и Re = 4 · 10⁵												
2	1,31	1,45	1,60	1,80	2,05	2,33	2,40	2,40	2,20	1,56	1,20	1,15	1,13
5	1,53	1,70	1,90	2,14	2,54	2,90	3,02	3,00	2,60	1,56	1,20	1,15	1,13
10	2,20	2,33	2,55	3,00	3,80	4,00	4,07	4,00	3,30	2,00	1,33	1,20	1,25
⩾20	1,91	2,07	2,25	2,46	3,20	3,70	3,83	3,73	3,03	1,56	1,20	1,15	1,13
	Re = 2 · 10⁵ и Re = 5 · 10⁵												
2	1,18	1,33	1,50	1,67	1,95	2,20	2,31	2,13	1,60	1,27	1,14	1,13	1,11
5	1,15	1,75	2,05	2,30	2,60	2,70	2,80	2,58	1,85	1,33	1,15	1,14	1,11
10	2,06	2,25	2,54	2,91	3,40	3,70	3,82	3,73	2,27	1,50	1,26	1,20	1,12
⩾20	1,75	1,93	2,28	2,60	3,00	3,22	3,36	3,20	2,10	1,43	1,20	1,16	1,11
	Re > 6 · 10⁵												
2	1,00	1,14	1,33	1,65	1,90	2,00	2,06	1,90	1,53	1,26	1,10	1,07	1,10
5	1,15	1,33	1,60	1,90	2,06	2,10	2,10	1,92	2,20	1,62	1,30	1,23	1,10
10	1,73	1,90	2,15	2,45	2,93	3,13	3,25	3,15	2,20	1,62	1,30	1,23	1,10
⩾20	1,46	1,65	1,95	2,86	2,54	2,65	2,70	2,60	1,70	1,33	1,13	1,12	1,10

Значения $k_д$ при $4 \leqslant n_{п1} \leqslant 16$

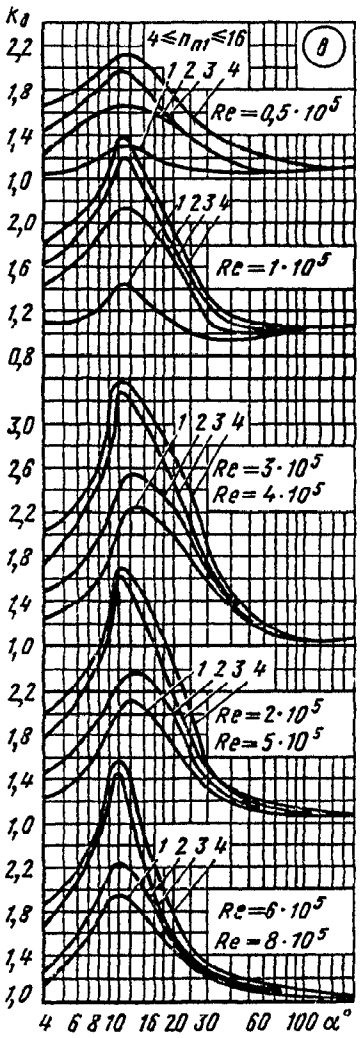
l_0/D_0	α°												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	⩾90
	Re = 0,5 · 10⁵												
2	1,00	1,04	1,07	1,20	1,38	1,28	1,05	1,14	1,07	1,05	1,05	1,06	1,05
5	1,00	1,25	1,47	1,60	1,66	1,65	1,60	1,58	1,43	1,23	1,08	1,06	1,05
10	1,50	1,65	1,85	1,90	2,10	2,10	2,05	1,93	1,70	1,38	1,26	1,20	1,05
⩾20	1,30	1,43	1,65	1,85	1,98	1,74	1,75	1,66	1,48	1,23	1,10	1,06	1,05
	Re = 1 · 10⁵												
2	1,05	1,10	1,14	1,26	1,47	1,40	1,28	1,18	1,06	0,95	0,95	0,95	1,02
5	1,30	1,46	1,68	1,93	2,15	2,15	2,05	1,90	1,60	1,07	1,00	1,00	1,02
10	1,67	1,83	2,08	2,28	2,60	2,50	2,43	2,20	1,83	1,30	1,10	1,03	1,02
⩾20	1,50	1,63	1,93	2,15	2,60	2,50	2,27	2,07	1,73	1,20	1,05	1,07	1,02
	Re = 3 · 10⁵ и Re = 4 · 10⁵												
2	1,07	1,25	1,40	1,60	2,14	2,25	2,20	2,12	1,90	1,53	1,25	1,10	1,05
5	1,30	1,47	1,67	2,00	2,45	2,53	2,47	2,40	2,20	1,60	1,26	1,15	1,06
10	1,90	2,05	2,30	2,70	3,38	3,30	3,13	3,00	2,65	1,80	1,30	1,15	1,06
⩾20	1,52	1,73	2,13	2,50	3,27	3,13	2,93	2,75	2,40	1,67	1,30	1,15	1,06

Диффузор круглого сечения в сети ($l_1/D_1 > 0$) **при** $\alpha = 3 \div 180°$ [5-51—5-55] | **Диаграмма 5-2**

l_0/D_0	$\alpha°$												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	≥90
$Re = 2 \cdot 10^5$ и $Re = 5 \cdot 10^5$													
2	1,00	1,20	1,40	1,63	2,05	2,13	2,07	1,95	1,68	1,32	1,15	1,13	1,07
5	1,30	1,47	1,69	2,00	2,27	2,35	2,37	2,27	1,95	1,40	1,19	1,13	1,07
10	1,80	2,00	2,25	2,60	3,30	3,20	3,00	2,80	2,40	1,53	1,26	1,20	1,07
≥20	1,54	1,73	2,12	2,43	3,20	3,00	2,75	2,50	2,10	1,50	1,23	1,15	1,07
$Re \geq 6 \cdot 10^5$													
2	1,00	1,13	1,42	1,73	1,98	1,93	1,83	1,70	1,50	1,23	1,13	1,10	1,07
5	1,05	1,23	1,60	1,95	2,25	2,20	2,08	1,90	1,55	1,25	1,15	1,10	1,07
10	1,60	1,82	2,15	2,55	3,20	3,02	2,53	2,20	1,83	1,33	1,22	1,18	1,07
≥20	1,35	1,63	2,10	2,43	3,05	2,70	2,23	1,98	1,60	1,30	1,20	1,15	1,07



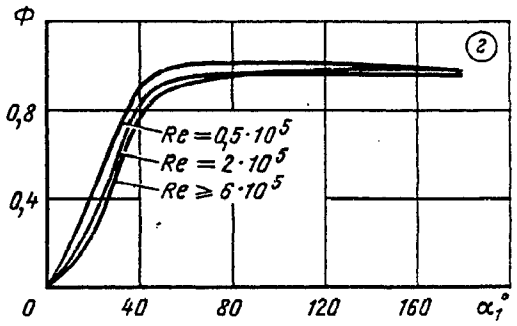
Номер кривой	l_0/D_0
1	2
2	5
3	10
4	20



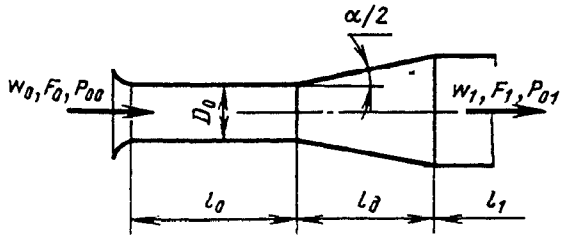
Диффузор круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) **при** $\alpha=3\div180^\circ$ [5-51—5-55]	**Диаграмма 5-2**

Значения Φ при различных числах Re

α°													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	180
$Re=0{,}5\cdot10^5$													
0	0,12	0,26	0,35	0,45	0,58	0,75	0,90	0,95	0,98	1,0	1,02	1,0	1,0
$Re=2\cdot10^5$													
0	0,08	0,15	0,24	0,32	0,43	0,60	0,82	0,88	0,93	0,95	0,95	0,97	0,99
$Re\geqslant6\cdot10^5$													
0	0,04	0,09	0,18	0,25	0,37	0,52	0,77	0,82	0,88	0,91	0,95	0,97	0,98



Диффузоры круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) **при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления)** [5-27]	**Диаграмма 5-3**



$$\bar{p}\equiv\frac{p_1^*}{p_0^*}=f(\lambda_0,\ \alpha,\ n_{n1},\ l_0/D_0)$$

определяется по графикам *а—д*;

$$\zeta_{зд}\equiv\frac{\Delta p}{\rho_0 w_0^2/2}=\frac{k+1}{k}\cdot\frac{1}{\lambda_0^2}\ln\frac{1}{\bar{p}_0};$$

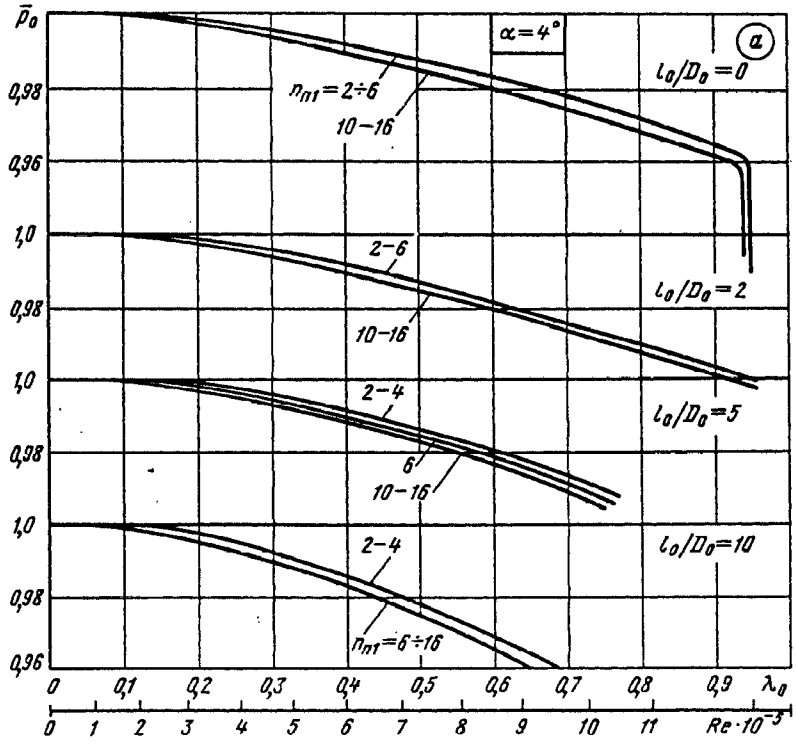
$k=c_p/c_v$ см. табл. 1-4;

$$\lambda_0\equiv\frac{w_0}{a_{кр}};\quad a_{кр}=\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_0^*}$$

Диффузоры круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]	**Диаграмма** 5-3

Значения $\bar{p}_0$ при $\alpha=4°$ (график *а*)

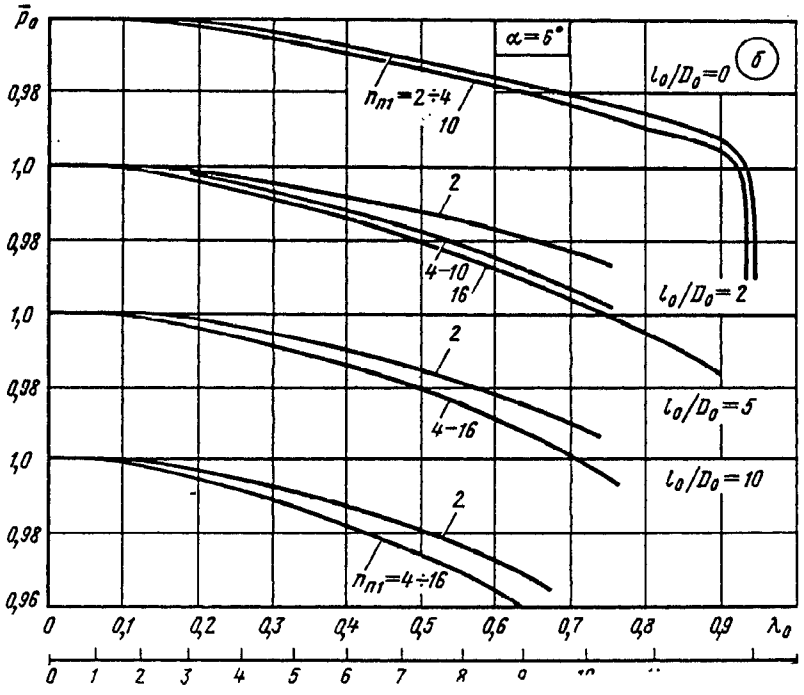
$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	11,9	12,0
	$l_0/D_0=0$										
2—6	0,999	0,998	0,995	0,991	0,987	0,983	0,975	0,971	0,964	0,961	0,930
10—16	0,999	0,997	0,994	0,990	0,985	0,980	0,973	0,968	0,961	0,958	0,920
	$l_0/D_0=2$										
2—6	0,999	0,998	0,995	0,991	0,986	0,981	0,975	0,969	0,962	0,960	—
10—16	0,999	0,997	0,993	0,989	0,984	0,978	0,973	0,967	0,961	0,958	—
	$l_0/D_0=5$										
2	0,999	0,998	0,995	0,991	0,986	0,980	0,974	0,965	—	—	—
4—6	0,999	0,997	0,994	0,990	0,985	0,978	0,971	0,930	—	—	—
10—16	0,998	0,996	0,993	0,988	0,983	0,977	0,970	0,960	—	—	—
	$l_0/D_0\geqslant 10$										
2—4	0,999	0,997	0,992	0,985	0,978	0,969	0,959	—	—	—	—
6—16	0,999	0,995	0,990	0,983	0,975	0,966	0,955				



Диффузоры круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]	**Диаграмма** 5-3

Значения $\bar{p}_0$ при $\alpha=6°$ (график *б*)

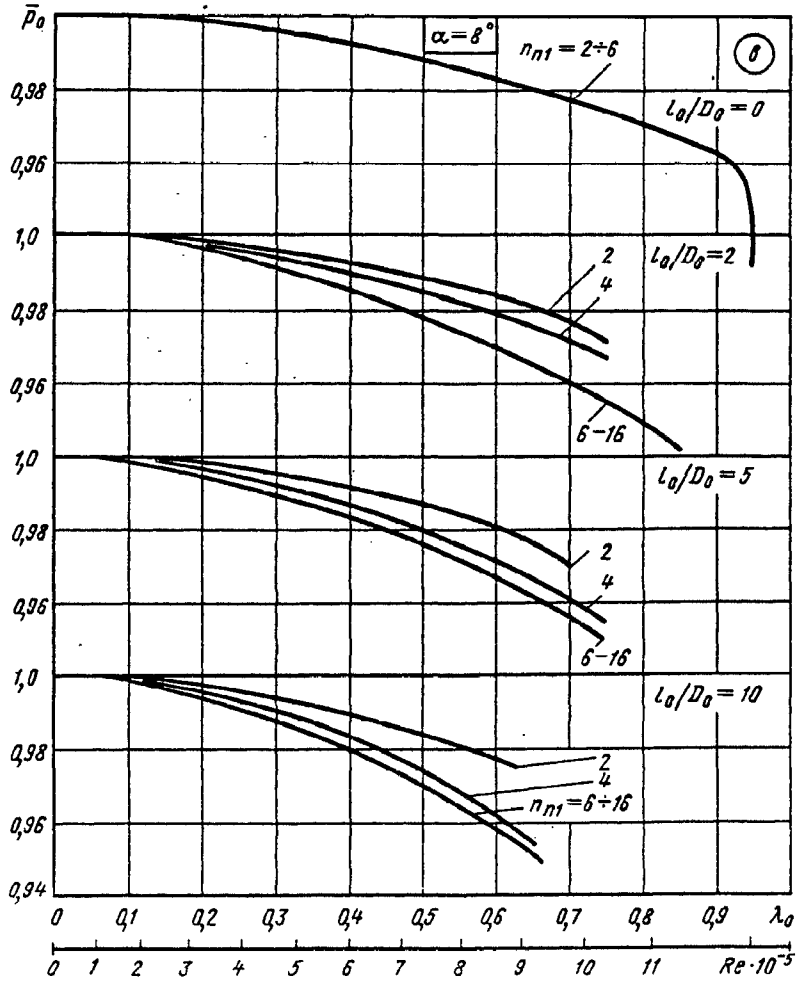
$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	11,9	12,0
	$l_0/D_0=0$										
2—4	0,999	0,998	0,996	0,993	0,989	0,984	0,980	0,975	0,970	0,960	0,930
6—16	0,999	0,998	0,995	0,991	0,987	0,983	0,977	0,973	0,966	0,958	0,930
	$l_0/D_0=2$										
2	0,999	0,998	0,995	0,992	0,988	0,983	0,975	0,965	—	—	—
4	0,999	0,997	0,993	0,989	0,984	0,977	0,970	0,960	—	—	—
10—16	0,999	0,996	0,992	0,987	0,982	0,975	0,967	0,958	0,946	—	—
	$l_0/D_0=5$										
2	0,999	0,998	0,995	0,990	0,985	0,977	0,968	0,958	—	—	—
4	0,999	0,996	0,992	0,987	0,981	0,975	0,966	0,955	—	—	—
10—16	0,999	0,995	0,991	0,986	0,980	0,972	0,962	0,950	—	—	—
	$l_0/D_0\geqslant 10$										
2	0,999	0,995	0,993	0,987	0,980	0,970	0,958	—	—	—	—
4	0,999	0,996	0,991	0,985	0,977	0,967	0,956	—	—	—	—
10—16	0,998	0,995	0,989	0,982	0,974	0,964	0,952	—	—	—	—



Диффузоры круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]	**Диаграмма 5-3**

Значения $\bar{p}_0$ при $\alpha=8°$ (график *в*)

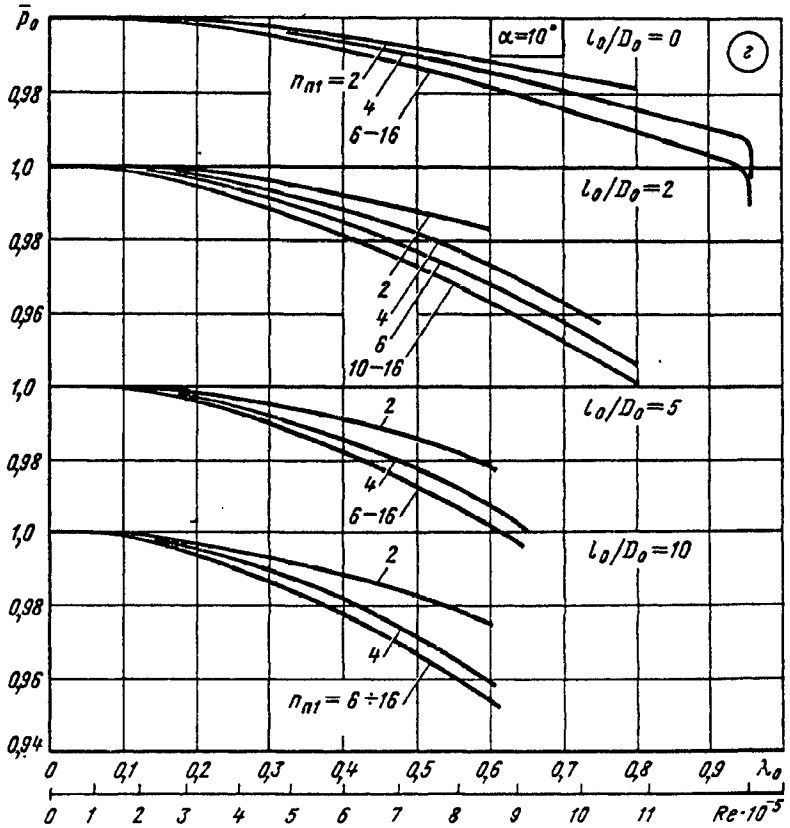
$n_{п1}$	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0
	$l_0/D_0=0$									
2—16	0,999	0,998	0,995	0,992	0,987	0,982	0,976	0,970	0,962	0,930
	$l_0/D_0=2$									
2	0,999	0,997	0,995	0,992	0,987	0,982	0,975	—	—	—
4	0,999	0,997	0,993	0,989	0,984	0,978	0,971	—	—	—
6—16	0,999	0,996	0,992	0,985	0,979	0,970	0,960	0,950	0,948	—
	$l_0/D_0=5$									
2	0,999	0,997	0,995	0,991	0,987	0,980	0,970	—	—	—
4	0,999	0,996	0,992	0,986	0,979	0,971	0,961	0,948	—	—
6—16	0,999	0,995	0,989	0,983	0,975	0,966	0,955	0,942	—	—
	$l_0/D_0\geqslant 10$									
2	0,999	0,996	0,993	0,989	0,984	0,972	—	—	—	—
4	0,999	0,995	0,990	0,984	0,974	0,962	—	—	—	—
6—16	0,999	0,993	0,987	0,980	0,970	0,959	—	—	—	—



Диффузоры круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]	**Диаграмма** 5-3

Значения $\bar{p}_0$ при $\alpha=10°$ (график *г*)

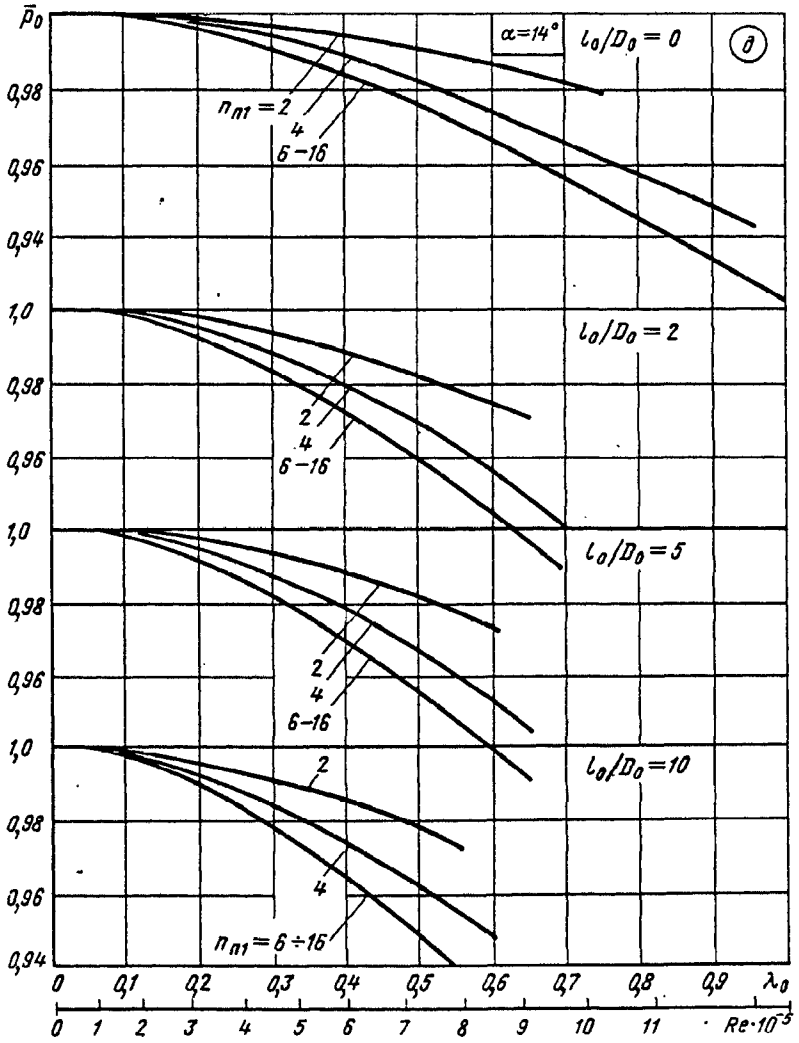
$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,96
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0	12,2
	$l_0/D_0=0$										
2	0,999	0,998	0,997	0,995	0,991	0,987	0,984	0,981	—	—	—
4	0,999	0,998	0,997	0,994	0,990	0,985	0,980	0,975	0,971	0,960	0,950
6—16	0,999	0,998	0,996	0,992	0,987	0,982	0,975	0,970	0,963	0,959	0,940
	$l_0/D_0=2$										
2	0,999	0,998	0,995	0,991	0,986	0,978	0,968	—	—	—	—
4	0,999	0,997	0,993	0,988	0,981	0,972	0,963	0,950	—	—	—
6	0,999	0,996	0,991	0,984	0,977	0,968	0,958	0,947	—	—	—
10—16	0,999	0,995	0,989	0,981	0,972	0,963	0,953	0,940	—	—	—
	$l_0/D_0=5$										
2	0,999	0,998	0,995	0,990	0,985	0,978	—	—	—	—	—
4	0,999	0,996	0,992	0,985	0,978	0,967	0,955	—	—	—	—
6—16	0,999	0,996	0,989	0,981	0,973	0,962	0,950	—	—	—	—
	$l_0/D_0\geqslant 10$										
2	0,999	0,996	0,992	0,988	0,982	0,975	—	—	—	—	—
4—6	0,998	0,995	0,989	0,982	0,971	0,959	—	—	—	—	—
10—16	0,998	0,993	0,985	0,976	0,965	0,954	—	—	—	—	—



Диффузоры круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]	**Диаграмма** 5-3

Значения $\bar{p}_0$ при $\alpha=14°$ (график *д*)

$n_{п1}$	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0
	$l_0/D_0=0$									
2	0,999	0,998	0,996	0,993	0,990	0,986	0,982	0,976	—	—
4	0,999	0,997	0,994	0,990	0,982	0,974	0,965	0,957	0,948	0,945
6—16	0,999	0,996	0,990	0,984	0,974	0,966	0,956	0,945	0,934	0,924



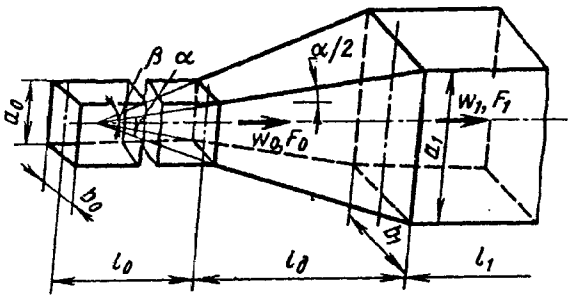
Продолжение

Диффузоры круглого сечения в сети ($l_1/D_1>0$) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]	**Диаграмма** 5-3

$n_{п1}$	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0
	$l_0/D_0=2$									
2	0,999	0,997	0,993	0,988	0,982	0,975	0,966	—	—	—
4	0,999	0,995	0,988	0,979	0,970	0,957	0,941	—	—	—
6—16	0,998	0,992	0,983	0,972	0,960	0,945	0,930	—	—	—
	$l_0/D_0=5$									
2	0,999	0,997	0,993	0,988	0,982	0,974	—	—	—	—
4	0,998	0,994	0,987	0,978	0,966	0,952	0,938	—	—	—
6—16	0,998	0,991	0,981	0,968	0,953	0,938	0,920	—	—	—
	$l_0/D_0\geqslant 10$									
2	0,999	0,995	0,991	0,985	0,978	0,969	—	—	—	—
4	0,998	0,992	0,984	0,974	0,961	0,948	—	—	—	—
6—16	0,997	0,990	0,972	0,963	0,933	0,922	—	—	—	—

Диффузор прямоугольного сечения в сети $(l_1/D_{1г}>0)$ при $\alpha=4\div180°$ [5-26]

Диаграмма 5-4



$D_г=4F_0/П_0$;

$n_{п1}=F_1/F_0$;

$Re=w_0D_г/\nu$

1. Равномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0\approx1{,}0$ или $l_0/D_г\approx0$):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_д=f(\alpha, n_{п1}, Re)$$ см. таблицу и график *а*;

Аппроксимационные формулы см. п. 40, параграф 5.1.

2. Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0>1{,}0$, $2\delta^*/D_г>1{,}0\%$ или $l_0/D_г\geqslant10$):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_д=f(\alpha, n_{п1}, Re)$$ см. таблицу и график *б*;

3. Для диффузоров с $\alpha=6\div14°$ за фасонной частью

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_д\zeta_д,$$

где $\zeta_д$ см. таблицу и график *а* диаграммы 5-4;
$k_д=f(w/w_0)$ см. таблицу диаграммы 5-1; $w_{max}/w_0=f(l_0/D_г)$ см. диаграмму 5-1; $\alpha\geqslant\beta$

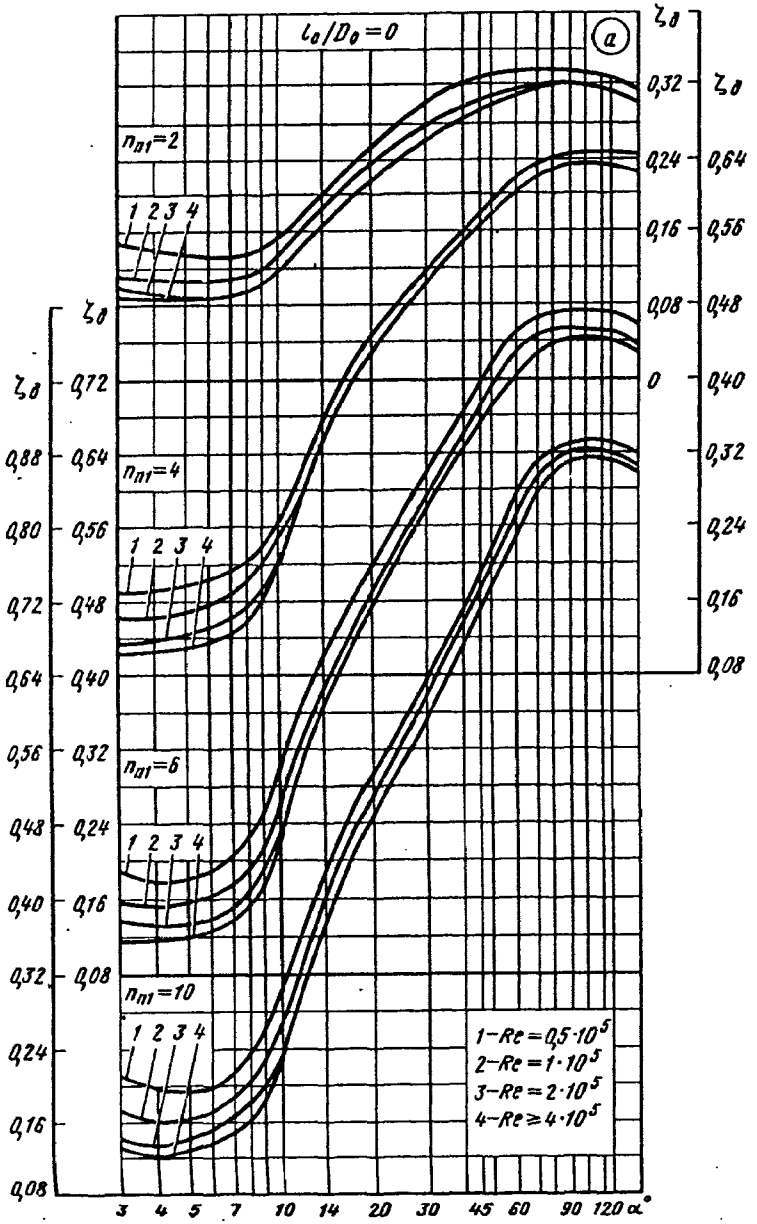
Значения $\zeta_д$ при $l_0/D_г=0$

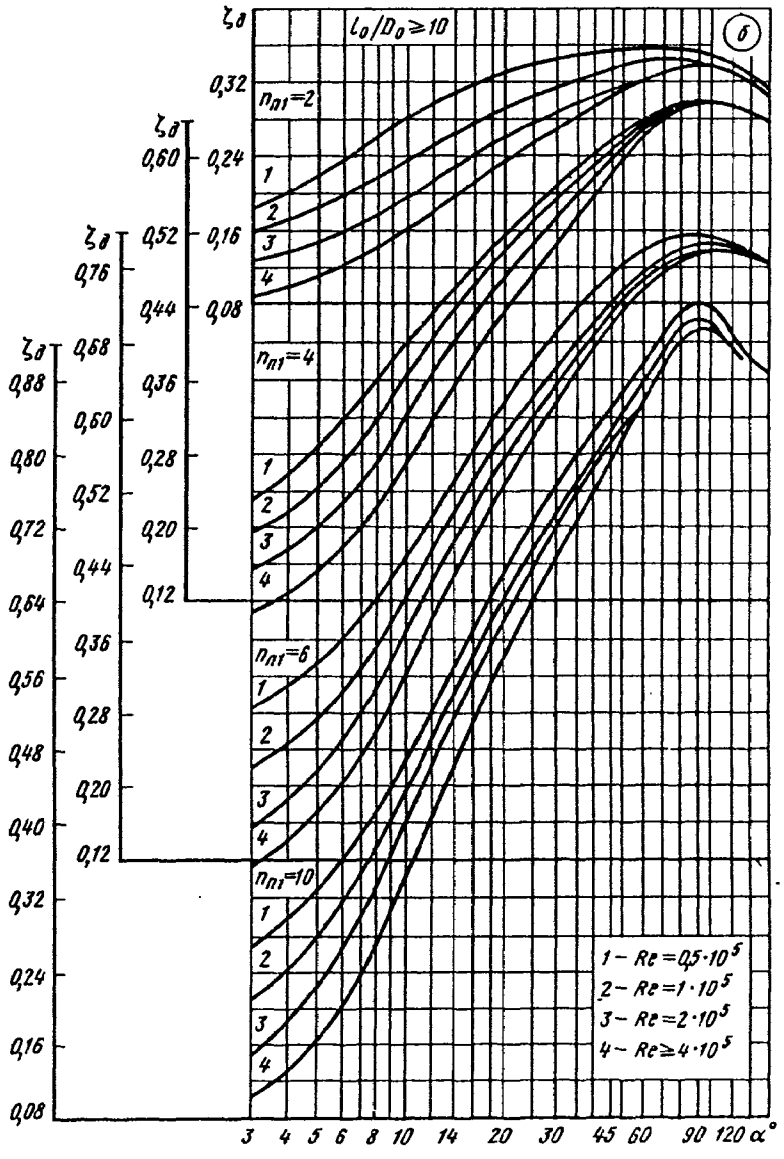
$Re\cdot10^{-5}$	$\alpha°$													
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
							$n_{п1}=2$							
0,5	0,140	0,136	0,135	0,152	0,175	0,200	0,235	0,250	0,300	0,325	0,326	0,325	0,320	0,300
1	0,110	0,110	0,105	0,130	0,160	0,185	0,200	0,230	0,270	0,300	0,315	0,310	0,310	0,300
2	0,005	0,090	0,095	0,116	0,150	0,175	0,180	0,216	0,250	0,285	0,310	0,315	0,325	0,300
$\geqslant4$	0,085	0,085	0,090	0,112	0,145	0,175	0,185	0,220	0,250	0,285	0,310	0,315	0,325	0,310
							$n_{п1}=4$							
0,5	0,170	0,185	0,200	0,245	0,300	0,335	0,380	0,450	0,520	0,580	0,620	0,640	0,640	0,640
1	0,145	0,155	0,180	0,225	0,280	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625
2	0,115	0,135	0,150	0,200	0,260	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625
$\geqslant4$	0,106	0,118	0,130	0,195	0,260	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625

						$n_{п1}=6$								
0,5	0,185	0,190	0,205	0,295	0,370	0,420	0,460	0,525	0,625	0,715	0,775	0,790	0,790	0,785
1	0,155	0,165	0,185	0,250	0,320	0,380	0,420	0,485	0,600	0,695	0,750	0,775	0,770	0,760
2	0,130	0,140	0,165	0,235	0,320	0,360	0,420	0,465	0,580	0,675	0,720	0,760	0,760	0,750
$\geqslant 4$	0,120	0,125	0,145	0,230	0,300	0,360	0,400	0,465	0,580	0,675	0,720	0,760	0,760	0,750
						$n_{п1}\geqslant 10$								
0,5	0,180	0,195	0,240	0,300	0,375	0,430	0,470	0,530	0,635	0,750	0,840	0,890	0,890	0,880
1	0,160	0,175	0,205	0,265	0,340	0,400	0,440	0,550	0,615	0,725	0,815	0,880	0,880	0,865
2	0,130	0,155	0,180	0,240	0,320	0,370	0,420	0,490	0,590	0,700	0,795	0,870	0,850	0,860
$\geqslant 4$	0,120	0,135	0,160	0,235	0,320	0,370	0,420	0,490	0,590	0,700	0,795	0,870	0,850	0,860

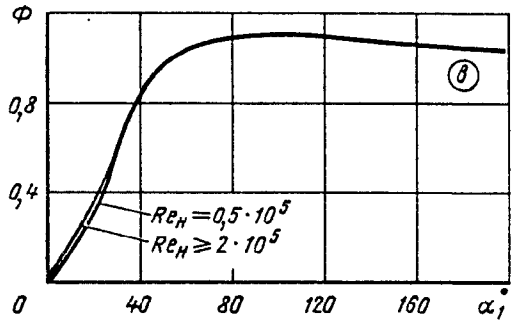
Зиачение $\zeta_д$ при $l_0/D_г\geqslant 10$

α°	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
							$n_{п1}=2$							
0,5	0,200	0,240	0,280	0,280	0,298	0,305	0,315	0,325	0,340	0,355	0,355	0,350	0,340	0,310
1	0,175	0,200	0,215	0,235	0,250	0,260	0,275	0,290	0,310	0,330	0,340	0,340	0,320	0,310
2	0,140	0,160	0,180	0,195	0,210	0,225	0,240	0,260	0,280	0,310	0,320	0,335	0,320	0,310
$\geqslant 4$	0,105	0,125	0,140	0,160	0,200	0,195	0,210	0,235	0,265	0,300	0,320	0,335	0,320	0,310
							$n_{п1}=4$							
0,5	0,260	0,320	0,360	0,400	0,430	0,455	0,480	0,510	0,565	0,610	0,635	0,655	0,650	0,640
1	0,220	0,270	0,320	0,365	0,400	0,435	0,460	0,495	0,550	0,600	0,630	0,650	0,650	0,640
2	0,180	0,230	0,275	0,320	0,365	0,400	0,430	0,470	0,530	0,590	0,620	0,650	0,650	0,640
$\geqslant 4$	0,130	0,180	0,220	0,270	0,320	0,350	0,380	0,430	0,500	0,580	0,620	0,650	0,650	0,640
							$n_{п1}=6$							
0,5	0,310	0,360	0,400	0,450	0,490	0,530	0,560	0,615	0,685	0,750	0,775	0,795	0,785	0,760
1	0,250	0,305	0,375	0,405	0,455	0,500	0,530	0,580	0,650	0,720	0,775	0,780	0,775	0,760
2	0,190	0,265	0,305	0,370	0,420	0,460	0,495	0,545	0,635	0,710	0,745	0,775	0,775	0,760
$\geqslant 4$	0,140	0,205	0,255	0,320	0,380	0,425	0,460	0,520	0,615	0,695	0,740	0,770	0,775	0,760
							$n_{п1}=10$							
0,5	0,300	0,360	0,415	0,470	0,520	0,570	0,600	0,670	0,760	0,850	0,900	0,960	0,920	0,880
1	0,240	0,315	0,370	0,455	0,490	0,540	0,580	0,640	0,730	0,830	0,880	0,940	0,910	0,880
2	0,185	0,265	0,325	0,400	0,460	0,515	0,550	0,610	0,715	0,810	0,860	0,930	0,910	0,880
$\geqslant 4$	0,130	0,200	0,270	0,345	0,400	0,460	0,500	0,570	0,680	0,790	0,855	0,930	0,910	0,880


а
$l_0/D_0 = 0$
$n_{п1}=2$
$n_{п1}=4$
$n_{п1}=6$
$n_{п1}=10$
1 2 3 4
$\zeta_в$
0,72 0,64 0,56 0,48 0,40 0,32 0,24 0,16 0,08
0,88 0,80 0,72 0,64 0,56 0,48 0,40 0,32 0,24 0,16 0,08
0,32 0,24 0,16 0,08 0
0,64 0,56 0,48 0,40 0,32 0,24 0,16 0,08
3 4 5 7 10 14 20 30 45 60 90 120 α°
1 – Re = 0,5·10^5
2 – Re = 1·10^5
3 – Re = 2·10^5
4 – Re ≥ 4·10^5


б
$l_0/D_0 \geq 10$
$n_{п1}=2$
$n_{п1}=4$
$n_{п1}=6$
$n_{п1}=10$
1 2 3 4
$\zeta_в$
0,32 0,24 0,16 0,08
0,60 0,52 0,44 0,36 0,28 0,20 0,12
0,76 0,68 0,60 0,52 0,44 0,36 0,28 0,20 0,12
0,88 0,80 0,72 0,64 0,56 0,48 0,40 0,32 0,24 0,16 0,08
3 4 5 6 8 10 14 20 30 45 60 90 120 α°
1 – Re = 0,5·10^5
2 – Re = 1·10^5
3 – Re = 2·10^5
4 – Re ≥ 4·10^5

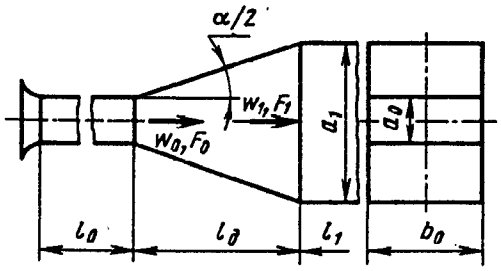
Диффузор прямоугольного сечения в сети $(l_1/D_{1r}>0)$ **при** $\alpha=4\div180°$ [5-26]	**Диаграмма 5-4**



Значения Φ при различных числах Re

α_1°													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	180
Re = 0,5 · 10^5													
0	0,10	0,20	0,28	0,36	0,48	0,60	0,84	0,89	0,97	1,04	1,10	1,09	1,06
Re = 2 · 10^5													
0	0,05	0,12	0,23	0,30	0,45	0,60	0,84	0,89	0,97	1,04	1,10	1,09	1,06

Диффузор в сети $(l_1/D_{1r}>0)$ **с расширением в одной плоскости** [5-26]	**Диаграмма 5-5**



1. Равномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0}\approx1{,}0 \text{ или } l_0/D_r\approx0\right)$:

$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_д=f(\alpha, n_{a1}, \mathrm{Re})$ см. таблицу и график *а*.

Аппроксимационные формулы см. п. 41, параграф 5-1.

Расчет доотрывных диффузоров см. п. 31, параграф 5-1.

2. Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $(w_{max}/w_0>1{,}0,\ 2\delta_0^*/D_r>1{,}0\%$ или $l_0D_r\geqslant10)$:

$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_д=f(\alpha, n_{a1}, \mathrm{Re})$ см. таблицу и график *б* диаграммы 5-5.

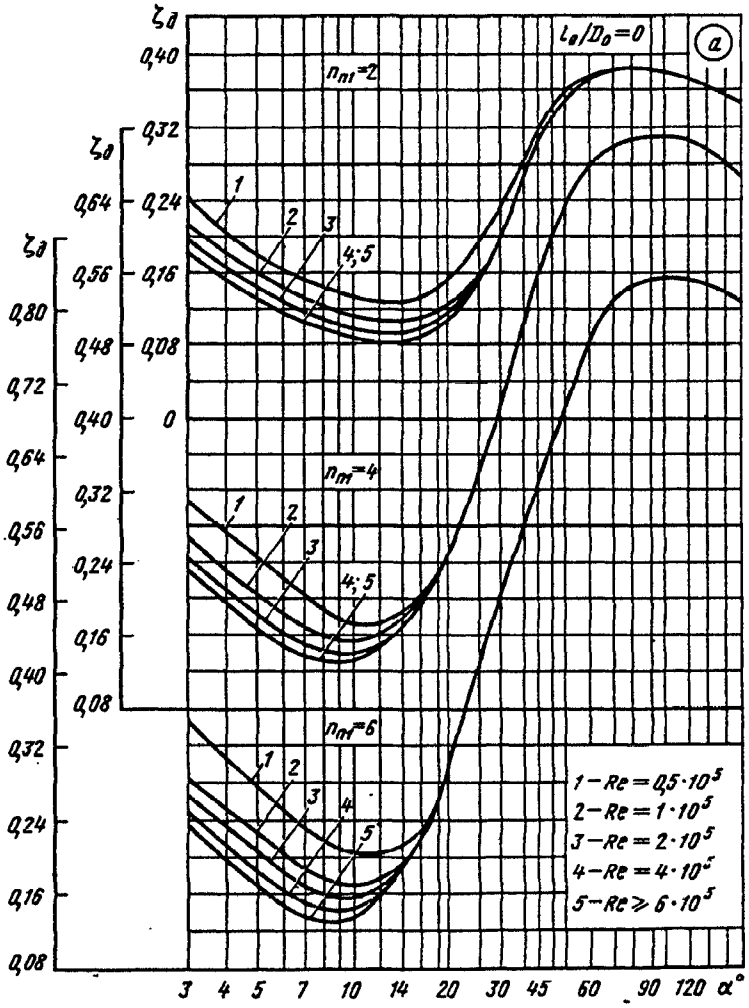
3. Для диффузоров с $\alpha=6\div20°$ за фасонной частью $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_д\zeta_д$, где $\zeta_д$ см. таблицу и график *а*;

$k_д=f\left(\frac{w}{w_0}\right)$ и $w_{max}/w_0=f(l_0/D_r)$ см. диаграмму 5-1

Диффузор в сети $(l_1/D_{1г}>0)$ **с расширением в одной плоскости** [5-26]	**Диаграмма 5-5**

Значения $\zeta_д$ **при** $l_0/D_г=0$

$Re\cdot10^{-5}$	α°											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
	$n_{п1}=2$											
0,5	0,200	0,165	0,142	0,135	0,125	0,154	0,235	0,350	0,370	0,380	0,370	0,350
1	0,180	0,145	0,125	0,115	0,105	0,120	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
2	0,163	0,125	0,110	0,100	0,093	0,115	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
⩾4	0,150	0,115	0,100	0,096	0,083	0,115	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350

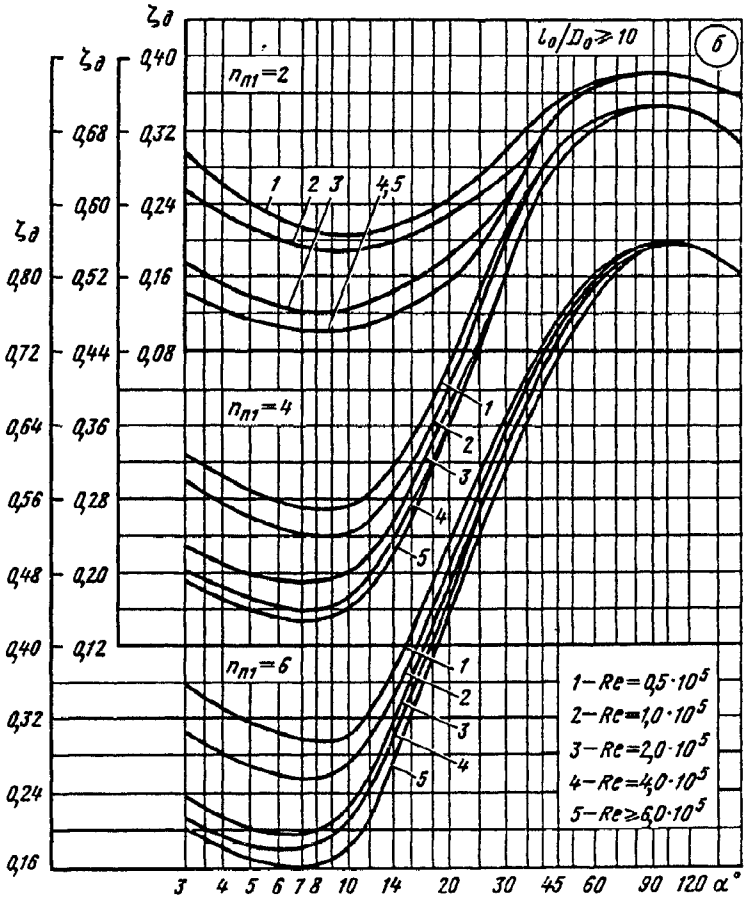


	$n_{п1}=4$											
0,5	0,275	0,225	0,185	0,170	0,182	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
1	0,230	0,182	0,160	0,153	0,180	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
2	0,210	0,162	0,142	0,140	0,162	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
⩾4	0,195	0,150	0,133	0,135	0,162	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660

Диффузор в сети $(l_1/D_{1г}>0)$ **с расширением в одной плоскости** [5-26]	**Диаграмма 5-5**

Значения $\zeta_д$ **при** $l_0/D_г \geqslant 10$

$Re \cdot 10^{-5}$	α°											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1}=6$												
0,5	0,310	0,250	0,215	0,205	0,210	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
1	0,250	0,205	0,175	0,170	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
2	0,235	0,190	0,160	0,158	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
4	0,215	0,165	0,143	0,143	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
$\geqslant 6$	0,200	0,150	0,130	0,130	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
$n_{п1}=2$												
0,5	0,260	0,225	0,210	0,210	0,220	0,240	0,300	0,360	0,370	0,380	0,370	0,350
1	0,225	0,200	0,190	0,190	0,200	0,220	0,270	0,344	0,370	0,380	0,370	0,350
2	0,150	0,130	0,125	0,125	0,150	0,185	0,245	0,340	0,370	0,380	0,370	0,350
4	0,125	0,110	0,100	0,105	0,120	0,155	0,205	0,340	0,370	0,380	0,370	0,350
$\geqslant 6$	0,125	0,110	0,100	0,105	0,120	0,155	0,205	0,340	0,370	0,380	0,370	0,350



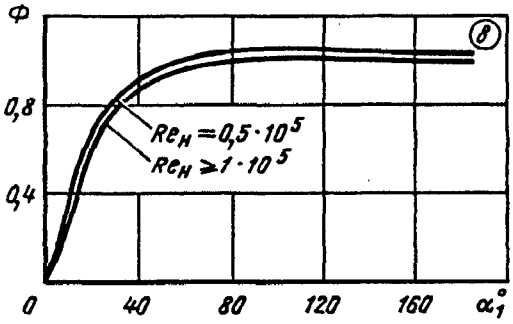
Диффузор в сети $(l_1/D_{1г}>0)$ **с расширением в одной плоскости** [5-26]

Диаграмма 5-5

					$n_{п1}=4$							
0,5	0,300	0,280	0,270	0,275	0,320	0,420	0,570	0,660	0,690	0,700	0,700	0,660
1	0,280	0,250	0,240	0,240	0,295	0,400	0,560	0,650	0,690	0,700	0,700	0,660
2	0,210	0,190	0,195	0,200	0,260	0,380	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
4	0,185	0,160	0,160	0,170	0,230	0,375	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
⩾6	0,170	0,155	0,150	0,160	0,210	0,360	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
					$n_{п1}=6$							
0,5	0,335	0,310	0,300	0,305	0,360	0,500	0,650	0,760	0,810	0,830	0,830	0,800
1	0,280	0,260	0,255	0,270	0,350	0,490	0,640	0,750	0,800	0,830	0,830	0,800
2	0,215	0,200	0,205	0,220	0,320	0,475	0,610	0,730	0,790	0,830	0,830	0,800
4	0,190	0,180	0,185	0,210	0,300	0,460	0,610	0,730	0,790	0,830	0,830	0,800
⩾6	0,180	0,165	0,165	0,180	0,280	0,440	0,590	0,710	0,780	0,830	0,830	0,800

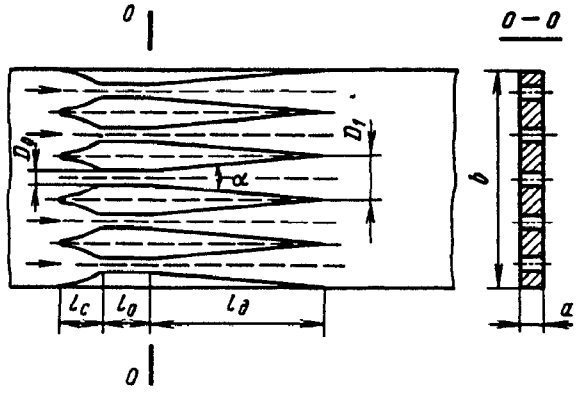
Значения Ф при различных числах Re

α_1°													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	160
						$\mathbf{Re=0{,}5\cdot10^5}$							
0	0,10	0,40	0,60	0,69	0,76	0,84	0,92	0,95	0,98	1,02	1,05	1,05	1,03
						$\mathbf{Re\geqslant1\cdot10^5}$							
0	0,10	0,30	0,50	0,60	0,68	0,78	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,02	1,00



Плоский пятиканальный дозвуковой диффузор в сети; $n_{п1}=6{,}45$; $\mathrm{Re}=(0{,}6\div4)\cdot10^5$ [5-55]

Диаграмма 5-6



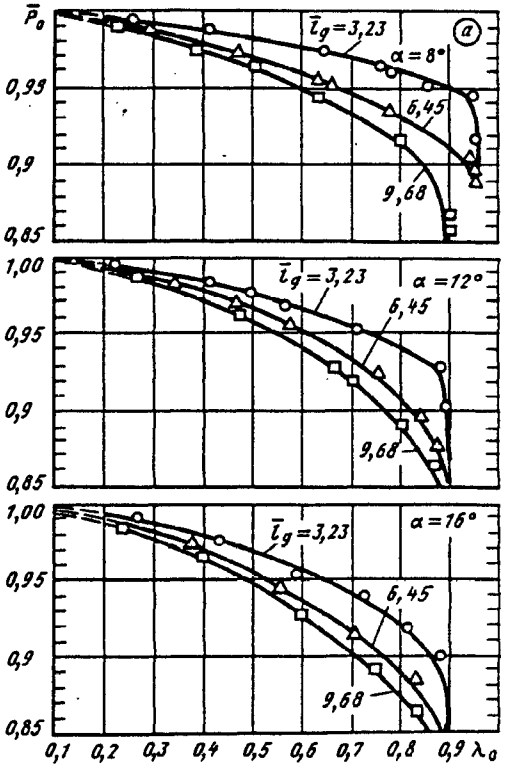
$$\bar{p}_0=\frac{p_1^*}{p_0^*}$$ см. график *а*;

$$\zeta_п=\frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2}-0{,}024=\zeta'_п-0{,}024;$$ $\zeta'_п$ см. график *б*

Плоский пятиканальный дозвуковой диффузор в сети; $n_{п1}=6{,}45$; $\mathrm{Re}=(0{,}6\div 4)\cdot 10^5$ [5-55]	**Диаграмма 5-6**

Значения $\bar{p}_0$ при различных $\bar{l}_д$

α°	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
					$\bar{l}_д=l_д/D_0=3{,}23$					
8	0,999	0,995	0,990	0,988	0,981	0,975	0,967	0,960	0,950	0,900
12	0,999	0,995	0,990	0,989	0,975	0,963	0,950	0,938	0,870	—
16	0,999	0,996	0,987	0,979	0,968	0,934	0,938	0,920	0,870	—
					$\bar{l}_д=l_д/D_0=6{,}45$					
8	0,999	0,992	0,988	0,979	0,969	0,956	0,945	0,926	0,907	0,88
12	0,998	0,991	0,984	0,976	0,965	0,950	0,930	0,904	0,850	—
16	0,997	0,991	0,983	0,959	0,954	0,954	0,913	0,887	0,82	—
					$\bar{l}_д=l_д/D_0=9{,}68$					
8	0,998	0,990	0,983	0,975	0,963	0,950	0,931	0,913	0,84	—
12	0,996	0,990	0,982	0,970	0,957	0,940	0,917	0,888	0,83	—
16	0,995	0,988	0,978	0,963	0,948	0,927	0,900	0,868	—	—



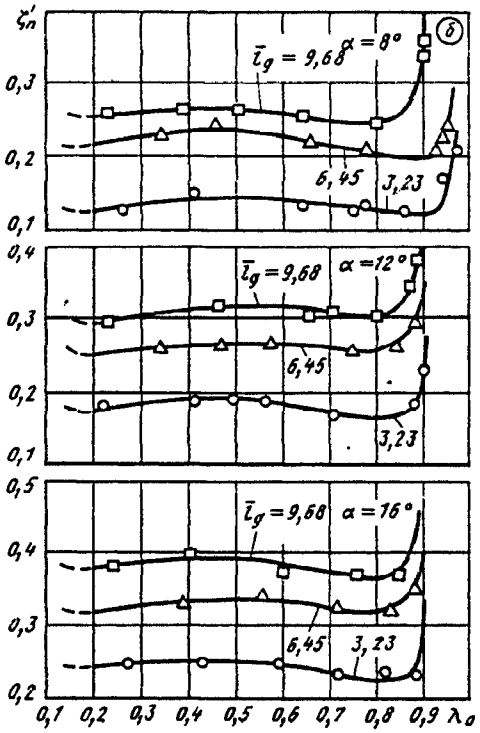
Значения $\zeta_д$ при различных $\bar{l}_д$

α°	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
					$\bar{l}_д=l_д/D_0=3{,}23$					
8	0,10	0,10	0,11	0,12	0,13	0,12	0,11	0,10	0,10	0,18
12	0,20	0,20	0,21	0,22	0,22	0,21	0,20	0,18	0,18	0,28
16	0,23	0,23	0,23	0,24	0,24	0,24	0,23	0,23	0,33	—

Плоский пятиканальный дозвуковой диффузор в сети; $n_{п1}=6{,}45$; $\mathrm{Re}=(0{,}6\div 4)\cdot 10^5$ [5-55]

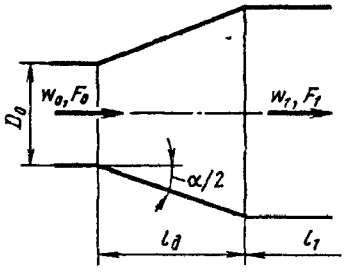
Диаграмма 5-6

$\alpha°$	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$\bar{l}_д=l_д/D_0=6{,}45$									
8	0,16	0,16	0,17	0,17	0,18	0,17	0,16	0,15	0,20	—
12	0,23	0,23	0,23	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,31	—
16	0,28	0,28	0,28	0,29	0,30	0,30	0,29	0,28	0,38	—
	$\bar{l}_д=l_д/D_0=9{,}68$									
8	0,22	0,22	0,23	0,23	0,23	0,22	0,21	0,20	0,29	—
12	0,30	0,30	0,30	0,30	0,31	0,31	0,30	0,29	0,38	—
16	0,36	0,36	0,37	0,37	0,37	0,36	0,35	0,35	0,43	—



Диффузоры круглого сечения в сети $(l_1/D_1>0)$; **ламинарный режим течения** $\left(\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 D_г}{\nu}\leqslant 50\right)$ [5-4]

Диаграмма 5-7



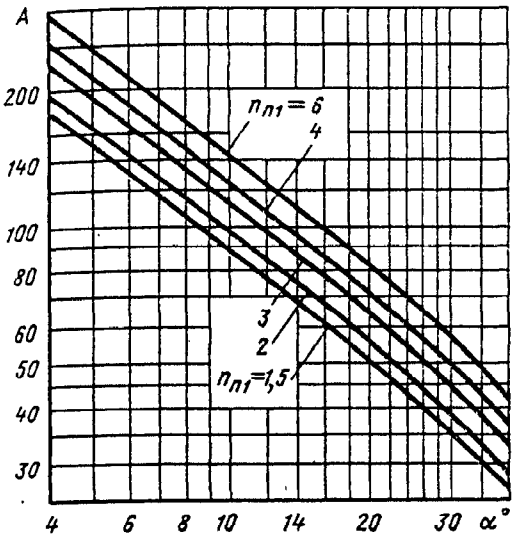
$D_г=4F_0/П_0$;
$n_{п1}=F_1/F_0$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{A}{\mathrm{Re}},$$

где при $\alpha\leqslant 40°$

$$A=\frac{20n_{п1}^{0,33}}{(\mathrm{tg}\alpha)^{0,75}}$$ см. кривые $A=f(\alpha, n_{п1})$

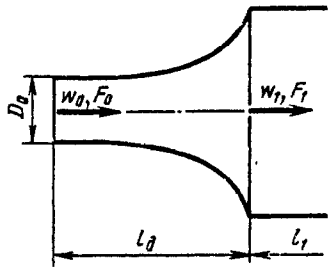
Диффузоры круглого сечения в сети $(l_1/D_1>0)$; **ламинарный режим течения** $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_r}{\nu}\leqslant 50\right)$ [5-4]	**Диаграмма 5-7**



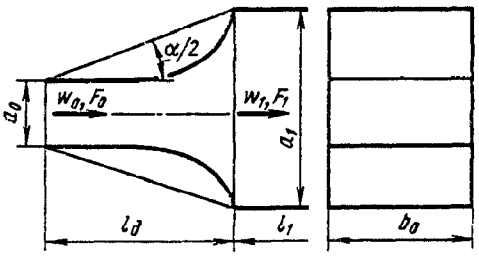
Значения A

$n_{п1}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	25	30	35	40
1,5	178	130	104	87,5	67,2	50,1	41,4	35,1	30,3	26,3
2	197	144	115	96,8	74,4	55,4	45,8	38,8	33,5	29,1
3	227	166	133	112	85,7	63,8	52,8	44,7	38,6	33,5
4	251	184	147	123	94,8	70,6	58,4	49,5	42,7	37,1
6	290	212	169	142	109	81,4	67,3	57,0	49,2	42,7

Диффузоры с криволинейными образующими в сети $(l_1/D_1>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_r}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма 5-8**



Диффузор круглого или прямоугольного сечения



Диффузор плоский

$$D_r=4F_0/\Pi_0$$

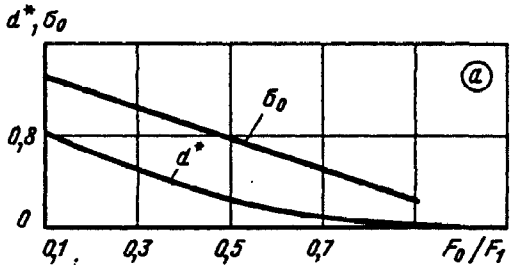
$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\varphi_0\sigma_0 d^*$ (формула применима в пределах $0{,}1\leqslant\frac{F_0}{F_1}\leqslant 0{,}9$), где $\sigma_0=1{,}43-\frac{1{,}3F_0}{F_1}=f\left(\frac{F_0}{F_1}\right)$;

$d^*=\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2=f_2\left(\frac{F_0}{F_1}\right)$ см. график *а*; $\varphi_0=f\left(\frac{l_1}{D_r}\right)$ или $\varphi_0=f\left(\frac{l_д}{a_0}\right)$ см. график *б*

Диффузоры с криволинейными образующими в сети $(l_1/D_1 > 0)$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма** 5-8

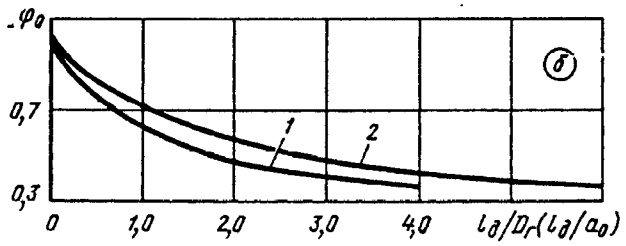
Значения σ_0 и d^*

Параметры	F_0/F_1								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
σ_0	1,30	1,17	1,04	0,91	0,78	0,65	0,52	0,39	0,26
d^*	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01

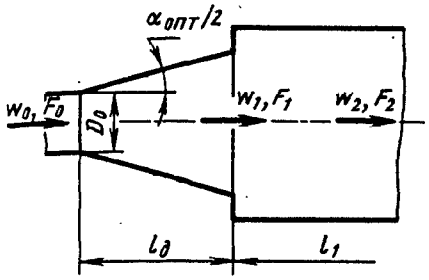


Значения φ_0

$l_д/D_r\,(l_д/a_0)$											
0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0
1. Диффузор круглого или прямоугольного сечения											
1,02	0,75	0,62	0,53	0,47	0,43	0,40	0,38	0,37	—	—	—
2. Плоский диффузор											
1,02	0,83	0,72	0,64	0,57	0,52	0,48	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37



Диффузор круглого сечения со ступенчатыми стенками в сети . $(l_1/D_1>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	Диаграмма 5-9



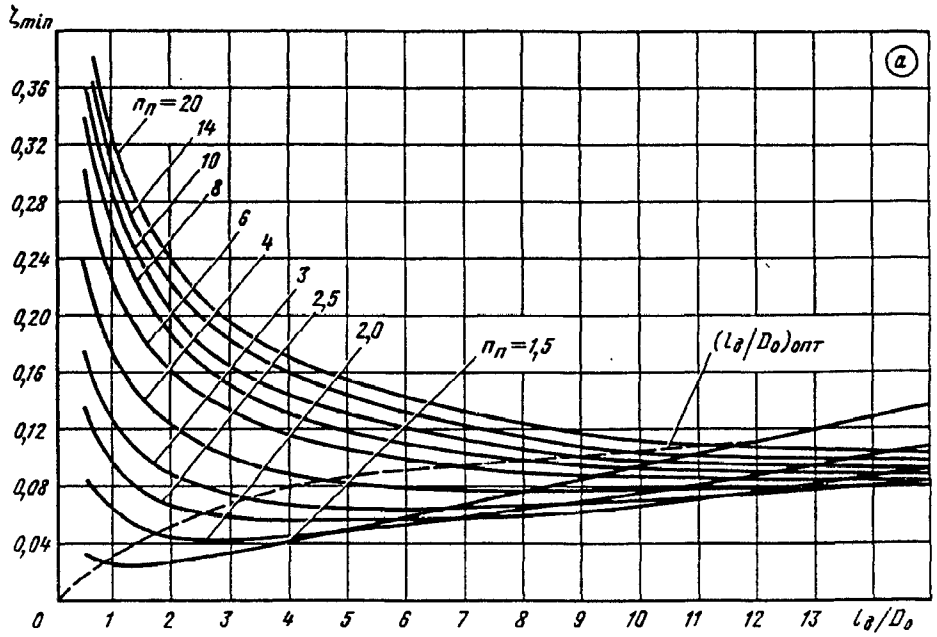
$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta_{min}.$$

Формула применима при выборе оптимального угла $\alpha_{опт}$ по графику *б*; ζ_{min} см. график *а* в зависимости от $l_д/D_0$ и $n_п$

$$n_{п1}=F_1/F_0=\left(1+2\frac{l_д}{D_0}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)^2;$$
$$n_{п2}=F_2/F_1;\quad n_п=F_2/F_0$$

Значения ζ_{min}

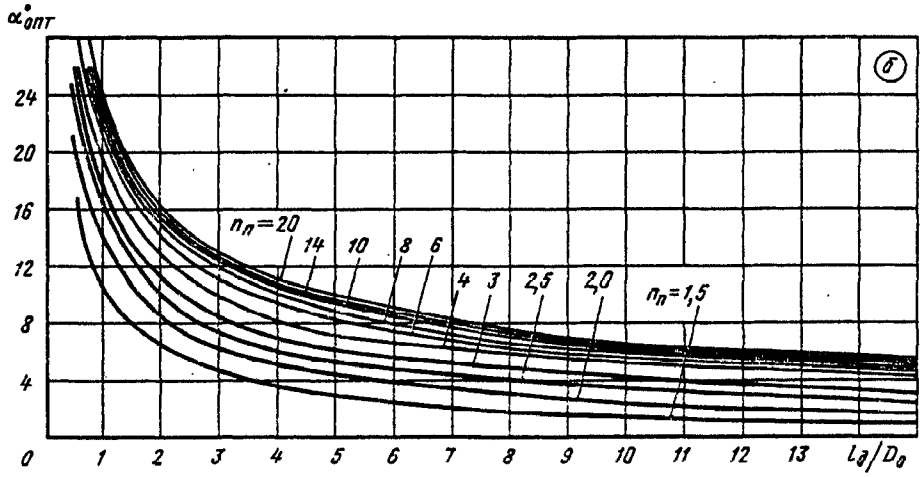
$n_п$	$l_д/D_0$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	0,03	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13
2,0	0,08	0,06	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10
2,5	0,13	0,09	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,08	0,09
3,0	0,17	0,12	0,09	0,07	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08
4,0	0,23	0,17	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
5,0	0,30	0,22	0,16	0,13	0,12	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,08
8,0	0,34	0,26	0,18	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09
10,0	0,36	0,28	0,20	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09
14,0	0,39	0,30	0,22	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,10	0,10
20,0	0,41	0,32	0,24	0,20	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,11	0,10



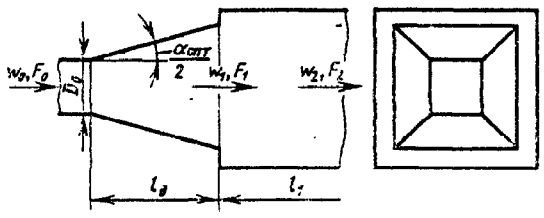
Диффузор круглого сечения со ступенчатыми стенками в сети $(l_1/D_1>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма** **5-9**

Значения $\alpha^\circ_{опт}$

$n_п$	$l_д/D_0$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	17	10	6,5	4,5	3,5	2,8	2,2	1,7	1,2	1,0	0,8
2,0	21	14	8,5	6,2	5,0	4,3	3,8	3,0	2,3	2,0	1,6
2,5	25	16	10	7,4	6,0	5,4	4,8	4,0	3,5	3,0	2,5
3,0	27	17	11	8,5	7,0	6,1	5,6	4,8	4,2	3,8	3,2
4,0	29	20	13	9,8	8,0	7,2	6,6	5,8	5,2	4,8	4,4
6,0	31	21	14	11	9,4	8,2	7,4	6,2	5,6	5,2	4,7
8,0	32	22	15	12	10	8,8	8,0	6,6	5,8	5,4	5,0
10,0	33	23	15	12	11	9,4	8,4	7,0	6,2	5,5	5,2
14,0	33	24	16	13	11	9,6	8,7	7,3	6,3	5,6	5,4
20,0	34	24	16	13	11	9,8	9,0	7,5	6,5	6,0	5,6



Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети $(l_1/D_{1г}>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма** **5-10**



$$D_г=4F_0/\Pi_0;\quad n_{п1}=F_1/F_0=\left(1+2\frac{l_д}{D_г}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)^2;$$

$$n_{п2}=F_2/F_1;\quad n_п=F_2/F_0.$$

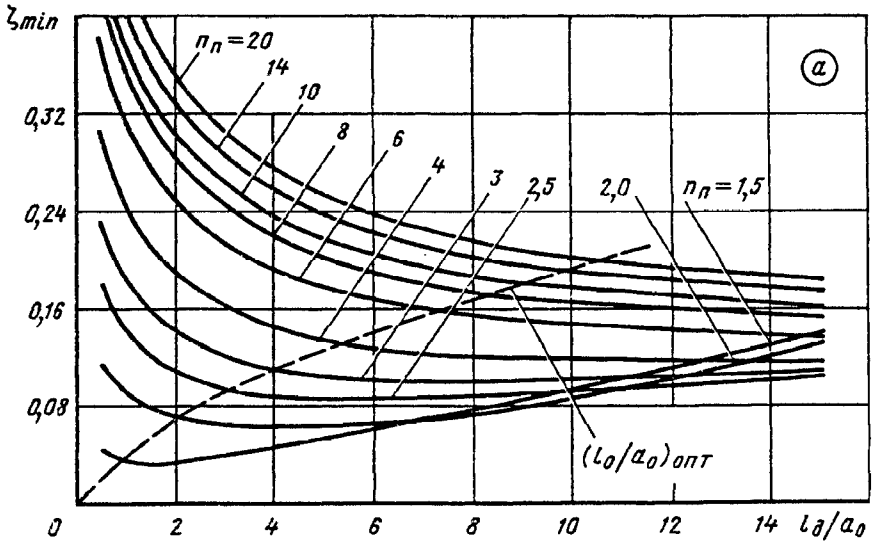
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\zeta_{min}.$$

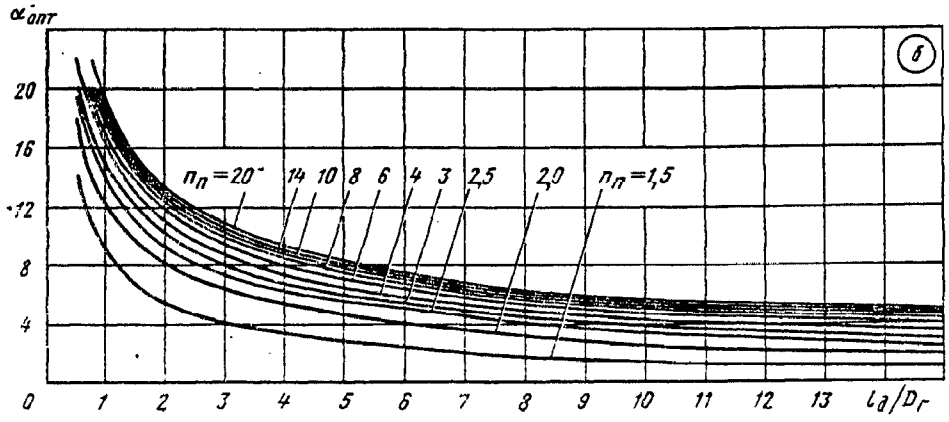
Формула применима при выборе оптимального угла $\alpha^\circ_{опт}$ по графику *б*; ζ_{min} определяется по графику *а* в зависимости от $l_д/D_г$ и $n_п$ (с большим запасом)

Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети $(l_1/D_{1г}>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма 5-10**

Значения ζ_{min}

$n_п$	$l_д/D_г$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	0,04	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13
2,0	0,11	0,08	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10
2,5	0,16	0,13	0,09	0,08	0,08	0,07	0,08	0,07	0,08	0,08	0,09
3,0	0,21	0,17	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
4,0	0,27	0,22	0,17	0,14	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10
6,0	0,36	0,28	0,21	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12	0,11
8,0	0,41	0,32	0,24	0,21	0,18	0,17	0,16	0,14	0,13	0,12	0,12
10	0,44	0,35	0,26	0,22	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,13	0,13
14	0,47	0,37	0,28	0,24	0,21	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,14
20	0,49	0,40	0,30	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16	0,15	0,14



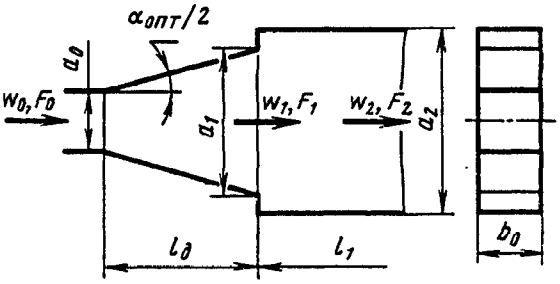


Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети $(l_1/D_{1г}>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма** **5-10**

Значения $\alpha^\circ_{опт}$

$n_п$	$l_д/D_г$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	14	9,0	5,3	4,0	3,3	2,7	2,2	1,7	1,2	1,0	1,0
2,0	18	12	8,0	6,3	5,2	4,5	3,8	3,0	2,3	2,0	1,8
2,5	20	14	9,0	7,2	6,1	5,4	4,8	4,0	3,2	2,9	2,4
3,0	21	15	10	7,8	6,5	5,8	5,2	4,4	3,6	3,3	2,9
4,0	22	16	11	8,5	7,1	6,2	5,5	4,8	4,0	3,8	3,5
6,0	24	17	12	9,4	8,0	6,9	6,2	5,2	4,5	4,3	4,0
8,0	25	17	12	9,7	8,3	7,3	6,5	5,5	4,8	4,6	4,2
10	25	18	12	10	8,7	7,6	6,9	5,8	5,0	4,8	4,5
14	26	18	13	10	9,0	7,8	7,1	6,1	5,2	5,0	4,7
20	26	19	13	11	9,2	8,1	7,3	6,4	5,5	5,2	4,9

Диффузор с расширением в одной плоскости, со ступенчатыми стенками в сети $(l_1/D_{1г}>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма** **5-11**



$$D_г=4F_0/П_0;\quad n_{п1}=a_1/a_0=1+2\frac{l_д}{a_0}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2};$$
$$n_{п2}=a_2/a_1;\quad n_п=F_2/F_0=a_2/a_0$$

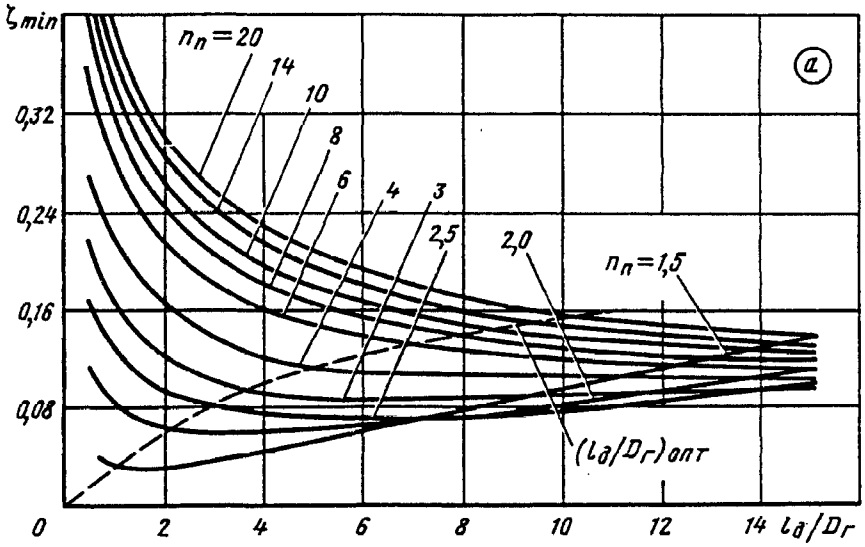
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\zeta_{min}.$$

Формула применима при выборе оптимального угла $\alpha^\circ_{опт}$ по графику *б*; ζ_{min} определяется по графику *а* в зависимости от $l_д/a_0$ и $n_п$

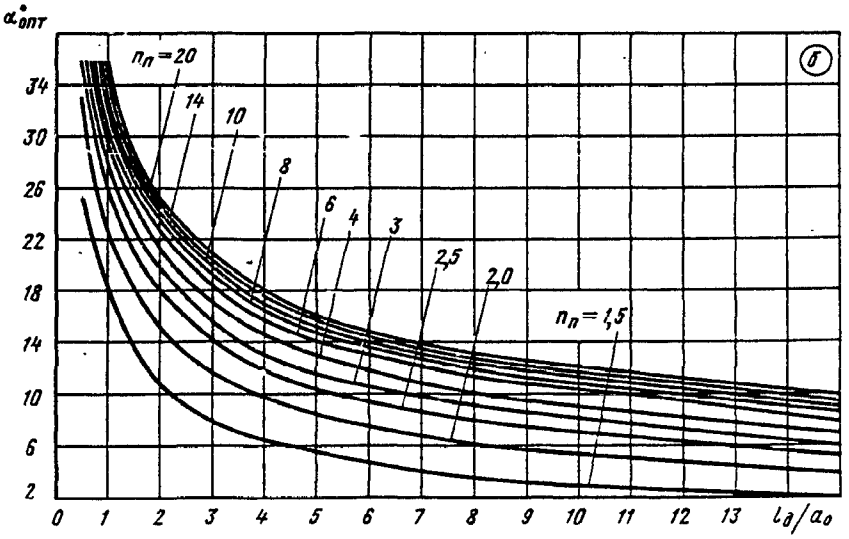
Значения ζ_{min}

$n_п$	$l_д/a_0$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13
2,0	0,12	0,09	0,07	0,07	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,10	0,12
2,5	0,18	0,14	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10
3,0	0,23	0,18	0,14	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,11
4,0	0,30	0,24	0,19	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12	0,12	0,12
6,0	0,38	0,31	0,25	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14
8,0	0,43	0,36	0,28	0,25	0,22	0,20	0,19	0,17	0,16	0,16	0,15
10	0,46	0,38	0,30	0,26	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16
14	0,50	0,41	0,33	0,29	0,26	0,24	0,22	0,20	0,19	0,18	0,18
20	0,53	0,44	0,35	0,31	0,28	0,25	0,24	0,22	0,20	0,19	0,19

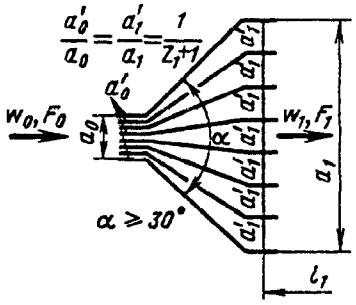
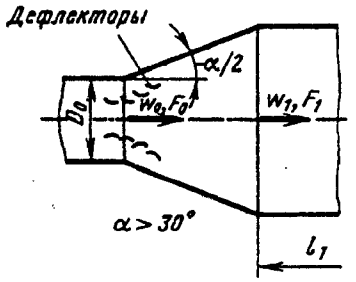
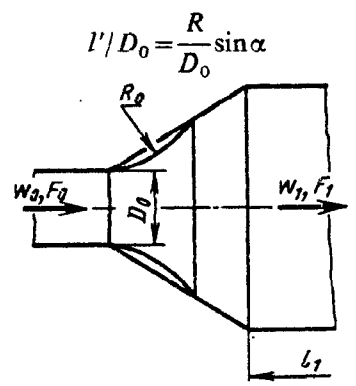
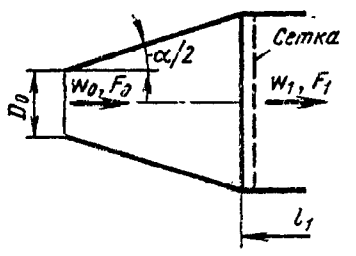
Диффузор с расширением в одной плоскости, со ступенчатыми стенками в сети $(l_1/D_{1г}>0)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-47 — 5-49]	**Диаграмма 5-11**



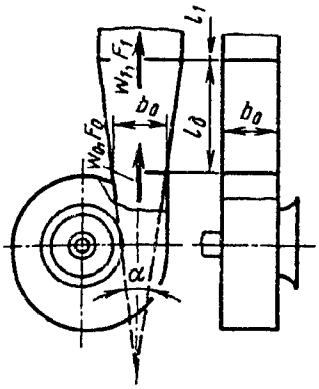
$n_п$	Значения $\alpha^\circ_{опт}$ при $l_д/a_0$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	25	18	11	8,0	6,4	5,4	4,7	3,5	2,8	2,4	2,0
2,0	33	23	15	12	9,7	8,4	7,5	6,0	5,2	4,7	4,3
2,5	37	26	18	14	12	10	9,4	8,0	7,0	6,3	5,6
3,0	39	27	20	16	13	12	11	9,1	8,0	7,2	6,4
4,0	42	30	21	17	15	13	12	10	9,0	8,2	7,4
6,0	45	31	23	18	16	14	13	11	10	9,4	8,5
8,0	47	32	23	19	17	15	14	12	11	10	9,1
10	48	33	24	20	17	15	14	12	11	10	9,5
14	49	34	25	20	17	16	14	13	12	11	9,9
20	50	35	25	21	18	16	15	13	12	11	10



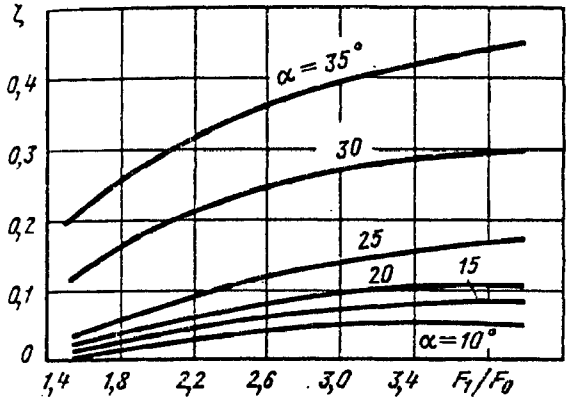
Диффузоры пониженного сопротивления в сети ($l_1/D_1>0$); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 10^5$ [5-50, 5-55]	**Диаграмма** 5-12

Внутреннее устройство диффузора	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Разделительные стенки. Количество стенок z_1 α°: 30 — 45 — 60 — 90 — 120 z_1: 2 — 4 — 6 — 6 — 6—8		$\zeta\approx 0{,}65\zeta_д$, где $\zeta_д$ определяется, как ζ, по диаграммам 5-2, 5-4 и 5-5
Дефлекторы		$\zeta\approx 0{,}65\zeta_д$, где $\zeta_д$ определяется, как ζ, по диаграммам 5-1—5-5
Скругленная вставка длиной l' входной части; $n_{п1}=F_1/F_2=2\div 4$		$\zeta=k\zeta_д$, где $\zeta_д$ см. диаграммы 5-1—5-5: а) при $l'/D_0\approx 0{,}5$ и $\alpha=45$ и 60° $k_1\approx 0{,}72$; б) при $l'/D_0\approx 0{,}8$ и $\alpha=60^\circ$ $k_1\approx 0{,}67$
Сетка или решетка на выходе		а) при $\alpha=0\div 60^\circ$ $\zeta=\zeta_0+\zeta_р/n_{п1}^2$; б) при $\alpha>60^\circ$ $\zeta=(1{,}2\div 1.3)(\zeta_0+\zeta_р/n_{п1}^2)$, где ζ_0 определяется, как ζ, по диаграммам 5-2, 5-4 и 5-5, а $\zeta_р$, как ζ сетки или решетки, по диаграммам 8-1—8-7; $n_{п1}=F_1/F_0$

Диффузор с симметричным расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $(l_1/D_{1r}>0)$ [5-58]	Диаграмма 5-13



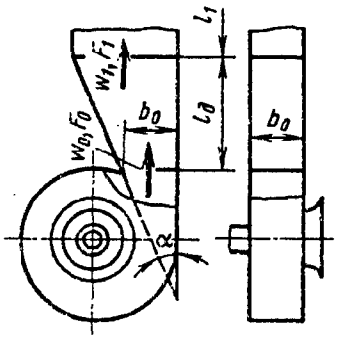
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(F_1/F_0)$$ см. кривые при различных α



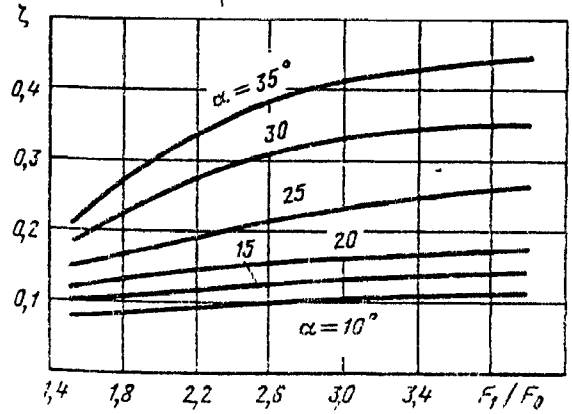
Значения ζ

$\alpha°$	F_1/F_0					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,05	0,07	0,09	0,10	0,11	0,11
15	0,06	0,09	0,11	0,13	0,13	0,14
20	0,07	0,10	0,13	0,15	0,16	0,16
25	0,08	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23
30	0,16	0,24	0,29	0,32	0,34	0,35
35	0,24	0,34	0,39	0,44	0,48	0,50

Диффузор с несимметричным (при $\alpha_1 = 0$) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $(l_1/D_{1r}>0)$ [5-58]	Диаграмма 5-14



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(F_1/F_0)$$ см. кривые при различных α

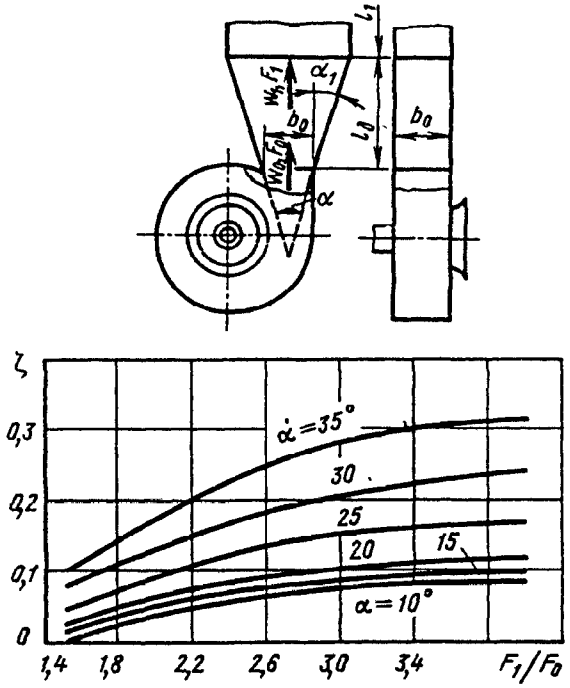


Значения ζ

$\alpha°$	F_1/F_0					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,08	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11
15	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
20	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
25	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,26
30	0,18	0,25	0,30	0,33	0,35	0,35
35	0,21	0,31	0,38	0,41	0,43	0,44

Диффузор с несимметричным (при $\alpha_1 = 10°$) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ($l_1/D_{1г} > 0$) [5-58]

Диаграмма 5-15



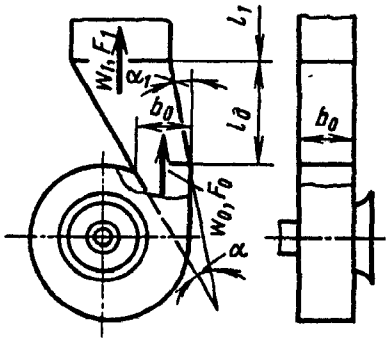
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(F_1/F_0)$$ см. кривые при различных α

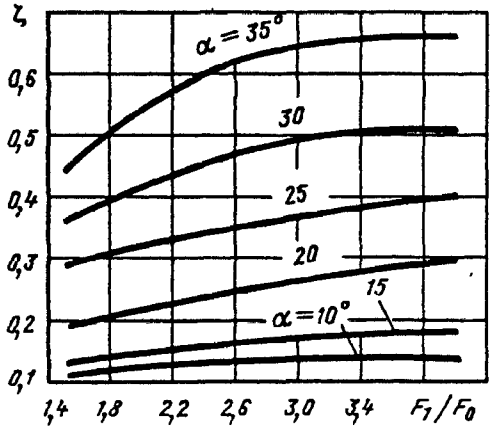
Значения ζ

$\alpha°$	F_1/F_0					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,05	0,08	0,11	0,13	0,13	0,14
15	0,06	0,10	0,12	0,14	0,15	0,15
20	0,07	0,11	0,14	0,15	0,16	0,16
25	0,09	0,14	0,18	0,20	0,21	0,22
30	0,13	0,18	0,23	0,26	0,28	0,29
35	0,15	0,23	0,28	0,33	0,35	0,36

Диффузор с несимметричным (при $\alpha_1 = -10°$) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ($l_1/D_{1г} > 0$) [5-58]

Диаграмма 5-16



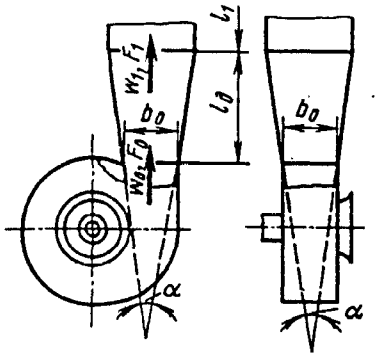


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(F_1/F_0)$$ см. кривые при различных α

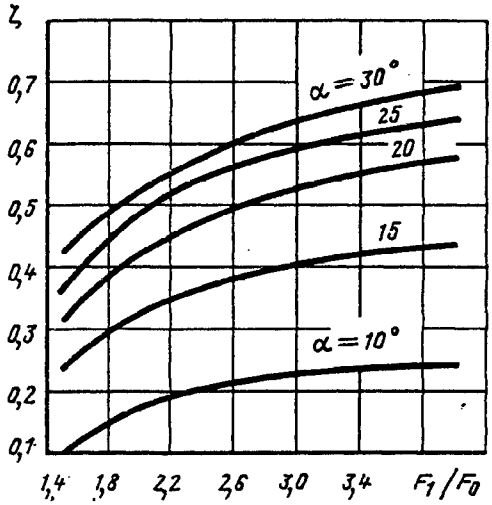
Значения ζ

$\alpha°$	F_1/F_0					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,11	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14
15	0,13	0,15	0,16	0,17	0,18	0,18
20	0,19	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30
25	0,29	0,32	0,35	0,37	0,39	0,40
30	0,36	0,42	0,46	0,49	0,51	0,51
35	0,44	0,54	0,61	0,64	0,66	0,66

Диффузор прямоугольного сечения, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ($l_1/D_{1г}>0$) [5-58]	Диаграмма 5-17



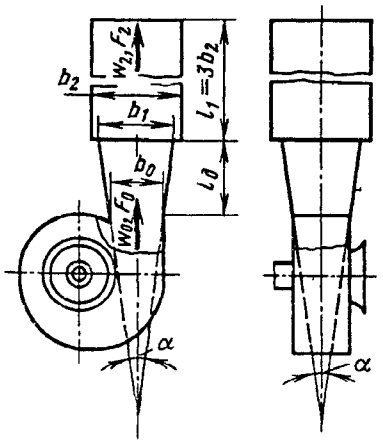
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(F_1/F_0)$$ см. кривые при различных α



Значения ζ

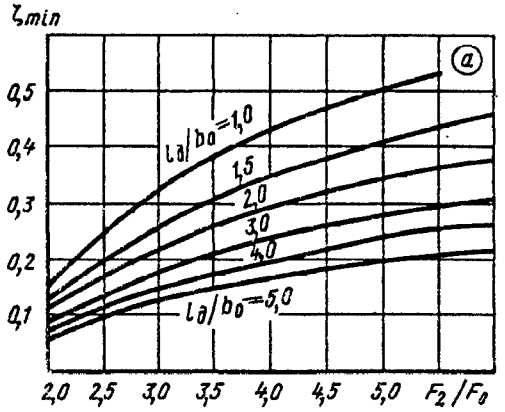
α°	F_1/F_0					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,10	0,18	0,21	0,23	0,24	0,25
15	0,23	0,33	0,38	0,40	0,42	0,44
20	0,31	0,43	0,48	0,53	0,56	0,58
25	0,36	0,49	0,55	0,58	0,62	0,64
30	0,42	0,53	0,59	0,64	0,67	0,69

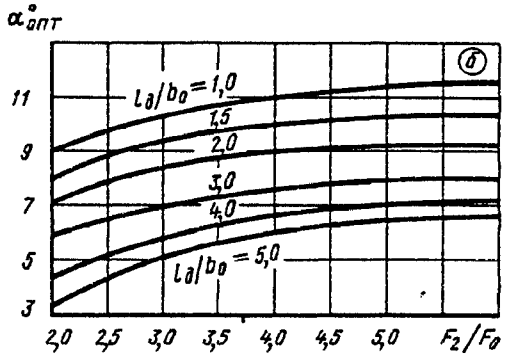
Диффузор со ступенчатыми стенками, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ($l_1/D_{1г}>0$) [5-58]	Диаграмма 5-18



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2};\quad \zeta_{min} = f(F_2/F_0)$$ см. кривые при различных $l_д/b_0$ на графике *а*; $\alpha_{опт} = f(F_2/F_0)$ см. кривые при различных $l_д/b_0$ на графике *б*

Диффузор со ступенчатыми стенками, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $(l_1/D_{1г}>0)$ [5-58]	**Диаграмма 5-18**





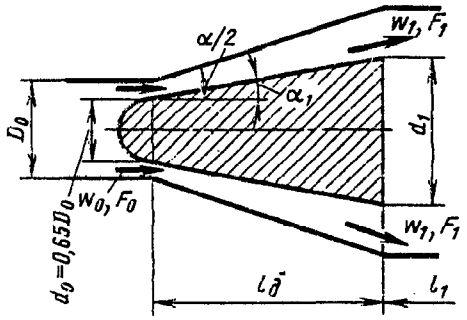
Значения ζ_{min}

$l_д/b_0$	F_2/F_0							
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0
1,0	0,16	0,25	0,33	0,38	0,43	0,47	0,50	0,56
1,5	0,13	0,20	0,26	0,31	0,34	0,38	0,41	0,46
2,0	0,12	0,17	0,22	0,26	0,29	0,33	0,35	0,38
3,0	0,09	0,13	0,18	0,21	0,24	0,26	0,28	0,31
4,0	0,08	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26
5,0	0,06	0,10	0,13	0,15	0,17	0,18	0,20	0,22

Значения $\alpha^\circ_{опт}$

$l_д/b_0$	F_2/F_0							
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0
1,0	9	10	10	11	11	11	11	12
1,5	8	9	9	10	10	10	10	10
2,0	7	8	8	9	9	9	9	9
3,0	6	7	7	7	7	8	8	8
4,0	4	5	6	6	7	7	7	8
5,0	3	4	5	6	6	6	6	7

Диффузоры кольцевые с внутренним обтекателем в сети $(l_1/D_1>0)$; $\bar{d}_0=0{,}688$ [5-40, 5-128]	**Диаграмма 5-19**



$$\bar{l}_д = l_д/D_0;$$

$$\bar{d}_0 = d_0/D_0;$$

$$n_{п1} = 1 + \frac{4\bar{l}_д}{1-\bar{d}_0^2}(\mathrm{tg}^2\alpha_2 - \mathrm{tg}^2\alpha_1) + \frac{4\bar{l}_д}{1+\bar{d}_0}(\mathrm{tg}\alpha_2 - \bar{d}_0\mathrm{tg}\alpha_1)$$

1. Внутренний расширяющийся обтекатель $(\alpha_1 = 8 \div 16°)$:

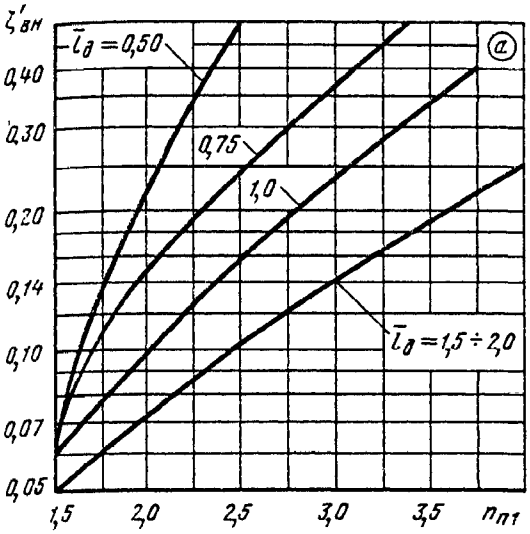
$$\zeta_{вн} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta'_{вн},$$

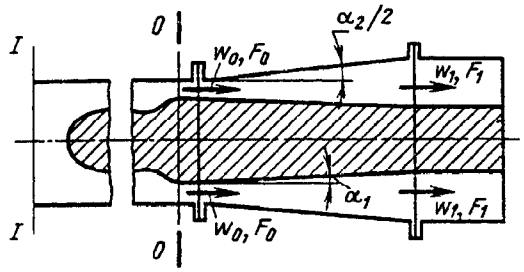
где $\zeta'_{вн}$ см. график *а* или в пределах $2 < n_{п1} < 4$ и $\bar{l}_д = 0{,}5 \div 1{,}0$ определяется по формуле

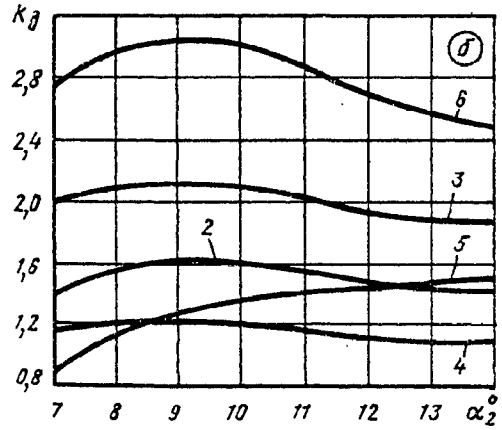
$$\zeta'_{вн} \approx 0{,}25 n_{п1}^2 / \bar{l}_д^{1{,}5};$$

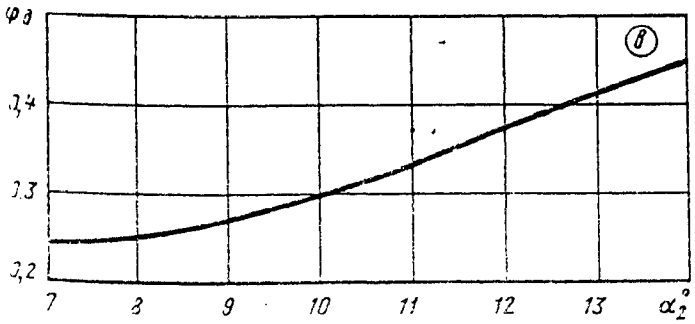
$k_д$ см. диаграмму 5-1 или график *б* (при установке за работающей осевой машиной)

Диффузоры кольцевые с внутренним обтекателем в сети $(l_1/D_1>0)$; $\bar{d}_0=0{,}688$ [5-40, 5-128]	**Диаграмма 5-19**









Значения $\zeta'_{вн}$

$\bar{l}_д$	$n_{п1}$					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,5	0,06	0,22	0,50	—	—	—
0,75	0,06	0,15	0,24	0,35	—	—
1,0	0,06	0,10	0,15	0,23	0,35	0,46
1,5—2,0	0,05	0,07	0,10	0,15	0,18	0,25

2. Внутренний сужающийся обтекатель $(\alpha_1<0)$:

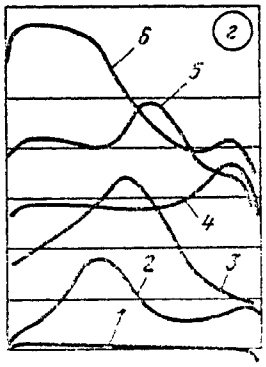
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_д\varphi_д\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

где $\varphi_д$ см. график *в* в зависимости от угла расширения α; $k_д$ см. график *б* в зависимости от угла расширения α_2 для различных профилей скоростей, показанных на графике *г*

Значения $k_д$

α°_2	Профиль скорости (графики *б* и *г*)					
	1	2	3	4	5	6
7	1,0	1,40	2,00	1,16	0,90	2,74
8	1,0	1,60	2,10	1,21	1,15	2,98
10	1,0	1,60	2,10	1,20	1,36	3,02
12	1,0	1,45	2,00	1,10	1,42	2,70
14	1,0	1,40	1,86	1,08	1,50	2,48

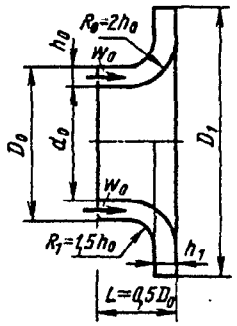
Сечение I-I



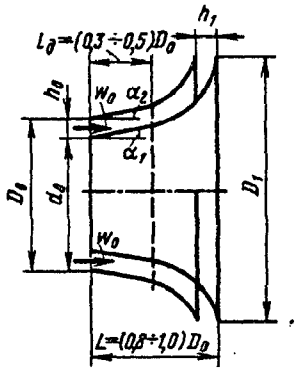
α°_2	$\varphi_д$
7	0,25
8	0,25
10	0,30
12	0,37
14	0,44

Диффузоры турбомашин (радиально-кольцевой и осерадиально-кольцевой) в сети ($l_1/D_1>0$); $\bar{d}_0=0{,}688$ [5-39]	Диаграмма 5-20

1. Радиально-кольцевой



2. Осерадиально-кольцевой



$\bar{D}_1=2{,}06$; $\alpha_2=8°$; $\bar{c}_{a0}=0{,}5$;

$n_п=2\dfrac{h_1}{h_0}\bar{D}_1\dfrac{1}{1+\bar{d}_0}$; $\bar{D}_1=D_1/D_0$; $\bar{d}_0=d_0/D_0$;

$\bar{c}_{a0}=w_0=\dfrac{Q}{\pi(D_0^2-d_0^2)/4}$; $\bar{c}_{a0}=c_{a0}/u$,

где Q — расход, м^3/с; u — окружная скорость на наружном радиусе, м/с

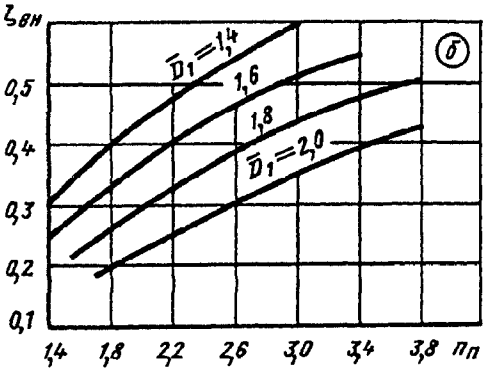
$$\zeta_{вн}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(n_п,\ \alpha_1),$$

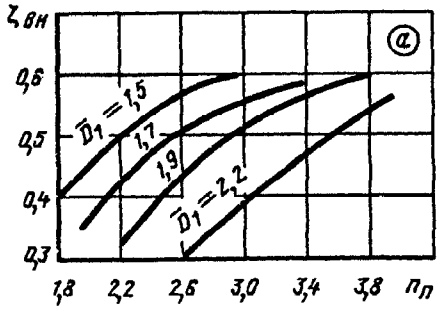
где $\zeta_{вн}=f_1(n_п,\ D_1)$; $\zeta_{вн}=f(n_п,\ \alpha_1)$

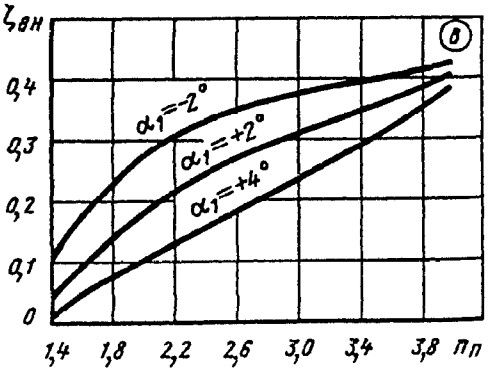
см. графики *а — в*

1. Значения $\zeta_{вн}$

$\bar{D}_1$	$n_п$							
	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8	4,2
а) **Диффузор за работающим компрессором; $\bar{c}_{a0}=0{,}5$**								
1,5	—	0,45	0,55	0,62	0,65	—	—	—
1,7	—	0,34	0,48	0,56	0,61	0,64	—	—
1,9	—	—	0,37	0,49	0,56	0,62	0,65	—
2,2	—	—	—	0,35	0,45	0,52	0,60	0,65
б) **Диффузор за неработающим компрессором**								
1,4	0,31	0,41	0,48	0,55	0,60	—	—	—
1,6	0,25	0,33	0,40	0,46	0,52	0,55	—	—
1,8	0,19	0,26	0,33	0,39	0,44	0,48	0,51	—
2,0	—	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,43	—



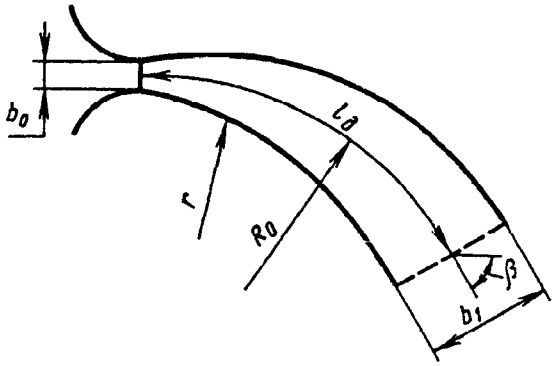




2. Значения $\zeta_{вн}$

$\alpha_1°$	$n_п$						
	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,6	4,0
−2	0,28	0,31	0,35	0,38	0,40	0,41	0,43
+2	0,14	0,22	0,27	0,31	0,35	0,37	0,41
+4	0,08	0,13	0,18	0,24	0,29	0,32	0,39

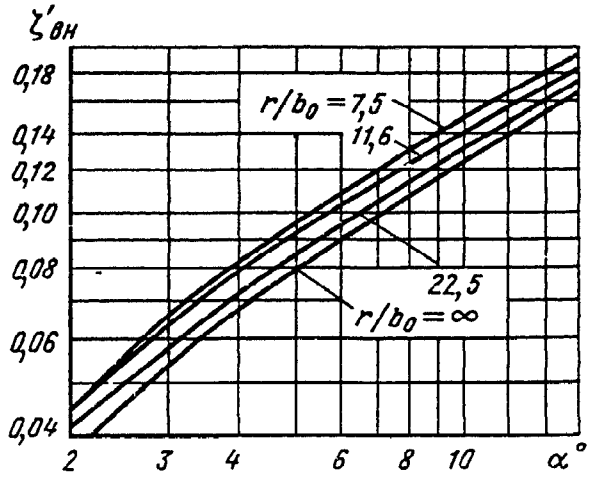
Диффузоры с изогнутой осью (кривоосные) и с расширением в одной плоскости; $l_д/b_0=8{,}3$; $l_0/b_0=0$ [5-69, 5-70]	Диаграмма 5-21



$$\zeta_{вн}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_д\zeta'_{вн};\quad \zeta'_{вн}=f(\alpha,\ r/b_0);\quad k_д \text{ см. диаграмму 5-1}$$

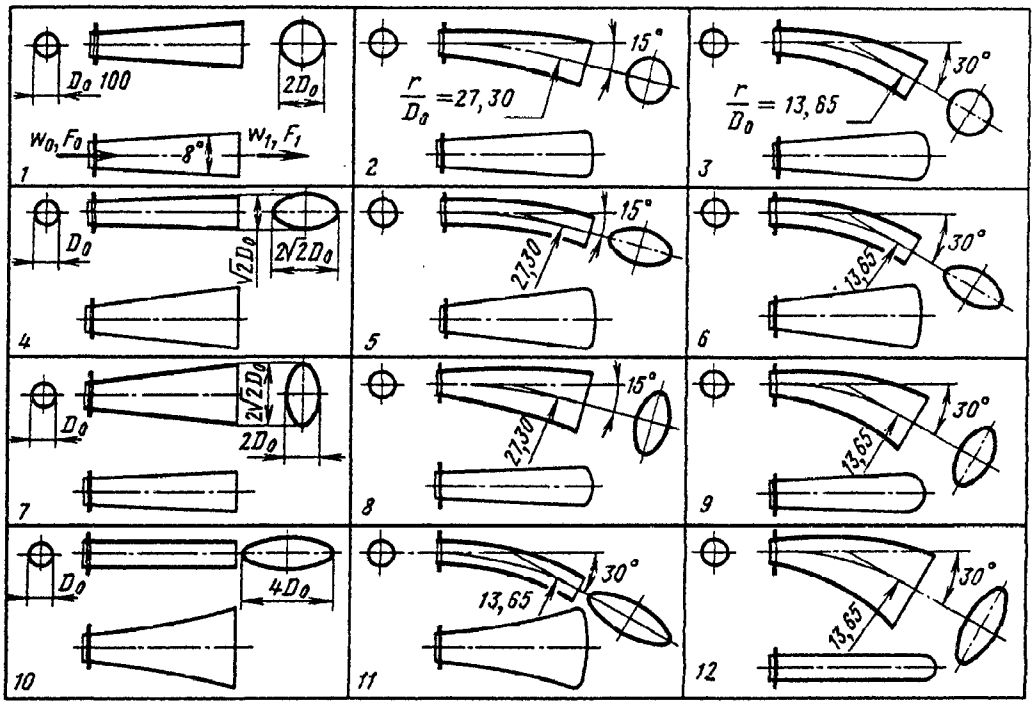
Значения $\zeta'_{вн}$

r/b_0	α°							
	2	4	6	8	10	12	14	16
∞ (диффузор прямоосный, β=0)	0,037	0,068	0,088	0,106	0,123	0,138	0,150	0,160
22,5 (β=21° 15′)	0,042	0,072	0,097	0,113	0,130	0,144	0,155	0,163
11,6 (β=40° 5′)	0,043	0,077	0,103	0,124	0,140	0,154	0,163	0,168
7,5 (β=63° 42′)	0,043	0,081	0,113	0,136	0,153	0,163	0,170	0,175



Диффузоры круглого сечения с изогнутой осью (кривоосные); $n_{п1}=4$; $l_д/D_0=7{,}15$ $(\alpha=8°)$; $l_0/D_0=0{,}35$ [5-172, 5-173]

Диаграмма 5-22

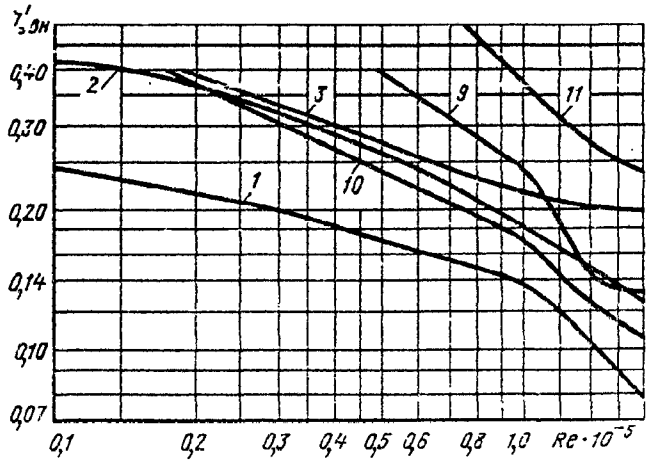


$$\zeta_{вн}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_д\zeta'_{вн};$$

$\zeta'_{вн}$ см. таблицу при $Re\geqslant 5\cdot10^5$ и кривые $\zeta'_{вн}=f(Re)$ на графике; $k_д$ см. диаграмму 5-1

$n_{п1}=F_1/F_0$; $Re=w_0D_0/\nu$

Параметр	№ диффузора											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
β°	0	15	30	0	15	30	0	15	30	0	30	30
r/D_0	∞	27,30	13,65	∞	27,30	13,65	∞	27,30	13,65	∞	13,65	13,65
$\zeta'_{вн}$ при $Re\geqslant5\cdot10^5$	0,081	0,131	0,192	0,087	0,108	0,145	0,087	0,131	0,154	0,115	0,265	0,118

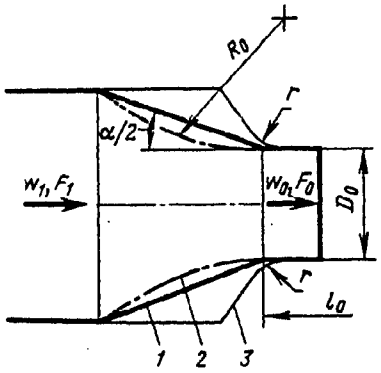


Диффузоры круглого сечения с изогнутой осью (кривоосные); $n_{п1}=4$; $l_д/D_0=7{,}15$ $(\alpha=8°)$; $l_0/D_0=0{,}35$ [5-172, 5-173]	**Диаграмма 5-22**

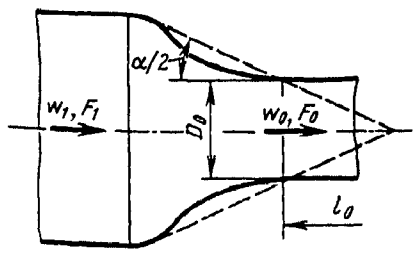
Значения $\zeta'_{вн}$

№ диффузора	$Re\cdot10^{-5}$									
	0,10	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
1 ($\beta=0$; $r/D_0=\infty$)	0,244	0,216	0,178	0,160	0,150	0,140	0,120	0,100	0,088	0,075
2 ($\beta=15°$; $r/D_0=27{,}30$)	0,410	0,366	0,290	0,240	0,200	0,180	0,160	0,150	0,132	0,127
3 ($\beta=30°$; $r/D_0=13{,}65$)	—	0,385	0,338	0,250	0,230	0,216	0,210	0,200	0,198	0,184
9 ($\beta=30°$; $r/D_0=13{,}65$)	—	—	—	0,340	0,280	0,240	0,180	0,136	0,132	0,132
10 ($\beta=0°$; $r/D_0=\infty$)	—	0,375	0,265	0,220	0,185	0,175	0,140	0,122	0,113	0,103
11 ($\beta=30°$; $r/D_0=13{,}65$)	—	—	—	—	—	0,375	0,300	0,275	0,253	0,244

Конфузоры круглого сечения в сети $(l_0/D_0>0)$ [5-47, 5-49, 5-100, 5-136]	**Диаграмма 5-23**



а)



б)

1. Прямолинейные образующие (схема *а*, 1):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. график *а*

$(Re=w_0D_0/\nu\geqslant10^5)$ или приближенную формулу

$$\zeta=(-0{,}0125n_0^4+0{,}0224n_0^3-0{,}00723n_0^2+0{,}00444n_0-$$
$$-0{,}00745)(\alpha_р^3-2\pi\alpha_р^2-10\alpha_р)+\zeta_{тр},$$

где $n_0=F_0/F_1\leqslant1{,}0$; $\alpha_р=0{,}01745\alpha$.

2. Криволинейные образующие — полностью по радиусу R_0 окружности (схема *а*, 2):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. график *б* $(Re\geqslant10^5)$.

3. Прямолинейные образующие со скруглением на выходе по радиусу r (схема *а*, 3) при $\alpha=90°$ и $120°$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. графики *в* и *г* $(Re\geqslant10^5)$.

4. Криволинейные образующие двоякой кривизны (сопло — схема *б*):

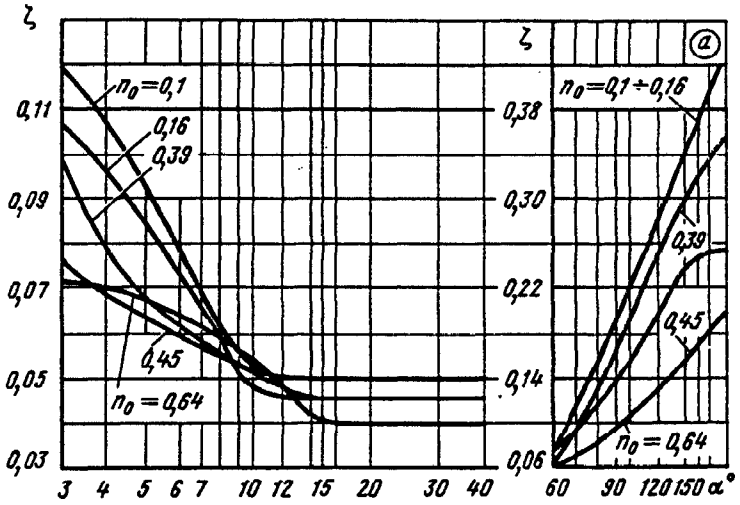
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр}$ см. (5-6)—(5-10).

Конфузоры круглого сечения в сети $(l_0/D_0>0)$ [5-47, 5-49, 5-100, 5-136]	**Диаграмма 5-23**

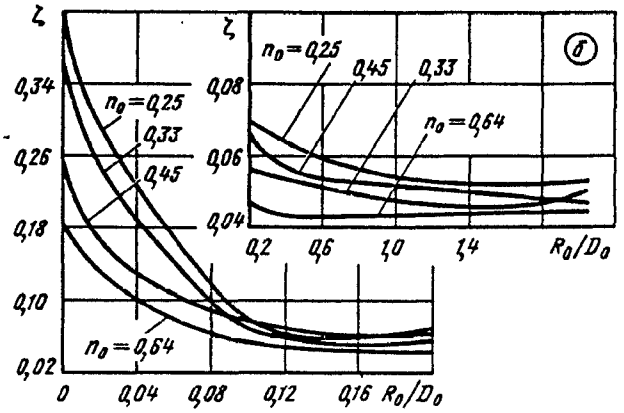
Значения ζ

n_0	α°										
	3	5	10	15—40	50—60	76	90	105	120	150	180
0,64	0,072	0,067	0,054	0,040	0,058	0,076	0,094	0,112	0,131	0,167	0,190
0,45	0,076	0,064	0,052	0,050	0,072	0,104	0,138	0,170	0,202	0,246	0,255
0,39	0,098	0,070	0,051	0,046	0,064	0,110	0,162	0,210	0,250	0,319	0,364
0,25	0,100	0,071	0,047	0,044	0,068	0,127	0,174	0,220	0,268	0,352	0,408
0,16	0,108	0,084	0,048	0,044	0,074	0,136	0,184	0,232	0,278	0,362	0,420
0,10	0,118	0,093	0,053	0,050	0,079	0,142	0,190	0,237	0,285	0,367	0,427



Значения ζ

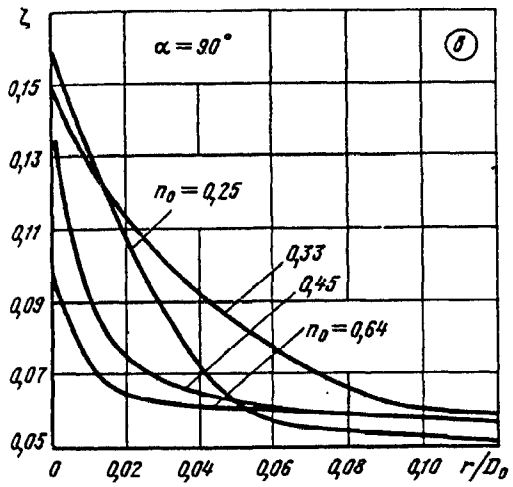
n_0	R_0/D_0							
	0	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	1,5	2,0
0,64	0,190	0,055	0,046	0,044	0,044	0,044	0,044	0,045
0,45	0,255	0,076	0,065	0,060	0,054	0,052	0,049	0,047
0,33	0,364	0,062	0,056	0,054	0,052	0,048	0,045	0,048
0,25	0,408	0,070	0,068	0,066	0,062	0,053	0,052	0,052

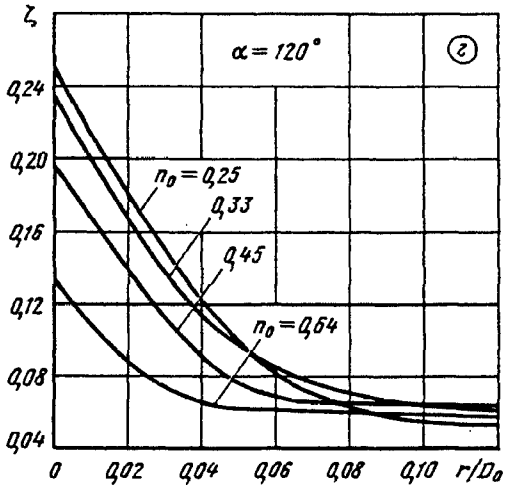


Конфузоры круглого сечения в сети $(l_0/D_0>0)$ [5-47, 5-49, 5-100, 5-136]	**Диаграмма 5-23**

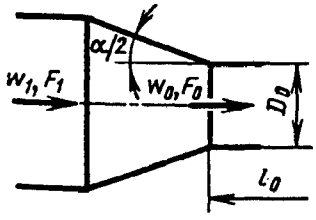
Значения ζ

n_0	r/D_0							
	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20
				$\alpha=90°$				
0,64	0,097	0,063	0,061	0,060	0,059	0,058	0,055	0,052
0,45	0,138	0,074	0,064	0,060	0,058	0,057	0,057	0,057
0,33	0,150	0,113	0,092	0,077	0,066	0,059	0,058	0,057
0,25	0,160	0,108	0,071	0,056	0,053	0,052	0,049	0,045
				$\alpha=120°$				
0,64	0,130	0,087	0,064	0,062	0,060	0,059	0,057	0,054
0,45	0,196	0,138	0,090	0,067	0,065	0,064	0,062	0,060
0,33	0,237	0,165	0,115	0,085	0,072	0,065	0,055	0,053
0,25	0,250	0,170	0,120	0,083	0,063	0,055	0,054	0,053





Конфузоры круглого сечения в сети $(l_0/D_0>0)$; **ламинарный режим течения** $\mathrm{Re}=w_0D_r/\nu\leqslant 50$ [5-4]	**Диаграмма 5-24**



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{A}{\mathrm{Re}},$$

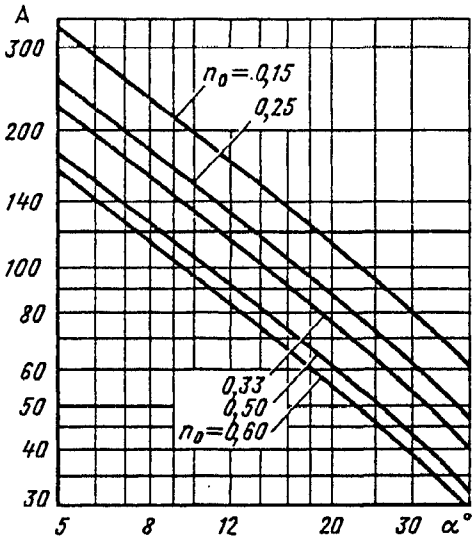
где при $5°\leqslant\alpha\leqslant 40°$

$$A=\frac{20{,}5}{n_0^{0.5}(\mathrm{tg}\alpha)^{0.75}}$$ см. кривые $\zeta=f(\alpha, n_0)$

$D_r=4F_0/\Pi_0$;

$n_0=F_0/F_1$

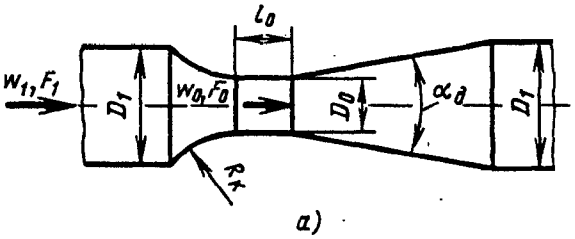
Конфузоры круглого сечения в сети $(l_0/D_0>0)$; **ламинарный режим течения** $(\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu\leqslant 50)$ [5-4]	**Диаграмма 5-24**



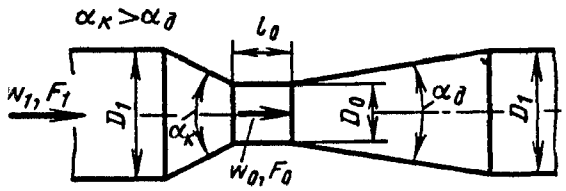
Значения *A*

n_0	α°							
	5	10	15	20	25	30	35	40
0,15	333	197	144	114	95,0	80,8	69,9	61,0
0,25	255	151	110	87,6	72,8	61,9	53,6	46,8
0,33	221	131	95,5	75,8	63,0	53,6	46,4	40,5
0,5	178	105	77,0	61,1	50,8	43,2	37,4	32,6
0,6	162	95,7	70,0	55,5	46,2	39,3	34,0	29,7

Конфузорно-диффузорные переходные участки в сети $(l_1/D_г>0)$ [5-100]	**Диаграмма 5-25**



а)



б)

1. Круглое сечение

а) Конфузор криволинейный (схема *а*):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_1k_2\zeta_1+\Delta\zeta,$$

где при $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu\geqslant 2\cdot 10^5$ $\zeta_1=f_1(\alpha_д)$ см. график; при $\mathrm{Re}<2\cdot 10^5$ ζ_1 определяется, как $\zeta_д$, по диаграмме 5-2; $k_1=f_2(\alpha_д, F_1/F_0)$ см. график; $k_2\approx 0{,}66+0{,}35l_0/D_0$ при $0{,}25\leqslant l_0/D_0\leqslant 5$; $\Delta\zeta$ см. таблицу

Параметры	$\alpha_д^\circ$				
	5	7	10	12,5	15
ζ_1	0,10	0,10	0,11	0,13	0,16
A	1,08	1,09	1,13	1,16	1,15

Конфузорно-диффузорные переходные участки в сети $(l_1/D_r>0)$ [5-100]	**Диаграмма 5-25**

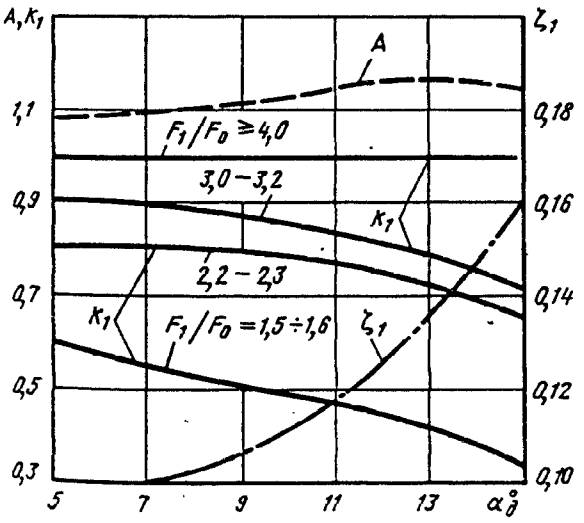
Значения k_1

F_1/F_0	D_1/D_0	$\alpha^\circ_д$				
		5	7	10	12,5	15
1,5—1,6	≈1,25	0,59	0,55	0,48	0,40	0,33
2,2—2,3	≈1,50	0,81	0,81	0,78	0,77	0,66
3,0—3,2	≈1,75	0,90	0,89	0,85	0,81	0,77
⩾4,0	⩾2,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

Значения $\Delta\zeta$

F_1/F_0	D_1/D_0	l_0/D_0					
		0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50
1,5—1,6	≈1,25	−0,012	−0,08	0,004	0	0,004	0,008
2,2—2,3	≈1,5	−0,020	−0,014	0	0	0	0,014
3,0—3,2	≈1,75	−0,022	−0,016	−0,010	0	0,010	0,014
⩾4,0	⩾2,0	−0,028	−0,020	−0,010	0	0,010	0,016

F_1/F_0	D_1/D_0	l_0/D_0					
		1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
1,5—1,6	≈1,25	0,012	0,016	—	—	—	—
2,2—2,3	≈1,5	0,020	0,026	0,038	0,048	0,06	0,072
3,0—3,2	≈1,75	0,022	0,027	0,038	0,050	0,062	0,073
⩾4,0	⩾2,0	0,028	0,030	—	—	—	—



б) Конфузор прямолинейный (схема *б*):

$$\zeta_{пр} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta_{кр},$$

где $\zeta_{кр}$ находится как ζ для криволинейного конфузора; $A=f(\alpha_д)$ см. график.

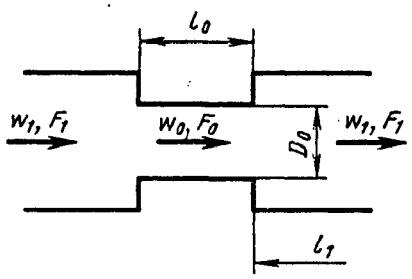
2. Квадратное сечение (ориентировочно):

$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. п. 1, но ζ_1 определяется, как $\zeta_д$ при $l_0/D_0=0$, по диаграмме 5-4.

3. Прямоугольное сечение с расширением в одной плоскости (ориентировочно):

$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. п. 1, но ζ_1 находится, как $\zeta_д$ при $l_0/D_0=0$, по диаграмме 5-5.

Переходные участки с резким изменением сечения в сети $(l_1/D_1>0)$	Диаграмма 5-26



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_1 \zeta_1,$$

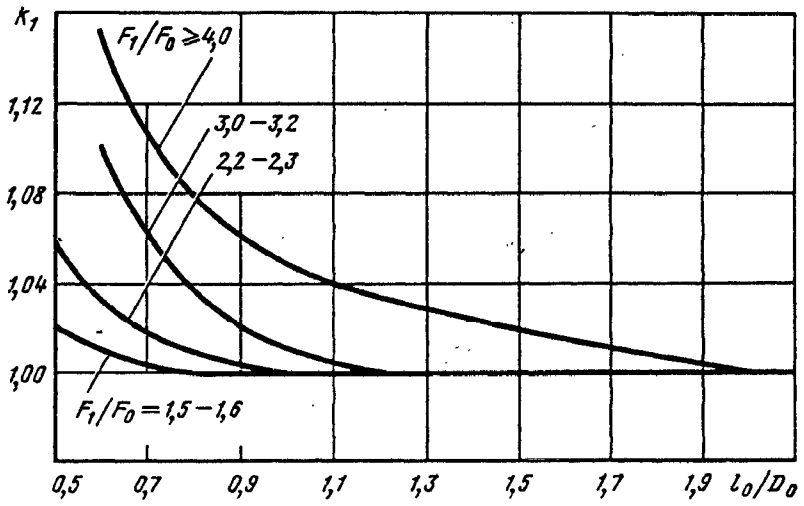
где при $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu > 10^4$

$$\zeta_1 \equiv 0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda\frac{l_0}{D_0} = \zeta_c + \zeta_p + \lambda\frac{l_0}{D_0};$$

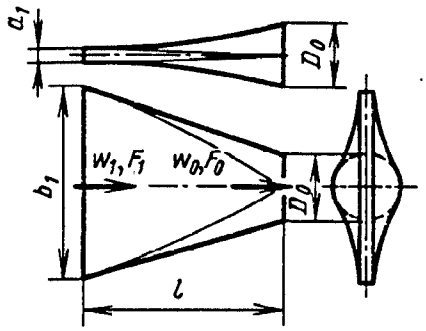
$\zeta_c \equiv 0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}$ см. диаграмму 4-9, п. 1; $\zeta_p = \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2$ при $\mathrm{Re} < 10^4$ ζ_c определяется, как ζ, по диаграмме 4-10, а ζ_p, как ζ, по диаграмме 4-1; при всех Re $k_1 = f\left(\frac{l_0}{D_0}; \frac{F_1}{F_0}\right)$ см. график; λ см. диаграммы 2-1—2-6

Значения k_1

$F_1/F_0 (D_1/D_0)$	l_0/D_0						
	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,4	⩾2,0
1,5—1,6 (≈1,25)	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2,2—2,3 (≈1,5)	1,06	1,03	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0
3,0—3,2 (≈1,75)	—	1,10	1,06	1,04	1,01	1,0	1,0
⩾4,0 (⩾2)	—	1,15	1,10	1,08	1,04	1,03	1,0



Переходные участки от прямоугольного сечения к круглому в сети ($l_0/D_0>0$); $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [5-7, 5-84]	Диаграмма 5-27



1. Диффузорный переход ($F_0>F_1$):

$$\zeta_д\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_а+0{,}5\exp(-\mathrm{Re}\cdot10^{-5})=\zeta_а+\Delta\zeta_д;$$

$\Delta\zeta_д=0{,}5\exp(-\mathrm{Re}\cdot10^{-5})$ см. график *а*.

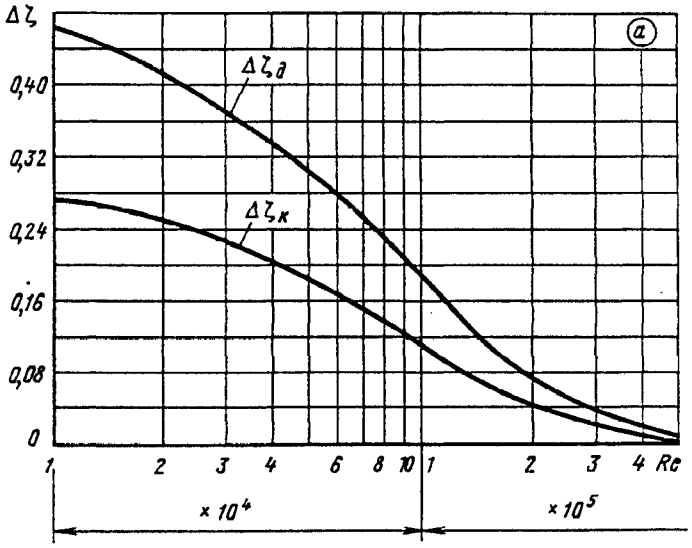
2. Конфузорный переход ($F_0<F_1$):

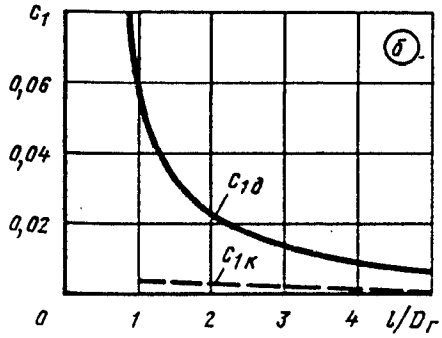
$$\zeta_к\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_а+0{,}3\exp(-\mathrm{Re}\cdot10^{-5})=\zeta_а+\Delta\zeta_к;$$

$\Delta\zeta_к=0{,}3\exp(-\mathrm{Re}\cdot10^{-5})$ см. график *а*; $\zeta_а=\left(c_0+c_1\frac{b_1}{a_1}\right)\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2$; $c_1=f\left(\frac{l}{D_0}\right)$ см. график *б* ($c_{1д}$ — для диффузорного перехода; $c_{1к}$ — для конфузорного перехода); $c_0=\lambda\frac{l}{D_г}$; $D_г=\frac{D_{1г}+D_0}{2}=\frac{a_1b_1}{a_1+b_1}+0{,}5D_0$; λ см. диаграммы 2-1—2-6.

Выбор формы и оптимальных размеров переходных участков см. ш. 101—108 (переходные участки)

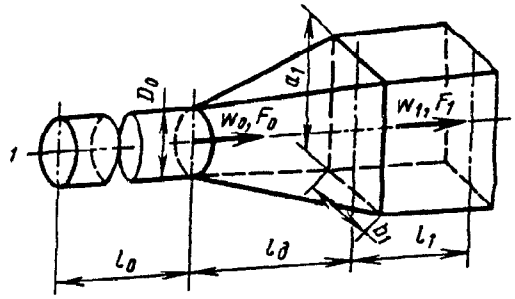
Параметры	$\mathrm{Re}\cdot10^{-4}$								
	1	2	4	6	8	10	20	40	50
$\Delta\zeta_к$	0,272	0,245	0,201	0,165	0,135	0,111	0,041	0,005	0,002
$\Delta\zeta_д$	0,453	0,409	0,335	0,275	0,225	0,185	0,068	0,009	0,003

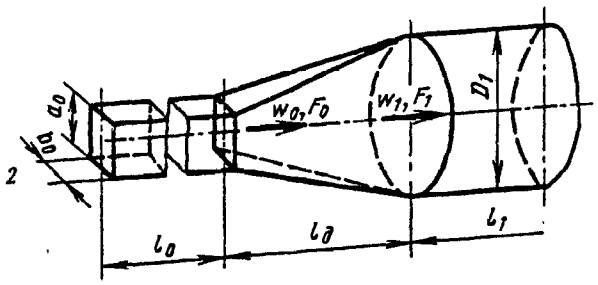




Параметры	l/D_0						
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
$c_{1д}$	0,055	0,030	0,023	0,018	0,015	0,008	0,006
$c_{1к}$	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0015	0,001	0

Диффузор с переходом с круга на прямоугольник или с прямоугольника на круг в сети $(l_1/D_1>0)$	Диаграмма 5-28





$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

см. диаграмму 5-4 для пирамидального диффузора (прямоугольного сечения) с эквивалентным углом расширения, который определяется из соотношений:

с круга на прямоугольник

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{2\sqrt{a_1 b_1/\pi} - D_0}{2l_д};$$

с прямоугольника на круг

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - 2\sqrt{a_0 b_0/\pi}}{2l_д}$$

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ С ИЗМЕНЕНИЕМ НАПРАВЛЕНИЯ ПОТОКА (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗОГНУТЫХ УЧАСТКОВ — КОЛЕН, ОТВОДОВ ПОВОРОТОВ)

6-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. В изогнутых трубах и каналах (коленах, отводах *[1]) вследствие искривления течения потока появляются центробежные силы, направленные от центра кривизны к внешней стенке трубы. Этим обусловливается повышение давления у внешней стенки и понижение его у внутренней при переходе потока из прямолинейного участка трубопровода в изогнутый (до полного поворота). Поэтому скорость потока соответственно будет меньше у внешней стенки и больше у внутренней (рис. 6-1). Таким образом, в этом месте вблизи внешней стенки проявляется диффузорный эффект, а вблизи внутренней стенки — конфузорный. Переход потока из изогнутой части в прямолинейную (после поворота) сопровождается обратными явлениями: диффузорным эффектом вблизи внутренней стенки и конфузорным вблизи внешней.

2. Диффузорные явления приводят к соответствующему отрыву потока от обеих стенок. При этом отрыв от внутренней стенки усиливается стремлением потока двигаться по инерции в изогнутом участке по направлению к внешней стенке. Образованная вследствие отрыва от внутренней стенки вихревая зона распространяется далеко вперед и в ширину, существенно сокращая сечение основного потока.

3. Появлением центробежной силы и наличием пограничного слоя у стенок объясняется возникновение в изогнутой трубе вторичного (поперечного) течения, т. е. образование так называемого парного вихря, который налагается на главный поток, параллельный оси канала, и придает линиям потока винтообразную форму (рис. 6-2).

4. Основная часть потерь давления в изогнутых трубах вызывается вихреобразованием у внутренней стенки, которое вместе со вторичными потоками определяет в основном и характер распределения скоростей за поворотом.

Коэффициент сопротивления изогнутых труб и структура потока в них изменяются под влиянием факторов, определяющих степень турбулентности потока и форму профиля скорости на входе ($\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu$, относительная шероховатость стенок $\bar{\Delta}=\Delta/D_г$, условия входа: относительная длина прямого входного участка l_0/D_0*[2], относительное расстояние от предшествующей фасонной части и др.), а также геометрических параметров трубы (угол поворота δ, относительный радиус закругления r/b_0 или $R_0/D_0(R_0/b_0)$ — рис. 6-3, относительная вытянутость поперечного сечения a_0/b_0, отношение площадей входа и выхода F_1/F_0 и т. п.).

5. При прочих равных условиях изогнутая труба создает наибольшее сопротивление в том случае, когда кромка изгиба на внутренней стенке острая; отрыв потока от этой стенки происходит наиболее интенсивно. При

*[1] Под отводами подразумеваются изогнутые участки, в которых при равенстве входного и выходного сечения закругления обеих стенок (внешней и внутренней) представляют собой дуги концентрических окружностей:

$$r_0 \geqslant 0 \quad \text{и} \quad r_1 = r_0 + b_0,$$

где r_0 — радиус закругления внутренней стенки; r_1 — радиус закругления внешней стенки.

Поскольку закругления обеих стенок описаны из общего центра, кривизна поворота характеризуется радиусом закругления R_0 осевой линии, причем $R_0/b_0 \geqslant 0{,}5$.

Под коленами подразумеваются изогнутые участки, у которых закругления внутренней и внешней стенок не являются дугами концентрических окружностей.

*[2] l_0/D_0 — длина прямого участка за плавным входом (коллектором).

угле поворота трубы $\delta = 90°$ область отрыва потока у внутренней стенки за поворотом достигает 0,5 ширины трубы. Следовательно, интенсивность вихреобразования и сопротивление изогнутой трубы (канала) тем значительнее, чем больше угол поворота. Скругление кромок колена (особенно внутренней)

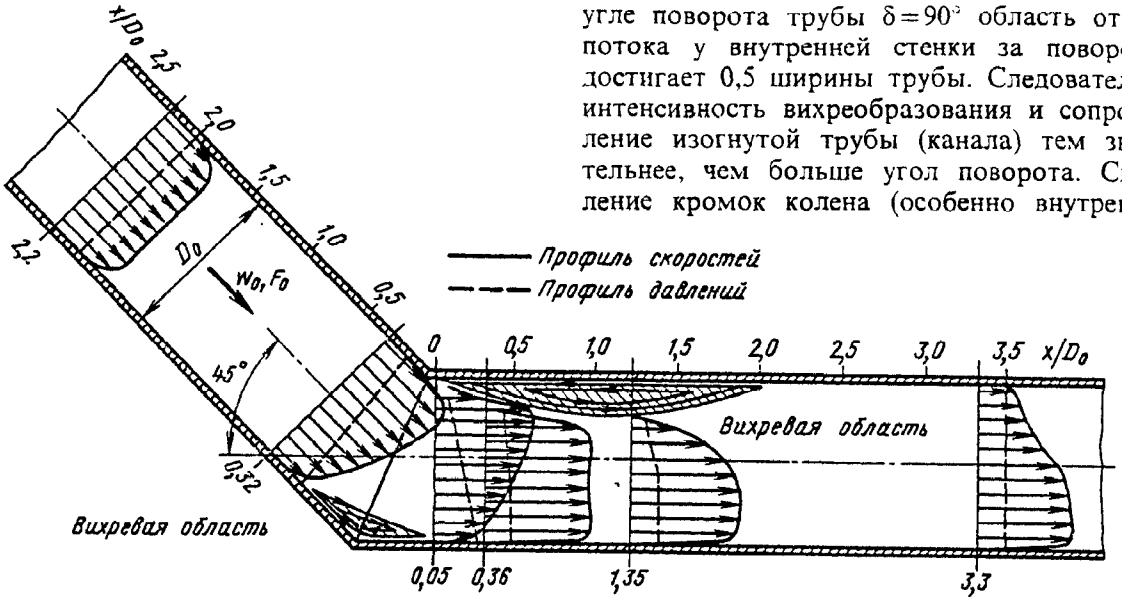


Рис. 6-1. Схема изменения профилей скоростей и давлений в колене и в прямой трубе за ним

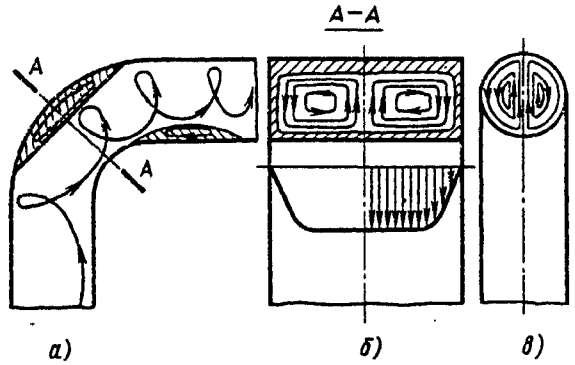


Рис. 6-2. Парный вихрь в отводе:
а **— продольный разрез;** ***б*** **— поперечное сечение (прямоугольный канал);** ***в*** **— поперечное сечение (труба круглого сечения)**

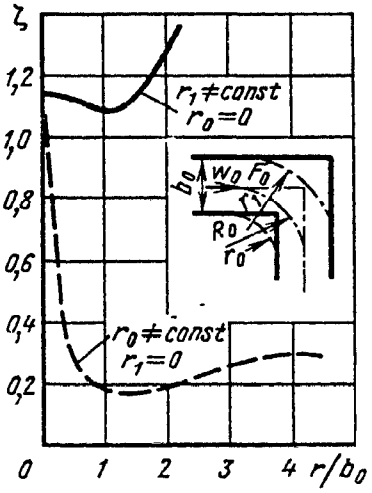


Рис. 6-3. Схема скругления колена и зависимость коэффициента сопротивления колена от радиуса закругления r/b_0

значительно смягчает условия отрыва потока и, следовательно, снижает сопротивление.

6. Если внешнюю кромку колена оставить острой (радиус внешнего закругления $r_1 = 0$), а закруглять только внутреннюю (увеличивать радиус внутреннего закругления r_0), то минимальное сопротивление колена с поворотом на 90° будет получено при $r_0/b_0 = 1{,}2 \div 1{,}5$. При дальнейшем увеличении r_0/b_0 сопротивление начнет заметно возрастать. Такой рост сопротивления объясняется тем, что при значительном скруглении внутренней кромки в месте изгиба существенно увеличивается площадь поперечного сечения и соответственно падает скорость. Это усиливает диффузорный отрыв потока, который возникает в месте перехода от входного участка к колену.

7. Скругление внешней стенки при сохранении внутренней кромки острой ($r_0 = 0$) не приводит к заметному снижению сопротивления колена. Значительное увеличение радиуса кривизны внешней стенки вызывает даже повышение сопротивления колена. Это указывает на нерациональность скругления одной только внешней стенки (при острой внутренней кромке), так как при этом уменьшается площадь поперечного сечения потока в месте его поворота и увеличиваются диффузорные потери, возникающие при переходе от колена к выходному участку трубопровода.

Минимальное сопротивление создает колено, у которого $r_1/b_0 = r_0/b_0 + 0{,}6$ (колено оптимальной формы), а близкое к минимуму — отвод или «нормальное» колено, у которого $r_1/b_0 = r_0/b_0 + 1{,}0$. Так как отвод технически легче выполнить, то в большинстве случаев он может заменить оптимальное колено.

8. Сопротивление прямоугольных колен может быть существенно уменьшено путем уста-

новки на внутренней кромке круговых обтекателей (см. диаграмму 6-10). Оптимальное значение относительного радиуса закругления обтекателя составляет $r_0/b_0=0{,}45$. При таком обтекателе коэффициент сопротивления прямого колена ($\delta=90°$) снижается с $\zeta=1{,}15$ до $\zeta=0{,}55$ [6-30].

Скругление наружной кромки колена по радиусу $r_1/b_0=0{,}45$ дополнительно снижает потери до $\zeta=0{,}49$.

Снижение сопротивления колен достигается также срезом (по хорде) острых кромок поворота (особенно внутренней, см. диаграмму 6-10).

9. Изменение соотношения площадей F_1/F_0 входа и выхода из колена изменяет его сопротивление. При увеличении площади сечения за поворотом возрастает диффузорный эффект, что усиливает отрыв потока и вихреобразование (увеличивает вихревую зону). Вместе с тем при постоянном расходе скорость потока в выходном участке уменьшается. Эффект от уменьшения скорости, выражающийся в уменьшении потерь давления, сказывается при увеличении отношения F_1/F_0 до определенных пределов сильнее, чем эффект от увеличения вихревой зоны, приводящий к возрастанию потерь. Вследствие этого общие потери при расширении сечения колена в определенных пределах уменьшаются.

10. Минимум сопротивления прямых колен ($\delta=90°$) с острой кромкой соответствует отношению F_1/F_0, равному 1,2—2,0. В коленах и отводах с плавными поворотами оптимальное отношение F_1/F_0 ближе к единице; в некоторых случаях оно даже меньше единицы (рис. 6-4). Коэффициент внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$*[1] плоских отводов с $\delta=90°$ и отношением высоты к ширине $a_0/b_0=2{,}4$ зависит от относительного радиуса r_1/b_0 закругления внешней стенки при различных значениях относительного радиуса r_0/b_0 закругления внутренней стенки. Огибающая кривых $\zeta=f(r_0/b_0, r_1/b_0)$ во всем диапазоне значений r_0/b_0 и r_1/b_0 расположена выше для диффузорного канала, когда $F_1/F_0=1{,}3$, и ниже при $F_1/F_0=0{,}5$. Промежуточное положение занимает канал постоянного сечения ($F_1/F_0=1{,}0$).

Рис. 6-4 может служить руководством для выбора оптимальных соотношений между значениями r_0/b_0 и r_1/b_0 плоских отводов с $\delta=90°$.

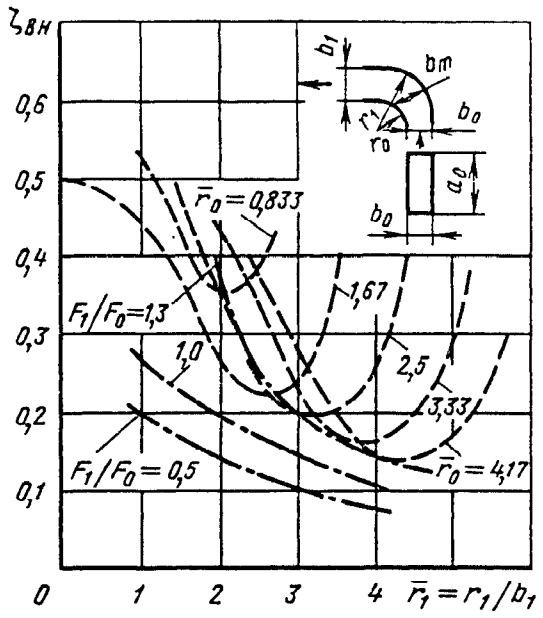


Рис. 6-4. Зависимость $\zeta_{вн}$ колен с $\delta=90°$ от r_1/b_0 при различных r_0/b_0 [6-77]

При отсутствии данных по сопротивлению колен и отводов с расширением в указанных пределах отношения F_1/F_0 уменьшением потерь давления можно пренебречь и коэффициент сопротивления принять таким же, как при $F_1/F_0=1$. При значениях F_1/F_0, значительно отличающихся от оптимальных, увеличением сопротивления пренебрегать нельзя.

11. Сопротивление изогнутых труб (каналов) уменьшается с увеличением относительной вытянутости поперечного сечения колена a_0/b_0, и, наоборот, с уменьшением a_0/b_0 в пределах, меньших единицы, сопротивление колена возрастает.

12. Общий коэффициент сопротивления колен и отводов для удобства инженерных расчетов в большинстве случаев определяется как сумма коэффициентов местного сопротивления $\zeta_м$ и сопротивления трения $\zeta_{тр}$ поворота:

$$\zeta=\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр}=\lambda l/D_г$ вычисляется, как ζ прямых участков, при которых λ принимается по диаграммам 2-1—2-6 в зависимости от числа Re и относительной шероховатости $\bar{\Delta}=\Delta/D_г$; l—длина колена или отвода по оси.

Отношение

$$l/D_г=\pi\frac{\delta°}{180°}\cdot\frac{R_0}{D_г}=0{,}0175\frac{R_0}{D_г}\delta°.$$

Тогда

$$\zeta_{тр}=0{,}0175\delta°\lambda R_0/D_г.$$

*[1] Коэффициент внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$, полученный как отношение разности полных давлений на входе и выходе из отвода к динамическому давлению на входе, не учитывает дополнительных потерь, которые имели бы место в прямом выходном участке за поворотом вследствие дальнейшего выравнивания профиля скорости, нарушенного при повороте потока в отводе.

13. Коэффициент местного сопротивления отводов вычисляется по формуле, предложенной Г. Н. Абрамовичем [6-11][*1]:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A_1 B_1 C_1, \qquad (6\text{-}1)$$

где A_1 — коэффициент, учитывающий влияние угла δ изогнутости отвода; B_1 — коэффициент, учитывающий влияние относительного радиуса $R_0/D_0(R_0/b_0)$ закругления отвода; C_1 — коэффициент, учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения отвода a_0/b_0.

Величина A_1 находится по данным Б. Б. Некрасова [6-31]:

при $\delta = 90°$ $A_1 = 1{,}0$;
при $\delta < 70°$ $A_1 = 0{,}9\sin\delta$;
при $\delta > 100°$ $A_1 = 0{,}7 + 0{,}35\delta/90°$

или по графику *а* диаграммы 6-1.

Величину B_1 можно вычислить по приближенным формулам:

$$\text{при } R_0/D_0(R_0/b_0) < 1{,}0 \quad B_1 = \frac{0{,}21}{(R_0/D_0)^{0{,}25}}\text{[*2]};$$

$$\text{при } R_0/D_0(R_0/b_0) \geqslant 1{,}0 \quad B_1 = \frac{0{,}21}{\sqrt{R_0/D_0}}\text{[*2]}$$

или по графикам *б* и *в* диаграммы 6-1, а величину C_1 — по графику *г* диаграммы 6-1.

14. Для очень плавных криволинейных труб и каналов (отводов, змеевиков) ($R_0/D_0 \geqslant 3{,}0$) общее сопротивление может рассматриваться как повышенное сопротивление трения, при котором коэффициент сопротивления является не только функцией числа Рейнольдса и шероховатости, но и относительного радиуса закругления $R_0/D_0(R_0/b_0)$ или параметра $\mathrm{Re}\sqrt{2R_0/D_0}$ [6-3, 6-4, 6-51, 6-79]:

$$\zeta = f(\mathrm{Re},\ \bar{\Delta},\ R_0/D_0,\ \mathrm{Re}\sqrt{2R_0/D_0}).$$

При этом

$$\zeta = \lambda_к l/D_г = 0{,}0175\delta\lambda_к R_0/D_0,$$

где $\lambda_к$ — коэффициент сопротивления трения криволинейного канала (отвода).

15. Зависимость коэффициента сопротивления трения криволинейных труб (отводов) $\lambda_к$ от $\mathrm{Re}\sqrt{2R_0/D_0}$, R_0/D_0 и $\bar{\Delta}$, установленная различными авторами (рис. 6-5), указывает на существование для таких труб аналогии с тем, что наблюдается для прямых труб (см. второй раздел). При этом возможны четыре режима течения потока.

Первый режим (до $\mathrm{Re} = 6{,}5\cdot10^3$) является ламинарным. Он характеризуется тем, что прямые сопротивления для различных R_0/D_0 и $\bar{\Delta}$ параллельны между собой и расположены под острым углом к абсциссе $\lg(\mathrm{Re}\sqrt{2R_0/D_0})$.

Второй режим ($6{,}5\cdot10^3 < \mathrm{Re} < 4\cdot10^4$) — переходный. При нем коэффициент $\lambda_к$ практически мало зависит от числа Рейнольдса.

В третьем режиме — турбулентном ($4\cdot10^4 < \mathrm{Re} < 3\cdot10^5$) кривые сопротивления криволинейных труб располагаются как кривые сопротивления прямых технических труб (с неравномерной шероховатостью) в переходной области (см. диаграмму 2-4) — они плавно снижаются с увеличением параметра $\mathrm{Re}\sqrt{2R_0/D_0}$. Для различных R_0/D_0 и $\bar{\Delta}$ эти кривые также параллельны друг другу.

В четвертом режиме (при $\mathrm{Re} > 3\cdot10^5$) кривые $\lambda_к = f(\mathrm{Re}\sqrt{2R_0/D_0})$ расположены параллельно оси абсцисс, так что $\lambda_к$ практически перестает зависеть от числа Re и остается функцией только R_0/D_0 и $\bar{\Delta}$.

16. Для гладких криволинейных труб круглого сечения (стеклянные, латунные, свинцовые, резиновые, стальные при $\bar{\Delta} < 0{,}0002$ и т. п.) при любых δ, включая целые спирали (змеевики), величина $\lambda_к$ до $\mathrm{Re} \approx 10^5$ может быть вычислена по формуле вида (см. также диаграмму 6-2)

$$\lambda_к = a\cdot\mathrm{Re}^{-n}(2R_0/D_0)^{-m}\text{[*3]}. \qquad (6\text{-}2)$$

17. Формулы аналогичного вида получены для криволинейных каналов квадратного сечения [6-84] (см. диаграмму 6-2). Несколько иной вид имеют формулы для прямоугольного сечения разной ориентации: величина $\lambda_к$ может быть вычислена по формулам, предложенным К. В. Дементьевым и И. З. Ароновым [6-12] (см. также диаграмму 6-2):

при $\mathrm{Re} = (0{,}5 \div 7)\cdot10^3$

$$\lambda_к = [1{,}97 + 49{,}1(D_г/2R_0)^{1{,}32}(b/h)^{0{,}37}]\mathrm{Re}^{-0{,}46} = A_л\mathrm{Re}^{-0{,}46}$$

или

$$\lambda_к/A_л = \mathrm{Re}^{-0{,}46};$$

при $\mathrm{Re} = (7 \div 38)\cdot10^3$

$$\lambda_к = [0{,}316 + 8{,}65(D_г/2R_0)^{1{,}32}(b/h)^{0{,}34}]\mathrm{Re}^{-0{,}25} = A_т\mathrm{Re}^{-0{,}25}$$

или

$$\lambda_к/A_т = \mathrm{Re}^{-0{,}25}.$$

[*1] В формулу входит числовой коэффициент 0,73, который включен в величину B_1.

[*2] Для прямоугольного сечения вместо R_0/D_0 принимается R_0/b_0.

[*3] Формула (6-2) получена И. З. Ароновым [6-3, 6-4] на основании обработки своих опытов и опытов Адлера [6-51] и Уайта [6-95]. Данные, близкие к значениям $\lambda_к$ по [6-4], приведены в работах Ю. В. Квитковского [6-24], И. И. Кошелева и др. [6-27], Д. Я. Мазурова и Г. В. Захарова [6-28], В. К. Щукина [6-49] и др.

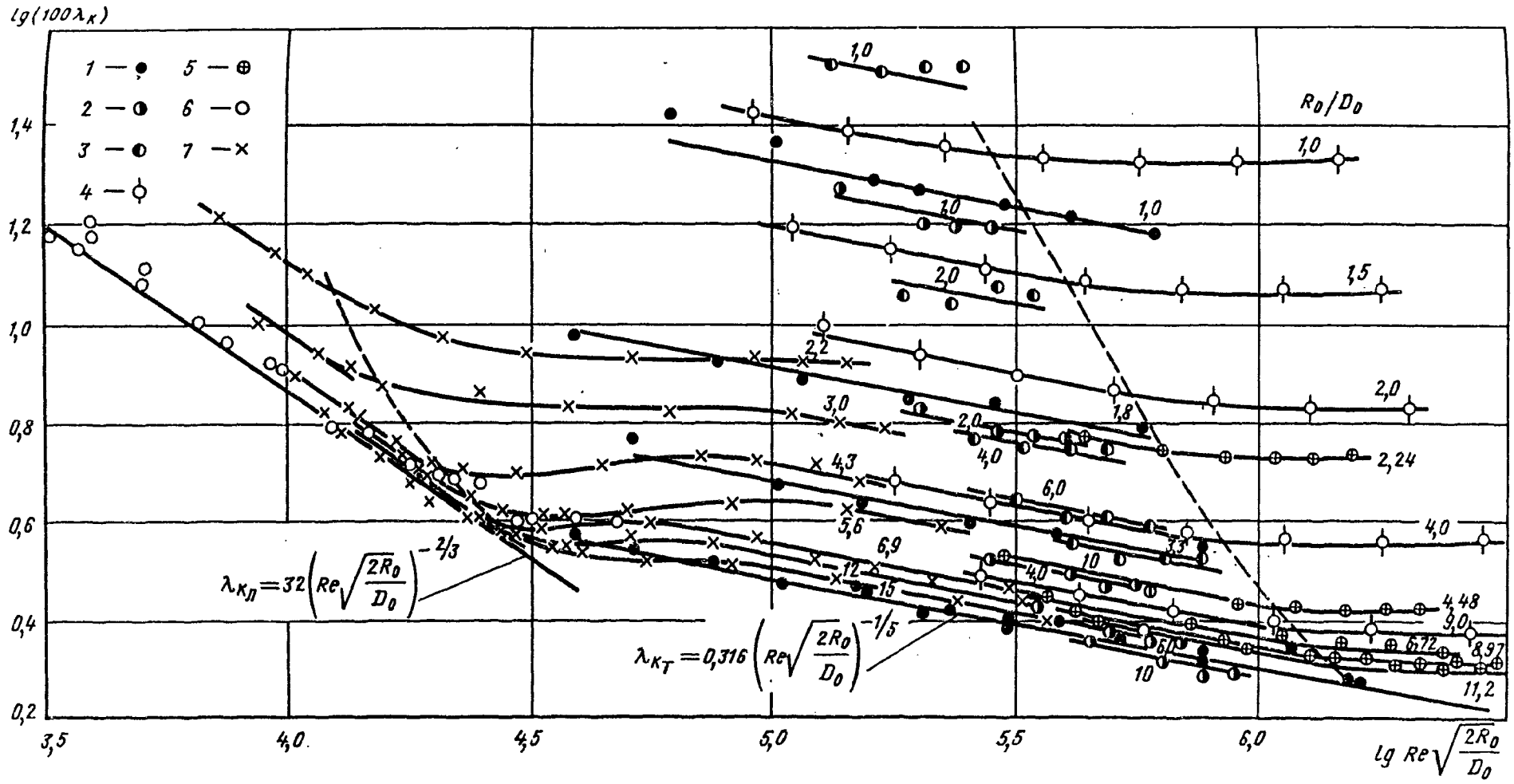


Рис. 6-5. Коэффициент сопротивления $\lambda_к$ плавных поворотов на 90° в функции безразмерного параметра $\mathrm{Re}\sqrt{2R_0/D_0}$ [6-56]:
1—Ито, $D_0=35$ мм, латунь; *2*—Гофман, $D_0=43$ мм, латунь; *3*—Гофман, $D_0=43$ мм, латунь шероховатая; *4*—Цимерман, $D_0=50$ мм, сталь; *5*—Грегорик, $D_0=89{,}3$ мм, сталь; *6*—Идельчик, гладкие; *7*—Ли, $D_0=20$ мм, сталь

18. В пределах докритического числа Дина, определяемого приближенно по формуле [6-89],

$$(\mathrm{De})_{кр}=2\cdot10^4(0{,}5D_г/R'_0)^{0{,}82},$$

{где $R'_0=R_0[1+(t_p/(2\pi R_0)^2]$; t_p — шаг спирали (рис. 6-6)}, можно воспользоваться следующей единой формулой расчета коэффициента сопротивления трения $\lambda_к$, верной для любой формы сечения криволинейного канала (круглого, прямоугольного, квадратного и эллиптического) [6-89];

$$\lambda_к=0{,}1008f(\gamma)(\mathrm{Re}\sqrt{D_г/2R_0})^{0{,}5}[1+ +3{,}945f(\gamma)(\mathrm{Re}\sqrt{D_г/2R_0})^{-0{,}5}+ +7{,}782f(\gamma)(\mathrm{Re}\sqrt{D_г/2R_0})^{-1}+ +9{,}097f(\gamma)(\mathrm{Re}\sqrt{D_г/2R_0})^{-1{,}5}+ +5{,}608f(\gamma)(\mathrm{Re}\sqrt{D_г/2R_0})^{-2}]\lambda,$$

где $\lambda=f(\mathrm{Re})$ — коэффициент сопротивления трения канала, определяемый для данной формы сечения по соответствующим диаграммам второго раздела; $\gamma=b_0/a_0$ — отношение осей сечения канала;

для прямоугольного сечения

$$f(\gamma)=D_г/2 \quad \text{при} \quad \gamma<1;$$
$$f(\gamma)=2/D_г \quad \text{при} \quad \gamma>1;$$

для эллипса

$$f(\gamma)=2\gamma/(\gamma+1) \quad \text{при} \quad \gamma<1;$$
$$f(\gamma)=(\gamma+1)/(2\gamma) \quad \text{при} \quad \gamma>1.$$

19. Коэффициент местного сопротивления колен с острыми кромками на повороте для всего диапазона углов поворота δ от 0 до 180°

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=C_1A\zeta',$$

где ζ' определяется по формуле Вейсбаха [6-92]

$$\zeta'=0{,}95\sin^2(\delta/2)+2{,}05\sin^4(\delta/2);$$

A — поправочный коэффициент, полученный на основании обработки экспериментальных данных Рихтера [6-79] и Шубарта [6-81]; определяется по кривой $A=f(\delta)$ диаграммы 6-7.

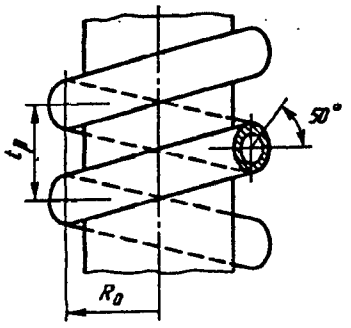


Рис. 6-6. Схема обмотки винтовой трубы

20. Коэффициенты местного сопротивления любых колен и отводов можно практически принять постоянными, не зависящими от числа Рейнольдса, только при $\mathrm{Re}>2\cdot10^5\div3\cdot10^5$. При меньших значениях этого числа его влияние на сопротивление начинает сказываться в тем большей степени, чем меньше Re. Это особенно относится к отводам, а также коленам с плавным внутренним закруглением.

21. Зависимость $\zeta=f(\mathrm{Re})$ сложная, и характер ее определяется согласно данным автора [6-16—6-17], главным образом изменением состояния потока в пограничном слое. В частности, в отводах с $R_0/b_0=0{,}55\div1{,}5$, особенно при их установке недалеко за плавным входом, характер течения аналогичен внешнему обтеканию цилиндра или шара.

22. Начиная с очень малых значений числа Рейнольдса коэффициент полного сопротивления $\zeta_п$ отвода*1 при $R_0/b_0\approx0{,}55\div1{,}5$ уменьшается, достигая первого минимума примерно при $\mathrm{Re}=5\cdot10^4$ (рис. 6-7). После этого наблюдается незначительное возрастание $\zeta_п$, пока он не достигнет значения, соответствующего $\mathrm{Re}_{кр}$ (в данном случае около 10^5), при котором наступает резкое падение коэффициента сопротивления (переходный режим — кризис сопротивления) до второго минимума при $\mathrm{Re}=0{,}2\div2{,}5\cdot10^5$ (установившийся или закритический режим). Затем с увеличением Re опять наблюдается незначительное возрастание коэффициента сопротивления.

23. При сравнительно малых числах Рейнольдса (примерно до $\mathrm{Re}=10^5$) в отводе, расположенном близко от плавного входа, пограничный слой ламинарен, поэтому при небольших R_0/b_0 имеет место ламинарный отрыв потока от стенок с внутренним закруглением. Критическое число Re, при котором начинается падение $\zeta_п$, характеризуется переходом от ламинарного течения к турбулентному. Турбулизация оторвавшегося пограничного слоя, ведущая к усилению обмена количеством движения между отдельными частицами жидкости, вызывает сужение внутренней вихревой зоны и, как, следствие, расширение струи в этом слое (рис. 6-8).

24. По мере увеличения числа Re точка перехода все больше и больше перемещается назад (вверх по потоку), а оторвавшийся пограничный слой расширяется до тех пор, пока не присоединится снова к внутренней стенке отвода. Центробежные силы на повороте не дают, однако, прилипшему слою удержаться на всем закруглении отвода, и в каком-то месте поток опять отрывается

*1 Коэффициент $\zeta_п$ включает и потери динамического давления на выходе из отвода в большое пространство (атмосферу).

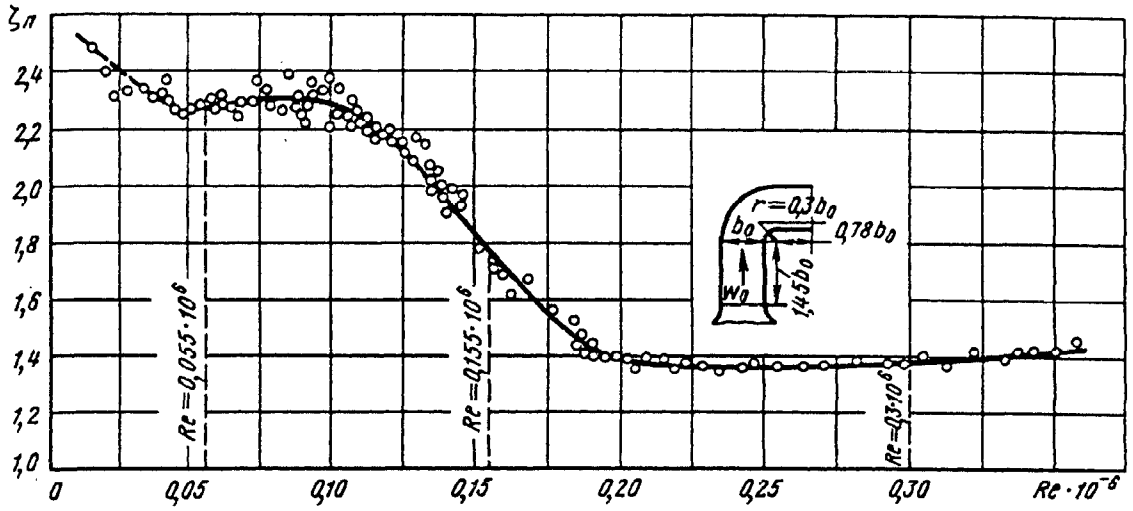


Рис. 6-7. Зависимость коэффициента полного сопротивления $\zeta_п$ от числа Re для отвода с $\delta=90°$ и гладкими стенками ($\bar{\Delta}=0{,}00003$) [6-17]

от стенки, но это уже является отрывом турбулентного слоя на более далеком расстоянии от внутреннего закругления (см. рис. 6-8).

25. В первый момент между точкой ламинарного отрыва и точкой прилипания образуется замкнутая вихревая зона, которая с дальнейшим увеличением Re окончательно рассасывается. Полностью вихревая зона рассасывается тогда, когда точка перехода совпадает с точкой ламинарного отрыва. Этот момент соответствует завершению переходного режима течения, после которого коэффициент сопротивления перестает уменьшаться и принимает почти постоянное значение. В рассматриваемом случае этому соответствует значение $Re=(2\div2{,}5)\cdot10^5$.

26. Отрыв ламинарного слоя, происходящий в наиболее близкой к началу закругления отвода точке, создает наиболее обширную вихревую зону у внутренней стенки (см. рис. 6-8). По мере приближения точки перехода к точке ламинарного отрыва эта зона сжимается. Наименьшие размеры она принимает при турбулентном отрыве в точке, наиболее удаленной от начала закругления.

27. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент местного сопротивления отводов и колен при $Re\geqslant10^4$ учитывается на соответствующих диаграммах коэффициентами k_{Re}, входящими в качестве множителей в выражения для коэффициентов местного сопротивления $\zeta_м$. При этом значения k_{Re} приводятся в виде кривых зависимости от числа Re [6-17, 6-88], которые впредь до уточнения принимаются ориентировочно для всех углов поворота δ.

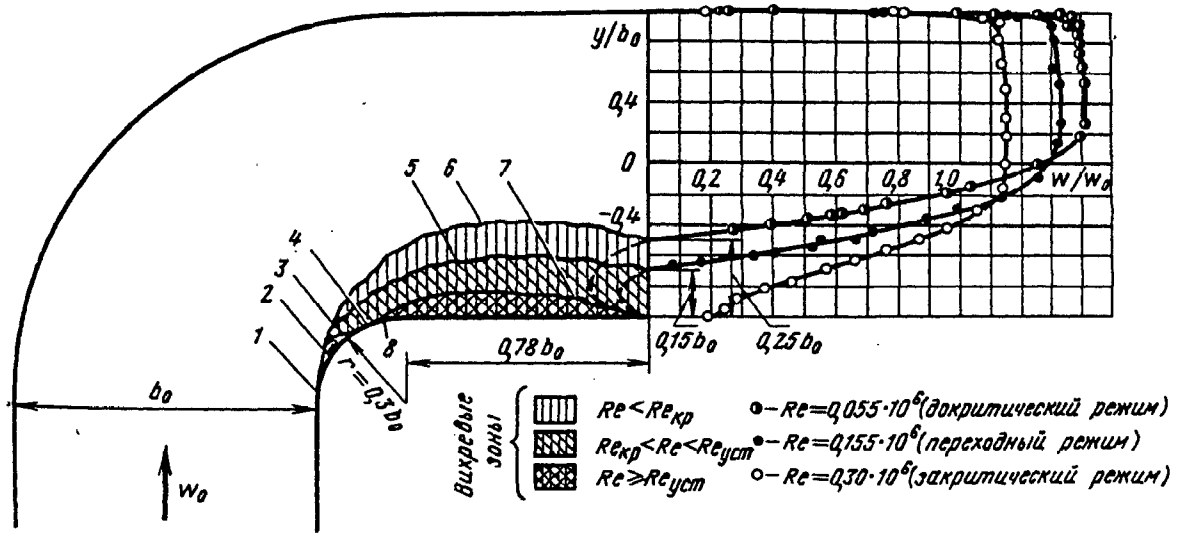


Рис. 6-8. Схема отрыва потока от внутренней стенки и распределение скоростей по средней линии сечения отвода с гладкими стенками при различных режимах течения [6-17]:
1—точка ламинарного отрыва; *2*—«мертвая» зона; *3*—точка перехода; *4*—точка прилипания оторвавшегося слоя; *5*—турбулентное расширение оторвавшегося слоя; *6* и *7*—нижняя граница оторвавшихся соответственно ламинарного и турбулентного слоев; *8*—точка турбулентного отрыва

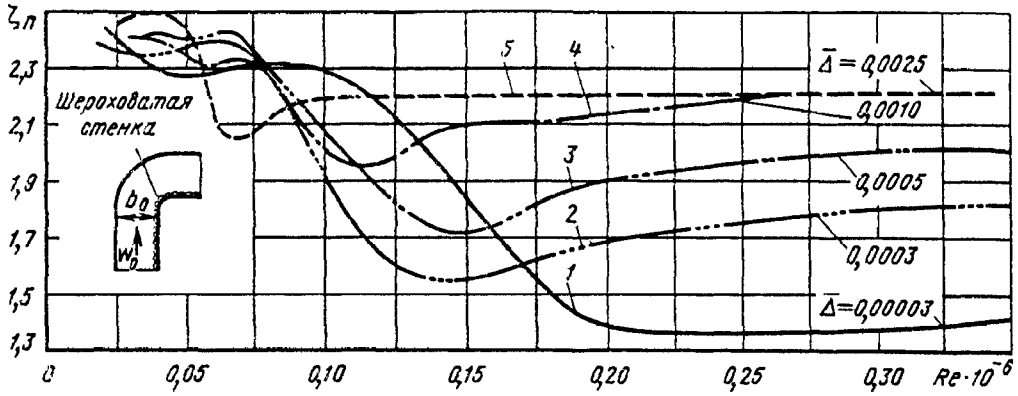


Рис. 6-9. Кривые сопротивления $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ отвода, с внутренней стенкой [6-17]:
1—гладкой; покрытой: *2*—оберточной бумагой; *3*—афишной тисненой бумагой; *4*—шлифовальной шкуркой № 140; *5*—шлифовальной шкуркой № 60

28. Коэффициент сопротивления $\zeta_м$ при $\mathrm{Re} < 2 \cdot 10^3$ можно определить по формуле, предложенной В. П. Зубовым [6-13]:

$$\zeta_м = (k_1 + 1)\zeta_{а.м} + A/\mathrm{Re},$$

где $\zeta_{а.м}$ — значение $\zeta_м$ при $\mathrm{Re} > 2 \cdot 10^5$ (автомодельная область); k_1 — поправочный коэффициент; для угольника с нишей

$\delta°$	30	45	75	90
k_1	6,0	3,6	1,5	1,3

A — коэффициент, зависящий от геометрических параметров колена (отвода), в частности от R_0/D_0; по некоторым данным (см., например, [1-2]), при $\mathrm{Re} \leqslant 10^2$ для угольника 90° $A \approx 400$, для угольника 135° $A \approx 600$; при $\mathrm{Re} \leqslant 10^3$ для колена 90°, $r/D_0 = 2{,}6$ $A \approx 1300$, для колена 180°, $r/D_0 = 1{,}5 \div 2{,}0$ $A \approx 1200$.

29. Влияние сжимаемости жидкости (газа) при больших дозвуковых скоростях потока на сопротивление изогнутых каналов может быть учтено коэффициентом k_λ, определяемым по следующей эмпирической формуле, полученной в работе [6-74] на основе обработки результатов экспериментальных исследований некоторых типов колен и отводов:

$$k_\lambda \equiv \zeta_\lambda/\zeta = 1 + \alpha_1 \lambda_c^\beta,$$

где $\lambda_c \equiv w_{ср}/a_{кр}$ — приведенная скорость потока на входе в изогнутый канал; $w_{ср} = 0{,}5(w_0 + w_1)$; ζ_λ и ζ — коэффициенты сопротивления изогнутого канала соответственно при данном дозвуковом значении λ_c и при малом его значении, определяемом по соответствующим диаграммам настоящего раздела; α_1 и β — константы, значения которых приведены на диаграмме 6-4. Очевидно, $\zeta_\lambda = k_\lambda \zeta$.

30. Состояние внутренней поверхности (равномерная или местная шероховатость на всей поверхности или на части ее) колен и отводов непосредственно перед поворотом при больших числах Re [6-17] влияет значительнее на коэффициент местного сопротивления, чем на коэффициент сопротивления трения. При малых значениях Re коэффициент сопротивления отвода с различной степенью шероховатости внутренней стенки мало отличается от $\zeta_п$ отвода с гладкой поверхностью внутренней стенки (рис. 6-9). С увеличением числа Re коэффициент сопротивления начинает резко уменьшаться; при некотором значении этого числа $\zeta_п$ достигает минимума, а затем опять начинает расти.

31. Критическое число Re, при котором достигается минимум $\zeta_п$, а также число Re, при котором $\zeta_п$ начинает снова расти, зависят от относительной шероховатости $\bar{\Delta} = \Delta/D_г$. Чем больше $\bar{\Delta}$, тем меньше указанные значения Re и тем больше значения как минимума $\zeta_п$, так и $\zeta_п$, достигаемого при больших Re (на режимах автомодельности).

32. Пока число Re мало, толщина ламинарного пограничного слоя столь велика, что этот слой почти полностью покрывает бугорки на шероховатой стенке (рис. 6-10, *а*), и последние практически не оказывают влияния на состояние потока. Вследствие этого пограничный слой, оторвавшийся от внутреннего закругления отвода, остается ламинарным, а сопротивление отвода с шероховатыми стенками — близким к $\zeta_п$ отвода с гладкими стенками.

33. С увеличением числа Re толщина пограничного слоя уменьшается, бугорки на стенке начинают частично выступать (рис. 6-10, *б*) и турбулизировать поток. Таким образом, по сравнению с гладкой стенкой точка перехода ламинарного течения в пограничном слое в турбулентное появляется ближе к началу закругления отвода, а турбулентный отрыв происходит раньше, т. е. уменьшается как критическое число Re, при котором коэффициент сопротивления начинает падать, так и значение Re, при котором достигается минимальная величина $\zeta_п$.

34. При дальнейшем увеличении числа Re толщина пограничного слоя продолжает умень-

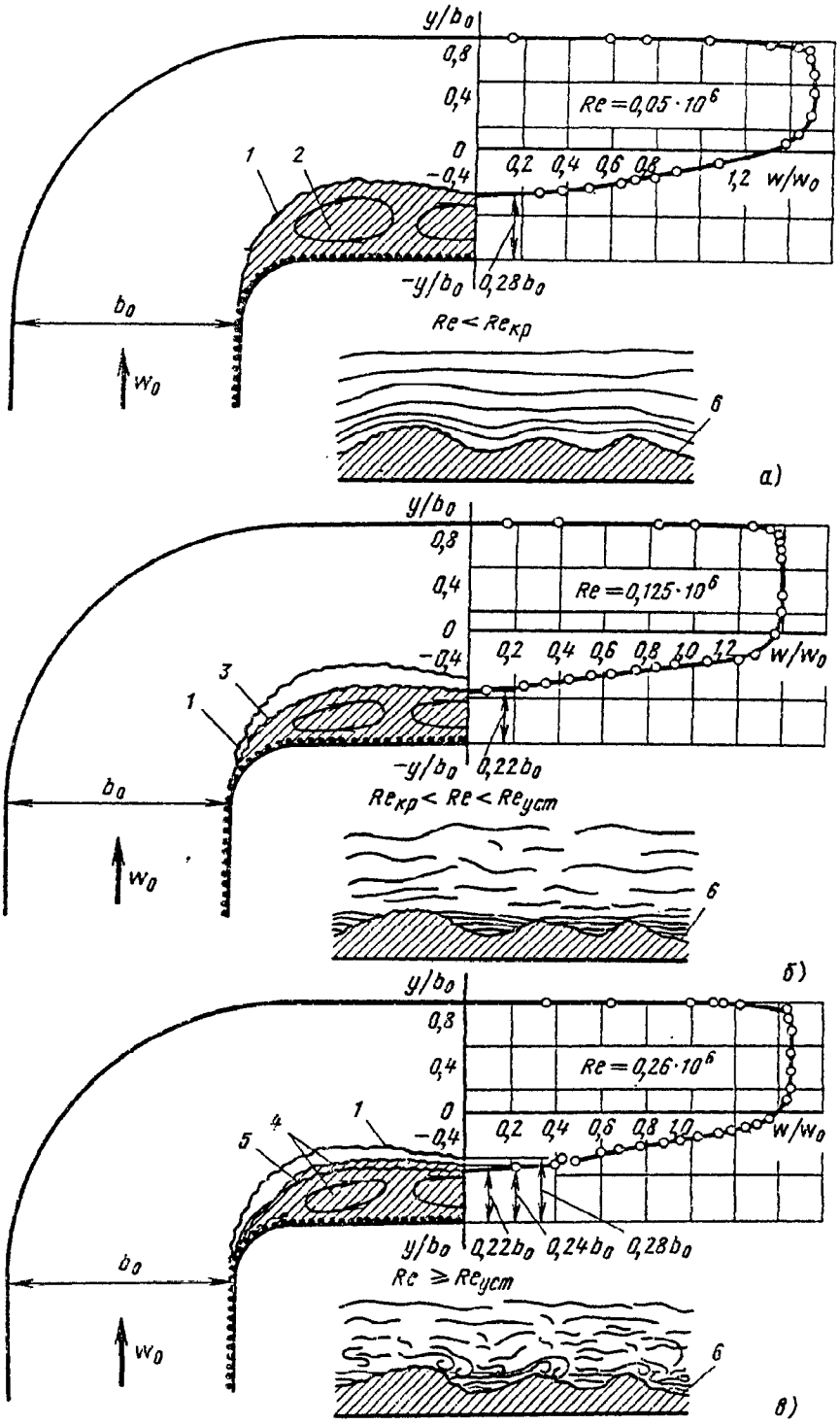


Рис. 6-10. Схема отрыва потока и распределение скоростей по средней линии сечения отвода с шероховатой внутренней стенкой ($\bar{\Delta}=0{,}001$) при различных режимах течения [6-17]:

а и *в* — соответственно ламинарное и турбулентное обтекание бугорков; *б* — переходный режим; *1* — нижняя граница оторвавшегося ламинарного слоя при $Re<Re_{кр}$; *2* — ламинарный отрыв; *3* — турбулентное расширение оторвавшегося слоя при $Re_{кр}<Re<Re_{уст}$; *4* — турбулентный отрыв при $Re\geqslant Re_{уст}$; *5* — нижняя граница оторвавшегося турбулентного слоя при $Re_{кр}<Re<Re_{уст}$; *6* — бугорки на шероховатой стенке

шаться, а бугорки на стенке выступают столь значительно, что на них начинают образовываться местные срывы потока (рис. 6-10, *в*). Эти срывы способствуют перемещению вверх по потоку точки турбулентного отрыва потока от внутренней стенки. Такое перемещение точки отрыва приводит к расширению области завихрения и снова к возрастанию коэффициента сопротивления отвода. Чем больше относительная шероховатость, тем раньше и интенсивнее сказывается это влияние, следовательно, тем раньше наступает минимум сопротивления и тем больше значение этого минимума и величина $\zeta_п$ при больших Re.

35. Решающее влияние на коэффициент сопротивления отвода оказывает состояние поверхности только внутренней стенки. Шероховатость остальных трех стенок практически не влияет на величину $\zeta_п$ (рис. 6-11).

36. При частичной (местной) шероховатости или местных выступах на внутренней стенке отвода кривые коэффициентов сопротивления отводов получаются более плавными (без резко выраженного минимума). При этом значение $\zeta_п$ при больших Re тем выше, чем

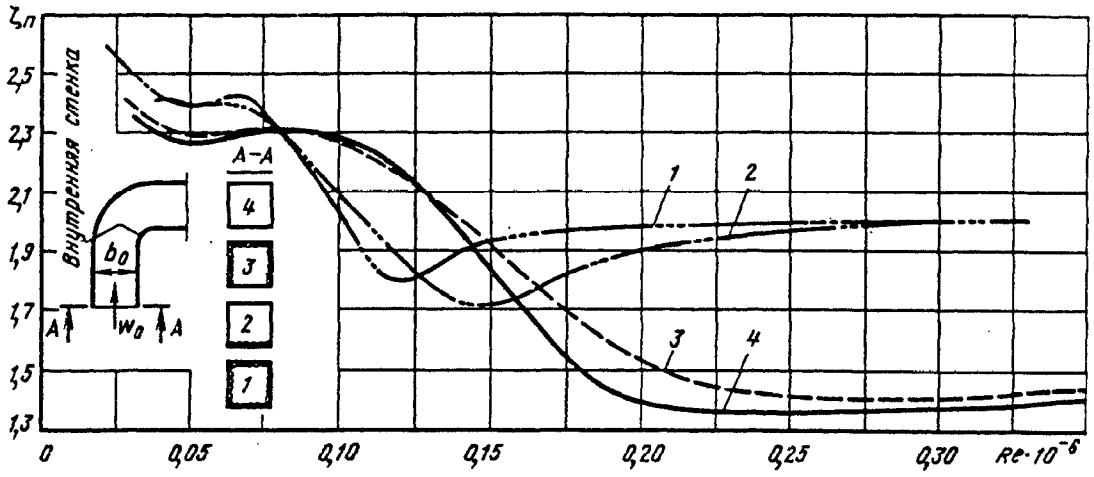


Рис. 6-11. Кривые сопротивления $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ при покрытии различных стенок (сторон) отвода шероховатой бумагой [6-17]:

1—все четыре стенки шероховатые (тисненая бумага, $\bar{\Delta}=0{,}0005$); *2*—внутренняя стенка шероховатая, остальные три гладкие; *3*—внутренняя стенка гладкая, остальные три шероховатые; *4*—все стенки гладкие ($\bar{\Delta}=0{,}00003$)

ближе к началу закругления отвода расположен выступ и чем больше его размеры (рис. 6-12).

37. Для колен и отводов с неплавным закруглением, т. е. с очень малыми относительными радиусами внутреннего закругления в пределах $0<r/D_0<0{,}05 (0{,}5<R_0/D_0<0{,}55)$, влияние регулярной шероховатости Δ (неместных выступов) значительно меньше, чем при плавном закруглении, так как при этом место отрыва потока является фиксированным (у кромки поворота). Для таких колен и отводов, впредь до опытного уточнения, можно учитывать влияние равномерной шероховатости ориентировочно по формуле

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_\Delta \zeta_{гл}, \qquad (6\text{-}3)$$

где при $\mathrm{Re}>4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta}<0{,}001$

$$k_\Delta \approx (1+0{,}5\cdot10^3\bar{\Delta}),$$

а при $\mathrm{Re}>4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta}>0{,}001$

$$k_\Delta \approx 1{,}5;$$

$\zeta_{гл}$ определяется, как $\zeta_м$ при гладких стенках ($\bar{\Delta}\approx0$).

38. Для колен и отводов с относительным радиусом внутреннего закругления в пределах $0{,}05<r/D_0<1{,}0 (0{,}55<R_0/D_0<1{,}5)$ можно учитывать влияние равномерной шероховатости коэффициентом k_Δ в выражении (6-3), который при $4\cdot10^4<\mathrm{Re}<2\cdot10^5$ и $\bar{\Delta}<0{,}001$ принимается ориентировочно, впредь до опытного уточнения.

По формуле [6-1]

$$k_\Delta = \lambda_\Delta/\lambda_{гл};$$

при $\mathrm{Re}>2\cdot10^5$ и $\bar{\Delta}<0{,}001$ — ориентировочно по формуле [6-17]

$$k_\Delta \approx 1+\bar{\Delta}\cdot10^3,$$

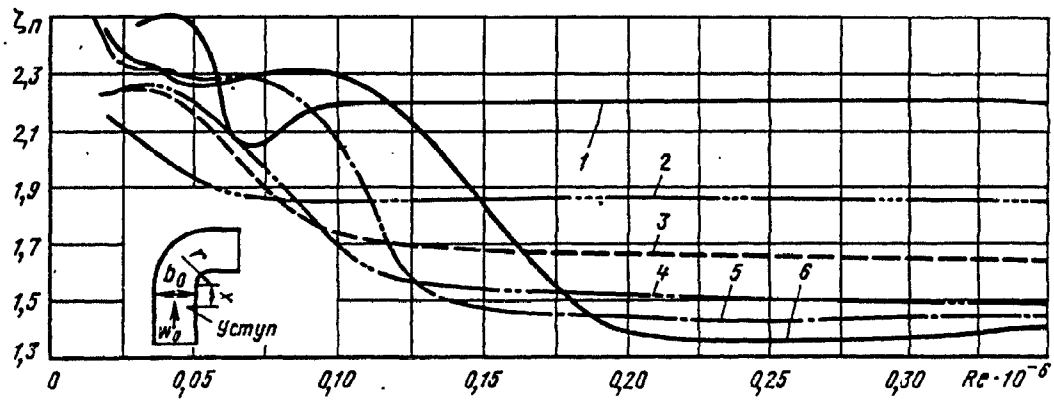


Рис. 6-12. Кривые сопротивления $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ отвода с местной шероховатостью и с различными выступами на внутренней стенке [6-17]:

1—вся внутренняя поверхность стенки шероховатая ($\bar{\Delta}=0{,}002$); *2*—уступ на расстоянии от закругления $x/b_0=0{,}13$; *3* и *4*—шероховатая наклейка ($\bar{\Delta}=0{,}002$) соответственно на расстоянии x/b_0, равном 0,13 и 0,63; *5*—шлаковочный слой на расстоянии $x/b_0=1{,}45$; *6*—гладкие стенки ($\bar{\Delta}=0{,}00003$)

а при $Re>4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta}>0{,}001$ — ориентировочно

$$k_\Delta \approx 2.$$

Здесь $\lambda_{гл}$ — коэффициент сопротивления трения гладкой трубы, определяемый как λ при заданном $Re>4\cdot10^4$, по диаграммам 2-1 и 2-6; λ_Δ — коэффициент сопротивления трения шероховатой трубы, определяемый, как λ при заданных $Re>4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta}=0\div0{,}001$, по диаграммам 2-2—2-6.

39. Для отводов с $R_0/D_0>1{,}5$ влияние равномерной шероховатости можно ориентировочно учесть на основании [6-17] и [4-64] при $Re>4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta}<0{,}001$:

$$k_\Delta \approx 1+\bar{\Delta}^2\cdot10^6,$$

а при $Re>4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta}>0{,}001$

$$k_\Delta \approx 2{,}0.$$

40. При $Re<4\cdot10^4$ коэффициент сопротивления всех колен и отводов можно практически принимать не зависящим от степени равномерной шероховатости, а функцией только числа Re. Поэтому он вычисляется, как указано в п. 28.

41. Коэффициент сопротивления колен с закругленными кромками на повороте и с расширенным или суженным выходным сечением ($n_п=F_1/F_0=b_1/b_0\neq1{,}0$) может быть вычислен приближенно [6-37]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{суж}^2/2} = A_1 C_1 \exp(k_1/n_п),$$

где $A_1=f(\delta)$ и $C_1=f(a_0/b_{суж})$ определяются, как и выше; $k_1=2{,}3\lg\zeta_0$; ζ_0 — коэффициент сопротивления колена при $n_п=F_1/F_0=1{,}0$ и $\delta=90°$; $w_{суж}$ — средняя скорость в суженном сечении колена; $b_{суж}$ — ширина суженного сечения колена.

42. Коэффициент местного сопротивления сварных отводов при прочих равных условиях получаются бóльшими, чем для гнутых отводов, так как на их внутренних поверхностях образуются сварные швы, которые увеличивают местную шероховатость. С увеличением диаметра относительная величина местной шероховатости (швов) уменьшается, вследствие чего коэффициент сопротивления снижается.

Коэффициент местного сопротивления складчатых отводов при прочих равных условиях получается бóльшим, чем для гнутых и сварных отводов, а вследствие того что абсолютные размеры складок возрастают с увеличением диаметра отвода, коэффициент сопротивления при этом также растет.

К изогнутым участкам с повышенным коэффициентом сопротивления относятся и отводы из листового материала, соединенные «в замок» из нескольких звеньев, или гофрированные.

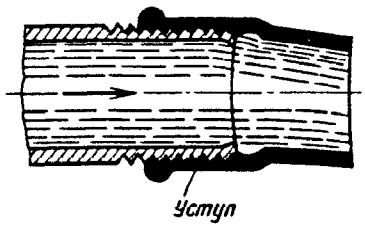


Рис. 6-13. Чугунные отводы, соединенные с помощью резьбы

43. В случае соединения чугунных (стальных) отводов с помощью резьбы в месте стыка прямого участка с изогнутой частью образуется уступ, приводящий к резкому изменению поперечного сечения в этом месте (рис. 6-13), что вызывает дополнительные потери давления. Чем меньше размеры таких отводов, тем больше относительная величина уступа. Поэтому коэффициент сопротивления стандартных газовых фитингов, отличающихся малыми размерами, значительно превышает величину ζ для обычных отводов, соединенных фланцами.

Приведенные на диаграмме 6-3 значения коэффициентов сопротивления газовых фитингов могут быть распространены на стандартные отводы с размерами, близкими к указанным на этих диаграммах.

44. Сопротивление составных (спаренных) отводов и колен в большой степени зависит от относительного расстояния $l_к/D_0$ между обоими поворотами (коленами): общий коэффициент сопротивления ζ может быть для крутоизогнутых каналов больше или меньше суммы коэффициентов сопротивления двух изолированных поворотов, а для плавно изогнутых — меньше коэффициента сопротивления даже одного изолированного (одиночного) поворота.

45. Различие коэффициентов местного сопротивления плавных отводов при их взаимодействии определяется в основном положением максимальных скоростей («ядра» потока) перед входом во второй отвод и направлением инерционных сил в нем.

46. В зависимости от относительного расстояния $l_к/D_0$ [6-8—6-10] возможны различные ситуации. Например, для отвода типа «утка» с $\delta=30°$ и $R_0/b_0=1{,}0$ (рис. 6-14):

а) проставка между отводами мала (в данном случае $l_к/D_0<2{,}5$) — инерционные силы во втором отводе препятствуют развитию поперечного (вторичного) течения, вызванного первым отводом. Результирующая скорость поперечного течения меньше, чем она была бы за отдельным отводом, и коэффициент сопротивления $\zeta_м$ канала типа «утка» меньше коэффициента сопротивления $\zeta_{из}$ отдельного (изолированного) отвода с теми же геометрическими параметрами (δ и R_0/b_0), т. е. $\zeta_м<\zeta_{из}$;

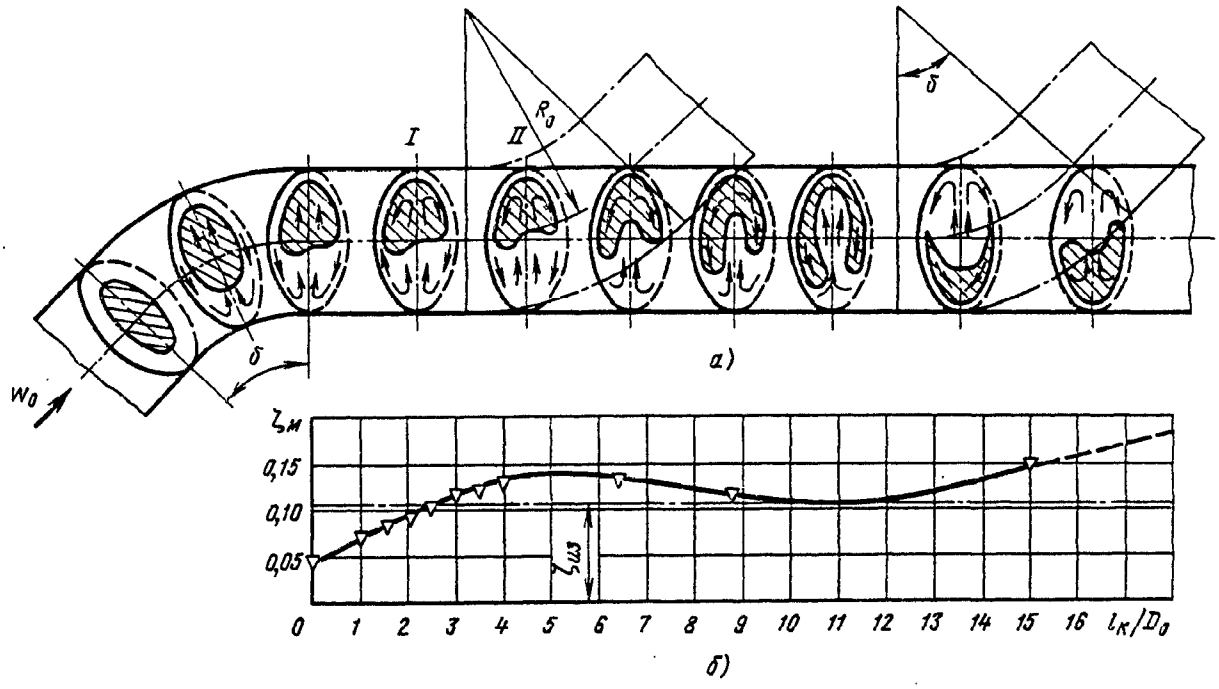


Рис. 6-14. Характеристики отвода типа «утка» при $\delta=30°$; $R_0/D_0=1{,}0$; $\mathrm{Re}=1{,}6\cdot10^5$ и $\bar{\Delta}=0{,}0003$ [6-8, 6-10]:

***а*—схема распределения потока вдоль выходного участка отвода; *б*—зависимость коэффициента $\zeta_м$ от $l_к/D_0$**

б) проставка увеличивается до значения $l_к/D_0=5{,}0$. В этом случае инерционные силы во втором отводе, действуя на ядро, увеличивают интенсивность поперечной циркуляции — потери растут, достигая максимума, когда ядро потока на входе во второй отвод занимает положение, соответствующее позициям *I* и *II* на рис. 6-14. Отсюда $\zeta_{из}<\zeta_м<2\zeta_{из}$;

в) проставка увеличивается до $l_к/D_0=11{,}0$. Инерционные силы оказывают все меньшее воздействие на поток (этому способствует и одновременный процесс выравнивания потока по сечению). Экстремальной точке (минимуму) кривой $\zeta_м$ соответствует такое положение второго отвода, когда он практически не влияет на величину поперечной циркуляции. Коэффициент сопротивления канала типа «утка» приблизительно равен коэффициенту сопротивления одного изолированного отвода: $\zeta_м=\zeta_{из}$;

г) дальнейшее увеличение длины проставки ведет к росту потерь вследствие более полного выравнивания потока по сечению за первым отводом и повторного возбуждения поперечной циркуляции и потерь во втором отводе. В соответствии с этим возрастает и общий коэффициент сопротивления, приближающийся в пределе к $\zeta_м=2\zeta_{из}$.

Аналогичные ситуации возникают и при других параметрах составных отводов.

47. Коэффициент сопротивления отводов: спаренных (типа «утка»), строенных в одной плоскости, а также в пространстве (см. диаграммы 6-18—6-21)

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=A\zeta'_м+\lambda l_0/D_г,$$

где $\zeta'_м$ определяется, как $\zeta_м$ одиночного отвода, а $A=f(l_к/D_г)$ по соответствующим кривым, полученным на основании данных опытов И. З. Гольденберга [6-8—6-10], Л. С. Клячко и др. [6-26], а также Чун Сик Ли [6-56].

48. В случае крутоизогнутых каналов взаимодействие спаренных колен определяется главным образом положением и величиной отрывных зон за поворотом. В частности, для П-образного колена, составленного из пары колен под углом $\delta=90°$ с острыми кромками и малым относительным расстоянием между обоими коленами ($l_к/b_0\approx0$), поток отрывается от внутренней стенки только после полного поворота на угол $\delta=180°$. При таком большом угле поворота получается наиболее интенсивный отрыв потока, вследствие чего коэффициент сопротивления принимает наибольшее значение.

49. Значительное увеличение относительного расстояния $l_к/b_0$ (до $l_к/b_0=4\div5$ и более) приводит к тому, что на прямолинейном участке после отрыва за первым поворотом на 90° поток успевает почти полностью растечься по сечению, и условия поворота на последующие 90° получаются такими же, как и для первого поворота. В результате суммарный коэффициент сопротивления такого П-образного колена приближается к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена ($\delta=90°$).

50. При некотором промежуточном значении $l_к/b_0$ порядка 1,0 зона отрыва за первым поворотом на 90° не успевает полностью развиться и, замыкаясь у внутренней стенки перед вторым поворотом на 90°, создает для основного потока плавное закругление. При этих условиях второй поворот потока происходит почти без отрыва, а следовательно, с малыми потерями давления. Поэтому общий коэффициент сопротивления такого П-образного колена получается минимальным.

51. При скруглении кромок поворота П-образных колен разница в значениях ζ для различных $l_к/b_0$ уменьшается, но в целом поток и характер кривых сопротивления аналогичны таковым для колен с острыми кромками.

52. Для пары колен с углом $\delta=90°$, составленных Z-образно (рис. 6-15), увеличение относительного расстояния $l'_к/b_0$ между осями обоих колен приводит вначале к резкому возрастанию общего коэффициента сопротивления, а затем, после достижения определенного максимума, к его плавному снижению до величины, близкой к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена ($\delta=90°$).

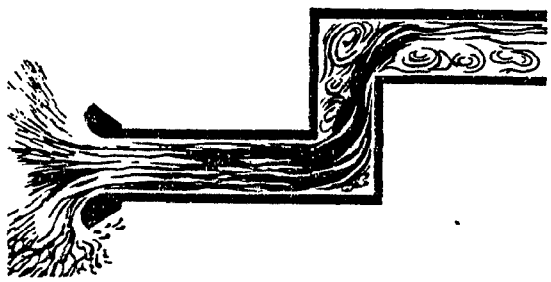


Рис. 6-15. Спектр потока в Z-образном колене

53. Наибольшее значение коэффициент сопротивления Z-образного колена получает тогда, когда второе из пары колен расположено вблизи сечения с максимальной шириной вихревой зоны, образованной за первым поворотом на 90° (см. рис. 6-16). В этом случае в месте второго поворота достигается наиболее значительное уменьшение живого сечения потока.

54. В случае составного колена с поворотом потока в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 6-16) общий коэффициент сопротивления с увеличением относительного расстояния $l'_к/b_0$ между осями каждой из пары колен ($\delta=90°$) возрастает от величины, равной коэффициенту сопротивления одного прямого колена ($\delta=90°$), до максимума при некотором небольшом относительном расстоянии $l'_к/b_0$. При дальнейшем увеличении $l'_к/b_0$ общий коэффициент сопротивления начинает опять уменьшаться, стремясь к величине, близкой к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена ($\delta=90°$).

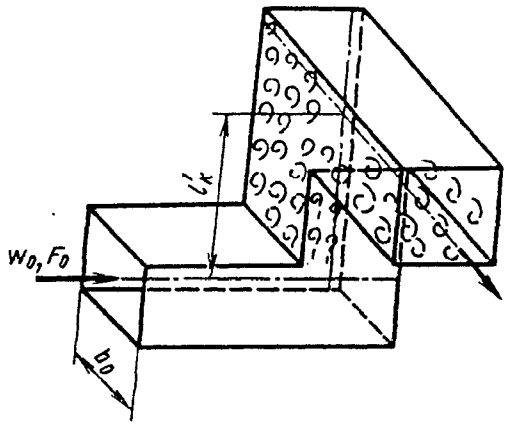


Рис. 6-16. Поток в составном колене с поворотом на 90° в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

55. Зависимость коэффициента сопротивления изогнутых каналов от формы профиля скорости на входе может быть различной. Форма профиля скорости, в свою очередь, также получается различной в зависимости от условий подвода потока к этим каналам.

56. В частности, при подводе потока по прямому участку, расположенному за плавным входным коллектором, коэффициент сопротивления ζ отводов и колен возрастает до определенного предела вместе с увеличением относительной длины l_0/b_0 прямого входного участка (рис. 6-17). Рост ζ прекращается тогда, когда длина входного участка приближается к длине начального участка, т. е. участка, в котором происходит развитие и установление профиля скорости, соответствующего данному режиму течения.

57. Увеличение коэффициента сопротивления изогнутого канала с развитием профиля скорости, т. е. с утолщением пограничного слоя, вызывается, очевидно, влиянием последнего как на усиление отрыва потока от стенок, так и на образование и развитие вторичных токов (парного вихря).

58. Профиль скорости, сильно нарушенный перед входом в изогнутый канал какими-либо препятствиями на пути потока или предшествующими фасонными частями, может оказать более значительное влияние на коэффициент сопротивления изогнутого канала, чем прямой входной участок. Этот коэффициент может при этом как возрасти, так и уменьшиться в зависимости от профиля скорости. Если

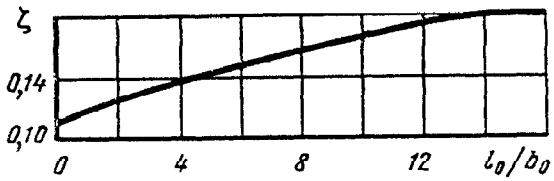


Рис. 6-17. Зависимость коэффициента сопротивления ζ плавного отвода от относительной длины начального (входного) участка l_0/b_0

[6-1]

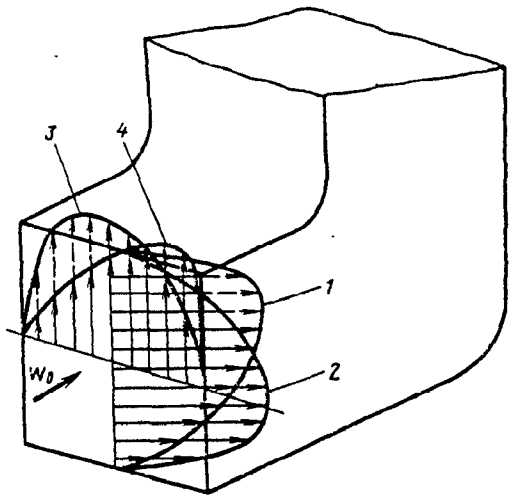


Рис. 6-18. Различные профили скорости на входе в колено [6-32]:
1 — w_{max} у внутренней кромки поворота; *2* — w_{max} у внешней кромки поворота; *3* — w_{max} у левой стенки колена; *4* — w_{max} у правой стенки колена

максимум скорости находится вблизи внутренней кромки поворота (рис. 6-18), то коэффициент сопротивления изогнутого канала становится даже меньше, чем при равномерном распределении скорости. При других положениях максимума скорости коэффициент сопротивления повышается.

59. Сопротивление колена может быть уменьшено не только скруглением или срезом кромок поворота, но и установкой направляющих лопаток. В первом случае увеличиваются габариты канала, во втором — сохраняется компактность установки. Направляющие лопатки могут быть профилированными (рис. 6-19, *а*), упрощенными и изогнутыми по поверхности цилиндра (рис. 6-19, *б* и *в*) и тонкими концентрическими (рис. 6-19, *г*). Профиль направляющей лопатки строится по приведенным ниже размерам.

Обозначения	Относительные размеры	Обозначения	Относительные размеры
t_1	1,0	y_2	$0{,}215t_1$
x_1	$0{,}519t_1$	z_1	$0{,}139t_1$
x_2	$0{,}489t_1$	z_2	$0{,}338t_1$
r_1	$0{,}663t_1$	z_3	$0{,}268t_1$
r_2	$0{,}553t_1$	ρ	$0{,}033t_1$
y_1	$0{,}463t_1$		

В коленах обычно устанавливают лопатки одинаковых формы и размеров; при этом чаще всего их располагают по линии изгиба канала (рис. 6-19, *а*, *б* и *в*).

В отводах следует устанавливать концентрические лопатки (рис. 6-19, *г*).

60. Для плавного поворота потока за центробежным вентилятором устанавливают отводы [3-3, 3-4]. Коэффициенты сопротивления таких отводов зависят от режима работы вентилятора и угла установки β, т. е. от угла между векторами скорости на входе в вентилятор и на выходе из отвода, отсчитываемого по направлению вращения колеса вентилятора (см. диаграмму 6-4). При всех режимах работы вентилятора коэффициент сопротивления установленного за ним отвода значительно больше, чем при обычных условиях течения.

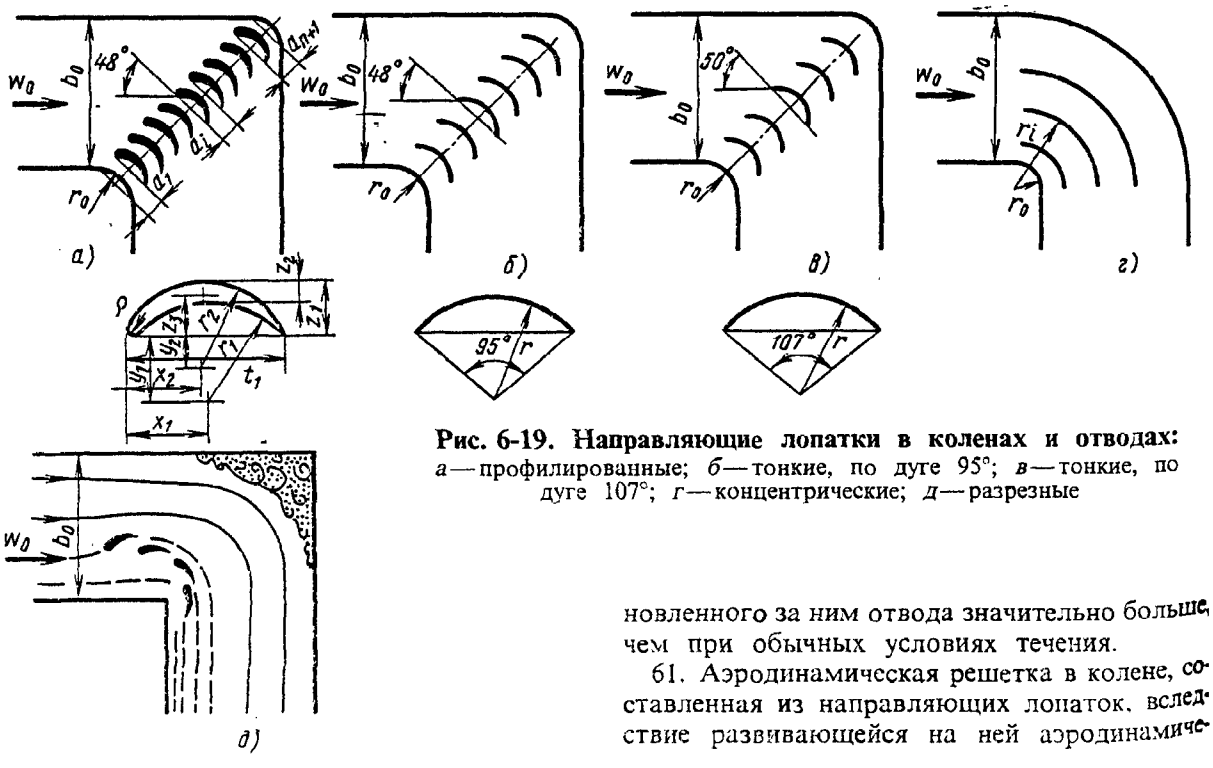


Рис. 6-19. Направляющие лопатки в коленах и отводах:
а — профилированные; *б* — тонкие, по дуге 95°; *в* — тонкие, по дуге 107°; *г* — концентрические; *д* — разрезные

61. Аэродинамическая решетка в колене, составленная из направляющих лопаток, вследствие развивающейся на ней аэродинамиче-

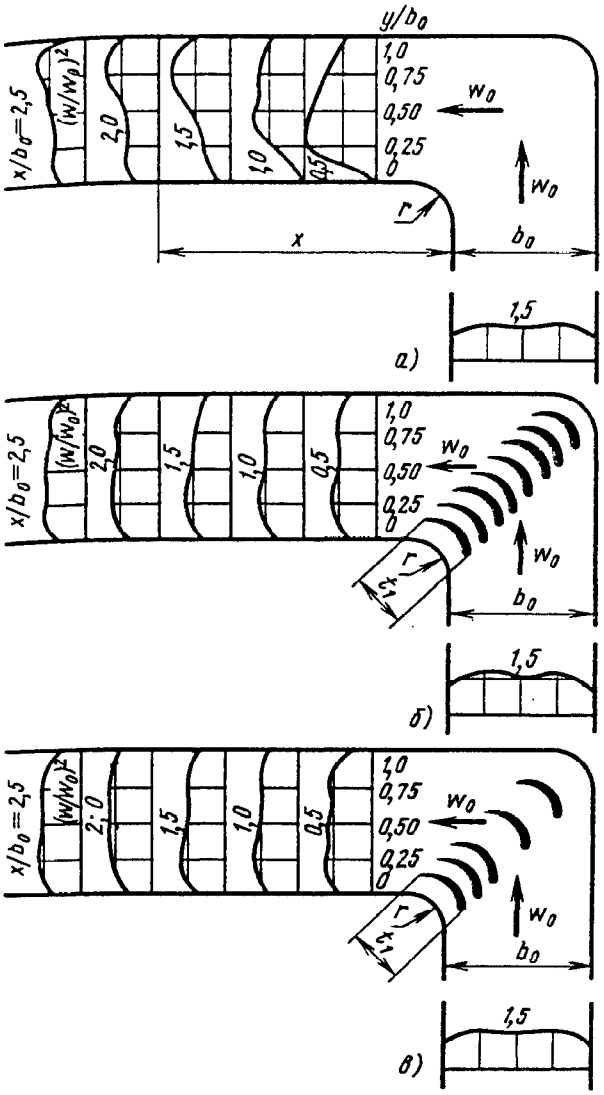


Рис. 6-20. Схема распределения безразмерных скоростей (скоростных давлений) в колене [6-15]:

а—без лопаток; *б*—с установкой «нормального» числа лопаток; *в*—с установкой уменьшенного числа лопаток

ской силы вызывает отклонение потока к внутренней стенке. При правильном выборе размеров, числа и угла установки лопаток это отклонение потока предотвращает отрыв струи от стенок и образование вихревой области. При этом улучшается распределение скоростей по сечению за поворотом (рис. 6-20) и уменьшается сопротивление колена.

62. Так как основным фактором уменьшения сопротивления и выравнивания поля скоростей является уничтожение вихревой области у внутренней стенки канала, то и наибольший эффект создают лопатки, расположенные ближе к внутреннему закруглению.

Отсюда вытекает возможность сокращения числа лопаток путем удаления отдельных лопаток, расположенных ближе к внешней стенке колена [6-5, 6-15].

63. В том случае, когда особенно важно получить равномерное распределение скоростей непосредственно после поворота, число лопаток в коленах принимают «нормальным»:

$$n_{норм}=2{,}13(r/D_0)^{-1}-1^{*1}. \qquad (6\text{-}4)$$

В большинстве практических случаев можно ограничиться сокращенным числом лопаток («наивыгоднейшим» или минимальным) [6-15]:

$$n_{наив}\approx 1{,}4(r/D_0)^{-1} \qquad (6\text{-}5)$$

или

$$n_{min}\approx 0{,}9(r/D_0)^{-1}. \qquad (6\text{-}6)$$

При этом в обычных коленах меньшее сопротивление и лучшее распределение скоростей достигается при выборе наивыгоднейшего числа лопаток [по (6-5)].

Хорда t_1 профилированной лопатки принимается как хорда дуги окружности, равная 90°, т. е. дуги внутреннего закругления колена, и, следовательно,

$$t_1=r\sqrt{2} \qquad (6\text{-}7)$$

или

$$t_1=D_0(r/D_0)\sqrt{2}. \qquad (6\text{-}8)$$

Формулы (6-4)—(6-6) верны именно при этом соотношении между размерами хорды лопаток и радиусом закругления колена.

64. Если колено не имеет плавных закруглений (острая или срезанная кромка), то $t_1=(0{,}15\div 0{,}60D_0)$. Тогда число лопаток можно определить по формулам [6-15]:

$$n_{норм}=3D_0/t_1-1; \qquad (6\text{-}9)$$

$$n_{наив}\approx 2D_0/t_1; \qquad (6\text{-}10)$$

$$n_{min}\approx 1{,}5D_0/t_1. \qquad (6\text{-}11)$$

65. Для колен с расширением, у которых сечение за поворотом больше сечения перед поворотом $(b_1>b_0)$, число лопаток

$$n_{норм}=2{,}13S/t_1-1;$$

$$n_{наив}\approx 1{,}4S/t_1;$$

$$n_{min}\approx 0{,}9S/t_1,$$

где $S=\sqrt{b_0^2+b_1^2}$.

66. В случае применения «нормального» числа лопаток последние располагают вдоль линии изгиба колена равномерно, так что расстояние между хордами лопаток $a_i=S/(n+1)$.

При выборе сокращенного числа лопаток расстояние a между ними предложено [6-15] принимать по арифметической прогрессии и так, что в случае наивыгоднейшего числа лопаток отношение $a_{n+1}/a_1=2$, а в случае

*1 В случае плоского колена в (6-4)—(6-11) вместо D_0 используют b_0.

минимального числа $a_{n+1}/a_1=3$, где a_1 — расстояние от хорды дуги внутреннего закругления колена до хорды первой лопатки (см. рис. 6-19, *а*); a_{n+1} — расстояние между хордами последней лопатки и внешнего закругления.

Промежуточные расстояния между лопатками определяются по формулам [6-16]:

при наивыгоднейшем числе лопаток

$$a_i=0{,}67\frac{S}{n+1}\left(1+\frac{i-1}{n}\right);$$

при минимальном числе лопаток

$$a_i=\frac{S}{n+1}\left(0{,}5+\frac{i-1}{n}\right).$$

67. В большинстве практических случаев в коленах применяются наиболее упрощенные тонкие лопатки, выбираемые при повороте на 90° в среднем по дуге окружности $\varphi_1=95°$ независимо от параметров колена (относительного радиуса закругления, степени расширения и т. д.). Расположение и угол установки таких лопаток выбирают по тем же указаниям, что и для профилированных лопаток. Коэффициент сопротивления колен с такими лопатками получается заметно больше, чем для колен с профилированными лопатками.

68. Малое сопротивление, близкое к сопротивлению колен с профилированными лопатками, получается при выборе тонких лопаток по методу Е. Я. Юдина [6-50]. Оптимальный угол дуги лопаток и угол установки их в колене зависят как от относительного радиуса закругления колена, так и от степени его расширения (см. диаграмму 6-30).

69. Установка направляющих лопаток в коленах оправдывает себя, пока относительный радиус закругления сравнительно мал. Для колен с постоянным сечением установка лопаток целесообразна, пока $r/b_0\leqslant 0{,}4\div 0{,}5$. Для диффузорных колен (т. е. с расширенным выходным сечением) предельное отношение r/b_0 увеличивается примерно до 1,0. Для конфузорных колен (с суженным выходным сечением) предельное отношение r/b_0 уменьшается примерно до 0,2.

70. Концентрические лопатки, установленные в отводах, расчленяют данный отвод на ряд отводов с большей степенью вытянутости поперечного сечения, что и приводит к уменьшению потерь давления. Нормальное число $n_к$ тонких оптимально установленных концентрических лопаток в отводе прямоугольного сечения определяется по данным В. И. Ханжонкова и В. Н. Талиева [6-46]:

r_0/b_0	0—0,1	0,1—0,4	0,4—1,0	1,0
$n_к$	3—4	2	1	0

Оптимальное расположение лопаток в отводе (см. рис. 6-19, г) достигается при

$$r_i=1{,}26r_{i-1}+0{,}07b_0.$$

71. Коэффициент сопротивления отвода прямоугольного сечения с нормальным числом оптимально установленных концентрических лопаток может быть найден приближенно [6-46]:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=(0{,}46\,R_0/b_0+0{,}04)\zeta_{б.л},$$

где $\zeta_{б.л}$ определяется как коэффициент сопротивления ζ отвода без лопаток.

72. Нормальное число лопаток в отводе круглого сечения согласно опытам Ито и Имаи [6-68]:

r_0/D_0	0—0,5	0,5—1,0	1,0
$n_к$	2	1	0

При установке одной лопатки ее оптимальное расстояние (см. рис. 6-19, *г*)

$$r_1=r_0\sqrt{1+D_0/r_0}.$$

При двух лопатках

$$r_1=r_0\sqrt[3]{1+D_0/r_0}\quad\text{и}\quad r_2=r_0\sqrt[3]{(1+D_0/r_0)^2}.$$

Значения коэффициентов сопротивления отводов круглого сечения с направляющими концентрическими лопатками и без них см. диаграмму 6-27.

73. При установке направляющих лопаток в составных коленах коэффициент сопротивления вычисляется как сумма коэффициентов сопротивления изолированных колен с лопатками:

$$\zeta=n_{из}\zeta_л,$$

где $\zeta_л$ — коэффициент сопротивления изолированного колена с лопатками; $n_{из}$ — число поворотов в составном колене.

74. Коэффициент местного гидравлического сопротивления пространственно (кольцевого) поворота на 180° [6-19] зависит от относительного расстояния h/D_0 от кромок обреза внутренней трубы до крышки (колпака) кольцевой трубы; отношения площадей $n_д=F_1/F_0$ кольцевой и внутренней труб; относительной толщины $\delta_к/D_0$ или радиуса закругления r/D_0 кромки обреза внутренней трубы, а также относительного радиуса закругления R/D_1 крышки (рис. 6-21).

75. Наибольшее влияние на коэффициент местного сопротивления $\zeta_м$ оказывает параметр h/D_0. С увеличением h/D_0 от нуля коэффициент $\zeta_м$ вначале резко падает, достигая при некотором значении h/D_0 минимума, затем происходит некоторое новое, сравнительно резкое возрастание $\zeta_м$, после чего в одних случаях он остается постоянным, а в других опять снижается до определенного значения или продолжает плавно возрастать.

76. В некоторых пределах h/D_0 (за первым минимумом $\zeta_м$) при отдельных значениях $n_д$

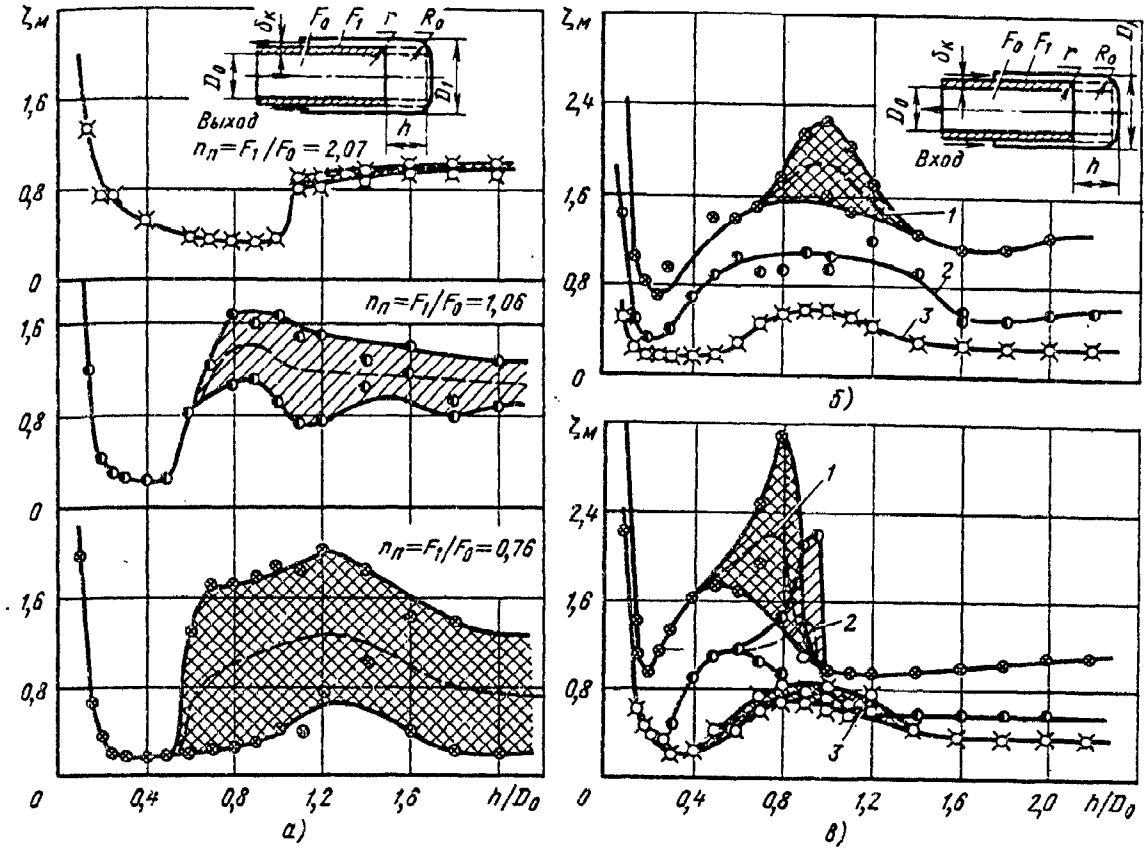


Рис. 6-21. Зависимость коэффициента сопротивления $\zeta_м$ кольцевого поворота от h/D_0 при $R/D_1=0{,}3$ [6-19]:

а — **нагнетание при** $r/D_0=0{,}1$; *б* — **всасывание при** $r/D_0=0{,}2$; *1* — $n_п=0{,}80$; *2* — $n_п=1{,}07$; *3* — $n_п=2{,}1$; *в* — **всасывание при** $r/D_0=0{,}1$: *1* — $n_п=0{,}76$; *2* — $n_п=1{,}06$; *3* — $n_п=2{,}07$

и r/D_0 $(\delta_к/D_0)$ наблюдается колебание во времени значения коэффициента $\zeta^м$, вызванное неустойчивостью потока. Такая неустойчивость потока при поворотах с малыми значениями r/D_0 $(\delta_к/D_0)$ может быть объяснена тем, что отрывные (вихревые) зоны *1* у внешней стенки и зоны *2* у внутренней стенки кольцевого поворота (рис. 6-22, *I*) при определенных условиях периодически сдуваются и уносятся потоком. Этот момент соответствует резкому падению сопротивления. После этого вихри начинают снова зарождаться, и вместе с сужением сечения за поворотом резко повышается сопротивление.

Кривые $\zeta_м=f(h/D_0,\ r/D_0$ или $\delta_к/D_0,\ n_п)$ диаграмм 6-31—6-32 соответствуют средним по времени опытным значениям $\zeta_м$.

77. В табл. 6-1 приведены значения ζ_{min} кольцевых поворотов, соответствующие первому минимуму коэффициента сопротивления и оптимальным значениям $(h/D_0)_{опт}$ для разных $r/D_0(\delta^x/D_0)$, и $n_п$. Там же приведены значения $(h/D_0)_{неуст}$, в пределах которых наблюдается заметная неустойчивость потока.

78. Относительная толщина кромки δ^x/D_0 внутренней трубы кольцевого поворота наряду с h/D_0 является также существенным фактором, влияющим на $\zeta^m{}_{in}$, заметно снижая

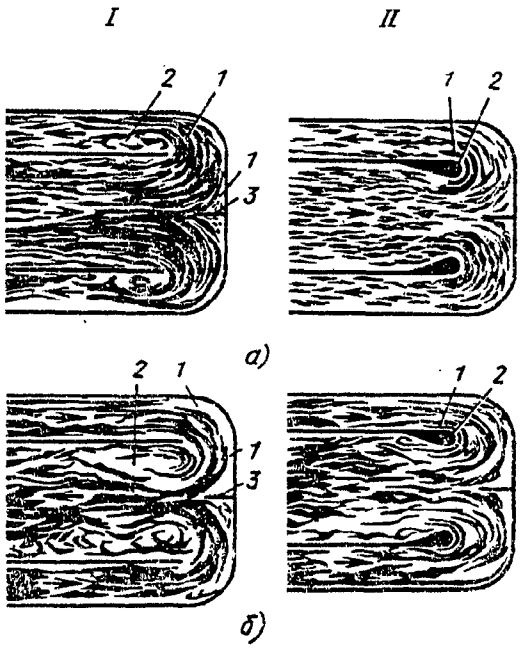


Рис. 6-22. Спектры потока при его повороте на 180° без направляющих лопаток (*I*) и с направляющими лопатками и обтекателями (*II*) [6-47]:

I — *а* — нагнетание; *б* — всасывание; *1* — вихревые зоны у внешней стенки; *2* — вихревые зоны у внутренней стенки; *3* — рассечка; *II* — *а* — нагнетание; *б* — всасывание: *1* — лопатка; *2* — обтекатель

6-1. Характеристики пространственного (кольцевого) поворота на 180°

Характеристики поворота	Всасывание (вход)					
	$\delta_к/D_0$			r/D_0		
	0,1	0,2	0,4	0,05	0,1	0,2
	$n_п=F_2/F_1=0{,}75\div0{,}80$					
ζ_{min}	1,70	1,10	0,72	1,90	0,96	0,70
$(h/D_0)_{опт}$	0,23—0,27	0,22—0,28	0,30—0,38	0,18—0,22	0,18—0,23	0,22—0,30
$(h/D_0)_{неуст}$	0,28—1,4	0,20—1,4	Устойчивое	0,25—1,0	0,40—1,0	0,60—1,4
	$n_п=1{,}0\div1{,}10$					
ζ_{min}	1,05	0,45	0,40	1,05	0,40	0,32
$(h/D_0)_{опт}$	0,27—0,34	0,23—0,33	0,26—0,36	0,24—0,33	0,20—0,29	0,18—0,28
$(h/D_0)_{неуст}$	0,38—1,40	0,77—1,45	Устойчивое	0,26—1,40	0,60—1,0	Устойчивое
	$n_п=2{,}0\div2{,}1$					
ζ_{min}	0,55	0,50	0,40	0,50	0,20	0,16
$(h/D_0)_{опт}$	0,35—0,45	0,22—0,48	0,26—0,40	0,33—0,60	0,28—0,40	0,17—0,50
$(h/D_0)_{неуст}$	0,50—1,80	0,50—1,40	1,1—1,30	0,45—1,60	0,40—1,60	Устойчивое
Характеристики поворота	Нагнетание (выход)					
	$\delta_к/D_0$			r/D_0		
	0,1	0,2	0,4	0,05	0,1	0,2
	$n_п=0{,}75\div0{,}80$					
ζ_{min}	0,24	0,22	0,36	0,19	0,16	0,30
$(h/D_0)_{опт}$	0,40—0,62	0,40—0,50	0,32—0,45	0,40—0,80	0,25—0,50	0,23—0,45
$(h/D_0)_{неуст}$	0,60—2,0	0,55—2,0	Устойчивое	0,75—2,0	0,40—2,0	Устойчивое
	$n_п=1{,}0\div1{,}1$					
ζ_{min}	0,40	0,26	0,26	0,40	0,23	0,20
$(h/D_0)_{опт}$	0,50—0,60	0,35—0,55	0,30—0,40	0,47—0,83	0,30—0,50	0,25—0,45
$(h/D_0)_{неуст}$	0,55—2,0	0,90—2,0	0,75—1,0	0,80—2,0	0,60—2,0	Устойчивое
	$n_п=2{,}0\div2{,}1$					
ζ_{min}	0,34	0,32	0,30	0,34	0,32	0,40
$(h/D_0)_{опт}$	0,75—1,0	0,65—0,93	0,50—0,90	0,65—0,95	0,60—1,0	0,20—1,0
$(h/D_0)_{неуст}$	1,0—2,0	0,55—2,0	0,30—1,8	0,30—2,0	1,1—2,0	1,0—2,0

его, особенно при $n_п<2$. Закругление этой кромки в пределах $r/D_0=0{,}05\div0{,}2$ незначительно снижает ζ_{min}. Поэтому в тех случаях, когда это вызывает затруднение, кромку можно не закруглять.

79. Оптимальное значение параметра $n_п=F_1/F_0$ в случае всасывания (вход через кольцевую трубу) при всех $r/D_0(\delta_к/D_0)$ находится в пределах 1,0—2,0; в случае нагнетания (выход через кольцевую трубу) оно для различных параметров различно. При $r/D_0<0{,}2$ целесообразно осуществить кольцевой поворот с $n_п<1{,}0$. При $r/D_0\geqslant0{,}2\,(\delta_к/D_0\geqslant0{,}4)$ оптимальное значение $n_п=1{,}0\div1{,}5$.

80. Оптимальный радиус закругления крышки R_1/D_1 в случае всасывания находится в пределах 0,18—0,35, а в случае нагнетания — в пределах 0,2—0,45.

6-2. Характеристики плоского симметричного поворота на 180°

Поворот	$(h/a_0)_{опт}$	$(h_0/a_0)_{опт}$	ζ_{min}
Без рассечки, без обтекателей и направляющих лопаток	0,40—0,60 (0,55—0,70)	— —	4,0—4,2 (4,0—4,2)
Без рассечки, без направляющих лопаток, но с обтекателями, установленными с внутренней стороны шахты	0,40—0,60 (0,45—0,60)	— —	3,4—3,5 (2,3—2,5)
Без рассечки, но с обтекателями и с направляющими лопатками	0,35—0,50 (0,35—0,50)	0,76 (0,76—0,127)	1,70—1,75 (0,90—1,0)
Без рассечки, без обтекателей, но с направляющими лопатками	0,40—0,55 (0,45—0,57)	0,127 (0,127)	1,75—1,80 (1,30—1,35)
Без обтекателей, без направляющих лопаток, но с плоской рассечкой	0,53—0,65 ($\geqslant$ 0,60)	— —	3,6—3,7 (3,9—4,0)
С рассечкой, с обтекателем, но без направляющих лопаток с внутренней стороны шахты	0,50—0,65 (0,55—0,70)	— —	3,3—3,4 (2,2—2,3)
С рассечкой, с обтекателями и с направляющими лопатками	0,35—0,55 (0,40—0,65)	0,76 —	1,2—1,3 (0,90—1,0)
С рассечкой, без обтекателя, но с направляющими лопатками	0,45—0,60 (0,50—0,70)	0,127 —	1,2—1,3 (1,30)
С рассечкой, с обтекателями, с направляющими лопатками, но с садкой	0,40—0,50 ($>$ 0,40)	0,076 (0,076—0,127)	3,1—3,2 (2,6)

Примечание. Числа без скобок относятся к всасыванию (вход), а в скобках — к нагнетанию (выход).

81. Для большей стабилизации потока в кольцевом повороте может быть установлена рассечка *3* (см. рис. 6-22, *I*), которая существенно не влияет на потери.

Сопротивление кольцевого поворота может быть уменьшено установкой вблизи внутренних кромок поворота направляющих лопаток *1* (рис. 6-22, *II*).

82. Симметричный (двусторонний) поворот потока на 180° может быть осуществлен и в плоском канале [6-47]. Плоские симметричные (двусторонние) повороты часто применяются, например, в нагревательных печах с циркулирующим по замкнутому циклу потоком газа. Коэффициент сопротивления такого поворота зависит от тех же параметров, что и при кольцевом повороте (п. 74).

83. В табл. 6-2 приведены значения ζ_{min}, получаемые при оптимальных геометрических параметрах плоского поворота на 180° как при отсутствии, так и наличии рассечки *3* (см. рис. 6-22, *I*) в месте слияния (разделения) потоков. При оптимальных значениях $(h/a_0)_{опт}$ рассечка несколько уменьшает коэффициент сопротивления поворота*[1]. Однако главным назначением рассечки следует считать ее действие, стабилизирующее поток. При этом всегда нужно применять только плоскую рассечку, которая при всасывании более заметно снижает сопротивление, чем профилированная. При нагнетании влияние плоской и профилированной рассечек практически одинаково. Сопротивление поворота уменьшается также при установке на одной из сторон внутреннего канала обтекателя *2* (см. рис. 6-22, *II*). Еще большее снижение сопротивления плоского поворота достигается в случае применения направляющих лопаток (см. рис. 6-22, *II*), устанавливаемых вблизи внутренних кромок поворота. Минимальные значения коэффициентов сопротивления поворотов с направляющими лопатками достигаются при заметно меньших отношениях $(h/a_0)_{min}$, чем без таких лопаток.

84. Лучшим из исследованных является плоский поворот с обтекателями и направляющими лопатками. При всасывании $(h/a_0)_{опт} \approx \approx 0{,}45$ и $(h_0/a_0)_{опт} \approx 0{,}076$, а в случае нагнетания $(h/a_0)_{опт} = 0{,}5 \div 0{,}6$ и $(h_0/a_0)_{опт} = 0{,}076 \div 0{,}175$.

85. Изогнутые гибкие стеклотканевые воздуховоды, как и прямые воздуховоды (см. п. 72, параграф 2-1, обладают повышенным гидравлическим сопротивлением. Некоторые данные по коэффициентам сопротивления таких отводов, полученные экспериментально [2-53], приведены на диаграмме 6-25.

86. При пневмотранспорте пылевидных материалов наибольшее сопротивление движению

*[1] При малых значениях h/a_0 рассечка даже несколько повышает сопротивление поворота.

создается в местах изменения направления потока — в изогнутых каналах (коленах, отводах и т. п.) [6-69].

Суммарный коэффициент сопротивления изогнутых каналов при загрузке потока пылевидным материалом

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_0 + \varkappa(\zeta_1 - \zeta_0), \qquad (6\text{-}40)$$

где ζ_0 и ζ_1 — коэффициенты сопротивления изогнутого канала соответственно при отсутствии ($\varkappa = 0$) и при наличии ($\varkappa = 1$) в потоке пылевидных материалов; $\varkappa = m_п/m_г$ — коэффициент запыленности (отношение массового расхода пылевидного материала к массовому расходу газового потока).

87. При $2{,}5 \cdot 10^5 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 4{,}5 \cdot 10^5$ и $20 \leqslant \mathrm{Fr} \leqslant 36$ суммарный коэффициент сопротивления ζ не зависит ни от числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu_c$, ни от числа Фруда $\mathrm{Fr} = w_0/\sqrt{gD_0}$, где ν_c — среднее значение кинематического коэффициента вязкости газового потока, несущего пылевидный материал.

Потери давления в потоке с пылевидным материалом

$$\Delta p = \zeta \rho w_0^2/2,$$

где ρ — среднее значение плотности газового потока, несущего пылевидный материал.

88. Коэффициент сопротивления изогнутых каналов при загрузке потока пылевидным материалом практически не зависит от того, движется ли транспортирующий поток в горизонтальной плоскости или изменяет свое движение с горизонтального на вертикальное положение и наоборот.

Значения ζ не зависят также от размера частиц пылевидного материала.

89. Отводы прямоугольного сечения отличаются от отводов круглого сечения меньшим местным износом при движении пылевидных частиц.

Колена с резкими углами поворота и без направляющих устройств для пневмотранспортирующих систем непригодны, так как в наружных угловых элементах оседает пыль, периодически возвращающаяся в основной поток. При этом резко повышается сопротивление и износ системы.

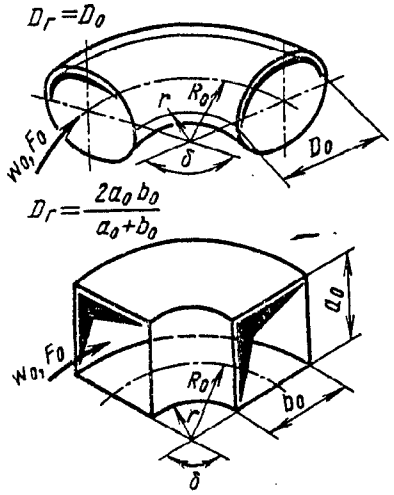
Составные колена в этом случае занимают промежуточное положение между коленом с резким поворотом и плавными отводами.

90. Направляющие лопатки или пластины в коленах и отводах не только снижают сопротивление, но уменьшают износ, так как он распределяется равномерно по этим устройствам.

При пневмотранспорте материала небольшой твердости (например, опилок) в трубах большого диаметра можно применять составные колена круглого сечения. При транспортировании материалов, вызывающих большой износ, в трубах большого диаметра следует применять колена с направляющими лопатками.

6-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Отводы при $R_0/D_0\,(R_0/b_0)<3$, $0<\delta\leqslant 180°$; $l_0/D_г\geqslant 10$ *1 [6-1, 6-17, 6-31, 6-61, 6-64, 6-77, 6-78, 6-91]	Диаграмма 6-1



1. Гладкие стенки ($\Delta=0$) и $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu\geqslant 2\cdot 10^5$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр}=\zeta_м+0{,}0175\delta\lambda R_0/D_г;$$

$$\zeta_м=A_1 B_1 C_1;$$

$A_1=f(\delta)$ см. график *а*, или приближенно — соответствующие формулы:

$\delta°$	До 70	90	Св. 100
A_1	$0{,}9\sin\delta$	1,0	$0{,}7+0{,}35\,\delta/90°$

$B_1=f(R_0/D_0)$ или $f(R_0/b_0)$ см. графики *б* и *в*, или приближенно

$R_0/D_0\,(R_0/b_0)$	0,5 – 1,0	Св. 10
B_1	$0{,}21\,(R_0/D_0)^{-2.5}$	$0{,}21\,(R_0/D_0)^{-0{,}5}$

$C_1=f(a_0/b_0)$ см. график *г* (при круглом или квадратном сечении $C_1=1{,}0$) или приближенно

a_0/b_0	До 4	Св. 4
C_1	$0{,}85+\frac{0{,}125}{a_0/b_0}$	$1{,}115-\frac{0{,}84}{a_0/b_0}$

$\zeta_{тр}=0{,}0175\delta\lambda R_0/D_г$ (здесь и далее $\delta°$)

2. Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $\mathrm{Re}\geqslant 10^4$:

$$\zeta=k_\Delta k_{Re}\zeta_м+0{,}0175\delta\lambda R_0/D_г;$$

$k_\Delta=f(\bar{\Delta}=\Delta/D_г)$ см. таблицы; $k_{Re}=f(\mathrm{Re})$ см. график *д* или приближенно

$R_0/D_0\,(R_0/b_0)$	0,50 – 0,55	Св. 0,55 до 0,70	Св. 0,70
k_{Re}	$1+4400/\mathrm{Re}$	$5{,}45/\mathrm{Re}^{0.131}$	$1{,}3-0{,}29\ln(\mathrm{Re}\cdot 10^{-5})$

$\lambda=f(\mathrm{Re},\ \bar{\Delta})$ см. диаграммы 2-2—2-6: при $\lambda\approx 0{,}02$

$$\zeta_{тр}=0{,}00035\,\delta R_0/D_г.$$

*1 Здесь и далее $l_0/D_г=0$ означает, что колено (отвод) расположено за плавным коллектором, а $l_0/D_г>0$ означает, что колено находится за прямым участком (проставкой), расположенным за коллектором.

Отводы при $R_0/D_0(R_0/b_0)<3$, $0<\delta\leqslant 180°$; $l_0/D_г\geqslant 10$ *1 [6-1, 6-17, 6-31, 6-61, 6-64, 6-77, 6-78, 6-91]	**Диаграмма 6-1**

3. $3\cdot 10^3<\mathrm{Re}<10^4$:

$$\zeta=A_2/\mathrm{Re}+\zeta_{а.\ м}+\zeta_{тр},$$

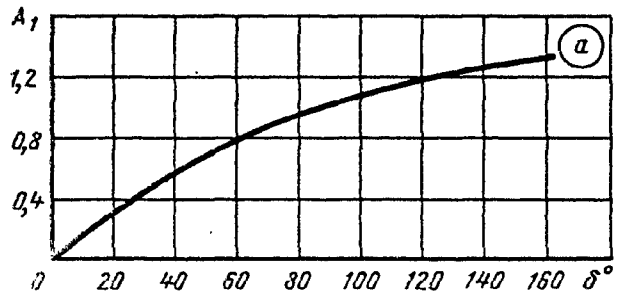
где A_2 см. таблицу (ориентировочно); $\zeta_{а.\ м}$ определяется так же, как $\zeta_м$ при $\mathrm{Re}>2\cdot 10^5$

$R_0/D_0(R_0/b_0)$	0,50—0,55	Св. 0,55—0,70	Св. 0,70—1,0	Св. 1,0—2,0	Св. 2,0—2,5
r_0/D_0	0—0,05	Св. 0,05—0,20	Св. 0,2—0,5	Св. 0,5—1,5	Св. 1,5—2,0
$A_2\cdot 10^{-3}$	4,0	6,0	4,0—2,0	1,0	0,6

Значения k_Δ

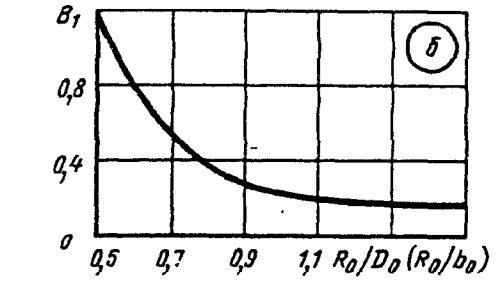
$\bar{\Delta}$	$R_0/D_0(R_0/b_0)$				
	0,50—0,55		Св. 0,55		
	Re				
	$3\cdot 10^3$—$4\cdot 10^4$	Св. $4\cdot 10^4$	$3\cdot 10^3$—$4\cdot 10^4$	Св. $4\cdot 10^4$—$2\cdot 10^5$	Св. $2\cdot 10^5$
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0—0,001	1,0	$1+0{,}5\cdot 10^3\bar{\Delta}$	1,0	$\lambda_\Delta/\lambda_{гл}$	$1+\bar{\Delta}\cdot 10^3$
Св. 0,001	1,0	~1,5	1,0	~2,0	~2,0

где $\lambda_{гл}$ см. λ технически гладких труб при заданном Re на диаграммах 2-5 и 2-6; λ_Δ см. λ шероховатых труб ($\bar{\Delta}>0$) при заданных Re и $\bar{\Delta}$ на диаграммах 2-2—2-6.

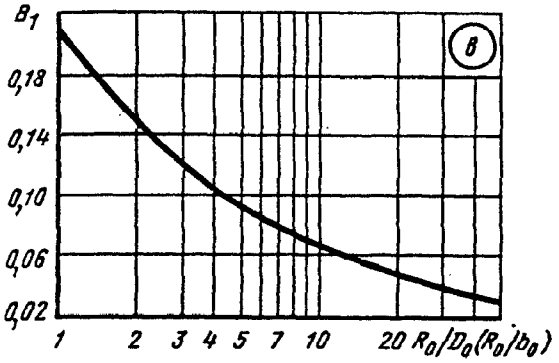


$\delta°$	0	20	30	45	60	
A_1	0	0,31	0,45	0,60	0,78	
$\delta°$	75	90	110	130	150	180
A_1	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

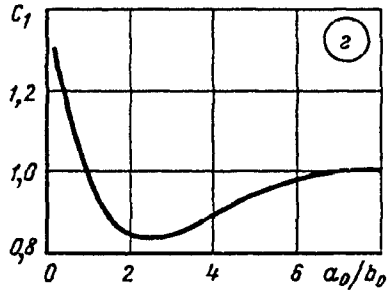
Отводы при $R_0/D_0(R_0/b_0)<3$, $0<\delta\leqslant 180°$; $l_0/D_r\geqslant 10$ *1 [6-1, 6-17, 6-31, 6-61, 6-64, 6-77, 6-78, 6-91]	**Диаграмма 6-1**



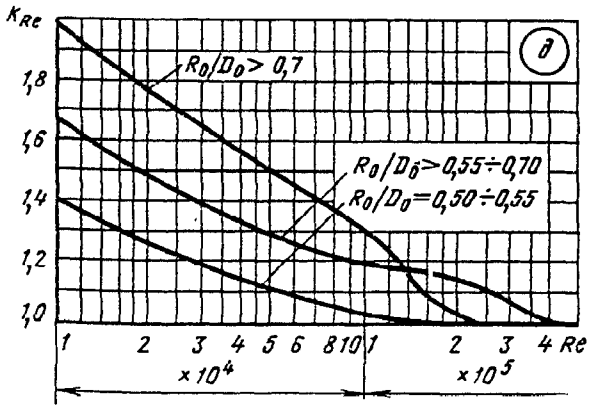
$R_0/D_0(R_0/b_0)$	0,50	0,60	0,70	0,80
B_1	1,18	0,77	0,51	0,37
$R_0/D_0(R_0/b_0)$	0,90	1,00	1,25	1,50
B_1	0,28	0,21	0,19	0,17



$R_0/D_0(R_0/b_0)$	2,0	4,0	6,0	8,0	10
B_1	0,15	0,11	0,09	0,07	0,07
$R_0/D_0(R_0/b_0)$	20	30	>40		
B_1	0,05	0,04	0,03		



a_0/b_0	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0
C_1	1,30	1,17	1,09	1,00	0,90	0,85
a_0/b_0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
C_1	0,85	0,90	0,95	0,98	1,00	1,00

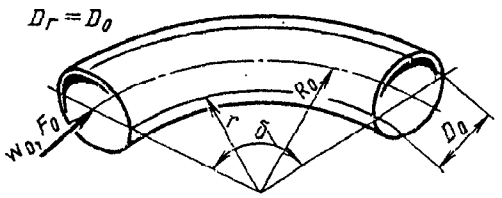


Значения k_{Re}

$R_0/D_0(R_0/b_0)$	$Re\cdot 10^{-5}$					
	0,1	0,14	0,2	0,3	0,4	0,6
0,5–0,55	1,40	1,33	1,26	1,19	1,14	1,09
>0,55–0,70	1,67	1,58	1,49	1,40	1,34	1,26
>0,70	2,00	1,89	1,77	1,64	1,56	1,46

$R_0/D_0(R_0/b_0)$	$Re\cdot 10^{-5}$					
	0,8	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0
0,5–0,55	1,06	1,04	1,0	1,0	1,0	1,0
>0,55–0,70	1,21	1,19	1,17	1,14	1,06	1,0
>0,70	1,38	1,30	1,15	1,02	1,0	1,0

Криволинейные трубы и каналы (гладкие), плавно изогнутые (отводы, змеевики) при $R_0/D_г \geqslant 3$ с любым углом поворота $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-3, 6-4, 6-12, 6-24, 6-28, 6-51, 6-79, 6-84]	Диаграмма 6-2



$D_г = D_0$

$D_г = 2a_0 b_0/(a_0 + b_0)$

1. Круглое сечение

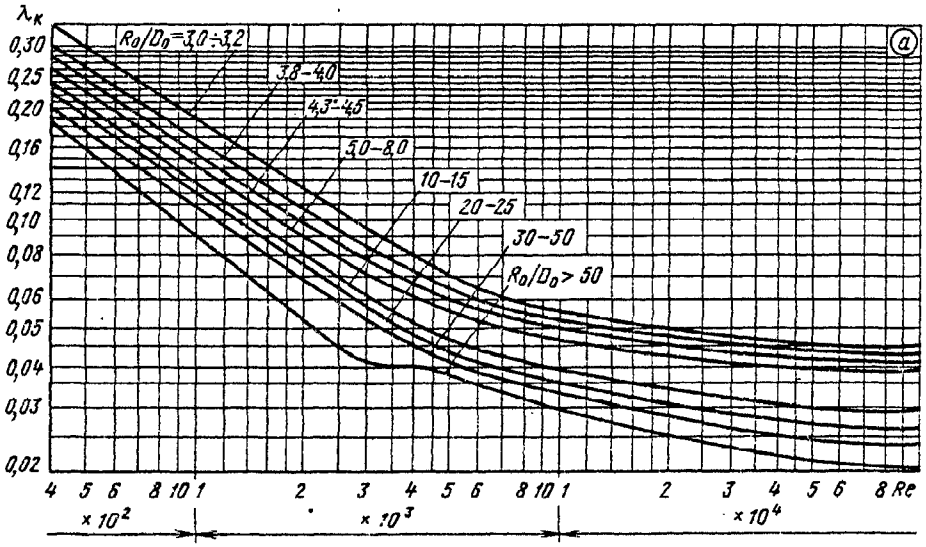
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}0175 \lambda_к \delta \, R_0/D_г,$$

где $\lambda_к = f(\mathrm{Re},\ R_0/D_0)$ см. кривые или при круглом сечении:

при $50 < \mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 600$ $\lambda_к = \frac{20}{\mathrm{Re}^{0{,}65}}\left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0{,}175}$;

при $600 < \mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 1400$ $\lambda_к = \frac{10{,}4}{\mathrm{Re}^{0{,}55}}\left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0{,}225}$;

при $1400 < \mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 5000$ $\lambda_к = \frac{5}{\mathrm{Re}^{0{,}45}}\left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0{,}275}$

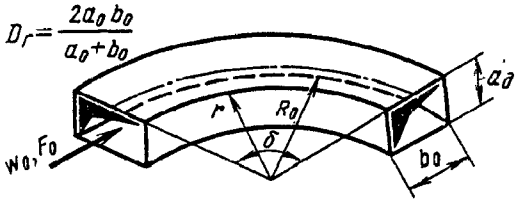


Значения $\lambda_к$ (график *а*)

$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	$\mathrm{Re} \cdot 10^{-3}$						
	0,4	0,6	0,8	1	2	4	6
3,0—3,2	0,34	0,26	0,22	0,19	0,12	0,078	0,063
3,8—4,0	0,30	0,23	0,19	0,17	0,11	0,070	0,060
4,3—4,5	0,28	0,22	0,18	0,16	0,10	0,065	0,056
5,0—8,0	0,26	0,20	0,16	0,14	0,09	0,060	0,052
10—15	0,24	0,18	0,15	0,13	0,08	0,055	0,043
20—25	0,22	0,16	0,14	0,12	0,075	0,048	0,040
30—50	0,20	0,15	0,13	0,11	0,070	0,045	0,038
> 50	0,18	0,135	0,105	0,09	0,052	0,040	0,035

Криволинейные трубы и каналы (гладкие), плавно изогнутые (отводы, змеевики) при $R_0/D_r \geqslant 3$ с любым углом поворота $l_0/D_r \geqslant 10$ [6-3, 6-4, 6-12, 6-24, 6-28, 6-51, 6-79, 6-84]	**Диаграмма 6-2**

$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	$Re \cdot 10^{-3}$					
	8	10	20	30	50	100
3,0—3,2	0,058	0,055	0,050	0,048	0,046	0,044
3,8—4,0	0,055	0,052	0,047	0,045	0,044	0,042
4,3—4,5	0,052	0,049	0,045	0,043	0,041	0,040
5,0—8,0	0,049	0,047	0,043	0,042	0,040	0,038
10—15	0,040	0,038	0,034	0,033	0,030	0,028
20—25	0,037	0,035	0,030	0,029	0,027	0,026
30—50	0,035	0,033	0,028	0,027	0,025	0,023
>50	0,032	0,030	0,025	0,023	0,022	0,020



2. Квадратное сечение

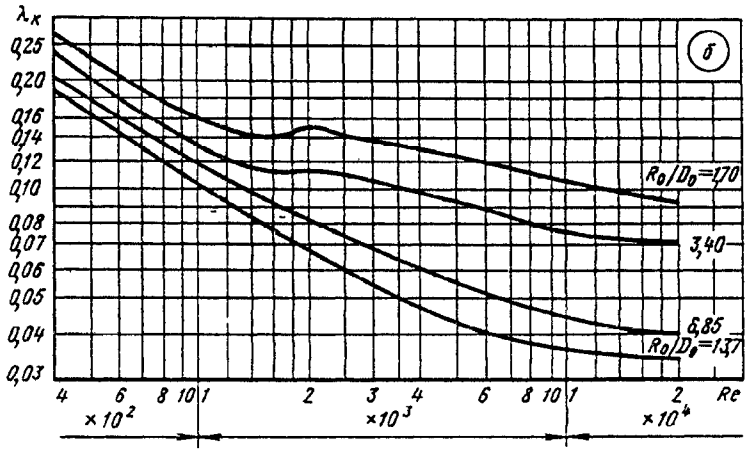
При $Re\sqrt{a_0/(2R_0)} = 100 \div 400$ или $Re = \frac{100 \div 400}{\sqrt{a_0/(2R_0)}}$

$\lambda^к = 16{,}5 \cdot \left(Re\sqrt{a_0/(2R_0)}\right)^{0{,}35}/Re$ см. график *б*;

при $Re\sqrt{(a_0/2R_0)} > 400$ $\lambda^к$ см. график *б*

Значения $\lambda_к$ (график *б*)

R_0/a_0	$Re \cdot 10^{-3}$												
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	6	8	10	20
1,70	0,272	0,210	0,172	0,160	0,140	0,148	0,140	0,136	0,132	0,120	0,112	0,108	0,092
3,40	0,240	0,180	0,152	0,132	0,112	0,112	0,108	0,104	0,096	0,088	0,080	0,076	0,072
6,85	0,212	0,160	0,136	0,116	0,092	0,080	0,072	0,068	0,061	0,052	0,048	0,044	0,040
13,7	0,188	0,142	0,120	0,104	0,080	0,068	0,060	0,056	0,048	0,044	0,040	0,038	0,034



Криволинейные трубы и каналы (гладкие), плавно изогнутые (отводы, змеевики) при $R_0/D_г \geqslant 3$ с любым углом поворота $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-3, 6-4, 6-12, 6-24, 6-28, 6-51, 6-79, 6-84]	**Диаграмма 6-2**

3. Прямоугольное сечение

1) $\mathrm{Re} = (0{,}5 \div 6) \cdot 10^3$ (ламинарный режим)

$$\lambda_к = \left[1{,}97 + 49{,}1\,(D_г/(2R_0))^{1{,}32}\,(b_0/a_0)^{0{,}37}\right] \mathrm{Re}^{-0{,}46} = A_л \mathrm{Re}^{-0{,}46}$$

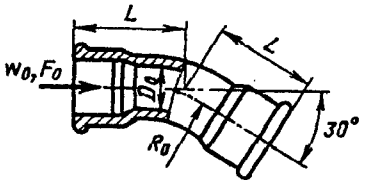
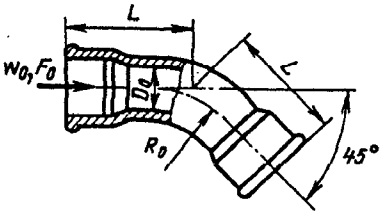
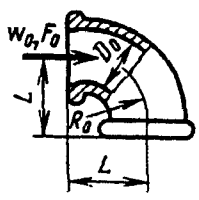
или $\lambda_к / A_л = \mathrm{Re}^{-0{,}46}$;

2) $\mathrm{Re} = (7 \div 38) \cdot 10^3$ (турбулентный режим)

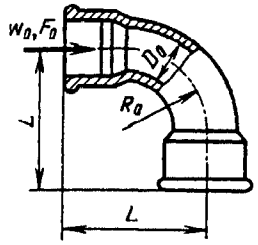
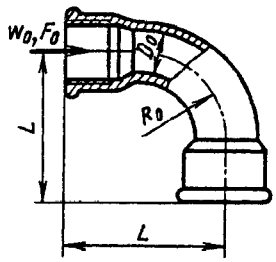
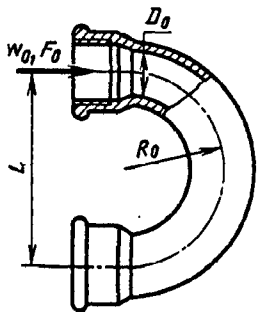
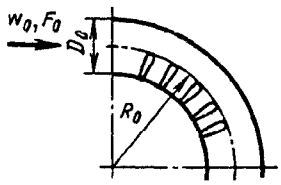
$$\lambda_к = \left[0{,}316 + 8{,}65\,(D_г/(2R_0))^{1{,}32}\,(b_0/a_0)^{0{,}34}\right] \mathrm{Re}^{-0{,}25} = A_т \mathrm{Re}^{-0{,}25}$$

или $\lambda_к / A_т = \mathrm{Re}^{-0{,}25}$

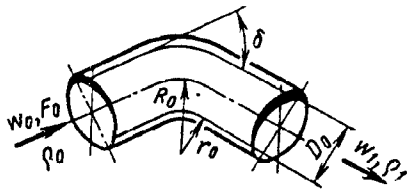
Отводы; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu \geqslant 2 \cdot 10^5$ **[6-22, 6-90]**	**Диаграмма 6-3**

Характеристика отвода и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$				
$\delta = 30°$ 	D_0	1/2″	1″	1 1/2″	2″
	$\bar{\Delta} = \Delta/D_0$	0,02	0,01	0,0075	0,0050
	L, мм ζ	30 0,81	44 0,52	56 0,32	66 0,19
$\delta = 45°$ 	L, мм ζ	36 0,73	52 0,38	68 0,27	81 0,23
$\delta = 90°$ (угольник) 	L, мм ζ	30 2,19	40 1,98	55 1,60	65 1,07

Отводы; $\mathrm{Re}=w_0 D_0/\nu \geqslant 2\cdot 10^5$ [6-22, 6-90]	**Диаграмма** 6-3

Характеристика отвода и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$						
$\delta=90°$; $R_0/D_0=1{,}36\div 1{,}67$ 	L, мм ζ	45 1,20	63 0,80	85 0,81	98 0,58		
$\delta=90°$; $R_0/D_0=2\div 2{,}13$ 	L, мм ζ	55 0,82	85 0,53	116 0,53	140 0,35		
$\delta=180°$ 	L, мм ζ	38 1,23	102 0,70	102 0,65	127 0,58		
Отвод; $\delta=90°$; складчатый $R_0/D_0=2{,}5$ 	D_0, мм ζ	50 0,25	100 0,30	150 0,33	200 0,37	250 0,42	300 0,45	350 0,50

Отводы и колена круглого сечения при больших дозвуковых скоростях потока [6-74, 6-41]	Диаграмма 6-4



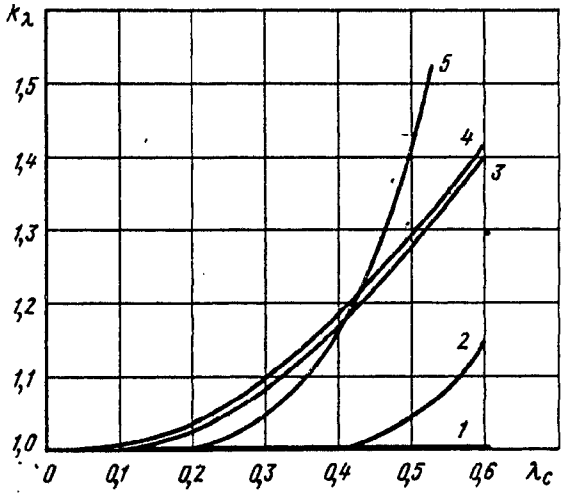
$$\zeta_\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{ср}^2/2} = k_\lambda \zeta,$$

где ζ — см. соответствующие диаграммы шестого раздела при малых скоростях.

1. Колена и отводы малого диаметра (25 мм), чистые (не ржавые) при $\lambda_c < 0{,}9$ и $10^5 < Re < 7 \cdot 10^5$:

$$k_\lambda = 1 + \alpha_1 \lambda_c^\beta,$$

где $\lambda_c \equiv w_{ср}/a_{кр}$; $w_{ср} = 0{,}5(w_0 + w_1)$; $\rho_{ср} = 0{,}5 \times (\rho_0 + \rho_1)$; $a_{кр}$ — критическая скорость потока



2. Обычные отводы и колена

$k_\lambda = f(\lambda_c)$ см. график

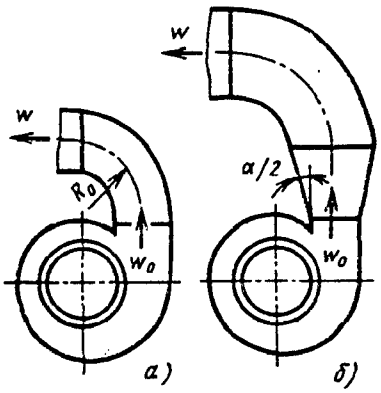
Значения α_1 и β

$\delta°$	R_0/D_0	α_1	β	Δ, мкм	Примечание
			Колена		
90	0,90	5,84	3,17	15	Стыковая сварка
90	0,90	6,86	3,17	1,5	То же
90	1,34	6,57	3,17	15	»
90	1,34	6,76	3,17	1,5	»
90	0,62	1,52	1,95	120	Резьбовое соединение
90	0,62	2,56	1,95	1,5	То же
90	1,34	3,40	1,95	15	Стыковая сварка; переход от колена диаметром 32 мм к прямому участку трубы диаметром 25 мм
180	1,34	3,88	3,17	15	Стыковая сварка
180	1,34	5,02	3,17	1,5	То же
45	1,34	7,34	3,17	15	»
45	1,34	7,53	3,17	1,5	»
45	1,20	3,14	1,85	120	Резьбовое соединение
			Отводы		
45	3,25	4,45	3,18	2,5	
89	2,48	13,47	3,17	2,5	
89	8,36	9,33	3,17	2,5	
90	29,29	8,24	3,17	2,5	
91	15,57	4,39	3,17	2,5	
180	4,80	4,45	3,17	2,5	

Значения k_λ

№ п/п	Наименование	λ_c								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,45	0,5	0,52	0,55	0,60
1	Отвод; $\delta = 45 \div 90°$; $R_0/D_0 > 1$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2	Отвод; $\delta = 45°$; $R_0/D_0 = 1$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,02	1,04	1,05	1,08	1,15
3	Отвод; $\delta = 90°$; $R_0/D_0 = 1$	1,0	1,02	1,08	1,17	1,22	1,28	1,30	1,34	1,40
4	Отвод; $\delta = 90°$; $0{,}75 \leqslant R_0/D_0 \leqslant 1$	1,0	1,03	1,10	1,19	1,24	1,30	1,32	1,35	1,42
5	Колено; $\delta = 90°$; $r_{вн}/D_0 = 0$; $r_{нар}/D_0 = 0 \div 0{,}5$	1,0	1,0	1,05	1,16	1,26	1,41	1,50	—	—

Отводы, расположенные за центробежными вентиляторами [3-3, 3-4, 3-26]	Диаграмма 6-5



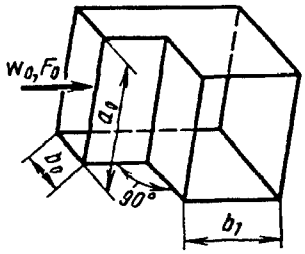
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

Значения ζ

Отвод	Угол установки элемента, °	Режим работы вентилятора			Тип вентилятора
		$Q < Q_н$; $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	номинальный; $Q = Q_н$; $\eta^в = \eta^в_{max}$	$Q > Q_н$; $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	
Лопатки вентилятора загнуты назад					
Прямоугольного поперечного сечения (*а*) $R_0 = D_г$	90—270	0,6	0,2	0,3	Ц4-76
Круглого сечения $R_0 = 2D_г$	90—360	0,5	0,5	0,4	
Прямоугольного сечения $R_0 = 1{,}5D_г$ с пирамидальным диффузором (*б*)	90—360	0,2	0,2	0,2	
Лопатки вентилятора загнуты вперед					
Прямоугольного сечения (*а*) $R_0 = D_г$	90—180	0,2	0,3	0,3	
	270—360	0,7	0,5	0,5	Ц14-46
Круглого сечения $R_0 = 2D_г$	90—360	0,3	0,4	0,4	
Прямоугольного сечения $R_0 = 1{,}5D_г$ с пирамидальным диффузором (*б*)	90—180	0,4	0,2	0,2	

Примечание. $\eta^в$, $\eta^в_{max}$ — КПД и максимальный КПД вентилятора соответственно.

Колена с острыми кромками в месте поворота ($r/b_0=0$) при $\delta=90°$; $l_0/D_г \geqslant 0$*[1] [6-36]	Диаграмма 6-6



$$D_г=\frac{2a_0b_0}{a_0+b_0}$$

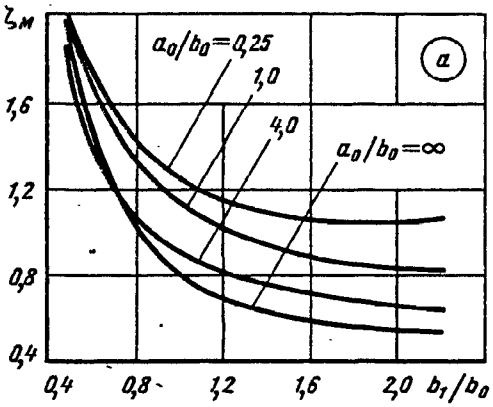
1. Гладкие стенки ($\Delta=0$), $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu \geqslant 2\cdot 10^5$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

при $l_0/D_г=0\div 2$ $\zeta=\zeta_м=f\left(\frac{b_1}{b_0}, \frac{a_0}{b_0}\right)$

см. график *а*:

при $l_0/D_г \geqslant 10$ $\zeta \approx 1{,}05\zeta_м$



Значения $\zeta_м$

a_0/b_0	b_1/b_0						
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
0,25	1,76	1,43	1,24	1,14	1,09	1,06	1,06
1,0	1,70	1,36	1,15	1,02	0,95	0,90	0,84
4,0	1,46	1,10	0,90	0,81	0,76	0,72	0,66
∞	1,50	1,04	0,79	0,69	0,63	0,60	0,55

2. Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$:

$$\zeta=k_\Delta k_{Re}\zeta_м,$$

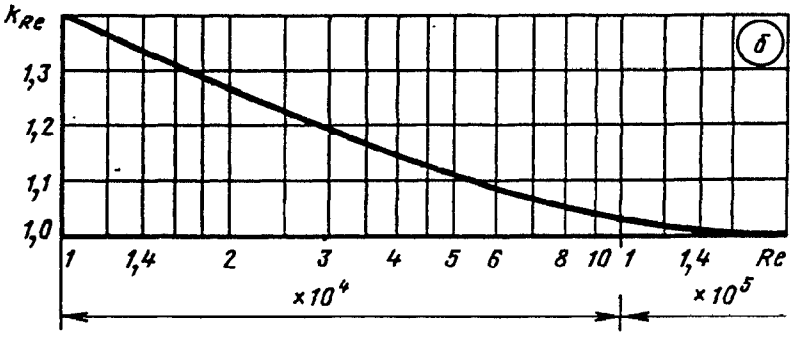
где $k_\Delta=f(\mathrm{Re}$ и $\bar{\Delta}=\Delta/D_г)$ см. таблицу; $k_{Re}=f(\mathrm{Re})$ см. график *б* или приближенно

$$k_{Re} \approx 4{,}06/\mathrm{Re}^{0{,}118}$$

Значения k_Δ

$\bar{\Delta}$	$\mathrm{Re}\cdot 10^{-3}$	
	3—40	Св. 40
0	1,0	1,0
0—0,001	1,0	$1+,05\cdot 10^3\bar{\Delta}$
Св. 0,001	1,0	$\approx 1{,}5$

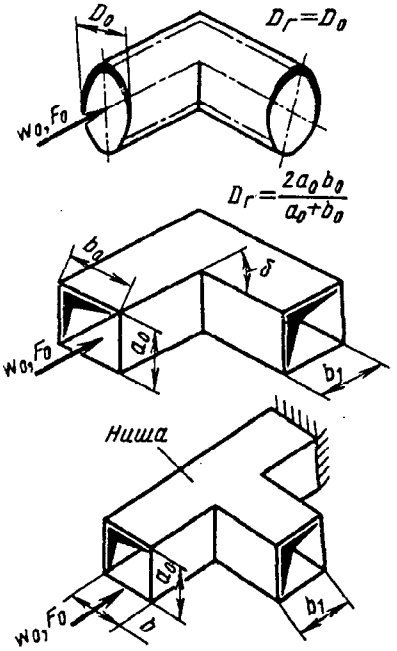
$\mathrm{Re}\cdot 10^{-4}$	1	1,4	2	3	4	6	8	10	14	Св. 20
k_{Re}	1,40	1,33	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0	1,0



*[1] Здесь и далее $l_0/D_г=0$ означает, что колено (отвод) расположено непосредственно за плавным коллектором.

Колена с острыми кромками в месте поворота $\left(\frac{r}{b_0}=0\right)$ при $0<\delta\leqslant 180°$; $l_0/D_г\geqslant 10$ [6-1, 6-17, 6-77, 6-79, 6-81, 6-92]

Диаграмма 6-7



1. Колено без ниши

1) Гладкие стенки ($\Delta=0$), $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu\geqslant 2\cdot 10^5$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=C_1A\zeta_м\quad(\zeta_{тр}\approx 0);$$

$C_1=f(a_0/b_0)$ см. график *а* (при круглом и квадратном сечениях $C_1=1{,}0$), или приближенно

$$C_1=0{,}97-0{,}13\ln(a_0/b_0);$$

$$\zeta_м=0{,}95\sin^2\frac{\delta}{2}+2{,}05\sin^4\frac{\delta}{2}=f(\delta)$$ см. график *б*:

$A=f(\delta)$ см. график *б*, или приближенно

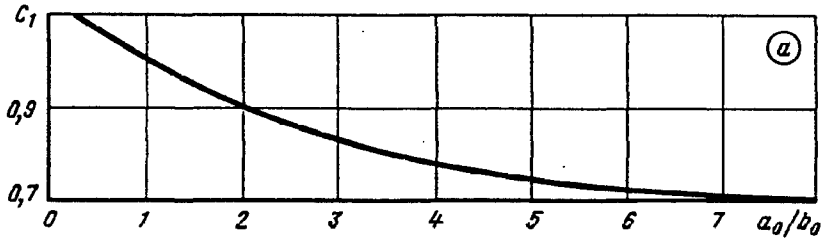
$$A\approx 0{,}95+33{,}5/\delta;$$

2) Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $\mathrm{Re}\geqslant 10^4$:

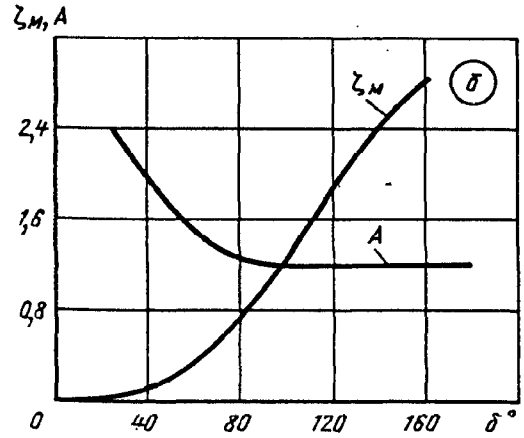
$$\zeta=k_\Delta k_{Re}C_1A\zeta_м;$$

k_Δ и k_{Re} — соответственно в зависимости от $\bar{\Delta}=\Delta/D_г$ и Re см. диаграмму 6-6

$\delta°$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
$\zeta_м$	0	0,05	0,07	0,17	0,37	0,63	0,99	1,56	2,16	2,67	3,00
A	—	2,50	2,22	1,87	1,50	1,28	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20



a_0/b_0	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
C_1	1,10	1,07	1,04	1,00	0,95	0,90	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,70

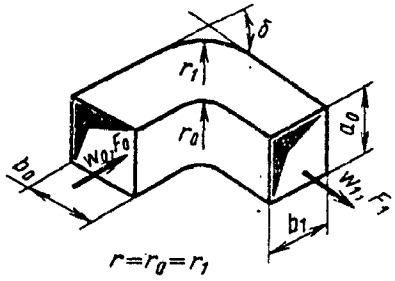


2. Колено с нишей

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx 1{,}2\zeta_{б.н},$$

где $\zeta_{б.н}$ см. ζ для колена без ниши

Колена с закругленными кромками в месте поворота и расширенным или суженным выходным сечением $0{,}2 \leqslant F_1/F_0 \leqslant 5$; $0 < \delta \leqslant 180°$; $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-37]	Диаграмма 6-8



1. Гладкие стенки ($\Delta = 0$) и $\mathrm{Re} = \dfrac{w_{суж} b_{суж}}{\nu} \geqslant 2 \cdot 10^3$;

$b_{суж}$ — ширина суженного сечения:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{суж}^2/2} = A_1 C_1 \exp\frac{k_1}{n_п} + \zeta_{тр} = A_1 C_1 \zeta' + \zeta_{тр},$$

где $\zeta' = \exp\dfrac{k_1}{n_п} = f\left(\dfrac{F_1}{F_0}, \dfrac{r}{b_{суж}}\right)$ см. график *а*;

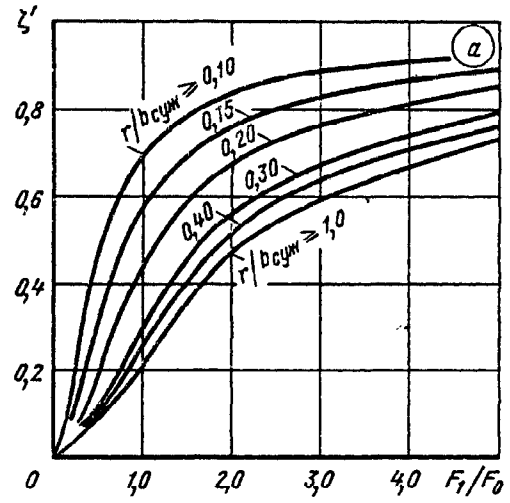
$\zeta_{тр} = \left(1 + 0{,}0175\dfrac{r}{D_г}\delta\right)\lambda$; λ см. диаграммы 2-1 и 2-6; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}02 + 0{,}00035\,\delta r/D_г$; $A_1 = f(\delta)$ см. график *б*;

$C_1 = f(a_0/b_{суж} = a_0/b_0)$ приближенно см. график *г* диаграммы 6-1; $k_1 = 2{,}3 \lg \zeta_0$; ζ_0 — коэффициент сопротивления колена при $n_п = F_1/F_0 = 1{,}0$ и $\delta = 90°$: $w_{суж}$ — средняя скорость потока в суженном сечении.

2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$:

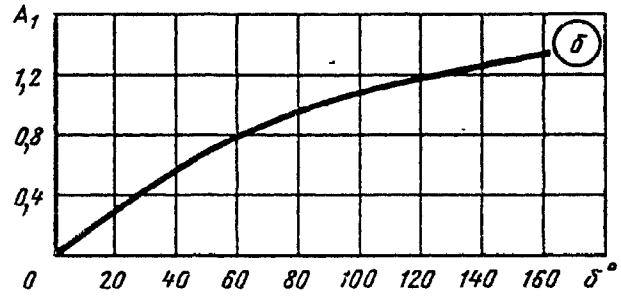
$$\zeta = k_\Delta k_{Re} A_1 C_1 \zeta' + \zeta_{тр},$$

где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 6-1



Значения ζ'

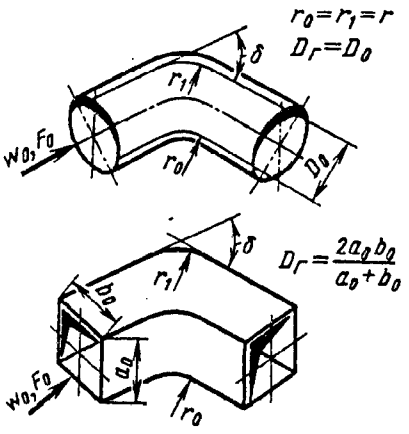
$\dfrac{r}{b_{суж}}$	F_1/F_0							
	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
0,10	0,20	0,45	0,69	0,78	0,83	0,88	0,91	0,93
0,15	0,13	0,32	0,57	0,68	0,76	0,83	0,87	0,89
0,20	0,08	0,20	0,45	0,58	0,67	0,76	0,81	0,85
0,30	0,06	0,13	0,30	0,45	0,56	0,67	0,74	0,79
0,40	0,04	0,10	0,25	0,40	0,51	0,64	0,70	0,76
1,00	0,04	0,09	0,21	0,35	0,47	0,59	0,67	0,73



δ°	0	20	30	45	60	75
A_1	0	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90

δ°	90	110	130	150	180
A_1	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

Колена с закруглеиными кромками в месте поворота при $0{,}05<r/D_0\leqslant 0{,}5$ и $0<\delta\leqslant 180°$; $l_0/D_r\geqslant 10$ [6-1, 6-17, 6-31, 6-61; 6-64, 6-77, 6-79, 6-91]	Диаграмма 6-9



1. Гладкие стены ($\Delta=0$) и $\mathrm{Re}=w_0D_r/\nu\geqslant 2\cdot 10^5$:

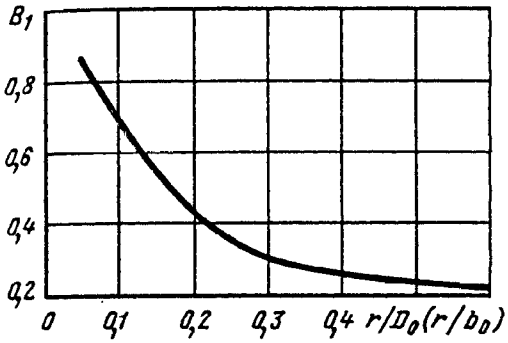
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_м=A_1B_1C_1$; $\zeta_{тр}=(1+0{,}0175\delta r/D_r)\lambda$; λ см. диаграммы 2-1 и 2-6; при $\lambda\approx 0{,}02$ $\zeta_{тр}=0{,}02+0{,}00035\delta r/D_r$; $A_1=f(\delta)$ и $C_1=f(a_0/b_0)$ см. диаграмму 6-1; $B_1=f(r_0/D_0)$ см. таблицу, или приближенно $B_1\approx 0{,}155\,(r_0/D_0)^{-0{,}595}$.

2. Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $\mathrm{Re}\geqslant 10^4$:

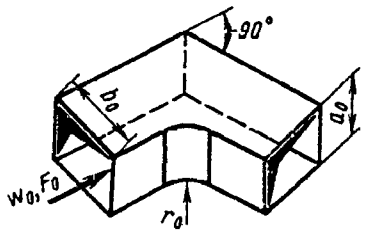
$$\zeta=k_\Delta k_{Re}\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 6-1



$r_0/D_0(r/b_0)$	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
B_1	0,87	0,70	0,44	0,31	0,26	0,24	0,22

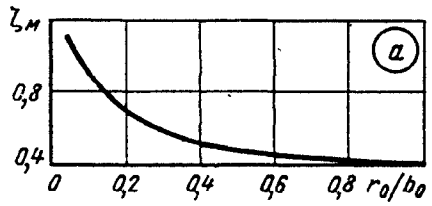
Колена прямоугольного сечения с различными формами внутреиней и внешней кромок в месте поворота при $\delta=90°$; $l_0/D_r=0\div 2$ [6-5, 6-30, 6-37]	Диаграмма 6-10

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Внутренняя кромка закруглена, внешняя острая $D_r=\frac{4F_0}{\Pi_0}$ 	1. Гладкие стенки ($\Delta=0$) и $\mathrm{Re}=\frac{w_0b_0}{\nu}>2\cdot 10^5$: $\zeta=C_1\zeta_м+\zeta_{тр},$ где $\zeta_{тр}=\left(1+1{,}57\frac{r_0}{b_0}\right)\lambda$; $\lambda=f(\mathrm{Re}$ и $\bar{\Delta})$ см. диаграммы 2-1 и 2-6; при $\lambda=0{,}02$ $\zeta_{тр}=0{,}02+0{,}031r_0/b_0$; $C_1=f(a_0/b_0)$ см. график *г* диаграммы 6-1. 2. Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $\mathrm{Re}>10^4$: $\zeta=k_\Delta k_{Re}C_1\zeta_м+\zeta_{тр},$ где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 6-1; $\zeta_м=f(r_0/b_0)$ см. график *а*, или приближенно $\zeta_м\approx 0{,}39\,(r_0/b_0)^{-0{,}352}$

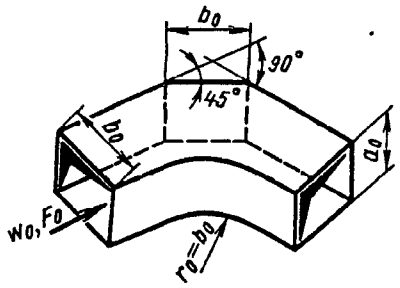
Колена прямоугольного сечения с различными формами внутренней и внешней кромок в месте поворота при $\delta=90°$; $l_0/D_г=0\div2$ [6-5, 6-30, 6-37]	**Диаграмма 6-10**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

r_0/b_0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0
$\zeta_м$	1,10	0,88	0,70	0,56	0,48	0,43	0,40

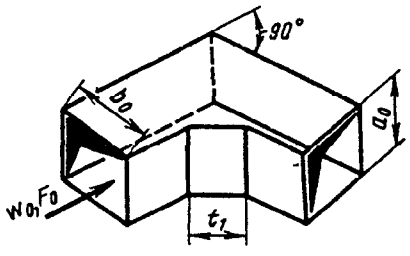


Внутренняя кромка скруглена ($r_0/b_0=1{,}0$), внешняя срезана



ζ см. п. 1 при $\zeta_м=0{,}20$

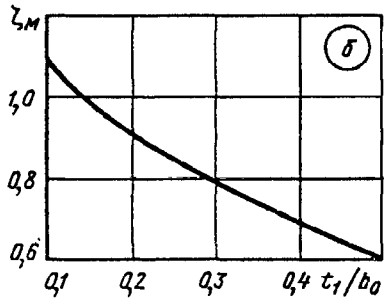
Внутренняя кромка срезана, внешняя острая



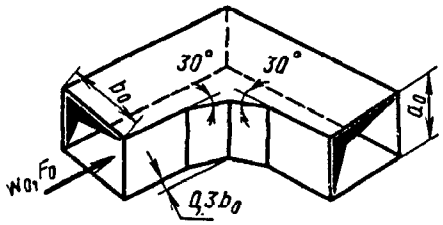
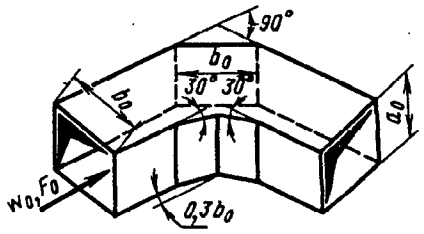
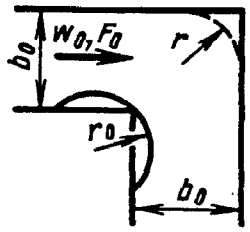
ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м=f(t_1/b_0)$ см. график *б*, или

$$\zeta_м\approx\frac{1}{0{,}72+1{,}85t_1/b_0}$$

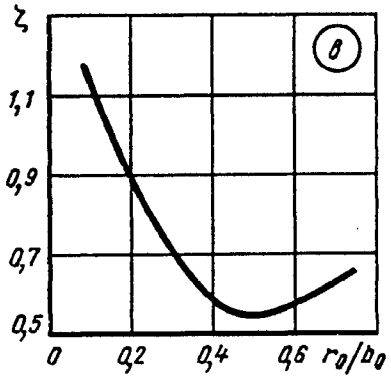
t_1/b_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\zeta_м$	1,10	0,90	0,80	0,69	0,60



Колена прямоугольного сечения с различными формами внутренней и внешней кромок в месте поворота при $\delta=90°$; $l_0/D_г=0\div2$ [6-5, 6-30, 6-37]	**Диаграмма 6-10**

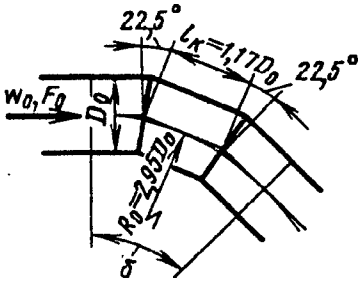
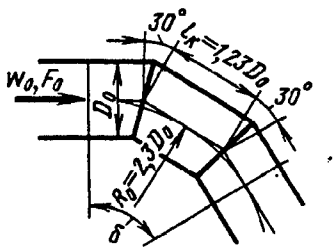
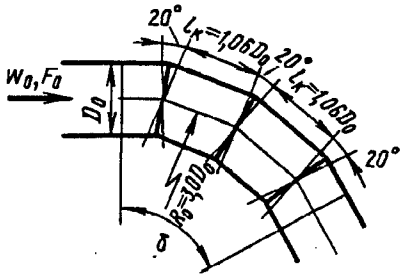
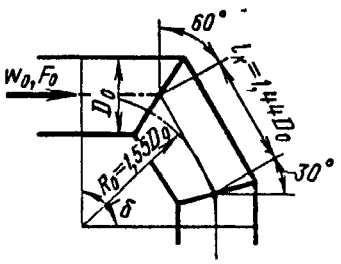
Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Внутренняя кромка «оформлена» двумя хордами, внешняя острая 	ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м=0{,}47$
Внутренняя и внешняя кромки срезаны 	ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м=0{,}28$
Колено прямое ($\delta=90°$) прямоугольного сечения с круговым обтекателем 	а) $r_1/b_0=0$ ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м$ — по графику *в*

r_0/b_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\zeta_м$	1,13	0,88	0,69	0,57	0,55	0,58	0,65



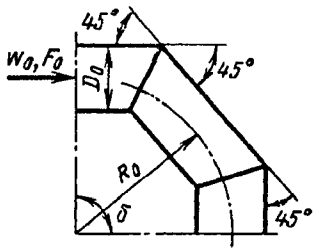
б) $r_0/b_0=0{,}45$; $r_1/b_0=0{,}45$
ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м=0{,}49$

Колена, составленные из отдельных звеньев под различными углами δ; круглое сечение; $l_0/D_0 \geqslant 10$ [6-22, 6-71, 6-81]	Диаграмма 6-11

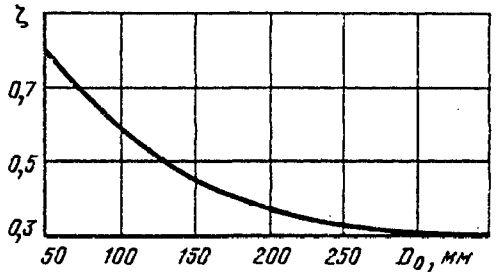
Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
δ=45°; три звена под углом 22,5° 	1. Гладкие стенки (Δ=0) и $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu \geqslant 2\cdot 10^5$: $\zeta=\zeta_м+\zeta_{тр}$, где $\zeta_м=0{,}11$; $\zeta_{тр}=\lambda l_к/D_0$; при $\lambda=0{,}02$ $\zeta_{тр}=0{,}02l_к/D_0$. 2. Шероховатые стенки (Δ>0) и $\mathrm{Re}\geqslant 10^4$: $\zeta=k_\Delta k_{\mathrm{Re}}\zeta_м+\zeta_{тр}$; $\lambda, k_\Delta, k_{\mathrm{Re}}$ см. диаграмму 6-1
δ=60°; три звена под углом 30° 	ζ—то же, что в п. 1, но $\zeta_м=0{,}15$
δ=60°, четыре звена под углом 20° 	ζ—то же, что в п. 1, но $\zeta_{тр}=2\lambda l_к/D_0$; при $\lambda \approx$ $\approx 0{,}02$ $\zeta_{тр}=0{,}04l_к/D_0$
δ=90°; три звена под углами 60 и 30° 	ζ—то же, что в п. 1, но $\zeta_м=0{,}40$

Колена, составленные из отдельных звеньев под различными углами δ; круглое сечение; $l_0/D_0 \geqslant 10$ [6-22, 6-71, 6-81]	**Диаграмма 6-11**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$						
δ = 90°; три звена под углами 45° соединены сварными швами; $Re > 10 \cdot 10^5$	D_0, мм	50	100	150	200	250	300	350
	ζ	0,80	0,60	0,45	0,38	0,32	0,30	0,30

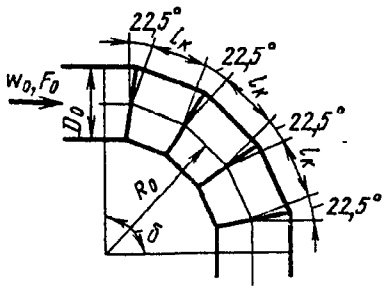


$$\zeta \approx 7 D_0^{-0,55}$$

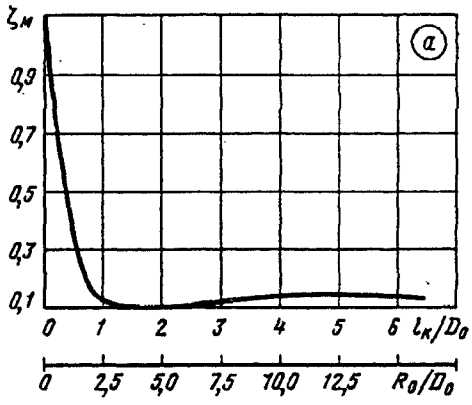


Колено (составное) круглого сечения при δ = 90°, $l_0/D_0 > 10$ [6-71, 6-68]	**Диаграмма 6-12**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Из пяти звеньев под углом 22,5°	1. Гладкие стенки (Δ = 0) и $Re = w_0 D_0/\nu \geqslant 2 \cdot 10^5$: $\zeta = \zeta_м + \zeta_{тр}$, где $\zeta_м = f(l_к/D_0)$ см. график *а*, или $\zeta_м = \sum_{i=0}^{n_1} a_i (R_0/D_0)^i$; (1) при $R_0/D_0 \leqslant 1,9$ $a_0 = 1,100609$; $a_1 = -0,2413919$; $a_2 = -2,257211$; $a_3 = 3,920123$; $a_4 = -3,270671$; $a_5 = 1,464781$; $a_6 = -0,2737305$; $n = 6$; при $1,9 < R_0/D_0 < 10$ $a_0 = 0,6408985$; $a_1 = -0,5625683$; $a_2 = 0,2448837$; $a_3 = -0,5663924 \cdot 10^{-1}$; $a_4 = 0,7245266 \cdot 10^{-2}$; $a_5 = -0,4796866 \cdot 10^{-3}$; $a_6 = 0,1279164 \cdot 10^{-4}$; $n = 6$; при $R_0/D_0 \geqslant 10$ $\zeta_м = 0,14$ $\zeta_{тр} = (n_з - 1)\lambda l_к/D_0$; λ см. диаграммы 2-1 и 2-6; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta_{тр} = 0,02\ (n_з - 1) l_к/D_0$; $n_з$ — число звеньев в колене.

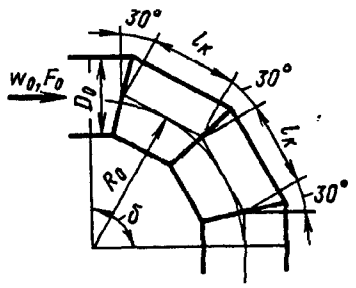


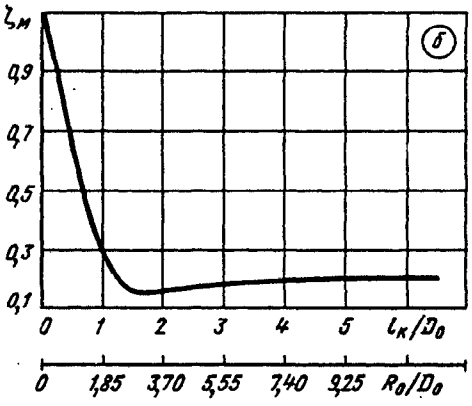
Колено (составное) круглого сечения при $\delta = 90°$, $l_0/D_0 > 10$ [6-71, 6-68]	**Диаграмма 6-12**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
	2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$: $\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}} \zeta_м + \zeta_{тр}$, где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 6-1

$l_к/D_0$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
R_0/D_0	0,50	0,98	1,47	1,90	2,50	5,00	7,50	10,0	12,5	15,0
$\zeta_м$	0,75	0,45	0,34	0,15	0,12	0,10	0,12	0,14	0,14	0,14

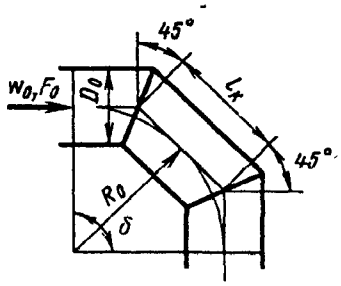
Из четырех звеньев под углом 30°	ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f(l_к/D_0)$ см. график *б*, или по формуле (1): при $R_0/D_0 < 7{,}5$ $a_0 = 1{,}110851$; $a_1 = -0{,}6822401$; $a_2 = 0{,}3342034$; $a_3 = -0{,}2609621$; $a_4 = 0{,}127691$; $a_5 = -0{,}3035488 \cdot 10^{-1}$; $a_6 = 0{,}339646 \cdot 10^{-2}$; $a_7 = 0{,}144361 \cdot 10^{-3}$; $n = 7$; при $R_0/D_0 \geqslant 7{,}5$ $\zeta_м = 0{,}2$





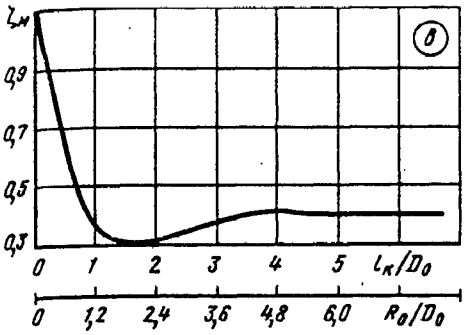
$l_к/D_0$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
R_0/D_0	0	0,37	0,75	1,12	1,50	1,85	3,70	5,55	7,46	9,25	11,0
$\zeta_м$	1,10	0,92	0,70	0,58	0,40	0,30	0,10	0,19	0,20	0,20	0,20

Из трех звеньев под углом 45°	ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f(R_0/D_0)$ см. график *в*, или по формуле (1); при $R_0/D_0 < 4{,}5$ $a_0 = 1{,}118112$; $a_1 = -0{,}6977857$; $a_2 = -0{,}4818015$; $a_3 = 0{,}7030898$; $a_4 = -0{,}2244795$; $a_5 = -0{,}6968263 \cdot 10^{-3}$; $a_6 = 0{,}1058802 \cdot 10^{-1}$; $a_7 = -0{,}1241125 \cdot 10^{-2}$; $n = 7$; при $R_0/D_0 \geqslant 4{,}5$ $\zeta_м = 0{,}4$



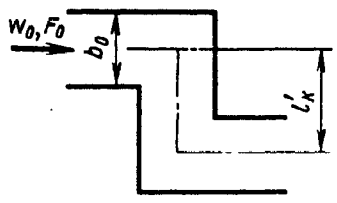
Колено (составное) круглого сечения при $\delta=90°$, $l_0/D_0>10$ [6-71, 6-68]	**Диаграмма 6-12**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

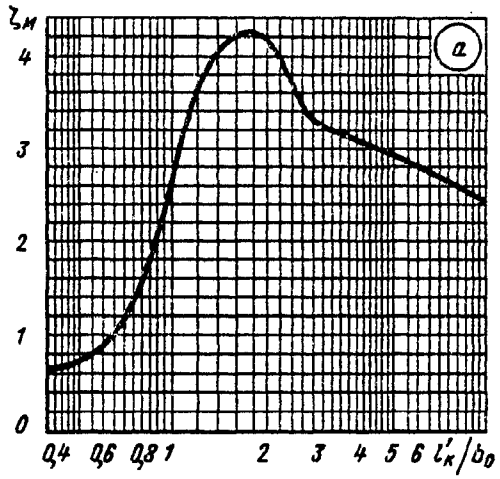


$l_к/D_0$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
R_0/D_0	0	0,24	0,48	0,72	0,97	1,20	2,40	3,60	4,80	6,0	7,25
$\zeta_м$	1,10	0,95	0,72	0,60	0,42	0,38	0,32	0,38	0,41	0,4	0,41

Колена *Z*-образной формы с острыми кромками $(r_0/b_0=0)$ [6-36, 6-71, 6-68]	**Диаграмма 6-13**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Из двух колен под углом 90°; поворот потока в одной плоскости; $l_0/b_0=0\div2$; сечение прямоугольное $D_г=\dfrac{4F_0}{\Pi_0}$  	1. Гладкие стенки ($\Delta=0$) и $\mathrm{Re}=w_0b_0/\nu\geqslant2\cdot10^5$: $\zeta=C_1\zeta_м+\zeta_{тр}$, где $\zeta_м=f(l'_к/b_0)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}=\lambda l'_к/b_0$; λ см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda\approx0{,}02$ значение $\zeta_{тр}=0{,}02l'_к/b_0$; C_1 приближенно см. график *а* диаграммы 6-5.

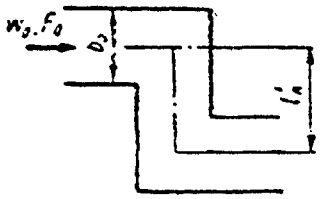
Колена *Z*-образной формы с острыми кромками $(r_0/b_0=0)$ [6-36, 6-71, 6-68]	**Диаграмма 6-13**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
	2. Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $Re \geqslant 10^4$: $\zeta = k_\Delta k_{Re} C_1 \zeta_м + \zeta_{тр}$; k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 6-1;

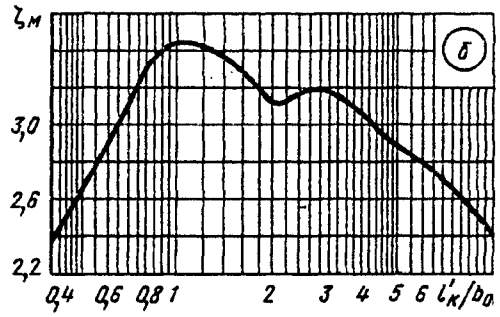
$l'_к/b_0$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\zeta_м$	0,62	0,90	1,61	2,63	3,61	4,01	4,18	4,22	4,18

$l'_к/b_0$	2,4	2,8	3,2	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10	∞
$\zeta_м$	3,65	3,30	3,20	3,08	2,92	2,92	2,80	2,70	2,45	2,30

Из двух колен под углом 90°; поворот потока в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; $l_0/b_0=0\div2$; сечение прямоугольное



ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f(l'_к/b_0)$ по графику *б*

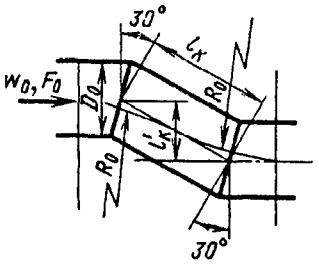


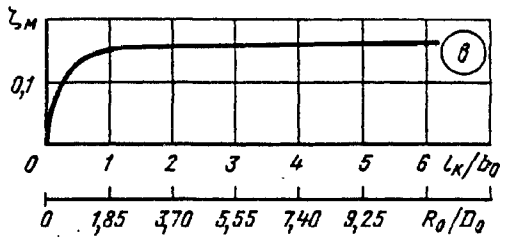
$l'_к/b_0$	0	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\zeta_м$	1,15	2,40	2,90	3,31	3,44	3,40	3,36	3,28	3,20	3,11

$l'_к/b_0$	2,4	2,8	3,2	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10	∞
$\zeta_м$	3,16	3,18	3,15	3,00	2,89	2,78	2,70	2,50	2,41	2,30

Колена *Z*-образной формы с острыми кромками $(r_0/b_0=0)$ [6-36, 6-71, 6-68]	**Диаграмма 6-13**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Из двух колен под углом 30°; поворот потока в одной плоскости; $l_0/b_0>10$; сечение круглое	ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f[R_0/D_0(l_к/D_0)]$ по графику *в* или $\zeta_м = \sum_{i=0}^{4} a_i (l_к/D_0)^i$, где $a_0=0{,}0095$; $a_1=0{,}22575$; $a_2=-0{,}1177083$; $a_3=0{,}02475$; $a_4=-0{,}1791667\cdot 10^{-2}$. Формула справедлива при $l_к/D_0<3$; при $l_к/D_0\geqslant 3$ $\zeta_м=0{,}16$

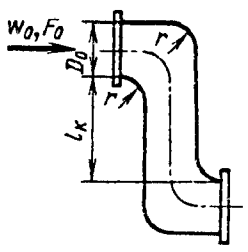




$l_к/D_0$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
R_0/D_0	1,85	3,70	5,55	7,40	9,25	11,1
$\zeta_м$	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16

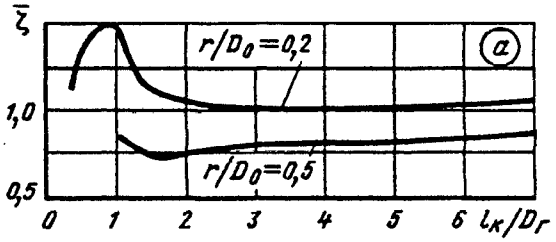
Колена *Z*-образной формы с закругленными кромками поворота $(r/D_г>0)$; $l_0/D_г\geqslant 10$ [6-32]	Диаграмма **6-14**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Из двух колен под углом 90°; поворот потока в одной плоскости $D_г = \dfrac{4F_0}{П_0}$	На входе профиль скорости стабилизированного турбулентного течения; при $Re = w_0 D_г/\nu \geqslant 10^4$ $\zeta \equiv \bar{\zeta}\zeta'_м + \zeta_{тр}$, где $\bar{\zeta}=f(l_к/D_г)$ см. график *а*; $\zeta'_м = k_\Delta k_{Re}\zeta_м$ см. диаграмму 6-1; $\zeta_{тр}\approx(5{,}0r/D_г + l_к/D_г)\lambda$; λ см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda\approx 0{,}02$ значение $\zeta_{тр}=0{,}1r/D_г+0{,}02l_к/D_г$.



Колена *Z*-образной формы с закругленными кромками поворота $(r/D_г>0)$; $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-32]	Диаграмма **6-14**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$



При неравномерном профиле скорости на входе

$$\zeta_{нер} = k_1 \bar{\zeta} \zeta'_м + \zeta_{тр},$$

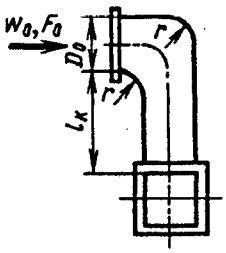
где k_1 см. ниже

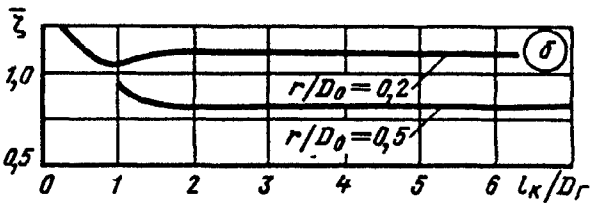
№ профиля скорости (рис. 6-18)	1	2	3	4
k_1 (при всех $l_к/D_г$)	0,8	1,05	1,2	1,2

Значения ζ

r/D_0 (r/b_0)	$l_к/D_г$								
	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	∞
0,2	1,20	1,45	1,45	1,12	1,08	1,02	1,04	1,0	1,0
0,5	—	—	0,85	0,73	0,77	0,79	0,83	0,90	1,0

Из двух колен под углом 90°; поворот потока в двух взаимно перпендикулярных плоскостях





На входе профиль скоростей стабилизированного турбулентного течения при $Re \geqslant 10^4$:

$$\zeta = \bar{\zeta} \zeta'_м + \zeta_{тр},$$

где $\bar{\zeta} = f(l_к/D_г)$ см. график *б*; $\zeta'_м = k_Δ k_{Re} \zeta_м$ см. диаграмму 6-1; $\zeta_{тр}$ см. п. 1.

При неравномерном профиле скоростей на входе

$$\zeta_{нер} = k_1 \bar{\zeta} \zeta'_м + \zeta_{тр}$$

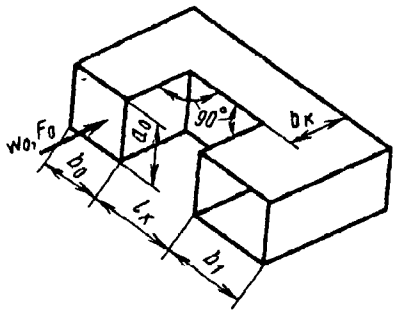
Значения k_1

№ профиля скоростей (рис. 6-18)	$l_к/D_г$			
	1—3	4	5	⩾7
1	0,85	0,87	0,89	0,94
2	1,10	1,15	1,20	1,32
3	1,05	1,13	1,18	1,34
4	1,15	1,17	1,20	1,26

Значения ζ

r/D_0 (r/b_0)	$l_к/D_г$								
	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	∞
0,2	1,20	1,11	1,05	1,10	1,10	1,09	1,09	1,05	1,0
0,5	—	—	0,94	0,82	0,81	0,81	0,81	0,85	1,0

Колена П-образной формы (180°) с острыми кромками поворота ($r/b_0=0$); прямоугольное сечение; $l_0/b_0=0\div2$ [6-36]	Диаграмма 6-15



Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

I. $F_1/F_0=b_1/b_0=0{,}5$:

1. Гладкие стенки ($\Delta=0$) и $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 b_0}{\nu}\geqslant 2\cdot10^5$:

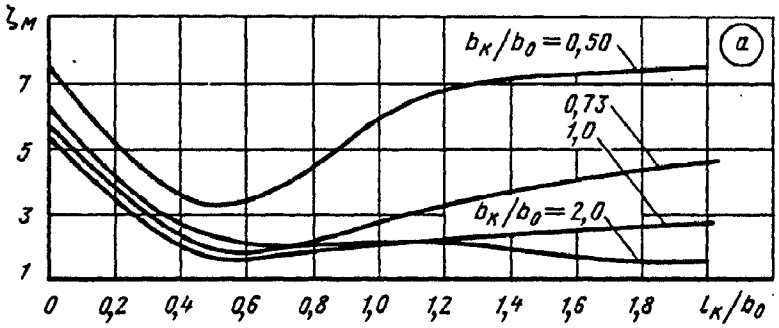
$$\zeta=C_1\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_м=f(l_к/b_0)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}\approx\lambda(1+l_к/b_0)$; λ см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda\approx0{,}02$ значение $\zeta_{тр}=0{,}02+0{,}02l_к/b_0$; C_1 ориентировочно см. график *а* диаграммы 6-7.

2. Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $\mathrm{Re}\gtrsim10^4$:

$$\zeta=k_\Delta k_{\mathrm{Re}}C_1\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 6-6.

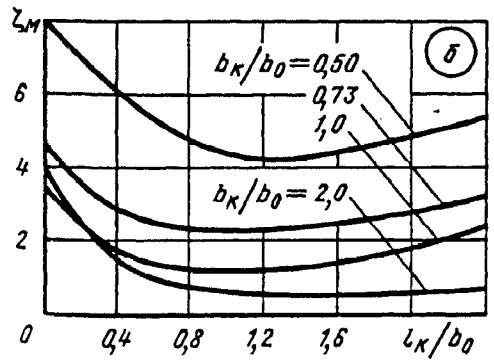


Значения $\zeta_м$

$b_к/b_0$	$l_к/b_0$										
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	7,5	5,2	3,6	3,4	4,5	6,0	6,7	7,1	7,8	7,5	7,6
0,73	5,8	3,8	2,4	1,9	2,2	2,7	3,3	3,7	4,0	4,3	4,7
1,0	5,5	3,5	2,1	1,7	1,9	2,1	2,3	2,4	2,6	2,7	2,7
2,0	6,3	4,2	2,7	2,1	2,1	2,2	2,2	2,0	2,0	1,8	1,6

II. $F_1/F_0=b_1/b_0=1{,}0$:

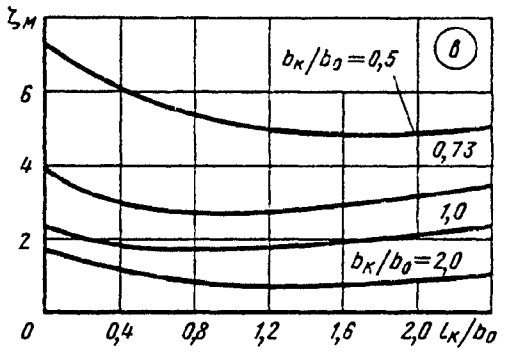
ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м=f(l_к/b_0)$ по графику *б*



Значения $\zeta_м$

$b_к/b_0$	$l_к/b_0$											
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4
0,5	7,9	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,2	4,3	4,4	4,6	4,8	5,3
0,73	4,5	3,6	2,0	2,5	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,6	2,7	3,2
1,0	3,6	2,5	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	2,3
2,0	3,9	2,4	1,5	1,0	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7

Колена П-образной формы (180°) с острыми кромками поворота ($r/b_0=0$); прямоугольное сечение; $l_0/b_0=0\div2$ [6-36]	**Диаграмма 6-15**

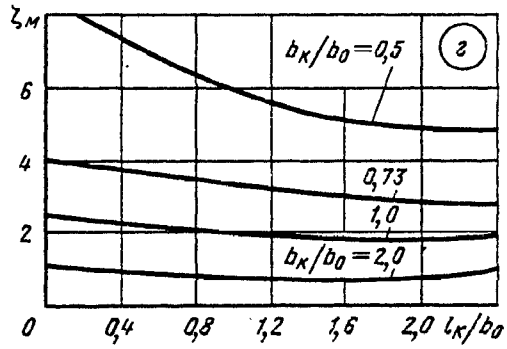


III. $F_1/F_0=b_1/b_0=1{,}4$:

ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м=f(l_к/b_0)$ по графику *в*

Значения $\zeta_м$

$b_к/b_0$	$l_к/b_0$										
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	7,3	6,6	6,1	5,7	5,4	5,2	5,1	5,0	4,9	4,9	5,0
0,73	3,9	3,3	3,0	2,9	2,8	2,8	2,8	2,9	2,9	3,0	3,2
1,0	2,3	2,1	1,9	1,8	1,7	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0	2,1
2,0	1,7	1,4	1,2	1,0	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,8	0,8



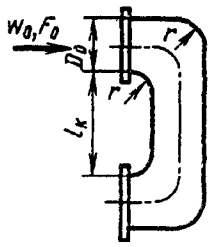
IV. $F_1/F_0=b_1/b_0=2{,}0$:

ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м=f(l_к/b_0)$ по графику *г*

Значения $\zeta_м$

$b_к/b_0$	$l_к/b_0$										
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	8,4	7,8	7,3	6,8	6,3	5,9	5,6	5,3	5,2	5,0	4,9
0,73	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,4	3,2	3,1	3,0	3,0	2,9
1,0	2,5	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	2,0	1,9	1,9	1,9
2,0	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9

Колена П-образной формы (180°) с закругленными кромками поворота ($r/D_г>0$); $F_1/F_0=1{,}0$; $l_0/D_г\geqslant10$ [6-32]	**Диаграмма 6-16**

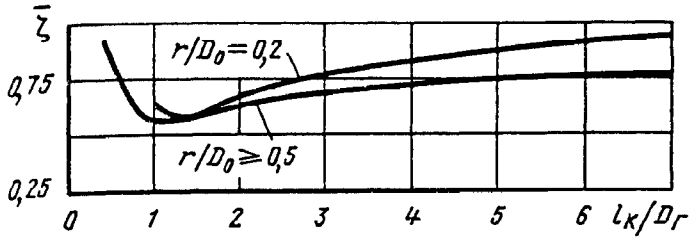


На входе профиль скоростей стабилизированного турбулентного течения при $\mathrm{Re}=w_0D_г/\nu\geqslant10^4$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\bar{\zeta}\zeta'_м+\zeta_{тр},$$

где $\bar{\zeta}=f(l_к/D_г)$ см. график; $\zeta'_м=k_\Delta k_{Re}\zeta_м$
см. диаграмму 6-1; $\zeta_{тр}=(5{,}0r/D_г+l_к/D_г)\lambda$; λ
см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta_{тр}=0{,}1r/D_г+0{,}02l_к/D_г$
При неравномерном профиле скорости на входе $\zeta_{нер}=k_1\bar{\zeta}\zeta'_м+\zeta_{тр}$

Колена П-образной формы (180°) с закругленными кромками поворота $(r/D_г>0)$; $F_1/F_0=1{,}0$; $l_0/D_г\geqslant 10$ [6-32]	**Диаграмма 6-16**



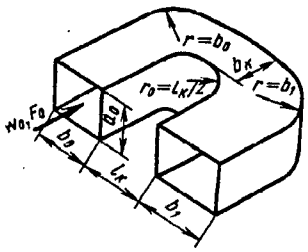
Значения k_1

№ профиля скорости (рис. 6-18)	$l_к/D_г$	
	1—3	≥4
1	0,80	0,80
2	1,15	1,05
3	1,20	1,15
4	1,20	1,15

Значения $\bar{\zeta}$

r/D_0 (r/b_0)	$l_к/D_г$								
	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	∞
0,2	0,93	0,75	0,57	0,60	0,67	0,77	0,86	0,97	1,0
≥0,5	—	—	0,63	0,58	0,58	0,63	0,74	0,85	1,0

Колена U-образной формы (180°); прямоугольное сечение; $F_1/F_0\geqslant 1{,}0$; $l_0/b_0=0\div 2$ [6-36]	**Диаграмма 6-17**



Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

I. $F_1/F_0=b_1/b_0=0{,}5$:

1. Гладкие стенки $(\Delta=0)$ и $\mathrm{Re}=w_0 b_0/\nu\geqslant 2\cdot 10^5$:

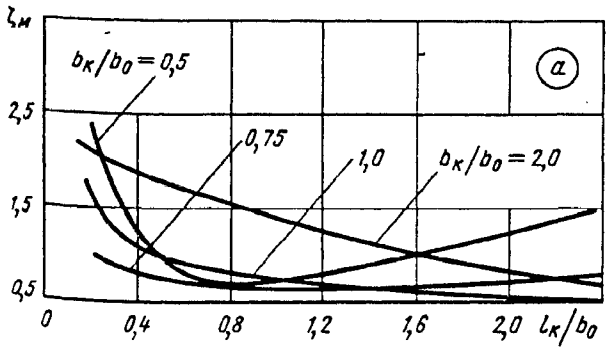
$$\zeta=C_1\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_м=f(l_к/b_0)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}\approx(1{,}5+2l_к/b_0)\lambda$; λ см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda\approx 0{,}02$ значение $\zeta_{тр}=0{,}03\div 0{,}04\,l_к/b_0$; C_1 ориентировочно см. график *а* диаграммы 6-7.

2. Шероховатые стенки $(\Delta>0)$ и $\mathrm{Re}\geqslant 10^4$:

$$\zeta=k_\Delta k_{\mathrm{Re}} C_1\zeta_м+\zeta_{тр};$$

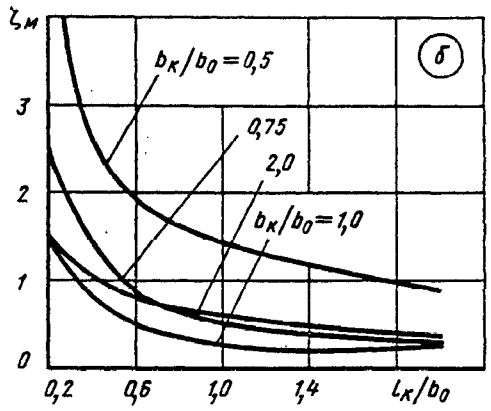
k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 6-1;



Значения $\zeta_м$

$b_к/b_0$	$l_к/b_0$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	2,6	1,3	0,8	0,7	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
0,75	1,1	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7
1,0	1,8	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,5
2,0	2,1	1,9	1,7	1,5	1,4	1,3	1,1	1,0	0,9	0,8

Колена U-образной формы (180°); прямоугольное сечение; $F_1/F_0 \geqslant 1{,}0$; $l_0/b_0 = 0 \div 2$ [6-36]	**Диаграмма 6-17**

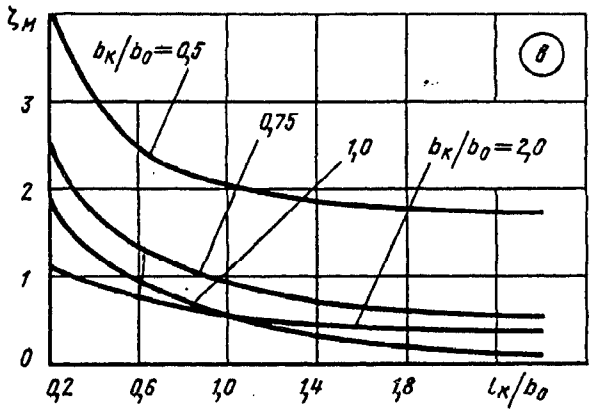


II. $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 1{,}0$:

ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f(l_к/b_0)$ по графику *б*

Значения $\zeta_м$

$b_к/b_0$	$l_к/b_0$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	4,5	2,6	1,9	1,7	1,5	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9
0,75	2,5	1,5	0,9	0,7	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,3
1,0	1,6	0,9	0,5	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3
2,0	1,6	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4

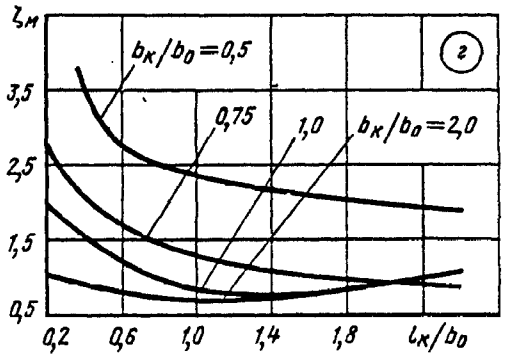


III. $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 1{,}4$:

ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f(l_к/b_0)$ по графику *в*

Значения $\zeta_м$

$b_к/b_0$	$l_к/b_0$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	4,2	3,1	2,5	2,2	2,0	1,9	1,9	1,8	1,8	1,8
0,75	2,8	1,8	1,4	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
1,0	1,9	1,3	0,9	0,7	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2
2,0	1,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4



IV. $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 2{,}0$:

ζ — то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f(l_к/b_0)$ по графику *г*

Значения $\zeta_м$

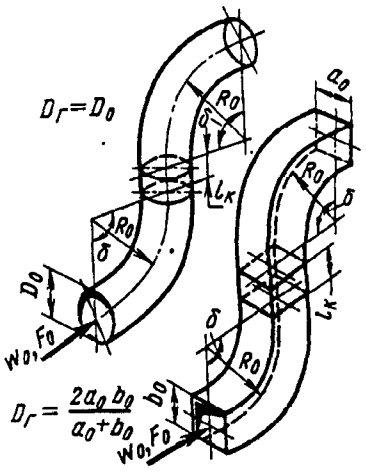
$b_к/b_0$	$l_к/b_0$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	6,0	3,5	2,8	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,1	2,0
0,75	2,9	2,1	1,7	1,5	1,3	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9
1,0	2,0	1,6	1,2	1,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9
2,0	1,0	0,9	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,9	0,9

Отводы (сопряженные) при различных δ; $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-8—6-10, 6-26]	Диаграмма 6-18

1. $R_0/D_0 \geqslant 1{,}0$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta'_м + \zeta_{тр},$$

S-образной формы (типа «утка»); поток в одной плоскости



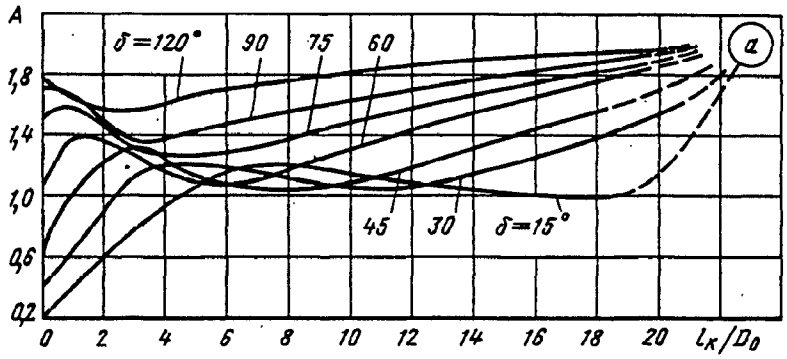
где $\zeta'_м$ см. $\zeta_м$ одиночного отвода на диаграммах 6-1 и 6-2;

$\zeta_{тр} = \lambda\left(\frac{l_к}{D_г} + 0{,}035\frac{R_0}{D_г}\delta\right)$;

λ — см. диаграммы 2-1—2-6;

при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}02\frac{l_к}{D_г} + 0{,}0007\frac{R_0}{D_г}\delta$;

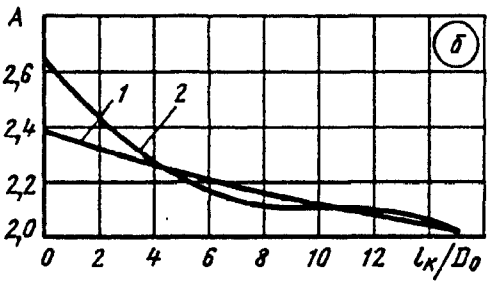
$A = f\left(\frac{l_к}{D_г}\right)$ см. табл. 1 и график *а* (верен при $Re \geqslant 2 \cdot 10^4$)



1. Значения *A*

δ°	$l_к/D_г$														
	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	40—50
15	0,20	0,42	0,60	0,78	0,94	1,16	1,20	1,15	1,08	1,05	1,02	1,0	1,10	1,25	2,0
30	0,40	0,65	0,88	1,16	1,20	1,18	1,12	1,06	1,06	1,15	1,28	1,40	1,50	1,70	2,0
45	0,60	1,06	1,20	1,23	1,20	1,08	1,03	1,08	1,17	1,30	1,42	1,55	1,65	1,80	2,0
60	1,05	1,38	1,37	1,28	1,15	1,06	1,16	1,30	1,42	1,54	1,66	1,76	1,85	1,95	2,0
75	1,50	1,58	1,46	1,30	1,27	1,30	1,37	1,47	1,57	1,68	1,75	1,80	1,88	1,97	2,0
90	1,70	1,67	1,40	1,37	1,38	1,47	1,55	1,63	1,70	1,76	1,82	1,88	1,92	1,98	2,0
120	1,78	1,64	1,48	1,55	1,62	1,70	1,75	1,82	1,88	1,90	1,92	1,95	1,97	1,99	2,0

Отводы (сопряженные) при различных δ; $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-8—6-10, 6-26]	**Диаграмма 6-18**



2. $R_0/D_0=0{,}8$ (круглое сечение)

$$\zeta = A\zeta_м + \zeta_{тр},$$

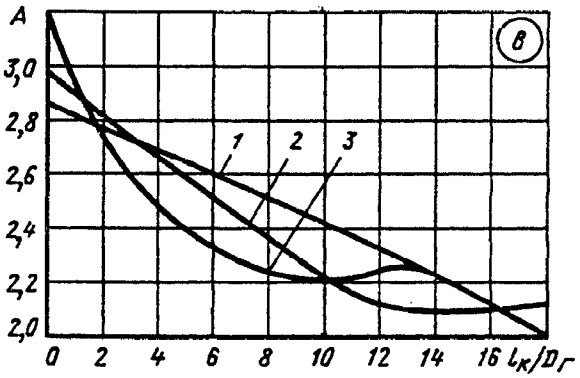
где $\zeta_м = f(\delta)$ см. табл. 2; $A = f(l_к/D_0)$ см. табл. 2 и график *б* или $\zeta = 3{,}5\zeta_м^{1{,}25} - (3-\zeta_м^{1{,}5})(\lambda l_к/D_0)^{0{,}33}\zeta_м + \zeta_{тр}$; (1)
$\zeta_{тр}$ см. п. 1

2. Значения *A*

№ кривой	$\delta°$	$\zeta_м$	$l_к/D_0$			
			0	5	10	15
1	45	0,23	2,39	2,26	2,13	2,00
2	90	0,35	2,66	2,20	2,11	2,02

3. $\delta=90°$ (прямоугольное сечение)

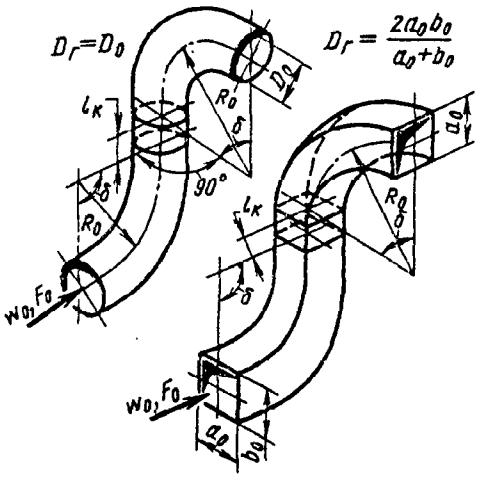
$\zeta_м = f(R_0/b_0,\ b_0/a_0)$ см. табл. 3; $A = f(l_к/D_г)$ см. табл. 3 и график *в* или формулу (1) (вместо D_0 берется $D_г$); $\zeta_{тр}$ см. п. 1



3. Значения *A*

№ кривой	R_0/b_0	$\frac{b_0}{a_0}$	$\zeta_м$	$l_к/D_г$			
				0	6	12	18
1	0,75	1,25	0,75	2,87	2,60	2,33	2,00
2	0,70	1,0	0,52	2,98	2,50	2,11	2,11
3	0,60	1,0	0,45	3,20	2,33	2,26	1,93

Отводы (сопряженные) *S*-образной формы, пространственные (поток в двух взаимно перпендикулярных плоскостях) [6-8—6-10, 6-26]	Диаграмма 6-19



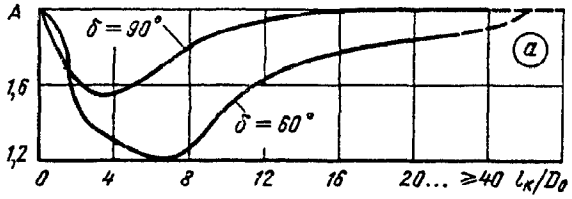
1. $R_0/D_0 \geqslant 1{,}0$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta'_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta'_м$ см. $\zeta_м$ одиночного отвода на диаграммах 6-1 и 6-2;

$$\zeta_{тр} = \lambda(l_к/D_г + 0{,}035\delta R_0/D_г);$$

λ — см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta = 0{,}02 l_к/D_г + 0{,}0007\delta\ R_0/D_г$; $A = f(l_к/D_г)$ по табл. 1 и графику *а* (верен при $Re \geqslant 2 \cdot 10^4$)



1. Значения *A*

δ°	$l_к/D_г$												
	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	20	25	40
60	2,0	1,90	1,50	1,35	1,30	1,20	1,25	1,50	1,63	1,73	1,85	1,95	2,0
90	2,0	1,80	1,60	1,55	1,55	1,65	1,80	1,90	1,93	1,98	2,0	2,0	2,0

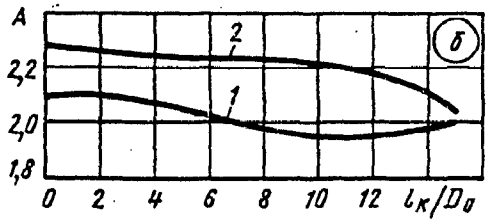
2. $R_0/D_0 = 0{,}8$ (круглое сечение)

$$\zeta = A\zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = f(\delta)$ см. табл. 2; $A = f(l_к/D_0)$ см. табл. 2 и график *б*, или

$$\zeta = 3{,}0\zeta_м^{1{,}25} - 3{,}3(\zeta_м^{0{,}5} + 2D_0/l_к)(\lambda l_к/D_0)\zeta_м^2 + \zeta_{тр}; \qquad (1)$$

$\zeta_{тр}$ см. п. 1

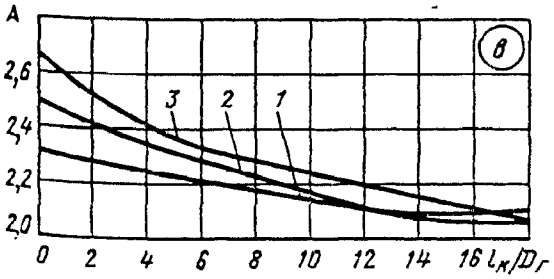


2. Значения *A*

№ кривой	δ°	$\zeta_м$	$l_к/D_0$			
			0	5	10	15
1	45	0,23	2,09	2,04	1,95	2,0
2	90	0,35	2,28	2,23	2,20	2,03

3. $\delta = 90°$ (прямоугольное сечение)

$\zeta_м = f(R_0/b_0, b_0/a_0)$ см. табл. 3; $A = f(l_к/D_г)$ см. табл. 3 и график *в* или формулу (1) (вместо D_0 берется $D_г$); $\zeta_{тр}$ см. п. 1

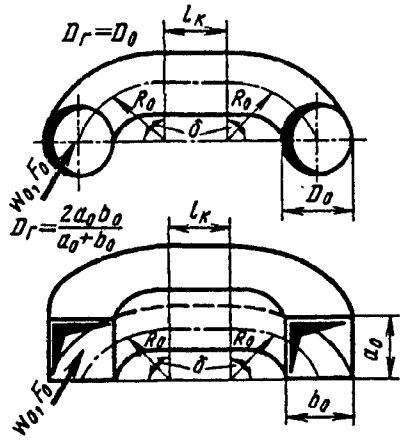


3. Значения *A*

№ кривой	R_0/b_0	b_0/a_0	$\zeta_м$	$l_к/D_г$			
				0	6	12	18
1	0,75	1,25	0,75	2,33	2,21	2,11	2,06
2	0,70	1,0	0,52	2,50	2,27	2,11	2,11
3	0,60	1,0	0,45	2,67	2,34	2,20	2,06

Отводы (сопряженные обводы) U-образной формы в одной плоскости; $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-8—6-10, 6-26]	Диаграмма 6-20

U-образной формы в одной плоскости; плавные $(R_0/D_0 \geqslant 1{,}0)$; $0 < \delta \leqslant 180°$



1. $R_0/D_0 \geqslant 1{,}0$

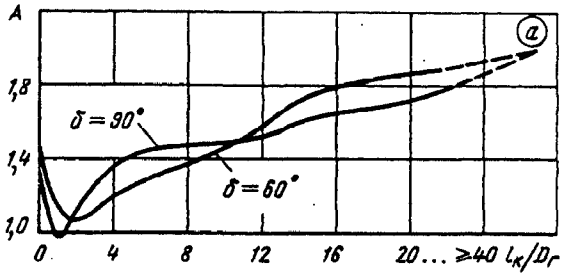
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta'_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta'_м$ см. $\zeta_м$ одиночного отвода на диаграммах 6-1 и 6-2;

$$\zeta_{тр} = \left(\frac{l_к}{D_г} + 0{,}035\frac{R_0}{D_г}\delta\right)\lambda;$$

λ см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda \approx 0{,}02$

$\zeta_{тр} = 0{,}02\frac{l_к}{D_г} + 0{,}0007\frac{R_0}{D_г}\delta$; $A = f(l_к/D_г)$ см. табл. 1 и график *а*.



1. Значения *A*

$\delta°$	$l_к/D_г$												
	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	20	25	40—50
60	1,50	1,15	1,05	1,10	1,20	1,30	1,35	1,46	1,57	1,73	1,85	1,95	2,0
90	1,37	0,95	1,10	1,25	1,35	1,45	1,45	1,45	1,50	1,60	1,70	1,90	2,0

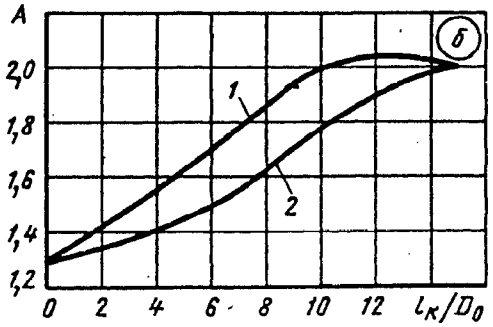
2. $R_0/D_0 = 0{,}8$ (круглое сечение)

$$\zeta = A\zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = f(\delta)$ см. табл. 2; $A = f(l_к/D_0)$ см. табл. 2 и график *б* или

$$\zeta = 1{,}2\zeta_м + 1{,}87(\zeta_м^{0{,}5} + 2D'_0/l_к)(\lambda l_к/D_0)\zeta_м^{0{,}25} + \zeta_{тр}. \quad (1)$$

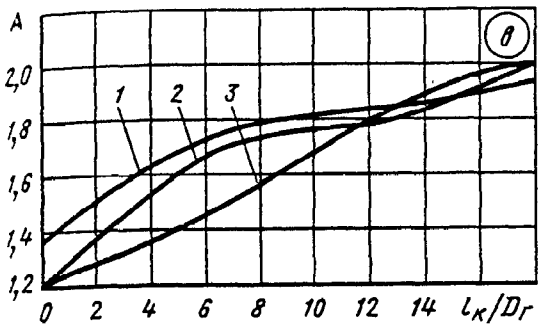
$\zeta_{тр}$ см. п. 1



2. Значения *A*

№ кривой	$\delta°$	$\zeta_м$	$l_к/D_0$			
			0	5	10	15
1	45	0,23	1,30	1,61	2,0	2,0
2	90	0,35	1,29	1,49	1,77	2,0

Отводы (сопряженные обводы) U-образной формы в одной плоскости; $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-8—6-10, 6-26]	**Диаграмма 6-20**



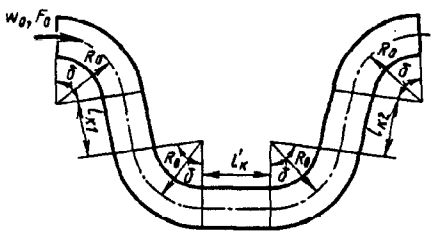
3. $\delta = 90°$ (прямоугольное сечение)

$\zeta_м = f(R_0/b_0, b_0/a_0)$ см. табл. 3; $A = f(l_к/D_г)$ см. табл. 3 и график *в* или формулу (1) (вместо D_0 берется $D_г$);
$\zeta_{тр}$ см. п. 1

3. Значения *A*

№ кривой	R_0/b_0	b_0/a_0	$\zeta_м$	$l_к/D_г$			
				0	6	12	18
1	0,75	1,25	0,75	1,20	1,67	1,78	2,0
2	0,70	1,0	0,52	1,35	1,73	1,83	1,93
3	0,60	1,0	0,45	1,20	1,45	1,80	2,0

Отводы (сопряженные, воротообразные), обводы; $l_0/D_г \geqslant 10$ [6-26]	**Диаграмма 6-21**



Строенные в одной плоскости

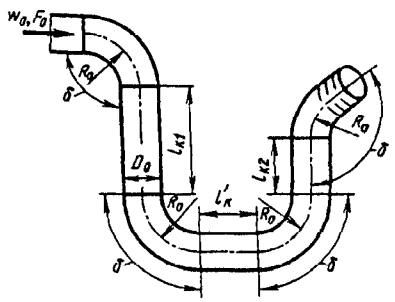
1. $0 < \delta < 180°$, $R_0/D_0 \geqslant 1{,}0$ (схема 1)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 2\zeta_1 + \zeta'_{тр} \text{ (ориентировочно),}$$

где ζ_1 определяется, как ζ, по п. 1 диаграммы 6-18; $\zeta'_{тр} = \lambda l'_к/D_г$; λ см. диаграммы 2-1—2-6;
при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta'_{тр} = 0{,}02 l'_к/D_г$.

2. $0 < \delta < 180°$, $R_0/D_0 \geqslant 1{,}0$ (схема 2);

$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta'_{тр}$ (ориентировочно), где ζ_1 — как ζ по п. 1 диаграммы 6-18; ζ_2 — как ζ по п. 1 диаграммы 6-19; $\zeta'_{тр}$ см. п. 1



Строенные в пространстве

3. $\delta = 90°$, $R_0/D_0 = 0{,}8$ (круглое сечение; схема 1);

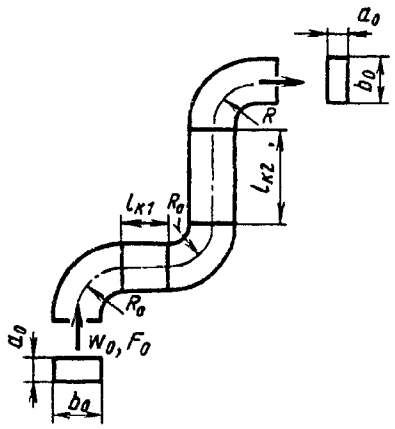
$$\zeta = 1{,}55 + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр} = \lambda(2l_к/D_0 + l'_к/D_0 + 5{,}04)$; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}1 + 0{,}04 l_к/D_0 + 0{,}02 l'_к/D_0$

4. $\delta = 90°$, $R_0/b_0 = 0{,}6$ (квадратное сечение; схема 1);
$\zeta = 4{,}12 + \zeta_{тр}$, где $\zeta_{тр}$ см. п. 3

Отводы, обводы и колена (сопряженные), $3\times90°$ и $4\times90°$ прямоугольного сечения. $a_0/b_0=0{,}5$; $l_0/b_0\geqslant10$ [6-8 — 6-10, 6-88]	Диаграмма 6-22

1. Отводы $(R_0/b_0=0{,}75)$



1. Гладкие стенки $(\Delta=0)$ и $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 b_0}{\nu}\geqslant4\cdot10^5$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_{м}+\zeta_{тр}.$$

2. Шероховатые стенки $(\Delta>0)$ и $10^4<\mathrm{Re}<4\cdot10^5$:

$$\zeta=k_\Delta k_{\mathrm{Re}}\zeta_{м}+\zeta_{тр},$$

$$\zeta_{м}=1{,}5A,$$

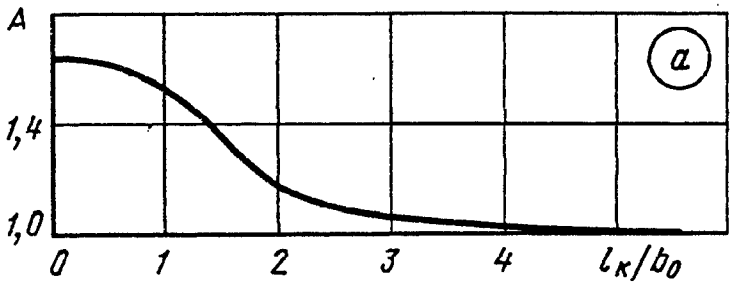
где $A=f(l_к/b_0)$ см. график *а*;

$$\zeta_{тр}=\left(\frac{l_{к1}}{b_0}+\frac{l_{к2}}{b_0}+3{,}5\right)\lambda;$$

λ см. диаграммы 2-1 — 2-6; при $\lambda\approx0{,}02$

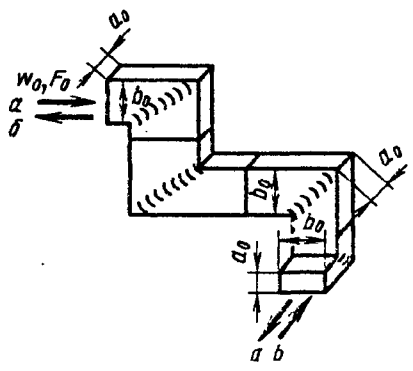
$$\zeta_{тр}=0{,}02\left(\frac{l_{к1}}{b_0}+\frac{l_{к2}}{b_0}\right)+0{,}07;$$

k_Δ см. диаграмму 6-1; $k_{\mathrm{Re}}=f(\mathrm{Re})$ см. график *б*



$l_к/b_0$	0	1	2	3	4	5
A	1,63	1,53	1,16	1,07	1,03	1,0

3. Обвод пространственный (крутоизогнутый)



Без направляющих лопаток:
направление потока $a-a$

$$\zeta=12{,}5k_{\mathrm{Re}};$$

направление потока $b-b$

$$\zeta=8{,}7k_{\mathrm{Re}};$$

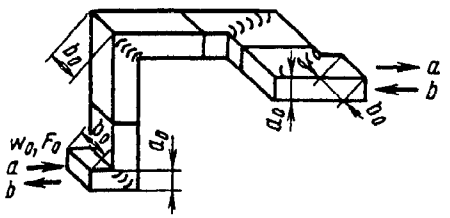
с направляющими лопатками

$$\zeta=0{,}4k_{\mathrm{Re}}.$$

Здесь k_{Re} см. график *б*

Отводы, обводы и колена (сопряженные), $3\times90°$ и $4\times90°$ прямоугольного сечения, $a_0/b_0=0{,}5$; $l_0/b_0\geqslant10$ [6-8 — 6-10, 6-88]	**Диаграмма 6-22**

4. Обвод пространственный (крутоизогнутый)



Без направляющих лопаток:
направление потока $a-a$

$$\zeta=6{,}9k_{Re};$$

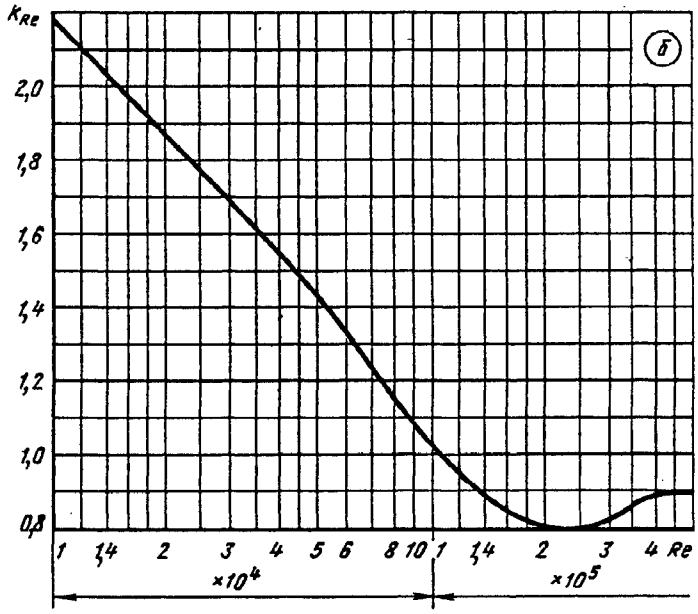
направление потока $b-b$

$$\zeta=8{,}3k_{Re};$$

с направляющими лопатками

$$\zeta=0{,}4k_{Re}.$$

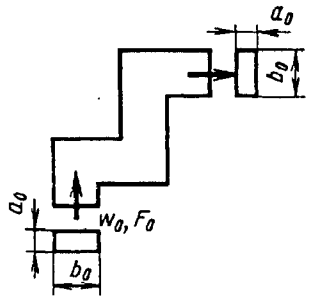
Здесь k_{Re} см. график *б*



$Re\cdot10^{-4}$	1	1,4	2	3	4	6	8	10	14	20	30	40
k_{Re}	2,20	2,03	1,88	1,69	1,56	1,34	1,14	1,02	0,89	0,80	0,83	1,0

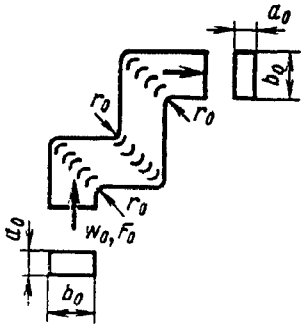
5. Колена при $r/b_0=0$ без лопаток

$\zeta=f(\mathrm{Re})$ см. таблицу и график *в*



6. Колена при $r/b_0=0{,}25$ с направляющими лопатками

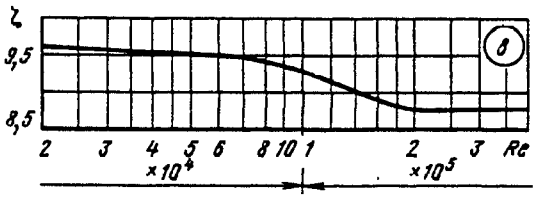
$\zeta=f(\mathrm{Re})$ см. таблицу и график *г*

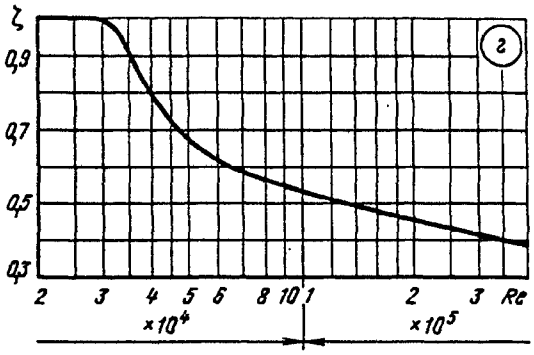


Отводы, обводы и колена (сопряженные), $3\times90^\circ$ и $4\times90^\circ$ прямоугольного сечения, $a_0/b_0=0{,}5$; $l_0/b_0\geqslant10$ [6-8 — 6-10, 6-88]	**Диаграмма 6-22**

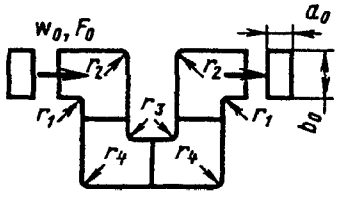
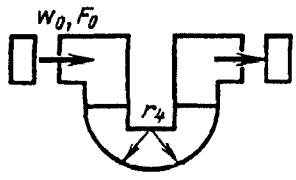
Значения ζ

Схема	$Re\cdot10^{-4}$						
	2	3	4	6	10	20	40
5 (график *в*)	9,70	9,70	9,55	9,00	9,25	8,75	8,75
6 (график *г*)	1,0	1,0	0,77	0,61	0,53	0,46	0,38

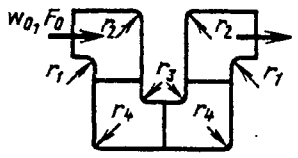
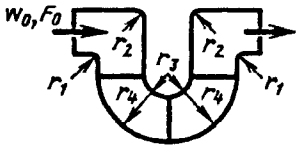
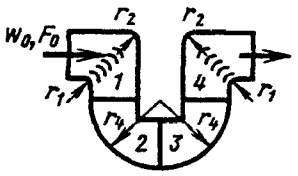
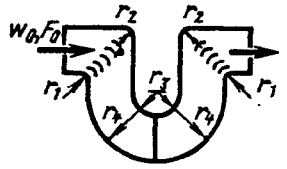
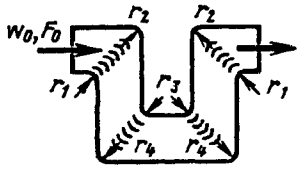




Обводы $4\times90^\circ$ (крутоизогнутые) прямоугольного сечения при $a_0/b_0=0{,}5$; $l_0/b_0>10$ [6-88]	**Диаграмма 6-23**

Характеристика обвода	Схема	Коэффициенты сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
$\dfrac{r_1}{b_0}=\dfrac{r_2}{b_0}=\dfrac{r_3}{b_0}=\dfrac{r_4}{b_0}=0$		$6{,}77k^1_{Re}$
$\dfrac{r_1}{b_0}=\dfrac{r_2}{b_0}=\dfrac{r_3}{b_0}=0$; $\dfrac{r_4}{b_0}=1{,}5$		$6{,}38k^1_{Re}$

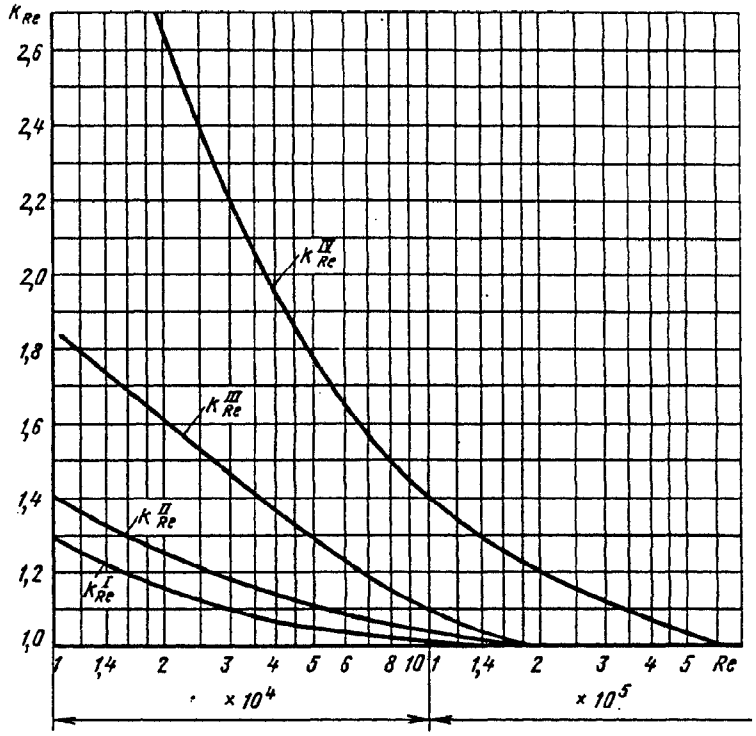
Обводы 4×90° (крутоизогнутые) прямоугольного сечения при $a_0/b_0=0{,}5$; $l_0/b_0>10$ [6-88]	**Диаграмма 6-23**

Характеристика обвода	Схема	Коэффициенты сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_3}{b_0}=0{,}07$; $\frac{r_2}{b_0}=\frac{r_4}{b_0}=0$		$5{,}30k_{Re}^{II}$
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_2}{b_0}=0$; $\frac{r_3}{b_0}=0{,}5$; $\frac{r_4}{b_0}=1{,}5$		$3{,}80k_{Re}^{II}$
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_2}{b_0}=0{,}25$; $\frac{r_3}{b_0}=0$; $\frac{r_4}{b_0}=1{,}5$ с направляющими лопатками в коленах № 1 и № 4*1		$1{,}65k_{Re}^{III}$
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_2}{b_0}=0{,}25$; $\frac{r_3}{b_0}=0{,}5$; $\frac{r_4}{b_0}=1{,}5$ с направляющими лопатками в коленах № 1 и № 2*1		$0{,}60k_{Re}^{IV}$
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_2}{b_0}=\frac{r_3}{b_0}=\frac{r_4}{b_0}=0{,}25$ с направляющими лопатками во всех коленах*1		$0{,}50k_{Re}^{IV}$

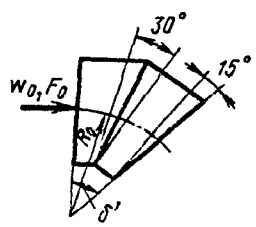
*1 Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72.

k_{Re}	$Re \cdot 10^{-4}$									
	1	2	3	4	6	8	10	20	30	≥60
k_{Re}^{I}	1,28	1,15	1,10	1,06	1,04	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0
k_{Re}^{II}	1,40	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0	1,0	1,0
k_{Re}^{III}	1,86	1,60	1,46	1,37	1,24	1,15	1,10	1,0	1,0	1,0
k_{Re}^{IV}	—	2,65	2,20	1,95	1,65	1,52	1,40	1,23	1,11	1,0

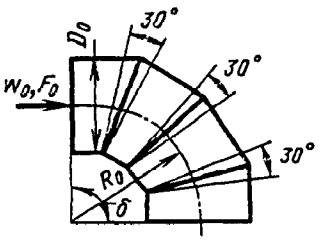
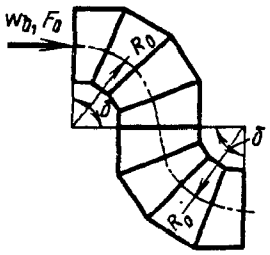
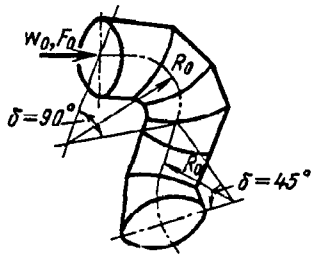
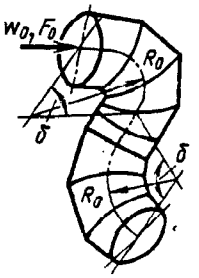
Обводы $4\times90°$ (крутоизогнутые) прямоугольного сечения при $a_0/b_0=0{,}5$; $l_0/b_0>10$ [6-88]	**Диаграмма 6-23**



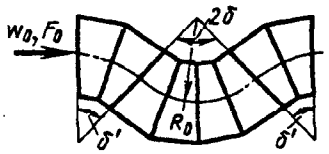
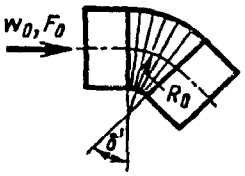
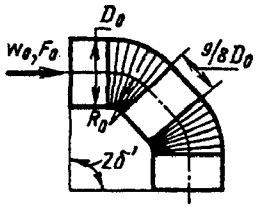
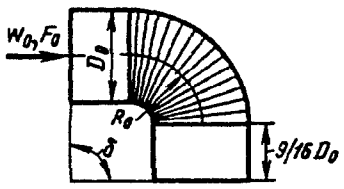
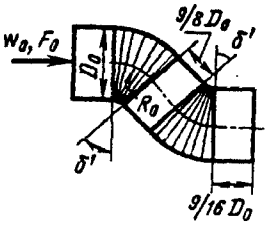
Колена (сопряженные) из оцинкованной жести при $R_0/D_0=1{,}0$; $D_0=100$ мм и гофрированные при $R_0/D_0=0{,}7$; $D_0=100$ мм; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 1{,}5\cdot10^5$; $l_0/D_0\geqslant10$ [6-58]	**Диаграмма 6-24**

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Колено; $\delta'=45°$		0,60

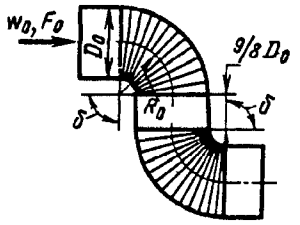
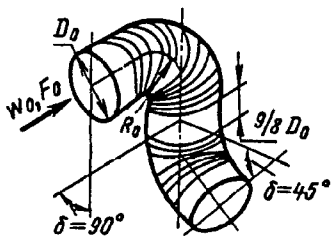
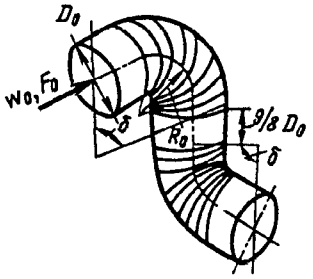
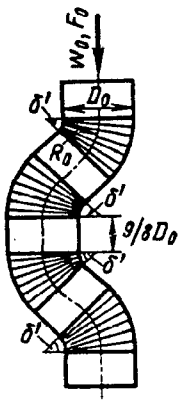
Колена (сопряженные) из оцинкованной жести при $R_0/D_0=1{,}0$; $D_0=100$ мм и гофрированные при $R_0/D_0=0{,}7$; $D_0=100$ мм; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 1{,}5\cdot 10^5$; $l_0/D_0\geqslant 10$ [6-58]	**Диаграмма 6-24**

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Колено; $\delta=90°$		0,92
Утка; $2\delta=2\times 90°$		2,16
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta+\delta'=90°+45°$		1,50
Утка (поворот в двух плоскостях); $2\delta=2\times 90°$		1,60

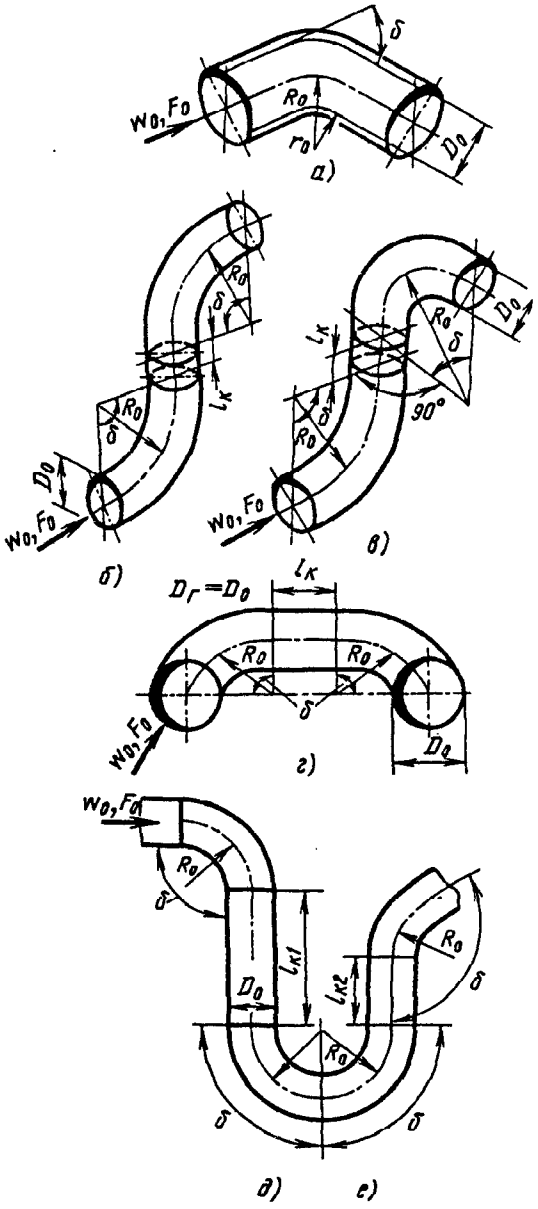
Колена (сопряженные) из оцинкованной жести при $R_0/D_0=1{,}0$; $D_0=100$ мм и гофрированные при $R_0/D_0=0{,}7$; $D_0=100$ мм; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 1{,}5\cdot 10^5$; $l_0/D_0\geqslant 10$ [6-58]	**Диаграмма 6-24**

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Обход; $4\delta'=4\times 45°$		2,65
Колено; $\delta'=45°$		0,53
Колено; $2\delta'=2\times 45°$		0,82
Колено; $\delta=90°$		1,33
Утка; $2\delta'=2\times 45°$		1,00

Колена (сопряженные) из оцинкованной жести при $R_0/D_0=1{,}0$; $D_0=100$ мм и гофрированные при $R_0/D_0=0{,}7$; $D_0=100$ мм; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 1{,}5\cdot 10^5$; $l_0/D_0\geqslant 10$ [6-58]	**Диаграмма 6-24**

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Утка; $2\delta=2\times 90°$		3,30
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta+\delta'=90°+45°$		1,93
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta=2\times 90°$		2,56
Обход; $4\delta'=4\times 45°$		2,38

Отводы гибкие стеклотканевые со складчатыми поверхностями; $Re \geqslant 10^5$ [2-53]	Диаграмма 6-25



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}9 n_и \zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м$ см. таблицы; $\zeta_{тр} = \lambda (l_к/D_0 + 0{,}035 R_0/D_0)$; $\lambda = 0{,}052 (10 D_0)^{0.1/D_0} (0{,}05 b)^{0.2}$; b — ширина ленты, навиваемой на проволочный каркас стеклотканевой трубы, мм (см. п. 72, параграф 2-1); D_0 — диаметр трубы, м; $n_и$ — число изгибов

Значения $\zeta_м$ при $R_0/D_0 = 1{,}5$ (схема *а*)

D_0, м	δ°			
	30	45	60	90
0,100	0,69	1,18	1,48	1,78
0,155	—	1,07	—	1,30
0,193	0,43	0,50	0,73	0,86
0,250	0,26	0,39	0,41	0,73

При $D_0 < 0{,}3$ м $\zeta_м \approx 1{,}05 a \exp(-c D_0) \sin\delta$,
где $a = 3{,}88$; $c = 7{,}8$ м$^{-1}$; при $D_0 \geqslant 0{,}3$ $\zeta_м \approx 0{,}4$

Значения $\zeta_м$ при δ = 90° (числитель) и δ = 45° (знаменатель) (схема *а*)

D_0, м	R_0/D_0		
	0,75	1,5	3,0
0,100	2,28 / 1,25	1,78 / 1,18	1,70 / 1,04
0,155	1,30 / 1,12	1,30 / 1,07	1,18 / 1,05
0,193	1,12 / —	0,86 / —	—
0,250	0,90 / 0,44	0,73 / 0,39	0,52 / 0,25

Значения $\zeta_м$ при $R_0/D_0 = 1{,}5$ и δ = 90°

Схема отвода	Число изгибов $n_и$	D_0, м	
		0,100	0,193
В одной плоскости:			
а	1	1,78	0,73
б	2	3,55	1,29
Пространственная:			
в	2	3,11	1,40
В одной плоскости:			
г	2	—	1,33
д	3	5,06	1,89
е	4	6,03	2,40

$$\sum_{1}^{n_и} \zeta_м = 0{,}9 n_и \zeta_м$$

Колена и отводы ($\delta=90°$) прямоугольного сечения с направляющими лопатками*1 [6-5, 6-15]	Диаграмма 6-26

1. Колено ($r_0=r_1=r$; $t_1=r\sqrt{2}$) с профилированными направляющими лопатками

$$\mathrm{Re}=w_0b_0/\nu=2\cdot10^5;$$

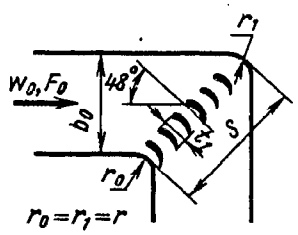
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр};$$

$$\mathrm{Re}\geqslant2\cdot10^5;$$

$$\zeta=k_{\mathrm{Re}}\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_м=f(r/b_0)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}=(1+1{,}57r/b_0)\lambda$; λ см. диаграммы 2-1—2-6; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta_{тр}=0{,}02+0{,}031r/b_0$; $k_{\mathrm{Re}}=f(\mathrm{Re})$ ориентировочно см. график *б* или формулу

$$k_{\mathrm{Re}}=0{,}8+4{,}02\cdot10^4/\mathrm{Re}.$$



Нормальное число лопаток

$$n_{норм}=2{,}13\,(r/b_0)^{-1}-1=2{,}13S/t_1-1.$$

Сокращенное число лопаток

$$n_{наив}\approx1{,}4\,(r/b_0)^{-1}=1{,}4S/t_1.$$

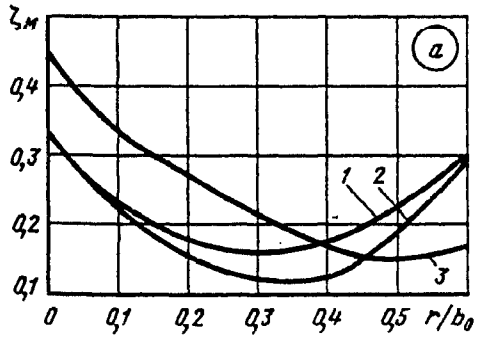
Минимальное число лопаток

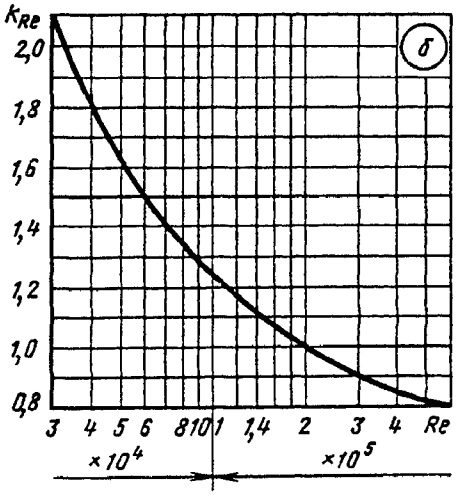
$$n_{наим}\approx0{,}9\,(r/b_0)^{-1}=0{,}9S/t_1.$$

Значения $\zeta_м$

Число лопаток (см. график *а*)	r/b_0						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Нормальное (кривая *1*)	0,33	0,23	0,17	0,16	0,17	0,22	0,31
Сокращенное (кривая *2*)	0,33	0,23	0,15	0,11	0,13	0,19	0,30
Минимальное (кривая *3*)	0,45	0,33	0,27	0,22	0,17	0,15	0,17

$\mathrm{Re}\cdot10^{-4}$	3	4	5	6	8	10	14	20	30	$\geqslant60$
k_{Re}	2,10	1,80	1,60	1,50	1,35	1,23	1,12	1,0	0,90	0,80





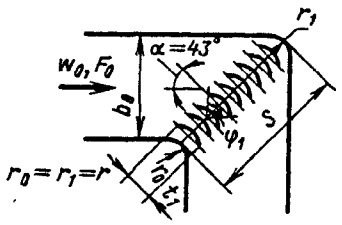
*1 Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72.

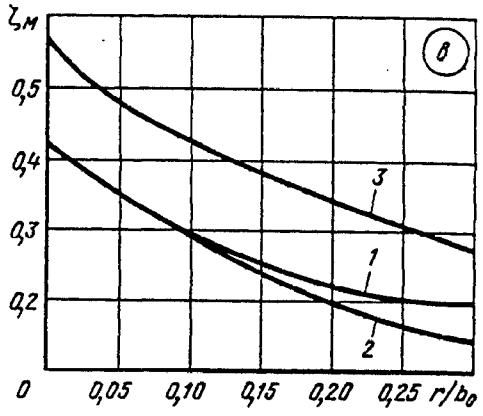
Колена и отводы ($\delta=90°$) прямоугольного сечения с направляющими лопатками*[1] [6-5, 6-15]	**Диаграмма 6-26**

2. То же, что по п. 1, но направляющие лопатки тонкие при

$$\varphi_1=90\div95°$$

ζ — то же, что п. 1, но $\zeta_м=f(r/b_0)$ по графику *в* или по формулам



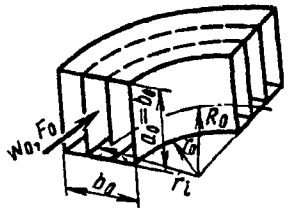


Значения $\zeta_м$

Число лопаток (см. график *в*)	r/b_0							$\zeta_м$
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	
Нормальное (кривая *1*)	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21	0,20	$1/(8{,}39r/b_0+2{,}58)$
Сокращенное (кривая *2*)	0,42	0,35	0,30	0,24	0,20	0,17	0,14	$0{,}4\cdot0{,}037^{r/b_0}$
Минимальное (кривая *3*)	0,57	0,48	0,43	0,39	0,35	0,31	0,28	$1/(5{,}43r/b_0+1{,}85)$

*[1] Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72.

Отводы ($\delta=90°$) с коицентрическими направляющими лопатками [6-46, 6-68]	**Диаграмма 6-27**



1. Отвод прямоугольного сечения ($r_0/b_0=R_0/b_0=0{,}5$) с лопатками при $\mathrm{Re}=10^5$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр},$$

при $\mathrm{Re}\geqslant10^5$

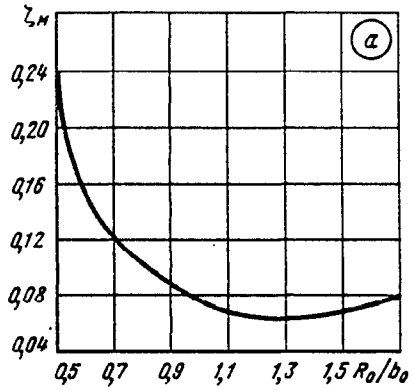
$$\zeta=k_{\mathrm{Re}}\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_м=(0{,}46R_0/b_0-0{,}04)\zeta_{б.л}$ см. график *а*; $\zeta_{б.л}$ см. ζ без лопаток на диаграмме 6-1; $\zeta_{тр}=1{,}57\lambda R_0/b_0$; λ см. диаграммы 2-1—2-6. При $\lambda=0{,}02$ значение $\zeta_{тр}=0{,}03R_0/b_0$; k_{Re} — ориентировочно см. график *д* диаграммы 6-1. Расстояние между лопатками

$$r_i=1{,}26r_{i-1}+0{,}07b_0$$

Отводы ($\delta = 90°$) с концентрическими направляющими лопатками [6-46, 6-68]	Диаграмма 6-27

R_0/b_0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,5
$\zeta_м$	0,24	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,07



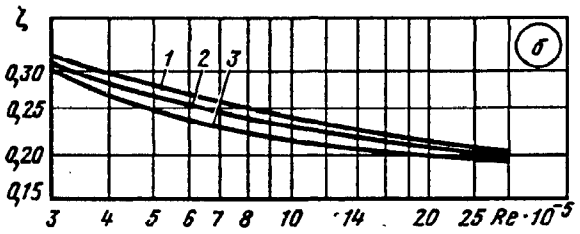
2. Отвод круглого сечения с лопатками

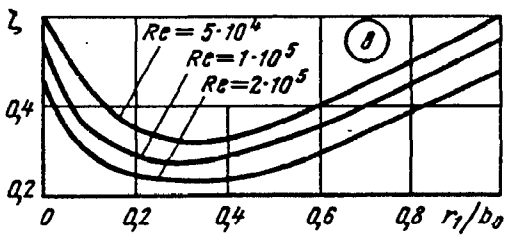
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(\mathrm{Re}, R_0/b_0)$$ см. график *б*;

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(r_1/b_0, \mathrm{Re})$$ см. график *в*

Значения ζ при различных R_0/b_0

R_0/b_0	$\mathrm{Re} \cdot 10^{-4}$							
	3	4	6	8	10	15	20	30
1 (одна лопатка)	0,32	0,30	0,29	0,25	0,24	0,23	0,22	0,20
1 (две лопатки)	0,31	0,29	0,28	0,24	0,23	0,21	0,20	0,20
1,8 (одна лопатка)	0,30	0,27	0,24	0,23	0,22	0,20	0,20	0,19

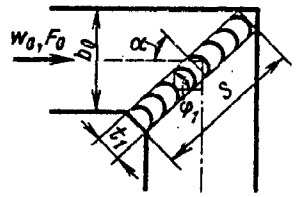
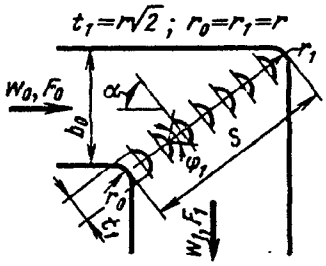




Значения ζ при $R_0/b_0 = 0{,}75$ и одной лопатке ($i = 1$)

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-4}$	r_1/b_0										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
5	0,60	0,42	0,35	0,31	0,32	0,35	0,39	0,44	0,49	0,55	0,60
10	0,54	0,34	0,29	0,27	0,28	0,30	0,35	0,39	0,44	0,49	0,54
20	0,48	0,29	0,26	0,23	0,24	0,26	0,30	0,35	0,39	0,43	0,48

Колена прямоугольного сечения при $\delta=90°$ и с тонкими направляющими лопатками*1 ($\varphi_1=95°$) [6-5, 6-15]	Диаграмма 6-28

№ по пор.	Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	Внутренняя кромка на повороте острая ($t_1=0$); $\alpha=45°$; нормальное число лопаток $n_л=2{,}13\frac{S}{t_1}-1$		$\zeta=0{,}45k_{Re}+\lambda$*2; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}47k_{Re}$; λ см. диаграммы 2-1 — 2-6
2	То же, что в п. 1, но $\alpha=50°$		$\zeta=0{,}40k_{Re}+\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}42$ k_{Re}
3	То же, что в п. 1, но сокращенное (наивыгоднейшее) число лопаток: $n_л\approx1{,}4\frac{S}{t_1}$		$\zeta=0{,}36k_{Re}+\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}38k_{Re}$
4	То же, что в п. 1, но внутренняя кромка на повороте срезана ($t_1=0{,}25b_0$)		$\zeta=0{,}32k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}35k_{Re}$
5	Колено с расширением ($F_1/F_0=1{,}35$) $r/b_0=0{,}18$; $\alpha\approx53°$; нормальное число лопаток $n_л=2{,}13\frac{S}{t_1}-1$		$\zeta=0{,}40k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}43k_{Re}$
6	То же, что в п. 5, но сокращенное (минимальное) число лопаток $n_л\approx0{,}9\frac{S}{t_1}$		$\zeta=0{,}60k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}63k_{Re}$

*1 Расположение лопаток см. пп. 64 — 72.
*2 k_{Re} ориентировочно см. диаграмму 6-26.

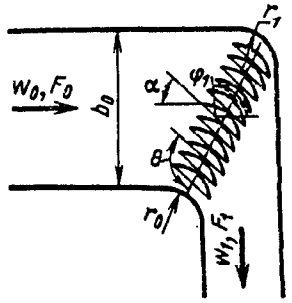
Колена (плавные) прямоугольного сечения при $\delta=90°$ и с расчетными тонкими направляющими лопатками [6-50]	Диаграмма 6-29

1. $\frac{F_1}{F_0}=0{,}5:\frac{r}{b_0}=0{,}2;$

$\varphi_1=103°;$

$r_0=r_1=r;$

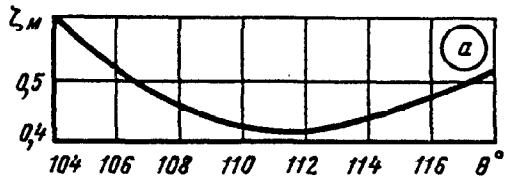
число лопаток (наивыгоднейшее) $n_{наив}=11$



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_{Re}\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр}=(1+1{,}57r/b_0)\lambda$; λ см. диаграммы 2-1 — 2-6; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta_{тр}=0{,}02+0{,}031r/b_0$; $k_{Re}=f(\mathrm{Re})$ см. диаграмму 6-26 (ориентировочно); $\zeta_м=f(\theta)$ см. график *а*

$\theta°$	106	108	110	112	114	116	118
$\zeta_м$	0,52	0,46	0,43	0,42	0,44	0,48	0,52

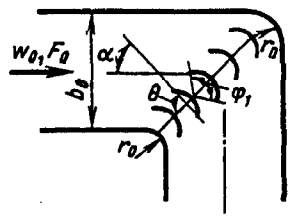


2. $\frac{F_1}{F_0}=1;\ \frac{r}{b_0}=0{,}2;$

$\varphi_1=107°;$

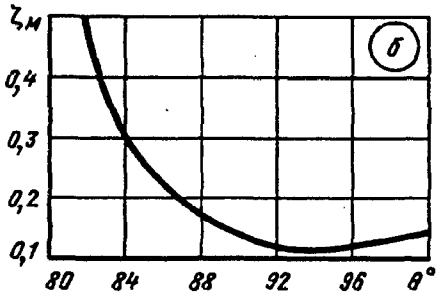
$r_0=r_1=r;$

число лопаток (наивыгоднейшее) $n_{наив}=5$



ζ — то же, что по п. 1, но $\zeta_м=f(\theta)$ см. график *б*

$\theta°$	82	84	86	88	90	92	94	96	98
$\zeta_м$	0,50	0,30	0,22	0,17	0,14	0,12	0,11	0,12	0,14



3. $F_1/F_0=2$; $r_0=r_1=r$:

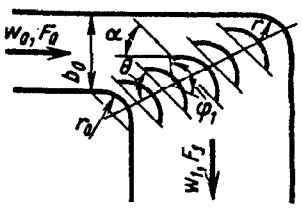
а) $r/b_0=0{,}2$; $\varphi_1=154°$; $n_{наив}=5$;

б) $r/b_0=0{,}5$; $\varphi_1=138°$; $n_{наив}=2$;

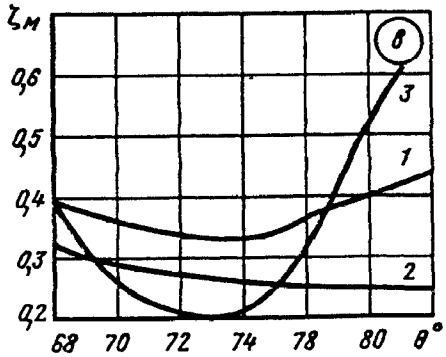
в) $r/b_0=1{,}0$; $\varphi_1=90°$; $n_{наив}=5$

Значения $\zeta_м$

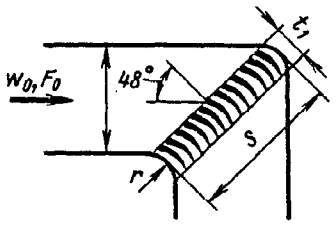
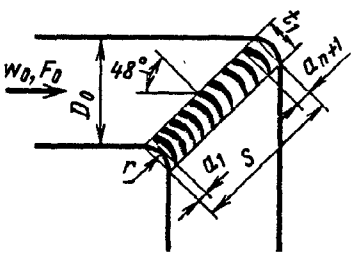
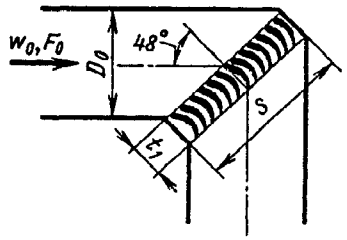
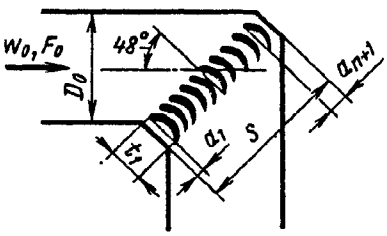
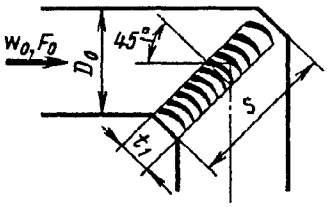
Кривая	$\theta°$							
	68	70	72	74	76	78	80	82
1	0,39	0,36	0,34	0,33	0,34	0,37	0,40	0,44
2	0,32	0,29	0,27	0,26	0,26	0,25	0,25	0,25
3	0,40	0,26	0,21	0,21	0,25	0,32	0,52	0,67



ζ — то же, что по п. 1, но $\zeta_м=f(\theta)$ см. график *в*



Колена круглого сечения при $\delta=90°$ и с профилированными направляющими лопатками*1 [6-15]	Диаграмма 6-30

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Плавный поворот ($r/D_0=0{,}18$); нормальное число лопаток $n_л=\frac{3D_0}{t_1}-1$		$\zeta=0{,}23k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda=0{,}02$ $\zeta\approx0{,}26k_{Re}$; λ см. диаграммы 2-1 — 2-6
Плавный поворот ($r/D_0=0{,}18$); сокращенное число лопаток $n_л=2D_0/t_1$; лопатки установлены по арифметической прогрессии при $a_{n+1}/a_1=2$		$\zeta=0{,}15k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta=0{,}18k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте ($t_1/D_0=0{,}25$); нормальное число лопаток $n_л=\frac{3D_0}{t_1}-1$		$\zeta=0{,}30k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}33k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте ($t_1/D_0=0{,}25$); сокращенное число лопаток $n_л=2D_0/t_1$; лопатки установлены по арифметической прогрессии при $a_{n+1}/a_1=2$		$\zeta=0{,}23k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}26k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте ($t_1/D_0=0{,}25$); сокращенное число лопаток (вынуты 1-я и 3-я лопатки от внешней стенки)		$\zeta=0{,}21k_{Re}+1{,}28\lambda$; при $\lambda\approx0{,}02$ $\zeta\approx0{,}24k_{Re}$

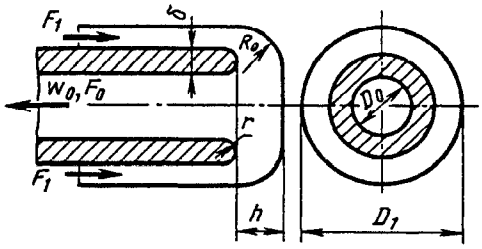
*1 Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72; k_{Re} ориентировочно см. диаграмму 6-26.

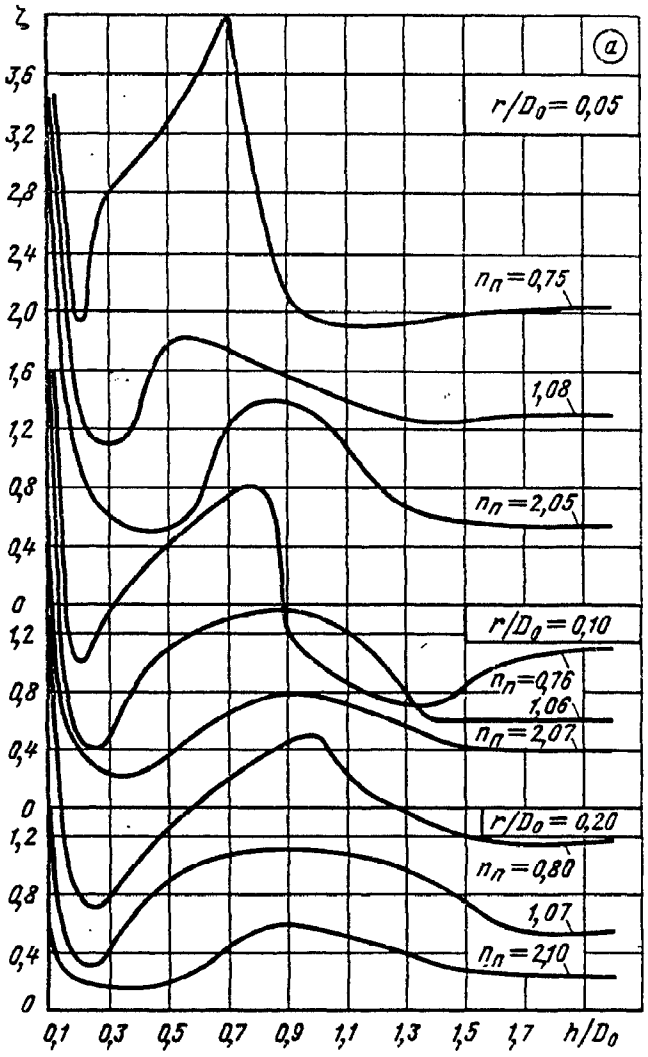
Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при всасывании); $R_0/D_1 = 0{,}2 \div 0{,}5$; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu \geqslant 4 \cdot 10^4$ [6-19]	Диаграмма 6-31

А. Скругленные кромки на повороте ($r/D_0 > 0$):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{h}{D_0}, \frac{r}{D_0}, n_п\right)$$ см. график *а*;

$$n_п = F_1/F_0;$$



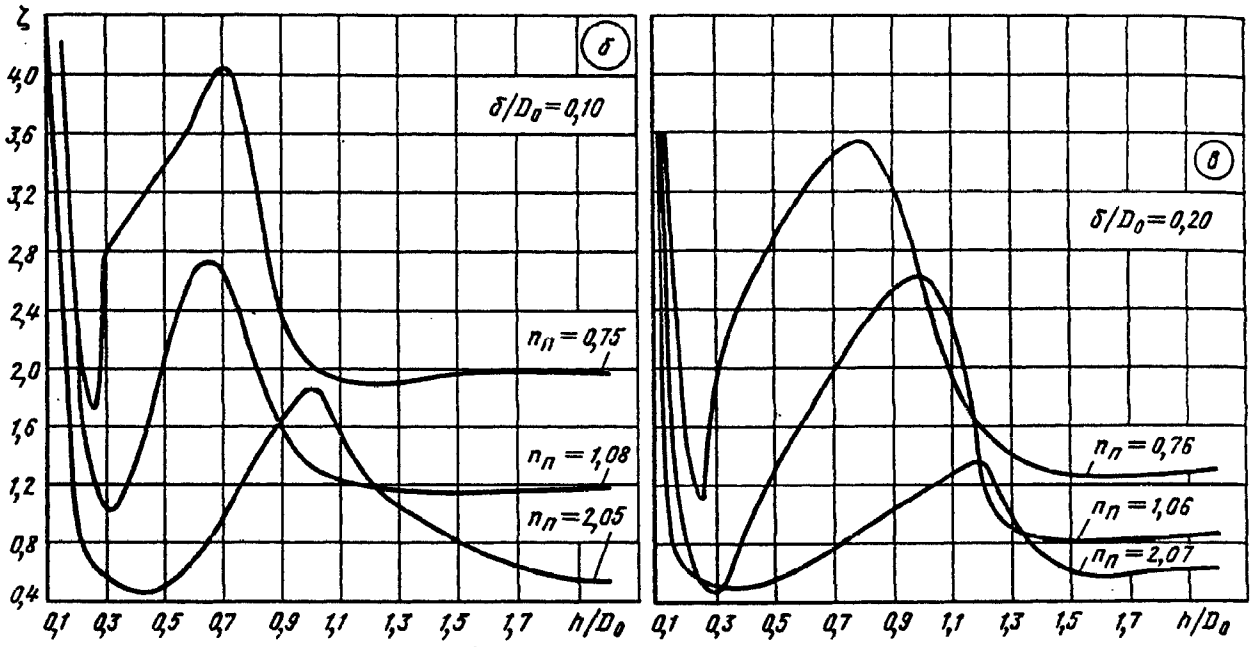


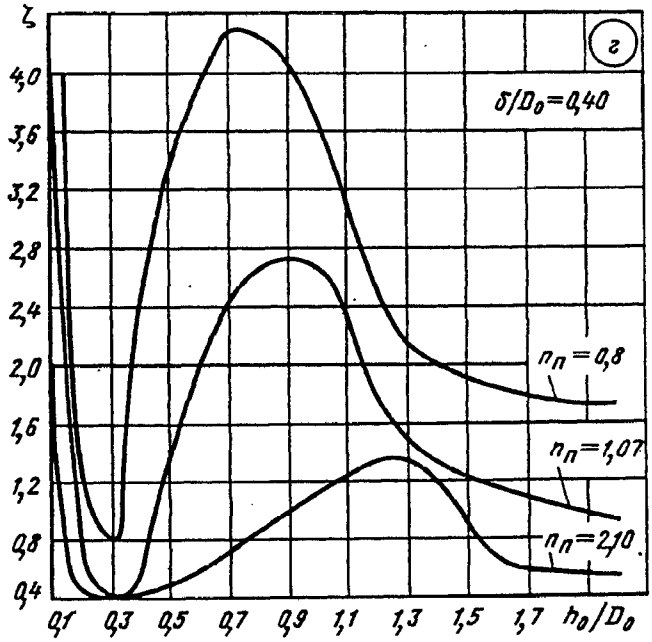
Значения ζ

r/D_0	$n_п$	h/D_0																
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0	1,20	1,40	1,60	1,80	2,0
0,05	0,75	5,80	2,90	1,90	2,40	2,80	3,00	3,25	3,55	4,00	2,80	2,10	1,95	1,90	1,95	2,00	2,03	2,05
	1,08	4,70	2,60	1,35	1,10	1,08	1,30	1,77	1,80	1,73	1,66	1,55	1,48	1,33	1,23	1,30	1,30	1,30
	2,05	3,45	1,50	1,00	0,73	0,60	0,50	0,50	0,70	1,20	1,37	1,37	1,30	0,80	0,60	0,55	0,55	0,55
0,10	0,76	4,10	1,40	0,98	1,17	1,33	1,60	1,80	2,00	2,15	2,20	1,20	1,00	0,96	0,48	1,03	1,07	1,10
	1,06	3,30	1,12	0,42	0,40	0,47	0,90	1,10	1,17	1,20	1,25	1,43	0,90	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
	2,07	2,20	0,60	0,40	0,30	0,22	0,23	0,35	0,52	0,66	0,75	0,77	0,75	0,63	0,46	0,40	0,40	0,40
0,20	0,80	2,70	1,05	0,80	0,70	0,80	1,03	1,26	1,43	1,58	1,72	1,84	1,90	1,55	1,27	1,15	1,15	1,25
	1,07	1,40	0,50	0,33	0,32	0,40	0,68	0,90	1,00	1,06	1,08	1,00	1,00	1,05	0,90	0,55	0,53	0,55
	2,10	0,50	0,23	0,20	0,18	0,16	0,16	0,18	0,28	0,43	0,55	0,58	0,53	0,45	0,32	0,27	0,26	0,25

Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при всасывании); $R_0/D_1=0{,}2\div0{,}5$; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu\geqslant4\cdot10^4$ [6-19]	**Диаграмма 6-31**

Б. Утолщенные кромки на повороте без скругления ($r/D_0=0$); ζ см. графики *б*—*г*





Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при всасывании); $R_0/D_1 = 0{,}2 \div 0{,}5$; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu \geqslant 4 \cdot 10^4$ [6-19]

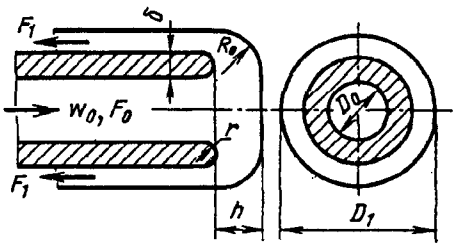
Диаграмма 6-31

Значения ζ

δ/D_0	$n_п$	h/D_0																
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
0,10	0,75	8,70	3,90	2,20	1,70	2,80	3,10	3,40	3,70	4,25	3,40	2,30	2,00	1,90	1,95	2,00	2,00	2,00
	1,08	—	3,90	1,75	1,20	1,00	1,40	2,10	2,66	2,66	2,10	1,60	1,30	1,20	1,16	1,17	1,18	1,20
	2,05	4,20	2,20	0,80	0,62	0,56	0,45	0,50	0,70	1,00	1,38	1,60	1,87	1,20	0,93	0,73	0,60	0,57
0,20	0,76	8,26	3,00	1,50	1,10	1,90	2,50	2,85	3,20	3,45	3,55	3,30	2,60	1,60	1,30	1,25	1,27	1,30
	1,06	5,75	1,60	0,80	0,50	0,46	0,90	1,30	1,67	1,98	2,26	2,53	2,63	1,10	0,83	0,80	0,83	0,85
	2,07	4,40	0,75	0,60	0,53	0,50	0,52	0,55	0,65	0,78	0,90	1,03	1,13	1,35	0,70	0,56	0,60	0,63
0,40	0,80	8,26	2,40	1,25	0,90	0,78	2,50	3,40	3,90	4,30	4,25	4,05	3,65	2,42	2,00	1,83	1,77	1,75
	1,07	3,90	2,00	0,70	0,46	0,40	0,60	1,40	2,00	2,46	2,66	2,72	2,65	1,70	1,30	1,13	1,03	0,95
	2,10	2,00	0,60	0,43	0,40	0,40	0,43	0,50	0,60	0,73	0,87	1,00	1,14	1,36	1,20	0,65	0,58	0,57

Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при нагнетании); $R_0/D_1 = 0{,}2 \div 0{,}5$; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu \geqslant 4 \cdot 10^4$ [6-19]

Диаграмма 6-32



А. Скругленные кромки на повороте ($r/D_0 > 0$):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{h}{D_0}, \frac{r}{D_0}, n_п\right)$$ см. график *а*;

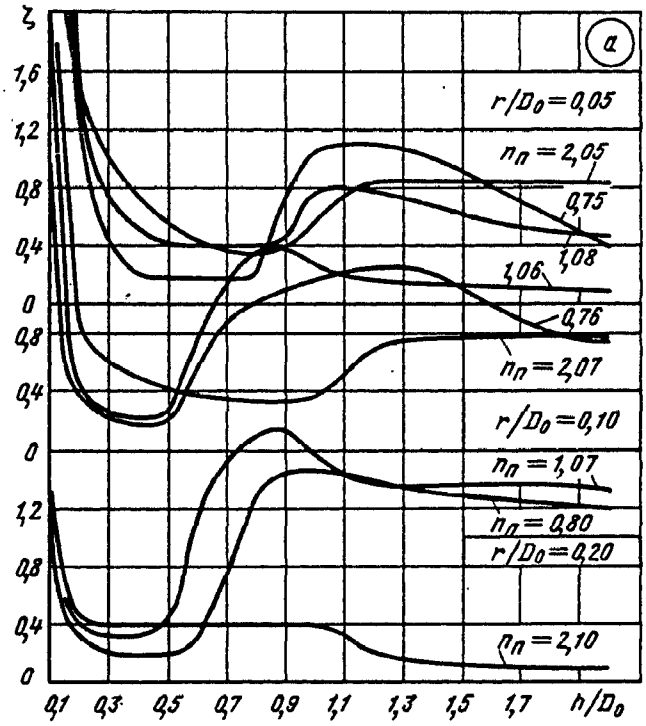
$$n_п = F_1/F_0;$$

Значения ζ

r/D_0	$n_п$	h/D_0							
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60
0,05	0,75	5,70	2,40	1,18	0,70	0,40	0,20	0,18	0,18
	1,08	7,60	2,60	1,45	0,90	0,70	0,52	0,42	0,40
	2,05	—	3,16	2,05	1,48	1,15	0,72	0,55	0,43
0,10	0,76	1,95	0,62	0,35	0,26	0,20	0,17	0,20	0,60
	1,06	2,80	1,20	0,40	0,30	0,25	0,23	0,28	0,80
	2,07	3,40	1,28	0,85	0,70	0,60	0,50	0,43	0,36
0,20	0,80	1,15	0,60	0,40	0,33	0,32	0,32	0,40	1,15
	1,07	1,20	0,50	0,32	0,23	0,20	0,20	0,20	0,30
	2,10	1,35	0,70	0,45	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40

Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при нагнетании); $R_0/D_1 = 0{,}2 \div 0{,}5$; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu \geqslant 4 \cdot 10^4$ [6-19]	**Диаграмма 6-32**

r/D_0	$n_п$	h/D_0								
		0,70	0,80	0,90	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
0,05	0,75	0,19	0,20	0,75	1,08	1,10	1,00	0,80	0,60	0,40
	1,08	0,42	0,42	0,45	0,80	0,77	0,67	0,56	0,50	0,45
	2,05	0,38	0,35	0,38	0,60	0,88	0,72	0,70	0,88	0,85
0,10	0,76	0,90	1,00	1,10	1,18	1,25	1,20	1,00	0,80	0,75
	1,06	1,15	1,37	1,40	1,27	1,18	1,15	1,14	1,10	1,08
	2,07	0,35	0,33	0,33	0,35	0,70	0,75	0,77	0,80	0,80
0,20	0,80	1,53	1,70	1,76	1,55	1,37	1,37	1,37	1,36	1,35
	1,07	0,73	1,30	1,45	1,45	1,40	1,30	1,30	1,27	1,23
	2,10	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,15	0,10	0,10	0,10



Б. Утолщенные кромки на повороте без скругления ($r/D_0 = 0$); ζ см. график *б*

Значения ζ

δ/D_0	$n_п$	h/D_0							
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60
0,10	0,75	7,70	2,25	1,20	0,60	0,40	0,25	0,23	0,24
	1,08	5,70	2,10	1,60	1,10	0,83	0,60	0,48	0,46
	2,05	6,60	3,90	2,50	2,60	1,32	0,80	0,56	0,45
0,20	0,76	—	2,90	1,35	0,60	0,40	0,22	0,24	0,70
	1,06	—	1,80	0,85	0,46	0,35	0,28	0,27	0,50
	2,07	4,10	3,00	1,60	1,10	0,90	0,65	0,50	0,45

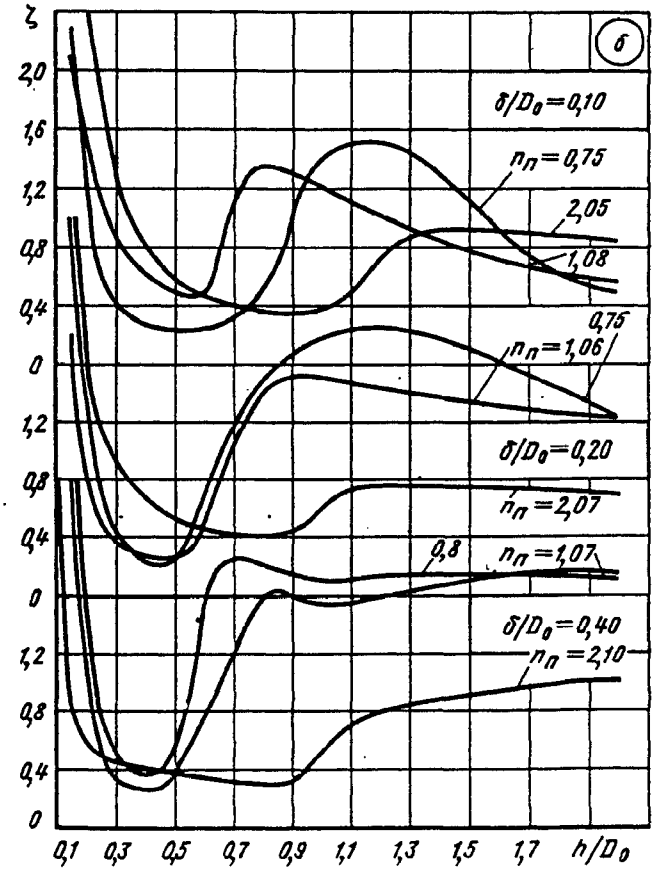
Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при нагнетании); $R_0/D_1 = 0{,}2 \div 0{,}5$; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu \geqslant 4 \cdot 10^4$ [6-19]

Диаграмма 6-32

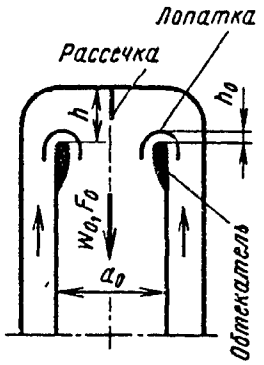
δ/D_0	$n_п$	h/D_0							
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60
0,40	0,80	—	3,10	1,45	0,70	0,50	0,38	0,60	1,60
	1,07	—	2,45	1,00	0,50	0,33	0,27	0,40	0,77
	2,10	2,40	0,80	0,56	0,48	0,45	0,40	0,36	0,35

Значения ζ

δ/D_0	$n_п$	h/D_0								
		0,70	0,80	0,90	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
0,10	0,75	0,30	0,50	1,20	1,40	1,50	1,40	0,90	0,60	0,50
	1,08	1,10	1,35	1,30	1,20	1,00	0,83	0,70	0,60	0,57
	2,05	0,40	0,35	0,34	0,35	0,82	0,92	0,90	0,87	0,86
0,20	0,76	1,27	1,52	1,68	1,77	1,85	1,78	1,60	1,40	1,25
	1,06	1,00	1,40	1,50	1,50	1,43	1,40	1,30	1,28	1,25
	2,07	0,40	0,40	0,40	0,60	0,75	0,75	0,73	0,72	0,70
0,40	0,80	1,85	1,80	1,75	1,70	1,80	1,77	1,75	1,73	1,70
	1,07	1,20	1,60	1,60	1,55	1,60	1,67	1,73	1,76	1,75
	2,10	0,33	0,30	0,33	0,56	0,80	0,88	0,93	1,00	1,00



Симметричный поворот на 180° в одной плоскости (при всасывании); $Re = w_0 a_0/\nu \geqslant 0{,}8 \cdot 10^5$ [6-47]	Диаграмма 6-33

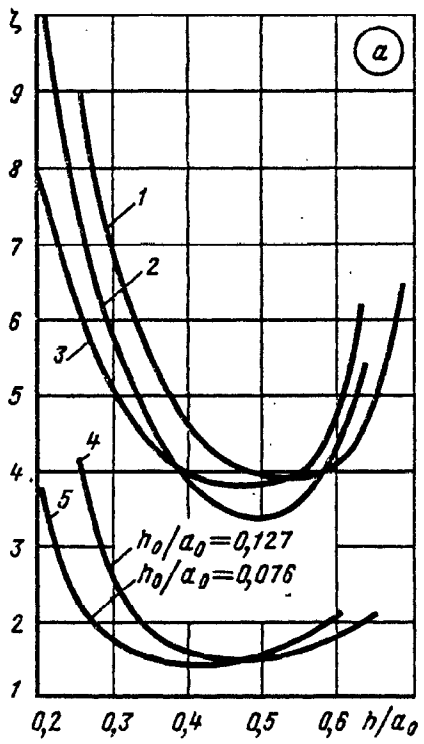


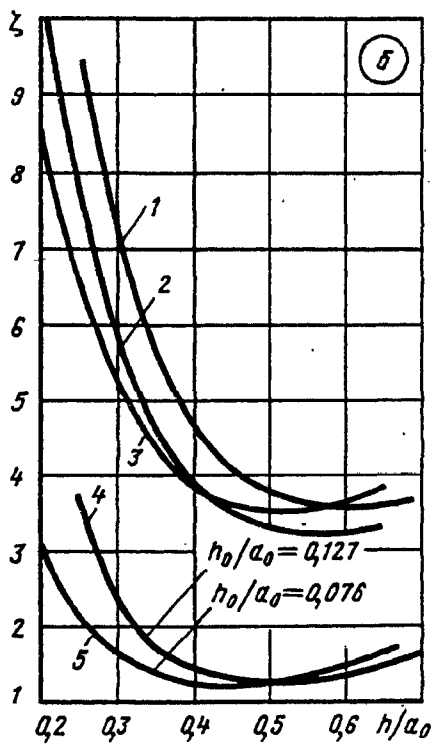
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(h/a_0)$$

А. Без рассечки:
ζ см. график *а*

Значения ζ

Схема *1 и кривая	h/a_0									
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1	—	9,5	7,9	5,5	4,5	4,1	4,0	4,0	4,2	5,2
2	10,5	7,5	5,7	4,7	3,9	3,5	3,4	3,7	4,5	—
3	7,9	6,3	5,0	4,4	4,0	3,8	3,9	4,0	5,0	—
4	—	4,2	2,6	1,8	1,6	1,5	1,5	1,6	1,8	2,1
5	3,8	2,3	1,7	1,5	1,4	1,5	1,6	1,8	2,2	—





*1 См. диаграмму 6-34.

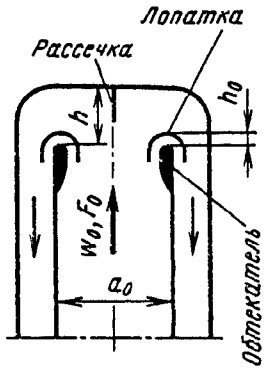
Симметричный поворот на 180° в одной плоскости (при всасывании); $Re = w_0 a_0/\nu \geqslant 0{,}8 \cdot 10^5$ [6-47]	**Диаграмма 6-33**

Б. С плоской рассечкой:
ζ см. график *б*

Значения ζ

Схема и кривая	h/a_0									
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1	—	9,5	7,5	5,6	4,6	4,1	3,8	3,6	3,6	3,6
2	10,5	8,0	6,0	4,6	4,0	3,5	3,3	3,2	3,3	3,3
3	8,6	6,7	5,3	4,3	3,8	3,6	3,5	3,5	3,6	3,8
4	—	3,6	2,3	1,7	1,4	1,3	1,3	1,3	1,4	1,5
5	3,0	2,1	1,6	1,3	1,2	1,2	1,3	1,3	1,5	1,6

Симметричный поворот на 180° в одной плоскости (на нагнетании); $Re = w_0 a_0/\nu \geqslant 0{,}8 \cdot 10^5$ [6-47]	**Диаграмма 6-34**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(h/a_0)$$

А. Без рассечки:
ζ см. график *а*

Значения ζ

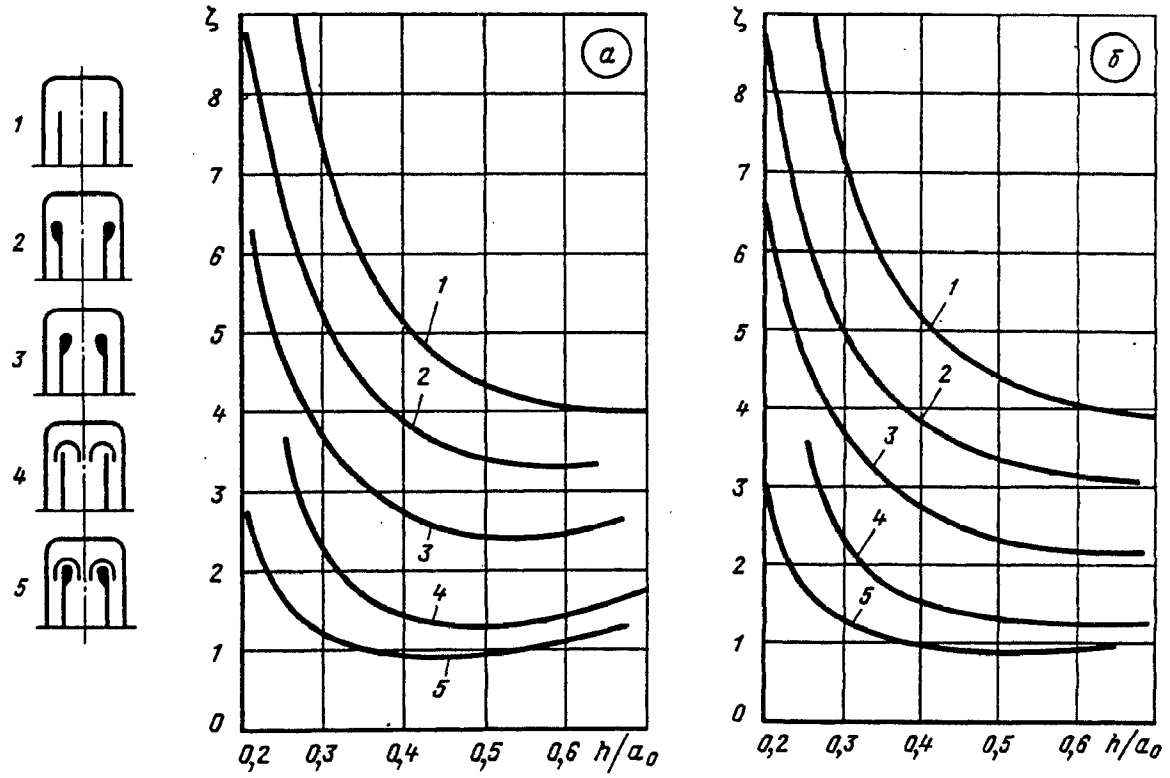
Схема	h/a_0										
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	—	10	7,3	6,0	5,2	4,6	4,3	4,2	4,0	4,0	4,0
2	8,8	6,6	5,2	4,4	3,9	3,6	3,4	3,3	3,4	3,4	3,9
3	7,0	4,7	3,7	3,2	2,7	2,5	2,4	2,4	2,5	2,6	2,7
4	—	3,8	2,3	1,7	1,4	1,3	1,3	1,3	1,4	1,5	1,7
5	3,0	1,7	1,2	1,0	0,9	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4

Б. С плоской рассечкой:
ζ см. график *б*

Значения ζ

Схема	h/a_0										
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	—	9,7	7,3	6,0	5,2	4,7	4,4	4,2	4,0	4,0	3,9
2	8,7	6,5	5.0	4,3	3,8	3,5	3,3	3,2	3,2	3,1	3,0
3	6,6	4,6	3,6	3,1	2,7	2,5	2,3	2,3	2,2	2,2	2,2
4	—	3,6	2,3	1,7	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
5	3,0	1,7	1,3	1,1	1,0	1,0	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0

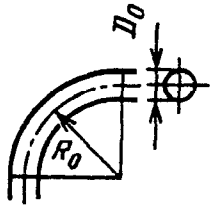
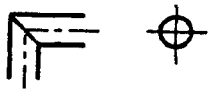
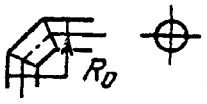
Симметричный поворот на 180° в одной плоскости (на нагнетании); $Re = w_0 a_0/\nu \geqslant 0{,}8 \cdot 10^5$ [6-47]	**Диаграмма 6-34**



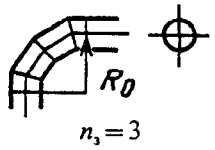
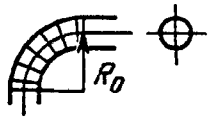
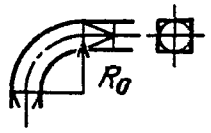
Отводы и колена в системе пневмотранспорта $Re = w_0 D_0/\nu_c > 2 \cdot 10^5$ [6-69]	**Диаграмма 6-35**

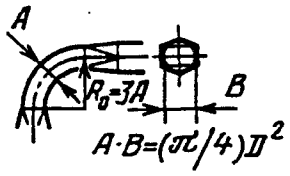
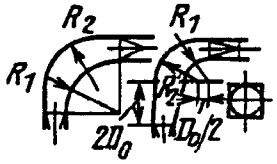
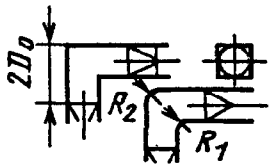
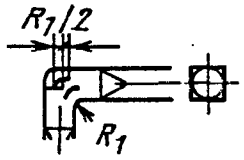
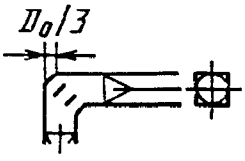
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_0 + \varkappa(\zeta_1 - \zeta_0),$$

где ζ_0 — коэффициент сопротивления без транспортируемого материала;
ζ_1 — то же при транспортировании пылевидного материала с $\varkappa = 1$;
($\varkappa = m_п/m_г$ — коэффициент запыленности, кг/кг)

Наименование	Схема	R_0/D_0	ζ_0	ζ_1
Отвод круглого сечения		1,44 3,33 5,0	0,17 0,15 0,13	1,96 1,84 1,67
Колено круглого сечения		0,5	1,14	3,28
Составное колено круглого сечения	 $n_1 = 2$	1,5	0,33	2,20

Отводы и колена в системе пневмотранспорта $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu_c>2\cdot10^5$ [6-69]	**Диаграмма 6-35**

Наименование	Схема	R_0/D_0	ζ_0	ζ_1
($n_з$ — число звеньев)	 $n_з=3$	1,5 1,64 3,0	0,22 0,20 0,20	2,05 1,94 1,92
	$n_з=6$ 	1,5 3,0	0,19 0,15	2,05 1,84
Отвод квадратного сечения с переходом на вписанный круг		1,5 3,0	0,23 0,09	1,98 1,57

Наименование	Схема	Геометрические характеристики	ζ_0	ζ_1
Отвод прямоугольного сечения $A\times B$ с переходом на равновеликий круг: $A\times B=\frac{\pi D_0^2}{4}$		$\frac{B}{A}=1,0$ $\frac{B}{A}=1,8$	0,15 0,15	1,51 1,61
Отвод переменного прямоугольного сечения с переходом с квадрата на вписанный круг		$R_1=R_2=2D_0$ $R_1=D_0;\ R_2=2D_0$	0,15 0,18	1,50 1,57
Колено с переходом с вписанного круга на квадрат		$R_1=R_2=0$ $R_1=R_2=\frac{D_0}{3}$	0,84 0,56	3,66 3,17
Колено с направляющими лопатками при переходе с вписанного круга на квадрат		$R_1=R_2=D_0/3$ Две лопатки Пять лопаток	 0,24 0,20	 1,80 1,48
То же, но с направляющими пластинами		Две пластины Четыре пластины	0,35 0,33	1,87 1,82

РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ СО СЛИЯНИЕМ ПОТОКОВ ИЛИ РАЗДЕЛЕНИЕМ ПОТОКА (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРОЙНИКОВ, КРЕСТОВИН, РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ)

7-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. В справочнике рассмотрены тройники различных типов: нестандартные при $F_б+F_п=F_с$ (рис. 7-1, *а* и *б*) и при $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$ (рис. 7-1, *в*), стандартизованные обычной конструкции (рис. 7-1, *г*) стандартизованные с узлами ответвления промышленного изготовления (рис. 7-1, *д*).

2. Тройник характеризуется углом ответвления α и отношениями площадей сечения ответвлений (боковых и прямого) $F_б/F_с$, $F_п/F_с$ и $F_б/F_п$. В тройнике могут изменяться отношения расходов $Q_б/Q_с$ и $Q_п/Q_с$ и соответственно отношения скоростей $w_б/w_с$ и $w_п/w_с$. Тройники могут быть установлены как на участках всасывания (вытяжной тройник) при слиянии потоков, так и на участках нагнетания (приточные тройники) при разделении потока.

3. Коэффициенты сопротивления вытяжных тройников зависят от перечисленных выше параметров, а приточных тройников обычной формы (без плавных закруглений бокового ответвления и расширения или сужения обоих ответвлений) — практически только от угла ответвления α и отношений скоростей $w_б/w_с$ и $w_п/w_с$ соответственно.

Коэффициенты сопротивления тройников прямоугольного сечения впредь до уточнения здесь принимаются практически не зависящими от отношения сторон их поперечного сечения.

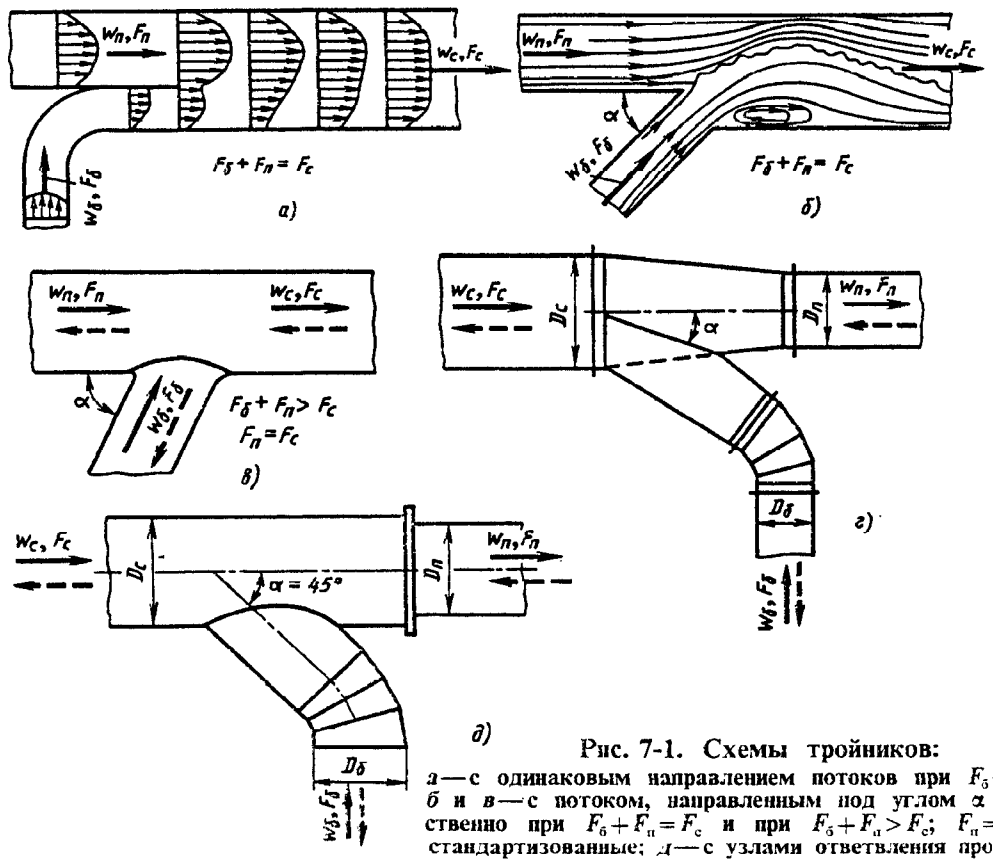
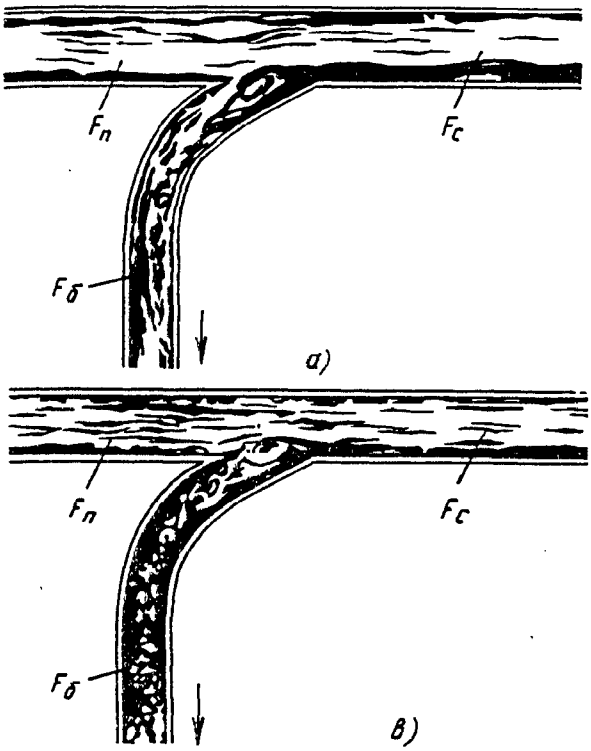


Рис. 7-1. Схемы тройников:
а — с одинаковым направлением потоков при $F_б+F_п=F_с$; *б* и *в* — с потоком, направленным под углом α соответственно при $F_б+F_п=F_с$ и при $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$; *г* — стандартизованные; *д* — с узлами ответвления промышленного изготовления



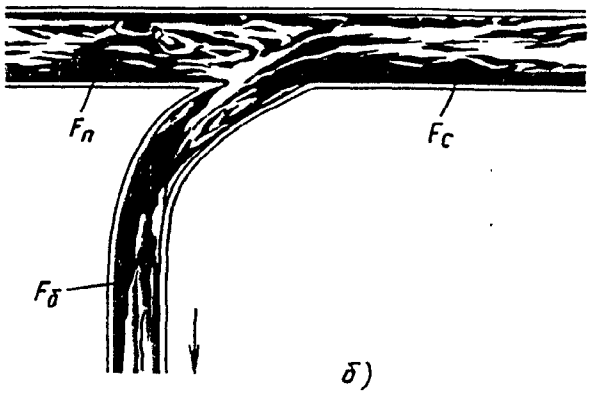


Рис. 7-2. Спектры потока в приточных тройниках:
а — $Q_б < Q_п$; *б* — $Q_б \geqslant Q_п$; *в* — $Q_б = 0$ [7-37]

4. При слиянии двух одинаково направленных потоков, движущихся с различными скоростями (рис. 7-1, *а*), наблюдается турбулентное смешение потоков (удар), сопровождаемое невосполнимыми потерями полного давления. В процессе смешения происходит обмен количествами движения между частицами перемещаемой среды, обладающими различными скоростями. Этот обмен способствует выравниванию поля скоростей потока. При этом струя с большей скоростью теряет часть кинетической энергии, передавая ее струе, движущейся с меньшей скоростью.

5. Разность полных давлений между сечениями до и после смешения для струи, движущейся с бóльшими скоростями, всегда большая положительная величина. Эта разность тем больше, чем значительнее часть энергии, передаваемая ею струе, движущейся с меньшими скоростями. Поэтому коэффициент сопротивления, определяемый как отношение указанной разности полных давлений к среднему скоростному давлению в данном сечении, всегда величина положительная. Запас энергии струи, движущейся с меньшими скоростями, при смешении увеличивается. Следовательно, разность полных давлений и соответственно коэффициент сопротивления ответвления, в котором поток движется с меньшей скоростью, могут иметь и отрицательные значения (см. п. 2 параграфа 1-1).

6. На практике в тройнике ответвление присоединяется к сборному рукаву сбоку (боковое ответвление) под некоторым углом α (см. рис. 7-1, *б* и *в*). В этом случае к потерям в тройнике прибавляются потери на поворот потока, которые происходят главным образом из-за отрыва потока от внутренней стенки, сжатия струи в месте поворота и последующего ее расширения (см. рис. 7-1, *б*). Сжатие струи и ее расширение происходят в месте слияния потоков и, следовательно, сказываются на потерях не только в боковом ответвлении, но и в прямом проходе.

7. Если ответвления имеют не цилиндрическую, а коническую форму или внезапное расширение, то возникают потери на расширение потока (потери в диффузоре или на «удар»). Если боковое ответвление снабжено плавным поворотом, добавляются еще потери в нем.

В общем случае основные потери в вытяжном тройнике складываются из потерь на турбулентное смешение двух потоков, обладающих различными скоростями («удар»), потерь на поворот потока при выходе его из бокового ответвления в сборный рукав, потерь на расширение потока в диффузорной части и потерь в плавном отводе.

8. Характер потока в приточном тройнике при разделении на две струи (боковое ответвление и прямой проход) меняется с изменением отношения скоростей $w_б/w_п$ или расходов $Q_б/Q_п$ [7-37].

9. При $Q_б < Q_п$ за поворотом при входе потока в боковое ответвление образуется большая вихревая зона (значительно большая, чем при повороте потока). Этому способствует диффузорный эффект, т. е. образование большого положительного градиента давления в месте разветвления тройника, где площадь сечения резко увеличивается по сравнению с площадью ответвления. Большой градиент давления вызывает частичный отрыв потока также и от противоположной прямой стенки, относящейся к прямому проходу (рис. 7-2, *а*). Обе зоны отрыва потока от стенки обусловливают местное сжатие струи как в боковом, так и в прямом ответвлении. За сжатием следует расширение потока.

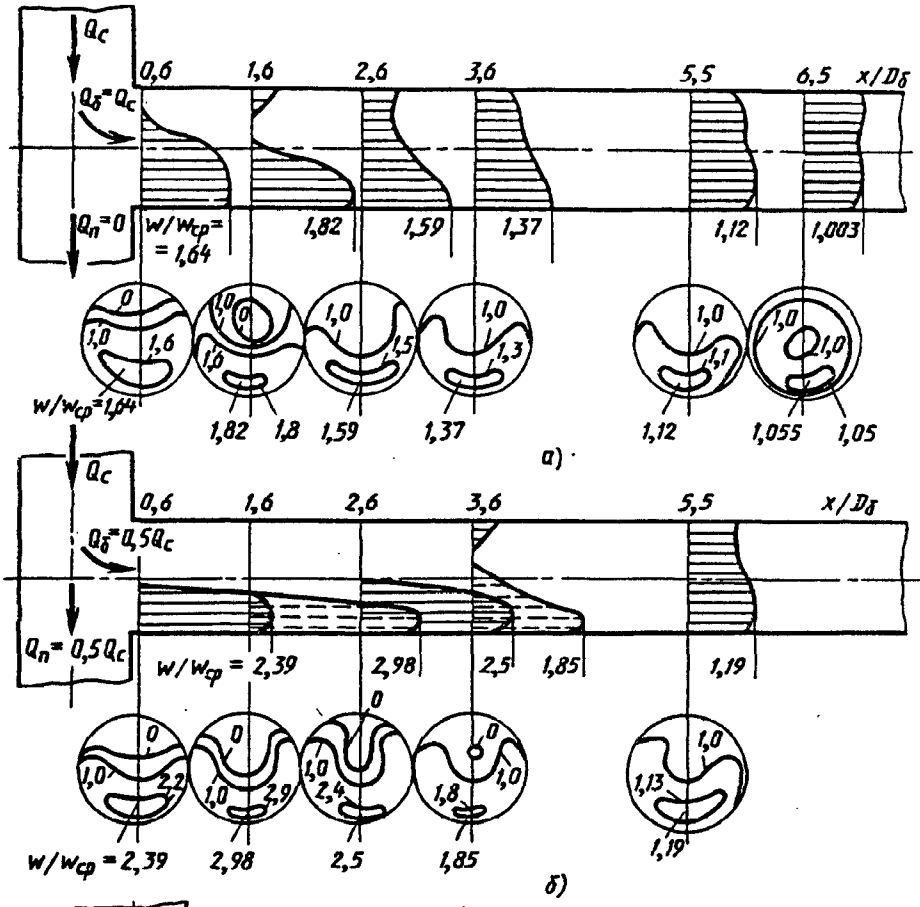


Рис. 7.3. Профили и поля осевых составляющих скоростей в боковом ответвлении прямого равнопроходного тройника [7-1]: *а* — $Q_б = Q_c$; $Q_п = 0$; *б* — $Q_б = 0{,}5Q_c$; $Q_п = 0{,}5Q_c$

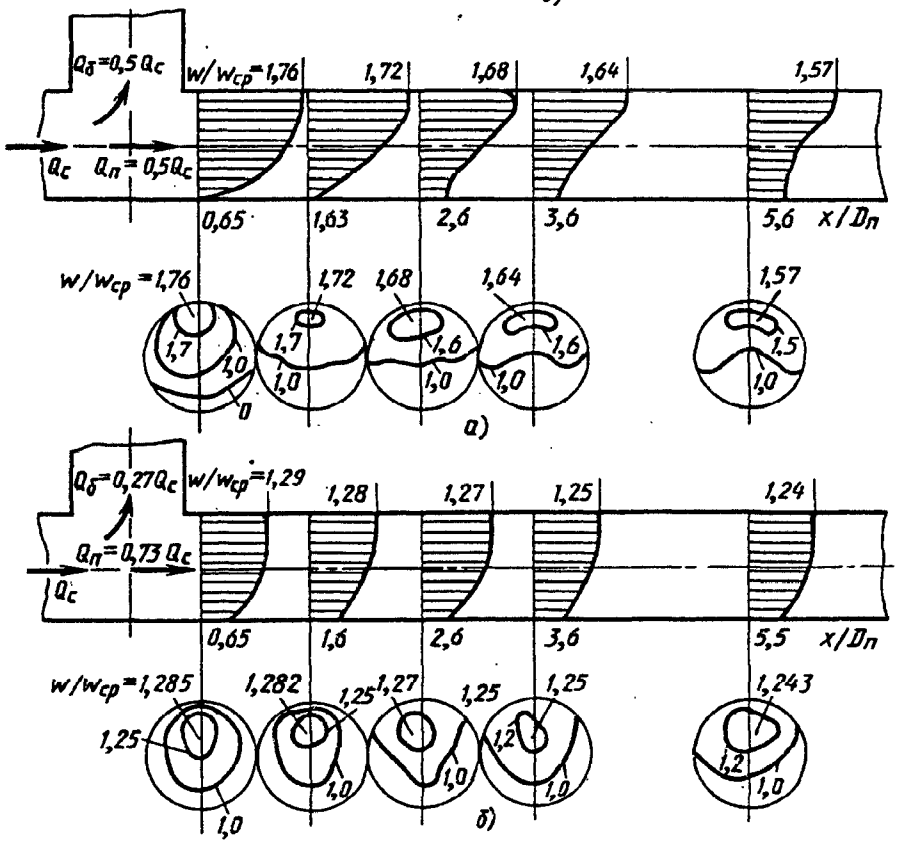


Рис. 7-4. Профили и поля осевых составляющих скоростей в проходе прямого равнопроходного тройника [7-1]: *а* — $Q_б = 0{,}5Q_c$; $Q_п = 0{,}5Q_c$; *б* — $Q_б = 0{,}27Q_c$; $Q_п = 0{,}73Q_c$

10. При $Q_б \geqslant Q_п$ поток более интенсивно отрывается от наружной стенки прямого прохода, а также от стенки бокового ответвления за поворотом (рис. 7-2, *б*).

11. При $Q_б = 0$ во входном отверстии бокового ответвления образуется вихревая зона (рис. 7-2, *в*), которая вызывает местное сжатие струи, идущей в прямой проход, с последующим ее расширением.

12. Распределение скоростей в боковых ответвлениях и прямых проходах приточного тройника при $\alpha=90^\circ$ и $F_б=F_п=F_с$ для случаев $Q_б/Q_с=0{,}5$ и $Q_б/Q_с=1{,}0$, полученное О. И. Асланьяном и др. [7-1], показано соответственно на рис. 7-3 и 7-4. Эти характеристики даны в виде профилей и полей осевых составляющих скоростей в сечениях на различных относительных расстояниях от места пересечения осей тройника.

13. Потери в приточном тройнике в основном складываются из потерь на удар при внезапном расширении в месте разделения потока, потерь на поворот потока в боковом ответвлении, потерь в плавном отводе бокового ответвления и потерь на внезапное сужение прохода (индустриальный тройник).

14. При некоторых отношениях расходов $Q_б/Q_с$ коэффициент сопротивления прямого прохода может иметь отрицательное значение, т. е. в этом ответвлении может возрасти энергия потока. Это объясняется тем, что при разделении потока в боковое ответвление отходит часть медленно текущего слоя, прилегающего к стенке, и энергия единицы объема среды, перемещаемой в прямом проходе, оказывается большей, чем в боковом ответвлении.

Кроме того, при боковом отводе потока отделяющаяся масса отдает часть количества движения потоку в прямом проходе.

Возрастание энергии в прямом проходе сопровождается увеличением потерь в боковом ответвлении, так что течение в целом сопровождается невосполнимыми потерями давления.

15. Коэффициенты сопротивления нестандартизованных вытяжных тройников обычной формы (без закруглений и расширения или сужения бокового ответвления или прямого прохода) могут быть вычислены по формулам С. Р. Левина [7-31] и В. Н. Талиева [7-43], в которые внесены поправочные коэффициенты, полученные путем сопоставления расчета с опытами С. Р. Левина [7-31], Гарделя [7-54], Кинне [7-60], Петермана [7-66] и Фогеля [7-78].

Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=A\left[1+\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2-2\frac{F_п}{F_с}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2-\right.$$

$$\left.-2\frac{F_б}{F_с}\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2\cos\alpha\right]+K_б$$

или

$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=A\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2-2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-\right.$$

$$\left.-2\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\cos\alpha\right]+K_б. \qquad (7\text{-}1)$$

Для тройников типа $F_б+F_п>F_с$, $F_п=F_с$ при всех α значение A см. табл. 7-1, полученную В. П. Зубовым на основе обработки опытных данных Гарделя [7-54]. Величина $K_б$ во всех случаях равна нулю. Для тройников типа $F_б+F_п=F_с$ значение $A=1$, а $K_б$ принимается по табл. 7-2.

7-1. Значения A

$F_б/F_с$	$\leqslant 0{,}35$	$>0{,}35$	
$Q_б/Q_с$	$\leqslant 1{,}0$	$\leqslant 0{,}4$	$>0{,}4$
A	1,0	$0{,}9\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)$	0,55

7-2. Значения $K_б$ и $K''_п$ для тройников типа $F_б+F_п=F_с$

α°	$F_б/F_с$							
	0,10		0,20		0,33		0,5	
	$K_б$	$K''_п$	$K_б$	$K''_п$	$K_б$	$K''_п$	$K_б$	$K''_п$
15	0	0	0	0	0	0,14	0	0,40
30	0	0	0	0	0	0,17	0	0,35
45	0	0,05	0	0,14	0	0,14	0	0,30
60	0	0	0	0	0	0,10	0,10	0,25
90	0	0	0,10	0	0,20	0	0,25	0

Прямой проход.

Для тройников типа $F_б+F_п>F_с$, $F_п=F_с$

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2}=1-\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-\left(1{,}4-\frac{Q_б}{Q_с}\right)\times$$

$$\times\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\sin\alpha-2K'_п\frac{F_с}{F_б}\frac{Q_б}{Q_с}\cos\alpha, \qquad (7\text{-}2)$$

где $K'_п$ см. табл. 7-3

7-3. Значения $K'_п$

$F_б/F_с$	$\leqslant 0{,}35$	$>0{,}35$	
$Q_б/Q_с$	0—10	$\leqslant 0{,}6$	$>0{,}6$
$K'_п$	$0{,}8Q_б/Q_с$	0,5	$0{,}8Q_б/Q_с$

Для тройников типа $F_б+F_п=F_с$

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2-2\frac{F_п}{F_с}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2-$$

$$-2\frac{F_б}{F_с}\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2\cos\alpha+K''_п$$

или

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-$$

$$-2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-2\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\cos\alpha+K''_п,$$

где $K''_п$ см. табл. 7-2.

16. Коэффициенты сопротивления нестандартизованных приточных тройников нормальной формы при турбулентном течении могут быть вычислены по формулам С. Р. Левина [7-28] и В. Н. Талиева [7-43], в которые внесены поправочные коэффициенты, полученные путем сопоставления расчета с опытными данными [7-28, 7-54, 7-60, 7-66, 7-78].

Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=A'\left[1+\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2-\right.$$

$$\left.-2\frac{w_б}{w_с}\cos\alpha\right]-K'_б\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2$$

или

$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=A'\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_б}{F_с}\right)^2-\right.$$

$$\left.-2\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\cos\alpha\right]-K'_б\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2, \qquad (7\text{-}3)$$

где $K'_б$ — коэффициент сжатия потока.

Для тройников типа $F_б+F_п>F_с$, $F_п=F_с$ величину A' см. табл. 7-4, а $K'_б$ принимается равной нулю.

7-4. Значения A'

$F_б/F_с$	$\leqslant 0{,}35$		$<0{,}35$	
$Q_б/Q_с$	$\leqslant 0{,}4$	$\geqslant 0{,}4$	$\leqslant 0{,}6$	$>0{,}6$
A'	$1{,}1-0{,}7Q_б/Q_с$	0,85	$1{,}0-0{,}6Q_б/Q_с$	0,6

Для тройников типа $F_б+F_п=F_с$ значение $A'=1{,}0$ и $K'_б$ см. табл. 7-5.

7-5. Значения $K'_б$

$\alpha°$	15	30	45	60	90
$K'_б$	0,04	0,16	0,36	0,64	1,0

Прямой проход

Для тройников типа $F_б+F_п>F_с$, $F_п=F_с$ (в пределах $w_п/w_с\leqslant 1{,}0$)

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=\tau_п(Q_б/Q_с)^2, \qquad (7\text{-}4)$$

где $\tau_п$ см. диаграмму 7-20.

Для тройников типа $F_б+F_п=F_с$ $\zeta_{с.п}=f(w_п/w_с)$ см. диаграмму 7-20.

17. Независимость коэффициента сопротивления приточных тройников нормальной формы от отношений площадей $F_б/F_с$ и $F_п/F_с$ позволяет при графическом выражении этих коэффициентов в функции $w_б/w_с$ и соответственно $w_п/w_с$ (а не $Q_б/Q_с$ и $Q_п/Q_с$) получить обобщенные кривые. Поэтому в седьмом разделе в отдельных случаях кривые сопротивления даются в виде $\zeta_{с.б}=f(w_б/w_с)$ и соответственно $\zeta_{с.п}=f(w_п/w_с)$, хотя большинство кривых приведено в виде $\zeta_{с.б}=f(Q_б/Q_с)$ и $\zeta_{с.п}=f(Q_б/Q_с)$.

18. Коэффициенты сопротивления стандартизованных тройников и тройников с узлами ответвления индустриальной конструкции могут быть вычислены при турбулентном течении по экстраполяционным формулам Л. С. Клячко и Л. Б. Успенской [7-21] (см. диаграммы 7-15—7-17, 7-25, 7-26).

19. Между коэффициентами сопротивления тройников, приведенными к средней скорости в сборном рукаве и к средней скорости в ответвлениях, существует простая связь*[1]:

$$\zeta_б\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2}=\frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

и

$$\zeta_п\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\frac{\zeta_{с.п}}{\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2}=\frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}.$$

Общий коэффициент сопротивления тройника, приведенный к кинетической энергии в сборном рукаве [7-17 и 7-66],

$$\zeta_{общ}\equiv\frac{Q_б}{Q_с}\zeta_б+\frac{Q_п}{Q_с}\zeta_п.$$

20. Сопротивление тройников обычной формы может быть заметно снижено, если несколько скруглить место стыка бокового ответвления со сборным рукавом. При этом для вытяжных тройников следует скруглить угол поворота потока (r_1 на рис. 7-5). Для приточных тройников скругление следует выполнять также и на разделяющей кромке (r_2 на рис. 7-5); оно делает поток более устойчивым и уменьшает возможность его отрыва от этой кромки.

Практически скругление кромок сопряжения образующих бокового ответвления и основ-

*[1] Имеется в виду несжимаемая жидкость.

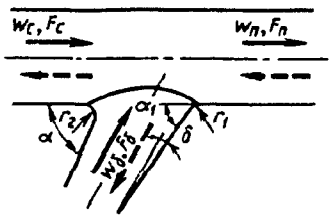


Рис. 7-5. Схема тройника улучшенной формы

ного трубопровода достаточно при $r/D_c = 0{,}2 \div 0{,}3$ [7-14].

21. Предложенные выше формулы расчета коэффициентов сопротивления тройников и соответствующие им графические и табличные данные на диаграммах 7-2 относятся к тщательно изготовленным (точеным) тройникам. Производственные дефекты в тройниках, допущенные при их изготовлении [«провалы» бокового ответвления и «перекрытие» его сечения неправильным вырезом стенки в прямом участке (сборном рукаве, основном трубопроводе) для присоединения бокового ответвления], становятся источником резкого увеличения гидравлического сопротивления. Особенно значительно возрастание сопротивления боковых ответвлений, если диаметр выреза в основном трубопроводе для бокового ответвления меньше его диаметра.

22. Повышенное сопротивление получается также в тройниках, изготовленных из кровельной стали, отдельные детали которых соединены между собой с помощью лежачего фальца (см. диаграмму 7-22).

23. Эффективно снижает сопротивление как вытяжных, так и приточных тройников постепенное расширение (диффузор) бокового ответвления, которое заметно снижает потери как вследствие относительного уменьшения скорости потока в расширенном сечении, так и вследствие уменьшения истинного угла поворота потока при одном и том же номинальном угле разветвления тройника ($\alpha_1 < \alpha$ на рис. 7-5). Сочетание скругления и среза кромки и расширения бокового ответвления еще больше снижает сопротивление тройника.

Наименьшее сопротивление имеют тройники с боковыми ответвлениями в виде плавных отводов (рис. 7-6), и там, где это практически возможно, следует применять тройники с малыми углами ответвления (до 60°).

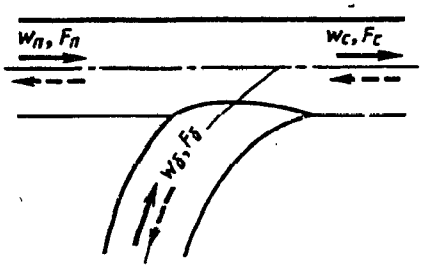


Рис. 7-6. Схема тройника с плавным отводом

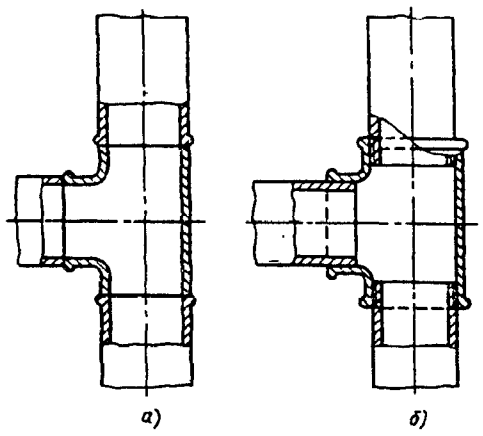


Рис. 7-7. Схема кольцевого выступа в стандартном тройнике:
а — сварной тройник; *б* — соединение труб в тройнике на резьбе

24. В вытяжных тройниках при $Q_б/Q_c \leqslant 0{,}8$ и соединении ответвлений на резьбе значения коэффициентов сопротивления получаются больше на 10—15%, чем при выполнении этого соединения сглаженным. При $Q_б/Q_c > 0{,}8$ наблюдается обратное явление: коэффициент сопротивления обработанного тройника на 10—15% больше, чем при соединении ответвлений на резьбе [7-8, 7-9]. Это объясняется, вероятно, тем, что образование участка расширения сечения в области соединения ответвлений на резьбе (рис. 7-7) создает условие, подобное ступенчатому диффузору, при котором достигается уменьшение сопротивления по сравнению с диффузором с прямолинейными стенками (см. пятый раздел).

В приточных тройниках при соединении ответвлений на резьбе значения коэффициентов $\zeta_{с.б}$ остаются практически такими же, как и для обработанных тройников. Значения $\zeta_{с.п}$ получаются соответственно выше [7-8, 7-9].

25. Значения коэффициентов сопротивления тройников возрастают с увеличением приведенной скорости потока в сборном рукаве $\lambda_c = w_c/a_{кр}$. Зависимости $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ от λ_c, приведенные в работе [7-47] для некоторых тройников, даны на диаграмме 7-24.

26. При турбулентном течении ($Re_c = w_c D_c/\nu \geqslant 4000$) коэффициенты сопротивления тройников мало зависят от числа Рейнольдса. Незначительное снижение $\zeta_{с.б}$ с ростом Re_c наблюдается только в вытяжных тройниках [7-8, 7-9].

27. При переходе от турбулентного к ламинарному течению в пределах $Re_c = 2 \cdot 10^3 \div 3 \cdot 10^3$ происходит скачкообразное возрастание коэффициента $\zeta_{с.б}$ как вытяжных, так и приточных тройников (рис. 7-8). То же самое происходит с коэффициентом $\zeta_{с.п}$ приточного тройника. Для вытяжного тройника такой скачок коэффициента $\zeta_{с.п}$ имеет место при $\alpha > 60°$ и $F_б/F_c = 1$; при

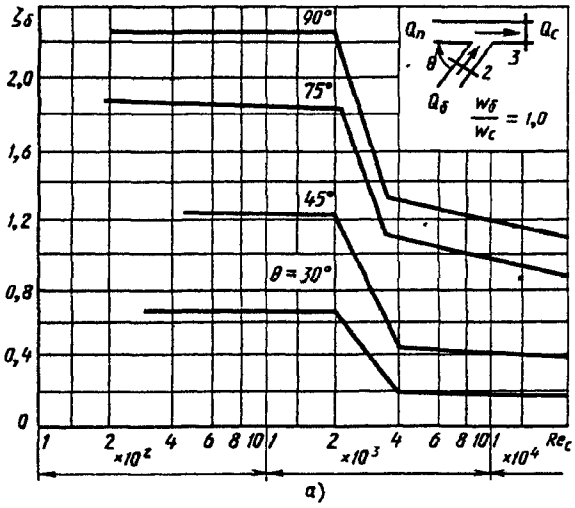
$\alpha=45°$ и $F_б/F_c=1$ возрастания $\zeta_{с.п}$ не происходит — он не зависит от Re_c. В случае $\alpha=30°$ и $F_б/F_c=1{,}0$ наблюдается даже резкое уменьшение $\zeta_{с.п}$ при переходе от турбулентного к ламинарному течению [7-8, 7-9].

28. При ламинарном течении значения коэффициентов сопротивления тройников существенно зависят от относительной длины прямого входного участка l_0/D_0, возрастая с увеличением этой длины в пределах стабилизации профиля скорости, как это имеет место и для отводов (см. шестой раздел) [7-8, 7-9].

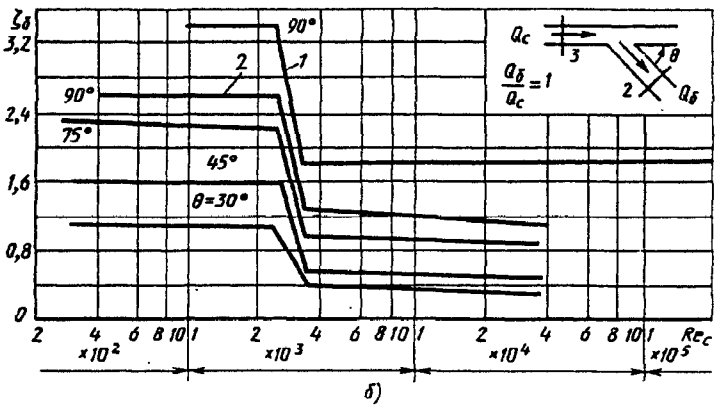
29. Выражение для коэффициента сопротивления тройников при ламинарном течении имеет вид, предложенный В. П. Зубовым [7-8, 7-9]:

$$\zeta^л \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = [(N-1)k_1+1]\zeta^т + \frac{A}{Re_c}, \qquad (7\text{-}5)$$

где $N=\frac{1}{F_c}\int_{F_c}\left(\frac{w}{w_c}\right)^3 dF$ — коэффициент кинетической энергии (Кориолиса) потока в сечении $c-c$; k_1 — поправочный коэффициент; индексы л и т обозначают соответственно ламинарное и турбулентное течение.



а)



б)

Рис. 7-8. Зависимость коэффициентов сопротивления $\zeta_б$ тройников от числа Re [7-8]:

а — вытяжные тройники; *б* — приточные тройники

30. Для вытяжного тройника при ламинарном течении $N=2$, а для бокового ответвления $k_1=1$, так что согласно (7-5)

$$\zeta^л_{с.б} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = 2\zeta^т_{с.б} + \frac{A}{Re_c}, \qquad (7\text{-}6)$$

где $\zeta^т_{с.б}=\zeta_{с.б}$ см. (7-1); A — величина, зависящая от параметров α, $Q_б/Q_c$ и $F_б/F_c$, но численное ее значение пока не установлено; ориентировочно $A\approx 150$.

Для прямого прохода согласно данным [7-8, 7-9]

$$\zeta^л_{с.п} = 2\zeta^л_{с.б} + a_0(1-Q_б/Q_c)^2 - (1{,}6-0{,}3F_б/F_c)\left(\frac{F_c}{F_б}\cdot\frac{Q_б}{Q_c}\right)^2,$$

где $\zeta^л_{с.б}$ см. (7-6); a_0 см. табл. 7-6.

7-6. Значения a_0

$F_б/F_c$	$\leqslant 0{,}35$	$>0{,}35$	
$Q_б/Q_c$	0 — 1,0	$\leqslant 0{,}2$	$>0{,}2$
a_0	$1{,}8-Q_б/Q_c$	$1{,}8-4Q_б/Q_c$	$1{,}2-Q_б/Q_c$

31. Для приточного тройника при ламинарном течении ($N=2$) коэффициент сопротивления бокового ответвления согласно (7-5)

$$\zeta^л_{с.б} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = (k_1+1)\zeta^т_{с.б} + \frac{A}{Re_c},$$

где $\zeta^т_{с.б}=\zeta_{с.б}$ см. (7-3); ориентировочно $A\approx 150$; k_1 см. табл. 7-7 (при $F_б/F_c=1$)*1.

Для прямого прохода тройника $N=2$ и $k_1=2$, так что согласно (7-5)

$$\zeta^л_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = 3\zeta^т_{с.п} + \frac{A}{Re_c},$$

где $\zeta^т_{с.п}=\zeta_{с.п}$ см. (7-4); ориентировочно $A\approx 33$.

32. В равносторонних (симметричных) тройниках, которые применяются на практике в условиях противотока (слияния) (см. диаграмму 7-29), коэффициенты сопротивления обоих ответвлений практически совпадают.

33. При наличии перегородки в месте соединения двух боковых ответвлений симметричного тройника до слияния в сборном рукаве оба потока движутся независимо один от другого. После слияния в сборном рукаве происходит обычное турбулентное перемешивание потоков, движущихся с различными

*1 При других значениях $F_б/F_c$ коэффициент k_1 пока неизвестен.

7-7. Значения k_1

$Q_б/Q_с$	α°			
	30	45	60	90
При $F_б/F_с \leqslant 1$				
0	0,9	0,9	0,9	0,9
0,2	1,8	1,8	1,5	1,1
0,4	3,4	2,9	2,2	1,3
0,6	6,1	4,3	3,0	1,5
0,8	7,2	4,3	2,7	1,4
1,0	6,0	3,6	2,3	1,3
При $F_б/F_с \geqslant 1$				
До 0,4	0,9	0,9	0,9	0,9
Св. 0,4	0	0	0	0

скоростями. Потери в тройнике при этом складываются из потерь при смешении (удар) и потерь при повороте на 90°.

34. Для части потока, движущегося в одном из ответвлений с меньшей скоростью, коэффициент сопротивления может иметь отрицательное значение, как и в обычном вытяжном тройнике (вследствие приобретения дополнительной энергии от потока, движущегося с большими скоростями).

При отсутствии перегородки характер потока в симметричном тройнике менее четок. Перепад давлений до и после слияния потоков в основном отражает потери, общие для обоих ответвлений, величина которых положительна при любых отношениях скоростей (расходов) в ответвлении и сборном рукаве $w_б/w_с$ ($Q_г/Q_с$) и близка к потерям в колене с расширением.

35. Коэффициент сопротивления каждого ответвления симметричного тройника при слиянии можно вычислить по формуле С. Р. Левина [7-32]:

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_б}\right)^2 + 3\left(\frac{F_с}{F_б}\right)^2 \left[\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{Q_б}{Q_с}\right].$$

36. Если симметричный тройник установлен на участке нагнетания (разделения), условия протекания потока в нем примерно такие же, как и при обычном повороте. Поэтому потери в этом тройнике можно определять приближенно по данным для колен с различными отношениями сторон b_1/b_0. Коэффициент сопротивления рассматриваемого тройника можно вычислить по формуле [7-32]

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + k_1 \left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2,$$

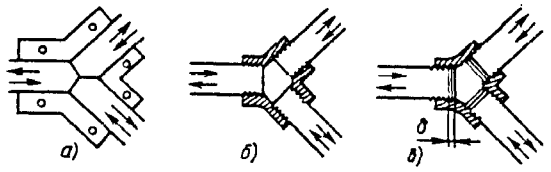


Рис. 7-9. Тройники симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$ [7-57]:
а **— ответвления впритык; *б*** **— ответвления на резьбе при $\delta = 0$; *в*** **— ответвления на резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$**

где $k_1 \approx 1{,}5$ — для стандартных тройников из ковкого чугуна на резьбе; $k_1 \approx 0{,}3$ — для сварных тройников.

37. Симметричный тройник может быть выполнен с плавными отводами («ласточкин хвост»), и тогда сопротивление его может быть значительно снижено.

38. Коэффициент сопротивления вытяжных симметричных тройников при $\alpha < 90°$ и $F_с = 2F_б$ можно найти по формуле [7-32]

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 4\frac{Q_б}{Q_с}(0{,}9 + \cos^2\alpha) + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^4 \left[1 + \left(\frac{Q_с}{Q_б} - 1\right)^4\right](1 - \cos^2\alpha) - 4\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \cos^2\alpha - 4(0{,}2 + 0{,}5\cos^2\alpha).$$

39. Коэффициент сопротивления приточных симметричных тройников при $\alpha < 90°$ и $F_с = 2F_б$ можно вычислить ориентировочно, так же как для бокового ответвления обычного тройника типа $F_б + F_п = F_с$ по диаграмме 7-19.

40. На диаграмме 7-31 приведены значения коэффициентов сопротивления симметричных тройников типа $F_б = F_п = F_с$ при $\alpha = 45°$. Эти данные получены экспериментально [7-57] для тройников с ответвлениями, соединенными как впритык (рис. 7-9, *а*), так и не вплотную друг к другу, на резьбе (рис. 7-9, *б* и *в*). Последние испытаны в двух вариантах: при полном завинчивании ответвлений (рис. 7-9, *б*, $\delta = 0$) и неполном завинчивании их (рис. 7-9, *в*, $\delta/D_0 \approx 0{,}13$). Для случая соединения впритык в той же работе получены аппроксимационные формулы расчета коэффициентов (см. указанную диаграмму).

41. Характер потока в крестовинах в основном аналогичен потоку в тройниках.

Коэффициенты сопротивления крестовин с площадью $F_п = F_с$ при слиянии потоков (см. диаграммы 7-33 — 7-37) можно определить приближенно [7-29, 7-30]:

при одном из боковых ответвлений (например, № 1)

$$\zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2-$$

$$-8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2\frac{[Q_с/Q_{1б}-(1+Q_{2б}/Q_{1б})]^2}{4-(1+Q_{2б}/Q_{1б})\,Q_{1б}/Q_с}-$$

$$-2\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2\frac{F_с}{F_{1б}}\left[1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]\cos\alpha;$$

при другом боковом ответвлении ($\zeta_{2с.б}$) индексы 1 и 2 меняются местами;

при прямом проходе

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2-$$

$$-\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{1+\dfrac{Q_п}{Q_с}}{\left(0{,}75+0{,}25\dfrac{Q_п}{Q_с}\right)^2}-$$

$$-2\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{F_с}{F_{1б}}\cdot\frac{1+\left(\dfrac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}{\left(1+\dfrac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}\left(\frac{Q_с}{Q_п}-1\right)^2\cos\alpha.$$

42. Для определения коэффициентов сопротивления вытяжных сварных крестовин цилиндрических трубопроводов для пара, воды и т. п. при $\alpha=90°$ рекомендуются следующие формулы [7-29, 7-30]:

при одном из боковых ответвлений (например, № 1)

$$\zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}=1{,}15+\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2-$$

$$-8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2\frac{[Q_с/Q_{1б}-(1+Q_{2б}/Q_{1б})]^2}{4-(1+Q_{2б}/Q_{1б})\,Q_{1б}/Q_с};$$

при прямом проходе

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1{,}2+\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2-$$

$$-\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{1+Q_п/Q_с}{(0{,}75+0{,}25Q_п/Q_с)^2}.$$

Для стандартных крестовин из ковкого чугуна при $Q_п/Q_с>0{,}7$ к значениям $\zeta_{с.п}$ прибавляется величина

$$\Delta\zeta_{с.п}=2{,}5\,(Q_п/Q_с-0{,}7).$$

43. Коэффициенты сопротивления крестовин при делении потока (приточные крестовины) определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 7-18—7-20.

Для прямых приточных крестовин ($\alpha=90°$), выполненных из кровельной стали (отдельные детали которых соединялись между собой с помощью лежачего фальца), значения коэффициентов сопротивления, полученные на основании экспериментов, проведенных М. Л. Сосиным и Л. И. Неймарк [7-40] при турбулентном течении, приведены на диаграмме 7-38.

44. При близком расположении одного бокового ответвления тройника от другого сказывается их взаимное влияние. Это относится особенно к вытяжным тройникам. Степень влияния первого тройника на второй зависит как от относительного расстояния между ними, так и от отношения расходов $Q_б/Q_с$.

45. Пока нет достаточных данных по определению поправок на взаимное влияние для всех типов тройников; для ориентировочного учета этого влияния в случае всасывания (вытяжки) можно воспользоваться результатами опытов Э. В. Бездеткиной [7-2].

Значения поправочных коэффициентов k_2, представляющих собой отношение коэффициента сопротивления $\zeta_{б2}$ второго бокового ответвления к коэффициенту сопротивления $\zeta_{б1}$ первого ответвления, приведены в табл. 7-8 для различных относительных расходов $Q_б/Q_с$ и различных относительных расстояний $l_ж/D_с$ между соседними ответвлениями.

7-8. Значения k_2

$l_ж/D_с$	$Q_б/Q_с$			
	$\leqslant 0{,}1$	0,2	0,3	0,4
0—3	1,0	0,75	0,70	0,66
4	1,0	0,83	0,77	0,74
6	1,0	0,96	0,88	0,83
8	1,0	1,0	0,91	0,93
9	1,0	1,0	1,0	1,0

46. При малых относительных расходах ($Q_б/Q_с\leqslant 0{,}1$) взаимное влияние тройников ничтожно мало ($k_2\approx 1{,}0$ см. табл. 7-8). Поэтому в случае большого числа боковых ответвлений, при котором отношения $Q_б/Q_с$ для каждого отдельного ответвления малы, взаимным влиянием практически можно пренебречь и значения коэффициентов сопротивления каждого из них принимать, как для изолированного тройника.

Некоторые дополнительные данные по взаимному влиянию тройника см. двенадцатый раздел (подраздел «Взаимное влияние местных гидравлических сопротивлений»).

47. К участкам типа тройников относятся также раздающие и собирающие коллекторы (см. диаграммы 7-39—7-43). Основные требования, предъявляемые к таким коллекто-

рам, — это равномерная раздача и соответственно равномерный отсос потока через все их ответвления.

48. Степень равномерности раздачи (отсоса) потока (расхода) по боковым ответвлениям коллекторов зависит, как показывает теория [7-15 — 7-19], от основного определяющего критерия — «характеристики коллектора» $A_{1,2}$, являющейся функцией параметров

$$A_{1,2}=\varphi(\bar{f},\ \mu \text{ или } \zeta_{отв},\ \zeta_{кол}),$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно к раздающему и собирающему коллекторам; $\bar{f}\equiv\sum f_б/F_н\approx n_б f_б/F_н$ — относительная площадь сечений $n_б$ боковых ответвлений; $f_б$ — площадь входного сечения одного бокового ответвления, м^2; $F_н$ — площадь сечения коллектора (начальная для раздающего и конечная для собирающего), м^2;

$\mu=\dfrac{1}{\sqrt{(f_б/f_а)^2+\zeta_{отв}}}$ — коэффициент расхода через боковое ответвление; $f_а$ — площадь выходного сечения конечного участка сети бокового ответвления, м^2; $\zeta_{отв}\equiv\dfrac{\Delta p_{отв}}{\rho w_б^2/2}$ — коэффициент сопротивления всего ответвления, включающего сопротивление всех примыкающих к нему участков, аппаратов или других устройств; он приведен к скорости $w_б$ в боковом ответвлении;

$$\zeta_{отв}=\zeta_б+\zeta_{уч}+\zeta_{апп},$$

где $\zeta_б\equiv\dfrac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}$ — коэффициент сопротивления только бокового ответвления; $\zeta_{уч}\equiv\dfrac{\Delta p_{уч}}{\rho w_б^2/2}$ — коэффициент сопротивления всех участков бокового ответвления после разделения (до слияния), за исключением сопротивления аппарата (устройства); $\zeta_{апп}\equiv\dfrac{\Delta p_{апп}}{\rho w_б^2/2}$ — коэффициент сопротивления аппарата (устройства), установленного на боковом ответвлении; $\zeta_{кол}\equiv\dfrac{\Delta p_{кол}}{\rho w_н^2/2}$ — коэффициент сопротивления раздающей (собирающей) части коллектора, приведенный к средней скорости потока $w_н$ в сечении $F_н$ коллектора.

Для практических расчетов при отсутствии каких-либо дополнительных препятствий вдоль каналов принимается

$$\zeta_{кол}\approx 0{,}5\lambda L/D_{г.н},$$

где L — общая длина коллектора, м; $D_{г.н}=4F_н/П_н$ — гидравлический диаметр начального сечения раздающего канала, м.

49. При постоянном сечении коллектора и прочих равных условиях степень равномерной раздачи (отсоса) потока тем значительнее, чем больше $F_н$ (условием совершенно равномерной раздачи является $\bar{f}\to 0$).

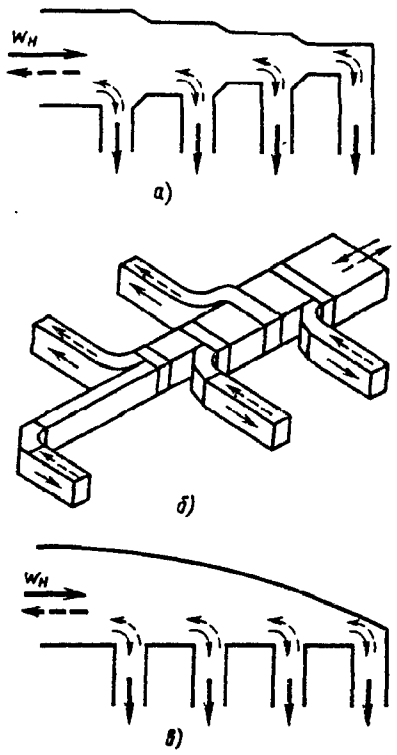


Рис. 7-10. Коллекторы переменного сечения:
а — ступенчатое изменение сечения с резким ответвлением; *б* — ступенчатое изменение сечения с плавным ответвлением; *в* — с профилированной боковой стенкой

Для получения равномерного распределения расхода без увеличения площади поперечного сечения коллектора целесообразно выполнить его сужающимся в направлении потока (коллектор переменного сечения).

Последнее может быть осуществлено различным образом: линейным изменением сечения (см. штриховые линии на схемах диаграмм 7-40 — 7-43), ступенчатым изменением сечения (рис. 7-10, *а* и *б*), или путем соответствующего профилирования одной из боковых стенок (рис. 7-10, *в*).

Собирающий коллектор при $A_2>0{,}3$ не следует выполнять переменного сечения, так как при этом не только не улучшается распределение потока по ответвлениям, но даже несколько ухудшается*[1].

*[1] В случае запыленного потока для уменьшения оседания пыли при движении вдоль собирающего коллектора скорость потока должна быть не меньше определенного предела (10—15 м/с) на всем протяжении коллектора. При этом собирающий коллектор целесообразно выполнить переменного сечения, хотя это и влечет за собой некоторое ухудшение распределения потока по ответвлениям.

При $A_2 < 0{,}3$ в целях снижения металлоемкости собирающий коллектор можно выполнять и переменного сечения, практически не ухудшая равномерность распределения потока по ответвлениям.

50. Общий коэффициент сопротивления изолированных (одиночных) коллекторов постоянного и переменного сечения с линейным изменением поперечного сечения канала вдоль потока определяется по интерполяционным формулам, полученным на основании опытных данных [7-50] и приведенным на диаграммах 7-40 — 7-41.

51. В большинстве случаев раздающие и собирающие коллекторы работают совместно (спаренные коллекторы). При этом поток в них может иметь или противоположное направление (П-образный коллектор, диаграмма 7-42), или одинаковое направление (Z-образный коллектор, диаграмма 7-43). При одинаковом сопротивлении обоих коллекторов (раздающего и собирающего) и $\zeta_{кол} < 1$ П-образный коллектор обеспечивает более равномерное распределение потока, чем Z-образный. При $\zeta_{кол} > 1$ результат получается противоположным.

52. В спаренном коллекторе Z-образной формы его раздающую часть целесообразно выполнять переменного сечения (сужение в направлении потока), собирающую часть при $A_4 > 0{,}3$*1 — постоянного сечения (см. п. 49). В П-образном коллекторе более равномерная раздача потока может быть получена в некоторых случаях при переменном сечении собирающего коллектора к его началу и при постоянном сечении раздающего коллектора.

53. Общий коэффициент сопротивления спаренных коллекторов П- и Z-образных форм с постоянным сечением обоих каналов или с переменным сечением раздающего канала и постоянным сечением собирающего

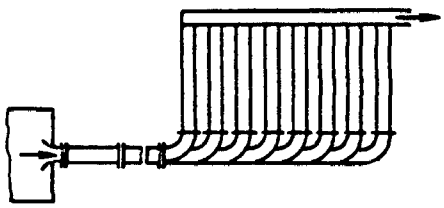


Рис. 7-11. Спаренный коллектор П-образной формы с плавными ответвлениями у раздающего коллектора

канала определяется по интерполяционным формулам [7-50], приведенным на диаграммах 7-42 — 7-43.

54. Для уменьшения сопротивления боковых ответвлений коллектора переходные участки к ним могут быть выполнены в соответствии со схемами диаграммы 7-39. Эти участки простой конструкции и имеют минимальные коэффициенты сопротивления. Их можно принять как стандартные.

Сопротивление боковых ответвлений коллектора резко снижается при плавном их отводе (см. рис. 7-10, *б* и 7-11).

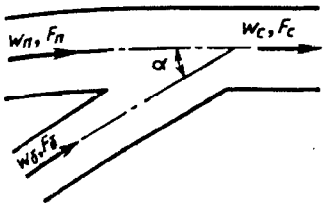
55. Коэффициент сопротивления i-го ответвления $\zeta_{iб} \equiv \dfrac{\Delta p_{iб}}{\rho w_{iб}^2/2}$ раздающего (приточного) короба с переходными участками по схеме диаграммы 7-39 зависит только от отношения скоростей $w_{iб}/w_{(i-1)c}$.

Этот коэффициент практически не зависит ни от числа Re, начиная по крайней мере со значения $Re = 10^4$, ни от отношения сторон поперечного сечения раздающего короба (в пределах $h/b = 0{,}5 \div 1{,}0$), ни от отношения площадей $F_б/F_c$.

Коэффициент сопротивления ответвления, установленного сбоку раздающего короба, меньше коэффициента сопротивления ответвления, установленного сверху или снизу этого короба, так как во втором случае поток совершает два последовательных поворота на 90° в двух взаимно перпендикулярных направлениях (см. диаграмму 7-39).

*1 A_4 — характеристика Z-образного коллектора.

Тройник (вытяжной) типа $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$; $\alpha=30°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-1

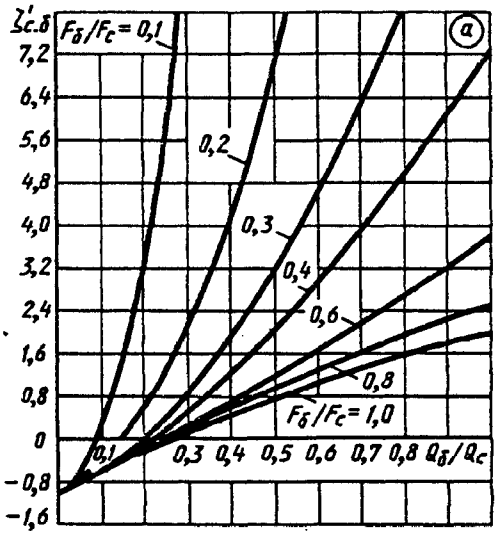


Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=A\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2-2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-1{,}7\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right]=A\zeta'_{с.б},$$

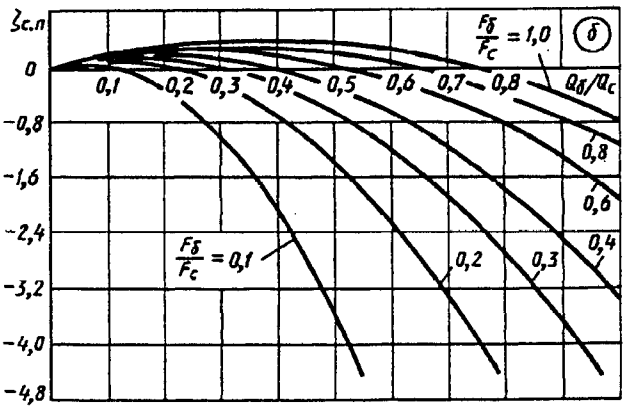
где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б}=f(Q_б/Q_с)$ при различных $F_б/F_с$ (график *а*); $A=f(F_б/F_с,\ Q_б/Q_с)$ см. табл. 7-1 (с. 335);

$$\zeta_б\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)}$$



Значения $\zeta'_{с.б}$

$Q_б/Q_с$	$F_б/F_с$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00
0,1	0,21	—0,46	—0,57	—0,60	—0,62	—0,63	—0,63
0,2	3,02	0,37	—0,07	—0,20	—0,28	—0,30	—0,31
0,3	7,45	1,50	0,50	0,20	0,01	—0,04	—0,05
0,4	13,5	2,89	1,15	0,58	0,26	0,18	0,16
0,5	21,2	4,58	1,83	0,97	0,47	0,35	0,32
0,6	30,4	6,55	2,60	1,37	0,64	0,46	0,41
0,7	41,3	8,81	3,40	1,77	0,76	0,52	0,46
0,8	53,8	11,5	4,32	2,14	0,84	0,53	0,45
0,9	67,9	14,2	5,30	2,52	0,88	0,48	0,38
1,0	83,6	17,3	6,33	2,90	0,88	0,39	0,26



Значения $\zeta^{*1}_{с.п}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	$F_б/F_с$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	+0,02	0,10	0,13	0,15	0,16	0,17	0,17
0,2	—0,34	+0,01	+0,13	0,19	0,24	0,27	0,29
0,3	—1,06	—0,27	—0,01	+0,12	0,22	0,30	0,35
0,4	—2,15	—0,75	—0,30	—0,06	0,17	0,29	0,36
0,5	—3,60	—1,43	—0,70	—0,35	0,00	0,21	0,32
0,6	—5,40	—2,29	—1,25	—0,73	—0,20	+0,06	0,21
0,7	—7,60	—3,35	—1,95	—1,20	—0,50	—0,15	+0,06
0,8	—10,2	—4,61	—2,74	—1,82	—0,90	—0,43	—0,15
0,9	—13,0	—6,06	—3,70	—2,55	—1,40	—0,77	—0,42
1,0	—16,4	—7,70	—4,80	—3,35	—1,90	—1,17	—0,75

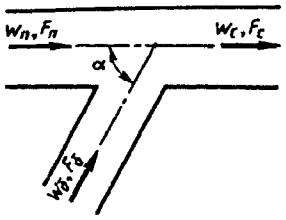
Проход

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1-\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-1{,}74\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п}=f(Q_б/Q_с)$ при различных $F_б/F_с$ (график *б*);

$$\zeta_п\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\frac{\zeta_{с.п}}{(1-Q_б/Q_с)^2}$$

*1 При прохождении потока в проходе мимо свободной поверхности в углублении бокового ответвления, образуемой при $Q_б/Q_с=0$, всегда наблюдается некоторая потеря энергии. Поэтому в реальных условиях при $Q_б/Q_с=0$ $\zeta_{с.п}$ не равно нулю. В таблицах здесь и далее значение $\zeta_{с.п}=0$ получено только на основании расчета по приведенным формулам.

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 45°$; [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-2



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A\left[1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right] = A\zeta'_{с.б},$$

где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $F_б/F_с$ (график *а*); $A = f(F_б/F_с,\ Q_б/Q_с)$ см. табл. 7-1 (с. 335);

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 - \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ при различных $F_б/F_с$ (график *б*);

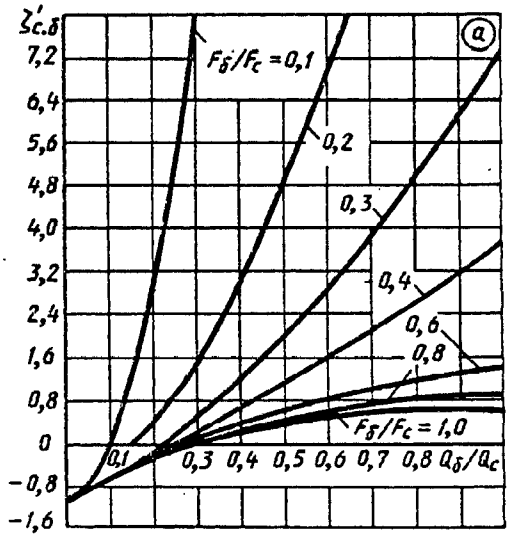
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

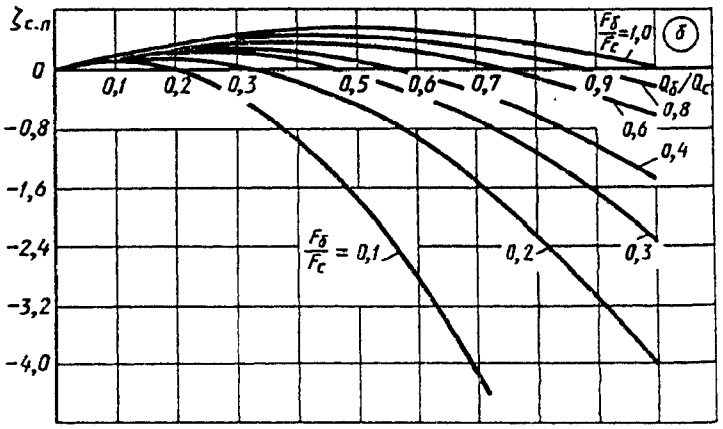
Значения $\zeta'_{с.б}$

$Q_б/Q_с$	$F_б/F_с$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00
0,1	0,24	—0,45	—0,56	—0,59	—0,61	—0,62	—0,62
0,2	3,15	0,54	—0,02	—0,17	—0,26	—0,28	—0,29
0,3	8,00	1,64	0,60	0,30	0,08	0	—0,03
0,4	14,0	3,15	1,30	0,72	0,35	0,25	0,21
0,5	21,9	5,00	2,10	1,18	0,60	0,45	0,40
0,6	31,6	6,90	2,97	1,65	0,85	0,60	0,53
0,7	42,9	9,20	3,90	2,15	1,02	0,70	0,60
0,8	55,9	12,4	4,90	2,66	1,20	0,79	0,66
0,9	70,6	15,4	6,20	3,20	1,30	0,80	0,64
1,0	86,9	18,9	7,40	3,71	1,42	0,80	0,59

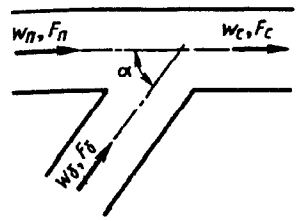
Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_б/Q_с$	$F_б/F_с$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,05	0,12	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17
0,2	—0,20	0,17	0,22	0,27	0,27	0,29	0,31
0,3	—0,76	—0,13	0,08	0,20	0,28	0,32	0,40
0,4	—1,65	—0,50	—0,12	0,08	0,26	0,36	0,41
0,5	—2,77	—1,00	—0,49	—0,13	0,16	0,30	0,40
0,6	—4,30	—1,70	—0,87	—0,45	—0,04	0,20	0,33
0,7	—6,05	—2,60	—1,40	—0,85	—0,25	0,08	0,25
0,8	—8,10	—3,56	—2,10	—1,30	—0,55	—0,17	0,06
0,9	—10,00	—4,75	—2,80	—1,90	—0,88	—0,40	—0,18
1,0	—13,20	—6,10	—3,70	—2,55	—1,35	—0,77	—0,42





Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 60°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-3



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A\left[1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right] = A\zeta'_{с.б},$$

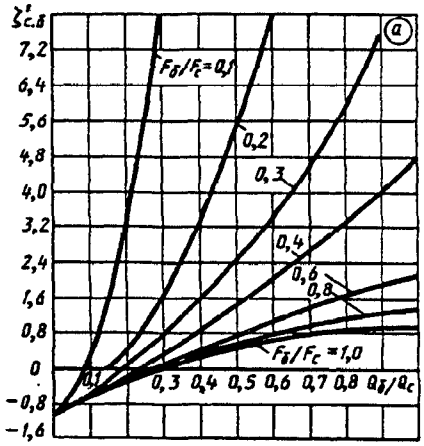
где $A = f(F_б/F_с,\ Q_б/Q_с)$ см. табл. 7.1 (с. 335); $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ при различных $F_б/F_с$ (график *а*);

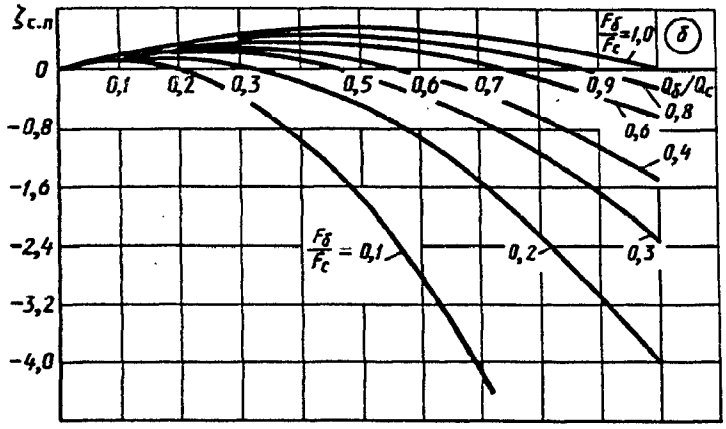
$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}.$$

Проход

$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 - \left(1 - \dfrac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \dfrac{F_с}{F_б}\left(\dfrac{Q_б}{Q_с}\right)^2$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ при различных $F_б/F_с$ (график *б*);

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}.$$





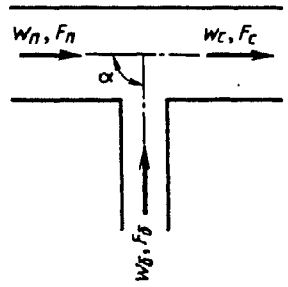
Значения $\zeta'_{с.б}$

$Q_б/Q_с$	$F_б/F_с$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00
0,1	0,26	—0,42	—0,54	—0,58	—0,61	—0,62	—0,62
0,2	3,35	0,55	0,03	—0,13	—0,23	—0,26	—0,26
0,3	8,20	1,85	0,75	0,40	0,10	0	—0,01
0,4	14,7	3,50	1,55	0,92	0,45	0,35	0,28
0,5	23,0	5,50	2,40	1,44	0,78	0,58	0,50
0,6	33,1	7,90	3,50	2,05	1,08	0,80	0,68
0,7	44,9	10,0	4,60	2,70	1,40	0,98	0,84
0,8	58,5	13,7	5,80	3,32	1,64	1,12	0,92
0,9	73,9	17,2	7,65	4,05	1,92	1,20	0,99
1,0	91,0	21,0	9,70	4,70	2,11	1,35	1,00

Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_б/Q_с$	$F_б/F_с$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,09	0,14	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18
0,2	0	0,16	0,23	0,26	0,29	0,31	0,32
0,3	—0,40	0,06	0,22	0,30	0,32	0,41	0,42
0,4	—1,00	—0,16	0,11	0,24	0,37	0,44	0,48
0,5	—1,75	—0,50	—0,08	0,13	0,33	0,44	0,50
0.6	—2,80	—0,95	—0,35	—0,10	0,25	0,40	0,48
0,7	—4,00	—1,55	—0,70	—0,30	0,08	0,28	0,42
0,8	—5,44	—2,24	—1,17	—0,64	—0,11	0,16	0,32
0,9	—7,20	—3,08	—1,70	—1,02	—0,38	—0,08	0,18
1,0	—9,00	—4,00	—2,30	—1,50	—0,68	—0,28	0

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 90°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-4



$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б F_с}{Q_с F_б}\right)^2}$$

Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A\left[1 + \left(\frac{Q_б F_с}{Q_с F_б}\right)^2 - 2\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right] = A\zeta'_{с.б},$$

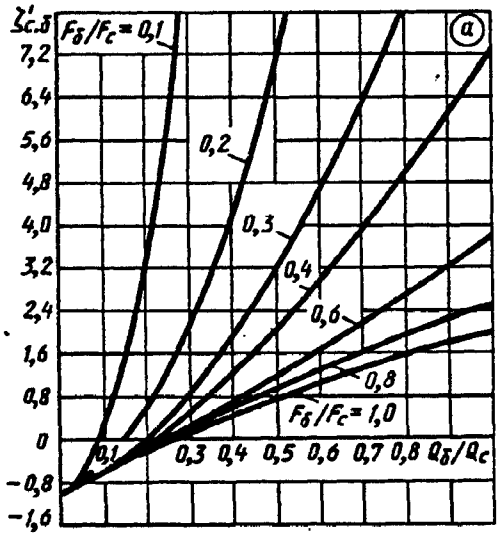
где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и график *а*; $A = f(F_б/F_с,\ Q_б/Q_с)$ см. табл. 7-1 (с. 335);

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} \approx 1{,}55\frac{Q_б}{Q_с} - \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

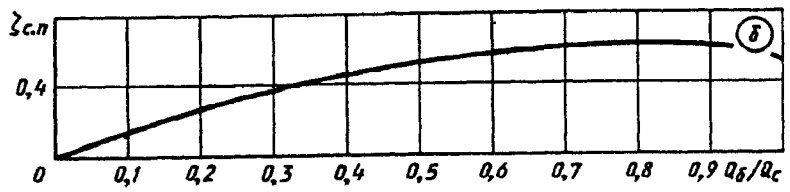
см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$, верную практически для всех значений $F_б/F_с$ (график *б*);

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$



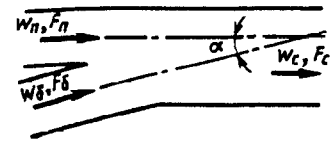
Значения $\zeta'_{с.б}$

$Q_б/Q_с$	$F_б/F_с$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00	—1,00
0,1	0,40	—0,37	—0,51	—0,54	—0,59	—0,60	—0,61
0,2	3,80	0,72	0,17	—0,03	—0,17	—0,22	—0,30
0,3	9,20	2,27	1,00	0,58	0,27	0,15	—0,11
0,4	16,3	4,30	2,06	1,30	0,75	0,55	0,44
0,5	25,5	6,75	3,23	2,05	1,20	0,89	0,77
0,6	36,7	9,70	4,70	2,98	1,68	1,25	1,04
0,7	42,9	13,0	6,30	3,90	2,20	1,60	1,30
0,8	64,9	16,9	7,92	4,92	2,70	1,92	1,56
0,9	82,0	21,2	9,70	6,10	3,20	2,25	1,80
1,0	101,0	26,0	11,90	7,25	3,80	2,57	2,00



$Q_б/Q_с$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{с.п}$	0	0,16	0,27	0,38	0,46	0,53	0,57	0,59	0,60	0,59	0,55

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с$; $\alpha = 15°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-5

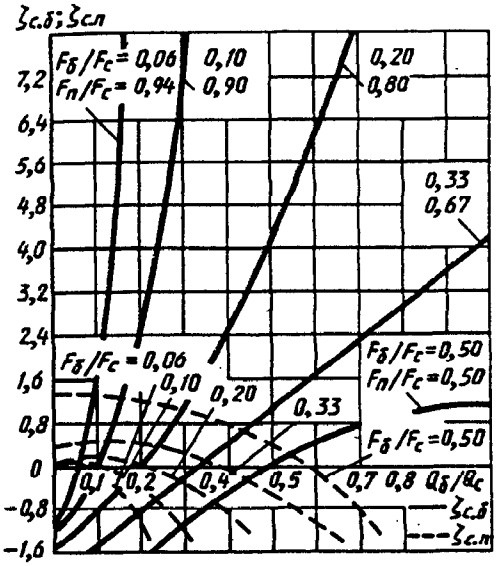


Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}94\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}94\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$:

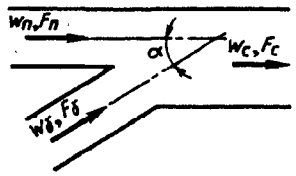
$F_б/F_с$	$K_п$
0—0,2	0
0,33	0,14
0,50	0,40

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{(1-Q_б/Q_с)^2(F_с/F_п)^2}$$

Значения $\zeta_{с.б}$ (в числителе) и $\zeta_{с.п}$ (в знаменателе)

$F_б/F_с$	$Q_б/Q_с$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
0,06	−1,12 / 0	−0,70 / 0,06	−0,20 / 0,04	1,84 / −0,13	9,92 / −0,95	23,0 / −2,50	41,0 / −4,00	64,3 / −7,50	—	—	—	—
0,10	−1,22 / 0,01	−1,00 / 0,10	−0,72 / 0,12	0,01 / 0,02	2,80 / −0,36	7,17 / −1,20	13,1 / −2,50	20,6 / −4,10	29,7 / −6,12	—	—	—
0,20	−1,50 / 0,06	−1,40 / 0,15	−1,22 / 0,20	−0,84 / 0,22	0,02 / 0,05	1,20 / −0,28	2,55 / −0,89	4,20 / −1,66	6,12 / −2,63	8,20 / −3,84	10,7 / −5,22	—
0,33	−2,00 / 0,40	−1,80 / 0,42	−1,71 / 0,45	−1,40 / 0,47	−0,67 / 0,42	−0,16 / 0,24	0,42 / −0,08	1,05 / −0,52	1,67 / −1,25	2,30 / −1,80	2,95 / −2,60	4,20 / −4,66
0,50	−3,00 / 1,40	−2,80 / 1,40	−2,60 / 1,39	−2,24 / 1,37	−1,56 / 1,24	−1,00 / 1,01	−0,40 / 0,78	0,02 / −0,43	0,40 / −0,10	0,66 / −0,82	0,93 / −1,08	1,14 / −2,46

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с$; $\alpha = 30°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-6

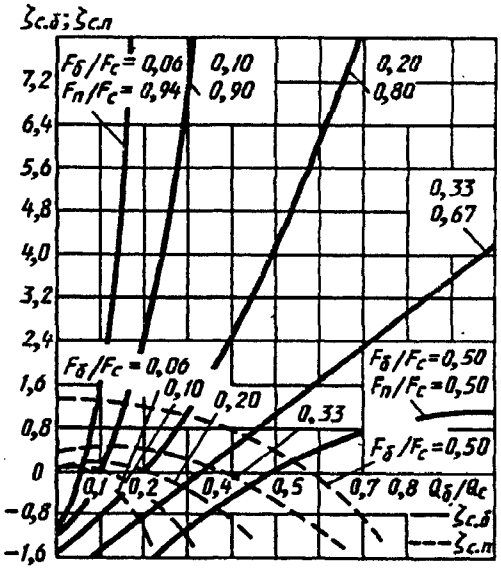


Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}74\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_0^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}74\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$:

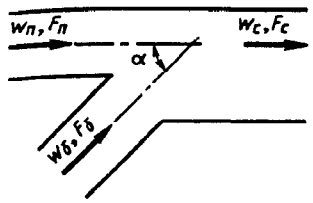
$F_б/F_с$	$K_п$
0—0,2	0
0,33	0,17
0,50	0,40

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{(1-Q_б/Q_с)^2\,(F_с/F_п)^2}$$

Значения $\zeta_{с.б}$ (в числителе) и $\zeta_{с.п}$ (в знаменателе)

$F_б/F_с$	$Q_б/Q_с$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
0,06	−1,13 / 0	−0,70 / 0,06	−0,30 / 0,04	1,82 / −0,10	10,1 / −0,81	23,3 / −2,10	41,5 / −4,07	65,2 / −6,60	—	—	—	—
0,10	−1,22 / 0,01	−1,00 / 0,10	−0,76 / 0,08	0,02 / 0,04	2,88 / −0,33	7,34 / −1,05	13,4 / −2,14	21,1 / −3,60	29,4 / −5,40	—	—	—
0,20	−1,50 / 0,06	−1,35 / 0,10	−1,22 / 0,13	−0,84 / 0,16	0,05 / 0,06	1,40 / −0,24	2,70 / −0,73	4,46 / −1,40	6,48 / −2,30	8,70 / −3,34	11,4 / −3,59	17,3 / −8,64
0,33	−2,00 / 0,42	−1,80 / 0,45	−1,70 / 0,48	−1,40 / 0,51	−0,72 / 0,52	−0,12 / 0,32	0,52 / 0,07	1,20 / −0,32	1,89 / −0,82	2,56 / −1,47	3,30 / −2,19	4,80 / −4,00
0,50	−3,00 / 1,40	−2,80 / 1,40	−2,60 / 1,40	−2,24 / 1,36	−1,44 / 1,26	−0,91 / 1,09	−0,36 / 0,86	0,14 / 0,53	0,56 / 0,15	0,84 / −0,52	1,18 / −0,82	1,53 / −2,07

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с$; $\alpha = 45°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-7

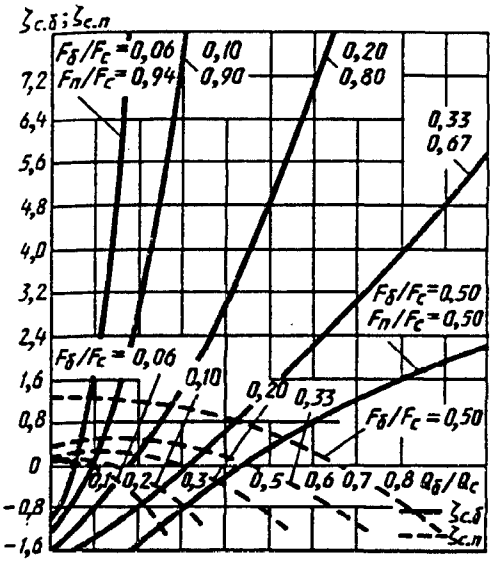


Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

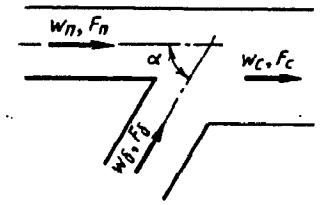
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left[\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\right]$$

$F_б/F_с$	$K_п$
0,10	0,05
0,20	0,14
0,33	0,14
0,50	0,30

Значения $\zeta_{с.б}$ (в числителе) и $\zeta_{с.п}$ (в знаменателе)

$\frac{F_б}{F_с}$	$Q_б/Q_с$											
	0	0,03	0,05	0,10	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
0,06	−1,12 / 0,00	−0,70 / 0,05	−0,20 / 0,05	1,82 / −0,05	10,3 / −0,59	23,8 / −1,65	42,4 / −3,21	64,3 / −5,13	—	—	—	—
0,10	−1,22 / 0,06	−1,00 / 0,10	−0,78 / 0,12	0,06 / 0,11	3,00 / −0,15	7,64 / −0,71	13,9 / −1,55	22,0 / −2,71	31,9 / −3,73	—	—	—
0,20	−1,50 / 0,20	−1,40 / 0,25	−1,25 / 0,30	−0,85 / 0,30	0,12 / −0,26	1,42 / 0,04	3,00 / −0,33	4,86 / −0,86	7,05 / −1,52	9,50 / −2,40	12,4 / −3,42	—
0,33	−2,00 / 0,37	−1,82 / 0,42	−1,69 / 0,45	−1,38 / 0,48	−0,66 / 0,50	−0,10 / 0,40	0,70 / 0,20	1,48 / −0,12	2,24 / −0,50	3,10 / −1,01	3,95 / −1,60	5,76 / −3,10
0,50	−3,00 / 1,30	−2,80 / 1,30	−2,60 / 1,30	−2,24 / 1,27	−1,50 / 1,20	−0,85 / 1,10	−0,24 / 0,90	0,30 / 0,61	0,79 / 0,22	1,26 / −0,20	1,60 / −0,68	2,18 / −1,52

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с$; $\alpha = 60°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-8

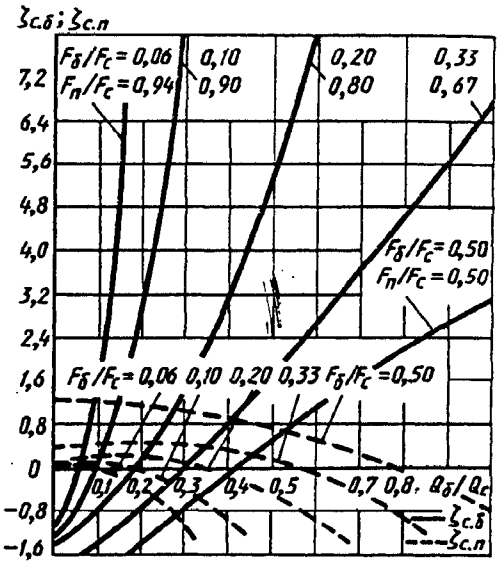


Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_б$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2$$



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right) - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

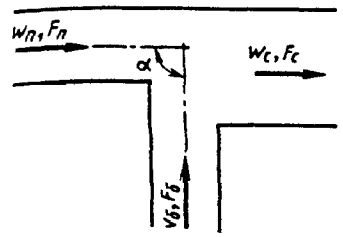
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left[\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\right]$$

$F_б/F_с$	$K_б$	$K_п$
0—0,2	0	0
0,33	0	0,10
0,50	0,10	0,25

Значения $\zeta_{с.б}$ (в числителе) и $\zeta_{с.п}$ (в знаменателе)

$F_б/F_с$	$Q_б/Q_с$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
0,06	−1,12 / 0,00	−0,72 / 0,05	−0,20 / 0,05	2,00 / −0,03	10,6 / −0,32	24,5 / −1,10	43,5 / −2,03	68,0 / −3,42	—	—	—	—
0,10	−1,22 / 0,01	−1,00 / 0,06	−0,68 / 0,09	0,10 / 0,10	3,18 / −0,03	8,01 / −0,38	14,6 / −0,96	23,0 / −1,75	33,1 / −2,75	—	—	—
0,20	−1,50 / 0,06	−1,25 / 0,10	−1,19 / 0,14	−0,83 / 0,19	0,20 / 0,20	1,52 / 0,09	3,30 / −0,14	5,40 / −0,50	7,80 / −0,95	10,5 / −1,50	13,7 / −2,20	—
0,33	−2,00 / 0,33	−1,81 / 0,39	−1,69 / 0,41	−1,37 / 0,45	−0,67 / 0,49	0,09 / 0,45	0,91 / 0,34	1,80 / 0,16	2,73 / −0,10	3,70 / −0,47	4,70 / −0,85	6,60 / −1,90
0,50	−3,00 / 1,25	−2,80 / 1,25	−2,60 / 1,25	−2,13 / 1,23	−1,38 / 1,17	−0,68 / 1,07	−0,02 / 0,90	0,60 / 0,75	1,18 / 0,48	1,72 / 0,22	2,22 / −0,05	3,10 / −0,78

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с$; $\alpha = 90°$ [7-31, 7-43]	Диаграмма 7-9

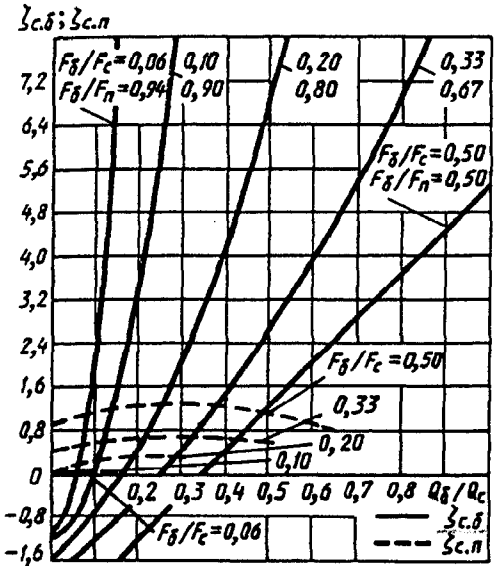


Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_б$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$



Проход

$$\zeta_{с.п} = \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} \equiv f(Q_б/Q_с)$ для различных $F_б/F_с$;

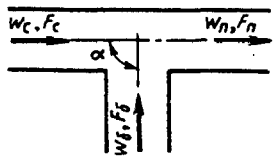
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left[\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\right].$$

$F_б/F_с$	$K_б$
0,06	0
0,10	0
0,20	0,10
0,33	0,20
0,50	0,25

Значения $\zeta_{с.б}$ (в числителе) и $\zeta_{с.п}$ (в знаменателе)

$\frac{F_б}{F_с}$	$Q_б/Q_с$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
0,06	$\frac{-1,12}{0,02}$	$\frac{-0,75}{0,05}$	$\frac{-0,20}{0,08}$	$\frac{2,06}{0,08}$	$\frac{11,2}{—}$	$\frac{25,0}{—}$	$\frac{46,2}{—}$	$\frac{72,5}{—}$	—	—	—	—
0,10	$\frac{-1,22}{0,04}$	$\frac{-1,00}{0,08}$	$\frac{-0,75}{0,10}$	$\frac{0,20}{0,20}$	$\frac{3,58}{—}$	$\frac{8,91}{—}$	$\frac{16,2}{—}$	$\frac{25,5}{—}$	$\frac{36,7}{—}$	—	—	—
0,20	$\frac{-1,40}{0,08}$	$\frac{-1,25}{0,12}$	$\frac{-1,10}{0,18}$	$\frac{-0,68}{0,25}$	$\frac{0,50}{0,34}$	$\frac{2,13}{0,32}$	$\frac{4,20}{—}$	$\frac{6,70}{—}$	$\frac{9,70}{—}$	$\frac{13,1}{—}$	$\frac{17,0}{—}$	—
0,33	$\frac{-1,80}{0,45}$	$\frac{-1,78}{0,50}$	$\frac{-1,50}{0,52}$	$\frac{-1,20}{0,59}$	$\frac{-0,45}{0,66}$	$\frac{0,56}{0,64}$	$\frac{1,59}{0,62}$	$\frac{2,70}{0,58}$	$\frac{4,05}{—}$	$\frac{5,42}{—}$	$\frac{6,93}{—}$	$\frac{10,4}{—}$
0,50	$\frac{-2,75}{1,00}$	$\frac{-2,55}{1,04}$	$\frac{-2,35}{1,06}$	$\frac{-1,96}{1,16}$	$\frac{-1,15}{1,25}$	$\frac{-0,35}{1,28}$	$\frac{0,42}{1,22}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{2,05}{0,88}$	$\frac{2,80}{0,70}$	$\frac{3,65}{—}$	$\frac{5,25}{—}$

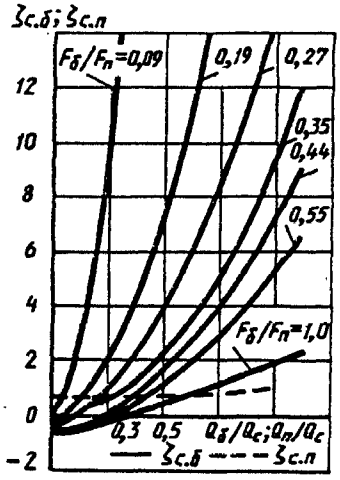
Тройник (вытяжной) из ковкого чугуна на резьбе типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 90°$ [7-13]	Диаграмма 7-10



Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ при различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{Q_б}{Q_с} \cdot \frac{F_с}{F_б}\right)^2$$



Проход

$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривую $\zeta_{с.п} = f(Q_п/Q_с)$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

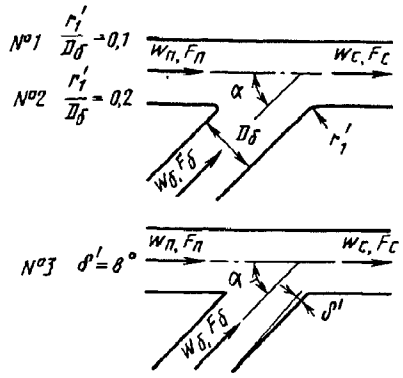
Значения $\zeta_{с.б}$

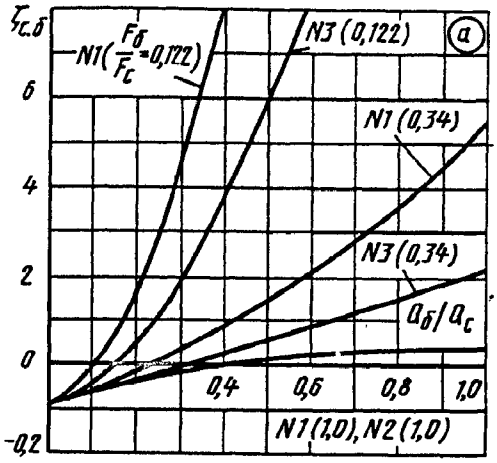
$F_б/F_с$	$Q_б/Q_с$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,09	−0,50	2,97	9,90	19,7	32,4	48,8	66,5	86,9	110	136
0,19	−0,53	0,53	2,14	4,23	7,30	11,4	15,6	20,3	25,8	31,8
0,27	−0,69	0	1,11	2,18	3,76	5,90	8,38	11,3	14,6	18,4
0,35	−0,65	−0,09	0,59	1,31	2,24	3,52	5,20	7,28	9,23	12,2
0,44	−0,80	−0,27	0,26	0,84	1,59	2,66	4,00	5,73	7,40	9,12
0,55	−0,88	−0,48	0	0,53	1,15	1,89	2,92	4,00	5,36	6,60
1,0	−0,65	−0,40	−0,24	0,10	0,50	0,83	1,13	1,47	1,86	2,30

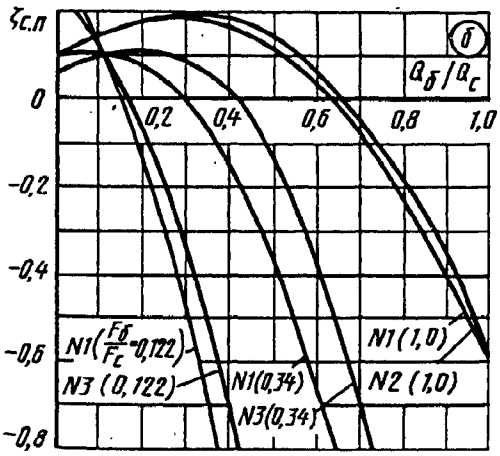
Значения $\zeta_{с.п}$

При всех $F_б/F_с$	0,70	0,64	0,60	0,65	0,75	0,85	0,92	0,96	0,99	1,00

Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 45°$ [7-66]	Диаграмма 7-11







Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ — см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ графика *а* для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{(Q_б/Q_с F_с/F_б)^2}$$

Значения $\zeta_{с.б}$

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r'_1/D_б = 0.1$)			№ 2 ($r'_1/D_б = 0,2$)	№ 3 ($\delta' = 8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,122	0,34	1,0	1,0	0,122	0,34
0,1	0,00	−0,47	−0,62	−0,62	−0,04	−0,58
0,3	4,30	+0,30	−0,17	−0,17	+1,80	0,000
0,6	19,5	2,10	+0,22	+0,22	0,50	0,90
1,0	53,7	5,40	0,30	0,38	22,5	2,10

Проход

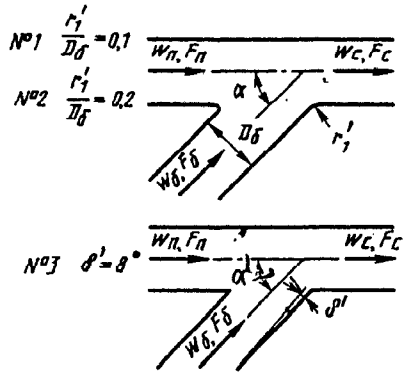
$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ — см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ графика *б* для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{(1 - Q_б/Q_с)^2}$$

Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r'_1/D_б = 0,1$)			№ 2 ($r'_1/D_б = 0,2$)	№ 3 ($\delta' = 8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	+0,10	0,10	0,14	0,14	0,10	0,10
0,3	−0,50	0,00	0,19	0,18	0,36	0,09
0,6	−3,20	−0,66	+0,06	0,08	2,20	0,40
1,0	−9,70	−2,90	−0,58	−0,61	−7,10	−1,95

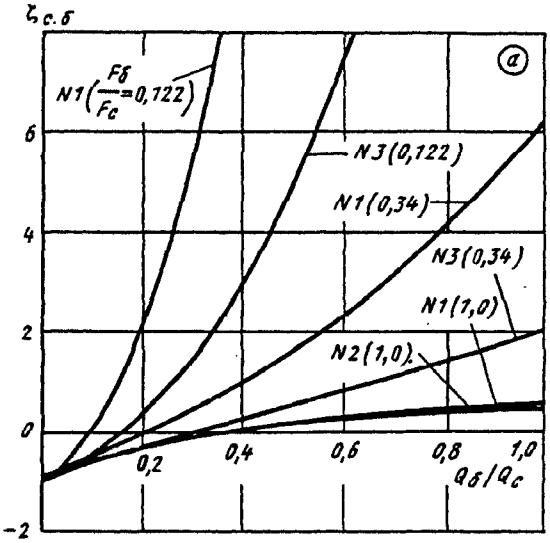
Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 60°$ [7-60]	Диаграмма 7-12



Боковое ответвление

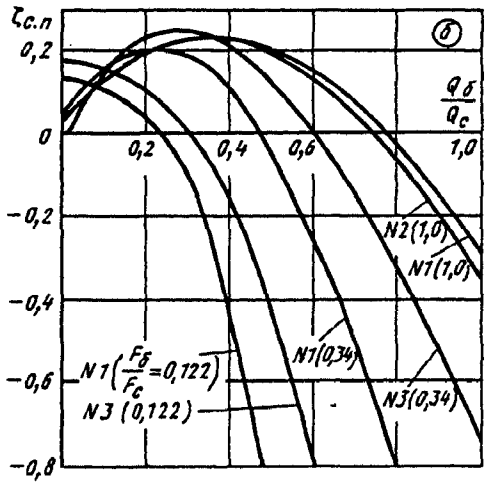
$\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ — см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ графика *а* для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{(Q_б/Q_с \cdot F_с/F_б)^2}.$$



Значения $\zeta_{с.б}$

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r_1'/D_б=0,1$)			№ 2 ($r_1'/D_б=0,2$)	№ 3 ($\delta'=8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	0,0	−0,43	−0,60	−0,60	−0,50	−0,56
0,3	5,5	+0,42	−0,14	−0,16	+1,40	0,00
0,6	21,9	2,30	+0,30	+0,26	7,50	0,87
1,0	60,0	6,18	0,53	0,50	21,1	2,00



Проход

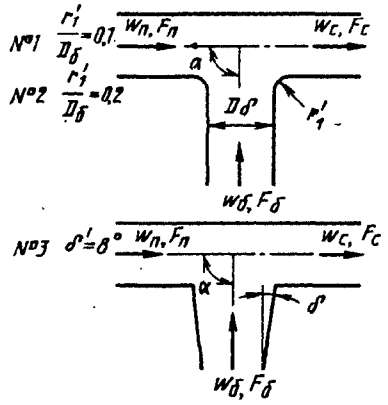
$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ — см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f(Q_б/Q_с)$ графика *б* для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{(1-Q_б/Q_с)^2}$$

Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r_1'/D_б=0,1$)			№ 2 ($r_1'/D_б=0,2$)	№ 3 ($\delta'=8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	+0,10	0,15	0,13	0,13	0,15	0,15
0,3	−0,10	+0,19	0,23	0,23	0,00	0,25
0,6	−1,45	−0,26	+0,14	+0,13	−0,78	0,00
1,0	−6,14	−1,65	−0,30	−0,35	−3,10	−0,75

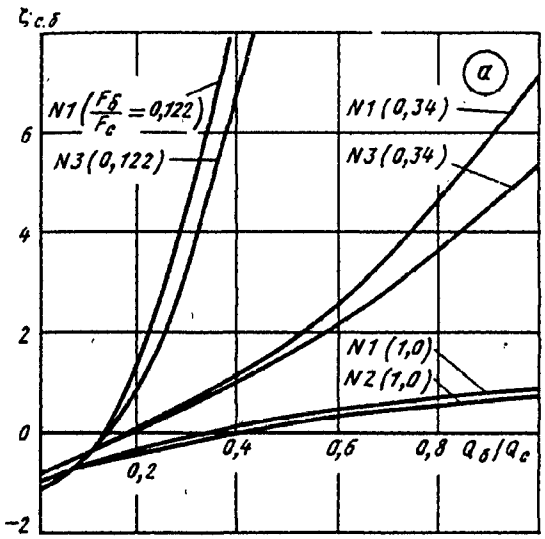
Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$; $\alpha=90°$ [7-78]	Диаграмма 7-13



Боковое ответвление

$\zeta_{с.б}\equiv\dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ — см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б}=f(Q_б/Q_с)$ графика *а* для различных $F_б/F_с$;

$$\zeta_б\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{с.б}}{(Q_б/Q_с\cdot F_с/F_б)^2}$$



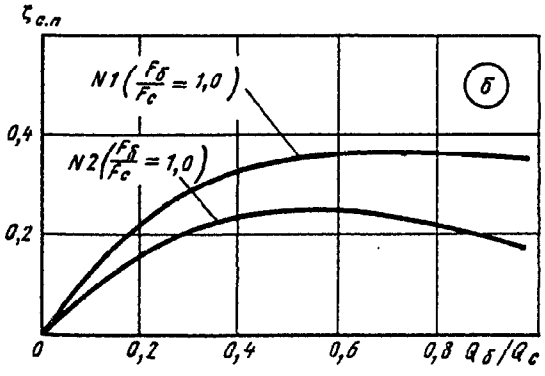
Значения $\zeta_{с.б}$

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r'_1/D_б=0,1$)			№ 2 ($r'_1/D_б=0,2$)	№ 3 ($\delta'=8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	−0,50	−0,36	−0,60	−0,64	−0,50	−0,43
0,3	+4,60	+0,54	−0,10	−0,15	+3,24	+0,49
0,6	23,6	2,62	+0,43	+0,31	19,2	2,20
1,0	—	7,11	0,87	0,71	62,0	5,38

Проход

$\zeta_{с.п}\equiv\dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ — см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б}=f(Q_б/Q_с)$ графика *б* для различных $F_б/F_с$;

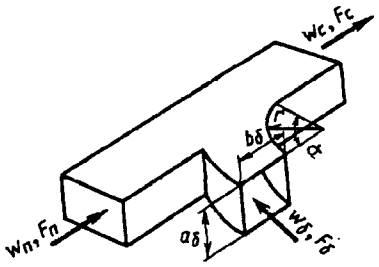
$$\zeta_п\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\zeta_{с.п}/(1-Q_б/Q_с)^2$$



Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r'_1/D_б=0,1$)	№ 2 ($r'_1/D_б=0,2$)
	$F_б/F_с$	
	1,0	1,0
0,1	0,12	0,08
0,3	0,29	0,21
0,6	0,36	0,25
1,0	0,35	0,17

Тройник (вытяжной, плавный $r/b_б = 1{,}0$) типа $F_б + F_п \geqslant F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha = 90°$ [7-44, 7-49]	Диаграмма 7-14



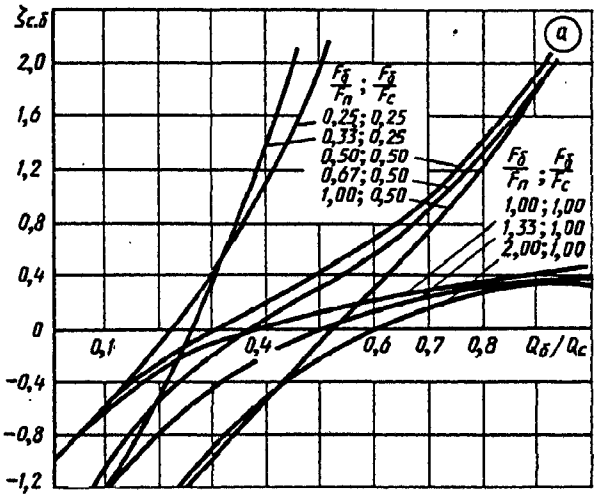
Боковое ответвление

$$\zeta_{с.\,б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = a_0 \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + b_1 \frac{Q_б}{Q_с} + c_1$$ см. таблицу и график *а*; a_0, b_1 и c_1 см. таблицу;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.\,б} \Big/ \left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2$$

Значения $\zeta_{с.\,б}$

$\frac{F_б}{F_п}\left(\frac{F_б}{F_с}\right)$	$Q_б/Q_с$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,25 (0,25)	−0,50	0	0,50	1,20	2,20	3,70	5,80	8,40	11,40
0,33 (0,25)	−1,20	−0,40	0,40	1,60	3,00	4,80	6,80	8,90	11,00
0,50 (0,50)	−0,50	−0,20	0	0,25	0,45	0,70	1,00	1,50	2,00
0,67 (0,50)	−1,00	−0,60	−0,20	0,10	0,30	0,60	1,00	1,45	2,00
1,00 (0,50)	−2,15	−1,45	−0,95	−0,50	0	0,40	0,80	1,30	1,90
1,00 (1,00)	−0,60	−0,30	−0,10	−0,04	0,13	0,21	0,29	0,36	0,42
1,33 (1,00)	−1,20	−0,80	−0,40	−0,20	0	0,16	0,24	0,32	0,38
2,00 (1,00)	−2,10	−1,40	−0,90	−0,50	−0,20	0	0,20	0,25	0,30



Проход

$$\zeta_{с.\,п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = a_2 \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + b_2 \frac{Q_б}{Q_с} + c_2$$ см. таблицу и график *б*; a_2, b_2 и c_2 см. таблицу;

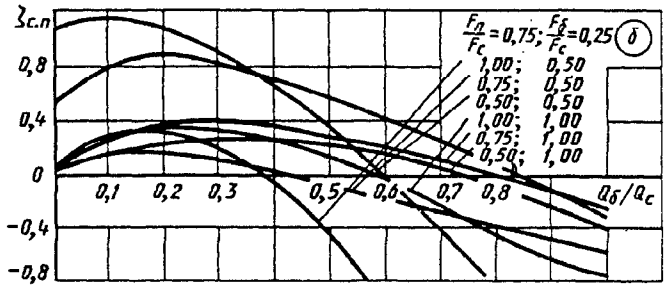
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.\,п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}.$$

Значения $\zeta_{с.\,п}$

$\frac{F_п}{F_с}\left(\frac{F_б}{F_с}\right)$	$Q_б/Q_с$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,75 (0,25)	0,30	0,30	0,20	−0,10	−0,45	−0,92	−1,45	−2,00	−2,60
1,00 (0,50)	0,17	0,16	0,10	0	−0,08	−0,18	−0,27	−0,37	−0,46
0,75 (0,50)	0,27	0,35	0,32	0,25	0,12	−0,03	−0,23	−0,42	−0,58
0,50 (0,50)	1,15	1,10	0,90	0,65	0,35	0	−0,40	−0,80	−1,30
1,00 (1,00)	0,18	0,24	0,27	0,26	0,23	0,18	0,10	0	−0,12
0,75 (1,00)	0,75	0,36	0,38	0,35	0,27	0,18	0,05	−0,08	−0,22
0,50 (1,00)	0,80	0,87	0,80	0,68	0,55	0,40	0,25	0,08	−0,10

Тройник (вытяжной, плавный $r/b_б=1{,}0$) типа $F_б+F_п \geqslant F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha=90°$ [7-44, 7-49]

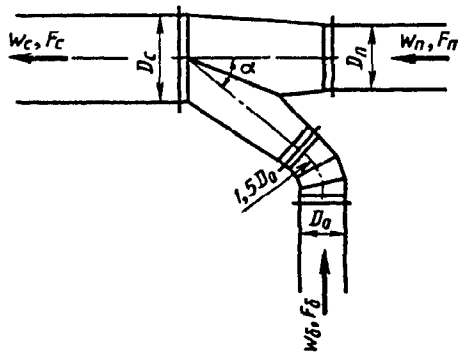
Диаграмма 7-14



$F_б/F_п$	$F_п/F_с$	$F_б/F_с$	a_0	b_1	c_1	a_2	b_2	c_2
0,25	1,00	0,25	19,82	−5,27	−0,03	−4,38	0,65	0,32
0,33	0,75	0,25	11,43	3,97	−1,76	−0,45	−0,39	0,22
0,50	1,00	0,50	1,96	1,04	−0,58	−1,70	0,57	0,25
0,67	0,75	0,50	1,96	1,64	−1,05	−2,68	0,42	1,23
1,00	0,50	0,50	−0,63	5,55	−2,65	−1,27	0,88	0,11
1,00	1,00	1,00	−1,55	2,88	−0,90	0,16	−1,30	0,84
1,33	0,75	1,00	−2,64	4,54	−1,60	−2,68	−0,42	1,23
2,00	0,50	1,00	−4,46	−7,41	−2,77			

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha=30°$ [7-21]

Диаграмма 7-15



Боковое ответвление при $\bar{f}_п=\dfrac{F_п}{F_с}\geqslant 0{,}5$:

$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=x_б-0{,}1/x_б-0{,}3+\beta_б,\ \text{где}$$

$$x_б=c_б\cdot\bar{f}_п^{\gamma}\cdot(4\bar{f}_б+0{,}024/\bar{f}_б)^{\sigma};$$

$$\gamma=\frac{0{,}2-c_б}{c_б^{1{,}2}+0{,}5};\quad \sigma=\frac{\bar{f}_б-c_б+0{,}3}{c_б^{0{,}8}+2{,}2\bar{f}_б};$$

$$c_б=\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2\bar{f}_п=\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2\frac{F_п}{F_с};\quad \bar{f}_б=\frac{F_б}{F_с};$$

$$\beta_б=\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2[0{,}95\exp(-15(\bar{f}_б-0{,}38)^2)-0{,}5]$$

Проход при $c_п\bar{f}_п=\left(\dfrac{Q_п}{Q_с}\right)^2\dfrac{\bar{f}_б}{\bar{f}_п}\leqslant 0{,}5$:

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_0^2/2}=\frac{0{,}4-0{,}13\ x_п^{-0{,}5}}{\bar{f}_п^{\tau}}-\beta_п;\quad \tau=\frac{x_п-0{,}02}{x_п^3+0{,}11};\quad x_п=c_п\cdot\bar{f}_п\cdot(2\bar{f}_б)^{\psi};\quad \psi=\frac{0{,}12-c_п\bar{f}_п}{0{,}02+c_п\bar{f}_п};\quad \beta_п=\frac{1-\bar{f}_п}{1+10\bar{f}_п^5};$$

$$\zeta_б\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{с.б}}{\left(\dfrac{Q_б}{Q_с}\cdot\dfrac{F_с}{F_б}\right)^2};\quad \zeta_п\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\dfrac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\dfrac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha = 30°$ [7-21]	**Диаграмма 7-15**

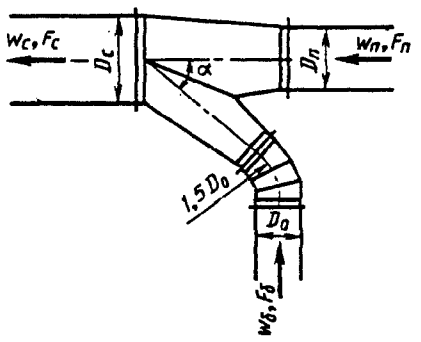
Значения $\zeta_б$ (в числителе) и $\zeta_п$ (в знаменателе)

$F_б/F_с$	$\bar{f}_п = F_п/F_с = 1{,}0$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$Q_б/Q_с$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,80	−0,21 / 0,33	−1,02 / 0,35	−3,65 / 0,32	—	—	—	−0,05 / 0,10	−0,45 / 0,27	−1,49 / 0,33	−4,76 / 0,32	—	—
0,63	0,32 / 0,26	−0,04 / 0,31	−1,29 / 0,30	−7,40 / 0,28	—	—	0,38 / −0,03	0,21 / 0,21	−0,27 / 0,30	−1,83 / 0,31	−9,46 / 0,28	—
0,50	0,79 / 0,13	0,63 / 0,26	0,02 / 0,28	−2,97 / 0,27	—	—	0,80 / −0,24	0,74 / 0,12	0,51 / 0,25	−0,25 / 0,28	−3,94 / 0,27	—
0,40	1,03 / −0,08	0,95 / 0,17	0,65 / 0,24	−0,88 / 0,25	−21,44 / 0,23	—	1,02 / −0,55	0,99 / −0,01	0,89 / 0,18	0,50 / 0,24	−1,37 / 0,25	—
0,32	1,07 / −0,47	1,04 / 0,04	0,87 / 0,18	0,08 / 0,21	−10,19 / 0,21	—	1,05 / −1,02	1,04 / −0,20	0,98 / 0,08	0,78 / 0,19	−0,19 / 0,22	−13,05 / 0,22
0,25	1,07 / −1,05	1,04 / −0,21	0,94 / 0,06	0,52 / 0,15	−4,32 / 0,18	—	—	1,01 / −0,51	0,98 / −0,07	0,85 / 0,10	0,35 / 0,17	−5,58 / 0,19
0,20	—	1,09 / −0,60	0,99 / −0,11	0,71 / 0,07	−1,75 / 0,14	—	—	—	1,00 / −0,26	0,90 / −0,01	0,58 / 0,10	−2,42 / 0,19
0,16	—	—	1,12 / −0,39	0,88 / −0,06	−0,51 / 0,06	−14,68 / 0,09	—	—	1,11 / −0,55	1,00 / −0,15	0,75 / 0,01	−0,86 / 0,09
0,125	—	—	1,38 / −0,95	1,12 / −0,32	0,25 / −0,07	−5,92 / 0	—	—	—	1,21 / −0,39	0,97 / −0,12	0,01 / 0,01
0,10	—	—	—	1,35 / −0,75	0,66 / −0,28	−2,33 / −0,15	—	—	—	—	—	—

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha = 30^{\circ}$ [7-21] | **Диаграмма 7-15**

$F_б/F_с$	$\bar{f}_п = 0{,}63$					$\bar{f}_п = 0{,}5$			
	$Q_б/Q_с$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,80	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,63	0,38 / −0,86	0,28 / −0,14	0,04 / 0,16	−0,58 / 0,30	−2,53 / 0,30	—	—	—	—
0,50	0,79 / −1,21	0,76 / −0,28	0,65 / 0,08	0,35 / 0,25	−0,61 / 0,29	0,74 / −1,20	0,68 / −0,32	0,53 / 0,12	0,15 / 0,31
0,40	—	0,98 / −0,47	0,94 / −0,04	0,79 / 0,18	0,29 / 0,26	0,96 / −1,48	0,94 / −1,47	0,86 / 0	0,66 / 0,26
0,32	—	1,01 / −0,71	0,99 / −0,17	0,91 / 0,09	0,64 / 0,21	—	—	—	—
0,25	—	—	0,95 / −0,35	0,90 / −0,04	0,75 / 0,12	—	—	—	—
0,20	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,16	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,125	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,10	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Тройник нормализованной конструкции (вытяжной); $\alpha = 45^\circ$ [7-21]	Диаграмма 7-16



Боковое ответвление при $\bar{f}_п = \dfrac{F_п}{F_c} \geqslant 0{,}5$

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2} = x_б - 0{,}1/x_б - 0{,}3,$$

где $x_б$ см. диаграмму 7-15.

Проход при $c_п \bar{f}_п = \left(\dfrac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \dfrac{\bar{f}_б}{\bar{f}_п} \leqslant 0{,}5$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = \frac{0{,}4 - 0{,}13 x_п^{-0.5}}{\bar{f}_п^{\tau}};$$

$x_п$ и τ см. диаграмму 7-15;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\dfrac{Q_б}{Q_c}\cdot\dfrac{F_c}{F_б}\right)^2}; \quad \zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \dfrac{Q_б}{Q_c}\right)^2 \left(\dfrac{F_c}{F_п}\right)^2}$$

Значения $\zeta_б$ (в числителе) и $\zeta_п$ (в знаменателе)

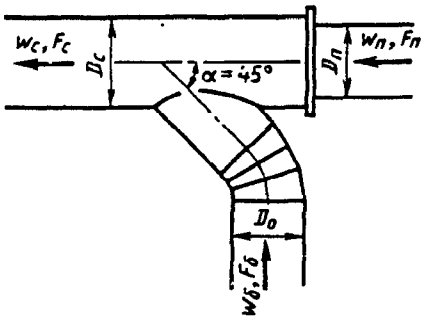
$F_б/F_c$	$\bar{f}_п = F_п/F_c = 1{,}0$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$Q_б/Q_c$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,8	0,23 / 0,33	−0,58 / 0,35	−3,21 / 0,32	–	–	–	0,39 / 0,29	−0,01 / 0,39	−1,05 / 0,41	−4,32 / 0,38	–	–
0,63	0,45 / 0,26	0,09 / 0,31	−1,16 / 0,30	−7,27 / 0,28	–	–	0,51 / 0,16	0,34 / 0,33	−0,14 / 0,38	−1,70 / 0,37	−9,33 / 0,33	–
0,50	0,53 / 0,13	0,37 / 0,26	−0,24 / 0,28	−3,23 / 0,27	–	–	0,54 / −0,05	0,48 / 0,24	0,25 / 0,33	−0,51 / 0,34	−4,20 / 0,32	–
0,40	0,59 / −0,08	0,51 / 0,17	0,21 / 0,24	−1,32 / 0,25	−21,88 / 0,23	–	0,58 / −0,36	0,55 / 0,11	0,45 / 0,26	0,06 / 0,30	−1,81 / 0,30	–
0,32	0,67 / −0,41	0,64 / 0,04	0,47 / 0,18	−0,32 / 0,21	−10,59 / 0,21	–	0,65 / −0,83	0,64 / −0,08	0,58 / 0,16	0,38 / 0,25	−0,59 / 0,27	−13,45 / 0,26
0,25	0,83 / −1,05	0,80 / −0,21	0,70 / 0,06	0,28 / 0,15	−4,56 / 0,18	–	–	0,77 / −0,39	0,74 / 0,01	0,61 / 0,16	0,11 / 0,22	−5,82 / 0,23
0,20	–	1,01 / −0,60	0,91 / −0,11	0,63 / 0,08	−1,87 / 0,14	–	–	–	0,92 / −0,18	0,82 / 0,05	0,50 / 0,15	−2,50 / 0,19
0,16	–	–	1,17 / −0,39	0,93 / −0,06	−0,46 / 0,06	−14,63 / 0,09	–	–	1,16 / −0,47	1,05 / −0,09	0,80 / 0,06	−0,81 / 0,13

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha = 45°$ [7-21]	**Диаграмма 7-16**

$F_б/F_c$	$\bar{f}_п = F_п/F_c = 1{,}0$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$Q_б/Q_c$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,10	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,125	–	–	1,52 / −0,95	1,26 / −0,32	0,39 / −0,07	−5,78 / 0,00	–	–	–	1,35 / −0,33	1,11 / −0,07	0,15 / 0,05
0,10	–	–	–	1,56 / −0,75	0,87 / −0,28	−2,12 / −0,15	–	–	–	–	–	–

$F_б/F_c$	$\bar{f}_п = 0{,}63$					$\bar{f}_п = 0{,}5$			
	$Q_б/Q_c$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,51 / −0,12	0,41 / 0,28	0,17 / 0,43	−0,45 / 0,48	−2,40 / 0,44	–	–	–	–
0,50	0,53 / −0,47	0,50 / 0,14	0,39 / 0,35	0,09 / 0,43	−0,87 / 0,43	0,48 / −0,14	0,42 / 0,27	0,27 / 0,50	−0,11 / 0,57
0,40	–	0,54 / −0,05	0,50 / 0,23	0,35 / 0,36	−0,15 / 0,40	0,52 / −0,42	0,50 / 0,12	0,42 / 0,38	0,22 / 0,52
0,32	–	0,61 / −0,29	0,59 / 0,10	0,51 / 0,27	0,24 / 0,35	–	–	–	–
0,25	–	–	0,71 / −0,08	0,66 / 0,14	0,51 / 0,26	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Тройник индустриальной конструкции (вытяжной); $\alpha \leqslant 45°$ [7-21]	Диаграмма 7-17



Боковое ответвление при $\bar{f}_п = \dfrac{F_п}{F_c} \geqslant 0{,}5$

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2} = x_б - 0{,}1/x_б - 0{,}1,$$

где $x_б = c_б \cdot \bar{f}_п^{\gamma} \cdot (5\bar{f}_б)^{\sigma}$; $\gamma = \dfrac{0{,}8 - c_б}{0{,}86c_б + 0{,}2}$; $\sigma = \dfrac{0{,}8 - c_б}{c_б^{1{,}5} + 0{,}6}$;

$$c_б = \left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2 \bar{f}_п = \left(\frac{Q_б}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_б}\right)^2 \frac{F_п}{F_c};\ \bar{f}_б = \frac{F_б}{F_c}.$$

Проход при $c_п \bar{f}_п = \left(\dfrac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \dfrac{\bar{f}_б}{\bar{f}_п} \leqslant 0{,}5$ $\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = \dfrac{0{,}4 - 0{,}13x_п^{-0.5}}{\bar{f}_п^{\tau}}$; $\tau = \dfrac{x_п - 0{,}02}{x_п^3 + 0{,}11}$; $x_п = c_п \bar{f}_п (2\bar{f}_б)^{\psi}$;

$$\psi = \frac{0{,}12 - c_п\bar{f}_п}{0{,}02 + c_п\bar{f}_п};\ \zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{Q_б}{Q_c}\frac{F_c}{F_б}\right)^2;\ \zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left[\left(1 - \frac{Q_б}{Q_c}\right)^2 \left(\frac{F_c}{F_п}\right)^2\right]$$

Значения $\zeta_б$ (в числителе) и $\zeta_п$ (в знаменателе)

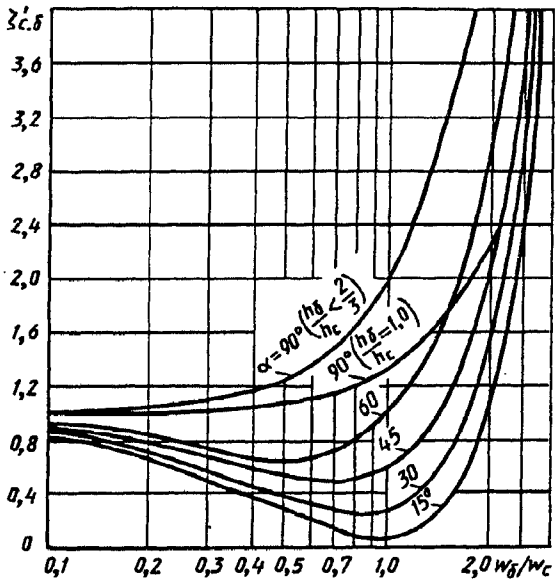
$F_б/F_c$	$\bar{f}_п = F_п/F_c = 1{,}0$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$Q_б/Q_c$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,8	1,17 0,33	1,45 0,35	1,16 0,32	—	—	—	0,66 0,29	0,61 0,39	0,19 0,41	−1,86 0,38	—	—
0,63	0,79 0,26	0,98 0,31	0,85 0,31	−1,47 0,28	—	—	0,58 0,16	0,55 0,33	0,37 0,38	−1,61 0,37	−7,00 0,33	—
0,50	0,70 0,13	0,74 0,26	0,69 0,28	−0,52 0,27	—	—	0,61 −0,05	0,58 0,24	0,47 0,33	−0,01 0,34	−3,26 0,32	—
0,40	0,75 −0,08	0,73 0,17	0,67 0,24	−0,01 0,25	−13,64 0,23	—	0,70 −0,36	0,65 0,11	0,58 0,26	0,31 0,30	−1,37 0,30	—
0,32	0,84 −0,41	0,81 0,04	0,74 0,18	0,32 0,21	−7,26 0,21	—	0,81 −0,83	0,77 −0,08	0,70 0,16	0,52 0,25	0,36 0,27	−17,56 0,26
0,25	0,95 −1,05	0,93 −0,21	0,87 0,06	0,61 0,15	−3,34 0,18	—	—	0,91 −0,39	0,85 0,01	0,72 0,16	0,24 0,22	−7,70 0,23
0,20	—	1,04 −0,60	1,00 −0,11	0,83 0,07	−1,37 0,14	—	—	—	1,00 −0,18	0,90 0,05	0,58 0,15	−3,28 0,19
0,16	—	—	1,13 −0,39	1,03 −0,08	−0,23 0,06	−16,86 0,09	—	—	1,12 −0,47	1,07 −0,09	0,84 0,06	−1,10 0,13
0,125	—	—	1,23 −0,95	1,23 −0,32	0,49 −0,07	−7,42 0	—	—	—	1,22 −0,33	1,11 −0,07	0,03 0,05
0,10	—	—	—	1,36 −0,75	0,83 −0,28	−3,00 −0,15	—	—	—	—	—	—

Продолжение

Тройник иидустриальной конструкции (вытяжиой); $\alpha \leqslant 45^\circ$ [7-21]	**Диаграмма 7-17**

$F_б/F_с$	$\bar{f}_п=0,63$					$\bar{f}_п=0,5$			
	$Q_б/Q_с$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,8	0,5	0,4
0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,63	0,45 / −0,12	0,38 / 0,28	0,19 / 0,43	−0,40 / 0,48	−2,80 / 0,44	—	—	—	—
0,50	0,54 / −0,47	0,45 / 0,14	0,38 / 0,35	0,09 / 0,43	−1,02 / 0,43	0,42 / −0,14	0,32 / 0,27	0,13 / 0,50	−0,39 / 0,57
0,40	—	0,60 / −0,05	0,52 / 0,23	0,35 / 0,36	−0,19 / 0,40	0,55 / −0,42	0,47 / 0,12	0,35 / 0,38	0,08 / 0,52
0,32	—	0,74 / −0,29	0,66 / 0,10	0,53 / 0,27	0,21 / 0,35	—	—	—	—
0,25	—	—	0,84 / −0,08	0,73 / 0,14	0,52 / 0,26	—	—	—	—
0,20	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,16	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,125	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,10	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 0 \div 90°$ **Боковое ответвление** [7-28]	**Диаграмма 7-18**



1. $0 < \alpha < 60°$ и $\alpha = 90°$ при $h_б/h_с \leqslant 2/3$;

$h_б$ — высота сечения бокового ответвления; $h_с$ — высота сечения сборного рукава.

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A'\left[1 + \left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2 - 2\frac{w_б}{w_с}\cos\alpha\right] = A'\zeta'_{с.б},$$

где A' см. п. 15 параграфа 7-1; при $\alpha = 90°$ принять $A' = 1{,}0$.

2. $\alpha = 90°$ и $h_б/h_с = 1{,}0$ (до $w_б/w_с \approx 2{,}0$):

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = \zeta'_{с.б}\left[1 + 0{,}3\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2\right],$$

где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б} = f(w_б/w_с)$ при различных α;

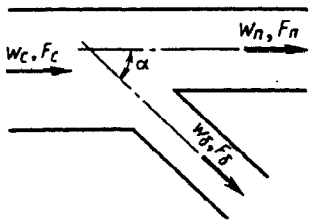
$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2;$$

$$\frac{w_б}{w_с} = \frac{Q_б}{Q_с} \cdot \frac{F_с}{F_б}$$

Значения $\zeta'_{с.б}$

$\frac{w_б}{w_с}$	$\alpha°$				$\alpha' = 90°$	
	15	30	45	60	$h_б/h_с \leqslant 2/3$	$h_б/h_с = 1{,}0$
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,1	0,82	0,84	0,87	0,91	1,01	1,0
0,2	0,65	0,70	0,75	0,84	1,04	1,01
0,4	0,38	0,46	0,60	0,76	1,16	1,05
0,6	0,20	0,31	0,50	0,65	1,35	1,11
0,8	0,09	0,25	0,51	0,80	1,64	1,19
1,0	0,07	0,27	0,58	1,00	2,00	1,30
1,2	0,12	0,36	0,74	1,23	2,44	1,43
1,4	0,24	0,70	0,98	1,54	2,96	1,59
1,6	0,46	0,80	1,30	1,98	3,54	1,77
2,0	1,10	1,52	2,16	3,00	4,60	2,20
2,6	2,75	3,23	4,10	5,15	7,76	—
3,0	7,20	7,40	7,80	8,10	9,00	—
4,0	14,1	14,2	14,8	15,0	16,0	
5,0	23,2	23,5	23,8	24,0	25,0	—
6,0	34,2	34,5	35,0	35,0	36,0	—
8,0	62,0	62,7	63,0	63,0	64,0	—
10	98,0	98,3	98,6	99,0	100	—

Тройник (приточный) типа $F_б+F_п=F_с$; $\alpha=0\div90$. Боковое ответвление [7-28]	Диаграмма 7-19



$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2-2\frac{w_б}{w_с}\cos\alpha-K'_б\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2$$

α°	15	30	45	60	90
$K'_б$	0,04	0,16	0,36	0,64	1,00

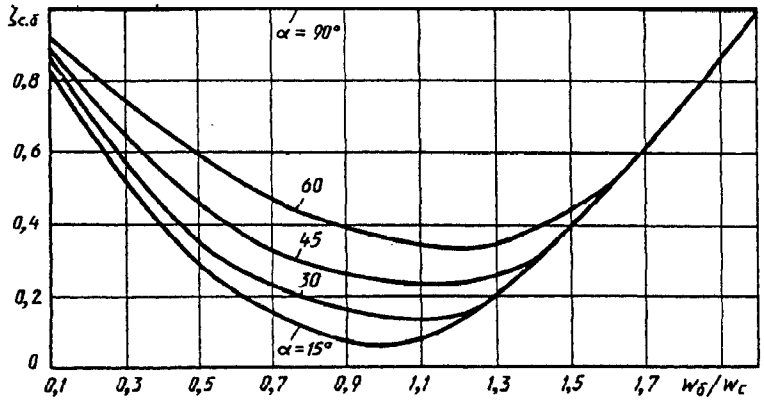
$$\zeta_б\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{с.б}}{(w_б/w_с)^2};$$

$$\frac{w_б}{w_с}=\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}$$

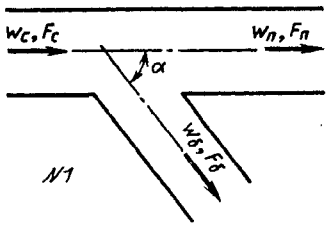
$\zeta_{с.б}\equiv f(w_б/w_с)$ при различных α см. также таблицу и график

Значения $\zeta_{с.б}$

α°	$w_б/w_с$												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
15	0,81	0,65	0,51	0,38	0,28	0,20	0,11	0,06	0,14	0,30	0,51	0,76	1,00
30	0,84	0,69	0,56	0,44	0,34	0,26	0,19	0,15	0,15	0,30	0,51	0,76	1,00
45	0,87	0,74	0,63	0,54	0,45	0,38	0,29	0,24	0,23	0,30	0,51	0,76	1,00
60	0,90	0,82	0,79	0,66	0,59	0,53	0,43	0,36	0,33	0,39	0,51	0,76	1,00
90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00



Тройник (приточный) типа $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$ (№ 1) и $F_б+F_п=F_с$ (№ 2). $\alpha=0\div90^\circ$. Проход [7-8, 7-28]	Диаграмма 7-20

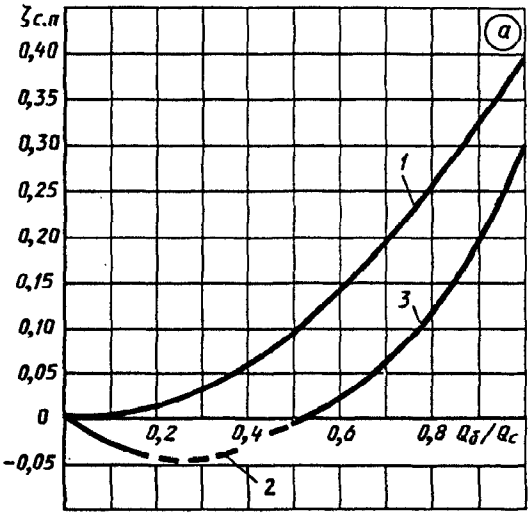


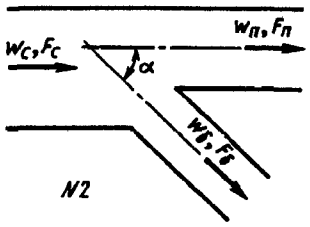
№ 1. $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2}=\tau_п(Q_б/Q_с)^2,$$

где $\tau_п$ см. таблицу; $\zeta_{с.п}$ см. также табл. 1 и график *а*

Тройник (приточный) типа $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$ (№ 1) **и** $F_б+F_п=F_с$ (№ 2). $\alpha=0\div90°$. **Проход** [7-8, 7-28]	**Диаграмма 7-20**





№ 2. $F_б+F_п=F_с\gtrless1{,}0$

$\zeta_{с.п}\equiv\dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и график *б*;

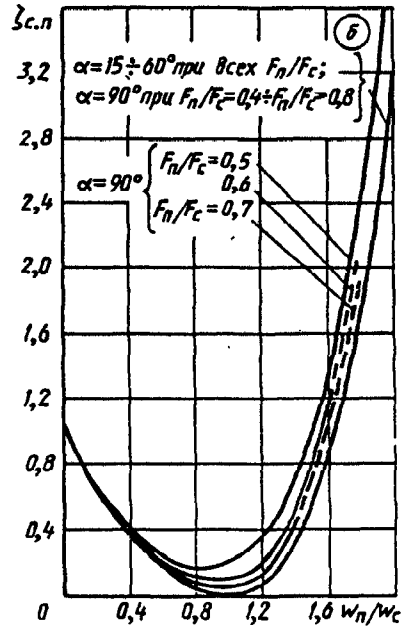
$\zeta_п\equiv\dfrac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\dfrac{\zeta_{с.п}}{(w_п/w_с)^2}$;

$\dfrac{w_п}{w_с}=\dfrac{Q_п}{Q_с}\cdot\dfrac{F_с}{F_п}$

$F_б/F_с$	$\leqslant0{,}4$	$>0{,}4$	
$Q_б/Q_с$	$0\div1{,}0$	$\leqslant0{,}5$	$>0{,}5$
$\tau_п$	0,4	$2(2Q_б/Q_с-1)$	$0{,}3(2Q_б/Q_с-1)$

1. Значения $\zeta_{с.п}$

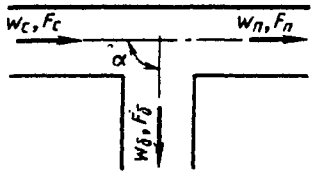
$Q_б/Q_с$										
0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1. $F_б/F_с\leqslant0{,}4$; $Q_б/Q_с=0\div1{,}0$										
0	0,004	0,016	0,036	0,064	0,100	0,144	0,196	0,256	0,324	0,40
2. $F_б/F_с>0{,}4$; $Q_б/Q_с\leqslant0{,}5$										
0	−0,016	−0,048	−0,072	−0,064	0	—	—	—	—	—
3. $F_б/F_с>0{,}4$; $Q_б/Q_с>0{,}5$										
—	—	—	—	—	0	0.021	0,059	0,115	0,194	0,30



2. Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{w_п}{w_с}$	α					
	15—60°	90°				
	$F_п/F_с$					
	0—1,0	0—0,4	0,5	0,6	0,7	$\geqslant0{,}8$
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
0,2	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
0,3	0,50	0,50	0,52	0,52	0,50	0,50
0,4	0,36	0,36	0,40	0,38	0,37	0,36
0,5	0,25	0,25	0,30	0,28	0,27	0,25
0,6	0,16	0,16	0,23	0,20	0,18	0,16
0,8	0,04	0,04	0,17	0,10	0,07	0,04
1,0	0,00	0,00	0,20	0,10	0,05	0,00
1,2	0,07	0,07	0,36	0,21	0,14	0,07
1,4	0,39	0,39	0,79	0,59	0,39	—
1,6	0,90	0,90	1,40	1,16	—	—
1,8	1,78	1,78	2,44	—	—	—
2,0	3,20	3,20	4,00	—	—	—

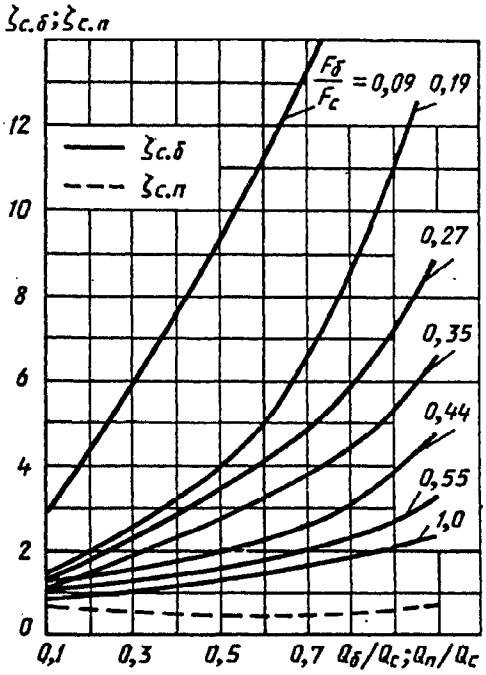
Тройник (приточный) типа $F_б + F_с > F_с$; $F_п = F_с$ из ковкого чугуна на резьбе; $\alpha = 90°$ [7-13]	Диаграмма 7-21



Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ при различных $F_б/F_п$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{Q_б F_с}{Q_с F_б}\right)^2$$



Проход

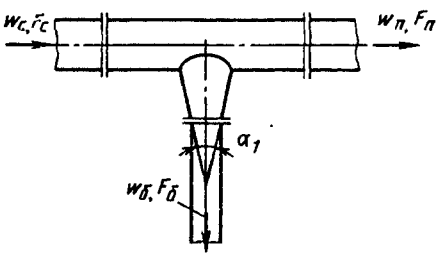
$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривую $\zeta_{с.п} = f\left(\dfrac{Q_п}{Q_с}\right)$ при всех $F_б/F_с$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

Значения $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$

$F_б/F_с$	$Q_б/Q_с$ для $\zeta_{с.б}$; $Q_п/Q_с$ для $\zeta_{с.п}$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$										
0,09	2,80	4,50	6,00	7,88	9,40	11,1	13,0	15,8	20,0	24,7
0,19	1,41	2,00	2,50	3,20	3,97	4,95	6,50	8,45	10,8	13,3
0,27	1,37	1,81	2,30	2,83	3,40	4,07	4,80	6,00	7,18	8,90
0,35	1,10	1,54	1,90	2,35	2,73	3,22	3,80	4,32	5,28	6,53
0,44	1,22	1,45	1,67	1,89	2,11	2,38	2,58	3,04	3,84	4,75
0,55	1,09	1,20	1,40	1,59	1,65	1,77	1,94	2,20	2,68	3,30
1,00	0,90	1,00	1,13	1,20	1,40	1,50	1,60	1,80	2,06	2,30
Значения $\zeta_{с.п}$										
При всех $F_б/F_с$	0,70	0,64	0,60	0,57	0,55	0,51	0,49	0,55	0,62	0,70

Тройник (приточный); $\alpha = 90°$; ответвления конические ($\alpha_1 = \text{var}$); $\text{Re} = \frac{w_c D_c}{\nu} > 10^4$; материал — кровельная сталь (грубое исполнение) [7-35]	Диаграмма 7-22

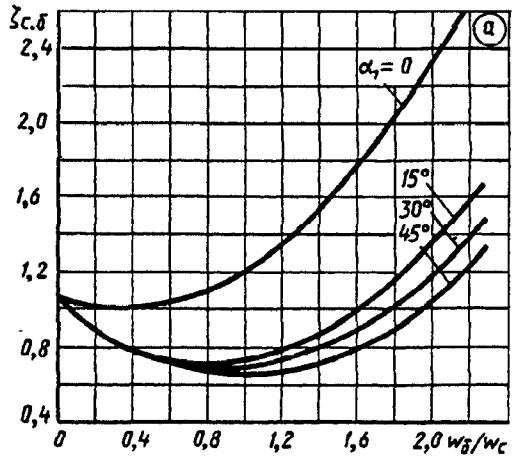


Боковое ответвление $F_б/F_c = 0{,}67$;

$\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2}$ см. таблицу и график *а*

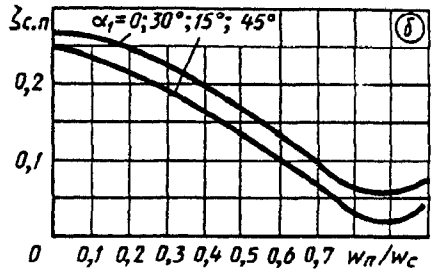
Значения $\zeta_{с.б}$ **(график** *а***)**

$\alpha°_1$	$w_б/w_c$									
	0	0,2	0,4	0,6	1,0	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
0	1,08	1,01	1,0	1,02	1,22	1,57	1,8	2,05	2,45	2,8
15	1,05	0,90	0,77	0,70	0,75	0,90	1,0	1,2	1,4	1,6
30	1,05	0,90	0,77	0,70	0,70	0,80	0,90	1,02	1,20	1,4
45	1,05	0,90	0,77	0,70	0,68	0,70	0,80	0,90	1,05	1,25



Проход $F_п/F_c = 1{,}0$; $F_б/F_c = 0{,}67$:

$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2}$ см. таблицу и график *б*

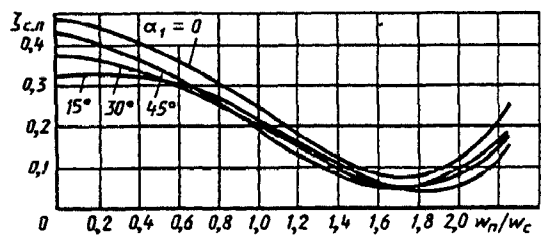


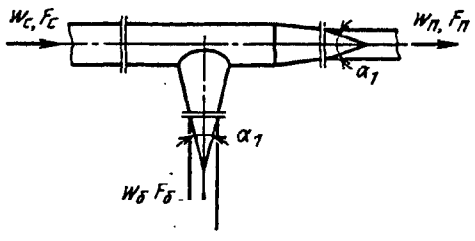
Значения $\zeta_{с.п}$ **(график** *б***)**

$\alpha°_1$	$w_п/w_c$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,30	0,272	0,263	0,250	0,225	0,200	0,163	0,125	0,100	0,063	0,050	0,082
15,45	0,243	0,236	0,215	0,185	0,160	0,135	0,100	0,060	0,032	0,065	0,050

Проход $F_п/F_c = 0{,}67$; $F_б/F_c = 0{,}67$

$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2}$ см. таблицу и график *в*



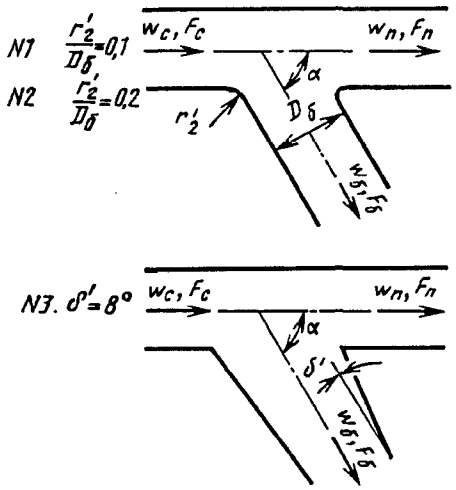


Тройник (приточный); $\alpha = 90°$; ответвления конические ($\alpha_1 = \text{var}$); $\text{Re} = \frac{w_c D_c}{\nu} > 10^4$; материал — кровельная сталь (грубое исполнение) [7-35]	**Диаграмма 7-22**

Значения $\zeta_{с.п}$ (график *в*)

$\alpha°_1$	$w_п/w_с$											
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
0	0,467	0,445	0,400	0,361	0,310	0,275	0,175	0,125	0,080	0,075	0,125	0,212
15	0,325	0,325	0,325	0,300	0,260	0,220	0,167	0,09	0,067	0,050	0,050	0,125
30	0,375	0,367	0,333	0,300	0,250	0,200	0,150	0,10	0,067	0,06	0,075	0,150
45	0,425	0,400	0,355	0,325	0,250	0,190	0,133	0,10	0,05	0,006	0,075	0,15

Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$ улучшенной формы [7-60, 7-66, 7-78, 7-14]	**Диаграмма 7-23**

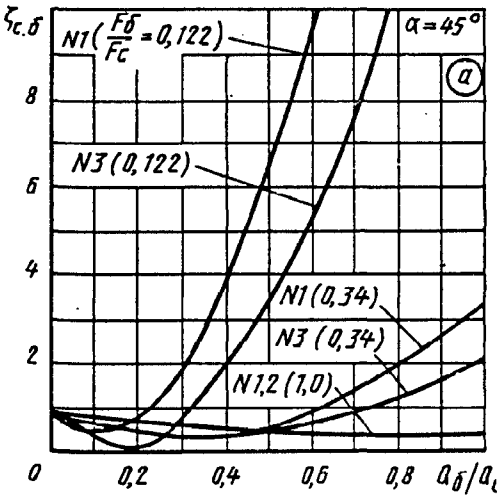


Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицы и кривые

$\zeta_{с.б} = f(Q_б/Q_с)$ графиков *а*, *б*, *в*;

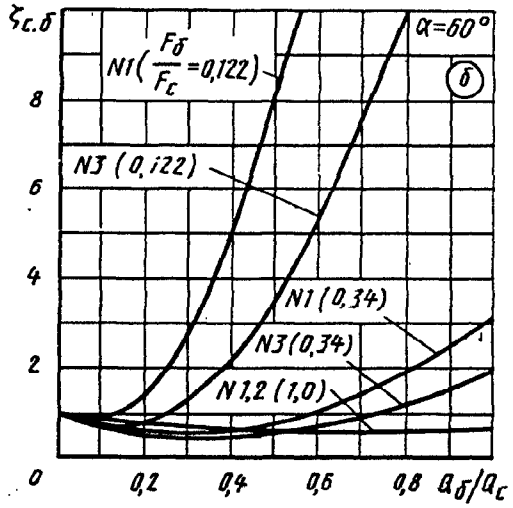
$\zeta_б \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \dfrac{\zeta_{с.б}}{(Q_б/Q_с \cdot F_с/F_б)^2}$



Значения $\zeta_{с.б}$ ($\alpha = 45°$)

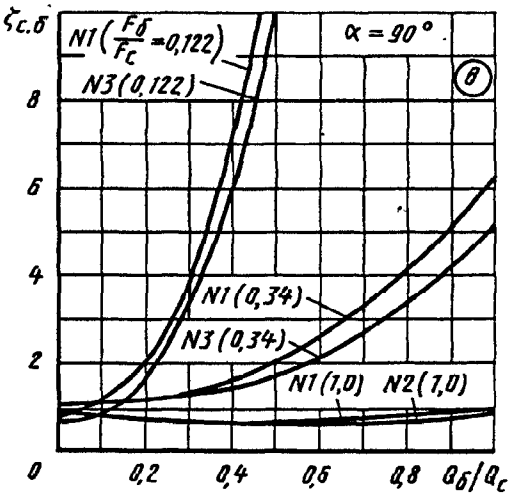
$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r'_2/D_б = 0,1$)			№ 2 ($r'_2/D_б = 0,2$)	№ 3 ($\delta' = 8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	0,4	0,62	0,77	0,77	0,4	0,62
0,3	1,9	0,35	0,56	0,56	0,9	0,35
0,6	9,6	0,90	0,32	0,32	5,4	0,60
1,0	30,6	3,35	0,32	0,32	17,4	2,00

Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$ улучшенной формы [7-60, 7-66, 7-78, 7-14]	Диаграмма 7-23



Значения $\zeta_{с.\,б}$ ($\alpha = 60°$)

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r'_2/D_б = 0{,}1$)			№ 2 ($r'_2/D_б = 0{,}2$)	№ 3 ($\delta' = 8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	0,9	0,77	0,84	0,84	0,7	0,67
0,3	2,7	0,60	0,67	0,67	1,3	0,44
0,6	12,0	1,10	0,53	0,53	5,4	0,68
1,0	36,7	3,16	0,62	0,62	16,6	1,85

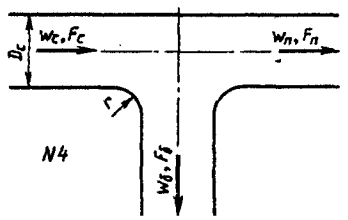


Значения $\zeta_{с.\,б}$ ($\alpha = 90°$)

$Q_б/Q_с$	№ 1 ($r'_2/D_б = 0{,}1$)			№ 2 ($r'_2/D_б = 0{,}2$)	№ 3 ($\delta' = 8°$)	
	$F_б/F_с$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	1,2	1,15	0,85	0,85	0,9	1,10
0,3	4,0	1,42	0,77	0,74	3,4	1,30
0,6	17,8	2,65	0,78	0,69	17,3	2,17
1,0	—	6,30	1,00	0,91	—	5,20

Проход

$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ см. диаграмму 7-20



Боковое ответвление

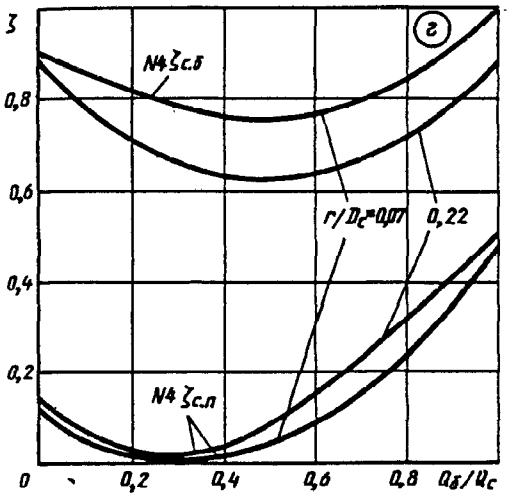
при $\alpha = 90°$ и $F_б/F_с = 1{,}0$

$\zeta_{с.\,б} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицы и кривые $\zeta_{с.\,б} = f(Q_б/Q_с,\ r/D_с)$ графика *г*

Тройник (приточный) типа $F_б+F_п>F_с$; $F_п=F_с$ улучшенной формы [7-60, 7-66, 7-78, 7-14]	**Диаграмма 7-23**

Значения $\zeta_{с.\,б}$ (№ 4)

$r/D_с$	$Q_б/Q_с=W_б/w_с$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,07	0,89	0,84	0,81	0,78	0,76	0,75	0,76	0,79	0,84	0,91	1,0
0,22	0,88	0,78	0,71	0,66	0,64	0,63	0,63	0,65	0,71	0,78	0,87



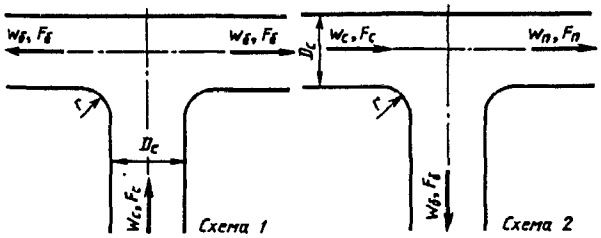
Проход при $\alpha=90°$ и $F_б/F_с=1,0$

$\zeta_{с.\,п}\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицы и кривые $\zeta_{с.\,б}=f(Q_б/Q_с,\ r/D)$ графика *г*

Значения $\zeta_{с.\,п}$ (№ 4)

$\frac{r}{D_с}$	$Q_б/Q_с=w_б/w_с$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,07	0,13	0,07	0,03	0	0,01	0,04	0,08	0,16	0,24	0,34	0,45
0,22	0,10	0,06	0,02	0	0,03	0,09	0,15	0,23	0,30	0,40	0,50

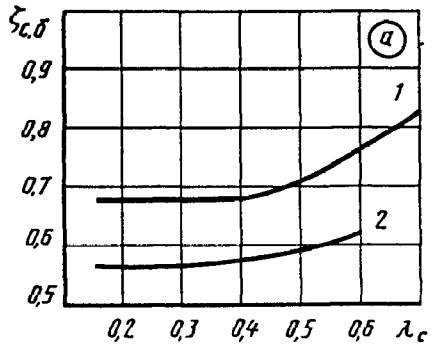
Тройники при больших скоростях; $\alpha=90°$, улучшенной формы; $Re>2\cdot10^5$ [7-47]	**Диаграмма 7-24**



Боковое ответвление

$\zeta_{с.\,б}=\dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицы и кривые графиков *а*, *б* и *в*

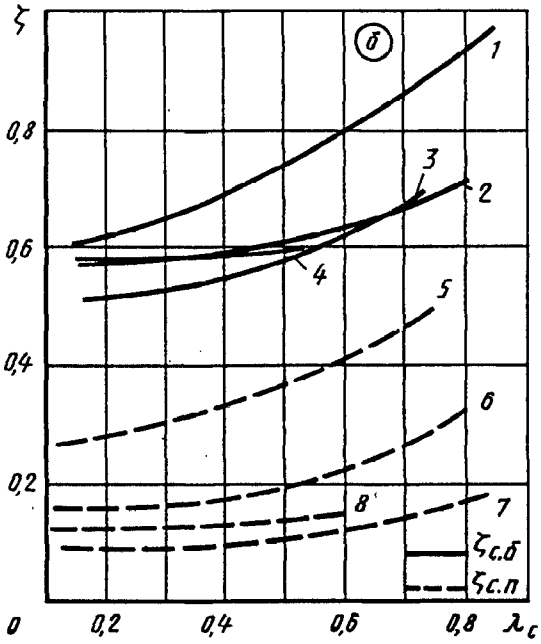
а. **Симметричный тройник типа $F_б=F_с$; $r/D_с=0,5$** (схема 1, график *а*)



Значения $\zeta_{с.\,б}$

№ кривой	$G_б/G_с$	$\lambda_с=w_с/a_{кр}$					
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
1	0,2—0,8	0,68	0,68	0,64	0,71	0,77	0,83
2	1,0	0,57	0,57	0,58	0,60	0,62	0,68

Тройники при больших скоростях; $\alpha=90°$, улучшенной формы; $Re>2\cdot10^5$ [7-47]	**Диаграмма 7-24**



б. Тройник при разделении потока типа $F_б+F_п>F_с$; $F_б=F_п=F_с$; $r/D_с=0,5$ (схема 2, график *б*)

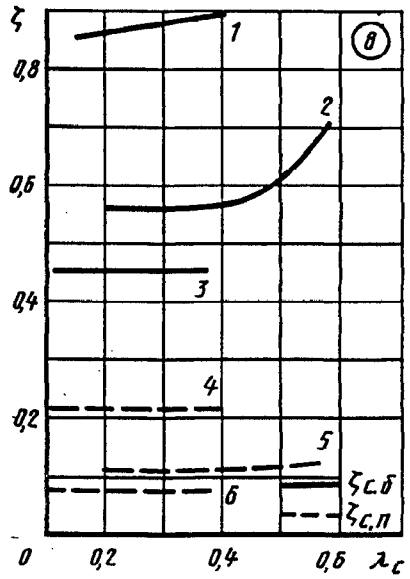
Значения $\zeta_{с.\,б}$

№ кривой	$G_б/G_с$	$\lambda_с=w_с/a_{кр}$							
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	0,2	0,62	0,65	0,69	0,73	0,80	0,87	0,95	1,05
2	0,5	0,58	0,59	0,60	0,62	0,63	0,67	0,82	—
3	0,8	0,51	0,52	0,54	0,59	0,62	0,68	0,77	—
4	1,0	0,58	0,59	0,59	0,6	0,61	—	—	—

в. **Тройник при разделении потока типа** $F_б+F_п=F_с$; $F_б=F_п$; $r/D_с=0,5$ (схема 2, график *в*)

Значения $\zeta_{с.\,б}$

№ кривой	$G_б/G_с$	$\lambda_с=w_с/a_{кр}$				
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
1	0,25	0,87	0,88	0,90	—	—
2	0,5	0,57	0,57	0,57	0,61	0,73
3	0,8	0,46	0,46	0,47	—	—



Проход

$\zeta_{с.\,п}\equiv\dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицы и кривые графиков *б* и *в*.

а. **Тройник при разделении потока типа** $F_б+F_п>F_с$; $F_б-F_п=F_с$; $r/D_с=0,5$ (схема 2, график *б*)

Значения $\zeta_{с.\,п}$

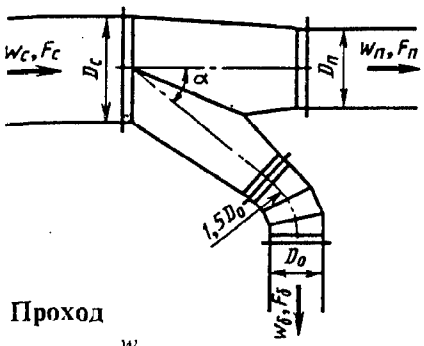
№ кривой	$G_б/G_с$	$\lambda_с=w_с/a_{кр}$							
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
5	0,2	0,28	0,31	0,33	0,37	0,41	0,47	0,55	—
6	0,5	0,16	0,17	0,18	0,20	0,22	0,27	0,32	—
7	0,8	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,13	0,17	0,22
8	1,0	0,12	0,12	0,13	0,14	0,15	—	—	—

б. Тройник при разделении потока типа $F_б+F_п=F_с$; $F_б=F_п$; $r/D_с=0,5$ (схема 2, график *в*)

Значения $\zeta_{с.\,п}$

№ кривой	$G_б/G_с$	$\lambda_с=w_с/a_{кр}$				
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
4	0,25	0,22	0,22	0,22	0,22	—
5	0,5	0,11	0,11	0,11	0,12	0,13
6	0,8	0,08	0,08	0,08	0,08	—

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \leqslant 45^\circ$ [7-21]	Диаграмма 7-25



Проход

при $\bar{w} = \dfrac{w_п}{w_c} < 2$

Боковое ответвление при $\bar{w}_б = \dfrac{w_б}{w_c} \leqslant 3$:

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2} = 1 - 1{,}38\frac{w_б}{w_c} + \left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2 - 0{,}06\left(\frac{w_б}{w_c}\right)^3$$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = 0{,}28 - 0{,}9\frac{w_п}{w_c} + 0{,}955\left(\frac{w_п}{w_c}\right)^2 - 0{,}157\left(\frac{w_п}{w_c}\right)^3;$$

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{Q_б}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_б}\right)^2; \quad \zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \zeta_{с.д} \Big/ \left(1 - \frac{Q_б}{Q_c}\right)^2 \left(\frac{F_c}{F_п}\right)^2$$

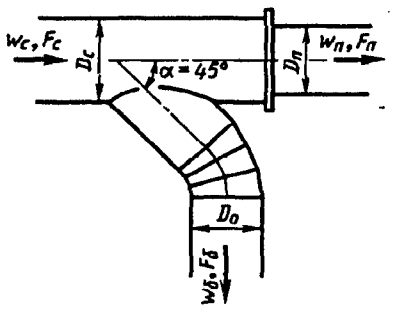
Значения $\zeta_б$ (в числителе) и $\zeta_п$ (в знаменателе)

$F_б/F_c$	$\bar{f}_п = F_п/F_c = 1{,}0$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$Q_б/Q_c$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,8	1,31 / 0,20	2,21 / 0,14	4,41 / 0,13	–	–	–	0,89 / 0,20	1,31 / 0,13	2,21 / 0,14	4,41 / 0,15	–	–
0,63	0,80 / 0,20	1,30 / 0,14	2,48 / 0,13	6,44 / 0,14	–	–	0,60 / 0,20	0,80 / 0,13	1,27 / 0,14	2,48 / 0,15	6,44 / 0,18	–
0,50	0,58 / 0,20	0,79 / 0,14	1,44 / 0,13	3,78 / 0,14	–	–	0,47 / 0,20	0,56 / 0,13	0,79 / 0,14	1,44 / 0,15	3,78 / 0,18	19,09 / 0,20
0,40	0,46 / 0,20	0,56 / 0,14	0,89 / 0,13	2,21 / 0,14	11,46 / 0,16	–	0,43 / 0,20	0,46 / 0,13	0,56 / 0,14	0,89 / 0,15	2,21 / 0,18	11,47 / 0,20
0,32	0,43 / 0,20	0,46 / 0,14	0,61 / 0,13	1,31 / 0,14	6,81 / 0,16	–	0,44 / 0,20	0,43 / 0,13	0,46 / 0,14	0,61 / 0,15	1,31 / 0,18	6,80 / 0,20
0,25	0,44 / 0,20	0,43 / 0,14	0,47 / 0,13	0,79 / 0,14	3,78 / 0,16	19,09 / 0,17	–	0,44 / 0,13	0,43 / 0,14	0,47 / 0,15	0,79 / 0,18	3,78 / 0,20
0,20	–	0,44 / 0,14	0,43 / 0,13	0,56 / 0,14	1,90 / 0,16	11,46 / 0,17	–	–	0,44 / 0,14	0,43 / 0,15	0,56 / 0,18	1,90 / 0,20
0,16	–	–	0,44 / 0,13	0,46 / 0,14	1,31 / 0,16	6,81 / 0,17	–	–	0,46 / 0,22	0,44 / 0,15	0,46 / 0,18	1,31 / 0,20
0,125	–	–	0,45 / 0,13	0,43 / 0,14	0,79 / 0,16	3,78 / 0,17	–	–	–	0,45 / 0,15	0,43 / 0,18	0,79 / 0,20
0,10	–	–	–	0,44 / 0,14	0,56 / 0,16	2,21 / 0,17	–	–	–	–	–	–

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \leqslant 45°$ [7-21]	**Диаграмма 7-25**

$F_б/F_с$	$\bar{f}_п = 0{,}63$					$\bar{f}_п = 0{,}5$			
	$Q_б/Q_с$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,50 / 0,23	0,60 / 0,13	0,80 / 0,14	1,27 / 0,17	2,48 / 0,20	–	–	–	–
0,50	0,44 / 0,23	0,47 / 0,13	0,56 / 0,14	0,79 / 0,17	1,44 / 0,20	0,44 / 0,14	0,47 / 0,14	0,58 / 0,18	0,79 / 0,21
0,40	–	0,43 / 0,13	0,46 / 0,14	0,56 / 0,17	0,89 / 0,20	0,43 / 0,14	0,43 / 0,14	0,46 / 0,18	0,56 / 0,21
0,32	–	0,44 / 0,13	0,43 / 0,14	0,46 / 0,17	0,61 / 0,20	–	–	–	–
0,25	–	–	0,44 / 0,14	0,43 / 3,17	0,47 / 0,20	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \leqslant 45°$ [7-21]	**Диаграмма 7-26**



Боковое ответвление при $\bar{w}_б = w_б/w_с \leqslant 3$

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 - 1{,}38\frac{w_б}{w_с} + \left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2 - 0{,}06\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^3.$$

Проход при $\bar{w}_п = w_п/w_с < 2$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 0{,}28 - 0{,}9\frac{w_п}{w_с} + \frac{0{,}955}{\bar{f}_п^{0{,}5}}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2 - \frac{0{,}157}{\bar{f}_п}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^3;\ \bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с};$$

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2;$$

$$\zeta_п \equiv \Delta p_п \Big/ \frac{\rho w_п^2}{2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2$$

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \leqslant 45^\circ$ [7-21]	Диаграмма 7-26

Значения $\zeta_б$ (в числителе) и $\zeta_п$ (в знаменателе)

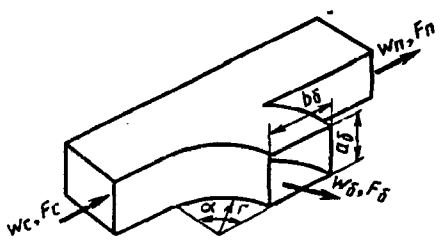
$F_б/F_с$	$\bar{f}_п = F_п/F_с = 1{,}0$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$Q_б/Q_с$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,10	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,10
0,8	1,31 / 0,20	2,21 / 0,14	4,41 / 0,13	–	–	–	0,89 / 0,30	1,31 / 0,22	2,21 / 0,22	4,41 / 0,23	–	–
0,63	0,80 / 0,20	1,30 / 0,14	2,48 / 0,13	6,44 / 0,14	–	–	0,60 / 0,30	0,80 / 0,22	1,27 / 0,22	2,48 / 0,23	6,44 / 0,25	–
0,50	0,56 / 0,20	0,79 / 0,14	1,44 / 0,13	3,78 / 0,14	–	–	0,47 / 0,30	0,56 / 0,22	0,79 / 0,22	1,44 / 0,23	3,78 / 0,25	19,09 / 0,27
0,40	0,46 / 0,20	0,56 / 0,14	0,89 / 0,13	2,21 / 0,14	11,46 / 0,16	–	0,43 / 0,30	0,46 / 0,22	0,56 / 0,22	0,89 / 0,23	2,21 / 0,25	11,47 / 0,27
0,32	0,43 / 0,20	0,43 / 0,14	0,61 / 0,13	1,31 / 0,14	6,81 / 0,16	–	0,44 / 0,30	0,43 / 0,22	0,46 / 0,22	0,61 / 0,23	1,31 / 0,25	6,81 / 0,27
0,25	0,44 / 0,20	0,44 / 0,14	0,47 / 0,13	0,79 / 0,14	3,78 / 0,16	19,09 / 0,17	–	0,44 / 0,22	0,43 / 0,22	0,47 / 0,23	0,79 / 0,25	3,78 / 0,27
0,20	–	–	0,43 / 0,13	0,56 / 0,14	1,90 / 0,16	11,46 / 0,17	–	–	0,44 / 0,22	0,43 / 0,23	0,56 / 0,25	1,90 / 0,27
0,16	–	–	0,44 / 0,13	0,46 / 0,14	1,31 / 0,16	6,81 / 0,17	–	–	0,46 / 0,22	0,44 / 0,23	0,46 / 0,25	1,31 / 0,27
0,125	–	–	0,45 / 0,13	0,43 / 0,14	0,79 / 0,16	3,78 / 0,17	–	–	–	0,45 / 0,23	0,43 / 0,25	0,79 / 0,27
0,10	–	–	–	0,44 / 0,14	0,56 / 0,16	2,21 / 0,17	–	–	–	–	–	–

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \leqslant 45°$ [7-21]	**Диаграмма 7-26**

Значения $\zeta_б$ (в числителе) и $\zeta_п$ (в знаменателе)

$F_б/F_с$	$\bar{f}_п = 0{,}63$					$\bar{f}_п = 0{,}5$			
	$Q_б/Q_с$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,50 / 0,43	0,60 / 0,32	0,80 / 0,32	1,27 / 0,33	2,48 / 0,34	–	–	–	–
0,50	0,44 / 0,43	0,47 / 0,32	0,56 / 0,32	0,79 / 0,33	1,44 / 0,34	0,44 / 0,44	0,47 / 0,41	0,56 / 0,42	0,79 / 0,42
0,40	–	0,43 / 0,32	0,46 / 0,32	0,56 / 0,33	0,61 / 0,34	0,43 / 0,44	0,43 / 0,41	0,46 / 0,42	0,56 / 0,42
0,32	–	0,44 / 0,32	0,43 / 0,92	0,46 / 0,33	0,47 / 0,34	–	–	–	–
0,25	–	–	0,44 / 0,32	0,43 / 0,33	0,44 / 0,34	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Тройник (приточный, плавный) $(r/b_б = 1{,}0)$ типа $F_б + F_п \geqslant F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha = 90°$ [7-44, 7-49]	**Диаграмма 7-27**



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.\,б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = a_0 (Q_б/Q_с)^2 + b_1 Q_б/Q_с + c_1$$

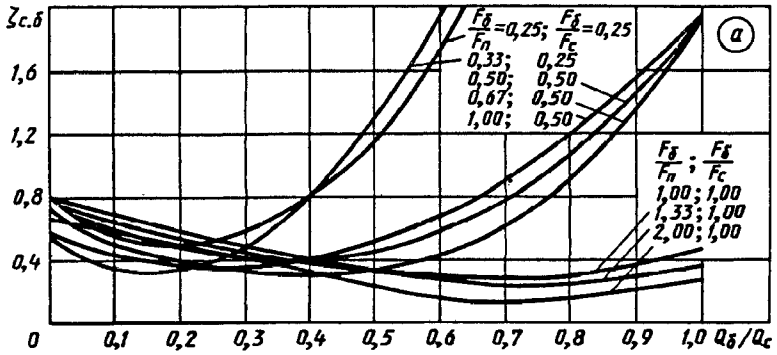
см. график a; a_0, b_1, c_1 см. таблицу;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.\,б}}{(Q_б/Q_с \cdot F_с/F_б)^2}$$

Тройник (приточный, плавный) ($r/b_б=1{,}0$) типа $F_б+F_п \geqslant F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha=90°$ [7-44, 7-49]	**Диаграмма 7-27**

Значения $\zeta_{с.\,б}$

$\frac{F_б}{F_п}\left(\frac{F_б}{F_с}\right)$	$Q_б/Q_с$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0.6	0,7	0,8	0,9
0,25 (0,25)	0,55	0,50	0,60	0,85	1,20	1,80	3,10	4,35	6,00
0,33 (0,25)	0,35	0,35	0,50	0,80	1,30	2,00	2,80	3,75	5,00
0,50 (0,50)	0,62	0,48	0,40	0,40	0,48	0,60	0,78	1,08	1,50
0,67 (0,50)	0,52	0,40	0,32	0,30	0,34	0,44	0,62	0,92	1,38
1,00 (0,50)	0,44	0,38	0,38	0,41	0,52	0,68	0,92	1,21	1,57
1,00 (1,00)	0,67	0,55	0,46	0,37	0,32	0,29	0,29	0,30	0,37
1,33 (1,00)	0,70	0,60	0,51	0,42	0,34	0,28	0,26	0,26	0,29
2,00 (1,00)	0,60	0,52	0,43	0,33	0,24	0,17	0,15	0,17	0,21



Проход

$$\zeta_{с.\,п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} =$$

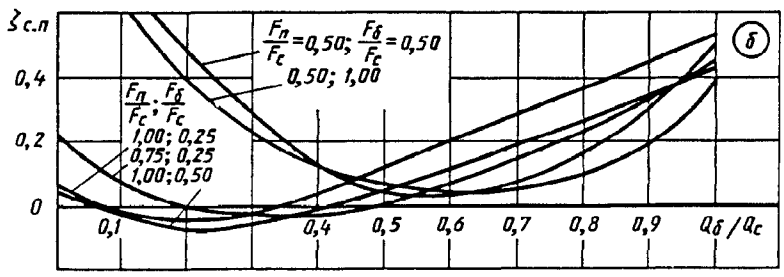
$$= a_2 (Q_б/Q_с)^2 + b_2 Q_б/Q_с + c_2$$

см. график *б*; a_2, b_2, c_2 см. таблицу;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.\,п}}{(1-Q_б/Q_с)^2 (F_с/F_п)^2}$$

Значения $\zeta_{с.\,п}$

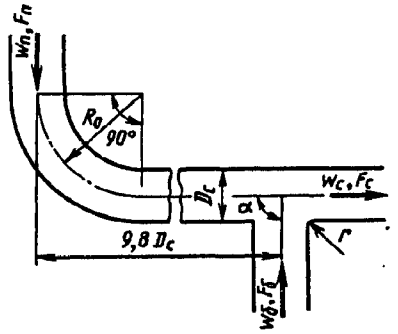
$\frac{F_п}{F_с}\left(\frac{F_б}{F_с}\right)$	$Q_б/Q_с$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1,00 (0,25)	−0,01	−0,03	−0,01	0,05	0,13	0,21	0,29	0,38	0,46
0,75 (0,25)	0,08	0,00	−0,02	−0,01	0,02	0,08	0,16	0,24	0,34
1,00 (0,50)	−0,03	−0,06	−0,05	0,00	0,06	0,12	0,19	0,27	0,35
0,75 (0,50)	0,04	−0,02	−0,04	−0,03	−0,01	0,04	0,12	0,23	0,37
0,50 (0,50)	0,72	0,48	0,28	0,13	0,05	0,04	0,09	0,18	0,30
1,00 (1,00)	−0,02	−0,04	−0,04	−0,01	0,06	0,13	0,22	0,30	0,38
0,75 (1,00)	0,10	0	0,01	−0,03	0,01	0,03	0,10	0,20	0,30
0,50 (1,00)	0,62	0,38	0,23	0,13	0,08	0,05	0,06	0,10	0,20



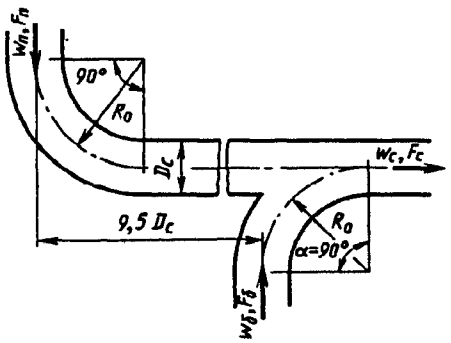
Тройник (приточный, плавный) ($r/b_2=1{,}0$) типа $F_б+F_п \geqslant F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha=90°$ [7-44, 7-49]	**Диаграмма 7-27**

$F_б/F_п$	$F_п/F_с$	$F_б/F_с$	a_0	b_1	c_1	a_2	b_2	c_2
0,25	1,00	0,25	12,50	−5,80	1,07	0,64	−0,15	−0,03
0,33	0,75	0,25	8,57	−2,77	0,55	1,18	−0,83	0,14
0,50	1,00	0,50	3,75	−2,68	0,56	0,64	−0,15	−0,03
0,67	0,75	0,50	3,89	−2,88	0,79	1,36	−0,95	0,12
1,00	0,50	0,50	3,00	−1,60	0,57	2,80	−3,32	1,02
1,00	1,00	1,00	1,39	−1,74	0,84	0,75	−0,22	−0,02
1,33	0,75	1,00	1,09	−1,59	0,86	1,34	−1,07	0,18
2,00	0,50	1,00	1,04	−1,60	0,77	2,13	−2,63	0,85

Тройники (вытяжные) типа $F_б=F_п=F_с$; несимметричные с плавными отводами на проходах ($R_0/D_с=2{,}0$); $\alpha=90°$; $\mathrm{Re}=w_с D_с/\nu \geqslant 10^4$ [7-53]	**Диаграмма 7-28**



1. Кромка бокового ответвления слегка закруглена ($r/D_с=0{,}1$)



2. Боковое ответвление плавное ($R_0/D_с=2$)

Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$$ см. таблицу и кривую $\zeta_{с.б} = \bar{f}(Q_б/Q_с)$;

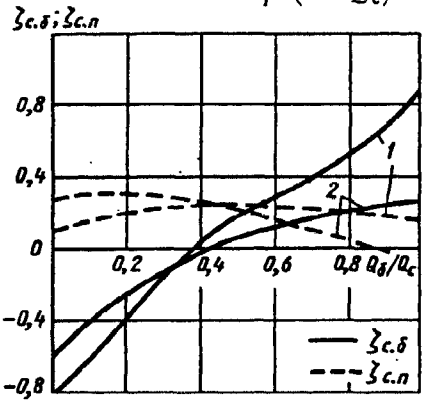
$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{с.б} \Big/ \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$$

см. таблицу и кривую $\zeta_{с.п}=f(Q_б/Q_с)$;

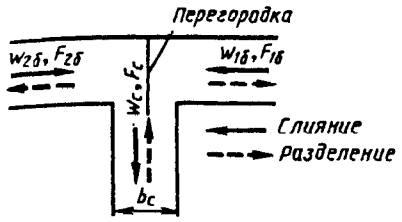
$$\zeta_п \equiv \Delta p_п \Big/ \frac{\rho w_п^2}{2} = \zeta_{с.п} \Big/ \left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$



Значения $\zeta_{с.б}$ (в числителе) и $\zeta_{с.п}$ (в знаменателе)

Схема	$Q_б/Q_с$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	−0,80 / 0,11	−0,59 / 0,15	−0,35 / 0,19	−0,15 / 0,22	0,02 / 0,24	0,18 / 0,24	0,31 / 0,23	0,40 / 0,21	0,54 / 0,20	0,70 / 0,19	0,90 / 0,17
2	−0,60 / 0,28	−0,40 / 0,30	−0,27 / 0,29	−0,14 / 0,28	−0,02 / 0,25	0,05 / 0,20	0,12 / 0,15	0,15 / 0,10	0,20 / 0,05	0,24 / −0,02	0,27 / −0,08

Тройник симметричной формы (равносторонний) с резким поворотом на 90° [7-27, 7-29]	Диаграмма 7-29



1. Слияние потоков (противоток):

а) без перегородки

$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2} = A\left\{1+\left(\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2+3\left(\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2-\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)\right]\right\} = A\zeta'_{1с.б}$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б}=f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)$ при различных $F_{1б}/F_c$ на графике *а*; A см. табл. 7.1, параграф 7-1 (с. 335)

$$\zeta_{1б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_б^2/2} = \zeta_{1с.б}/\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2.$$

Для другого бокового ответвления вместо индекса 1 применяется индекс 2

Значения $\zeta'_{1с.б}$ и $\zeta_{1с.б}$

$\frac{F_{1б}}{F_c}$	$Q_б/Q_c$										
	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
Без перегородки ($\zeta'_{1с.б}$)											
0,25	17,0	12,7	9,30	6,92	5,48	5,00	5,48	6,92	9,32	12,7	17,0
0,50	5,02	3,94	3,10	2,50	2,14	2,00	2,14	2,50	3,10	3,94	5,00
0,75	2,78	2,30	1,92	1,66	1,50	1,57	1,56	1,66	1,92	2,30	2,78
1,0	2,00	1,73	1,52	1,37	1,28	1,25	1,28	1,37	1,52	1,73	2,00
С перегородкой ($\zeta_{1с.б}$)											
1,0	−3,25	−2,40	−1,51	−0,80	0	0,75	1,45	2,15	2,85	3,50	4,15

б) с перегородкой

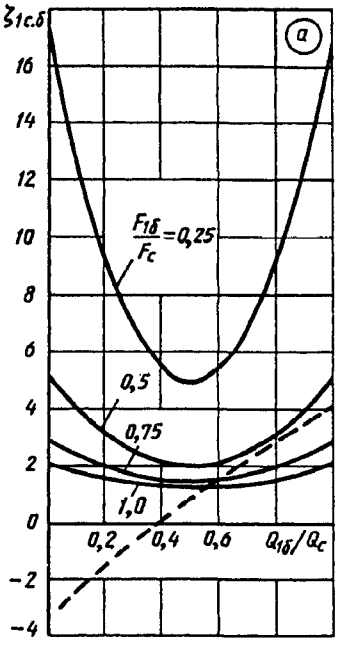
$$\zeta_{1с.б} \equiv f(Q_б/Q_c)$$

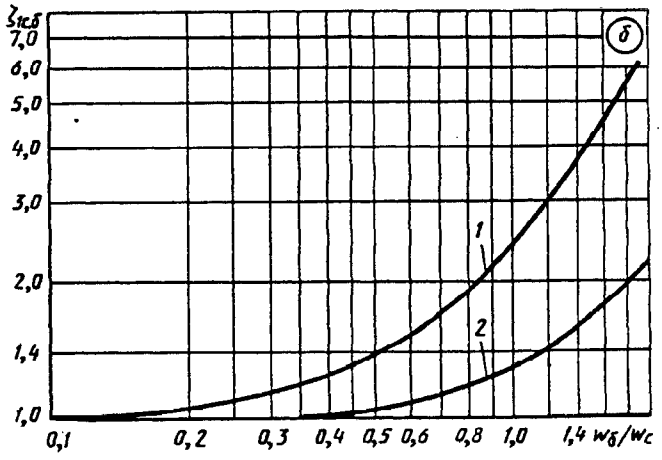
см. штриховую линию графика *а*.

2. Разделение потока (прямоток)

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2} = 1+k_{1,2}\left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б}=f(w_б/w_c)$ графика *б*, где $k_1 \approx 1{,}5$ — для чугунных стандартных тройников на резьбе; $k_2 \approx 0{,}3$ — для сварных тройников



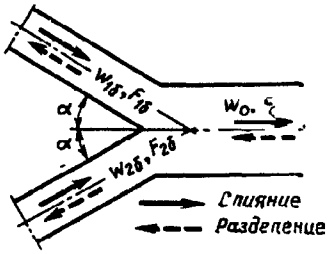


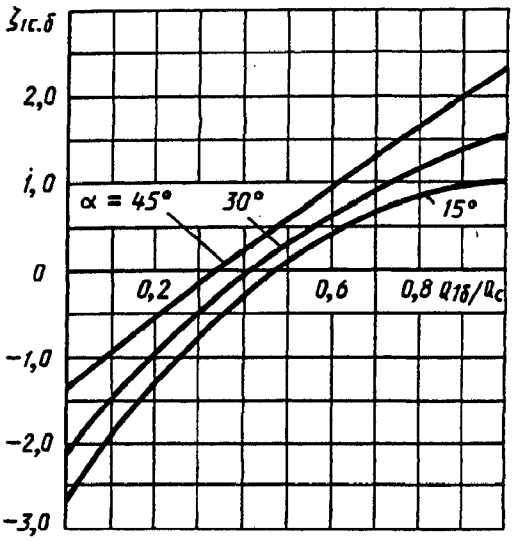
Тройник симметричной формы (равносторонний) с резким поворотом на 90° [7-27, 7-29]	**Диаграмма 7-29**

Значения $\zeta_{1с.б}$

Вид тройника	$w_б/w_с$													
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
Стандартный чугунный (кривая *1*)	1,02	1,06	1,14	1,24	1,38	1,54	1,74	1,96	2,22	2,50	3,16	3,94	4,84	7.0
Сварной (кривая *2*)	1,0	1,01	1,03	1,05	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24	1,30	1,43	1,59	1,77	2,2

Тройник симметричной формы типа $F_с=F_{1б}+F_{2б}=2F_б$ с острыми углами поворота при $\alpha=15\div45°$ [7-32]	**Диаграмма 7-30**





1) **Слияние потоков (вытяжной тройник)**

$$\alpha=15°;\ \zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_0^2/2}=7{,}3\frac{Q_{1б}}{Q_с}+0{,}07\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4+\left(1-\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4\right]-3{,}7\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2-2{,}64;$$

$$\alpha=30°;\ \zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}=6{,}6\frac{Q_{1б}}{Q_с}+0{,}25\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4+\left(1-\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4\right]-3{,}0\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2-2{,}30;$$

$$\alpha=45°;\ \zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}=5{,}6\frac{Q_{1б}}{Q_с}+0{,}50\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4+\left(1-\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4\right]-2{,}0\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2-1{,}80,$$

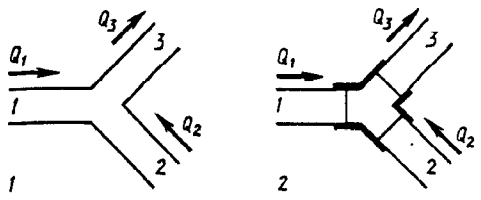
$\zeta_{1с.б}$ см. таблицу и график.

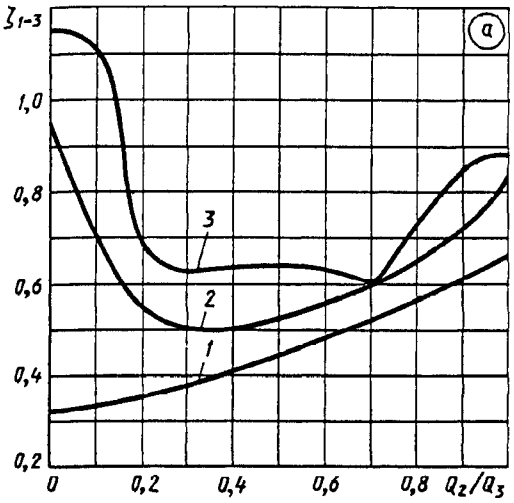
2) **Разделение потока (приточный тройник):** $\zeta_{1с.б}\equiv\equiv\dfrac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}$ определяется ориентировочно, как для бокового ответвления обычного тройника типа $F_с=F_б+F_п$, по диаграмме 7-19.

Значения $\zeta_{1с.б}$

α°	$Q_{1б}/Q_с$										
	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
15	−2,56	−1,89	−1,30	−0,77	−0,30	0,10	0,41	0,67	0,85	0,97	1,04
30	−2,05	−1,51	−1,00	−0,53	−0,10	0,28	0,69	0,91	1,09	1,37	1,55
45	−1,30	−0,93	−0,55	−0,16	0,20	0,56	0,92	1,26	1,61	1,95	2,30

Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [7-57]	Диаграмма 7-31





1. **Слияние потоков** (вытяжной тройник) под углами 45° и 90° (схемы 1 и 2):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *а*, или по формулам:

при $0 \leqslant Q_2/Q_3 \leqslant 0{,}4$
$\zeta_{1-3} = 0{,}33 + 0{,}51(Q_2/Q_3)^2$;
при $0{,}4 \leqslant Q_2/Q_3 \leqslant 1{,}0$
$\zeta_{1-3} = 0{,}26 + 0{,}38 Q_2/Q_3$;

2) ответвления на резьбе при $\delta = 0$ (δ см. рис. 7-9):

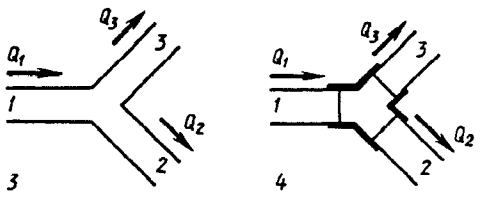
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *а*;

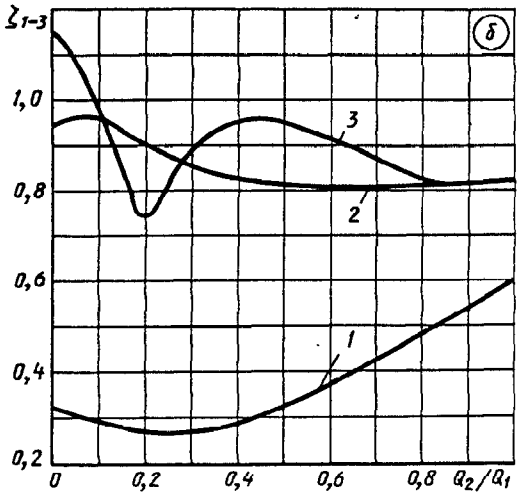
3) ответвления на резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$;

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *а*

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	Q_2/Q_3										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,32	0,34	0,36	0,38	0,41	0,45	0,50	0,53	0,56	0,60	0,66
2	На резьбе при $\delta = 0$	0,94	0,71	0,54	0,50	0,50	0,54	0,59	0,60	0,64	0,72	0,84
3	На резьбе при $\delta/D_0 = 0{,}13$	1,15	1,12	0,68	0,60	0,63	0,64	0,63	0,60	0,73	0,85	0,87





2. **Разделение потока** (приточные тройники) под углом 45° (схемы 3 и 4):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *б*,

Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [7-57]	**Диаграмма 7-31**

или по формулам:

при $0 \leqslant Q_2/Q_1 \leqslant 0{,}7$ $\zeta_{1-3} = 0{,}33 - 0{,}45\,Q_2/Q_1 + 0{,}85\,(Q_2/Q_1)^2$;

при $0{,}7 \leqslant Q_2/Q_1 \leqslant 1{,}0$

$$\zeta_{1-3} = 0{,}44 + 1{,}70\,Q_2/Q_1 - 0{,}65\,(Q_2/Q_1)^2;$$

2) ответвления на резьбе при $\delta = 0$:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *б*;

3) ответвления на резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *б*

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	Q_2/Q_1										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,32	0,30	0,27	0,27	0,29	0,32	0,37	0,43	0,49	0,54	0,60
2	На резьбе при $\delta = 0{,}13$	0,94	0,96	0,90	0,85	0,83	0,81	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
3	На резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$	1,15	0,99	0,74	0,90	0,95	0,95	0,91	0,88	0,82	0,82	0,82

3. **Слияние потоков** (вытяжной тройник) под углом 45° (схемы 5 и 6):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *в*,

или по формуле

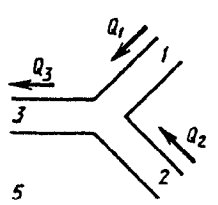
$$\zeta_{1-3} \equiv 0{,}33 + 0{,}071\,Q_2/Q_3 - 0{,}80\,(Q_2/Q_3)^2;$$

2) ответвления на резьбе при $\delta = 0$:

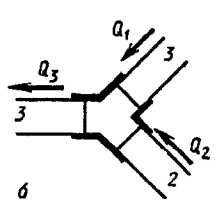
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *в*;

3) ответвления на резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}3$:

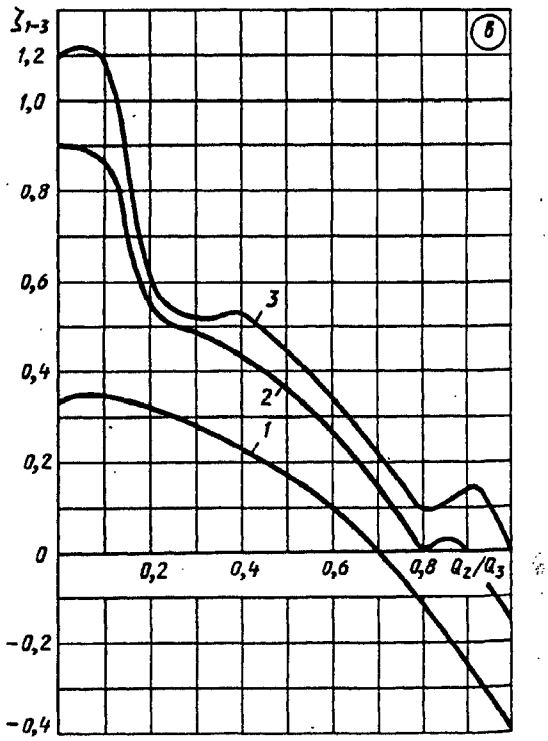
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *в*



5



6



Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [7-57]	**Диаграмма 7-31**

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	Q_2/Q_3										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,34	0,35	0,32	0,27	0,23	0,17	0,09	0	−0,12	−0,25	−0,40
2	На резьбе при $\delta = 0$	0,90	0,87	0,54	0,49	0,45	0,36	0,25	0,14	0	0	−0,15
3	На резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$	1,20	1,20	0,60	0,52	0,53	0,45	0,34	0,20	0,09	0,14	0

4. **Разделение потока** (приточные тройники) под углами 45° и 90° (схемы 7 и 8):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *г*,

или по формулам:

при $0 \leqslant Q_2/Q_1 \leqslant 0{,}7$

$$\zeta_{1-3} = 0{,}33 - 0{,}72\,Q_2/Q_1 + 0{,}97\,(Q_2/Q_1)^2;$$

при $0{,}7 \leqslant Q_2/Q_1 \leqslant 1{,}0$

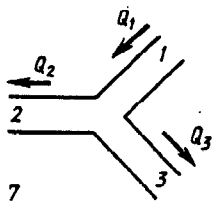
$$\zeta_{1-3} = -0{,}58 + 1{,}77\,Q_2/Q_1 - 0{,}73\,(Q_2/Q_1)^2;$$

2) ответвления на резьбе при $\delta = 0$:

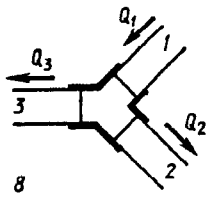
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *г*;

3) ответвления на резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$:

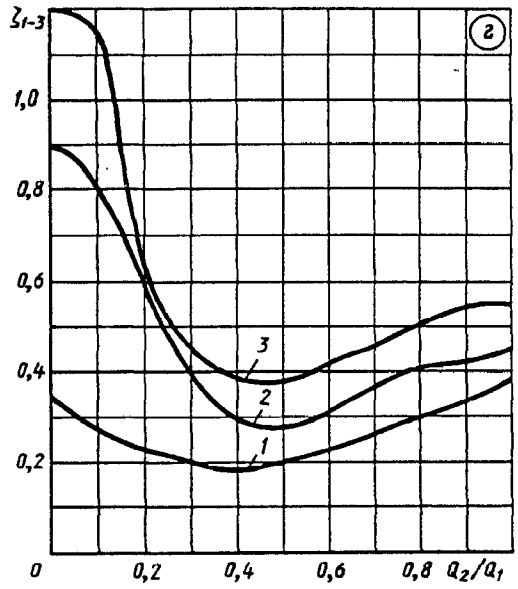
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *г*



7



8



Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	Q_2/Q_1										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,34	0,27	0,23	0,20	0,18	0,20	0,23	0,27	0,30	0,33	0,38
2	На резьбе при $\delta = 0$	0,90	0,81	0,60	0,41	0,30	0,28	0,31	0,36	0,41	0,42	0,48
3	На резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$	1,20	1,18	0,63	0,45	0,40	0,38	0,43	0,45	0,50	0,54	0,55

Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [7-57]	**Диаграмма 7-31**

5. **Слияние потоков** (вытяжной тройник) под углами 45° и 90° (схемы 9 и 10);

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *д*,

или по формуле

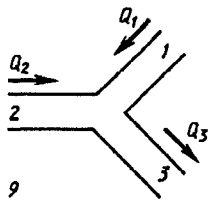
$\zeta_{1-3} = 1{,}13 - 1{,}38\,Q_2/Q_3 - 0{,}05\,(Q_2/Q_3)^2$;

2) ответвления на резьбе при $\delta = 0$:

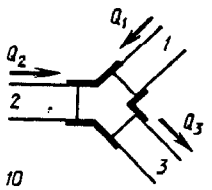
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *д*;

3) ответвления на резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$:

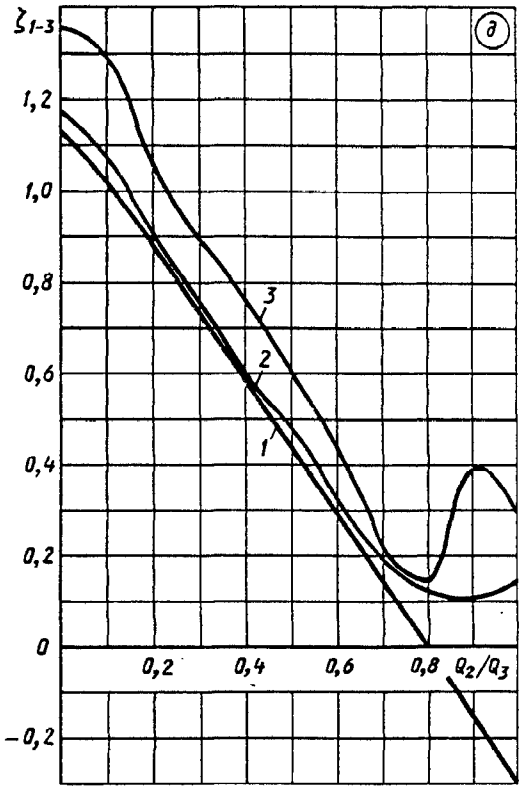
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *д*



9



10



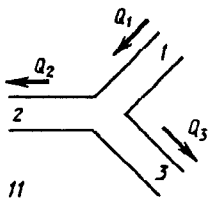
Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	Q_2/Q_3										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	1,3	1,01	0,88	0,70	0,60	0,44	0,30	0,14	0	−0,15	−0,30
2	На резьбе при $\delta = 0$	1,17	1,08	0,90	0,73	0,62	0,48	0,32	0,18	0,14	0,10	0,14
3	На резьбе при $\delta/D_0 \approx 0{,}13$	1,36	1,30	1,06	0,90	0,77	0,60	0,44	0,21	0,14	0,40	0,30

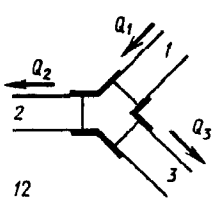
6. **Разделение потока** (приточные тройники) под углами 90° и 45° (схемы 11 и 12):

1) ответвления впритык:

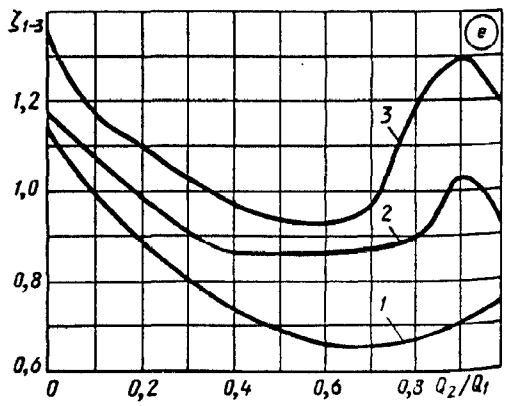
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *е*



11



12



Тройник симметричной формы типа $F_б=F_п=F_с$; [7-57]	**Диаграмма 7-31**

или

$$\zeta_{1-3}=1{,}13-1{,}40\,Q_2/Q_1+1{,}03\,(Q_2/Q_1)^2;$$

2) ответвления на резьбе при $\delta=0$:

$\zeta_{1-3}\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *е*;

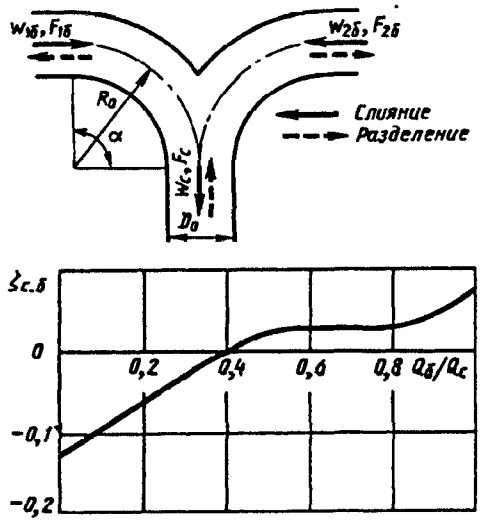
3) ответвление на резьбе при $\delta/D_0\approx0{,}13$:

$\zeta_{1-3}\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *е*

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	Q_2/Q_1										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	1,13	1,00	0,90	0,81	0,74	0,89	0,66	0,65	0,67	0,70	0,75
2	На резьбе при $\delta=0$	1,17	1,08	1,00	0,91	0,87	0,87	0,87	0,87	0,90	1,13	1,05
3	На резьбе при $\delta/D_0\approx0{,}13$	1,36	1,17	1,10	1,02	0,97	0,93	0,93	0,96	1,30	1,40	1,20

Тройник симметричной формы с плавным поворотом на 90° [7-44, 7-53]	**Диаграмма 7-32**



Круглое сечение

$\zeta_{1с.б}\equiv\dfrac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}$ определяется:

а) при слиянии и $R_0/D_с=2$ см. таблицу и кривую

$$\zeta_{1с.б}=f(Q_б/Q_с);$$

б) при разделении и $F_{1б}/F_с=0{,}5$, $Q_{1б}/Q_с=0{,}5$ см. ниже таблицу значений $\zeta_{1с.б}=f(R_0/D_с)$;

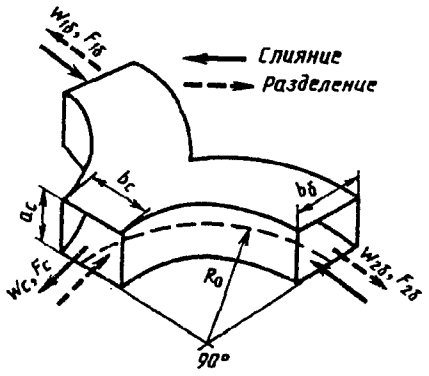
$$\zeta_{1б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{1с.б}}{\left(\dfrac{Q_{1б}}{Q_с}\dfrac{F_с}{F_б}\right)^2}.$$

Для другого бокового ответвления вместо индекса 1 принимается индекс 2

$Q_{1б}/Q_с$	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
$\zeta_{1с.б}$	−0,13	−0,10	−0,07	−0,03	0	0,03	0,03	0,03	0,03	0,05	0,08

$\dfrac{R_0}{D_с}$	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0
$\zeta_{1с.б}$	1,10	0,60	0,40	0,25	0,20

Тройник симметричной формы с плавным поворотом на 90° [7-44, 7-53]	**Диаграмма 7-32**



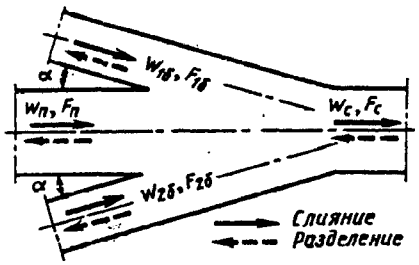
Прямоугольное сечение при $R_0/b_c=1{,}5$ и $Q_{1б}/Q_c=0{,}5$:

$$\zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2}$$ см. ниже

Значения $\zeta_{1с.б}$

Состояние потока	$F_{1б}/F_c$	
	0,50	1,0
Слияние	0,23	0,07
Разделение	0,30	0,25

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_c$; $\alpha=15°$ [7-29, 7-30]	**Диаграмма 7-33**



1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

$$\zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2}=1+\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2-8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2\times$$
$$\times\frac{[Q_c/Q_{1б}-(1+Q_{2б}/Q_{1б})]^2}{4-(1+Q_{2б}/Q_{1б})Q_{1б}/Q_c}-1{,}93(Q_{1б}/Q_c)^2F_c/F_{1б}\times$$
$$\times[1+(Q_{2б}/Q_{1б})^2]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б}=f(Q_п/Q_c, Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_c$.

Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

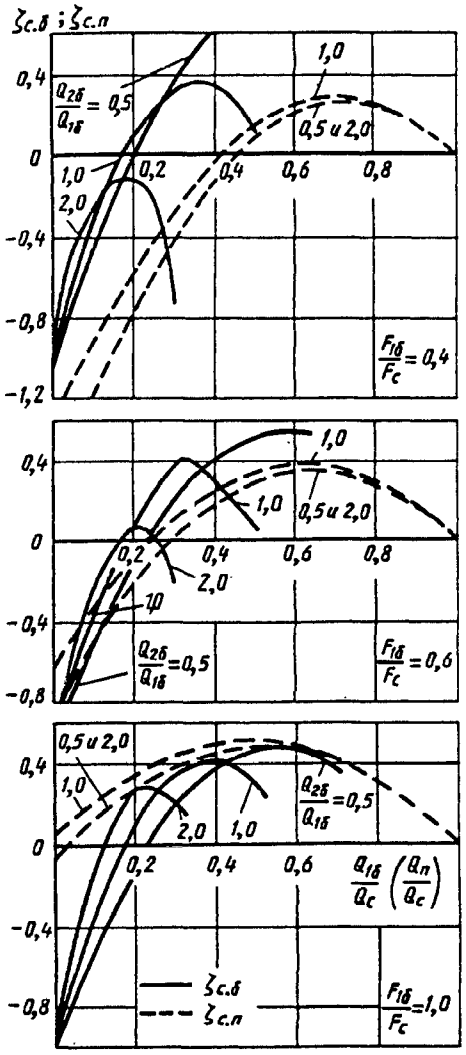
Проход

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2}=1+\left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2-\left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2\frac{1+Q_п/Q_c}{(0{,}75+0{,}25Q_п/Q_c)^2}-1{,}93\left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2\frac{F_c}{F_{1б}}\times$$
$$\times\frac{1+(Q_{2б}/Q_{1б})^2}{(1+Q_{2б}/Q_{1б})^2}\left(\frac{Q_c}{Q_п}-1\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п}=f(Q_п/Q_c, Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_c$.

2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{1с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 7-18 и 7-20.

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_c$; $\alpha=15°$ [7-29, 7-30]	**Диаграмма 7-33**



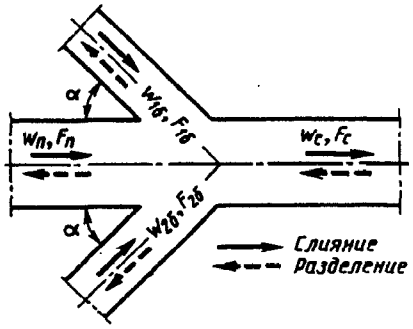
Значения $\zeta_{с.б}$

$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_{1б}/Q_c$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
	$F_{1б}/F_c=0,2$						
0,5	−1,0	−0,37	0,46	1,48	2,69	4,07	5,62
1,0	−1,0	−0,29	0,43	1,23	1,80	2,81	—
2,0	−1,0	−0,32	−0,31	−1,13	—	—	—
	$F_{1б}/F_c=0,4$						
0,5	−1,0	−0,50	−0,05	0,34	0,65	0,90	1,04
1,0	−1,0	−0,39	0,06	0,31	0,35	0,14	—
2,0	−1,0	−0,27	−0,10	−0,65	—	—	—
	$F_{1б}/F_c=0,6$						
0,5	−1,0	−0,51	−0,11	−0,21	0,42	0,55	0,53
1,0	−1,0	−0,39	0,05	0,40	0,31	0,09	—
2,0	−1,0	−0,22	+0,08	−0,18	—	—	—
	$F_{1б}/F_c=1,0$						
0,5	−1,0	−0,51	−0,12	0,20	0,39	0,49	0,37
1,0	−1,0	−0,38	0,09	0,36	0,44	0,28	—
2,0	−1,0	−0,18	0,27	0,19	—	—	—

Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_п/Q_c$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	$F_{1б}/F_c=0,2$										
0,5 и 2,0	−4,37	−2,93	−2,04	−1,44	−1,08	−0,58	−0,22	0,3	0,16	0,14	0
1,0	−3,84	−2,93	−2,13	−1,44	−0,89	−0,45	−0,13	0,08	0,17	0,14	0
	$F_{1б}/F_c=0,4$										
0,5 и 2,0	−1,70	−1,19	−0,76	−0,40	−0,12	0,08	0,21	0,27	0,25	0,16	0
1,0	−1,42	−0,96	−0,58	−0,26	−0,02	0,15	0,26	0,29	0,26	0,16	0
	$F_{1б}/F_c=0,6$										
0,5 и 2,0	−0,81	−0,47	−0,19	0,04	0,20	0,30	0,36	0,35	0,29	0,17	0
1,0	−0,61	−0,31	−0,05	0,13	0,27	0,35	0,39	0,37	0,29	0,17	0
	$F_{1б}/F_c=1,0$										
0,5 и 2,0	−0,35	−0,11	0,10	0,26	0,36	0,42	0,43	0,39	0,31	0,18	0
1,0	−0,21	0,02	0,19	0,33	0,41	0,45	0,45	0,41	0,31	0,18	0

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_с$; $\alpha=30°$ [7-29, 7-30]	Диаграмма 7-34



1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

$$\zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2-$$
$$-8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2\frac{\left[\frac{Q_с}{Q_{1б}}-\left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4-\left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_с}}-$$
$$-1{,}42(Q_{1б}/Q_с)^2\frac{F_с}{F_{1б}}[1+(Q_{2б}/Q_{1б})^2]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б}=f(Q_{1б}/Q_с,\ Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_с$.

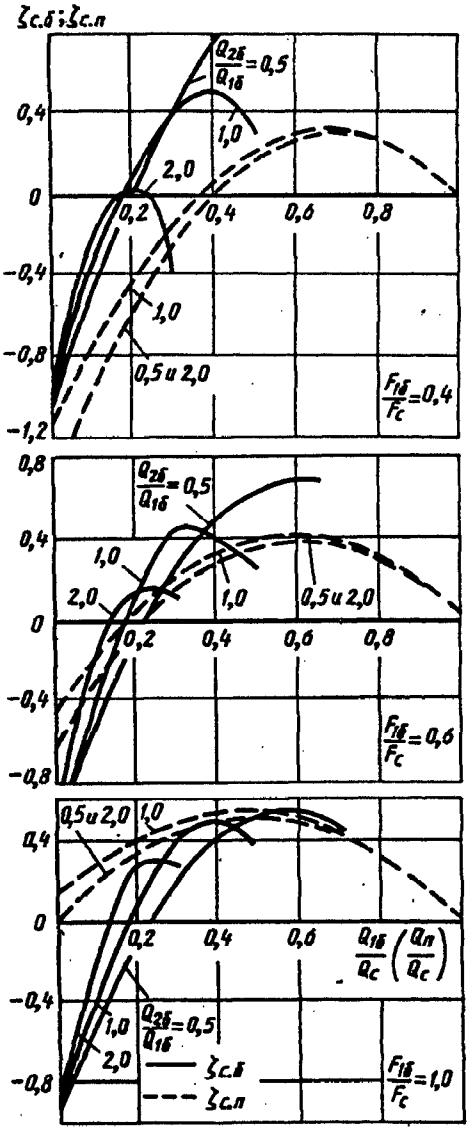
Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

Проход

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2-\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{1+Q_п/Q_с}{(0{,}75+0{,}25Q_п/Q_с)^2}-$$
$$-1{,}73(Q_п/Q_с)^2\frac{F_с}{F_{1б}}\frac{1+(Q_{2б}/Q_{1б})^2}{(1+Q_{2б}/Q_{1б})^2}(Q_с/Q_п-1)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п}=f(Q_п/Q_с,\ Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_с$.

2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 7-18 и 7-20.



Значения $\zeta_{с.б}$

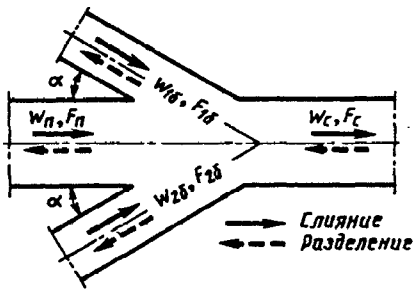
$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_{1б}/Q_с$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
				$F_{1б}/F_с=0{,}2$			
0,5	−1,0	−0,36	+0,51	1,59	2,89	4,38	6,10
1,0	−1,0	−0,27	0,51	1,41	2,12	2,91	—
2,0	−1,0	−0,27	−0,11	−0,72	—	—	—
				$F_{1б}/F_с=0{,}4$			
0,5	−1,0	−0,49	−0,03	0,40	0,75	1,06	1,44
1,0	−1,0	−0,38	0,10	0,40	0,51	0,34	—
2,0	−1,0	−0,25	0,01	−0,42	—	—	—
				$F_{1б}/F_с=0{,}6$			
0,5	−1,0	−0,51	−0,10	0,25	0,50	0,65	0,68
1,0	−1,0	−0,38	0,08	0,45	0,42	0,25	—
2,0	−1,0	−0,21	0,15	0,08	—	—	—
				$F_{1б}/F_с=1{,}0$			
0,5	−1,0	−0,51	−0,11	0,22	0,43	0,55	0,55
1,0	−1,0	−0,37	0,10	0,40	0,51	0,38	—
2,0	−1,0	−0,17	0,31	0,28	—	—	—

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_c$; $\alpha=30°$ [7-29, 7-30] — **Диаграмма 7-34**

Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_п/Q_c$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
					$F_{1б}/F_c=0,2$						
0,5 и 0,2	−3,81	−2,51	−1,81	−1,20	−0,86	−0,44	−0,13	0,08	0,18	0,14	0
1,0	−3,34	−2,53	−1,81	−1,20	−0,71	−0,32	−0,05	0,12	0,18	0,14	0
					$F_{1б}/F_c=0,4$						
0,5 и 2,0	−1,42	−0,97	−0,58	−0,26	0,02	0,15	0,26	0,30	0,26	0,17	0
1,0	−1,16	−0,76	−0,48	−0,14	0,07	0,21	0,30	0,31	0,27	0,17	0
					$F_{1б}/F_c=0,6$						
0,5 и 2,0	−0,62	−0,32	−0,07	0,13	0,27	0,35	0,39	0,37	0,29	0,17	0
1,0	−0,45	−0,18	0,04	0,21	0,33	0,39	0,41	0,39	0,30	0,18	0
					$F_{1б}/F_c=1,0$						
0,5 и 2,0	−0,03	0,21	0,34	0,45	0,50	0,52	0,49	0,43	0,32	0,18	0
1,0	0,13	0,29	0,41	0,49	0,54	0,54	0,51	0,44	0,32	0,18	0

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_c$; $\alpha=45°$ [7-29, 7-30] — **Диаграмма 7-35**



1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

$$\zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2}=1+\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\cdot\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2-$$
$$-8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2\frac{[Q_c/Q_{1б}-(1+Q_{2б}/Q_{1б})]^2}{4-(1+Q_{2б}/Q_{1б})Q_{1б}/Q_c}-$$
$$-1{,}42\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2\cdot\frac{F_c}{F_{1б}}\left[1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б}=f(Q_{1б}/Q_c,\ Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_c$.

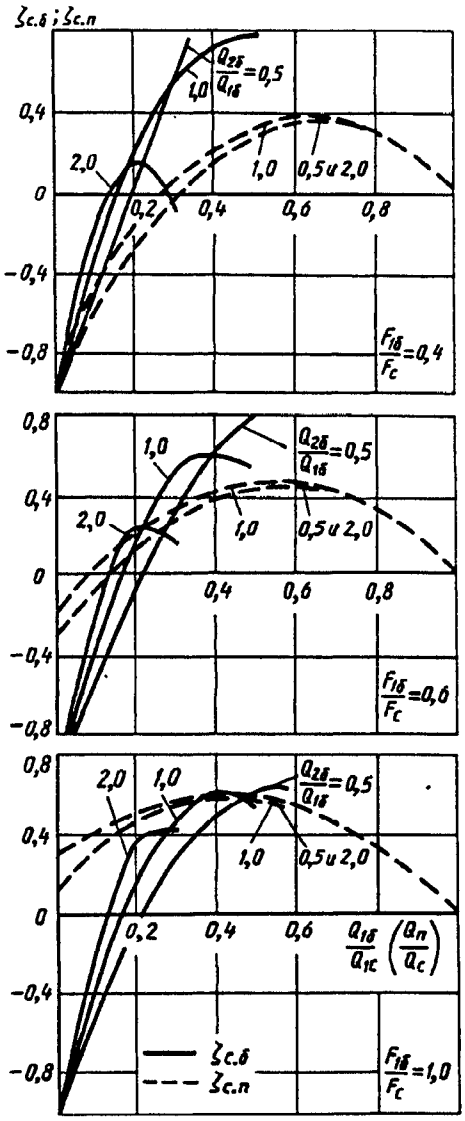
Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$Q_{1б}/Q_c$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
				$F_{1б}/F_c=0,2$			
0,5	−1,0	−0,36	0,59	1,77	3,20	4,88	6,79
1,0	−1,0	−0,24	0,63	1,70	2,64	3,73	—
2,0	−1,0	−0,19	0,21	0,04	—	—	—
				$F_{1б}/F_c=0,4$			
0,5	−1,0	−0,48	−0,02	0,58	0,92	1,31	16,3
1,0	−1,0	−0,36	0,17	0,55	0,72	0,78	—
2,0	−1,0	−0,18	0,16	−0,06	—	—	
				$F_{1б}/F_c=0,6$			
0,5	−1,0	−0,50	−0,07	0,31	0,60	0,82	0,92
1,0	−1,0	−0,37	0,12	0,55	0,60	0,52	—
2,0	−1,0	−0,18	0,26	0,16	—	—	—
				$F_{1б}/F_c=1,0$			
0,5	−1,0	−0,51	−0,09	0,25	0,50	0,65	0,64
1,0	−1,0	−0,37	0,13	0,46	0,61	0,54	—
2,0	−1,0	−0,15	0,38	0,42	—	—	—

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_с$; $\alpha=45°$ [7-29, 7-30]

Диаграмма 7-35



Проход

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2-\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{1+\dfrac{Q_п}{Q_с}}{\left(0{,}75+0{,}25\dfrac{Q_п}{Q_с}\right)^2}-$$

$$-1{,}42\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{F_с}{F_{1б}}\frac{1+\left(\dfrac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}{\left(1+\dfrac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}\left(\frac{Q_с}{Q_п}-1\right)^2$$

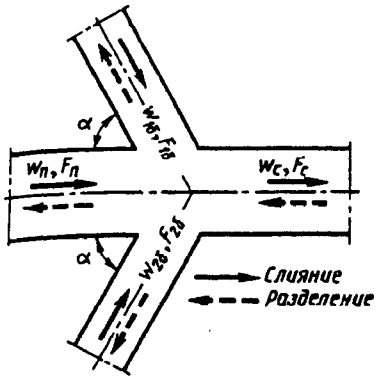
см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п}=f\left(\dfrac{Q_п}{Q_с}, \dfrac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\dfrac{F_{1б}}{F_с}$.

2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для тройников, по диаграммам 7-18 и 7-20.

Значения $\zeta_{с.п}$

$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_п/Q_с$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
					$F_{1б}/F_с=0{,}2$						
0,5 и 2,0	−2,92	−1,87	−1,29	−0,80	−0,56	−0,23	−0,01	0,16	0,22	0,15	0
1,0	−2,54	−1,87	−1,30	−0,80	−0,42	−0,12	0,08	0,20	0,22	0,15	0
					$F_{1б}/F_с=0{,}4$						
0,5 и 2,0	−0,98	−0,61	−0,30	−0,06	0,14	0,26	0,33	0,34	0,28	0,17	0
1,0	−0,77	−0,44	−0,16	0,05	0,21	0,31	0,36	0,35	0,29	0,17	0
					$F_{1б}/F_с=0{,}6$						
0,5 и 2,0	−0,32	0,08	0,11	0,27	0,37	0,43	0,44	0,40	0,31	0,18	0
1,0	−0,18	−0,04	0,21	0,34	0,42	0,46	0,46	0,41	0,31	0,18	0
					$F_{1б}/F_с=1{,}0$						
0,5 и 2,0	0,11	0,36	0,46	0,53	0,57	0,56	0,52	0,44	0,33	0,18	0
1,0	0,29	0,42	0,51	0,57	0,59	0,58	0,54	0,45	0,33	0,18	0

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_с$; $\alpha=60°$ [7-29, 7-30]	Диаграмма 7-36



1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

$$\zeta_{1с.\,б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_{1б}}\right)-8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2\frac{\left[\frac{Q_с}{Q_{1б}}-\left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4-\left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_с}}-$$

$$-\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2\frac{F_с}{F_{1б}}\left[1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.\,б}=f(Q_б/Q_с,\ Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_с$.

Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

Проход

$$\zeta_{с.\,п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2-\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{1+Q_п/Q_с}{(0{,}75+0{,}25Q_п/Q_с)}-$$

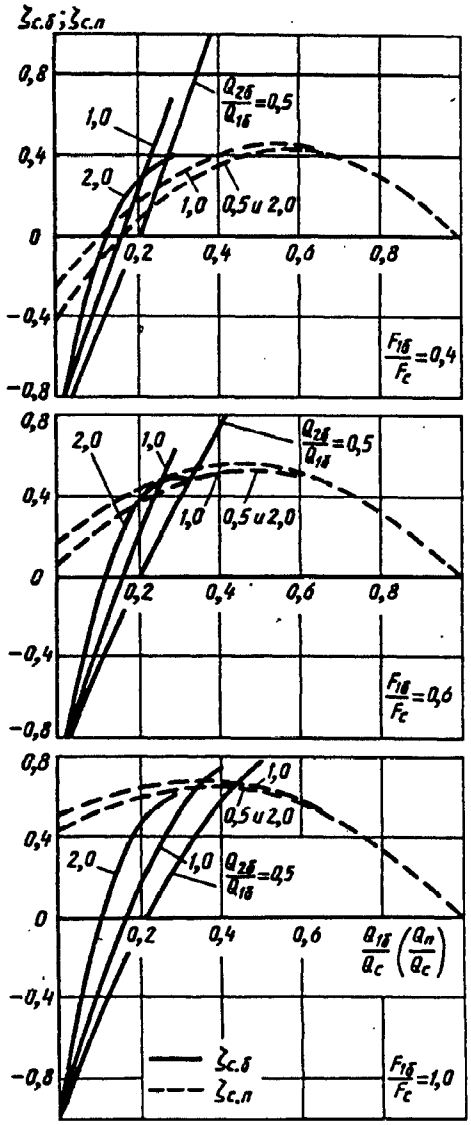
$$-\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{F_с}{F_{1б}}\frac{1+(Q_{2б}/Q_{1б})^2}{(1+Q_{2б}/Q_{1б})^2}\left(\frac{Q_с}{Q_п}-1\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.\,п}=f(Q_п/Q_с,\ Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_с$.

2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.\,б}$ и $\zeta_{с.\,п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 7-18 и 7-20

Значения $\zeta_{с.\,б}$

$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_{1б}/Q_с$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
			$F_{1б}/F_с=0{,}2$				
0,5	−1,0	−0,31	0,59	2,00	3,62	5,54	7,72
1,0	−1,0	−0,20	0,80	2,07	3,30	4,77	—
2,0	−1,0	−0,09	0,62	0,97	—	—	—
			$F_{1б}/F_с=0{,}4$				
0,5	−1,0	−0,47	−0,06	0,60	1,12	1,63	2,10
1,0	−1,0	−0,34	0,25	0,73	1,10	1,31	—
2,0	−1,0	−0,15	0,27	0,41	—	—	—
			$F_{1б}/F_с=1{,}6$				
0,5	−1,0	−0,50	0,04	0,38	0,74	1,03	1,23
1,0	−1,0	−0,36	0,18	0,67	0,82	0,87	—
2,0	−1,0	−0,15	0,40	0,47	—	—	—
			$F_{1б}/F_с=1{,}0$				
0,5	−1,0	−0,50	−0,07	0,30	0,58	0,79	0,88
1,0	−1,0	−0,36	0,16	0,53	0,74	0,75	—
2,0	−1,0	−0,13	0,46	0,61	—	—	—

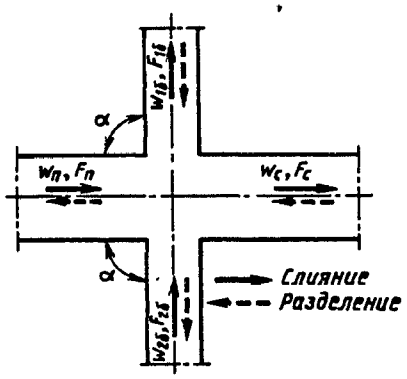


Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_с$; $\alpha=60°$ [7-29, 7-30]	**Диаграмма 7-36**

Значения $\zeta_{с.\,п}$

$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_п/Q_с$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
					$F_{1б}/F_с=0,2$						
0,5 и 2,0	−1,77	−1,02	−0,64	−0,30	−0,15	0,06	0,20	0,26	0,26	0,16	0
1,0	−1,50	−1,03	−0,64	−0,30	−0,05	0,13	0,24	0,29	0,26	0,16	0
					$F_{1б}/F_с=0,4$						
0,5 и 2,0	−0,40	−0,14	0,07	0,24	0,35	0,41	0,42	0,39	0,30	0,18	0
1,0	−0,25	−0,02	0,16	0,31	0,40	0,44	0,45	0,40	0,31	0,18	0
					$F_{1б}/F_с=0,6$						
0,5 и 2,0	0,06	0,23	0,36	0,46	0,51	0,52	0,50	0,43	0,32	0,18	0
1,0	0,16	0,32	0,43	0,51	0,55	0,55	0,51	0,44	0,33	0,18	0
					$F_{1б}/F_с=1,0$						
0,5 и 2,0	0,44	0,54	0,60	0,65	0,65	0,62	0,56	0,47	0,34	0,18	0
1,0	0,50	0,59	0,64	0,67	0,67	0,63	0,57	0,47	0,34	0,18	0

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_с$; $\alpha=90°$ [7-29, 7-30]	**Диаграмма 7-37**



1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

$$\zeta_{1с.б}\equiv\frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2-8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2\times$$
$$\times\frac{[Q_с/Q_{1б}-(1+Q_{2б}/Q_{1б})]^2}{4-(1+Q_{2б}/Q_{1б})Q_{1б}/Q_с}$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б}=f(Q_{1б}/Q_с,\ Q_{2б}/Q_{1б})$ при различных $F_{1б}/F_с$.

Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

Проход

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=1+\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2-\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{1+Q_п/Q_с}{(0{,}75+0{,}25Q_п/Q_с)^2}$$

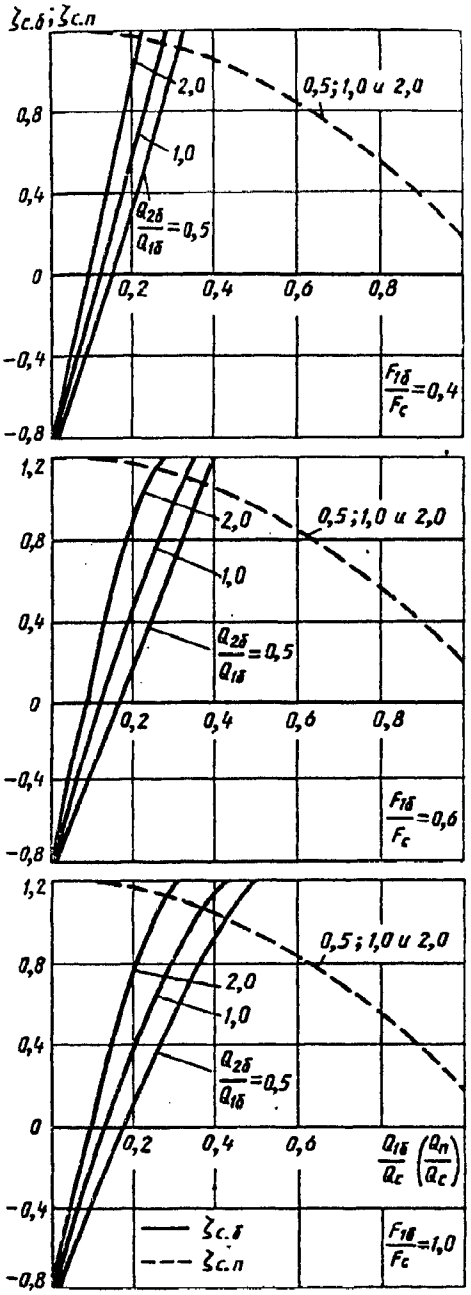
см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п}=f(Q_п/Q_с)$ при всех $F_{1б}/F_с$ и $Q_{2б}/Q_{1б}$.

Для стандартных крестовин из ковкого чугуна при $\dfrac{Q_п}{Q_с}>0{,}7$

$$\zeta'_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=\zeta_{с.п}+2{,}5\left(\frac{Q_п}{Q_с}-0{,}7\right).$$

2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 7-18 и 7-20.

Крестовина типа $F_{1б}=F_{2б}=F_б$; $F_п=F_c$; $\alpha=90°$ [7-29, 7-30]	**Диаграмма 7-37**



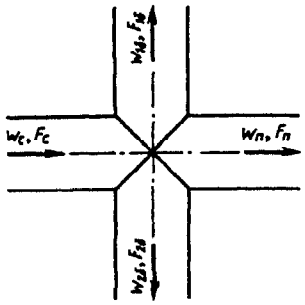
Значения $\zeta_{с.б}$

$Q_{2б}/Q_{1б}$	$Q_{1б}/Q_c$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
	$F_{1б}/F_c=0,2$						
0,5	−0,85	−0,10	1,09	2,72	4,77	7,25	10,1
1,0	−0,85	−0,05	1,35	3,12	5,05	7,40	—
2,0	−0,85	−0,31	1,77	3,37	—	—	—
	$F_{1б}/F_c=0,4$						
0,5	−0,85	−0,29	0,34	1,03	1,77	2,50	3,37
1,0	−0,85	−0,14	0,60	1,33	2,05	2,71	—
2,0	−0,85	0,12	1,02	1,68	—	—	—
	$F_{1б}/F_c=0,6$						
0,5	−0,85	−0,32	0,20	0,72	1,22	1,70	2,13
1,0	−0,85	−0,18	0,46	1,02	1,50	1,85	—
2,0	−0,85	0,09	0,88	1,37	—	—	—
	$F_{1б}/F_c=0,8$						
0,5	−0,85	−0,33	0,13	0,61	1,02	1,38	1,68
1,0	−0,85	−0,18	0,41	0,91	1,30	1,54	—
2,0	−0,85	0,08	0,83	1,26	—	—	—
	$F_{1б}/F_c=1,0$						
0,5	−0,85	−0,34	0,13	0,56	0,93	1,25	1,48
1,0	−0,85	−0,19	0,39	0,86	1,21	1,40	—
2,0	−0,85	0,07	0,81	1,21	—	—	—

$Q_п/Q_c$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\zeta_{с.п}$	1,20	1,19	1,17	1,12	1,05	0,96

$Q_п/Q_c$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{с.п}$	0,85	0,72	0,56	0,39	0,20

Крестовины прямые ($\alpha = 90°$) приточные из кровельного железа; $Re > 10^4$ [7-40]	Диаграмма 7-38

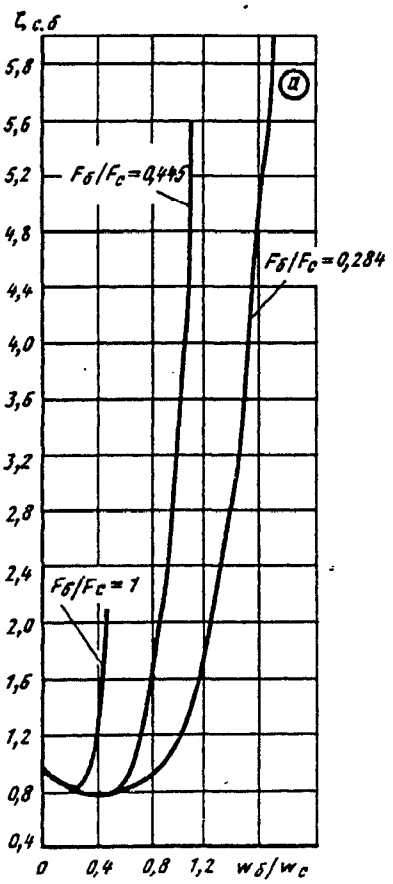


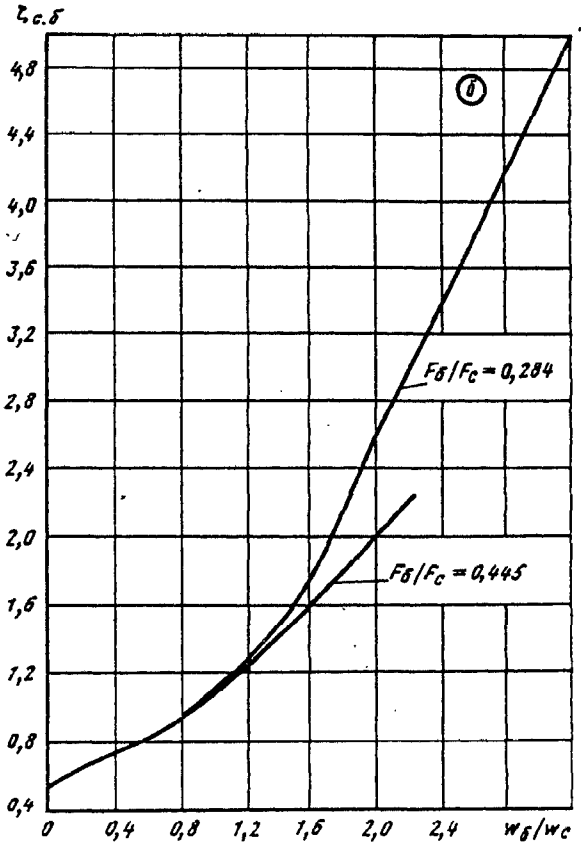
Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2}$$ см. таблицы и графики *а* и *б*

Значения $\zeta_{с.б}$ при $Q_{1б}/Q_{2б} = 1$ (график *а*)

$F_б/F_c$	$F_{1б}/F_{2б}$	$w_б/w_c$											
		0	0,2	0,4	0,48	0,6	0,8	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8
1	0,445	1,0	0,80	1,4	2,1	—	—	—	—	—	—	—	—
0,445	0,445—1	1,0	0,80	0,80	0,80	0,85	1,4	3,0	5,6	—	—	—	—
0,284	0,64—1	1,0	0,80	0,78	0,80	0,83	0,95	1,2	1,4	1,7	2,6	5,0	7,6





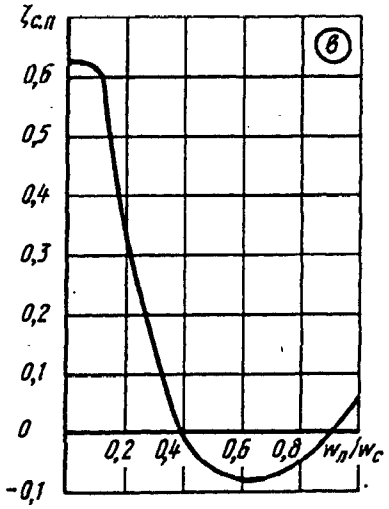
Крестовины прямые ($\alpha=90°$) приточные из кровельного железа; $Re>10^4$ [7-40]	Диаграмма 7-38

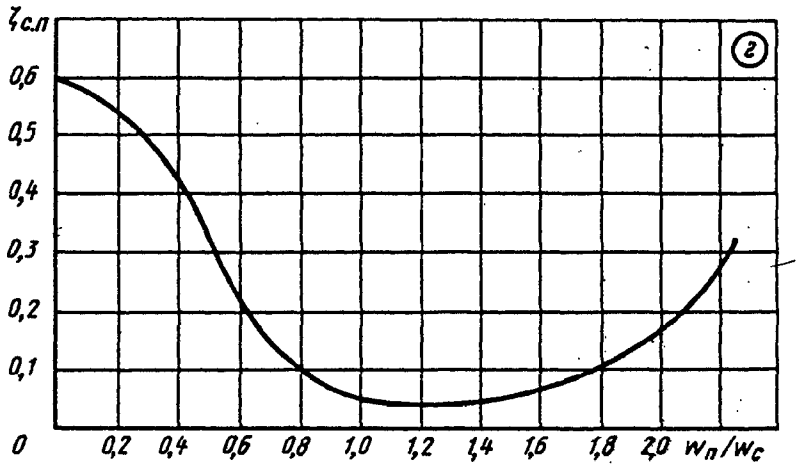
Значения $\zeta_{с.б}$ при $Q_{1б}/Q_{2б}\neq 1$ (график *б*)

$F_б/F_с$	$F_{1б}/F_{1с}$	$w_б/w_с$											
		0	0,4	0,8	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,8	3,4
0,445	0,64—1	0,5	0,75	0,90	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	—	—
0,284	0,64—1	0,5	0,75	0,90	1,3	1,5	1,75	2,2	2,6	3,0	3,4	4,2	5,4

Прямой проход

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$$ см. таблицы и графики *в* и *г*





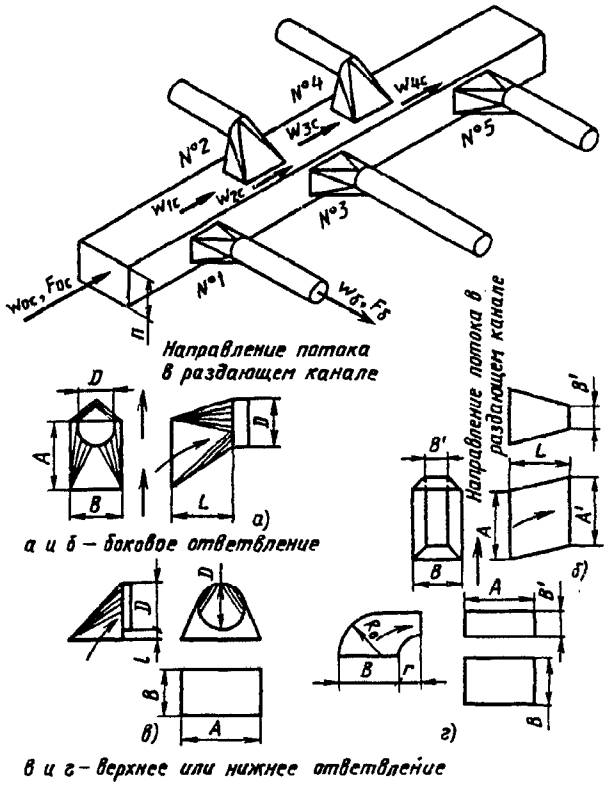
Значения $\zeta_{с.п}$ при $F_п=\text{const}$, любых $F_{1б}/F_{2б}$ и любых $F_б/F_с$ (график *в*)

$w_п/w_с$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{с.п}$	0,63	0,62	0,40	0,15	0	−0,05	−0,08	−0,08	−0,05	0	+0,05

Значения $\zeta_{с.п}$ при наличии конического перехода на проходном участке (график *г*)

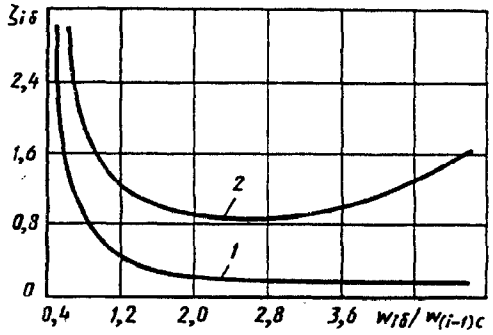
$w_п/w_с$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
$\zeta_{с.п}$	0,6	0,55	0,45	0,25	0,10	0,05	0,05	0,05	0,07	0,10	0,17	0,27

Раздающий (приточный) короб с переходными участками [7-61]	Диаграмма 7-39



$$\zeta_{iб} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_{iб}^2/2}$$ см. кривые $\zeta_{iб} = f\left(\frac{w_{iб}}{w_{(i-1)c}}\right)$,

где $w_{(i-1)c}$ — средняя скорость в коробе перед i-м ответвлением



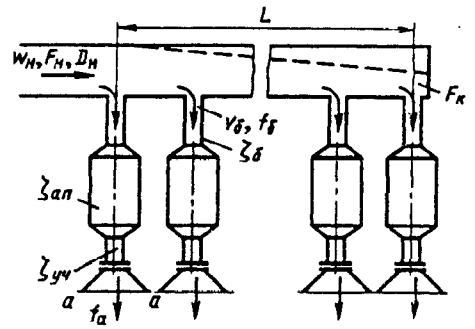
Размеры к схемам (h — высота сечения короба)

Схема	D	A'	B'	A	B	L	l	R	r
а	0,6—0,9h	—	—	$\approx 1{,}7D$	D	1—1,3D	—	—	—
б	—	1,15—1,25h	0,30—0,45h	1—1,5h	0,6—0,94h	0,6—1,1h	—	—	—
в	0,6—0,9h	—	—	$\approx 1{,}7D$	D	—	0,2D	—	—
г	—	1,15—1,25h	0,35—0,45h	1,15—1,25h	0,6—0,9h	—	—	0,6—0,9h	0,3—0,4h

Значения $\zeta_{iб}$

Ответвление	$w_{iб}/w_{(i-1)c}$							
	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
1. Боковое	4,30	1,6	0,88	0,60	0,24	0,20	0,19	0,18
2. Верхнее или нижнее	—	3,00	1,80	1,43	0,92	0,90	1,12	1,67

Коллекторы (раздающие) при $\alpha=90^\circ$ и $L/D_{гн}<150$ (без дополнительных препятствий в канале); $\mathrm{Re}=w_н D_{гн}/\nu \geqslant 10^4$ [7-50]	Диаграмма 7-40



$$\zeta \approx 2{,}28 - 0{,}51A'_1 + 0{,}40K_1 + 0{,}0066L/D_{гн} - 0{,}0015A'_1 L/D_{гн}$$

$0{,}6 \leqslant K_1 \leqslant 0{,}9$:

$$\zeta \approx 2{,}20 - 0{,}57A'_1 + 0{,}60K_1 + 0{,}0086L/D_{гн} - 0{,}002A'_1 L/D_{гн} = f(A'_1,\ K_1,\ L/D_{гн}),$$

где $A'_1 = \bar{f}\dfrac{1}{\sqrt{0{,}6+(f_б/f_а)^2+\zeta_{уч}+\zeta_{ап}}}$;

$\zeta_{уч} \equiv \dfrac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2/2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, присоединенных к боковым ответвлениям до и после аппарата;

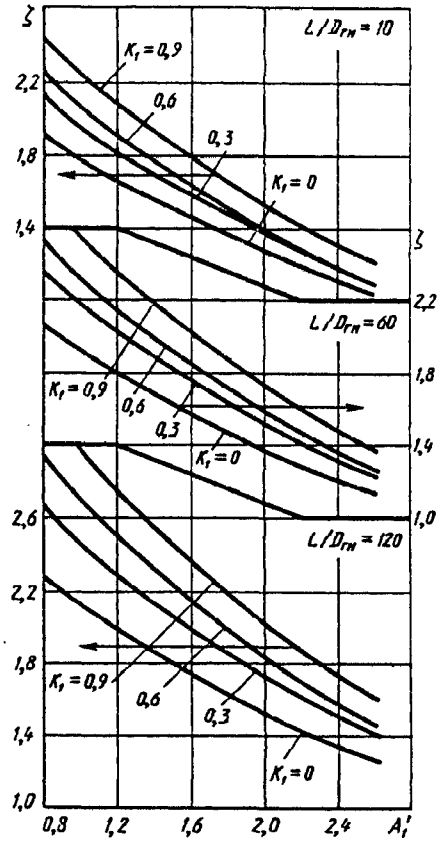
$\zeta_{ап} \equiv \dfrac{\Delta p_{ап}}{\rho v_о^2/2}$ см. двенадцатый раздел или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\bar{f} = n_о f_б/F_н$ ($n_о$ — число ответвлений); $K_1 = 1 - F_к/F_н$

$0{,}9 \leqslant A'_1 \leqslant 2{,}6$

$0 < K_1 < 0{,}3$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_н^2/2} \approx 2{,}63 - 0{,}54A'_1$$

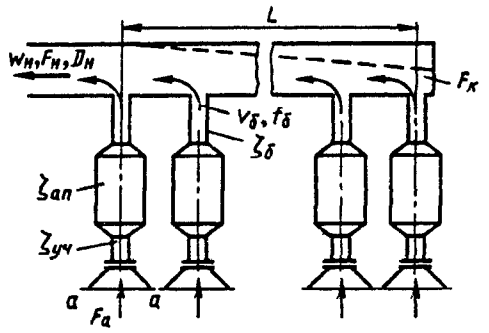
$0{,}3 \leqslant K_1 < 0{,}6$:



Значения ζ

K_1	A'_1											
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
$L/D_{гн}=5\div10$												
0	2,40	2,10	2,00	1,80	1,65	1,60	1,50	1,38	1,30	1,20	1,13	1,07
0,3	2,30	2,20	2,13	1,97	1,83	1,70	1,59	1,48	1,39	1,29	1,20	1,12
0,6	2,40	2,28	2,23	2,07	1,90	1,77	1,65	1,59	1,41	1,31	1,20	1,12
0,9	2,60	2,50	2,43	2,26	2,10	1,94	1,80	1,67	1,54	1,43	1,33	1,23
$L/D_{гн}=60$												
0	2,30	2,10	2,05	1,93	1,80	1,70	1,60	1,50	1,40	1,31	1,23	1,15
0,3	2,40	2,30	2,20	2,18	2,04	1,90	1,77	1,65	1,54	1,44	1,34	1,25
0,6	2,70	2,55	2,45	2,33	2,16	2,00	1,86	1,72	1,59	1,48	1,37	1,27
0,9	3,00	2,85	2,70	2,56	2,37	2,20	2,04	1,89	1,75	1,62	1,50	1,39
$L/D_{гн}=120$												
0	2,30	2,10	2,25	2,13	2,00	1,87	1,75	1,65	1,55	1,44	1,35	1,27
0,3	2,70	2,60	2,55	2,48	2,31	2,15	2,01	1,87	1,75	1,63	1,52	1,41
0,6	3,05	2,80	2,77	2,71	2,51	2,33	2,16	2,00	1,85	1,72	1,59	1,47
0,9	3,45	3,30	3,10	2,97	2,75	2,55	2,37	2,19	2,03	1,88	1,75	1,62

Коллекторы (собирающие) при $\alpha=90^\circ$ и $L/D_{гн}<150$; $\mathrm{Re}=w_н D_{гн}/\nu\geqslant 10^4$ [7-50]	Диаграмма 7-41



$0{,}2\leqslant A'_2\leqslant 1{,}4$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_н^2/2}\approx\frac{1}{\mathrm{th}^2\varphi}-1$$ см. кривые $\zeta=f(A'_2, K_1)$,

где $\varphi=0{,}09+0{,}50\,A'_2+0{,}02\,K_1-0{,}09\,A'_2\,K_1$;

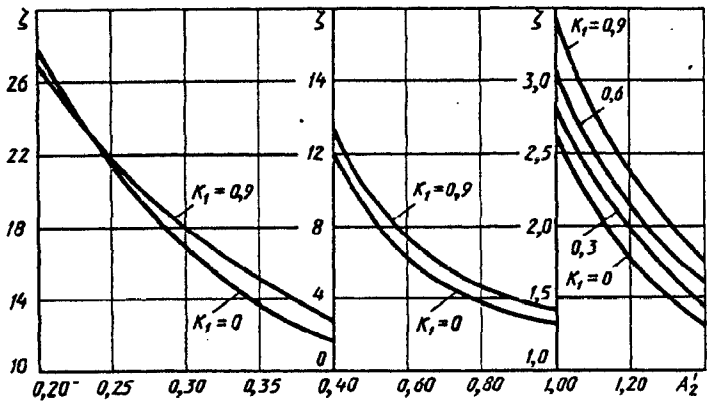
$$A'_2=\bar{f}\frac{1}{\sqrt{1+(f_б/f_а)^2+\zeta_{уч}+\zeta_{ап}}};$$

$\zeta_{уч}\equiv\dfrac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2/2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, присоединенных к боковым ответвлениям до и после аппарата;

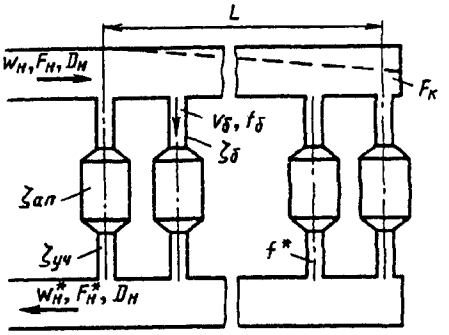
$\zeta_{ап}\equiv\dfrac{\Delta p_{ап}}{\rho v_б^2/2}$ см. двенадцатый раздел или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\bar{f}=n_о f_б/F_н$ ($n_о$ — число ответвлений); $K_1=1-F_к/F_н$

Значения ζ

K_1	A'_2							
	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
0	27,5	17,0	11,8	6,30	3,90	2,52	1,76	1,30
0,3	27,2	17,3	12,0	6,60	4,12	2,78	1,97	1,44
0,6	27,0	17,5	12,4	7,00	4,43	3,02	2,16	1,59
0,9	27,0	18,0	12,8	7,42	4,77	3,28	2,37	1,77



Коллекторы П-образной формы при $\alpha=90°$ и $L/D_{гн}\leqslant 5{,}0$; $0{,}5\leqslant F_н/F^*_н\leqslant 1{,}0$; $K_1\leqslant 0{,}9$ для раздающего и $K^*_1=0$ для собирающего каналов; $\mathrm{Re}=w_н D_{гн}/\nu\geqslant 10^4$ [7-50]	Диаграмма 7-42



$0{,}54\leqslant A'_3\leqslant 1{,}6$:

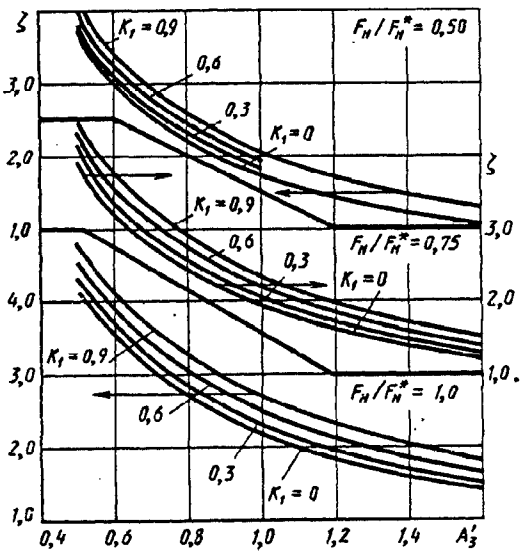
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_н^2/2}\approx$$

$$\approx\frac{1}{0{,}788A'_3+0{,}029K_1+0{,}115F_н/F^*_н-0{,}130A'_3K_1+\\ +\sqrt{-0{,}353A'_3F_н/F^*_н-0{,}090}};$$

$$\zeta=f(A'_3,\ K_1,\ F_н/F^*_н);$$

$$A'_3=\bar{f}\frac{1}{\sqrt{0{,}6+(f_б/f^*_б)^2+\zeta_{уч}+\zeta_{ап}}},$$

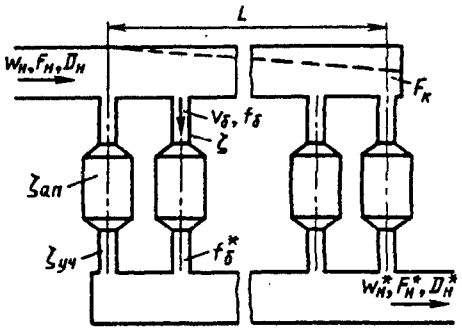
$\zeta_{уч}=\dfrac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2/2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, примыкающих к боковым ответвлениям до и после аппарата (устройства); $\zeta_{ап}\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho v_б^2/2}$ см. двенадцатый раздел или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\bar{f}=n_о f_б/F_н$ ($n_о$ — число ответвлений); $K_1=1-F_к/F_н$



Значения ζ

K_1	A'_3						
	0,54	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
				$F_н/F^*_н=0{,}5$			
0	3,66	3,00	2,19	1,73	1,43	1,21	1,00
0,3	3,80	3,13	2,30	1,82	1,51	1,29	1,12
0,6	3,97	3,28	2,43	1,93	1,60	1,37	1,19
0,9	4,15	3,44	2,57	2,05	1,70	1,46	1,27
				$F_н/F^*_н=0{,}75$			
0	3,88	3,22	2,41	1,92	1,60	1,37	1,20
0,3	4,05	3,38	2,55	2,04	1,71	1,46	1,28
0,6	4,23	3,56	2,70	2,18	1,82	1,57	1,38
0,9	4,44	3,76	2,88	2,33	1,96	1,69	1,49
				$F_н/F^*_н=1{,}0$			
0	4,12	3,50	2,68	2,17	1,83	1,58	1,39
0,3	4,32	3,69	2,85	2,33	1,96	1,70	1,60
0,6	4,53	3,90	3,05	2,50	2,12	1,84	1,63
0,9	4,76	4,13	3,27	2,71	2,31	2,01	1,79

Коллекторы Z-образной формы при $\alpha=90°$ и $L/D_{гн}\leqslant 50$; $0{,}5\leqslant F_н/F^*_н\leqslant 1{,}0$; $K_1\leqslant 0{,}9$ **для раздающего и** $K^*_1=0$ **для собирающего каналов;** $\mathrm{Re}=w_н D_{гн}/\nu\geqslant 10^4$ [7-50]	**Диаграмма 7-43**



$0{,}54\leqslant A'_4\leqslant 1{,}6$:

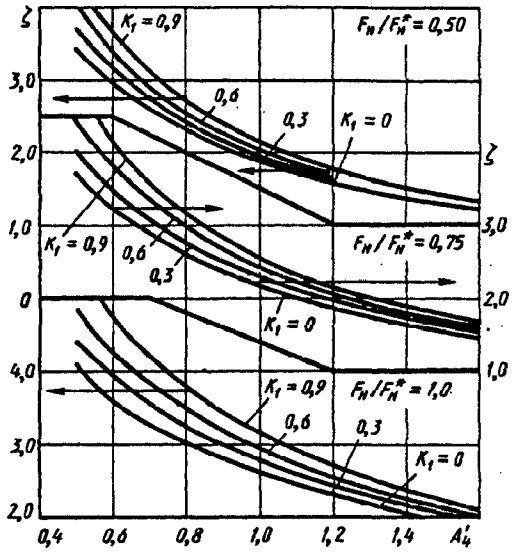
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_н^2/2}\approx$$

$$\approx\frac{1}{0{,}692A'_4-0{,}073K_1+0{,}128F_н/F^*_н-0{,}424A'_4F_н/F^*_н-0{,}013};$$

$$\zeta=f(A'_4, K_1, F_н/F^*_н);$$

$$D_{гн}=\frac{4F_н}{\Pi_н}\qquad A'_4=\bar{f}\frac{1}{\sqrt{0{,}6+(f_б/f^*_б)^2+\zeta_{уч}+\zeta_{ап}}},$$

где $\zeta_{уч}=\dfrac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2/2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, примыкающих к боковым ответвлениям до и после аппарата (устройства); $\zeta_{ап}\equiv\dfrac{\Delta p_{ап}}{\rho v_б^2/2}$ см. двенадцатый раздел или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\bar{f}=n_0 f_б/F_н$ (n_0 — число ответвлений); $K_1=1-F_к/F_н$



Значения ζ

K_1	A'_4						
	0,54	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
	$F_н/F^*_н=0{,}5$						
0	3,44	2,95	2,30	1,88	1,59	1,38	1,22
0,3	3,72	3,15	2,42	1,96	1,65	1,43	1,25
0,6	4,05	3,39	2,56	2,05	1,71	1,47	1,29
0,9	4,44	3,66	2,71	2,15	1,78	1,52	1,33
	$F_н/F^*_н=0{,}75$						
0	3,70	3,25	2,62	2,19	1,88	1,65	1,47
0,3	4,03	3,50	2,78	2,30	1,96	1,71	1,52
0,6	4,42	3,79	2,96	2,42	2,05	1,78	1,57
0,9	4,89	4,14	3,16	2,56	2,15	1,85	1,62
	$F_н/F^*_н=1{,}0$						
0	4,02	3,63	3,04	2,61	2,29	2,04	1,84
0,3	4,40	3,94	3,25	2,71	2,41	2,14	1,92
0,6	4,87	4,31	3,50	2,95	2,55	2,24	2,00
0,9	5,46	4,76	3,79	3,15	2,70	2,30	2,09

РАЗДЕЛ ВОСЬМОЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЧЕРЕЗ ПРЕПЯТСТВИЯ, РАВНОМЕРНО РАСПРЕДЕЛЕННЫЕ ПО СЕЧЕНИЮ КАНАЛОВ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ РЕШЕТОК, СЕТОК, ПОРИСТЫХ СЛОЕВ, НАСАДОК И ДР.)

8-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. К препятствиям, равномерно распределенным по сечению труб и каналов и создающим равномерное сопротивление потоку, относятся различные решетки, сетки, слои, ткань, насадки из колец Рашига, кускового или сыпучего материала, поперечные пучки труб и т. п.

2. Природа сопротивления плоских решеток (перфорированных листов), помещенных в прямую трубу, такая же, как и при протекании потока через диафрагму (шайбу). Жидкость (газ), подходя к решетке, поджимается в ее отверстиях и с повышенной скоростью отдельными струйками выходит из решетки в трубу. Таким образом, возникают потери, связанные как со входом в отверстия, так и с внезапным расширением на выходе из отверстия решетки (рис. 8-1).

Коэффициент сопротивления плоской (тонкостенной) решетки зависит от коэффициента живого сечения $\bar{f}=\sum f_{отв}/F_р=F_0/F_1$ и формы краев отверстий, а также от числа Рейнольдса $\mathrm{Re}=w_{отв}d_{отв}/\nu$. Вычисляется он по формулам (4-7)—(4-27):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=f(\bar{f},\ r/d_{отв},\ l/d_{отв},\ \mathrm{Re}).$$

3. При малых коэффициентах живого сечения $\bar{f}$ решетки скорость потока в ее отверстиях и особенно в наиболее сжатом сечении струек в отверстиях может получиться очень большой даже при сравнительно небольшом ее значении перед фронтом решетки. В некоторых случаях скорость потока в сжатом сечении струек может быть близкой к скорости звука (числа Маха — близким к единице). При этих условиях коэффициент сопротивления решетки начинает зависеть от числа Маха $\mathrm{Ma}_1=w_1/a_1$ (см. п. 38 четвертого раздела), т. е.

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2}=k_м\zeta,$$

где $k_м$ — поправка на влияние числа Маха, полученная на основании опытных данных Корнелла [8-63] (см. диаграмму 8-7); ζ определяется, как при $M_1\approx 0$ по формулам четвертого раздела; w_1 — средняя скорость потока перед препятствием (решетки, сетки и т. п., м/с).

4. Для построения перфорированных решеток можно воспользоваться следующей связью между числом отверстий $n_{отв}$, а также между поперечным S_1 и продольным S_2 шагом отверстий, их диаметром $d_{отв}$ и коэффициентом живого сечения решетки $\bar{f}$.

Число отверстий

$$n_{отв}=1{,}27\bar{f}F_р/d_{отв}^2.$$

Расстояние между отверстиями:

при коридорном (прямоугольном) расположении отверстий (рис. 8-2, *а*)

$$\left.\begin{aligned} S_1&=\frac{0{,}785d_{отв}^2}{S_2\bar{f}};\\ S_2&=\frac{0{,}785d_{отв}^2}{S_1\bar{f}}. \end{aligned}\right\}\qquad (8\text{-}1)$$

В первой формуле (8-1) известным предполагается шаг S_2, а во второй — шаг S_1;

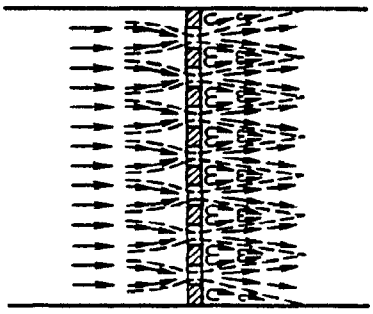


Рис. 8-1. Схема перетекания потока через решетку (сетку)

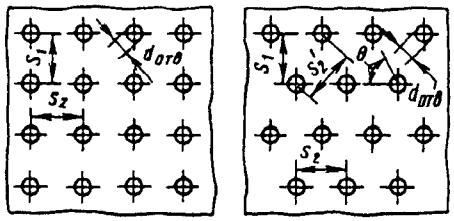


Рис. 8-2. Перфорированная решетка с коридорным (*а*) и шахматным (*б*) расположением отверстий

в частном случае, когда $S_1 = S_2$,

$$S_1 = 0{,}89 d_{отв} / \sqrt{\bar{f}}; \qquad (8\text{-}2)$$

при шахматном (ромбовидном) расположении отверстий под углом θ (рис. 8-2, *б*)

$$S_1 = 0{,}63 d_{отв} \sqrt{\operatorname{tg}\theta / \bar{f}},$$

$$S_2 = 1{,}25 d_{отв} / \sqrt{\bar{f} \operatorname{tg}\theta}.$$

В частном случае при одинаковом расстоянии между отверстиями как в поперечном направлении, так и диагональном ($S_2 = S_2'$; $\theta = 60°$)

$$S_1 = 0{,}82 d_{отв} / \sqrt{\bar{f}}; \quad S_2 = 0{,}95 d_{отв} / \sqrt{\bar{f}}.$$

При $S_1 = S_2$ получим формулу (8-2).

5. Коэффициент сопротивления незагрязненных плетеных сеток при больших числах Рейнольдса

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = k_0 (1 - F_0/F_1) + (F_1/F_0 - 1)^2, \qquad (8\text{-}3)$$

где для плетеных сеток из проволоки круглого поперечного сечения с обычным состоянием поверхности (но не окисленных и не запыленных) $k_0 = 1{,}3$ (по данным Г. А. Адамова); для новых сеток $k_0 = 1{,}0$, а для шелковых ниток $k_0 = 2{,}1$ [8-49].

6. При числах Рейнольдса $\mathrm{Re} < 10^3$ для плетеных сеток из проволоки круглого поперечного сечения и $\mathrm{Re} < 500$ для шелковых сеток коэффициент сопротивления может быть определен по следующим формулам:

1) сетки их проволоки при $50 < \mathrm{Re} < 10^3$

$$\zeta = k'_{\mathrm{Re}} \zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re} < 50$

$$\zeta \approx 22/\mathrm{Re} + \zeta_{кв};$$

2) сетки из шелковых ниток при $40 < \mathrm{Re} < 500$

$$\zeta = k''_{\mathrm{Re}} \zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re} < 40$

$$\zeta \approx 7/\mathrm{Re} + \zeta_{кв},$$

где $\zeta_{кв}$ определяется, как ζ по формуле (8-3); k'_{Re} и k''_{Re} — см. соответствующие кривые $k_{\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ диаграммы 8-6.

7. Коэффициент сопротивления двухплоскостных сеток (см. диаграмму 8-6) может быть определен [8-34] как

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}28(1 - \bar{f})/\bar{f}.$$

Неравномерность расположения прутков не влияет на коэффициент сопротивления сетки; он зависит только от суммарного живого сечения $\bar{f}$ [8-34].

8. Сетки, сплетенные на основе нихромовой проволоки и в поперечном направлении из диэлектрической капроновой нити того же диаметра ($d = 0{,}5 \div 1{,}2$ мм), исследовались в работе [8-40] при установке их под разными углами ($\varphi = 0 \div 75°$) к потоку. При увеличении φ в пределах 0—45° коэффициент сопротивления сетки увеличивается относительно мало. Резкое увеличение ζ (примерно вдвое) наступает при увеличении φ с 45 до 60°. Затем при дальнейшем увеличении φ коэффициент ζ опять уменьшается.

9. Как и для решеток, скорость в отверстиях сетки при малых коэффициентах ее живого сечения может быть близкой к скорости звука ($\mathrm{Ma}_1 = 1{,}0$). Влияние числа Маха Ma_1 учитывается по формуле

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = k'_м \zeta,$$

где $k'_м$ — поправка на влияние числа Маха [8-63] (см. диаграмму 8-7).

10. Аналогичное явление может иметь место и при других пористых (фильтрующих) материалах. Значения коэффициентов сопротивления некоторых из них, полученные при больших давлениях (до 20 МПа) в зависимости от числа Рейнольдса, приведены на диаграмме 8-8 [8-58]. Там же для тех же материалов приведены кривые зависимости отношения давлений $\bar{p} = p_2/p_1$ от скорости потока w_1.

Ни коэффициент сопротивления ζ, ни отношение давления $\bar{p}$ практически не зависят от давления p_1 перед пористым матсриалом.

11. Установка двух сеток вплотную одна к другой в идеальном случае не должна приводить к увеличению сопротивления, так как при точном совмещении проволок обеих сеток это означало бы только увеличение размера этих проволок по потоку. Практически, однако, проволоки обеих сеток частично перекрывают одна другую, вследствие чего живое сечение несколько уменьшается и сопротивление увеличивается, но редко вдвое. При установке двух сеток на некотором расстоянии одна от другой (примерно на расстоянии больше 15 диаметров проволоки) сопротивление сеток удваивается. Поэтому при практических расчетах коэффициент суммарного сопротивления последовательно установленных сеток можно

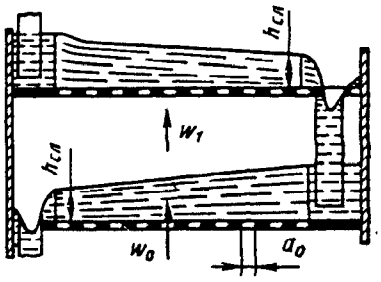


Рис. 8-3. Сетчатые тарелки в ректификационной колонне

определять как сумму коэффициентов сопротивления отдельных сеток, т. е.

$$\zeta_{\text{с}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{с}}} \zeta_i,$$

где $n_{\text{с}}$ — число рядов сеток.

12. В случае применения решеток (сеток) в качестве барботажных тарелок (сетчатые тарелки) в аппаратах, где происходит процесс массообмена (ректификация, сорбция, увлажнение газов и т. п., рис. 8-3), их сопротивление зависит, во-первых, от условий работы тарелки (сухая тарелка, смоченная при движении по ней столба жидкости без барботажа и движении жидкости при наличии барботажа), во-вторых, от физических свойств рабочих сред и конструктивных размеров тарелки.

13. Коэффициент сопротивления сухой тарелки определяется по данным пп. 2, 5 и 6, как для обычной решетки (сетки).

Сопротивление смоченной тарелки с малыми отверстиями больше сопротивления сухой тарелки, так как в отверстиях образуется жидкостная пленка, на разрыв которой затрачивается определенная энергия протекающего через отверстия газового (воздушного) потока.

Коэффициент сопротивления смоченной тарелки (с малыми отверстиями) можно вычислить по формуле И. П. Усюкина и Л. С. Аксельрода [8-47]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2} = \zeta_{\text{сух}} \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + 2 \cdot 10^{-4} \frac{\sigma/a_0}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2},$$

где $\zeta_{\text{сух}}$ — коэффициент сопротивления сухой тарелки, определяемый, как ζ для обычной решетки (сетки), см. диаграммы 8-1—8-6; σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости на границе раздела фаз газ — жидкость, Н/м; $\rho_{\text{г}}$ — плотность газа, кг/м^3; a_0 — радиус круглого отверстия или ширина щелевого отверстия тарелки, м; w_0 — средняя скорость потока в живом сечении препятствия (решетки, сетки и т. п.), м/с.

14. Коэффициент сопротивления тарелки в условиях ее нормальной работы с барботажем [8-47]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2} = \zeta_{\text{сух}} \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \frac{2 \cdot 10^{-4} \sigma/a_0}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2} +$$

$$+ 4{,}9 \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{в}}} \cdot \frac{h_{\text{сл}}}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2} + 22{,}5 \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{в}}} \left(\frac{Q_{\text{ж}}}{l_{\text{сл}}}\right)^{2/3} \frac{1}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2},$$

где $\rho_{\text{в}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ — плотность воды и рабочей жидкости, кг/м^3; $h_{\text{сл}}$, $l_{\text{сл}}$ — высота и длина сливной перегородки тарелки, м.

15. Коэффициент сопротивления барботажных тарелок, у которых отсутствуют специальные переливные устройства, может быть вычислен с допустимой для технических расчетов точностью по формуле В. В. Дильмана и др. [8-44]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2} = 2\zeta_{\text{сух}} \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2 \frac{1}{(1-\bar{f}')^3} + \frac{4\sigma/a_0}{\rho_{\text{г}} w_0^2/2}.$$

Коэффициент живого сечения щелей тарелки, через которую стекает жидкость,

$$\bar{f}' = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{L_0}{G_0}\right)^2 \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \cdot \frac{0{,}5}{\zeta_{\text{сух}} (F_0/F_1)^2 \mu_{\text{ж}}^2}}}{1 + \sqrt[3]{\left(\frac{L_0}{G_0}\right)^2 \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \cdot \frac{0{,}5}{\zeta_{\text{сух}} (F_0/F_1)^2 \mu_{\text{ж}}^2}}},$$

где G_0, L_0 — массовая скорость соответственно газа и жидкости, кг/(м$^2 \cdot$с); $\mu_{\text{ж}}$ — коэффициент расхода жидкости через щель (отверстие) тарелки.

16. Общие потери в решетках, выполненных из стержней различных форм сечения, складываются, как и для обычных утолщенных решеток, из потерь на вход, на трение и на внезапное расширение (удар) при выходе из суженного сечения между стержнями в канал.

Коэффициент сопротивления решеток при $l/d_{\text{м}} = 5$ и $a_0/S_1 \geqslant 0{,}5$ можно определить по формуле Киршмера [8-69]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \beta_1 k_1 \sin\theta. \qquad (8\text{-}4)$$

Здесь β_1 — коэффициент формы стержней (см. диаграмму 8-9); $k_1 = (S_1/a_0 - 1)^{4/3}$; θ — угол наклона стержня к потоку; $d_{\text{м}}$ — ширина (диаметр) миделева сечения стержня решетки, м; a_0 — просвет между двумя соседними стержнями, м; S_1 — расстояние между осями двух соседних стержней, м; l — длина стержня, м.

17. Коэффициент сопротивления решеток при любых значениях коэффициента живого сечения $\bar{f} = F_{\text{отв}}/F_0 = a_0/S_1$ и любой относительной глубине просветов (толщине решетки) l/a_0 может быть определен приближенно:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \beta_2 \zeta' \sin\theta, \qquad (8\text{-}5)$$

где β_2 — коэффициент формы стержней (см. диаграмму 8-9); ζ' — коэффициент сопротивле-

ния обычной решетки или шайбы с утолщенными краями отверстий, определяемый как ζ по формуле автора (4-12) или диаграмме 8-3.

18. При значениях $a_0/S_1 \geqslant 0{,}5$ коэффициент сопротивления стержневой решетки (с любой формой сечения стержня), помещенной непосредственно за поворотом потока под углом атаки α_0 [8-82],

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \sigma_1 \sigma_2, \qquad (8\text{-}6)$$

где σ_1 — коэффициент, зависящий практически только от угла атаки α_0 (для данной формы стержня см. график *а* диаграммы 8-10); σ_2 — коэффициент, зависящий от угла атаки α_0 и коэффициента живого сечения a_0/S_1 (см. график *б* диаграммы 8-10).

19. В случае применения стержневых решеток в гидротехнических сооружениях значения ζ этих решеток получаются бо́льшими, чем по расчету, вследствие загрязнения и конструктивных особенностей решеток. Поэтому В. Б. Дульнев [8-15] рекомендует ввести в формулы (8-4), (8-5) и (8-6) поправочный множитель c', учитывающий род и количество содержащегося в воде мусора, способ очистки решетки, возможность отложения перед решеткой наносов и другие условия. При машинной очистке решеток $c' = 1{,}1 \div 1{,}13$, при ручной $c' = 1{,}5 \div 2{,}0$. Конструктивные особенности рекомендуется учитывать поправочным множителем

$$c'' \approx \frac{1}{(1 - A/L)^2},$$

где L — высота решетки в свету, м; A — суммарная высота поперечных элементов ($A = h \cdot n_1 + dn_2$), м; h и n_1 — высота и число промежуточных опорных балок, м; d и n_2 — диаметр и число распорно-связных элементов, м.

20. В пористой среде наблюдается постепенный переход от ламинарного режима течения к турбулентному. Плавность перехода объясняется, во-первых, извилистостью пор, сужениями и расширениями, а также шероховатостью поверхности пористой среды, что способствует вихреобразованиям и возмущениям потока; во-вторых, постепенным распространением турбулентности с больших пор на малые, что связано с характером распределения пор в среде по их размерам.

21. Пористые среды можно разделить на три основные группы:

1) цементированные или сзязанные (пористая керамика, уголь, пористый металл);

2) сыпучие или несвязанные (порошки, различные кусковые материалы, насадки из элементов правильной геометрической формы — шары, цилиндры, кольца);

3) решетчатые или хордовые насадки, насадки из сеток или сит, труб, гофрированных лент и т. п.

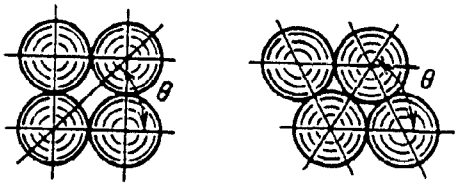


Рис. 8-4. Относительное расположение сферических тел в слое

22. Пористость и просвет (коэффициент живого сечения) слоя, состоящего из одинаковых сферических тел, не зависят от диаметра зерна; они являются функциями взаимного расположения зерен, т. е. угла θ (рис. 8-4):

$$\varepsilon' = 1 - \frac{\pi}{6(1-\cos\theta)\sqrt{1+2\cos\theta}};$$

$$\bar{f} = 1 - 0{,}25\pi/\sin\theta.$$

Крайние значения угла θ равны 60 и 90°. Теоретическая пористость ε' и просвет $\bar{f}$ в этом интервале угла даны в табл. 8-1.

8-1. Значения ε' и $\bar{f}$

θ	ε'	$\bar{f}$	θ	ε'	$\bar{f}$
60°	0,259	0,0931	67°21′	0,36	0,1491
60°02′	0,26	0,0977	69°17′	0,38	0,1605
61°18′	0,28	0,1045	71°28′	0,40	0,1719
62°36′	0,30	0,1155	74°03′	0,42	0,1832
64°03′	0,32	0,1266	77°10′	0,44	0,1946
65°37′	0,34	0,1337	81°25′	0,46	0,2057
			90°00′	0,476	0,2146

23. Для слоя сыпучих тел или кусков сферической или неправильной формы коэффициент сопротивления может быть вычислен с точностью до ± 20—35% [*1] по выражению, вытекающему из уточненной [8-66] формулы Эргана [8-64]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[\frac{360(1-\varepsilon')^2}{\varepsilon'^3 \mathrm{Re}_1} + \frac{B'(1-\varepsilon')}{\varepsilon'^3}\right] l_0/d_э = \lambda l_0/d_э, \qquad (8\text{-}7)$$

где

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2 l_0/d_э} = \frac{360(1-\varepsilon')^2}{\varepsilon'^3 \mathrm{Re}_1} + \frac{B'(1-\varepsilon')}{\varepsilon'^3} = \frac{A}{\mathrm{Re}_1} + B_1; \qquad (8\text{-}8)$$

[*1] Такая точность является относительно хорошей, если учесть, что применимость предлагаемой формулы в интервале изменения числа Рейнольдса от 10^{-1} до 10^3 изменяет коэффициент сопротивления на два порядка (от 0,5 до 50) [8-4].

$\mathrm{Re}_1 \equiv w_1 d_э/\nu$; $d_э = \varphi_1 d_т$; $d_т$ — средний размер (диаметр) тела; φ_1 — коэффициент формы тела; $B' = 1{,}8$ — для тел с гладкой поверхностью, $B' = 4{,}0$ — для тел с шероховатой поверхностью. Значения ε', $d_э$ и φ_1 для тел из различных материалов приведены на диаграмме 8-11.

24. Для слоя из тел неправильной формы, а также из колец, для которых известен гидравлический диаметр пор $d_г$, коэффициент сопротивления

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \lambda \frac{1}{\varepsilon'^2} \frac{l_0}{d_г}, \qquad (8\text{-}9)$$

где по данным Н. П. Ишкина и М. Г. Кагенера [8-32] при $\mathrm{Re}_г \equiv \frac{1}{\varepsilon'} \cdot \frac{w_1 d_г}{\nu} < 3$

$$\lambda = 180/\mathrm{Re}_г, \qquad (8\text{-}10)$$

а при $\mathrm{Re}_г > 3$

$$\lambda = 164/\mathrm{Re}_г + 7{,}68/\mathrm{Re}_г^{0{,}11}. \qquad (8\text{-}11)$$

Формулами (8-9)—(8-11) можно пользоваться также для определения коэффициента сопротивления связанного пористого материала.

25. Сопротивление «регулярных» пористых насадок из колец Рашига, уложенных правильными рядами (см. диаграмму 8-13), и насадок из деревянных реек, уложенных параллельно (см. диаграмму 8-14), при отсутствии орошения их жидкостью обусловлено главным образом потерями давления на трение.

Коэффициент сопротивления таких насадок может быть вычислен по формуле (8-9), где по уточненным данным [8-16] при $0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} < w_1 d_г/\nu \leqslant 8 \cdot 10^3$ (где $\mathrm{Re}_{1г}$ принят в соответствии со скоростью перед насадкой)

$$\lambda = 3{,}2/\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}, \qquad (8\text{-}12)$$

а при $\mathrm{Re}_{1г} > 8 \cdot 10^3$

$$\lambda \approx 0{,}11 = \mathrm{const}, \qquad (8\text{-}13)$$

где $d_г = 4\varepsilon'/\bar{s}$ — гидравлический диаметр просвета между кольцами, м ($\bar{s}$ — удельная площадь поверхности всех колец, м^2/м^3).

26. Сопротивление насадок из колец Рашига, уложенных в шахматном порядке (см. диаграмму 8-13), и хордовых насадок, загруженных накрест (см. диаграмму 8-14), при отсутствии орошения их жидкостью обусловливается как потерями на трение, так и потерями при внезапном сужении и расширении потока в местах пересечения рядов насадки.

27. Коэффициент сопротивления керамических колец Рашига с отношением наружного диаметра к внутреннему $d_н/d_в \approx 1{,}2$ и относительной высотой $l_к/d_н \approx 1{,}0$ при укладке их в шахматном порядке может быть определен по формуле (8.9), где при $0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} \leqslant 6 \cdot 10^3$ λ вычисляется по уточненной автором формуле Н. М. Жаворонкова [8-16]:

$$\lambda = 9{,}6/\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}, \qquad (8\text{-}14)$$

а при $\mathrm{Re}_{1г} > 6 \cdot 10^3$

$$\lambda \approx 0{,}36 = \mathrm{const}. \qquad (8\text{-}15)$$

С некоторым приближением формулы (8-14) и (8-15) можно распространить и на кольца с иными размерами.

28. Коэффициент сопротивления хордовых насадок, загруженных накрест, вычисляется по формуле (8-9), в которой при $0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} \leqslant 6 \cdot 10^3$ согласно [8-16]

$$\lambda = k_1'/\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}, \qquad (8\text{-}16)$$

а при $\mathrm{Re}_{1г} > 6 \cdot 10^3$

$$\lambda = \lambda' = \mathrm{const}, \qquad (8\text{-}17)$$

где k_1' и λ' принимаются в зависимости от номера решетки (см. диаграмму 8-14)*1.

29. Сопротивление движению газового потока в орошаемой насадке значительно больше, чем в сухой. Возрастание сопротивления вызывается как сужением потоков жидкости живого сечения насадки, так и барботированием газа через жидкость, которая задерживается в мертвых зонах насадки. При этом влияние интенсивности орошения на сопротивление насадки тем больше, чем меньше размер элементов в насадке.

30. При движении газа противотоком через орошаемую насадку наблюдаются три режима: устойчивый, при котором жидкость полностью стекает вниз; неустойчивый, при котором вначале происходит подвисание (захват) жидкости, а потом обратное движение жидкости, приводящее к «захлебыванию» и выбрасыванию ее из насадки вместе с газом. Моменты захвата и захлебывания жидкости наступают при тем меньшей скорости газового потока, чем больше плотность A орошения насадки жидкостью [8-16].

31. Коэффициент сопротивления орошаемой насадки, как упорядоченной, так и неупорядоченной, до начала подвисания жидкости, т. е. при скорости $w_1 \approx w_{1\,пр}$ примерно до $A = 50$ м^3/(м$^3 \cdot$ ч), может быть приближенно вычислен на основании данных Н. М. Жаворонкова [8-16]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \zeta_{сух}(1 + \tau' A), \qquad (8\text{-}18)$$

где $\zeta_{сух}$ — коэффициент сопротивления сухой насадки, определяемый, как ζ на основании формул (8-7)—(8-17); A — плотность орошения насадки жидкостью, м^3/(м$^2 \cdot$ ч); τ — коэффициент,

*1 Подробнее о геометрии и сопротивлении зернистых слоев и слоев из тел нерегулярной формы см. работу М. Э. Аэрова и О. М. Тодеса [8-3].

учитывающий влияние типа насадки на увеличение сопротивления из-за орошения (см. диаграммы 8-12—8-14); $w_{1пр}$ — предельная скорость газового потока в свободном сечении аппарата (перед насадкой), при которой начинается подвисание или захлебывание жидкости (см. диаграммы 8-12—8-14).

32. Сопротивление насадок при работе их на запыленном газе может резко возрасти (в 2—3 раза и более), что следует иметь в виду при их гидравлическом расчете.

33. Если прохождение газа через насадку сопровождается охлаждением или нагреванием его, то общий коэффициент сопротивления должен включать дополнительный элемент $\Delta\zeta_t$, учитывающий потерю давления на ускорение (замедление) потока в пределах слоя (препятствия) вследствие уменьшения (увеличения) плотности рабочей среды [8-43]:

$$\zeta_t \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \zeta + \Delta\zeta_t,$$

где ζ определяется по формулам (8-7)—(8-18);

$$\Delta\zeta_t = 2(T_{вых} - T_{вх})/T_{ср}$$

(в случае нагрева $\Delta\zeta_t$ положительно, а в случае охлаждения $\Delta\zeta_t$ отрицательно);

$$w_{1ср} = w_1 T_{ср}/T_{вх};\quad T_{ср} = (T_{вх} + T_{вых})/2;$$

$$\rho_{ср} = 273\rho_0/T_{ср};\quad \mathrm{Re}_{1г} = w_{1ср} d_г/\nu;$$

$w_{1ср}$ — скорость потока перед фронтом препятствия, взятая по среднеарифметической температуре $T_{ср}$ потока вдоль этого препятствия, м/с; ρ_0 и $\rho_{ср}$ — плотность протекающей среды соответственно при $T = 273$ К и подсчитанного по среднеарифметической температуре $T_{ср}$ потока вдоль препятствия, кг/м^3; ν принимается в зависимости от среднеарифметической температуры $T_{ср}(t_{ср})$.

34. Для сухой очистки газа (воздуха) от высокодисперсной пыли широко применяются тканевые фильтры. В отличие от ткани, через которую проходит чистый (незапыленный) газ, сопротивление фильтрующей ткани при запыленном газе возрастает со временем. Это объясняется тем, что поры ткани со стороны входа запыленного газа заполняются частицами пыли и образуют в порах и на поверхности ткани «вторичную» пористую перегородку. По мере забивания пор ткани частицами пыли и увеличения толщины ее слоя на поверхности сопротивление фильтрующей пористой среды (ткани и пыли) возрастает.

35. Сопротивление запыленной фильтрующей ткани предлагается [8-18] рассматривать состоящим из двух частей: $\Delta p'$ — сопротивления, обусловленного неудаляемым запылением ткани, и $\Delta p''$ — сопротивления слоя пыли, удаляемого при периодических процессах очистки ткани.

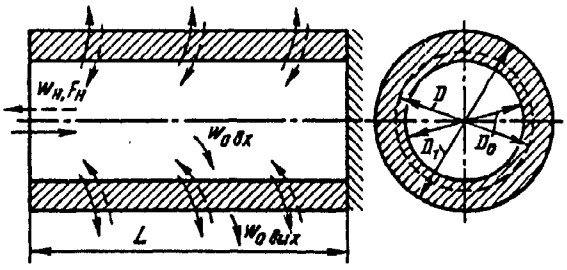


Рис. 8-5. Слоевой (пористый) цилиндр

На основании этого Г. М. Гордон и И. А. Аладжалов [8-12] рекомендуют вычислять общее сопротивление запыленной ткани по следующей формуле:

$$\Delta p = (A_2 + B_2 p_п)\eta w_1,$$

где A_2 — экспериментальный коэффициент, зависящий от вида пыли, типа ткани и степени запыленности*[1]; B_2 — экспериментальный коэффициент, зависящий от насыпной плотности пыли и проницаемости слоя пыли; $p_п$ — удельная масса периодически удаленного слоя, кг/м^2; w_1 — скорость фильтрации (удельная нагрузка на ткань), м^3/(м$^2\cdot$с).

36. В некоторых случаях сопротивление запыленной ткани [8-50]

$$\Delta p = (A_3 + A'_3) q^m,$$

где A_3 и A'_3 — коэффициенты пропорциональности, зависящие от вида пыли, типа ткани и степени запыленности; $q = Q/F_1$ — удельная нагрузка на ткань, м^3/(м$^2\cdot$с); m — экспериментально определяемая величина.

37. Пористый материал, применяемый в контактных, фильтрующих и других аппаратах, часто оформляется в виде цилиндрического слоя (рис. 8-5). Удельные потери, т. е. потери давления, приходящиеся на единицу толщины слоя пористого цилиндра при данном расходе жидкости (газа), меняются в зависимости от толщины стенок цилиндра. В случае истечения потока наружу скорость в направлении истечения падает вместе с возрастанием площади поверхности (из-за диффузорного эффекта) цилиндрического слоя, а следовательно, удельные потери уменьшаются. При всасывании имеет место обратное явление (конфузорный эффект).

38. Применительно к цилиндрическому слою формула (8-7) приобретает [8-20, 8-21, 8-25] следующий вид:

$$\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{0вх}^2/2} = \frac{\bar{f}(1-\varepsilon')D_0}{\varepsilon'^3 d_э} \times$$

$$\times \left[\frac{180(1-\varepsilon')}{\mathrm{Re}_{вх}} \ln\frac{D_1}{D_0} + \frac{\bar{f}B' D_0}{2D_1}\left(\frac{D_1}{D_0} - 1\right)\right]$$

*[1] Некоторое уточнение коэффициентов A_2 и B_2 см. работу А. Ф. Григорьева [8-13].

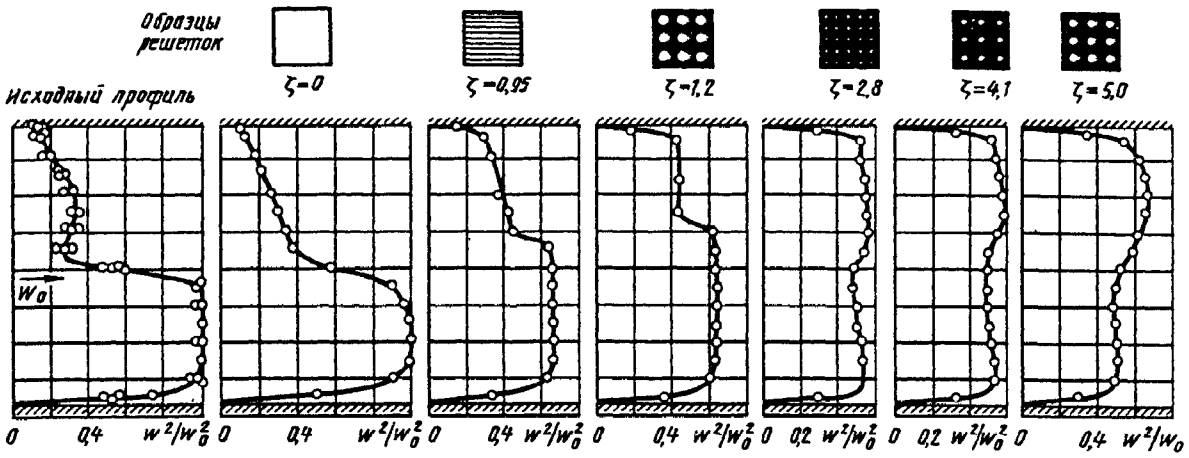


Рис. 8-6. Поток с регулярной неравномерностью (по данным Таганова)

и

$$\zeta_{вых}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_{0вых}^2/2}=\frac{f(1-\varepsilon')D_1}{\varepsilon'^3 d_э}\times$$

$$\times\left[\frac{180(1-\varepsilon')}{\mathrm{Re}_{вых}}\ln\frac{D_1}{D_0}+\frac{fB'}{2}\left(\frac{D_1}{D_0}-1\right)\right],$$

а формулы (8-10) и (8-11) при $\mathrm{Re}_г<3$ соответственно

$$\zeta_{вх}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_{0вх}^2/2}=\frac{90}{\mathrm{Re}_{г\,вх}}\cdot\frac{D_0}{d_г}\ln\frac{D_1}{D_0}$$

или

$$\zeta_{вых}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_{0вых}^2/2}=\frac{90}{\mathrm{Re}_{г\,вых}}\cdot\frac{D_1}{d_г}\ln\frac{D_1}{D_0};$$

$$3<\mathrm{Re}_г<1000;$$

$$\zeta_{вх}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_{0вх}^2/2}=\frac{82}{\mathrm{Re}_{г\,вх}}\cdot\frac{D_0}{d_г}\ln\frac{D_1}{D_0}+$$

$$+\frac{4{,}31}{\mathrm{Re}_{г\,вх}^{0.11}}\cdot\frac{D_0^{1.89}}{d_г D_1^{0.89}}\left[\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^{0.89}-1\right]$$

или

$$\zeta_{вых}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_{0вых}^2/2}=\frac{82}{\mathrm{Re}_{г\,вых}}\cdot\frac{D_1}{d_г}\ln\frac{D_1}{D_0}+$$

$$+\frac{4{,}31}{\mathrm{Re}_{г\,вых}^{0.11}}\cdot\frac{D_1}{d_г}\left[\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^{0.89}-1\right],$$

где $\mathrm{Re}_{вх}\equiv\frac{w_{0\,вх}d_э}{\nu}$; $\mathrm{Re}_{вых}\equiv\frac{w_{0\,вых}d_э}{\nu}$;

$\mathrm{Re}_{г\,вх}\equiv\frac{w_{0\,вх}d_г}{\nu}$; $\mathrm{Re}_{г\,вых}\equiv\frac{w_{0\,вых}d_г}{\nu}$; $w_{0\,вх}$, $w_{0\,вых}$ — средние скорости потока в живом сечении (просвете) слоя на входе и на выходе из слоя, м/с.

39. Формулы не учитывают некоторую разницу в сопротивлении цилиндрического слоя для случаев истечения и всасывания. В первом случае (когда наблюдается диффузорный эффект) коэффициент сопротивления, приведенный к одной и той же скорости, меньше, чем во втором случае (когда наблюдается конфузорный эффект). При не очень большой относительной толщине слоя эта разница может достигнуть 20% и более.

40. Если скорости по сечению распределены неравномерно, то препятствия, равномерно распределенные по сечению канала, оказывают выравнивающее действие на набегающий поток. Создавая сопротивление, препятствия (различные решетки, сетки, слои сыпучих или кусковых материалов, ткани и т. п.) заставляют набегающую среду (жидкость, газ) растекаться по фронту данного препятствия и одновременно пересекать его через проходные отверстия (каналы).

41. Степень выравнивающего действия препятствий указанных видов зависит от их геометрических параметров (коэффициента живого сечения, относительной толщины слоя и т. д.). Поскольку эти параметры определяют коэффициент сопротивления препятствий, то в результате степень выравнивающего действия (степень растекания среды) является функцией коэффициента сопротивления. Чем больше коэффициент сопротивления препятствия, тем выше степень растекания среды по его фронту. Однако плоские (тонкостенные) решетки, как перфорированные листы, проволочные и другие сетки, ткань и т. п., в отличие от пространственных препятствий (слои сыпучих или кусковых материалов, трубчатые решетки и т. п.) обладают особенностями: после достижения определенного (предельного или «критического») значения коэффициента сопротивления в сечениях на конечном расстоянии за плоской решеткой профиль скорости получается «перевернутым» («обращенным»), т. е. наблюдается такая неравномерность потока, при которой максимум скорости за решеткой соответствует минимуму скорости перед ней, и наоборот (рис. 8-6) [8-20, 8-21, 8-28, 8-29].

42. Указанное объясняется следующим. При растекании среды по фронту решетки линии

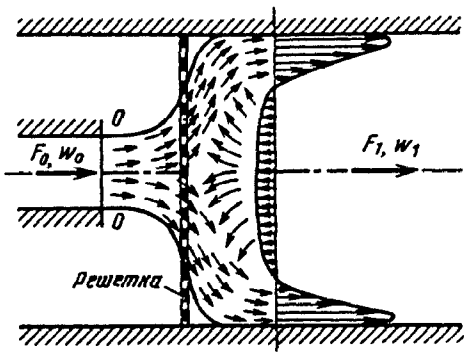
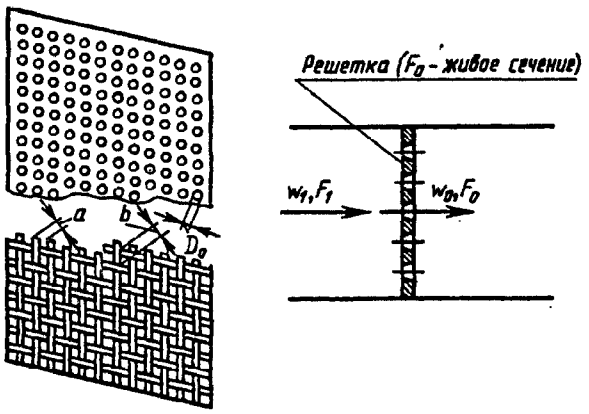


Рис. 8-7. Схема набегания узкой струи на решетку в трубе

тока искривляются. Поскольку решетка тонкостенная, т. е. ее отверстия не имеют направляющих поверхностей, то поперечное (радиальное) направление линий тока неизбежно сохраняется и после протекания среды через отверстия. Однако это вызывает дальнейшее растекание среды, т. е. ее перемещение в радиальном направлении. Чем больше коэффициент сопротивления решетки, тем резче искривление линий тока при растекании струи по ее фронту, а следовательно, тем значительнее отклонение к периферии струек, выходящих из отверстий решетки. При увеличении коэффициента сопротивления решетки до определенного значения наступает момент, когда все струи отклоняются к периферии, следуя дальше поступательно только вдоль стенки канала, в то время как в центральной части сечения уже не только нет поступательной скорости, но появляется обратный поток, увлекаемый периферийными струями (рис. 8-7). Таким образом, за решеткой получается указанный выше «перевернутый» профиль скорости [8-20, 8-21].

8-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Решетка из перфорированных листов или полосок (плоская) при острых краях отверстий ($l/d_г = 0 \div 0{,}015$); $\mathrm{Re} = w_0 d_г/\nu > 10^5$; [8-22—8-24, 8-26, 8-30]*[1]	**Диаграмма 8-1**



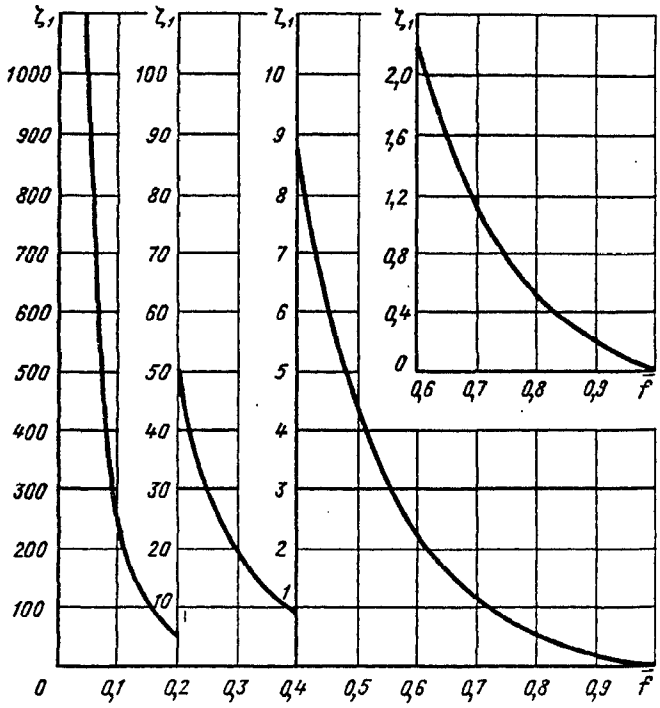
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = [0{,}707(1-\bar{f})^{0{,}375} + 1 - \bar{f}]^2 \frac{1}{\bar{f}^2} = f(\bar{f})$$

см. таблицу и график.

$d_г = 4f_{отв}/\Pi_0$; $\bar{f} = F_0/F_1 = \Sigma f_{отв}/F_1$,

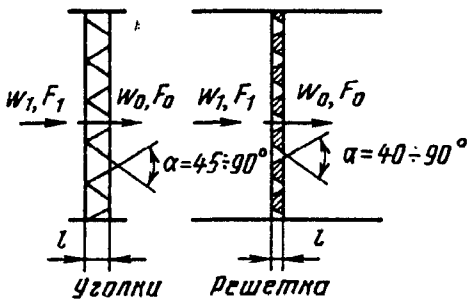
$f_{отв}$ — площадь одного отверстия; F_0 — площадь живого сечения решетки; Π_0 — периметр отверстия

$\bar{f}$	ζ	$\bar{f}$	ζ	$\bar{f}$	ζ
0,02	7083	0,22	41,8	0,50	4,37
0,03	3089	0,24	33,8	0,52	3,81
0,04	1716	0,26	27,7	0,55	3,10
0,05	1082	0,28	23,0	0,60	2,24
0,06	733	0,30	19,2	0,65	1,60
0,08	402	0,32	16,2	0,70	1,13
0,10	250	0,34	13,8	0,75	0,79
0,12	168	0,36	11,8	0,80	0,54
0,14	119	0,38	10,1	0,85	0,34
0,16	88,1	0,40	8,75	0,90	0,19
0,18	67,2	0,42	7,57	0,95	0,09
0,20	52,6	0,45	6,12	1,00	0
		0,47	5,31		



*[1] Формулы автора, приведенные на диаграммах 8-1—8-4, несколько уточнены (см. четвертый раздел).

Решетка со срезанными по потоку краями отверстий или решетка из уголков, поставленных вершинами к потоку; $Re = w_0 d_г / \nu > 10^4$; [8-22—8-24, 8-26, 8-30]	Диаграмма 8-2



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = [\sqrt{\zeta'}(1-\bar{f})^{0.375} + (1-\bar{f})]^2 / \bar{f}^2,$$

где $\zeta' = f(l/d_г)$ см. таблицу или график *а* диаграммы 4-13; $\zeta = f(\bar{f}, l/d_г)$ см. график

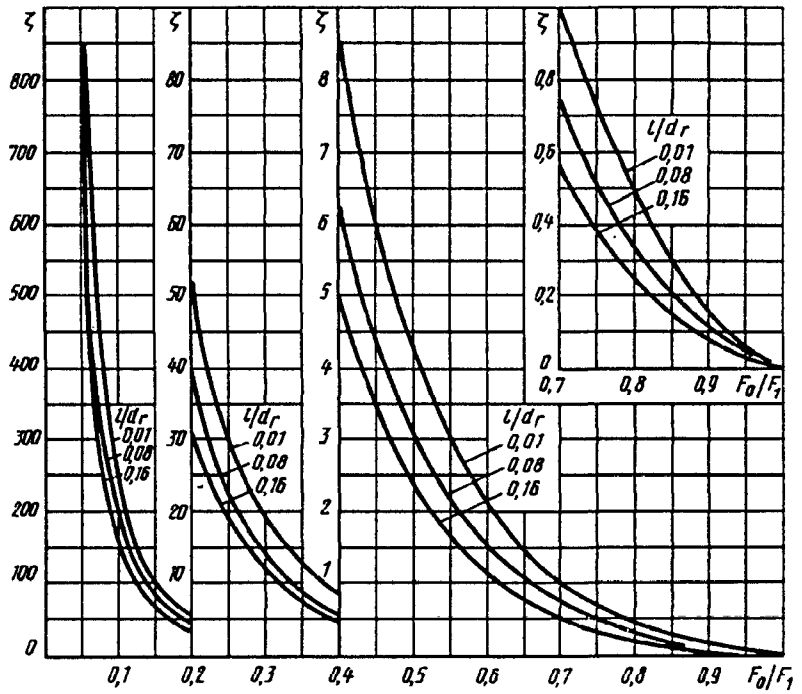
$$d_г = 4 f_{отв} / П_0;$$

$$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1} = \Sigma f_{отв} / F_1,$$

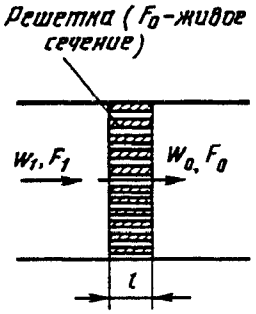
$f_{отв}$ — площадь одного отверстия; F_0 — площадь живого сечения решетки; $П_0$ — периметр отверстия

Значения ζ

$l/d_г$	ζ'	$\bar{f}$															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
0,01	0,46	6840	1656	708	388	241	98,2	50,7	29,5	18,5	8,39	4,18	2,13	1,08	0,51	0,18	0
0,02	0,42	6592	1598	682	374	232	94,5	48,7	28,4	17,8	8,05	4,00	2,03	1,02	0,48	0,17	0
0,03	0,38	6335	1535	655	360	223	90,6	46,7	27,2	17,0	7,69	3,80	1,93	0,97	0,45	0,16	0
0,04	0,35	6140	1488	635	348	216	87,7	45,2	26,2	16,4	7,40	3,66	1,84	0,92	0,43	0,15	0
0,06	0,29	5737	1387	592	325	201	81,5	41,9	24,4	15,2	6,83	3,35	1,68	0,83	0,38	0,13	0
0,08	0,23	5300	1281	546	300	185	75,0	38,5	22,3	13,9	6,20	3,02	1,51	0,74	0,33	0,11	0
0,12	0,16	4748	1147	488	267	165	66,7	34,1	19,7	12,2	5,40	2,61	1,29	0,62	0,27	0,09	0
0,16	0,13	4477	1081	460	251	155	62,7	32,0	18,4	11,4	5,02	2,42	1,18	0,56	0,24	0,08	0



Решетка из утолщенных реек или перфорированная плита ($l/d_г > 0{,}015$); $\mathrm{Re} = w_0 d_г/\nu \geqslant 10^5$; [8-22—8-24, 8-26, 8-30]	Диаграмма 8-3



$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[0{,}5(1-\bar{f})^{0{,}75} + \tau(1-\bar{f})^{1{,}375} + (1-\bar{f})^2 + \lambda \bar{l}/d_г\right]/\bar{f}^2,$$

где τ см. таблицу, или по формуле

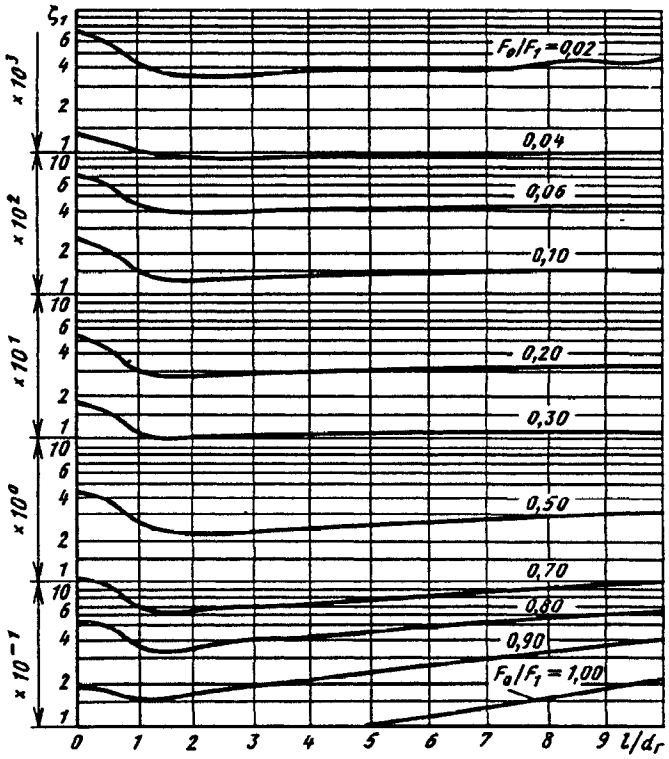
$$\tau = (2{,}4 - \bar{l})^{-\varphi(\bar{l})},$$

$$\varphi(\bar{l}) = 0{,}25 + 0{,}535\bar{l}^8/(0{,}05 + \bar{l}^7);$$

λ см. второй раздел. При $\lambda = 0{,}02$ значения $\zeta_1 = f(\bar{l}, \bar{f})$ см. таблицу и график

$$d_г = 4f_{отв}/\Pi_0;\ \bar{f} = F_0/F_1 = \Sigma f_{отв}/F_1,\ \bar{l} = l/d_г,$$

$f_{отв}$ — площадь одного отверстия; F_0 — площадь живого сечения решетки; Π_0 — периметр отверстия



Значения ζ_1 при $\lambda = 0{,}02$

$\bar{l} = \frac{l}{d_г}$	τ	$\bar{f}$															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0	1,35	6915	1676	716	394	244	99,5	51,4	30,0	18,8	8,56	4,27	2,19	1,11	0,53	0,19	0
0,2	1,22	6613	1602	684	376	233	95,0	49,0	28,6	18,0	8,17	4,08	2,09	1,07	0,51	0,19	0
0,4	1,10	6227	1533	655	360	223	91,0	47,0	27,4	17,2	7,83	3,92	2,01	1,03	0,50	0,19	0,01
0,6	0,84	5708	1382	591	324	201	81,9	42,3	24,6	15,5	7,04	3,53	1,82	0,94	0,46	0,18	0,01
0,8	0,42	4695	1137	486	266	165	67,2	34,6	20,2	12,7	5,77	2,90	1,50	0,78	0,39	0,16	0,02
1,0	0,24	4268	1033	441	242	150	61,0	31,4	18,3	11,5	5,24	2,64	1,37	0,72	0,37	0,16	0,02

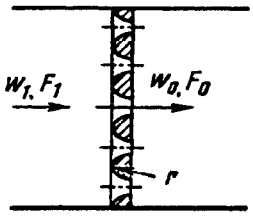
Решетка из утолщенных реек или перфорированная плита ($l/d_г > 0{,}015$); $\mathrm{Re} = w_0 d_г/\nu \geqslant 10^5$; [8-22—8-24, 8-26, 8-30]

Диаграмма 8-3

$\bar{l} = \frac{l}{d_г}$	τ	$\bar{f}$															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
1,4	0,10	3948	956	408	224	139	56,4	29,1	17,0	10,7	4,86	2,45	1,29	0,68	0,36	0,16	0,03
2,0	0,02	3783	916	391	215	133	54,1	27,9	16,3	10,2	4,68	2,38	1,26	0,68	0,36	0,17	0,04
3,0	0	3783	916	391	215	133	54,3	28,0	16,4	10,3	4,75	2,43	1,30	0,71	0,39	0,20	0,06
4,0	0	3833	929	397	218	135	55,2	28,6	16,7	10,6	4,88	2,51	1,35	0,75	0,42	0,22	0,08
5,0	0	3883	941	402	221	137	56,0	29,0	17,0	10,8	5,00	2,59	1,41	0,79	0,45	0,24	0,10
6,0	0	3933	954	408	224	139	56,9	29,6	17,4	11,0	5,12	2,67	1,46	0,83	0,48	0,27	0,12
7,0	0	3983	966	413	227	141	57,8	30,0	17,7	11,2	5,25	2,75	1,52	0,87	0,51	0,29	0,14
8,0	0	4033	979	419	231	143	58,7	30,6	18,0	11,4	5,38	2,83	1,57	0,91	0,54	0,32	0,16
9,0	0	4083	991	424	234	145	59,6	31,0	18,3	11,6	5,50	2,91	1,63	0,95	0,58	0,34	0,18
10,0	0	4133	1004	430	237	147	60,5	31,6	18,6	11,9	5,62	3,00	1,68	0,99	0,61	0,37	0,20

Решетка с закругленными краями отверстий; $\mathrm{Re} = w_0 d_г/\nu > 3 \cdot 10^3$ [8-22—8-24, 8-26, 8-30]

Диаграмма 8-4



$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[\sqrt{\zeta'}(1-\bar{f})^{0,75} + (1-\bar{f})\right]^2/\bar{f}^2$$

см. график,

где ζ' см. таблицу ниже, график *б* диаграммы 4-13, или по формуле

$$\zeta' = 0{,}03 + 0{,}47 \cdot 10^{-7{,}7\bar{r}}; \quad \bar{r} = r/d_г$$

$d_г = 4f_{отв}/\Pi_0$; $\bar{f} = F_0/F_1 = \Sigma f_{отв}/F_1$;

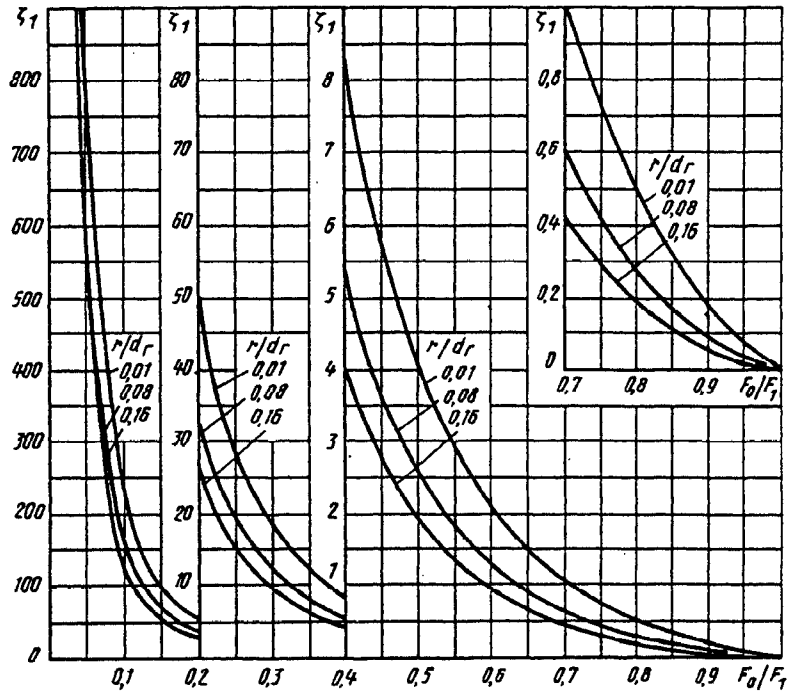
$f_{отв}$ — площадь одного отверстия; F_0 — площадь живого сечения решетки; Π_0 — периметр отверстия

Значения ζ_1

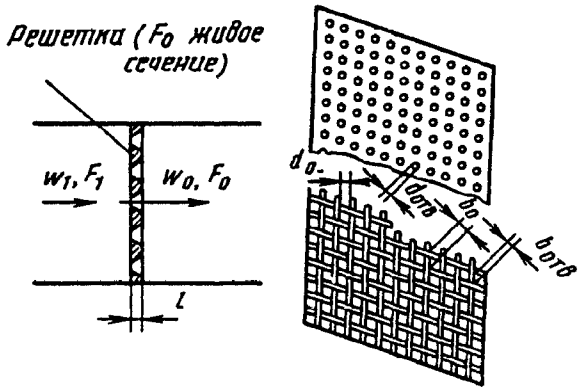
$\bar{r} = r/d_г$	ζ'	$\bar{f}$									
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
0,01	0,44	6717	1628	695	382	236	96,4	49,7	29,0	18,2	12,0
0,02	0,37	6273	1520	648	356	221	89,7	46,2	26,9	16,8	11,1
0,03	0,31	5875	1421	607	332	206	83,6	43,0	25,0	15,6	10,3
0,04	0,26	5520	1336	570	312	193	78,3	40,2	23,4	14,6	9,54
0,06	0,19	4982	1206	513	281	174	70,3	36,0	20,8	12,9	8,46
0,08	0,15	4657	1125	479	262	162	65,3	33,4	19,3	12,0	7,80
0,12	0,09	4085	986	420	229	141	56,8	29,0	16,6	10,2	6,65
0,16	0,06	3745	902	384	210	129	51,8	26,3	15,0	9,26	5,99

Решетка с закругленными краями отверстий; $\mathrm{Re}=w_0 d_r/\nu>3\cdot10^3$ [8-22—8-24, 8-26, 8-30]	**Диаграмма 8-4**

$\bar{r}=r/d_r$	ζ'	$\bar{f}$										
		0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,0
0,01	0,44	8,24	5,75	4,10	2,91	2,08	1,49	1,05	0,73	0,49	0,18	0
0,02	0,37	7,59	5,29	3,75	2,65	1,90	1,35	0,95	0,66	0,44	0,15	0
0,03	0,31	7,01	4,87	3,45	2,43	1,74	1,23	0,86	0,59	0,40	0,14	0
0,04	0,26	6,51	4,51	3,19	2,24	1,60	1,13	0,79	0,54	0,36	0,12	0
0,06	0,19	5,76	3,97	2,79	1,96	1,38	0,97	0,67	0,46	0,30	0,10	0
0,08	0,15	5,29	3,63	2,55	1,78	1,25	0,88	0,60	0,41	0,26	0,08	0
0,12	0,09	4,48	3,06	2,14	1,48	1,03	0,71	0,48	0,33	0,21	0,06	0
0,16	0,06	4,02	2,73	1,90	1,31	0,91	0,62	0,42	0,28	0,17	0,05	0



Решетки с различными формами краев отверстий, переходная и ламинарные области течения $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_r}{\nu}<10^4\div10^5\right)$ [8-30]	**Диаграмма 8-5**



$d_r=4f_{отв}/\Pi_o$; $\bar{f}=F_0/F_1=\Sigma f_{отв}/F_1$;

$f_{отв}$ — площадь одного отверстия; F_0 — площадь живого сечения решетки; Π_0 — периметр отверстия

1. $30<\mathrm{Re}<10^4\div10^5$:

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\zeta_\varphi/\bar{f}^2+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв};$$

2. $10<\mathrm{Re}<30$:

$$\zeta_1=33/(\mathrm{Re}\cdot\bar{f}^2)+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв};$$

3. $\mathrm{Re}<10$:

$$\zeta_1=33/(\mathrm{Re}\cdot\bar{f}^2),$$

где $\zeta_\varphi=f_1(\mathrm{Re},\ F_1/F_0)$ и $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f_2(\mathrm{Re})$ см. таблицы, график или по формулам ниже; $\zeta_{1кв}$ определяется, как ζ_1 при $\mathrm{Re}>10^4\div10^5$, по диаграммам 8-1 — 8-4; $\zeta_\varphi=[18{,}78-7{,}768/\bar{f}+6{,}337/\bar{f}^2]\exp\{(-0{,}942-7{,}246\bar{f}-3{,}878\bar{f}^2)\lg\mathrm{Re}\}$

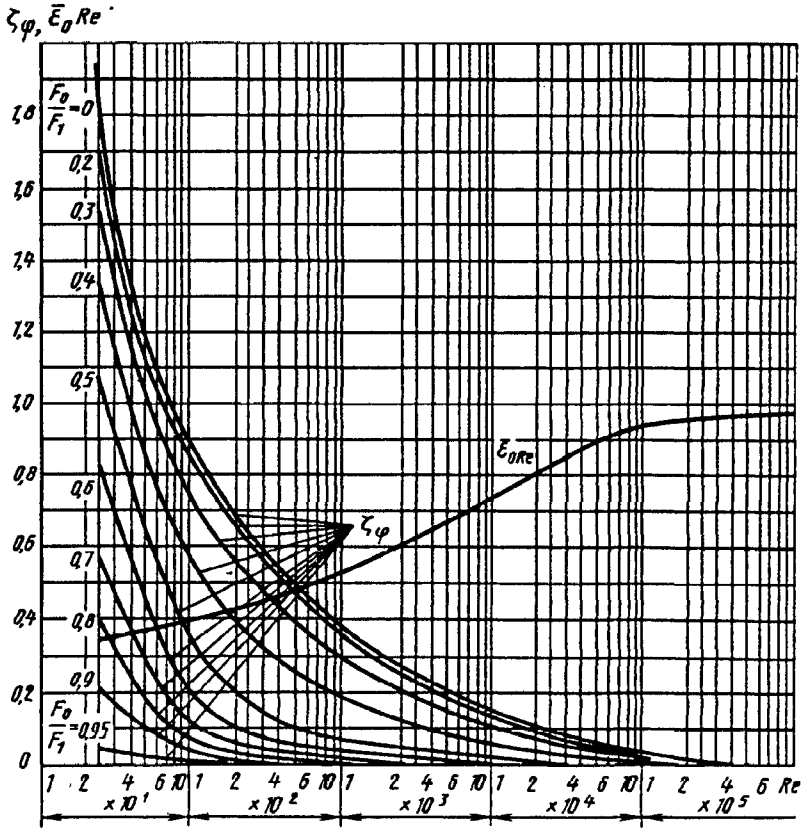
Решетки с различными формами краев отверстий, переходная и ламинарные области течения $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_г}{\nu}<10^4\div10^5\right)$ **[8-30]**	**Диаграмма 8-5**

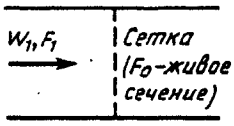
Re	10	20	30	40	60	80	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	$6\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$
$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$	0,34	0,35	0,36	0,37	0,40	0,43	0,45	0,52	0,58	0,62	0,65	0,69

Re	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	$3\cdot10^5$	$4\cdot10^5$
$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$	0,74	0,76	0,80	0,82	0,85	0,87	0,90	0,95	0,98	1,0

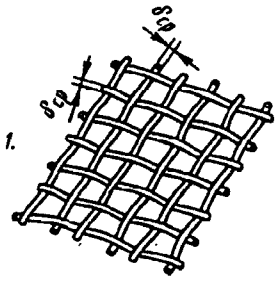
Значения ζ_φ

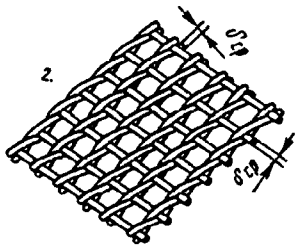
F_0/F_1	Re												
	25	40	60	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$
0	1,94	1,38	1,14	0,89	0,69	0,64	0,39	0,30	0,22	0,15	0,11	0,04	0,01
0,2	1,78	1,36	1,05	0,85	0,67	0,57	0,36	0,26	0,20	0,13	0,09	0,03	0,01
0,3	1,57	1,16	0,88	0,75	0,57	0,43	0,30	0,22	0,17	0,10	0,07	0,02	0,01
0,4	1,35	0,99	0,79	0,57	0,40	0,28	0,19	0,14	0,10	0,06	0,04	0,02	0,01
0,5	1,10	0,75	0,55	0,34	0,19	0,12	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01
0,6	0,85	0,56	0,30	0,19	0,10	0,06	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0
0,7	0,58	0,37	0,23	0,11	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0
0,8	0,40	0,24	0,13	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0
0,9	0,20	0,13	0,08	0,03	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0
0,95	0,03	0,03	0,02	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

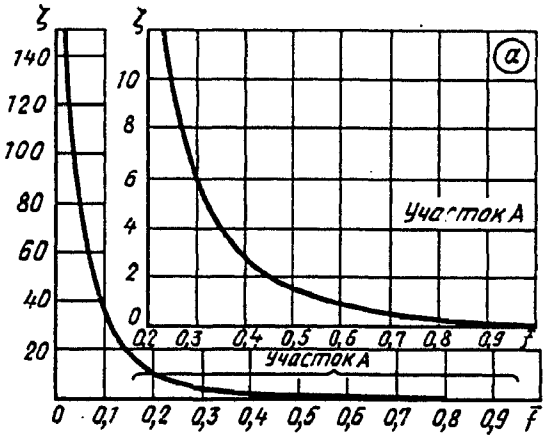


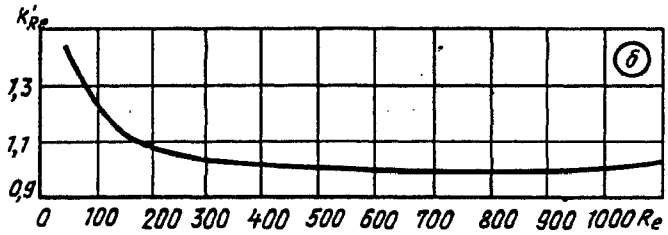


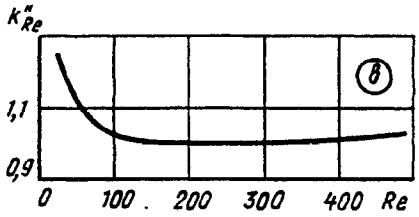
$$\bar{f}=\frac{F_0}{F_1}=\Sigma f_{отв}/F_1$$











1. Из металлической проволоки

$$Re=w_0\delta_{ср}/\nu\geqslant 10^3:$$

$$\zeta_{пр}=\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=1{,}3(1-\bar{f})+(1/\bar{f}-1)^2$$

см. график *а*;

$$50<Re<10^3:\ \zeta_{Re}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=k_{Re}+\zeta_{пр};$$

$$Re<50:\ \zeta_{Re}\approx 22/Re+\zeta_{пр},$$

где k'_{Re} см. график *б*.

Для n_c рядов последовательно установленных сеток

$$\zeta_c\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}\approx\sum_{i=1}^{n_c}\zeta_i$$

или

$$\zeta_c\approx\sum_{i=1}^{n_c}\zeta_{Rei}.$$

2. Из шелковых нитей

$$Re>500:\ \zeta_{ш}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=1{,}62\zeta_{пр};$$

$$40<Re<500;\ \zeta_{Re}=k''_{Re}\zeta_{ш};$$

$$Re<40;\ \zeta_{Re}\approx\ \approx 7/Re+\zeta_{ш},$$

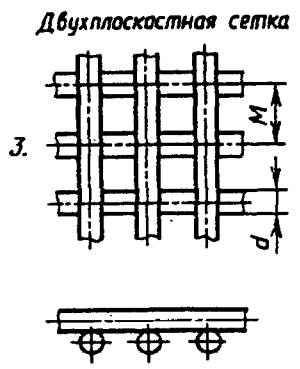
где k''_{Re} см. график *в*

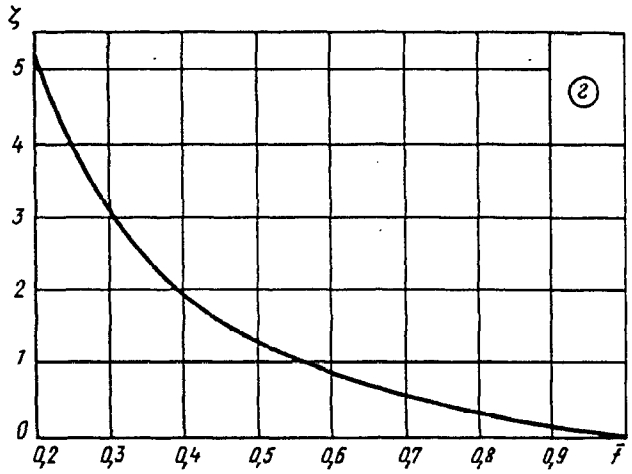
$\bar{f}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
$\zeta_{пр}$	363	82,0	33,4	17,0	10,0	6,20	4,10	3,00	2,20
$\bar{f}$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,00
$\zeta_{пр}$	1,65	1,26 -	0,97	0,75	0,58	0,44	0,32	0,14	0,00

Re	50	100	150	200	300	400	500	1000	1200
k'_{Re}	1,44	1,24	1,13	1,08	1,03	1,01	1,01	1,00	1,02

Re	40	80	120	300	350	400	500
k''_{Re}	1,16	1,05	1,01	1,00	1,01	1,01	1,03

Сетки [8-24, 8-26, 8-34, 8-49]	Диаграмма 8-6



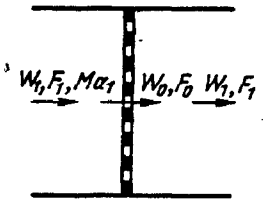


3. Двухплоскостная сетка из прутков круглого поперечного сечения

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = 1{,}28\frac{1-\bar{f}}{\bar{f}}$$

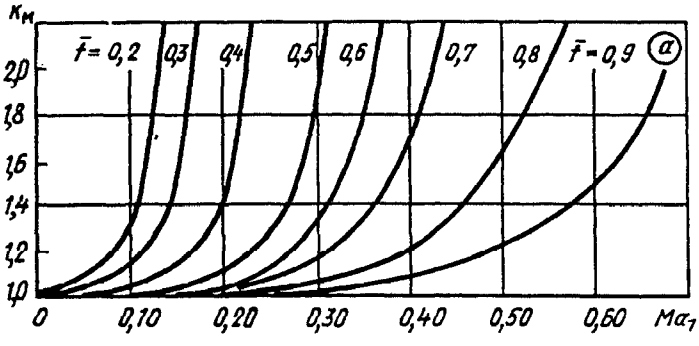
$\bar{f}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
ζ	5,12	2,99	1,92	1,28	0,85	0,55	0,32	0,14	0,07

Решетки и сетки при больших дозвуковых скоростях потока (большие числа Маха) [8-63]	Диаграмма 8-7



Решетки с острыми кромками входа в отверстия:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = k_м \zeta,$$



где ζ см. при $Ma_1 \approx 0$ по диаграмме 8-1; $k_м = f(Ma_1)$ при различных $\bar{f}$ приближенно см. график *а*.

Решетки с закругленными или срезанными по потоку отверстиями сетки:

$$\zeta_м = k'_м \zeta,$$

где ζ см. при $Ma_1 \approx 0$ соответственно по диаграммам 8-2, 8-4 и 8-6; $k'_м = f(Ma_1)$ при различных $\bar{f}$ для решеток ориентировочно см. график *б*; $Ma_1 = w_1/a_1$ — число Маха перед фронтом решетки (сетки)

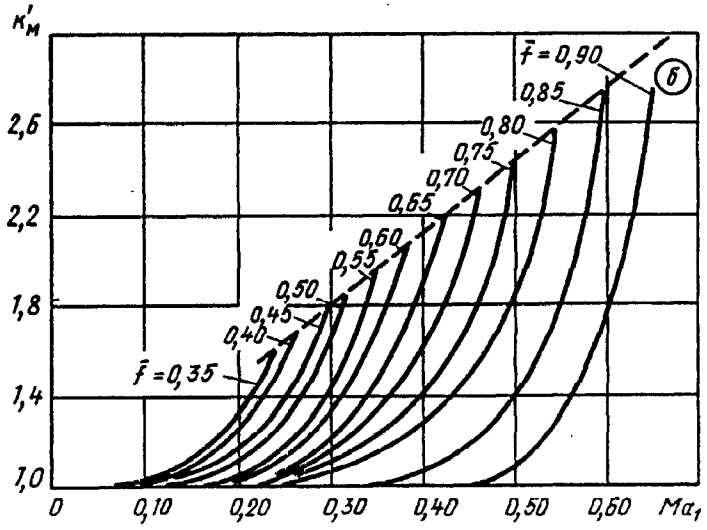
Решетки и сетки при больших дозвуковых скоростях потока (большие числа Маха) [8-67]	**Диаграмма 8-7**

Значения $k_м$

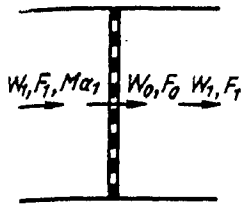
$\bar{f}$	Ma_1													
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
0,2	1,00	1,09	1,30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	1,00	1,03	1,13	1,51	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,4	1,00	1,00	1,03	1,14	1,41	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,5	1,00	1,00	1,00	1,03	1,10	1,27	1,85	—	—	—	—	—	—	—
0,6	1,00	1,00	1,00	1,00	1,04	1,12	1,30	1,77	—	—	—	—	—	—
0,7	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03	1,08	1,16	1,35	1,68	—	—	—	—	—
0,8	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,03	1,07	1,12	1,20	1,37	1,63	2,01	—	—
0,9	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02	1,04	1,07	1,13	1,21	1,33	1,50	1,75

Значения $k'_м$

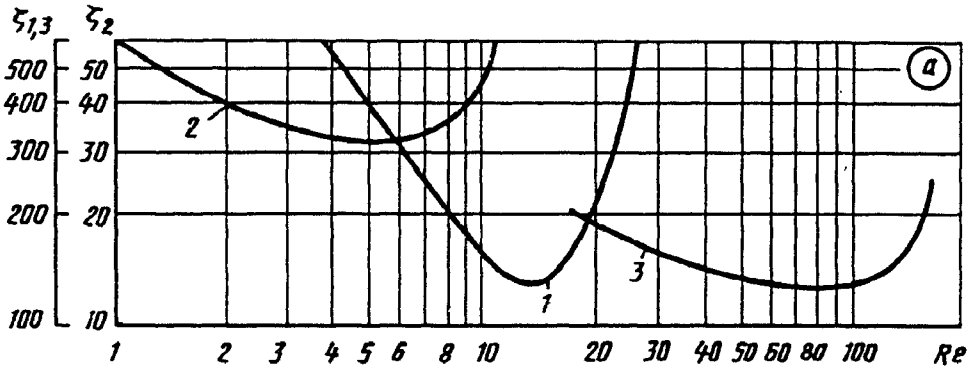
$\bar{f}$	Ma_1													
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
0,35	1,00	1,01	1,04	1,12	1,30	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,40	1,00	1,00	1,02	1,10	1,25	1,55	—	—	—	—	—	—	—	—
0,45	1,00	1,00	1,01	1,07	1,19	1,40	1,82	—	—	—	—	—	—	—
0,50	1,00	1,00	1,00	1,04	1,13	1,30	1,64	—	—	—	—	—	—	—
0,55	1,00	1,00	1,00	1,00	1,04	1,17	1,42	1,93	—	—	—	—	—	—
0,60	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02	1,11	1,32	1,68	—	—	—	—	—	—
0,65	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,07	1,22	1,47	1,90	—	—	—	—	—
0,70	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,16	1,33	1,60	2,12	—	—	—	—
0,75	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03	1,12	1,23	1,42	1,73	2,40	—	—	—
0,80	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,06	1,15	1,28	1,49	1,81	—	—	—
0,85	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,08	1,20	1,40	1,80	2,71	—
0,90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,08	1,32	1,75	2,65

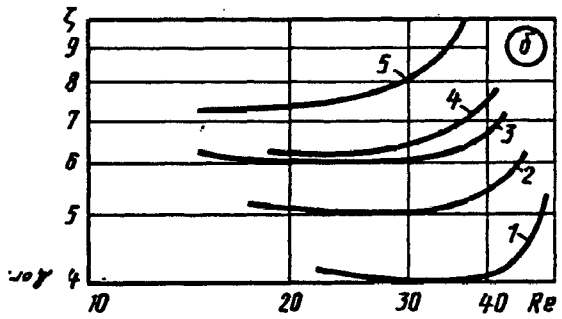


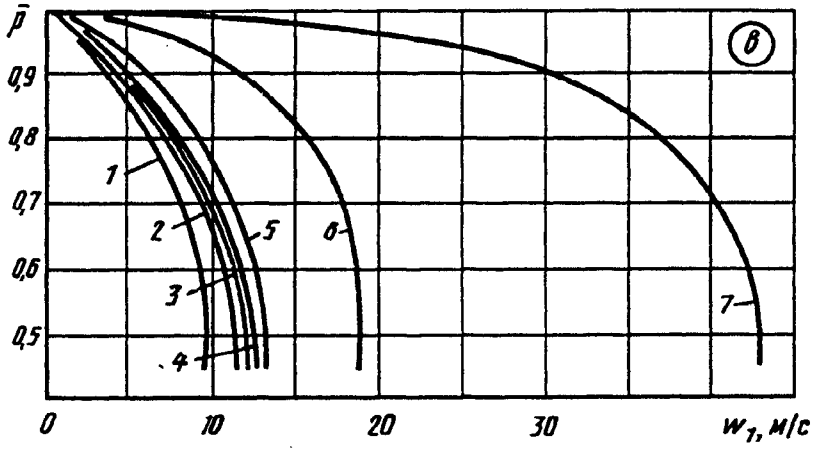
Фильтрующие материалы при больших давлениях среды (незагрязненные) [8-58]	Диаграмма 8-8



$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2}$ см. кривые $\zeta = f(\mathrm{Re})$ графиков *а* и *б*; $\bar{p} = p_2/p_1$ см. кривые $\bar{p} = f(w_1)$ графика *в*; $\mathrm{Re} = w_1\delta/\nu$







Наименование	Средний диаметр нити (зерна) δ, мм	Толщина фильтра, мм	График (№ кривой)	
			$\zeta = f(\mathrm{Re})$	$\bar{p} = f(w_1)$
Металлическая сетка 685/6250	0,048 (основа — 32 мкм, два утка по 64 мкм) $\delta = \dfrac{\delta_{ут} + \delta_{осн}}{2}$	0,128	*а*(*1*)	*в*(*7*)

Фильтрующие материалы при больших давлениях среды (незагрязнеиные) [8-58]	**Диаграмма 8-8**

Наименование	Средний диаметр нити (зерна) δ, мм	Толщина фильтра, мм	График (№ кривой)	
			$\zeta=f(\mathrm{Re})$	$\bar{p}=f(w_1)$
Замша черная ГОСТ 3717—84	0,024	1,5	*а* (*2*)	*в* (*2*)
Капроновые комплексные нити полотняного переплетения (материал 23759)	0,300	0,275	*а* (*3*)	*в* (*6*)
Порошковый материал	0,100	1 2 3 1 1	*б* (*1*) (*2*) (*3*) (*4*) (*5*)	*в* (*1* и *5*) (*4*) (*3*) (*3*) —

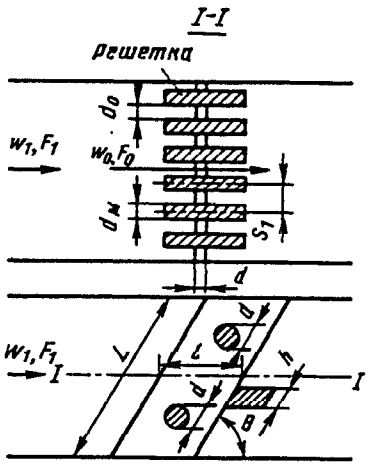
Значения ζ

Кривая на графике *а*	Re													
	1	2	3	4	6	8	10	15	20	25	30	50	100	150
1	—	—	—	55	32	20	15	13	21	50	—	—	—	—
2	600	400	350	315	310	360	420	—	—	—	—	—	—	—
3	—	—	—	—	—	—	—	—	190	180	160	130	130	130

Значения ζ

Кривая на графике *б*	Re						
	15	20	25	30	35	40	45
1	—	4,2	4,1	4,0	4,0	4,0	4,7
2	5,2	5,1	5,0	5,0	5,1	5,2	6,5
3	6,1	6,0	6,0	6,0	6,2	6,2	6,6
4	—	6,1	6,2	6,3	6,9	7,4	—
5	7,1	7,2	7,4	8,0	9,5	—	—

Решетка стержневая под углом атаки $\alpha_0 = 0$; $\mathrm{Re} = w_0 a_0/\nu > 10^4$ [8-15, 8-26, 8-69, 8-82]	Диаграмма 8-9



Форма стержней решеток

1. Чистая решетка

а) $l/d_м = 5$ и $a_0/S_1 > 0{,}5$:

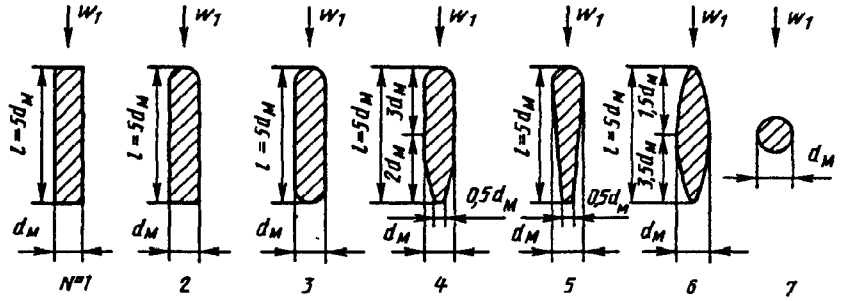
$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \beta_1 k_1 \sin\theta,$$

где β_1 см. таблицу; $k_1 = (S_1/a_0 - 1)^{4/3}$ см. таблицу и график $k_1 = f(a_0/S_1)$;

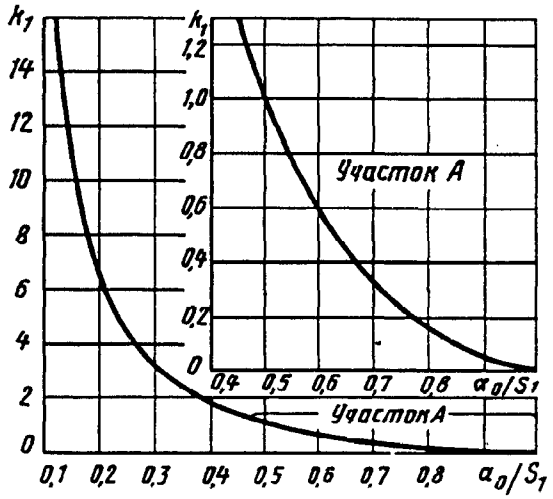
б) любые $l/d_м$ и a_0/S_1:

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \beta_2 \zeta' \sin\theta,$$

β_2 см. таблицу; ζ' определяется, как ζ утолщенной решетки, по диаграмме 8-3



№ стержня	1	2	3	4	5	6	7
β_1	2,34	1,77	1,77	1,00	0,87	0,71	1,73
β_2	1,0	0,76	0,76	0,43	0,47	0,30	0,74



$\frac{a_0}{S_1}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4
k_1	∞	18,7	6,35	3,09	1,72

$\frac{a_0}{S_1}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k_1	1,00	0,58	0,32	0,16	0,05	0

Продолжение

Решетка стержневая под углом атаки $\alpha_0 = 0$; $\mathrm{Re} = w_0 a_0/\nu > 10^4$ [8-15, 8-26, 8-69, 8-82]	**Диаграмма 8-9**

2. **Загрязненная решетка (в гидротехнике)**

$$\zeta_{гр} = c'\zeta,$$

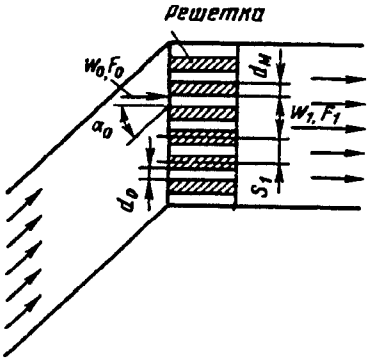
где $c' = 1{,}1 \div 1{,}3$ — при машинной очистке решетки; $c' = 1{,}5 \div 2{,}0$ — при ручной очистке решетки

3. **Решетка с дополнительным каркасом (в гидротехнике)**

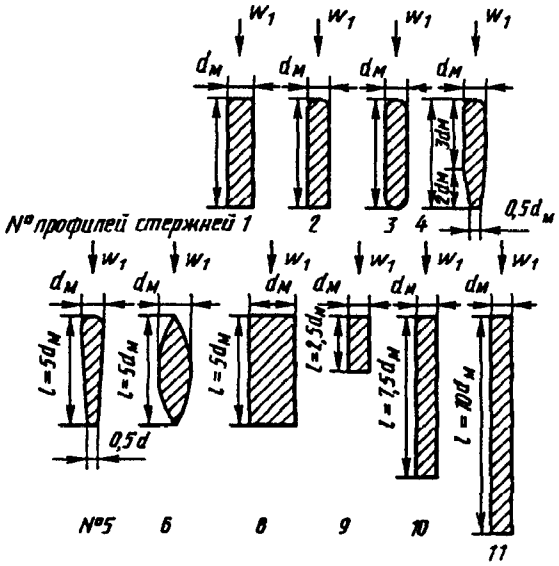
$$\zeta_к = c''\zeta_{гр},$$

где $c'' = \dfrac{1}{(1 - A/L)^2}$; $A = hn_1 + dn_2$ — суммарная высота поперечных элементов; n_1 — число промежуточных опорных балок; n_2 — число распорно-связных элементов; L — высота решетки в свету

Решетка из стержней, расположенных под углом атаки $\alpha_0 > 0$ **при** $a_0/S_1 \geqslant 0{,}5$; $\mathrm{Re} = w_0 a_0/\nu > 10^4$ [8-15, 8-26, 8-69, 8-82]	**Диаграмма 8-10**



$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \sigma_1\sigma_2$, где σ_1 см. график *а*, σ_2 см. график *б*



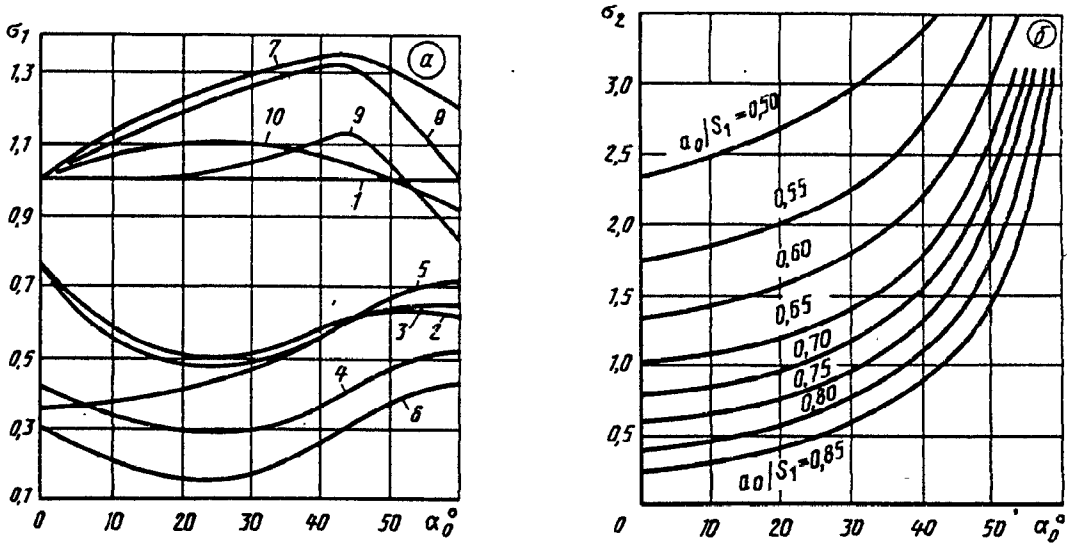
Форма стержней решеток

Значения σ_1

№ кривой	α_0^0									
	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2	0,76	0,65	0,58	0,54	0,52	0,51	0,52	0,58	0,63	0,62
3	0,76	0,60	0,55	0,51	0,49	0,48	0,49	0,57	0,64	0,66
4	0,43	0,37	0,34	0,32	0,30	0,29	0,30	0,36	0,47	0,52
5	0,37	0,37	0,38	0,40	0,42	0,44	0,47	0,56	0,67	0,72
6	0,30	0,24	0,20	0,17	0,16	0,15	0,16	0,25	0,37	0,43
8	1,00	1,08	1,13	1,18	1,22	1,25	1,28	1,33	1,31	1,20
9	1,00	1,06	1,10	1,15	1,18	1,22	1,25	1,30	1,22	1,00
10	1,00	1,00	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,10	1,04	0,82
11	1,00	1,04	1,07	1,09	1,10	1,11	1,10	1,07	1,00	0,92

Решетка из стержней, расположенных под углом атаки $\alpha_0 > 0$ при $a_0/S_1 \geqslant 0{,}5$; $\mathrm{Re} = w_0 a_0/\nu > 10^4$ [8-15, 8-26, 8-69, 8-82]

Диаграмма 8-10

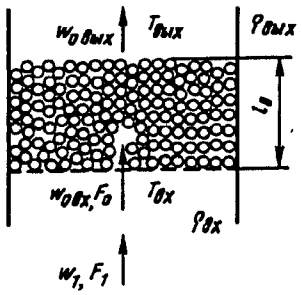


Значения σ_2

a_0/S_1	α_0^0									
	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
0,50	2,34	2,40	2,48	2,57	2,68	2,80	2,95	3,65	4,00	4,70
0,55	1,75	1,80	1,85	1,90	2,00	2,10	2,25	2,68	3,55	4,50
0,60	1,35	1,38	1,42	1,48	1,55	1,65	1,79	2,19	3,00	4,35
0,65	1,00	1,05	1,08	1,12	1,20	1,30	1,40	1,77	2,56	4,25
0,70	0,78	0,80	0,85	0,89	0,95	1,05	1,17	1,52	2,30	4,10
0,75	0,60	0,62	0,65	0,70	0,75	0,85	0,95	1,30	2,05	3,90
0,80	0,37	0,40	0,45	0,50	0,55	0,64	0,75	1,06	1,75	3,70
0,85	0,24	0,25	0,30	0,36	0,42	0,50	0,60	0,88	1,40	3,50

Насадка — слой из сферических тел или кусков неправильной формы [8-3, 8-64, 8-66]

Диаграмма 8-11



Сферические тела

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda l_0/d_э + \Delta\zeta_т,$$

где $\lambda = \dfrac{360(1-\varepsilon')^2}{\varepsilon'^3 \mathrm{Re}_1} + \dfrac{B'(1-\varepsilon')}{\varepsilon'^3} = \dfrac{A_1}{\mathrm{Re}_1} + B_1$; $A_1 \equiv 360(1-\varepsilon')^2/\varepsilon'^3$ см. кривую *1* графика; $B_1 \equiv B'(1-\varepsilon')/\varepsilon'^3$;

$B' = 1{,}8$ — для тел с гладкой поверхностью (см. кривую *2*); $B' = 4{,}0$ — для тел неправильной формы с шероховатой поверхностью (см. кривую *3*).

$\mathrm{Re}_1 \equiv w_{1ср} d_э/\nu$; $d_э = \varphi_1 d_э$; $d_э$, ε' и φ^1 см. табл. 1 и 3;

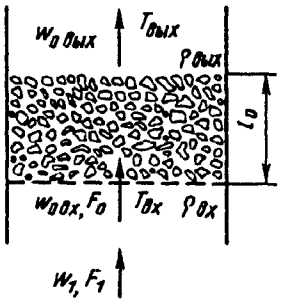
$$\Delta\zeta_т = 2\frac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{ср}}; \quad T_{ср} = \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2}; \quad \rho_{ср} = \rho_0 \frac{273}{T_{ср}}; \quad w_{1ср} = w_1 T_{ср}/T_{вх};$$

$\nu = f(T_{ср})$ см. параграф 1-2

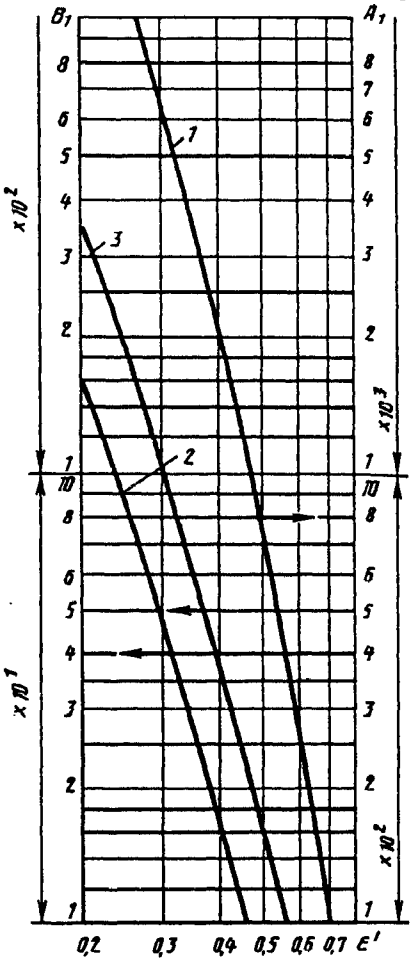
1. Сферические тела

θ°	60	64	68	72	76	80	84	90
ε′	0,250	0,320	0,365	0,405	0,435	0,455	0,470	0,476

Насадка — слой из сферических тел или кусков неправильной формы [8-3, 8-64, 8-66]	Диаграмма 8-11



Тела неправильной формы



2. Значения A_1 и B_1

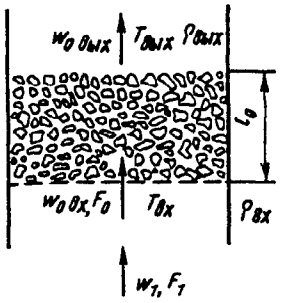
ε'	A_1	B_1 при B'		ε'	A_1	B_1 при B'	
		1,8	4,0			1,8	4,0
0,25	12960	86,4	192	0,50	720	7,20	16,0
0,30	6534	46,7	103,7	0,55	438,1	4,87	10,8
0,35	3547	27,3	60,6	0,60	266,8	3,33	7,4
0,40	3025	16,87	37,5	0,65	160,56	2,29	5,1
0,45	1195	10,9	24,1	0,70	98,32	1,58	3,5

3. Тела и частицы неправильной формы

С гладкой поверхностью			
Материал	$d_э$, мм	ε'	φ_1
Песок морской полидисперсный	2—3 1,5	0,35 0,35	0,66 0,76
Песок речиой	2,5—5 1,2—2,5	0,445 0,390	0,80 0,76
Активированный глинозем	1—3 3—5 9—10	0,500 0,500 0,520	0,68 0,49 0,50
Алюмосиликагель	2,5 3,5 4,5	0,520 0,480 0,500	0,56 0,68 0,49
Антрацит	1,0 2,1 3,5 7—8 12—18 18—25	0,540 0,520 0,510 0,520 0,465 0,475	0,66 0,67 0,66 0,07 — —
Гравий	3,7 12—20	0,470—0,540 0,370	0,73 0,68

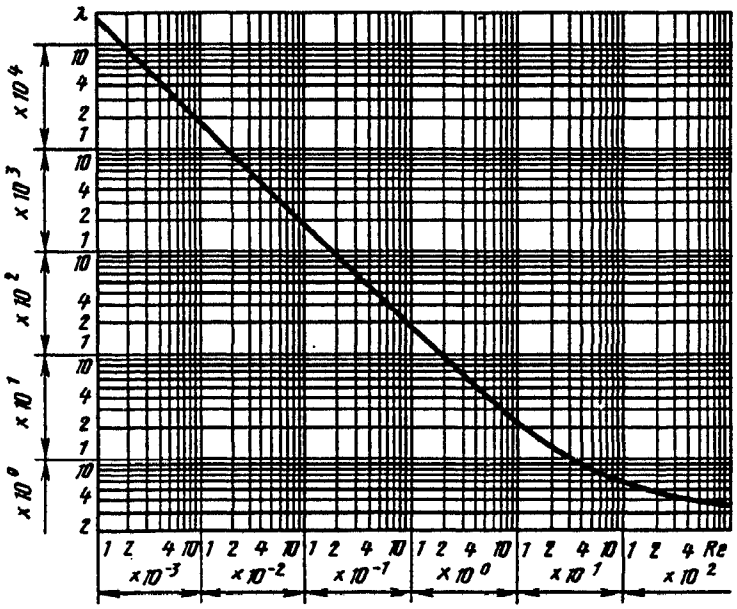
С шероховатой поверхностью			
Материал	$d_э$, мм	ε'	φ_1
Активированный уголь	1—2 1,5 1,5—4,5	0,500 0,445 0,400	0,64 0,92 0,79
Известняк	1,6	0,640	0,77
Кокс	5—25	0,480	0,77
Кварцевый песок	0,2—0,3 1,2—5	0,430—0,460 0,390—0,445	0,63—0,70 0,76—0,80
Силикагель КСМ	3—5	0,490	0,50
Сланец	5—25	0,43—0,52	0,68—0,46
Щебень	2,6 30—25 5—10	0,480 0,500 0,460—0,500	0,77 0,62 0,54

Насадка — слой из сыпучих тел и кусков неправильной формы при заданном $d_г$ [8-16, 8-34]	Диаграмма 8-12



$A\cdot10^2$, м³/(м²·с)	$w_{1пр}$, м/с
0	∞
0,14	0,8
0,28	0,7
0,7	0,6
1,4	0,5

Материал	$d_г$, м	ε', м³/м³	$\bar{s}$, м²/м³
Андезит кусковой 43,2 мм	0,0333	0,565	68
Гравий круглый 42 мм	0,0193	0,388	80
Катализатор синтеза аммиака 6,1 мм	0,00194	0,465	960
Катализатор конверсии CO в таблетках 11,5×6 мм	0,0033	0,380	460
Катализатор сернокислый ванадиевый в таблетках 11×6,5 мм	0,00415	0,430	415
Кольца стальные 35×35×2,5 мм	0,0372	0,830	147
То же 50×50×5 мм	0,036	0,970	104
Кольца керамические 15×15×2 мм	0,0085	0,700	330
То же 25×25×3 мм	0,0145	0,740	204
« » 35×35×4 мм	0,0225	0,780	140
« » 50×50×5 мм	0,0360	0,785	88
Кольца фарфоровые 8×8×1,5 мм	0,0045	0,640	570
Седлообразные керамические элементы 12,5 мм	—	0,710—0,760	—
То же 25 мм	—	0,710	—



Сухая насадка

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2} + \Delta\zeta_t = \zeta_{сух} + \Delta\zeta_t;$$

$$\mathrm{Re}_г = \frac{w_{1ср} d_г}{\nu} \cdot \frac{1}{\varepsilon'} < 3:$$

$\lambda = 180/\mathrm{Re}_г = f(\mathrm{Re}_г)$ см. график;

$3 < \mathrm{Re}_г < 1000$:

$\lambda = 164/\mathrm{Re}_г + 7{,}68/\mathrm{Re}_г^{0{,}11} = f(\mathrm{Re})$ см. график

Орошаемая насадка (ориентировочно)

(при $A \leqslant 1{,}4\cdot10^{-2}$; $w_1 \leqslant w_{1пр}$; $5 < d_г < 30 \div 35$ мм):

$$\zeta \approx \zeta_{сух}(1 + 2{,}15\cdot10^2 A) + \Delta\zeta_t;$$
$$\tau' = 2{,}15\cdot10^2;$$

A — плотность орошения жидкостью, м³/(м²·с); $\Delta\zeta_t = 2\frac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{ср}}$;

ν — в зависимости от $T_{ср}$ см. параграф 1-2; $T_{ср} = 0{,}5(T_{вх} + T_{вых})$; $\rho_{ср} = 273\rho_0/T_{ср}$; $w_{1ср} = w_1 T_{ср}/T_{вх}$

Re	$1\cdot10^{-3}$	$5\cdot10^{-3}$	$1\cdot10^{-2}$	$5\cdot10^{-2}$	$1\cdot10^{-1}$	$5\cdot10^{-1}$	1	2	3
λ	180 000	36 000	18 000	3 600	1 800	360	180	90	61,5

Re	4	5	6	7	8	9	10	15	20	25	30	35
λ	47,9	39,7	33,7	29,6	26,5	24,3	22,4	16,8	13,7	12,0	10,7	9,90

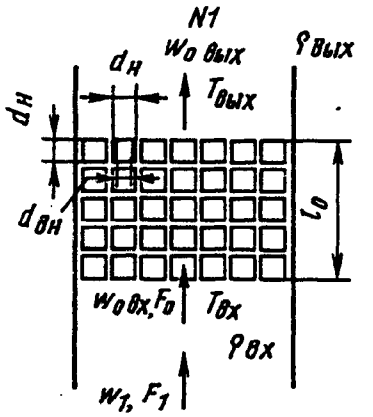
Продолжение

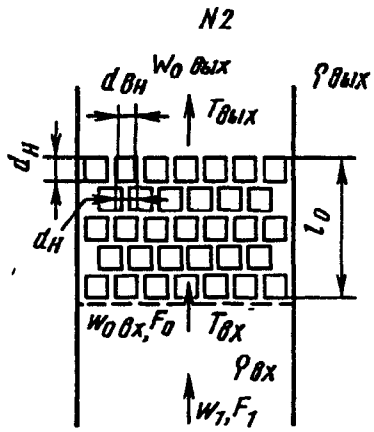
Насадка — слой из сыпучих тел и кусков неправильной формы при заданном $d_г$ [8-16, 8-34]	Диаграмма 8-12

Re	40	45	50	60	70	80	90	100	150	200	250	300	350
λ	9,24	8,70	8,30	7,62	7,16	6,80	6,52	6,27	5,62	5,12	4,84	4,65	4,49

Re	400	450	500	600	700	800	900	1 000
λ	4,37	4,29	4,21	4,07	3,97	3,96	3,81	3,74

Насадка из керамических колец Рашига ($d_н/d_э \approx 1{,}2$) [8-16]	Диаграмма 8-13





Кольца уложены правильными рядами

$A \cdot 10^2$, м³/(м²·с)	$w_{1п}^р$, м/с
0—0,28	2,0
0,42—0,70	1,5
0,83—1,40	1,0

Кольца уложены в шахматном порядке

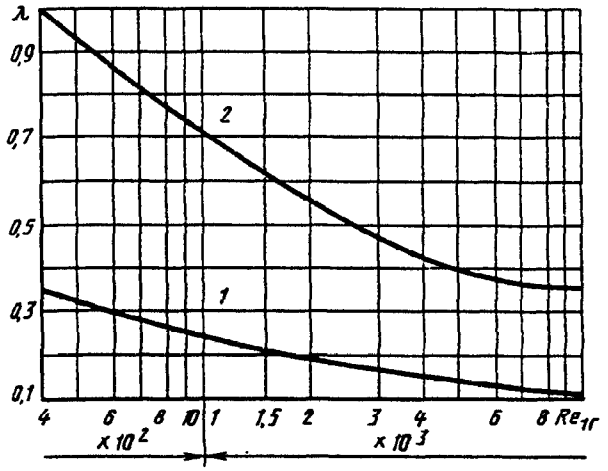
$A \cdot 10^2$, м³/(м²·с)	$w_{1п}^р$, м/с
0—0,28	1,5
0,42—0,70	1,2
0,83—1,40	0,8

$d^т$, мм	$d^г$, м	ε'	$\frac{1}{\varepsilon'^2}$	$\bar{s}$, м²/м³
50	0,027	0,73	1,88	108
80	0,036	0,72	1,93	—
100	0,048	0,72	1,93	—
150	0,075	0,72	1,93	—
200	0,100	0,72	1,93	—

Значения λ

Кривая	$Re_г \cdot 10^{-2}$								
	4	6	8	10	15	20	40	60	80
1	0,34	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,14	0,12	0,11
2	1,0	0,85	0,76	0,71	0,62	0,55	0,42	0,37	0,36

Насадка из керамических колец Рашига ($d_н/d_в \approx 1{,}2$) [8-16] | **Диаграмма 8-13**



Сухие насадки

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2}$$

$0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} = w_{1ср} d_г/\nu < 8 \cdot 10^3$;

$\lambda = 3{,}2/\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375} = f(\mathrm{Re}_{1г})$ см. кривую *1*;

$\mathrm{Re}_{1г} > 8 \cdot 10^3$:

$\lambda \approx 0{,}11 = \mathrm{const}$;

$0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} \leqslant 6 \cdot 10^3$;

$\lambda = 9{,}6/\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375} = f(\mathrm{Re}_{1г})$ см. кривую *2*.

$\mathrm{Re}_{1г} > 6 \cdot 10^3$: $\lambda \approx 0{,}36 = \mathrm{const}$

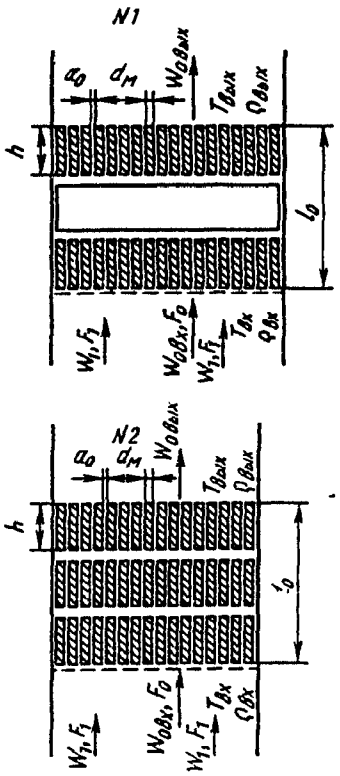
Орошаемые насадки (ориентировочно)

(при $A \leqslant 1{,}4 \cdot 10^{-2}$ $w_1 \leqslant w_{1пр}$)

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2}(1 + \tau' A) + \Delta\zeta_t,$$

где A — плотность орошения жидкостью, $м^3/(м^2 \cdot с)$; $\tau' = 1{,}4 \cdot 10^2$; $\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{1ср}$ и ν см. диаграмму 8-11

Насадки из деревянных реек (хордовые) [8-16] | **Диаграмма 8-14**



1. Рейки уложены параллельно.
2. Рейки уложены накрест

Сухая насадка

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2};$$

1) $4 \cdot 10^2 < \mathrm{Re}_{1г} = w_{1ср} d_г/\nu < 10^4$;

$\lambda = 3{,}2/\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375} = f(\mathrm{Re})$ см. кривую *1*;

$\mathrm{Re}_{1г} > 10^4$;

$\lambda \approx 0{,}11 = \mathrm{const}$;

2) $4 \cdot 10^2 < \mathrm{Re}_{1г} = w_{1ср} d_г/\nu \leqslant 10^4$:

$\lambda = k'_1/\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375} = f(\mathrm{Re})$ см. кривые *2*—*5*;

$\mathrm{Re}_{1г} > 10^4$: $\lambda = \lambda'$

Насадки из деревянных реек (хордовые) [8-16] | **Диаграмма 8-14**

Основные характеристики реек, уложенных накрест

Кривая	$d_м$, мм	a_0, мм	h, мм	$d_г$, мм	ε'	$\frac{1}{\varepsilon'^2}$	$\bar{s}$, м²/м³	k'_1	λ'
2	10	10	100	22	0,55	3,31	100	4,4	0,14
3	10	10	50	22	0,55	3,31	100	5,7	0,18
4	10	20	100	41	0,68	2,16	66	6,7	0,21
5	10	30	100	63	0,77	1,69	49	8,5	0,26

Орошаемая насадка (ориентировочно)

(при $A \leqslant 1{,}4 \cdot 10^{-2}$ $w_1 \leqslant w_{1пр}$)

$$\zeta = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2}(1 + \tau' A) + \Delta\zeta_t,$$

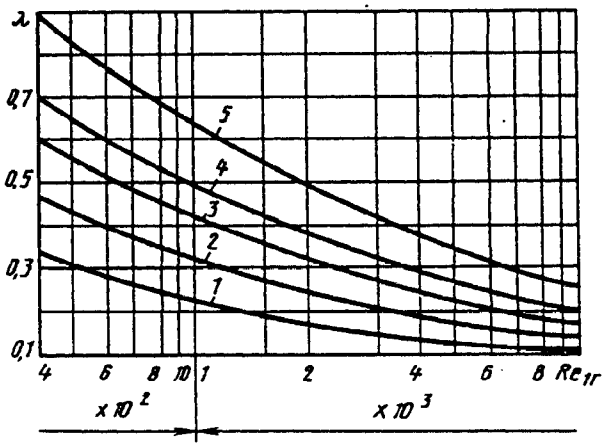
где A — плотность орошения жидкостью, м³/(м²·с); $\tau' = 1{,}4 \cdot 10^2$ для схемы 1 и $2{,}15 \cdot 10^2$ для схемы 2; $\Delta\zeta_t$, $\rho_{ср}$, $w_{1ср}$ и ν см. диаграмму 8-12

Значения $w_{1пр}$, м/с

Схема	$A \cdot 10^2$ м³/(м²·с)		
	0—0,28	0,42—0,07	0,83—1,40
1	2,0	1,5	1,0
2	1,0	0,7	0,5

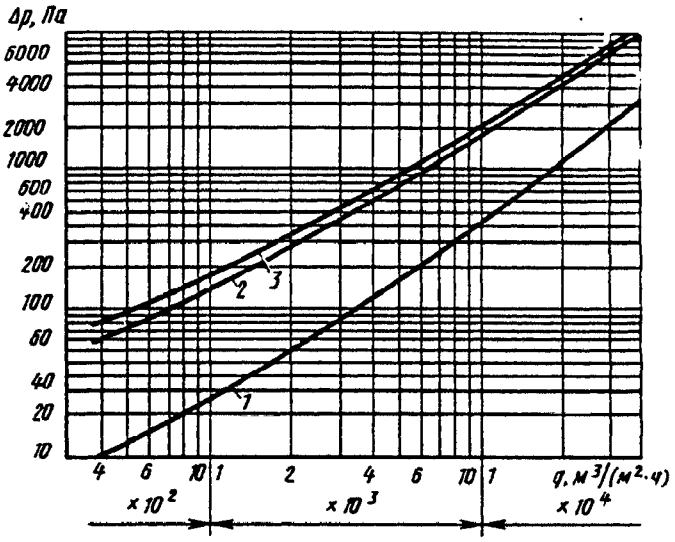
Значения λ

Кривая	$Re_{1г}$									
	$4 \cdot 10^2$	$6 \cdot 10^2$	$8 \cdot 10^2$	10^3	$1{,}5 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	10^4
	$Re_{1г}^{0,375}$									
	9,5	11,0	12,3	13,3	15,5	17,3	22,4	26,1	29,1	31,6
1	0,33	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,14	0,12	0,11	0,11
2	0,46	0,40	0,35	0,33	0,28	0,25	0,20	0,17	0,15	0,14
3	0,60	0,52	0,46	0,43	0,37	0,33	0,25	0,22	0,19	0,18
4	0,70	0,61	0,54	0,50	0,43	0,39	0,30	0,25	0,22	0,21
5	0,90	0,78	0,69	0,64	0,55	0,49	0,38	0,32	0,28	0,26



Фильтрующие ткани (по Адамову)	Диаграмма 8-15

$\Delta p \approx 9{,}81\, A_0\, q^m$ при $q > 0{,}6 \cdot 10^3$ м^3/(м^2 · ч)



Ткань	m	$A_0 \cdot 10^4$
1. Миткаль (без ворса)	1,347	2,0
2. Молескин (без ворса)	1,155	48
3. Хлопчатобумажная байка (средний ворс с двух сторон)	1,097	87

Значения Δp (числитель в кгс/м^2, знаменатель в Па)

Ткань	q [числитель в м^3/(м^2 · ч), знаменатель в м^3/(м^2 · с)]							
	600 / 0,167	800 / 0,222	1000 / 0,28	2000 / 0,556	3000 / 0,833	4000 / 1,11	5000 / 1,39	6000 / 1,67
1. Миткаль	1,40 / 13,7	1,80 / 17,7	2,30 / 22,6	5,20 / 51,0	8,70 / 85,3	12,6 / 124	17,0 / 167	21,0 / 206
2. Молескин	9,00 / 88,3	10,9 / 107	13,8 / 135	29,5 / 289	46,0 / 451	66,0 / 647	83,0 / 814	105 / 1030
3. Хлопчатобумажная ткань	10,9 / 107	13,9 / 136	17,0 / 167	35,0 / 343	53,0 / 520	73,0 / 716	93,0 / 912	115 / 1128

Ткань	q [числитель в м^3/(м^2 · ч), знаменатель в м^3/(м^2 · с)]						
	7000 / 1,94	8000 / 2,22	9000 / 2,50	10 000 / 2,78	20 000 / 5,56	30 000 / 8,33	40 000 / 11,1
1. Миткаль	27,0 / 265	32,0 / 314	39,0 / 383	45,0 / 442	126 / 1236	229 / 2250	369 / 3620
2. Молескин	129 / 1270	145 / 1420	167 / 1640	195 / 1910	457 / 4480	759 / 7450	1080 / 10 600
3. Хлопчатобумажная байка	138 / 1355	160 / 1570	182 / 1785	209 / 2050	479 / 4700	767 / 7525	1110 / 11 900

РАЗДЕЛ ДЕВЯТЫЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЧЕРЕЗ ТРУБОПРОВОДНУЮ АРМАТУРУ И ЛАБИРИНТЫ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ КЛАПАНОВ, ЗАДВИЖЕК, ЗАТВОРОВ, ЛАБИРИНТОВ, КОМПЕНСАТОРОВ)

9-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Коэффициент сопротивления запорных и регулирующих устройств зависит от их конструкции, определяющих прямолинейность потока, постоянство сечения и т. д. Качество выполнения внутренней полости также оказывает влияние на коэффициент сопротивления такого устройства.

2. Длина некоторых типов клапанов и задвижек не меняется пропорционально размеру их проходного сечения. Поэтому при изменении диаметра этого сечения не сохраняется полное геометрическое подобие. Кроме того, шероховатость отливки корпуса тем больше, чем меньше ее размер. Вследствие этого сопротивление некоторых клапанов и задвижек меняется с изменением диаметра прохода. При этом для клапанов больших размеров коэффициент сопротивления ζ растет с увеличением диаметра прохода, а для малых размеров ζ растет с уменьшением диаметра.

3. Сопротивление задвижек по своей природе аналогично сопротивлению диафрагм, в которых после внезапного сжатия происходит внезапное расширение потока (рис. 9-1, *а*). Более сложная картина потока наблюдается в дисковом затворе и клапанах различных конструкций (рис. 9-1, *б, в* и *г*). Помимо внезапных сужений и расширений наблюдаются сложные повороты потока. Это связано как с местными повышениями скоростей, так и отрывами потока, а следовательно, с вихре-

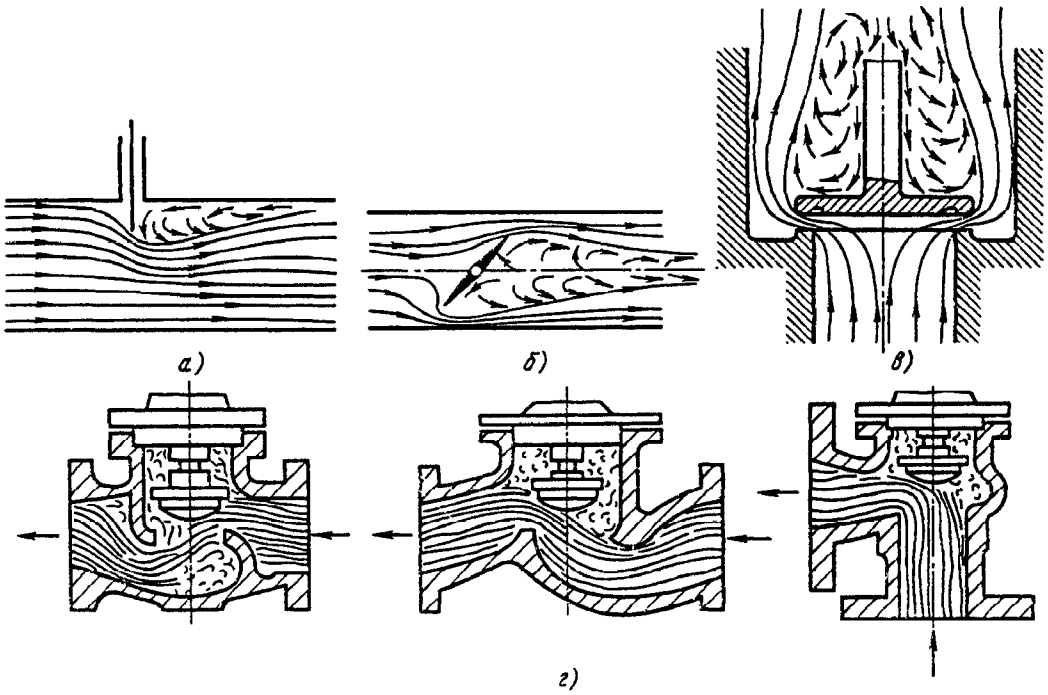


Рис. 9-1. Схема потока в запорных и регулирующих устройствах:
а — задвижка; *б* — дисковый затвор; *в* — тарельчатый клапан; *г* — запорные и регулирующие клапаны

образованиями, что вызывает большое сопротивление этих элементов.

Сопротивление каждого типа запорного устройства зависит от положения закрывающего органа.

4. Коэффициенты сопротивления открытых задвижек различных размеров и разных конструкций различны по величине. В основном это различие обусловливается относительными размерами выемки (расширения) в корпусе задвижки под затвором. Чем меньше диаметр задвижки, тем больше относительные размеры выемки. Поэтому коэффициенты сопротивления открытых задвижек одного и того же типа конструкции тем меньше, чем больше диаметр задвижки.

5. При одностороннем расположении регулирующего органа задвижки нарушается симметрия потока. Вследствие этого значительно увеличиваются пульсации давления и вибрации трубопровода. С этой точки зрения прямоугольная задвижка с двусторонними регулирующими органами и синхронным их передвижением более благоприятна [9-35, 9-36].

6. Для уменьшения габаритов задвижки, а также сил и моментов, необходимых для управления ею, создается сужение сечения прохода в корпусе задвижки. Сужение обычно делается симметричным, однако при одностороннем направлении движения жидкости оно может выполняться и несимметричным [9-11]. Сужение прохода увеличивает коэффициент сопротивления задвижки.

7. Применяемые в системах водоснабжения, на напорных трубопроводах гидроэлектростанций, в газо- и нефтепроводах и других сооружениях и установках задвижки и различные затворы могут работать как в сети, так и на выходе из сети (концевые). В первом случае их устанавливают или в прямой трубе, или в конфузорно-диффузорном, или в конфузорном переходах (см. соответствующие схемы на диаграммах 9-5, 9-7—9-13 и 9-20). Приводимые на указанных диаграммах значения ζ не учитывают дополнительные потери скоростного давления на выходе и соответственно потери в переходах [9-35, 9-36].

Суммарный коэффициент сопротивления концевых задвижек и затворов и соответственно задвижек и затворов, установленных в переходных участках, определяется как $\zeta_{п}=\zeta+1$ и соответственно $\zeta_{сум}=\zeta+\zeta_{пер}$, где ζ — коэффициенты для концевых задвижек и затворов; $\zeta_{пер}$ определяется, как ζ конфузорно-диффузорных и других переходов, по диаграммам 5-25 и 5-26.

8. В запорных устройствах существуют такие же три характерные области режима течения (рис. 9-2), как и в диафрагмах (см. пп. 32, 33 четвертого раздела): ламинарного, переходного и турбулентного (квадратичного) режимов [9-4—9-6]. Для таких устройств также действительна формула (1-3):

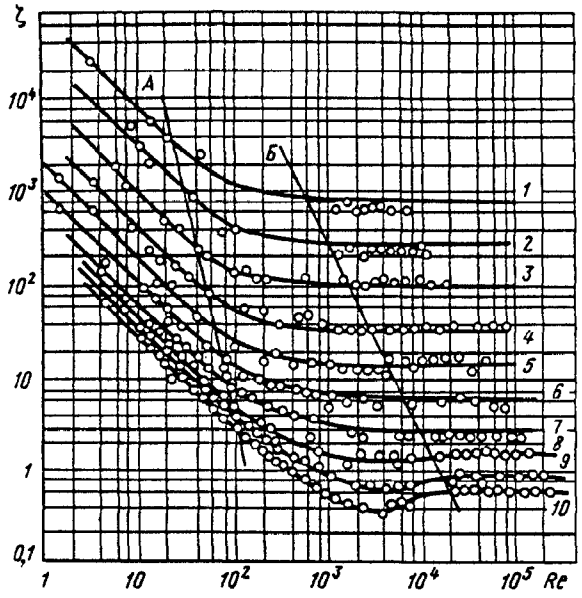


Рис. 9-2. Зависимость $\zeta=f(\mathrm{Re})$ для дискового затвора $(\alpha=90°-\delta)$ [9-5]:
***1*—$\alpha=9°$; *2*—$\alpha=18°$; *3*—$\alpha=27°$; *4*—$\alpha=36°$; *5*—$\alpha=45°$; *6*—$\alpha=54°$; *7*—$\alpha=63°$; *8*—$\alpha=72°$; *9*—$\alpha=81°$; *10*—$\alpha=90°$; слева от линии *А* — ламинарная область; между линиями *А* и *Б* — переходная область; справа от линии *Б* — турбулентная область**

$$\zeta=A/\mathrm{Re}+\zeta_{кв},$$

характеризующая закон сопротивления для широкого диапазона чисел Рейнольдса (где $\zeta_{кв}$ — коэффициент сопротивления в квадратичной области; A — коэффициент, зависящий от вида запорного устройства).

9. Для регулирующего клапана (при $D_0=0{,}05$ м) Э. С. Арзуманов и Р. Е. Везирян [9-5, 9-6] рекомендуют следующие формулы расчета коэффициента сопротивления:

1) для углового односедельного клапана при $1{,}7\leqslant h/D_г\leqslant 30$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_h^2/2}=\frac{4{,}1h/D_г+23}{\mathrm{Re}_h}+(1-F_h/F_0)^2+0{,}18\ ^{*1};$$

при полном открытии клапана $(h/D_г\leqslant 1{,}7)$

$$\zeta\equiv 30/\mathrm{Re}_h+(1-F_h/F_0)^2+0{,}18;$$

2) для двухседельного клапана при $4{,}0<h/D\leqslant 6{,}0$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_h^2/2}=\frac{0{,}5h/D_г+27}{\mathrm{Re}_h}+(1-F_h/F_0)^2+$$

$$+4{,}7(F_h/F_0)^2;$$

*1 Величины с индексом h при w, Re, F и П относятся к проходному сечению клапана.

при полном открытии клапана

$$\zeta \equiv 30/\mathrm{Re}_h + (1 - F_h/F_0)^2 + 4{,}7(F_h/F_0)^2,$$

где

$$\mathrm{Re}_h = w_h R_г/\nu = w_h D_г/(4\nu); \quad D_г = 4F_h/\Pi_h.$$

10. Относительная глубина погружения плунжера $h/D_г$ (глубина канала в дроссельном устройстве — см. диаграмму 9-21) для различных типоразмеров клапанов различна и зависит от степени открытия регулирующего клапана $\bar{H} = H/H_{max}$, где H и H_{max} — соответственно текущее и максимальное значение хода плунжера [9-5].

Величина h принимается равной высоте седла h_c для случая, когда профилированная часть плунжера при полном открытии клапана ($\bar{H} = 1{,}0$) выходит полностью из седла, или при промежуточных открытиях, когда профилированная часть плунжера располагается у верхней кромки седла.

11. Наиболее совершенную конструкцию запорного органа применительно к величине гидравлического сопротивления имеет прямоточный клапан. Коэффициент сопротивления такого клапана в зависимости от степени подъема регулирующего органа h/D_0 при $\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu \geqslant 3 \cdot 10^5$ может быть определен по формулам Г. А. Мурина [9-22]:

при $D_0 = 38$ мм

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}28 + \frac{0{,}084}{(h/D_0)^2};$$

при $D_0 = 200$ мм

$$\zeta = \frac{0{,}51}{(h/D_0)^2};$$

при полном открытии клапана при $D_0 = 25 \div 200$ мм

$$\zeta = 5{,}2/D_0^{0{,}5}.$$

12. Коэффициент сопротивления дискового затвора в трубе круглого сечения может быть вычислен для всего диапазона чисел Рейнольдса по формулам [9-5, 9-6]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}} + \left(1 - \frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\zeta_{кв}, \qquad (9\text{-}1)$$

где

$$A = 120 \cdot \frac{1 + 0{,}5\bar{D}_д(1 + \sin\delta)}{(1 - \bar{D}_д^2 \sin\delta)^2}; \qquad (9\text{-}2)$$

δ — угол открытия клапана, °; $\bar{D}_д = D_д/D_0$; $D_д$ — диаметр диска, м; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu$; при $\mathrm{Re} \leqslant 50$ величина $(1 - 50/\mathrm{Re})$ принимается равной нулю.

При $\delta > 20°$

$$\zeta_{кв} = \left(\frac{1{,}56}{1 - \bar{D}_д \sin\delta} - 1\right)^2. \qquad (9\text{-}3)$$

13. При изменении δ от 0 до 30° на коэффициент сопротивления дискового затвора влияют его форма и размеры (относительная толщина b/D_0, состояние его кромок и т. п.). В этих пределах действительные значения ζ получаются больше, чем по (9-3). В указанных пределах δ нарушается также стабильность характеристик приводов затвора. Поэтому рабочий диапазон применения дисковых затворов, используемых в схемах автоматического регулирования, рекомендуется ограничивать пределами изменения δ от 30 до 90°, при которых практически пропускная способность не зависит от конструктивных особенностей затвора.

14. Для определения коэффициента сопротивления дисковых затворов в прямоугольной трубе при малых числах Рейнольдса можно также пользоваться (9-1), принимая с определенной точностью значения A по (9-2) для круглого поперечного сечения.

15. Коэффициент сопротивления клапанов некоторых типов можно определить по формулам, предложенным Бахом [9-37]:

а) для тарельчатого клапана без нижнего направления при $0{,}1 < h/D_0 < 0{,}25$ и $0{,}1 < b_т/D_0 < 0{,}25$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}15 + 4\frac{b_т}{D_0} + \frac{0{,}155}{(h/D_0)^2},$$

где $b_т$ — ширина закраинки тарелки, м;

б) для тарельчатого клапана с нижним направлением при $0{,}125 < h/D_0 < 0{,}25$ и $0{,}1 < b_т/D_0 < 0{,}25$

$$\zeta = (0{,}8 \div 1{,}6)(0{,}15 + 4b_т/D_0) + \frac{1{,}73}{(h/D_0)^2(\pi - iS_л/D_0)^2},$$

где $S_л$ — ширина лапки направляющей (см. диаграмму 9-24); i — число направляющих ребер;

в) для конусного клапана с плоской нижней поверхностью при $0{,}1 < h/D_0 < 0{,}25$ и $b_т/D_0 = 0{,}1$

$$\zeta = 2{,}6 - \frac{0{,}8}{h/D_0} + \frac{0{,}14}{(h/D_0)^2};$$

г) для конусного клапана с конусообразной опорной поверхностью при $0{,}125 < h/D_0 < 0{,}4$

$$\zeta = 0{,}6 + \frac{0{,}15}{(h/D_0)^2};$$

д) для шарового клапана с шаровой опорной поверхностью при $0{,}1 < h/D_0 < 0{,}25$

$$\zeta = 2{,}7 - \frac{0{,}8}{h/D_0} + \frac{0{,}14}{(h/D_0)^2}.$$

16. В некоторых случаях, например в рукавных фильтрах с обратной продувкой (ФРО), газовый поток из общего раздающего коллектора (подводящего участка, см. диаграмму 9-27) поступает на фильтрацию в секции.

Очищеный газ из секций через выпускные клапаны тарельчатого типа направляется в собирающий коллектор (выпускной канал) и выводится из аппарата. При необходимости регенерации какой-либо секции ее отсекают от основного потока с помощью выпускного клапана и соединяют с продувочным коллектором открытием продувочного клапана.

Значения коэффициентов сопротивления тарельчатого клапана в условиях его работы по указанным на диаграмме 9-27 схемам, полученные на основании экспериментальных исследований В. С. Корягина и др. [9-16], приведены на той же диаграмме.

17. Так как движение газа через запорные устройства сопровождается большими потерями давления, то значительно меняется и плотность газа. Это следует учитывать при определении сопротивления устройства по формуле [9-11]

$$\Delta p = k_{сж}\zeta\rho_{вх}w_{0вх}^2/2,$$

где $w_{0вх}$ — средняя скорость потока перед запорным устройством при давлении p_0, м/с; $\rho_{вх}$ — плотность газа перед запорным устройством, кг/м^3; $k_{сж}$ — поправка на сжимаемость газа, зависящая от отношения давления p_0 перед запорным устройством и давления p_1 за ним:

$$p_1/p_0 = 1 - \Delta p/p_0.$$

Тогда поправки:

$k_{сж} \approx 1{,}0$ при $p_1/p_0 > 0{,}9$ или $\Delta p < 0{,}1p_0$;

$$k_{сж} = \frac{\Delta p}{p_0}\cdot\frac{k-1}{k\left[(p_1/p_0)^{2/k} - (p_1/p_0)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

при $(p_1/p_0)_{крит} < p_1/p_0 < 0{,}9$ или $1-(p_1/p_0)_{крит} > \Delta p/p_0 > 0{,}1$ или приближенно [9-7]

$$k_{сж} = \frac{1}{(1-0{,}46\Delta p/p_0)^2},$$

где $(p_1/p_0)_{крит}$ — критическое отношение давлений за запорным устройством и перед ним, при котором скорость потока в узком сечении становится равной местной скорости звука; для воздуха и двухатомного газа $(p_1/p_0)_{крит} = 0{,}53$ и $1-(p_1/p_0)_{крит} = 0{,}47$.

Подсчет $\Delta p, p_1/p_0$ и $k_{сж}$ проводится методом последовательного приближения.

18. Коэффициент сопротивления конусного клапана, устанавливаемого на водосбросных трубах, не зависит от горизонта нижнего бьефа $h_б$ (рис. 9-3, *а*), т. е. он одинаков как при истечении в окружающую среду, так и при истечении под уровень [9-25]. При установке конусного клапана в специальной камере, обеспечивающей надежное гашение кинетической энергии потока в нижнем бьефе (рис. 9-3, *б*), коэффициент сопротивления клапана несколько меняется (см. диаграмму 9-9).

19. Суммарный коэффициент сопротивления запорной арматуры, помещенной одна за другой или за фасонными частями, получается меньше, чем сумма единичных коэффициентов сопротивления этих элементов, получаемых при их изолированной работе (при отсутствии их взаимного влияния).

Степень взаимного влияния фасонных частей зависит от относительного расстояния $l_к/D_0$ между ними. Чем больше $l_к/D_0$, тем меньше влияние этого параметра. Практически это влияние исчезает при $l_к/D_0 = 30 \div 40$.

20. Взаимное влияние запорной арматуры (устройства) при полном их открытии можно учесть по формулам [9-26]:

при $Re < 160$

$$\zeta_{1+2} = 31{,}2/Re^{0{,}785}(\zeta_{1кв} + \zeta_{2кв})(2-\beta);$$

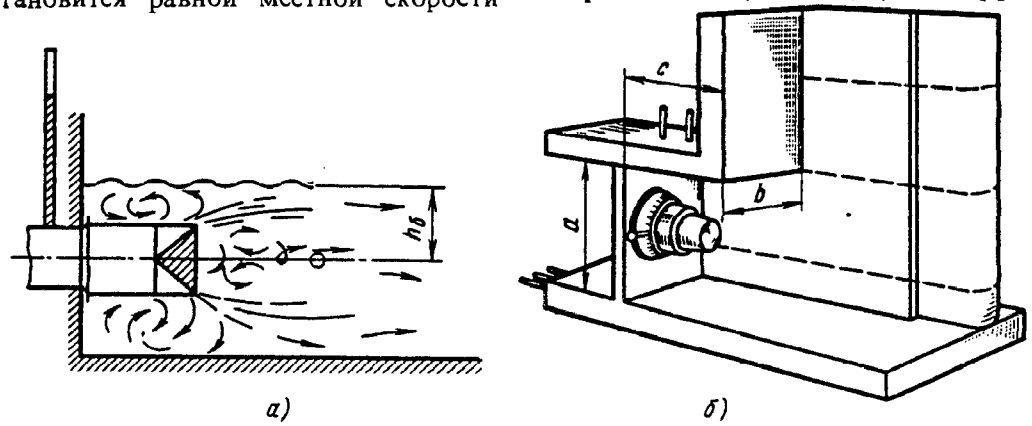
при $160 \leqslant Re \leqslant 500$

$$\zeta_{1+2} = 1{,}31/Re^{0{,}159}(\zeta_{1кв} + \zeta_{2кв})(2-\beta);$$

в квадратичной области при $Re > 500$

$$\zeta_{1+2} = 0{,}5(\zeta_{1кв} + \zeta_{2кв})(2-\beta),$$

где ζ_{1+2} — суммарный коэффициент сопротивления пары запорных устройств при их взаимном влиянии; $\zeta_{1кв}$ и $\zeta_{2кв}$ — единичные коэффициенты сопротивления запорных устройств, составляющих пару, в квадратичной области сопротивления ($Re > 500$); β — коэффициент, за-



а) *б)*

Рис. 9-3. Конусный клапан водосбросной трубы:
а — схема потока; *б* — клапан

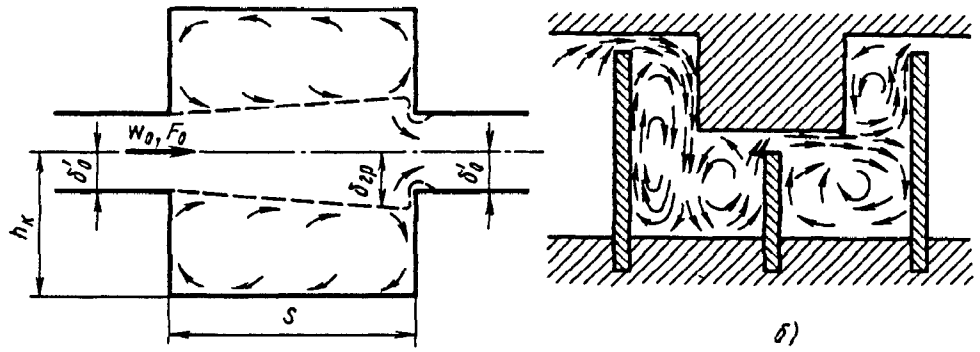


Рис. 9-4. Схема потока в лабиринтах:
а — ячейка простого лабиринта; *б* — лабиринт с криволинейным перетеканием потока

висящий от относительного расстояния между запорными устройствами.

Коэффициент β для прямоточной запорной арматуры

$$\beta = 22{,}2 \cdot 10^{-5}(l_к/D_0)^2 - 26{,}7 \cdot 10^{-3} l_к/D_0 + 0{,}8;$$

для остальных типов запорных устройств

$$\beta = 4{,}17 \cdot 10^{-5}(l_к/D_0)^2 - 5 \cdot 10^{-3} l_к/D_0 + 0{,}15.$$

21. В лабиринтном уплотнении с односторонним расположением промежуточных ножей на одном уровне поток перетекает прямолинейно. При входе в первый зазор (рис. 9-4, *а*) поток сжимается так же, как в случае входа в прямой канал, заделанный заподлицо в стенку, или как при перетекании через отверстие в тонкой стенке. Входя в камеру лабиринта, струя расширяется, и благодаря турбулентному перемешиванию масса ее увеличивается за счет окружающей среды. В том случае, когда относительные размеры камеры (по отношению к зазору) достаточно велики, в конце камеры из струи выделяется ядро постоянной массы, которое, сжимаясь, поступает во второй зазор. Присоединенные массы окружающей среды, отделяясь в конце камеры от ядра потока и совершая циркуляционное движение в пространстве камеры, вновь подмешиваются к струе. Так как ядро постоянной массы перед входом во второй зазор обладает большой кинетической энергией, степень сжатия потока на входе будет меньшей, чем при входе в первый зазор.

22. Сопротивление ячейки лабиринта (см. рис. 9-4, *б*) вызывается потерями на трение в зазоре и потерями энергии в ядре постоянной массы. Последние складываются из двух частей: разности запасов энергии ядра постоянной массы в начале и в конце ячейки и потерь на вход в следующий зазор.

Если размеры камеры относительно малы, а именно так, что

$$h_к/\delta'_0 < \delta_{гр}/\delta'_0,$$

то струя, выходящая из зазора в камеру, заполняет все сечение. В этом случае сопротивление обусловливается потерями на трение в зазоре, потерями на удар при внезапном расширении и потерями на вход в следующий зазор [где δ'_0 — половина ширины зазора лабиринта с двойным углублением или ширина струи лабиринта с односторонним углублением; $\delta_{гр}$ — половина ширины свободной струи в конце камеры (или соответственно ширина струи), м; $h_к$ — высота камеры ячейки лабиринта].

По данным Г. Н. Абрамовича [9-2],

$$\delta_{гр}/\delta'_0 = 2{,}4 a_{стр} S/\delta'_0 + 1,$$

где S — длина свободной струи (длина камеры ячейки лабиринта), м; $a_{стр}$ — коэффициент структуры (турбулентности) потока, принимаемый в данном случае равным 0,1.

23. В лабиринтных уплотнениях с выступами или со ступенчатым расположением ножей струя при больших (по сравнению с зазором) размерах камер между ножами после сжатия в зазоре направляется к выступу лабиринта (рис. 9-4, *б*). Здесь она отклоняется на 90° и течет прямо до нижней стенки камеры. Далее, огибая камеру, струя течет вдоль второго канала, направляясь ко второму зазору. В камере лабиринта неподвижные массы окружающего пространства увлекаются протекающей струей, вследствие чего возникает движение этих масс, и при этом образуются вихревые области. Наличие выступов между ножами лабиринта удлиняет путь свободной струи, что еще более способствует полному ее затуханию. Лабиринты с непрямолинейным движением потока более эффективны, так как длина пути струи в них и соответственно сопротивление получаются значительно большими, чем в лабиринтах с прямолинейным перетеканием потока.

24. Коэффициент сопротивления лабиринтов с продолговатым зазором вычисляется по формулам автора [9-13, 9-14]:

при $h_к/\delta'_0 \geqslant \delta_{гр}/\delta'_0$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 + \zeta' + n_л(a_0 + \zeta' b_1 + \zeta_{тр}),$$

где a_0, b_1 — коэффициенты, зависящие от относительной длины ячейки лабиринта (см. диаграмму 9-28); $\zeta_{тр} = \lambda l/\delta'_0$ — коэффициент сопротивления трения зазора; λ — см. диаграммы 2-1—2-6; ζ' — коэффициент, учитывающий влияние формы входной кромки зазора (определяется по диаграммам 3-4 и 3-7 в зависимости от степени закругления или среза кромки входа);

при $h_к/\delta'_0 < \delta_{гр}/\delta'_0$

$$\zeta = 1 + \zeta' + n_л(a_2 + \zeta' b_2 + \zeta_{тр}),$$

где

$$a_2 = (1 - F_0/F_к)^2, \quad b_2 = 1 - F_0/F_к.$$

25. Структура потока в сложных фасонных частях труб и каналов, в которых на близком расстоянии один за другим расположены резкие повороты, внезапные расширения и сужения, обходы и т. п., а также вход и выход в неограниченное пространство (см. диаграммы 9-29—9-32), во многом аналогична структуре его в изогнутых каналах, диафрагмах и лабиринтных уплотнениях с большими зазорами.

При оценке сопротивления таких сложных фасонных частей необходимо учитывать взаимное влияние отдельных элементов этой фасонной части, значительно повышающее общее сопротивление по сравнению с простой суммой сопротивлений ее отдельных элементов. Это сопротивление увеличивается во многих случаях в 3—5 раз и более.

26. Если сложная фасонная часть служит в качестве лабиринтного уплотнения, сопротивление ее является полезным, так как с увеличением сопротивления увеличивается эффективность ее работы (уменьшается проход воздуха через него). В прочих случаях, например, когда усложнение фасонной части диктуется ограниченностью габаритов установки, сопротивление является вредным, и его следует уменьшить. Потери в таких фасонных частях могут быть значительно снижены расширением отдельных ее поперечных сечений. Эффективно уменьшают сопротивление направляющие лопатки, установленные на поворотах под острыми углами (см. параграф 6-1). Такое мероприятие не требует изменения размеров фасонной части. Сопротивление заметно снижается также при закруглении поворотов.

Для препятствий неправильных форм, устанавливаемых в потоке, полезно применять обтекатели.

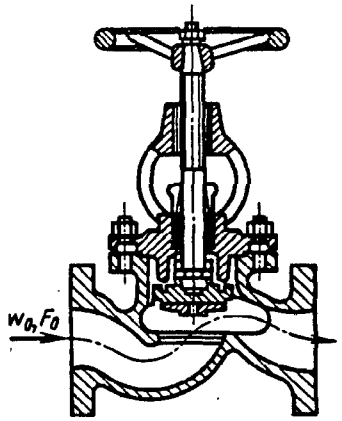
9-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Клапаны и задвижки при полном открытии в сети: $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [9-26, 9-35, 9-37]	**Диаграмма 9-1**

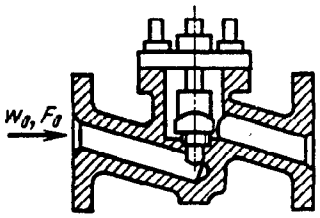
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

$\mathrm{Re}=w_0 D_0/\nu$

Клапан типа «Рэй», $\zeta=3{,}4$

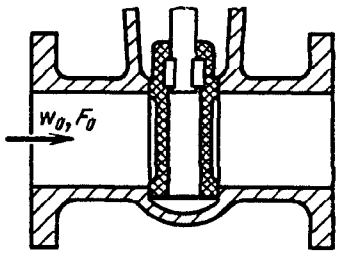


Клапан штампованный, $\zeta=7{,}8$

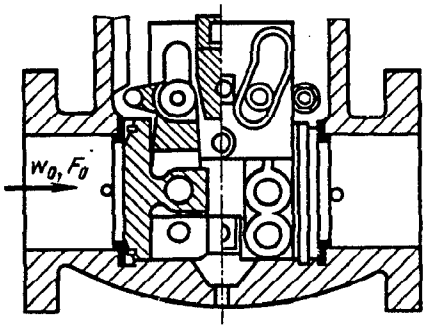


$\mathrm{Re}>10^4$

Задвижка клинкетная, $\zeta=0{,}2$

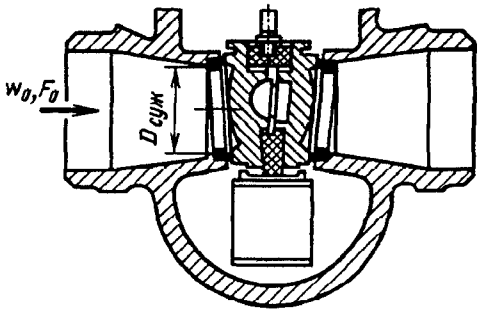


Задвижка с рычажным затвором, $\zeta=0{,}75$



$\mathrm{Re}>10^4$

Задвижка с распорным грибком и выдвижной трубой,



Клапаны и задвижки при полном открытии в сети: $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu>10^4$ [9-26, 9-35, 9-37]	**Диаграмма 9-1**

$D_0/D_{суж}$	1,0	1,2	1,4	1,8
ζ	0,1	0,3	0,7	2,2

При $\mathrm{Re}<10^4$ для всех клапанов

$$\zeta_{\mathrm{Re}}=\frac{530\,(\zeta)^{1,25}}{\mathrm{Re}}\ *1.$$

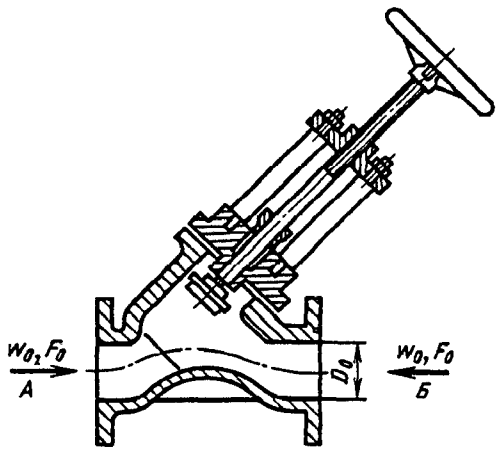
При двух последовательно установленных клапанах (задвижках) суммарный коэффициент сопротивления [9-26]

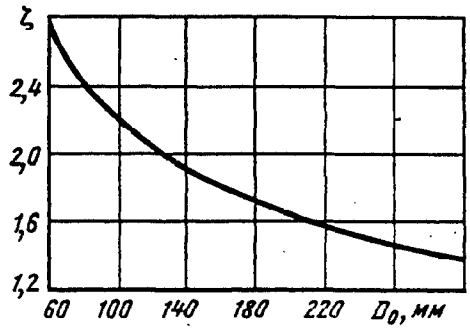
$$\zeta_{1+2}=0{,}5\,(\zeta_1+\zeta_2)\,(2-\beta),$$

где ζ_1 — см. ζ первого запорного устройства; ζ_2 — см. ζ второго запорного устройства; $\beta=4{,}2\cdot10^{-5}\,(l/D_0)^2-5\cdot10^{-3}\,l/D_0+0{,}15$ (l — расстояние между двумя запорными устройствами).

*1 См. сноску на диаграмме 3-1.

Клапан «Косва» при полном открытии[1]; $\mathrm{Re}=w_0 D_0/\nu\geqslant10^4$ [9-34, 9-37]	**Диаграмма 9-2**





$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(D_0)$$

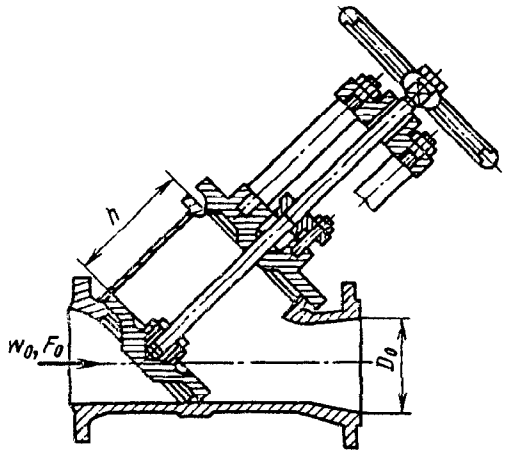
С суженным на 30% сечением седла (по стрелке *А*)

D_0, мм	60	80	100	150	200	250	300	350
ζ	2,70	2,40	2,20	1,86	1,65	1,50	1,40	1,30

С полным сечением седла

D_0		ζ (течение по стрелке *А*)	ζ (течение по стрелке *Б*)
мм	в дюймах		
25	1	1,80	1,70
32	1 1/4	2,00	1,90
40	1 1/2	1,70	1,60

[1] Для двух последовательно установленных клапанов ζ см. диаграмму 9-1.



1. $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu \geqslant 3 \cdot 10^5$

Неполное открытие:

а) $D_0 = 38$ мм и $0{,}2 < h/D_0 < 0{,}8$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}28 + \frac{0{,}084}{(h/D_0)^2}$$ см. график *а*;

б) $D_0 = 200$ мм и $0{,}2 < h/D_0 < 1{,}0$

$$\zeta = 0{,}51 / \left(\frac{h}{D_0}\right)^2$$ см. график *а*.

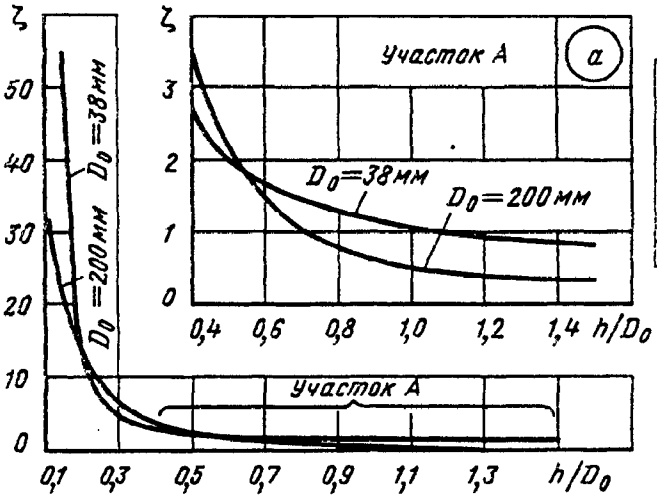
Полное открытие для диаметров $D_0 = 25 \div 250$ мм:

$$\zeta \approx 5{,}2/\sqrt{D_0}$$ см. график *б*.

2. $\mathrm{Re} < 3 \cdot 10^5$

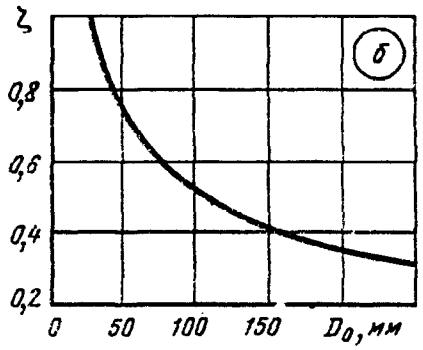
$$\zeta_{\mathrm{Re}} = k_{\mathrm{Re}} \zeta,$$

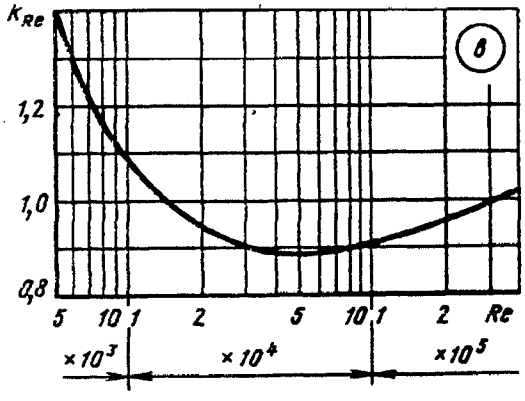
где k_{Re} см. график *в*



Значения ζ

D_0, мм	h/D_0									
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4
38	12,0	4,40	2,60	2,00	1,70	1,50	1,30	1,11	0,95	0,85
200	13,0	5,80	3,20	2,00	1,40	1,00	0,80	0,50	0,40	0,36



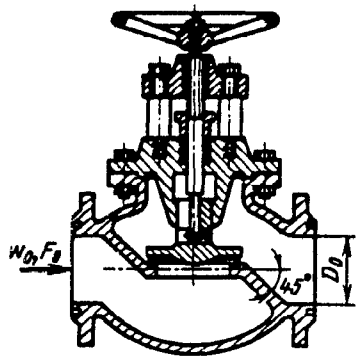


D_0, мм	25	38	50	65	75	100	125	150	200	250
ζ	1,04	0,85	0,73	0,65	0,60	0,50	0,46	0,42	0,36	0,32

Re	$5 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
k_{Re}	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,96	1,0

[1] Для двух последовательно установленных клапанов ζ см. диаграмму 9-1.

Клапан (стандартный) с делительными стеиками при полном открытии[1]; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geqslant 10^4$ [9-34, 9-37]	Диаграмма 9-4



$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(D_0)$ см. таблицу или по формуле*

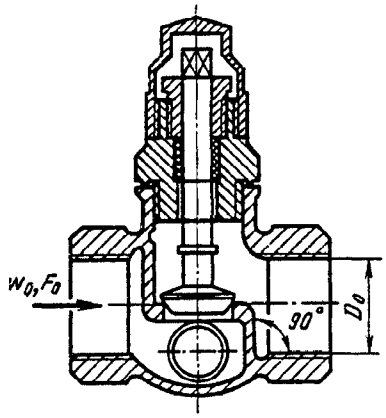
$$\zeta\equiv\sum_{i=0}^{n_1} a_i D_0^i,$$

при $D_0<0{,}08$ м

$a_0=17{,}73064$; $a_1=-685{,}2598$;
$a_2=11\,634{,}4$; $a_3=-65\,479{,}38$; $n_1=3$;

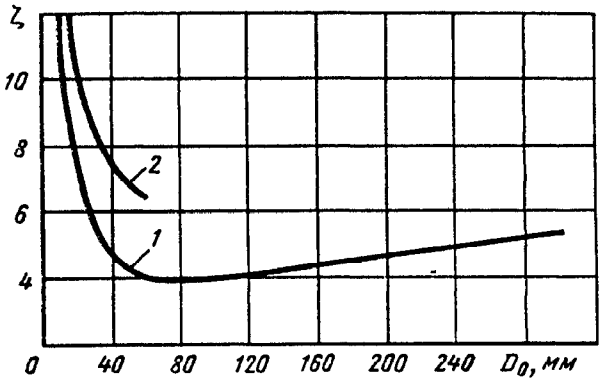
при $D_0\geqslant 0{,}08$ м

$a_0=3{,}277272$; $a_1=8{,}66666$;
$a_2=-6{,}060605$; $n_1=2$



1. Делительные стенки под углом 45° (кривая *1*)

D_0, мм	13	20	40	80	100	150	200	250	300	350
ζ	10,8	8,00	4,90	4,00	4,10	4,40	4,70	5,10	5,40	5,50

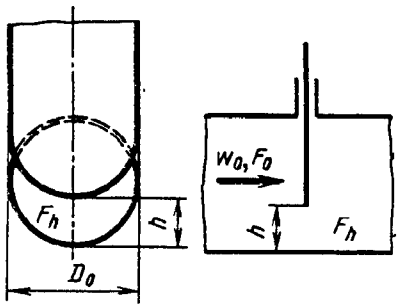


2. Делительные стенки вертикальные (кривая *2*)

D_0, мм	13	20	25	30	40	50
ζ	15,9	10,5	9,30	8,60	7,60	6,90

[1] См. сноску к диаграмме 9-3.
* См. сноску на диаграмме 3-1.

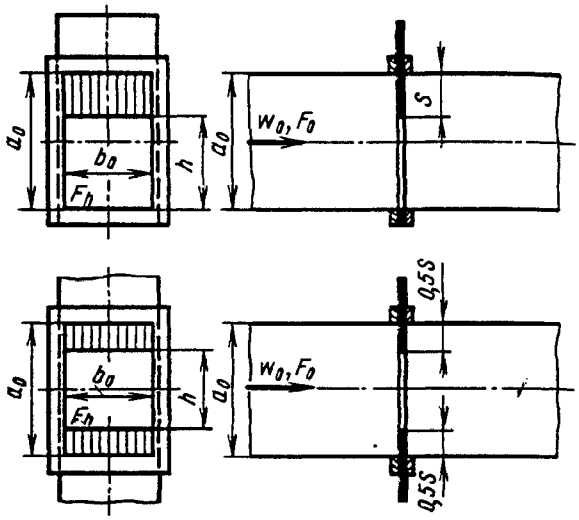
Задвижка в прямой трубе (без выемки для клапана); $\mathrm{Re}=w_0 D_r/\nu>10^4$ [9-12, 9-14, 9-35, 9-17]	Диаграмма 9-5



$$D_r=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

Круглое сечение

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривые $\zeta=f\left(\frac{h}{D_0}\right.$ или $\left.\frac{h}{a_0}\right)$



Прямоугольное сечение

или по формуле:

$$\zeta=\exp\left[2{,}3\sum_{i=0}^{6}a_i(h/D_0)^i\right],$$

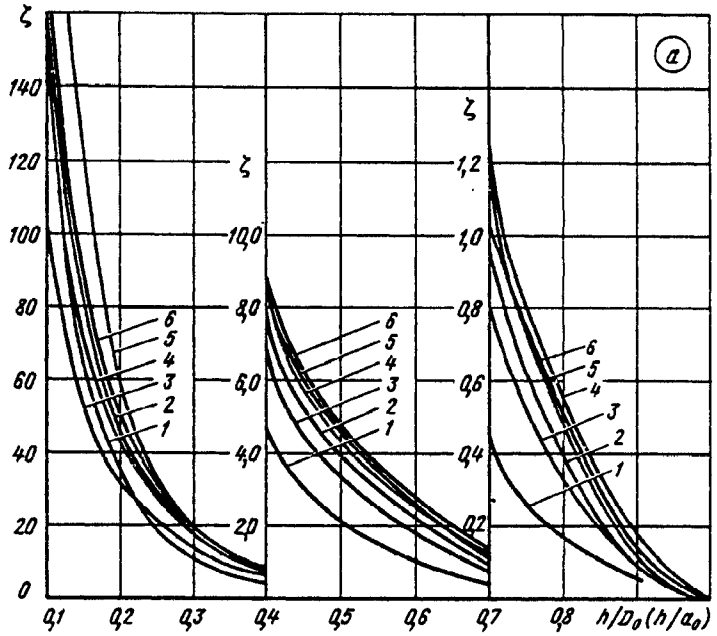
где a_i см. ниже.

При $0{,}2\leqslant h/D_0<0{,}9$ $a_0=7{,}661175$; $a_1=-72{,}63827$; $a_2=345{,}7625$; $a_3=-897{,}8331$; $a_4=1275{,}939$; $a_5=-938{,}8331$; $a_6=278{,}8193$. При $h/D_0\geqslant 0{,}9$ $\zeta=0{,}6-0{,}6\ h/D_0$

Значения ζ для односторонних задвижек (график *а*)

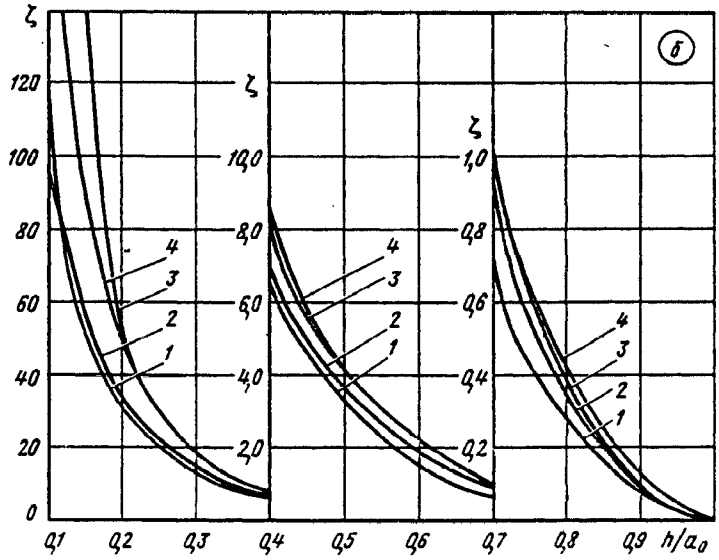
$\frac{a_0}{b_0}(a_0\times b_0)$	$h/D_0(h/a_0)$									
	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	F_h/F_0 для круглого сечения									
	—	—	0,25	0,38	0,50	0,61	0,71	0,81	0,90	0,96
	Задвижка круглого сечения ($D_0=25$ мм)									
Кривая *1*	—	—	35,0	10,0	4,60	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06
	Задвижка прямоугольного сечения									
0,5 (25×50) Кривая *2*	193	—	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09
0,5 (150×300 мм) Кривая *3*	105	51,5	30,6	13,5	6,85	3,34	1,73	0,83	0,32	0,09
1,0 (150×150 мм) Кривая *4*	155	72,0	42,3	18,5	8,78	4,54	2,43	1,23	0,55	0,17
1,5 (225×150 мм) Кривая *5*	330	122	58,2	19,6	9,10	4,68	2,66	1,23	0,47	0,11
2,0 (300×150 мм) Кривая *6*	203	86,5	48,7	17,9	8,78	4,47	2,25	1,12	0,51	0,13

Задвижка в прямой трубе (без выемки для клапана); $Re = w_0 D_г / \nu > 10^4$ [9-12, 9-14, 9-35, 9-17]	**Диаграмма 9-5**

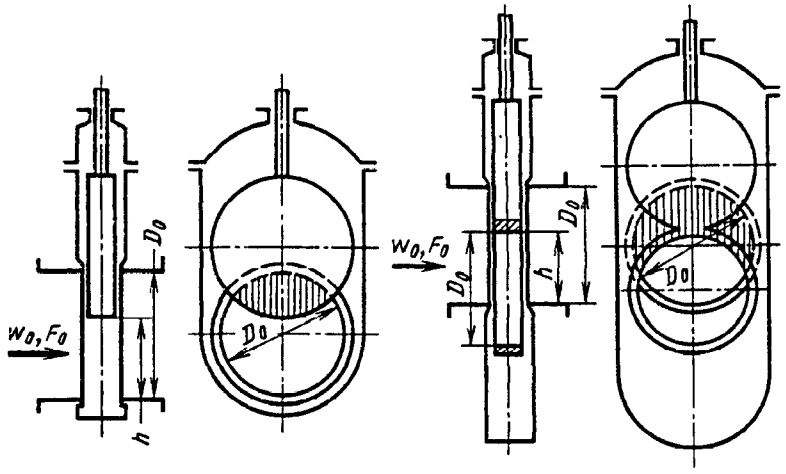


Значения ζ для двусторонней задвижки прямоугольного сечения (график *б*)

$\frac{a_0}{b_0}$	$a_0 b_0$	h/a_0								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,5	150 × 300 мм (кривая *1*)	112	30,6	13,1	6,64	3,26	1,52	0,71	0,28	0,06
1,0	150 × 150 мм (кривая *2*)	95,3	31,7	14,1	6,95	3,63	1,83	0,91	0,36	0,08
1,5	225 × 150 мм (кривая *3*)	287	50,1	17,9	8,31	4,22	2,22	1,02	0,39	0,10
2,0	300 × 160 мм (кривая *4*)	215	48,7	18,5	8,48	4,17	2,14	1,02	0,42	0,12



Задвижка (параллельная типа «Лудло» с выемкой для затвора) в прямой трубе круглого сечения; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-35]	Диаграмма 9-6



1. Задвижка в сети:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривые $\zeta=f(h/D_0)$ или по формуле

$$\zeta=\exp\left[2{,}3\sum_{i=0}^{7}a_i\left(\frac{h}{D_0}\right)^i\right],$$

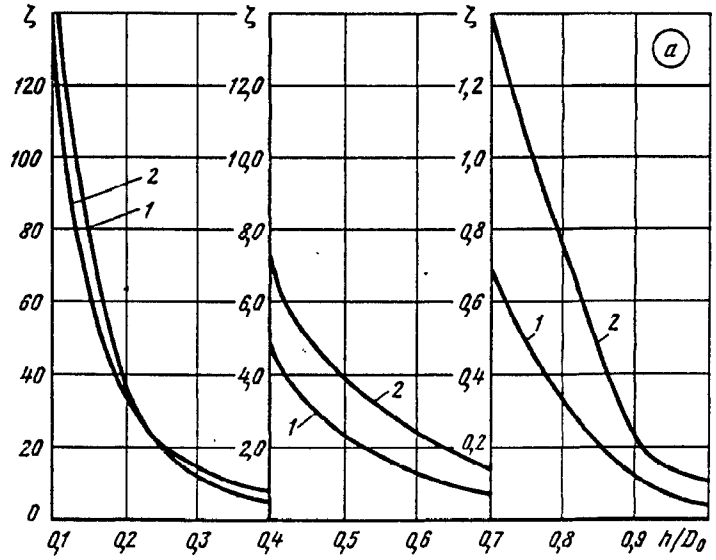
где при $0{,}1\leqslant h/D_0\leqslant 1$ $a_0=3{,}229274$; $a_1=-7{,}258083$; $a_2=-44{,}79518$; $a_3=337{,}6749$; $a_4=-967{,}6142$; $a_5=1404{,}989$; $a_6=-1022{,}797$; $a_7=295{,}2782$

2. Концевая задвижка (приближенно):

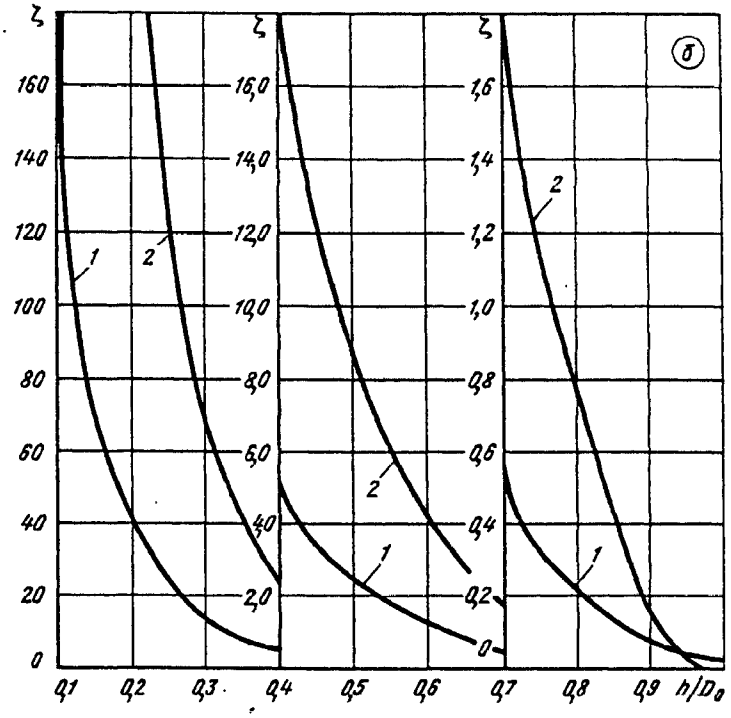
$$\zeta_{\text{п}}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta+1$$

Значения ζ

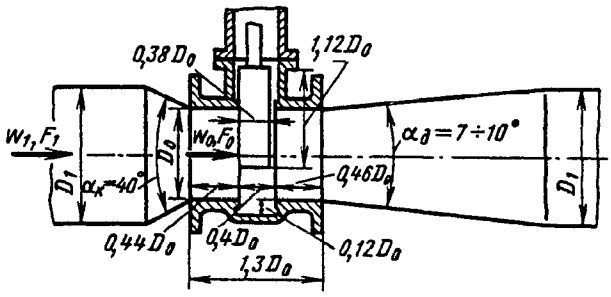
Положение задвижки	h/D_0										
	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
С выемкой для затвора (график *а*)											
В сети (за задвижкой прямая труба; кривая *1*)	200	77,0	33,0	11,0	4,70	2,35	1,23	0,67	0,31	0,11	0,05
Концевая (задвижка на выходе; кривая *2*)	200	64,0	36,0	14,2	7,10	3,85	2,30	1,40	0,75	0,21	0,11
С полым кольцом на затворе (график *б*)											
В сети (кривая *1*)	400	—	43,0	12,8	5,30	2,48	1,19	0,51	0,22	0,08	0,03
Концевая (кривая *2*)	3900	—	260	70,0	22,0	8,7	4,00	1,85	0,78	0,15	0



Задвижка (параллельная типа «Лудло» с выемкой для затвора) в прямой трубе круглого сечения; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-35]	**Диаграмма 9-6**



Задвижка (параллельная типа «Лудло» с выемкой для затвора) в конфузорно-диффузорном переходе круглого сечения; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-14, 9-36]	**Диаграмма 9-7**



1. **Несимметричный переход**

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(h/D_0);$$

$$\zeta_{\text{сум}}=\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta+\zeta_{\text{пер}},$$

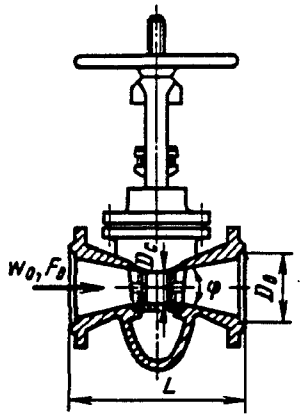
где $\zeta_{\text{пер}}$ — как ζ по диаграмме 5-25

Значения ζ для несимметричного перехода[*1]

$\frac{D_1}{D_0}$	h/D_0										
	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
1,25 (кривая *1*)	200	77,0	34,0	12,5	6,50	3,65	2,15	1,35	0,71	0,24	0,07
1,5 (кривая *2*)	200	77,0	33,0	12,5	6,10	3,15	1,85	1,10	0,58	0,18	0,06

[*1] Значения ζ задвижки в конфузорно-диффузорном переходе не учитывают потери в этих переходах.

Задвижка (параллельная типа «Лудло») в конфузорно-диффузорном переходе круглого сечения; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-14, 9-36]	**Диаграмма 9-7**



2. **Симметричный переход**[*1]. Полное открытие

$$\zeta=\frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2},$$

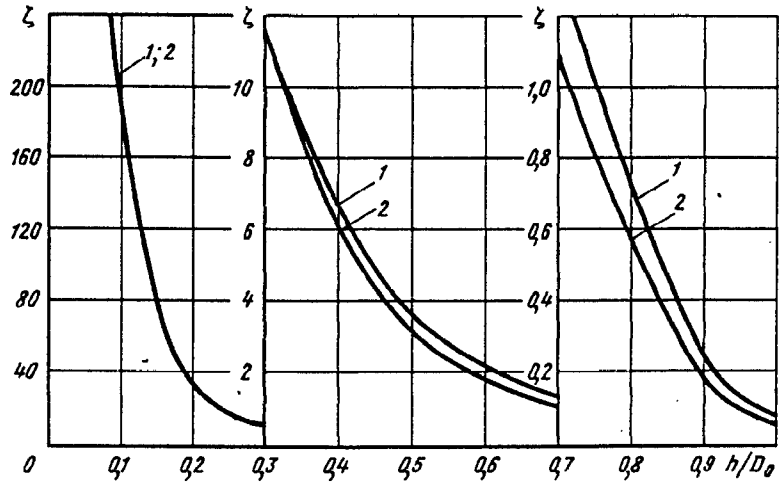
где w_c — скорость в узком сечении затвора.

Для случая 1 [9-27] $\zeta=7\operatorname{tg}\varphi\,[1-(h/D_0)^2]^2/(h/D_0)^4$; (1)

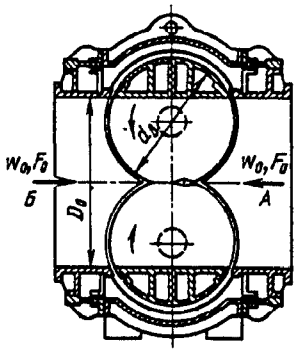
при $\mathrm{Re}<10^4$ [9-13] $\zeta_{\mathrm{Re}}=\zeta+530\zeta^{1,25}/\mathrm{Re}$, где ζ по (1)

D_0, мм	300	300	200	250
$\frac{D_c}{D_0}$	0,67	0,67	0,75	0,80
$\frac{L}{D_0}$	2,50	1,68	1,33	1,50
1. ζ (без направляющей трубки)	0,30	0,36	0,19	0,16
2. ζ (с направляющей трубкой)	0,26	0,28	0,18	0,15

[*1] Значения ζ задвижки с симметричным переходом учитывают потери сужения и последующего расширения сечения.



Затворы (вальцовые); $Re = w_0 D_0/\nu > 10^4$ [9-35, 9-36]	Диаграмма 9-8



1. Затвор в сети

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. таблицу и кривые $\zeta = f(\delta)$.

2. Концевой затвор (приближенно)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1.$$

3. Затвор в переходном участке (приближенно)

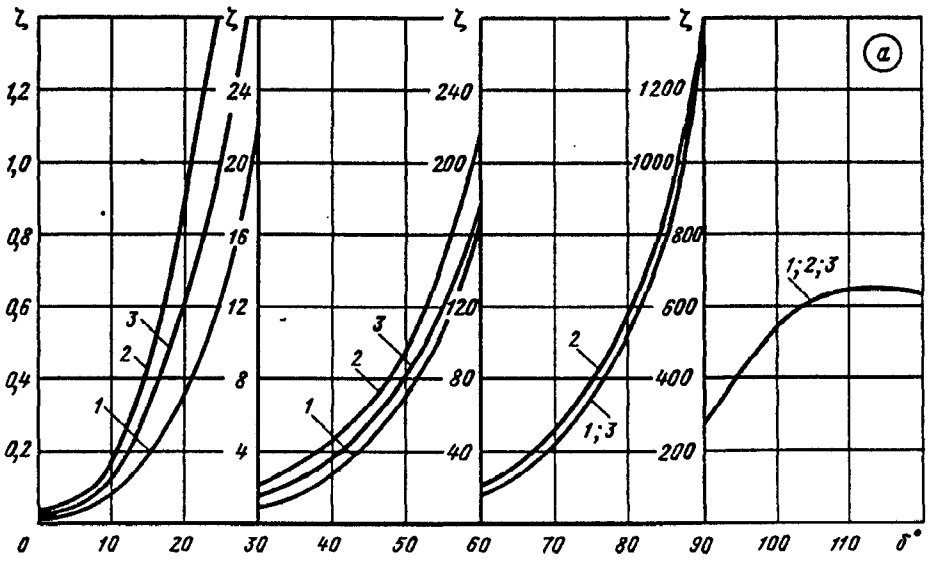
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{пер},$$

где $\zeta_{пер}$ — как ζ по диаграммам 5-25 и 5-26

Значения ζ

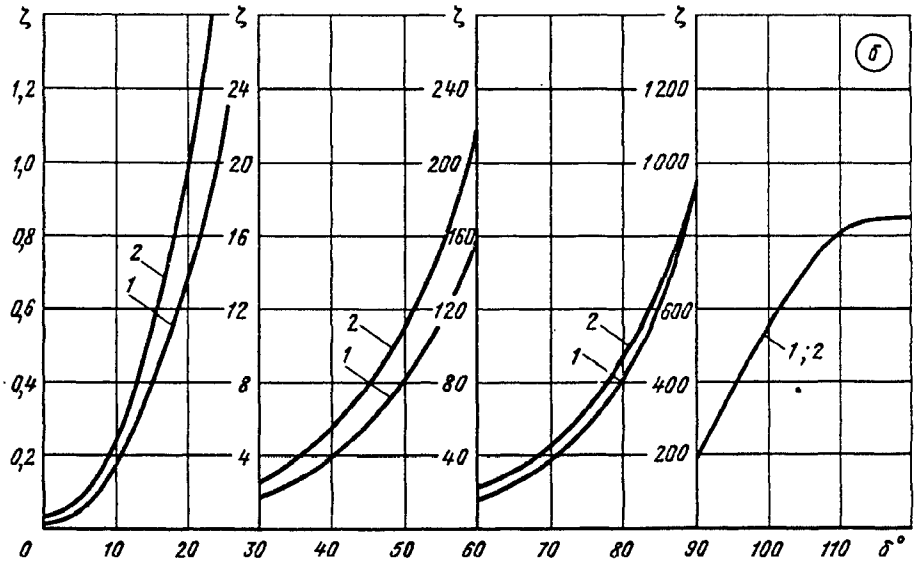
D_1/D_0	Место установки затвора	δ°											
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	115
		Прямой поток (направление *А—Б*, график *а*)											
1,0	В сети ($l_1^* > 0$); кривая *1*	0,02	0,08	0,36	1,08	2,80	6,80	16,9	44,0	108	277	540	620
1,0	Концевой ($l_1^* = 0$); кривая *2*	0,03	0,17	0,90	2,13	4,70	9,50	21,6	49,0	112	277	540	620
1,25—1,5	В конфузорно-диффузорном переходе ($l_1^* > 0$); кривая *3*	0,02	0,13	0,60	1,60	3,70	7,5	18,0	44,0	106	277	540	620
		Обратный поток (направление *Б—А*, график *б*)											
1,0	В сети ($l_1^* > 0$); кривая *1*	0,01	0,19	0,70	1,70	3,8	7,70	15,8	35,0	81,0	191	549	820
1,0	Концевой ($l_1^* = 0$); кривая *2*	0,03	0,24	1,00	2,60	5,50	10,8	21,5	44,0	92,0	191	540	820

* l_1 см. схему *а* диаграммы 9-20.



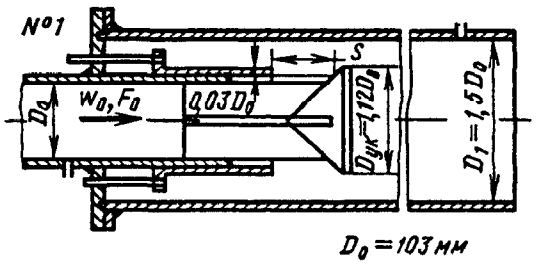
Затворы (вальцовые); $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$
[9-35, 9-36]

Диаграмма 9-8



Клапаны (выпускные) $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$
[9-35, 9-36]

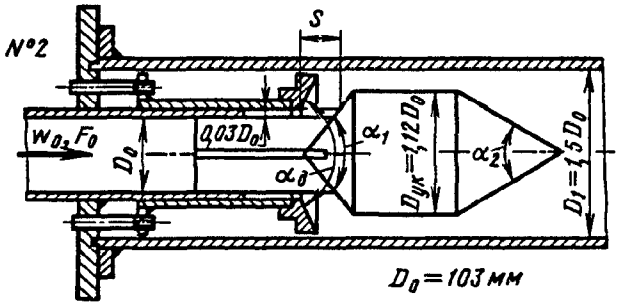
Диаграмма 9-9



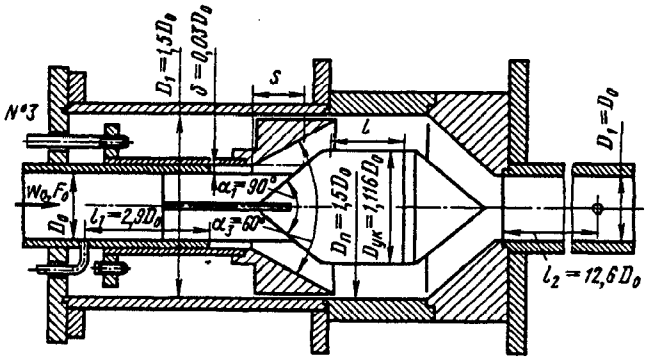
1. С упорным конусом

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

см. кривые $\zeta=f(s/D_0)$ графика *а*.



2. С обтекаемым упорным элементом
ζ см. кривые $\zeta=f(s/D_0)$ графика *б*.



3. Выпускная труба сужена на выходе прн полном открытии

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0{,}3$$

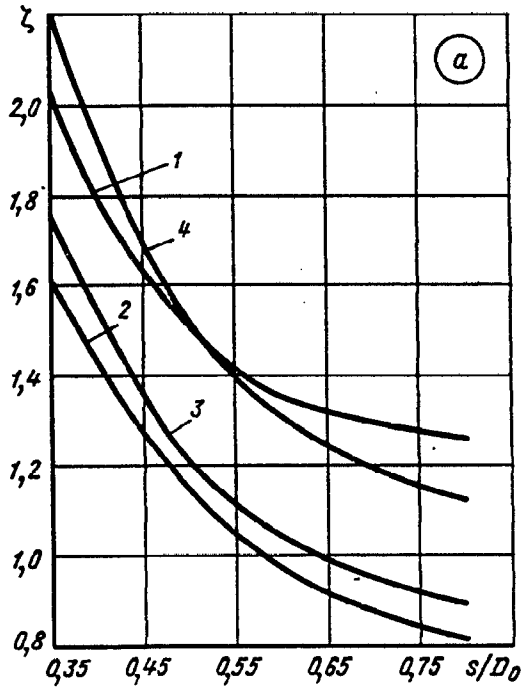
Клапаны (выпускные) $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-35, 9-36]	**Диаграмма 9-9**

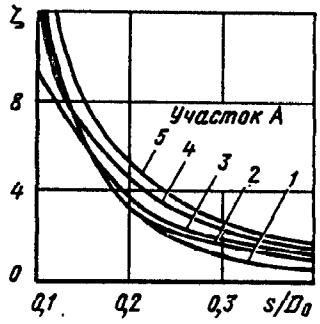
Значения ζ (схема 1, график *а*)

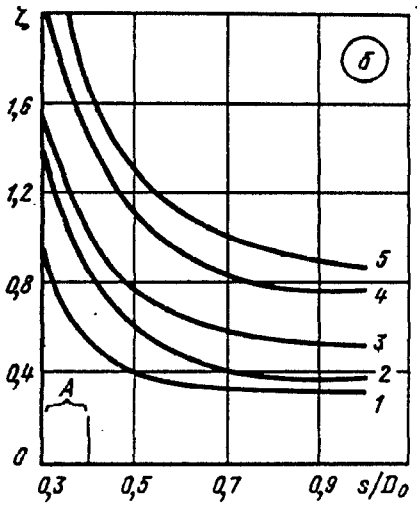
D_1/D_0	s/D_0				
	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
1,5 (кривая *1*)	1,80	1,50	1,35	1,30	1,26
1,75—2,0 (кривая *2*)	1,44	1,15	0,97	0,88	0,82
3,0 (кривая *3*	1,58	1,20	1,05	0,95	0,90
∞ (кривая *4*)	1,82	1,50	1,30	1,19	1,12

Значения ζ (схема 2, график *б*)

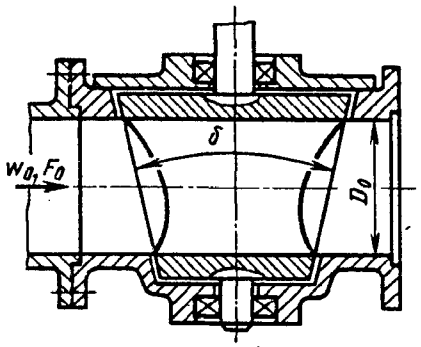
D_1/D_0	s/D_0						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
1,5 (кривая *1*)	13,0	3,10	1,04	0,51	0,39	0,33	0,32
1,75 (кривая *2*)	13,8	3,08	1,45	0,85	0,35	0,41	0,35
2,0 (кривая *3*)	9,42	3,50	1,50	1,01	0,76	0,58	0,51
2,5 (кривая *4*)	11,9	4,31	2,17	1,44	1,10	0,84	0,76
3,0 (кривая *5*)	16,0	4,92	2,51	1,66	1,28	1,00	0,86







Кран (поворотный конусный); $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-35, 0-36]	Диаграмма 9-10



1. Кран в сети:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривую $\zeta=f(\delta)$.

2. Концевой кран (приближенно):

$$\zeta_к\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta+1.$$

3. Кран в переходном участке (приближенно):

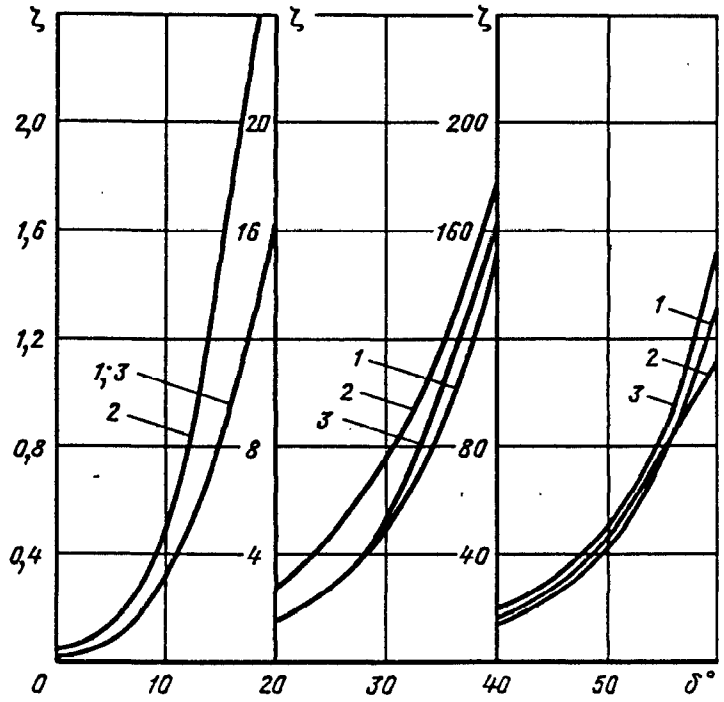
$$\zeta_{сум}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta+\zeta_{пер},$$

где $\zeta_{пер}$ — как ζ по диаграммам 5-24 и 5-25

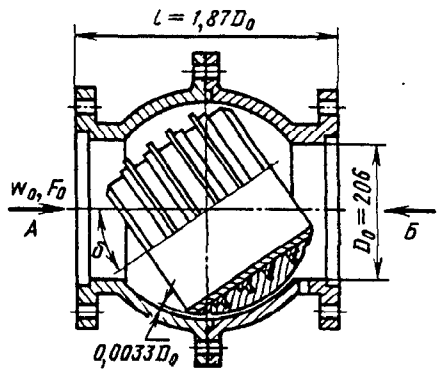
Значения ζ

D_1/D_0	Место установки затвора	δ°									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	85
		Кран в прямой трубе									
1,0	В сети ($l_1^*>0$); кривая *1*	0,04	0,36	1,60	5,00	15,0	42,5	130	800	2500	6000
1,0	Концевой ($l_1^*=0$); кривая *2*	0,05	0,51	2,75	7,70	17,5	48,5	150	810	2500	6000
		Кран в конфузорно-диффузорном переходе; $\alpha_и=40°$; $\alpha_д=7°$									
1,25—1,5	В сети; кривая *3*	0,04	0,36	1,60	5,20	16,0	45,0	110	250	490	2500

* l_1 см. схему *а* диаграммы 9-20.



Затвор (шаровой) с одностороннним уплотнением диска; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-35, 9-36]	Диаграмма 9-11



1. Затвор в сети:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривую $\zeta=f(\delta)$

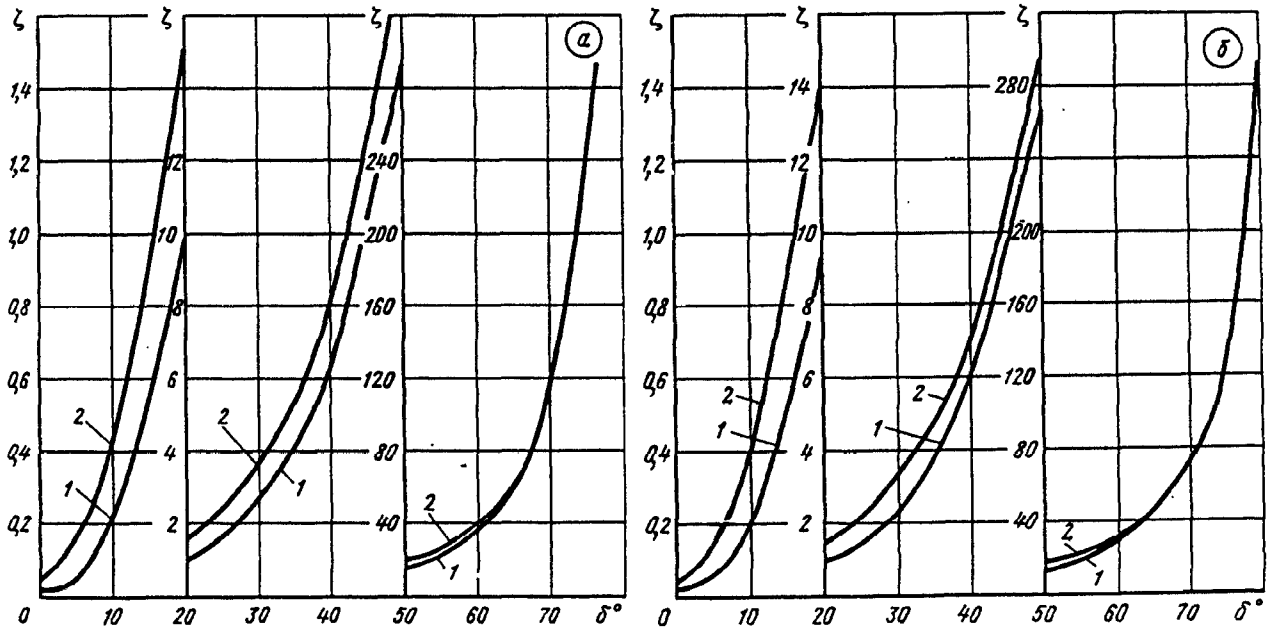
2. Концевой затвор (приближенно):

$$\zeta_{\text{п}}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta+1$$

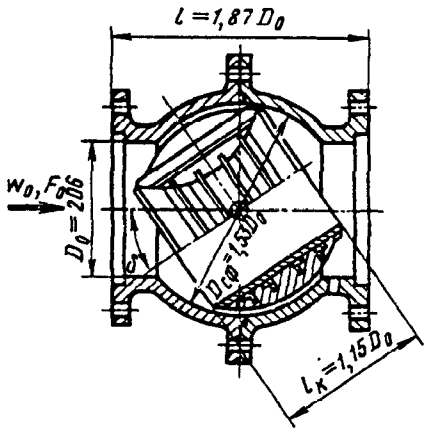
Значения ζ

Место установки затвора	δ°									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	85
	Прямой поток (направление *А*—*Б*, график *а*)									
В сети ($l_1^*>0$); кривая *1*	0,02	0,23	0,98	2,70	6,40	14,8	35,7	116	815	4450
Концевой ($l_1^*=0$); кривая *2*	0,04	0,44	1,52	3,70	8,10	17,5	38,6	118	815	4450
	Прямой поток (направление *Б*—*А*, график *б*)									
В сети ($l_1^*>0$); кривая *1*	0,02	0,22	0,93	2,30	6,00	13,5	30,0	74,5	288	425
Концевой ($l_1^*=0$); кривая *2*	0,04	0,41	1,40	3,25	6,95	15,0	31,5	74,5	288	425

* l_1 см. схему *а*, диаграммы 9-20.



Затвор (шаровой) с двусторонним уплотнением диска; $Re = w_0 D_0/\upsilon > 10^4$ [9-35, 9-36]	Диаграмма 9-12



1. Затвор в сети:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривую $\zeta = f(\delta)$

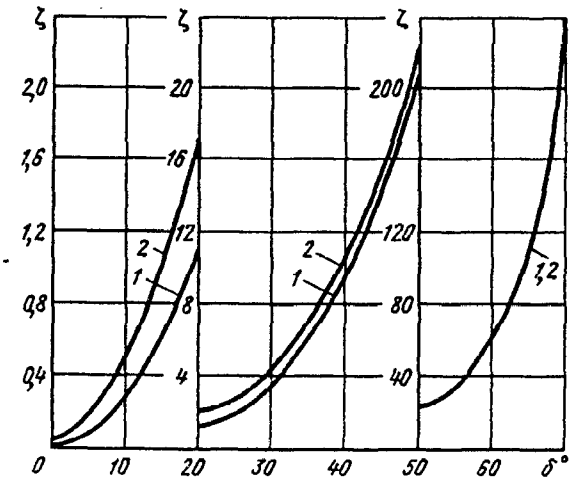
2. Концевой затвор (приближенно):

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$$

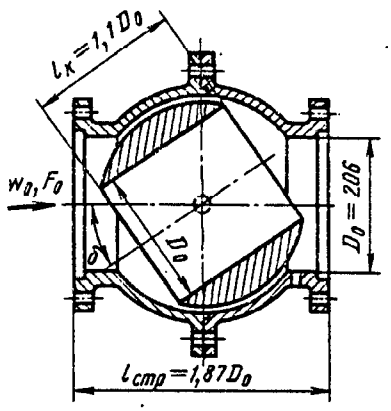
Значения ζ

Место установки затвора	δ°								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
В сети ($l_1^* > 0$); кривая *1*	0,02	0,29	1,10	3,50	9,50	21,7	59,0	278	10 000
Концевой ($l_1^* = 0$); кривая *2*	0,04	0,50	1,80	4,30	10,3	22,8	59	278	10 000

* l_1 см. схему *а* диаграммы 9-20.



Затвор (шаровой) со сферическим диском; $Re = w_0 D_0/\nu > 10^4$ [9-35, 9-36]	Диаграмма 9-13



1. Затвор в сети:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривые $\zeta = f(\delta)$

2. Концевой затвор (приближенно):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$$

3. Затвор в переходном участке (приближенно):

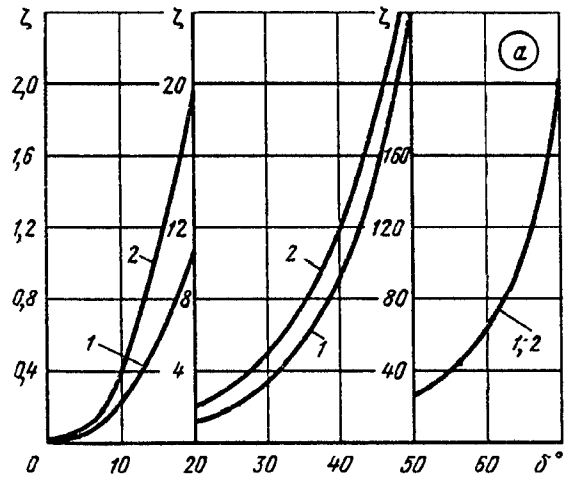
$$\zeta_{сум} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{пер},$$

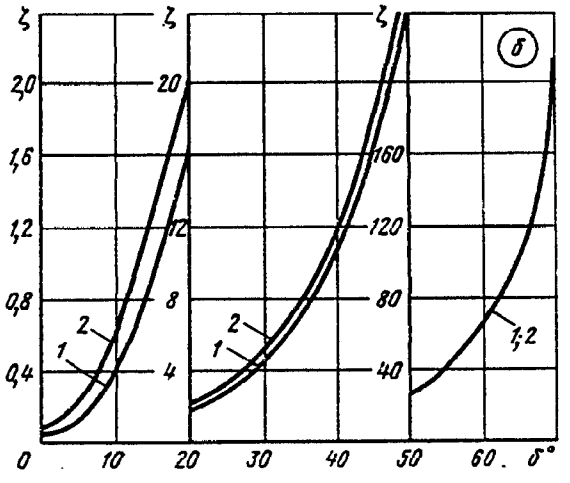
где $\zeta_{пер}$ — как ζ по диаграммам 5-25 и 5-26

Значения ζ

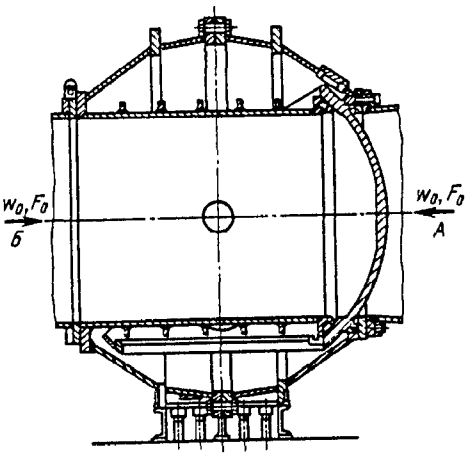
D_1/D_0; место установки затвора	$\delta°$									
	0	10	20	30	40	50	60	70	75	85
	Затвор в прямой трубе (график *а*)									
1,0; в сети ($l_1^* > 0$); кривая *1*	0,02	0,21	1,07	3,35	9,20	24,0	65,0	204	340	624
1,0; концевой ($l_1^* = 0$); кривая *2*	0,03	0,47	1,90	4,75	12,4	27,5	65,0	204	—	625
	Затвор в конфузорно-диффузорном переходе (график *б*) $\alpha_к = 40°$; $\alpha_д = 7°$									
1,25; в сети; кривая *1*	0,04	0,38	1,70	4,35	10,9	25,5	70,0	204	330	624
1,5; в сети; кривая *2*	0,06	0,57	2,00	5,00	11,5	28,0	70,0	204	330	624

* l_1 см. верхнюю схему диаграммы 9-20.





Затвор (сегментный); $Re = w_0 D_0/\nu > 10^4$ [9-35, 9-36]	Диаграмма 9-14



1. Затвор в сети:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. таблицу и кривые $\zeta = f(\delta)$

2. Концевой затвор (приближенно):

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1.$$

3. Затвор в переходном участке (приближенно):

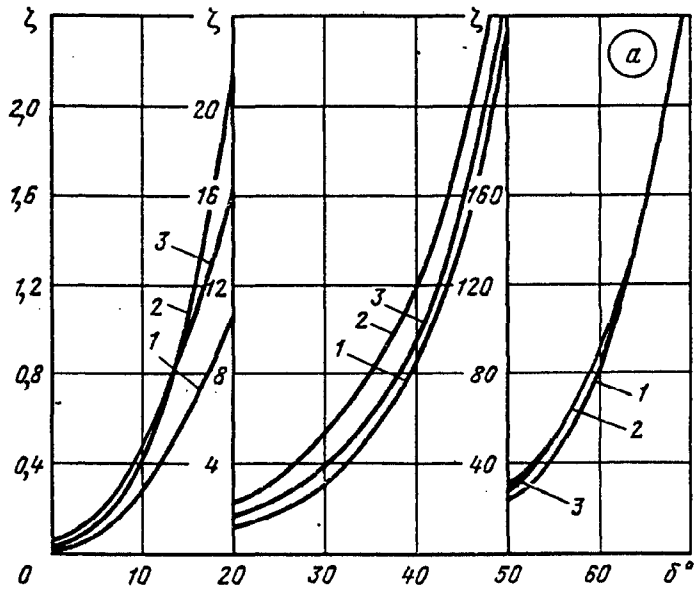
$$\zeta_{сум} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{пер},$$

где $\zeta_{пер}$ — как ζ по диаграммам 5-25 и 5-26

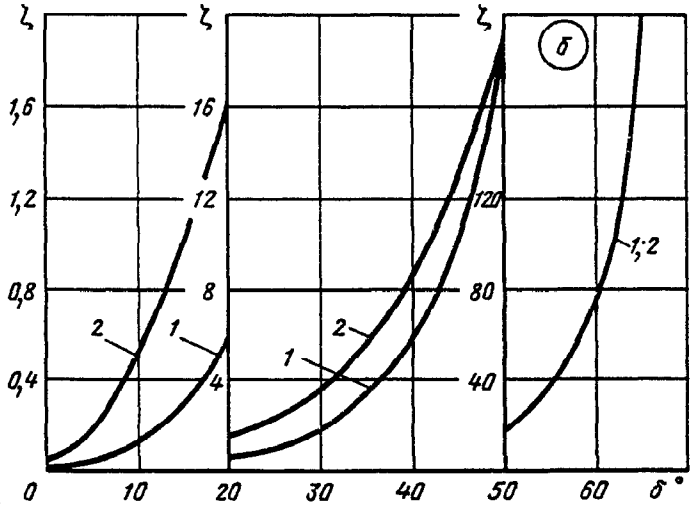
Значения ζ

D_1/D_0	Место установки затвора	δ°								
		0	10	20	30	40	50	60	70	80
		Прямой поток (направление А — Б, график а)								
1,0	В сети ($l_1^* > 0$); кривая *1*	0,02	0,27	1,10	3,20	8,70	23,5	79,5	272	624
1,0	Концевой ($l_1^* = 0$); кривая *2*	0,03	0,44	2,10	5,25	12,0	30,5	91,0	277	624
1,25— 1,50	В конфузорно-диффузорном переходе ($l_1^* > 0$); кривая *3*	0,05	0,47	1,64	3,94	9,40	28,3	90,0	277	624
		Обратный клапан (направление Б — А, график б)								
1,0	В сети ($l_1^* > 0$); кривая *1*	0,02	0,12	0,59	1,82	5,62	18,8	79,5	398	773
1,0	Концевой ($l_1^* = 0$); кривая *2*	0,04	0,53	1,60	3,42	8,65	18,8	73,5	398	773

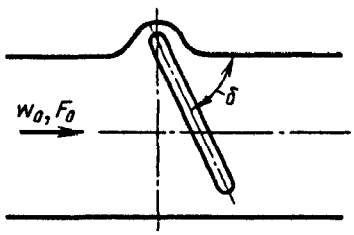
*l_1 см. верхнюю схему диаграмы 9-20.



Затвор (сегментный); $Re = w_0 D_0/\nu > 10^4$ [9-35, 9-36]	**Диаграмма 9-14**



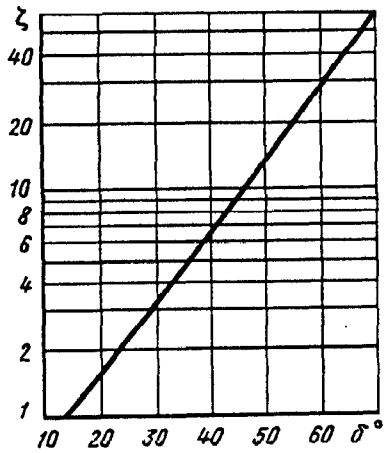
Затвор («захлопка»)в сети; $Re = w_0 D_г/\nu > 10^4$ [9-7]	**Диаграмма 9-15**



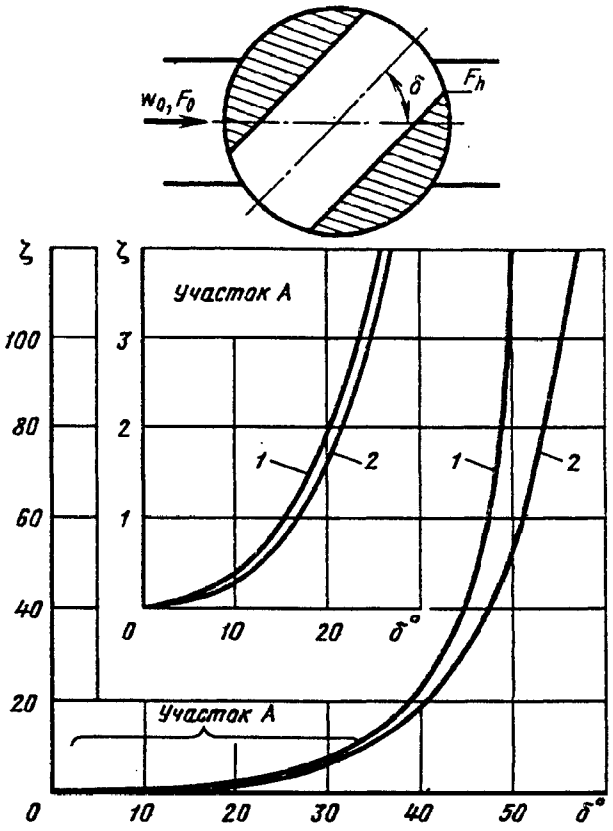
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}35\exp(0{,}0744\delta)$$

по кривой $\zeta = f(\delta)$

δ°	20	30	40	50	60	70	75
ζ	1,7	3,2	6,6	14	30	62	90



Кран в сети (цилиндрический); $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [9-47]	Диаграмма 9-16



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

см. кривые $\zeta = f(\delta)$

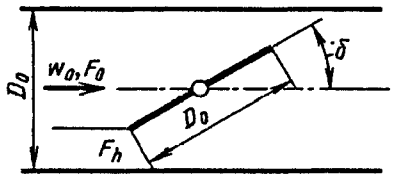
1. Цилиндрическая труба

δ°	5	10	20	30	40	50	55	67
$\frac{F_h}{F_0}$	0,93	0,85	0,69	0,52	0,35	0,19	0,11	0
ζ	0,05	0,31	1,84	6,15	20,7	95,3	275	∞

2. Прямоугольная труба

δ°	5	10	20	30	40	50	60	82
$\frac{F_h}{F_0}$	0,93	0,85	0,69	0,53	0,38	0,25	0,14	0
ζ	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	∞

Затвор (плоский дисковый) в трубе круглого сечения при различных $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu$ [9-5]	Диаграмма 9-17



Кривая *1*:

$D_0 = 25 \div 40$ мм;

$\bar{D}_д = D^д/D_0 = 0{,}98$;

$\bar{f} = F_h/F_0 \approx 0{,}92$ (при $\delta = 0°$).

Кривая *2*:

$\bar{D}^д = 1{,}0$;

$\bar{f} \approx 0{,}99$ (при $\delta = 0°$)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \frac{120}{\mathrm{Re}} \frac{1+0{,}5\bar{D}_д(1+\sin\delta)}{(1-\bar{D}_д^2\sin\delta)^2} + \left(1-\frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\left(\frac{1{,}56}{1-\bar{D}_д^2\sin\delta}-1\right)^2 = \frac{A}{\mathrm{Re}} + \left(1-\frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\zeta_{кв},$$

где $A \approx 120\left[\frac{1+0{,}5\bar{D}_д(1+\sin\delta)}{(1-\bar{D}_д^2\sin\delta)^2}\right]$;

$\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu$;

при $\delta > 25°$:

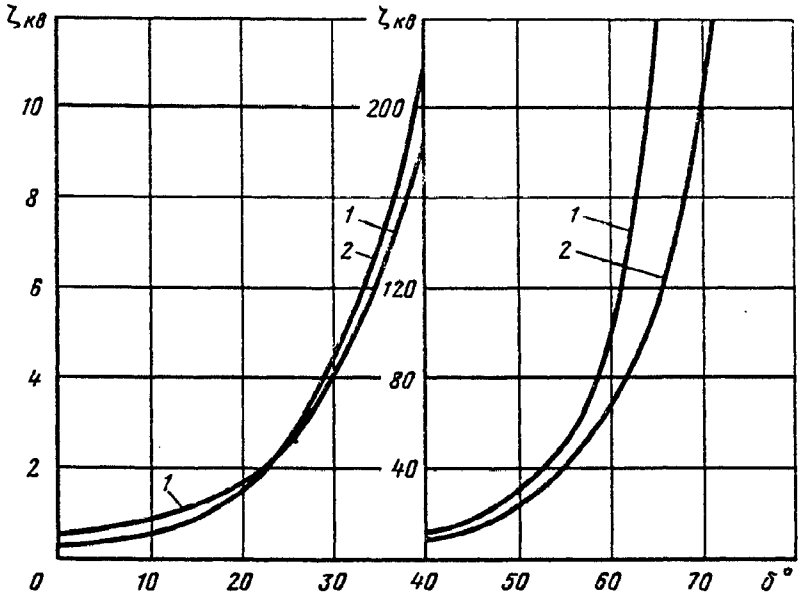
$$\zeta_{кв} \equiv \left(\frac{1{,}56}{1-\bar{D}_д^2\sin\delta}-1\right)^2;$$

для всех δ: $\zeta_к^в = f(\delta)$ см. график; при $\mathrm{Re} \leqslant 50$ величина $1-50/\mathrm{Re}$ принимается равной нулю

Затвор (плоский дисковый) в трубе круглого сечения при различных $Re = w_0 D_0/\nu$ [9-5]	**Диаграмма 9-17**

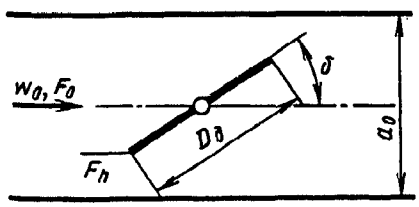
Значения $\zeta_{кв}$

Кривая	δ°								
	0	10	20	30	40	50	60	70	75
1	0,60	0,85	1,70	4,00	9,40	24,0	67,0	215	400
2	—	0,52	1,54	4,50	11,0	29,0	105	625	—



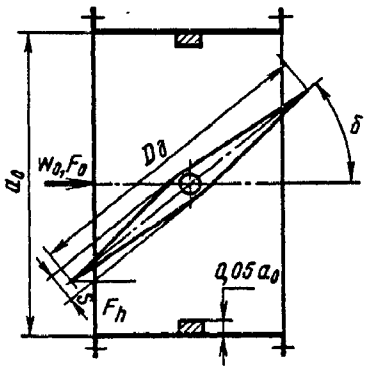
Затвор (одностворчатый) в трубе прямоугольного сечения любые $Re = w_0 D_г/\nu$ [9-6, 9-28, 9-35]	**Диаграмма 9-18**

Плоский



$\bar{f} = F_h/F_0 \approx 0{,}99$ (при $\delta = 0°$);
$\bar{D}_д = D^д/a_0 = 1{,}0$

Плоскоскошенный



$\bar{f} = F_h/F_0 = 0{,}725$ (при $\delta = 0°$);
$\bar{D}_д = 1{,}0$

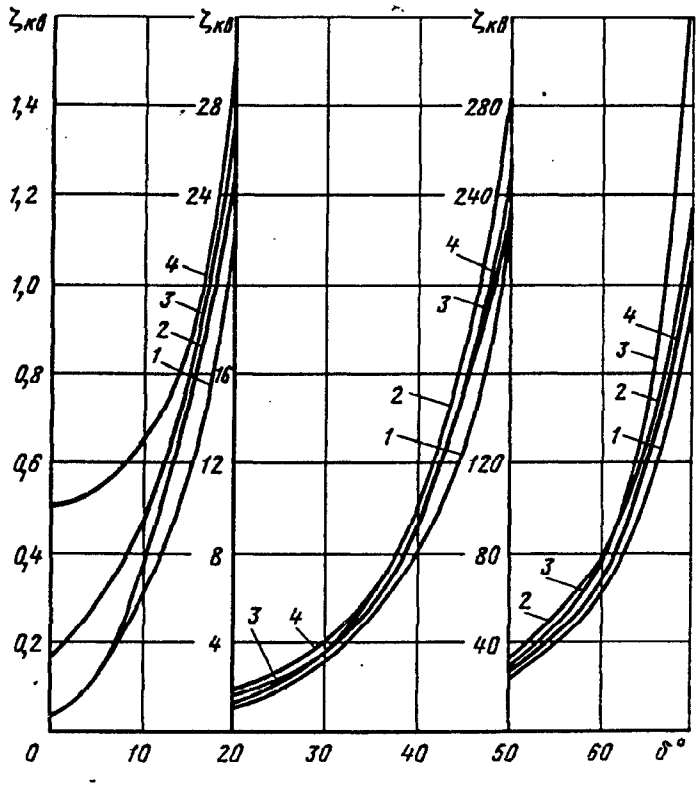
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \frac{120}{Re} \times \frac{1+0{,}5(1+\sin\delta)}{(1-\sin\delta)^2} + (1-50/Re)\zeta_{кв}$$

при $Re \leqslant 50$ величина $1-50/Re$ принимается равной нулю; $\zeta_{кв} = f(\delta)$ см. график

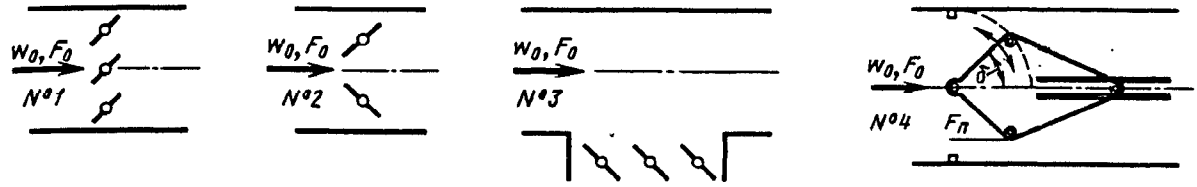
Затвор (одностворчатый) в трубе прямоугольного сечения любые $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu$ [9-6, 9-28, 9-35]	**Диаграмма 9-18**

Значения $\zeta_{кв}$

a_0/b_0	a_0	δ°								
		0	10	20	30	40	50	60	65	70
Клапан плоский, тонкостенный										
0,5–1	150–300 мм; кривая *1*	0,04	0,30	1,10	3,00	8,0	23,0	60	100	190
1,5–2	150–300 мм; кривая *2*	0,04	0,35	1,25	3,60	10,0	29,0	80,0	—	230
0,5	25–40 мм; кривая *3*	—	0,45	1,34	3,54	9,3	25,0	77,0	158	368
Клапан плоскоскошенный										
0,5–1	200–400 мм; кривая *4*	0,50	0,65	1,60	4,00	9,4	24,0	67,0	120	215



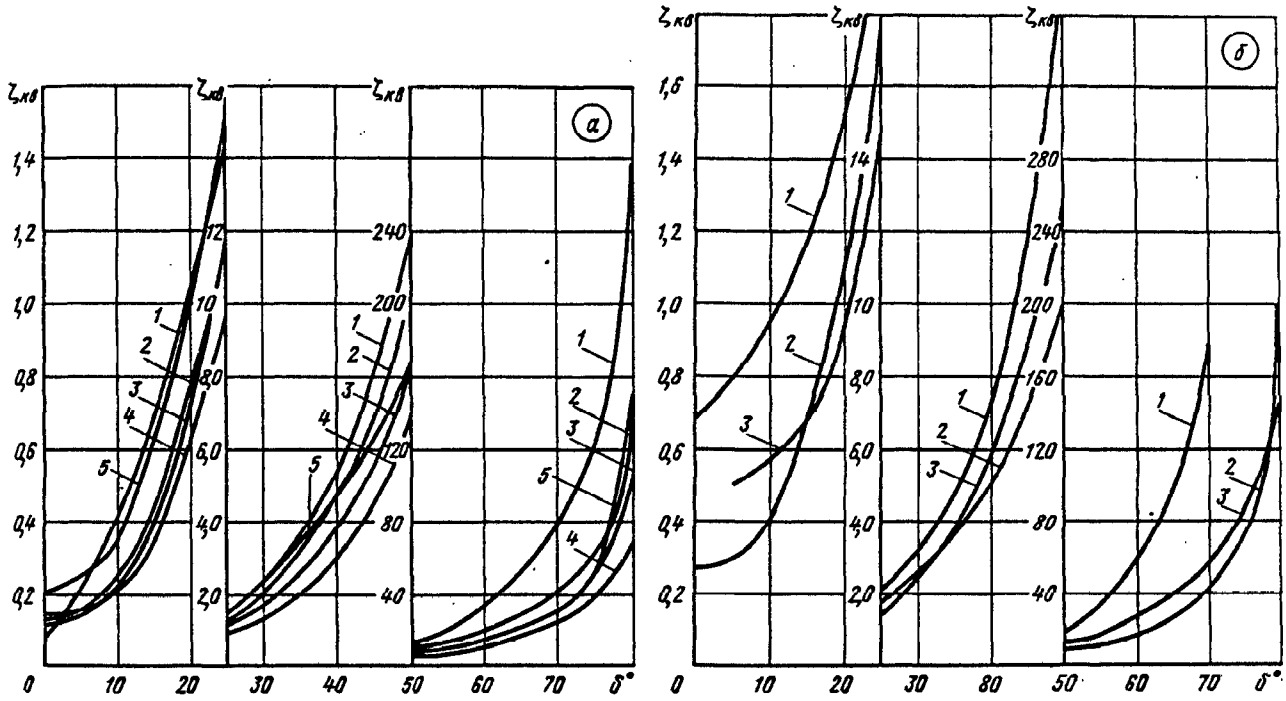
Затворы (параллельно- и непараллельно-створчатые, тонкостенные) в трубе квадратного сечения; любые $\mathrm{Re}=w_0 D_r/\nu$ [9-6, 9-29, 9-35]	Диаграмма 9-19



$\bar{f}=F_h/F_0\approx 0{,}99$ (при $\delta=0°$); $\bar{f}=0{,}725$ (при $\delta=0°$)

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\frac{120}{\mathrm{Re}}\cdot\frac{1+0{,}5(1+\sin\delta)}{(1-\sin\delta)^2}+\left(1-\frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re}\leqslant 50$ величина $1-50/\mathrm{Re}$ принимается равной нулю; $\zeta_{кв}=f(\delta)$ см. график



Значения $\zeta_{кв}$

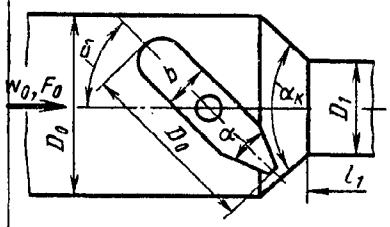
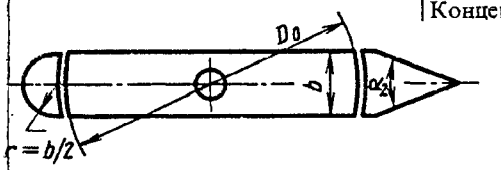
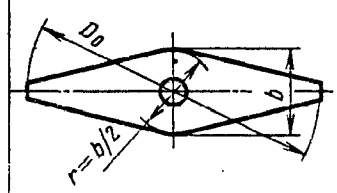
Количество створок (№ кривой)	δ°								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
Параллельно-створчатые затворы (схема 1, график *а*)									
2 (кривая *1*)	0,07	0,40	1,10	2,20	5,50	11,5	30,6	80,0	300
3 (кривая *2*)	0,14	0,25	0,80	2,00	4,50	10,0	20,0	40,0	140
4 (кривая *3*)	0,12	0,22	0,73	1,70	4,00	8,00	14,0	30,0	110
5 (кривая *4*)	0,15	0,20	0,65	1,50	3,00	7,00	13,0	25,0	70,0
6 (кривая *5*)	0,20	0,35	1,00	2,30	4,80	8,50	16,0	35,0	150
Непараллельно-створчатые затворы (схема 2, график *б*)									
2 (кривая *1*)	0,70	0,95	1,50	3,00	7,50	20,0	55,0	180	800

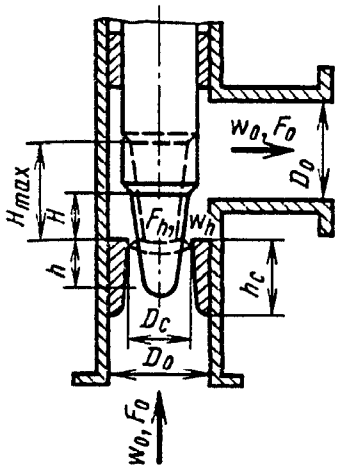
Затворы (параллельно- и непараллельно-створчатые, тонкостенные) в трубе квадратного сечения; любые $\mathrm{Re}=w_0 D_г/\nu$ [9-6, 9-29, 9-35]	**Диаграмма 9-19**

Количество створок (№ кривой)	δ°								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
Параллельно-створчатые затворы на боковом ответвлении (схема 3, график *б*)									
3 (кривая *2*)	0,28	0,40	1,10	2,50	5,00	10,0	18,0	42,0	200
Обтекаемые затворы (схема 4, график *б*)									
2 (кривая *3*)	—	0,57	0,92	2,50	5,80	12,5	28,0	58,0	130

Затворы дисковые различной формы в трубе круглого сечения при полном открытии $(\delta=0)$; $\mathrm{Re}=w_0 D_0/\nu>10^5$ [9-36]	**Диаграмма 9-20**

Для концевых затворов $\zeta_п=\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta+1$ (приближенно)

Характеристика затвора (оптимальная) и его схема	Значения $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$						
	D_0/D_1; место установки затвора	b/D_0					
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
Несимметричный $\alpha=40°$; $\alpha_к=40°$ 	1,0; в сети	0,06	0,098	0,175	0,315	0,525	0,800
	1,4—1,8; в сети ($l_1>0$)	—	0,082—0,085	0,090—0,100	0,110—0,125	0,180—0,200	0,200—0,250
	1,35; концевой ($l_1=0$)	—	0,085	—	0,195	—	0,275
	1,0; концевой ($l_1=0$)	—	—	—	0,405	—	—
Плоский с неподвижными обтекателями $\alpha_2=20°$; $D_0/D_1=1,0$ 	В сети ($l_1>0$)	0,05	0,07	0,09	0,13	0,17	0,23
	Концевой ($l_1=0$)	—	0,100	—	0,150	—	0,135
Плоскоскошенный $D_0/D_1=1,0$ 	В сети ($l_1>0$)	0,08	0,15	0,33	0,53	0,70	—



$D_г = 4F_h/П_4$;
$Re_h = w_h D_г/(4\nu)$

1. Угловой односедельный клапан при $1{,}7 \leqslant h/D_г \leqslant 30$:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_h^2/2} = \frac{A_1}{Re_h} + \zeta_{1кв},$$

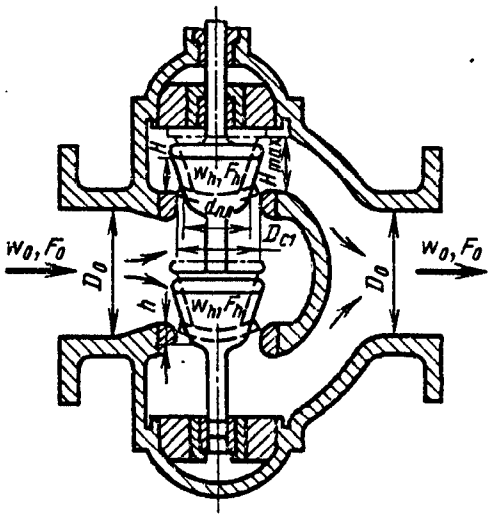
где

$$A_1 = 4{,}1h/D_г + 23;\ \zeta_{1кв} = (1 - F_h/F_0)^2 + 0{,}18;$$

$$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 = \frac{A_1}{Re_h}\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 + \zeta_{01кв},$$

где $\zeta_{01кв} = \zeta_{1кв}(F_0/F_h)^2$ см. кривую $\zeta_{01кв} = f(F_h/F_0)$; при полном открытии клапана $h/D_г \leqslant 1{,}7$:

$$\zeta = 30/Re_h + \zeta_{1кв};\ \zeta_0 = 30/Re_h(F_0/F_h)^2 + \zeta_{01кв}.$$



2. Двухседельный клапан при $4{,}0 \leqslant h/D_г \leqslant 60$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_h^2/2} = \frac{A_2}{Re_h} + \zeta_{2кв},$$

где

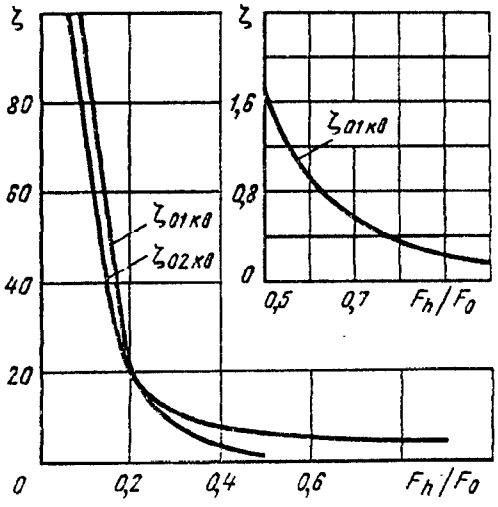
$$A_2 = 0{,}5h/D_г + 27;\ \zeta_{2кв} = (1 - F_h/F_0)^2 + 4{,}7(F_h/F_0)^2;$$

$$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta \rho}{\rho w_0^2/2} = \zeta\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 = \frac{A_2}{Re_h}\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 + \zeta_{02кв},$$

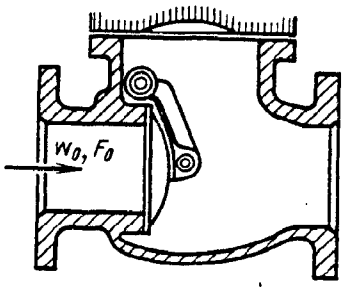
где $\zeta_{02кв} = \zeta_{2кв}(F_0/F_h)^2$ см. кривую $\zeta_{02кв} = f(F_h/F_0)$; при полном открытии клапана $h/D_г \leqslant 4{,}0$:

$$\zeta = 30/Re_h + \zeta_{2кв};\ \zeta_0 = 30/Re_h(F_0/F_h)^2 + \zeta_{02кв}$$

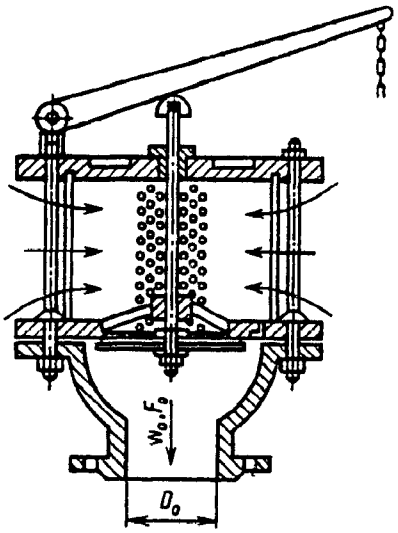
F_h/F_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{01кв}$	99,0	20,5	7,50	3,40	1,72	0,95	0,55	0,34	0,24	0,18
$\zeta_{02кв}$	86,0	21,0	10,5	7,20	5,70	5,20	4,90	4,75	4,70	4,70



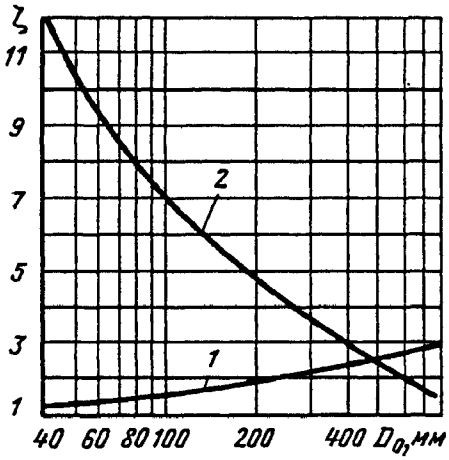
Обратный затвор и всасывающий клапан с сеткой [9-18]	Диаграмма 9-22



1. Обратный затвор



2. Всасывающий клапан с сеткой



а) $Re \geqslant 10^4$

$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(D_0)$ см. график, таблицу или по формулам (D_0 в м):

$$\text{схема } 1 - \zeta = 1{,}0755 + 5{,}161422\, D_0 - 6{,}714641\, D_0^2 + 4{,}034111\, D_0^3; \quad (1)$$

$$\text{схема } 2 - \zeta = \sum_{i=0}^{7} a_i D_0^i, \quad (2)$$

где $a_0 = 22{,}1298$; $a_1 = -382{,}4438$; $a_2 = 3920{,}882$; $a_3 = -22160{,}76$; $a_4 = 70762{,}35$; $a_5 = -126777{,}8$; $a_6 = 118352{,}6$; $a_7 = -44643{,}31$

Значения ζ

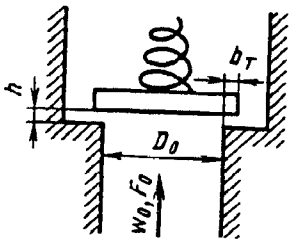
Схема	D_0, мм						
	40	70	100	200	300	500	750
1	1,3	1,4	1,5	1,9	2,1	2,5	2,9
2	1,2	8,5	7,0	4,7	3,7	2,5	1,6

б) $Re < 10^4$

$$\zeta_{Re} = \zeta + 530\zeta^{1.25}/Re,$$

где ζ по формулам (1) и (2).

Клапан (тарельчатый) без нижних направляющих [9-30, 9-37]	Диаграмма 9-23



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \alpha_0 + \beta_0,$$

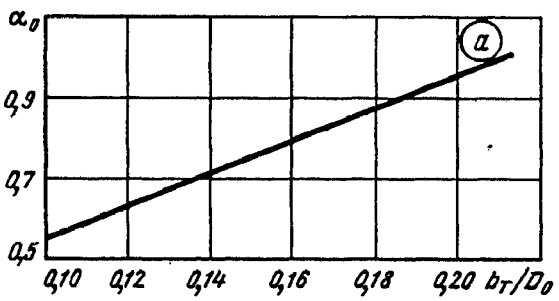
где $\alpha_0 = 0{,}55 + 4\left(\frac{b_т}{D_0} - 0{,}1\right)$ см. график *а*; $\beta_0 = \frac{0{,}155}{(h/D_0)^2}$ см. график *б*.

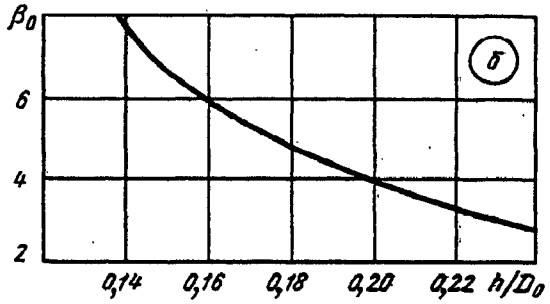
Формула верна в пределах

$$0{,}1 < h/D_0 < 0{,}25; \quad 0{,}1 < b_т/D_0 < 0{,}25$$

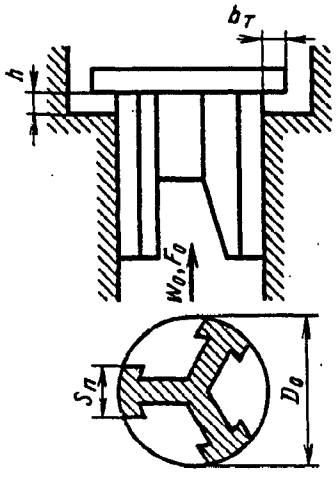
$b_т/D_0$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
α_0	0,55	0,63	0,71	0,79	0,87	0,95	1,03	1,11	1,15

h/D_0	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
β_0	15,5	10,8	7,90	6,05	4,78	3,87	3,20	2,69	2,48





Клапан (тарельчатый) с нижними направляющими [9-30, 9-37]	Диаграмма 9-24



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \gamma_0 \alpha_0 + \frac{\beta_1}{(\pi - i S_л/D_0)},$$

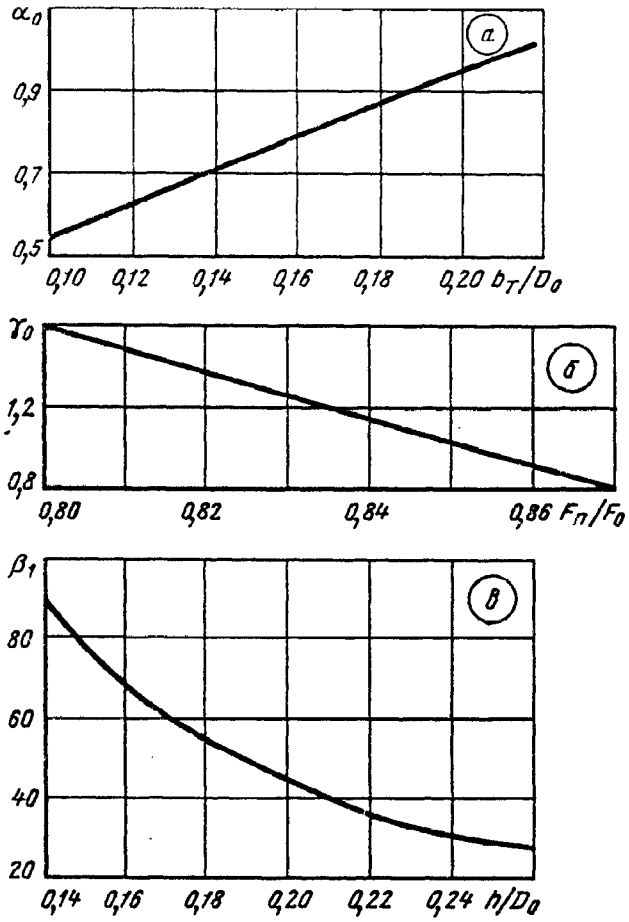
где $\alpha_0 = 0{,}55 + 4(b^т/D_0 - 0{,}1)$ см. график *а*; γ_0 см. график *б*; $\beta_1 = 1{,}73\,(h/D_0)^{-2}$ см. график *в*; i — число ребер $F_л$ — истинная площадь прохода.

Формула верна в пределах

$$0{,}125 < h/D_0 < 0{,}25; \quad 0{,}10 < b^т/D_0 < 0{,}25$$

Клапан (тарельчатый) с нижними направляющими
[9-30, 9-37]

Диаграмма 9-24



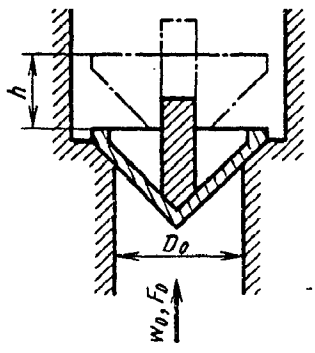
$b_т/D_0$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
α_0	0,55	0,63	0,71	0,79	0,87	0,95	1,03	1,11	1,15

$F_п/F_0$	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87
γ_0	1,60	1,48	1,36	1,23	1,14	1,02	0,92	0,80

h/D_0	0,125	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
β_1	111	88,4	67,5	53,5	43,3	35,8	30,0	27,7

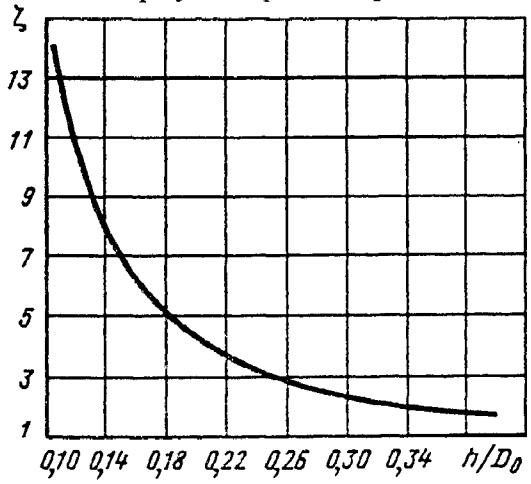
Клапан (конусный) с конусообразной поверхностью
[9-30, 9-37]

Диаграмма 9-25



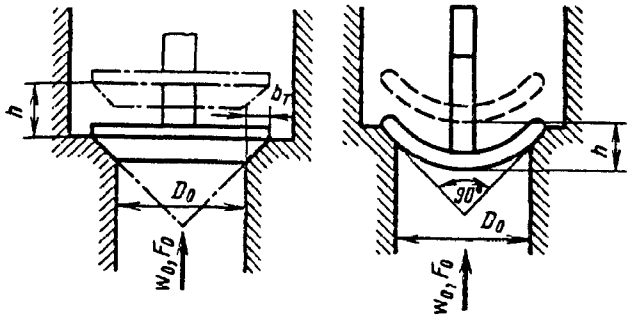
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}6 + \frac{0{,}15}{(h/D_0)^2} = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$$ см. график

Формула верна в пределах $0{,}125 < h/D_0 < 0{,}4$



h/D_0	ζ
0,10	15,6
0,15	7,27
0,20	4,35
0,25	3,00
0,30	2,27
0,35	1,82
0,40	1,54

Клапаны (конусный) с плоской нижней поверхностью (шаровой) со сферической нижней поверхностью [9-30, 9-37]	Диаграмма 9-26



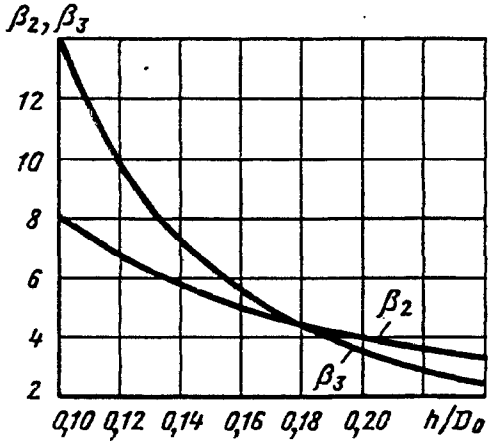
1. Клапан конусный 2. Клапан шаровой

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 2{,}7 - \beta_2 + \beta_3,$$

где $\beta_2 = \dfrac{0{,}8}{h/D_0} = f_1(h/D_0)$; $\beta_3 = \dfrac{0{,}14}{(h/D_0)^2} = f_2(h/D_0)$.

Формула верна в пределах $0{,}1 < h/D_0 < 0{,}25$; $b^т/D_0 = 0{,}1$

h/D_0	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
β_2	8,00	6,66	5,71	5,00	4,44	4,00	3,63	3,33	3,20
β_3	14,0	9,73	7,15	5,46	4,32	3,50	2,90	2,43	2,24



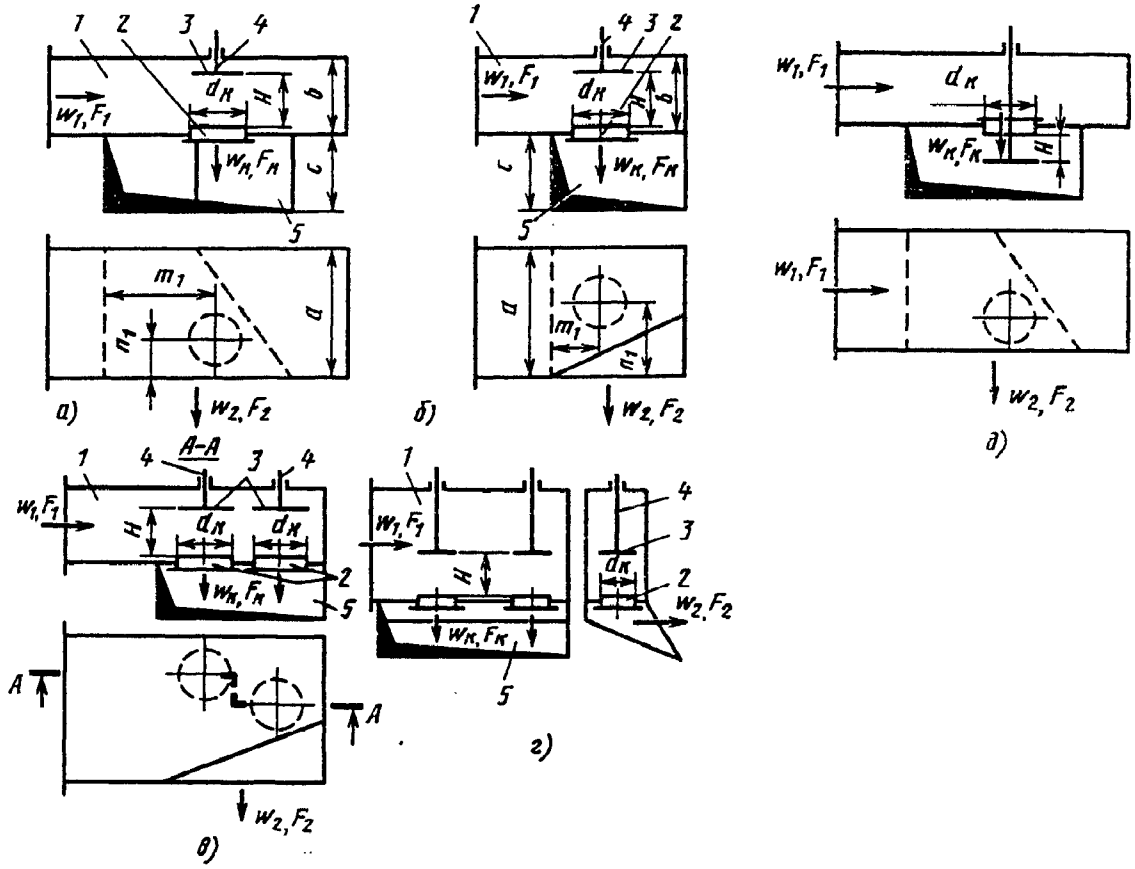
Клапан тарельчатый в сложных условиях; $Re \geqslant 10^4$ [9-16]	Диаграмма 9-27

При $0{,}15 < H/d_к < 0{,}6$

$$\zeta_к \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_к^2/2} \approx 0{,}122\,(H/d_к)^{-2} + 0{,}195\,(H/d^к)^{-1} + c_i \quad \text{см. кривые } 1\text{—}4;$$

$$\zeta_к \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_к^2/2} \approx 0{,}075\,(H/d_к)^{-2} + 0{,}286\,(H/d^к)^{-1} + c_i \quad \text{см. кривую } 5$$

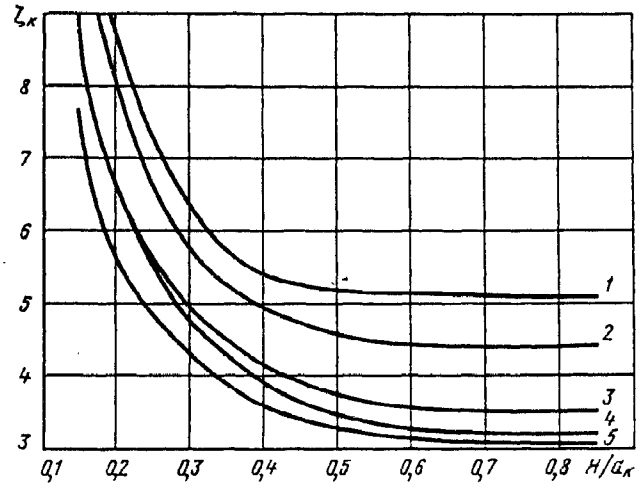
Клапан тарельчатый в сложных условиях; $Re \geqslant 10^4$ [9-16]	**Диаграмма 9-27**



а—г — клапан открыт в направлении объема с высоким давлением; *д* — клапан открыт в направлении объема с низким давлением.

а — продувочный клапан; $b = 0{,}9 \div 2{,}0$; $c = 1{,}1 \div 3{,}3$; $a = 2{,}5 \div 2{,}8$; $m_1 = 1{,}2 \div 2{,}0$; $n_1 = 0{,}6 \div 1{,}7$; *б* — выпускной клапан: $b = 1{,}1 \div 2{,}0$; $c = 0{,}8 \div 3{,}5$, $a = 2{,}2$; $m_1 = 0{,}7$; $n_1 = 1{,}4$; *в* — выпускные клапаны; *г* — впускные клапаны.

1 — подводящий участок; *2* — седло; *3* — тарелка клапана; *4* — подвижный шток; *5* — выпускной канал

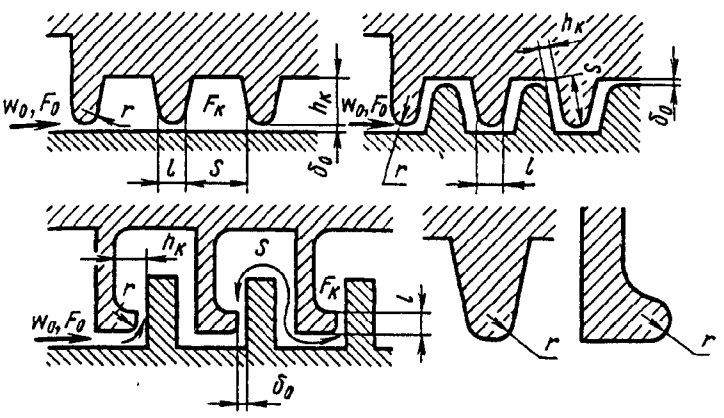


Значения $\zeta_к$

№ кривой	Схема	$H/d_к$				
		c_i	0,15	0,2	0,3	0,4
1	*г*	4,41	—	8,85	6,35	5,40
2	*в*	3,71	—	8,00	5,80	5,00
3	*а*	2,81	8,50	6,05	5,00	4,15
4	*б*	2,56	8,50	6,05	4,75	3,90
5	*д*	2,42	7,60	5,65	4,30	3,60

№ кривой	Схема	$H/d_к$			
		0,5	0,6	0,7	0,8
1	*г*	5,20	5,15	5,12	5,10
2	*в*	4.60	4,45	4,45	4,45
3	*а*	3,75	3.50	3,50	3,50
4	*б*	3,50	3,25	3,20	3,20
5	*д*	3,35	3,15	3,05	3,05

Лабиринтное уплотнение с удлиненным зазором [9-13, 9-14]	Диаграмма 9-28



$$h_к/\delta'_0 \geqslant \delta_{гр}/\delta'_0;$$

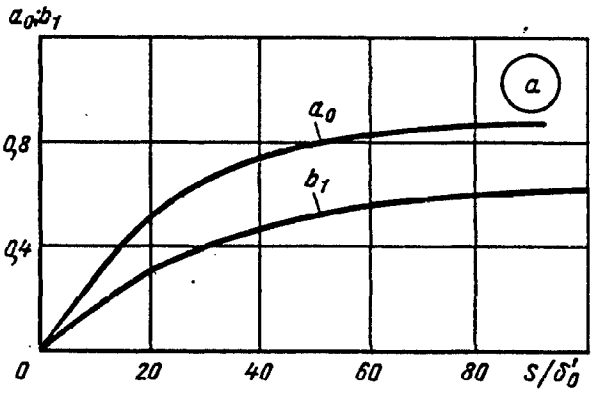
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1+\zeta'+n_я(a_0+\zeta' b_1+\zeta_т^р);$$

$$\frac{h^к}{\delta'_0} < \frac{\delta_г^р}{\delta'_0};\quad \zeta = 1+\zeta'+n^я(a_2+\zeta' b_2+\zeta_т^р),$$

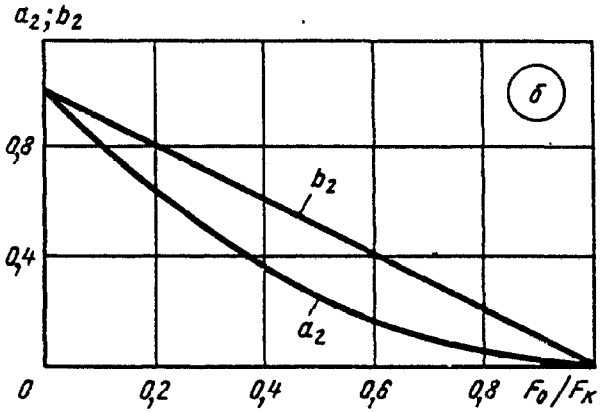
где

$$\delta_г^р/\delta'_0 = 0{,}24\,S/\delta'_0+1;\quad a_0 = f_1(S/\delta'_0)$$

и $b_1 = f_2(S/\delta'_0)$ см. график *а*; $a_2 = (1-F_0/F^к)^2$ и $b_2 = 1-F_0/F^к$ см. график *б*; ζ' определяется, как $\zeta = f(r/D_0)$, по диаграмме 3-4; при $r/\delta'_0 = 0$ $\zeta' = 0{,}5$; $\zeta_т^р = \lambda \cdot l/D^г$; λ см. диаграммы 2-1—2-6; $n_я$ — число ячеек лабиринта; $D^г$ — гидравлический диаметр зазора; F_0 — площадь сечения зазора; $F^к$ — площадь поперечного сечения камеры



S/δ'_0	a_0	b_1
0	0	0
5	0,15	0,08
10	0,28	0,16
20	0,53	0,31
30	0,65	0,40
40	0,73	0,47
50	0,78	0,52
60	0,82	0,55
70	0,84	0,58
80	0,87	0,59
90	0,87	0,61
100	0,87	0,63

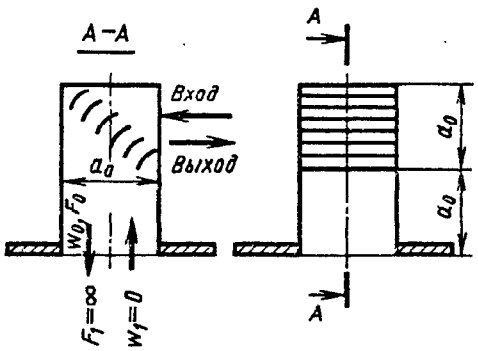
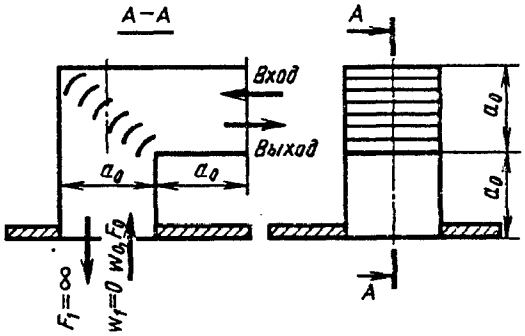


$F_0/F^к = \delta'_0/h_к$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
a_2	1,0	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25
b_2	1,0	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50

$F_0/F_к = \delta'_0/h^к$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
a_2	0,16	0,09	0,04	0,01	0
b_2	0,40	0,30	0,20	0,10	0

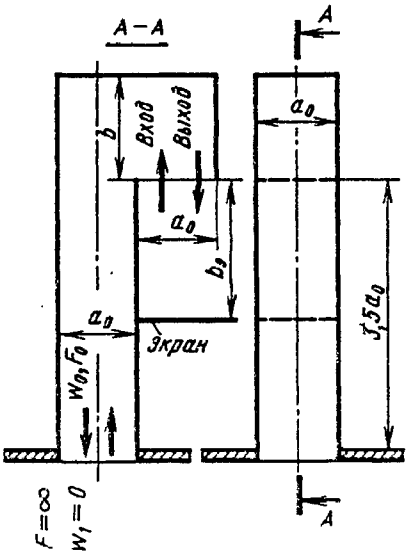
Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через колено 90° (данные автора)

Диаграмма 9-29

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Со срезанным входным (выходным) участком без лопаток		$\zeta_{вх} \approx 4{,}8$; $\zeta_{вых} \approx 3{,}7$
То же, но с лопатками		$\zeta_{вх} \approx 2{,}8$; $\zeta_{вых} \approx 2{,}3$
С входным (выходным) участком длиной $l_0 = a_0$, без лопаток		$\zeta_{вх} \approx 4{,}3$; $\zeta_{вых} \approx 3{,}7$
То же с лопатками		$\zeta_{вх} \approx 2{,}3$; $\zeta_{вых} \approx 1{,}7$

Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через удлиненное колено 180° (данные автора)

Диаграмма 9-30



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{b}{a_0}\right)$$

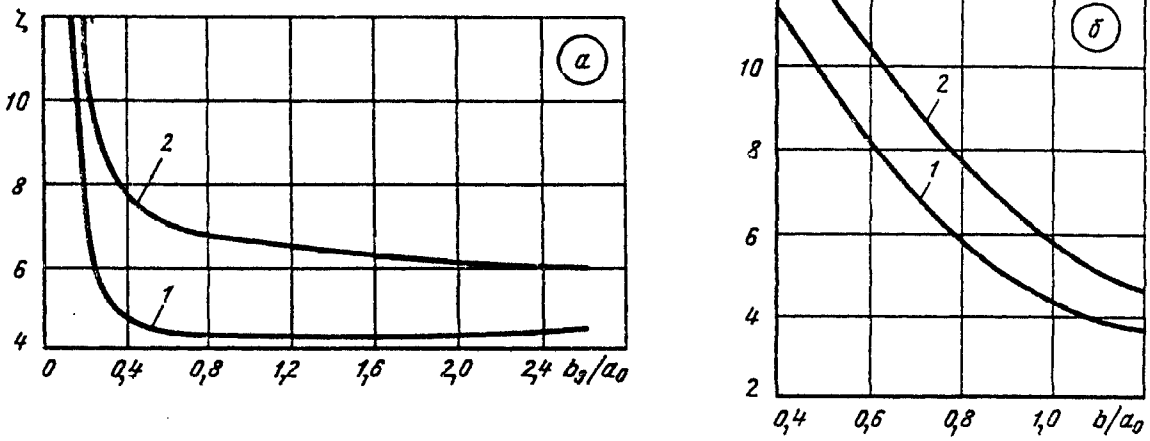
Значения ζ с экраном; $b/a_0 = 1{,}0$ (см. график *а*)

Направление потока	$b_э/a_0$							
	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,6
Вход (кривая *1*)	7,3	4,6	4,3	4,3	4,3	4,3	4,4	4,4
Выход (кривая *2*)	13	7,6	6,8	6,6	6,3	6,1	6,0	5,9

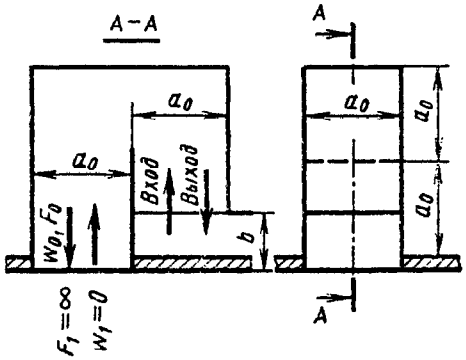
Значения ζ без экрана (см. график *б*)

Направление потока	b/a_0					
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Вход (кривая *1*)	9,5	8,0	5,8	4,4	3,6	3,2
Выход (кривая *2*)	12,0	10,1	7,4	5,7	4,6	4,1

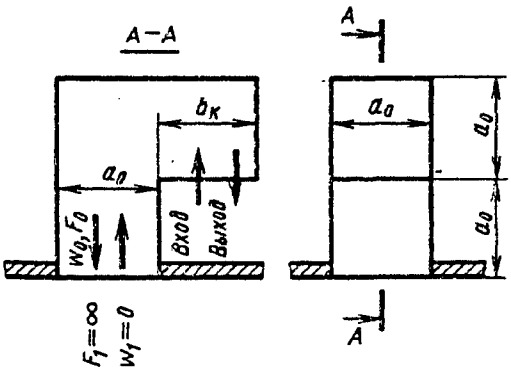
Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через удлиненное колено 180° (данные автора)	Диаграмма 9-30



Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через различные колена (даиные автора)	Диаграмма 9-31



а) Короткое колено 180°

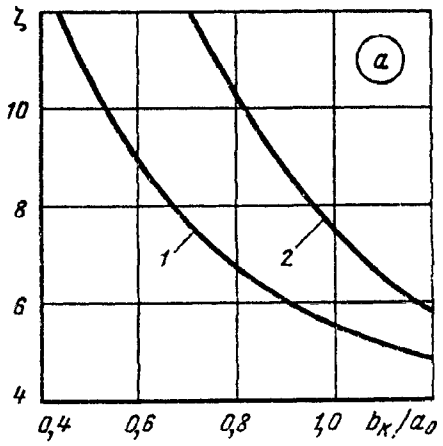


б) Колпак с трехсторонним входом (выходом)

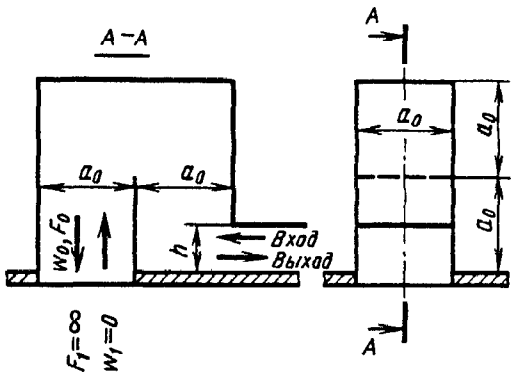
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{b}{a_0}\right)$$ см. графики

а. Значения ζ

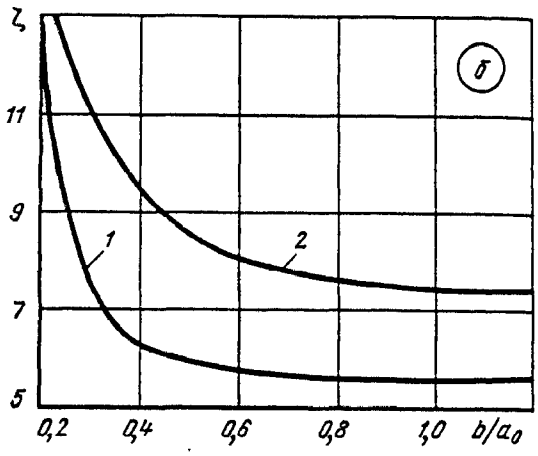
Направление потока	$b_к/a_0$					
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Вход (кривая *1*)	11,0	9,0	6,7	5,5	4,9	4,5
Выход (кривая *2*)	17,2	14,5	10,2	7,4	5,8	5,1



Лабиринт с перетеканием из одиого объема в другой через различные колена (данные автора)	Диаграмма 9-31

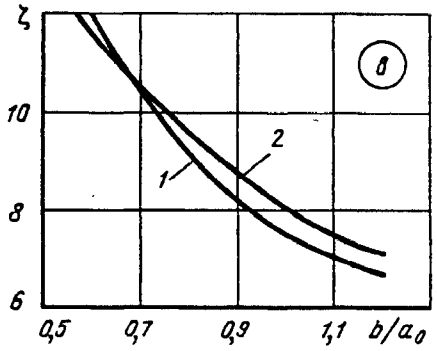


в) Колпак с прямым участком на входе (выходе)



б. Значения ζ

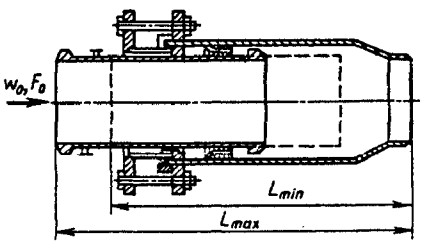
Направление потока	b/a_0					
	0,18	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Вход (кривая *1*)	13,3	12,4	6,2	5,7	5,8	5,5
Выход (кривая *2*)	14,2	13,9	9,4	8,0	7,6	7,5



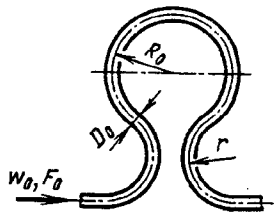
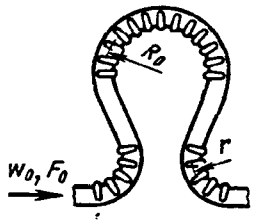
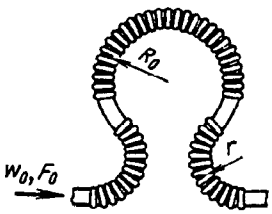
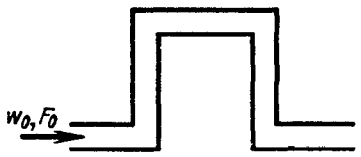
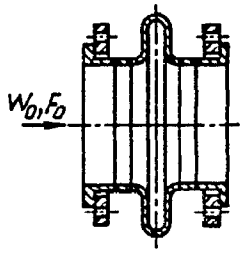
в. Значения ζ

Направление потока	b/a_0					
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Вход (кривая *1*)	13,5	12,0	9,0	7,4	6,6	5,9
Выход (кривая *2*)	13,0	11,7	9,5	8,0	7,1	6,3

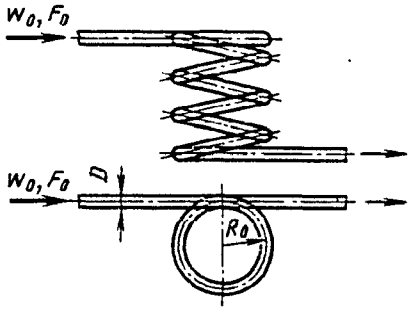
Компенсаторы [9-34]	Диаграмма 9-32

Наименование компенсатора	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Сальниковый		$\zeta = 0{,}2$

Компенсаторы [9-34]	**Диаграмма 9-32**

Наименование компенсатора	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$						
Лирообразный, гладкий $R_0/d=6$; $r/d\approx 5$		$\zeta = 1{,}6 + 2D_0$ (D_0 в м)						
		D_0, мм	50	100	200	300	400	500
		ζ	1,7	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Лирообразный с фальцами $R_0/d=6$; $r/d\approx 6$		$\zeta \approx 1{,}9 + 3D_0$ (D_0 в м)						
		D_0, мм	80	100	200	300	400	500
		ζ	2,1	2,2	2,5	2,8	3,1	3,5
Лирообразный, из волнистой трубы $R_0/d=5$; $r/d\approx 3$		$\zeta \approx 2{,}875 + 4{,}25D_0$ (D_0 в м)						
		D_0, мм	50	100	200	300	400	500
		ζ	3,1	3,3	3,7	4,2	4,6	5,0
П-образный		$\zeta = 1{,}9 + 2D_0$ (D_0 в м)						
		D_0, мм	50	100	200	300	400	500
		ζ	2,0	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9
Волнистый (многоволновой), сальниковый, линзовый, угловой, осевой		$\zeta = 0{,}3$						

Змеевики [6-3, 6-4]	Диаграмма 9-33



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. диаграмму 6-2

РАЗДЕЛ ДЕСЯТЫЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ОБТЕКАНИИ ТЕЛ ПОТОКОМ В ТРУБЕ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ УЧАСТКОВ С ВЫСТУПАМИ, РАСПОРКАМИ, ФЕРМАМИ И ДРУГИМИ ТЕЛАМИ)

10-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Сопротивление участков труб и каналов, в которых помещены тела, обтекаемые потоком, складывается из сопротивления собственно участка $\zeta_{уч}$ (для прямого участка это сопротивление трения) и сопротивления тела ζ:

$$\zeta_{сум} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{уч} + \zeta. \qquad (10\text{-}1)$$

2. Мощность, требуемая на преодоление сил сопротивления тела, обтекаемого потоком в трубе, выражается через силу лобового сопротивления $P_л$ этого тела [10-3]

$$\Delta N = P_л w_{мест}. \qquad (10\text{-}2)$$

Сила лобового сопротивления

$$P_л = c_x S_м \rho w_{мест}^2/2, \qquad (10\text{-}3)$$

где

$$w_{мест} = w/(1 - \tau S_м/F_0); \qquad (10\text{-}4)$$

c_x — коэффициент лобового сопротивления тела, зависящий от формы тела, числа Рейнольдса $Re' = w_0 d_м/\nu$ и других параметров и определяемый по данным диаграмм 10-1 — 10-15; $S_м$, $d_м$ — соответственно миделева площадь ($м^2$) и диаметр или наибольшая сторона (м) миделева сечения тела; $w_{мест}$ — местная скорость потока [в живом сечении $(F_0 - S_м)$], т. е. скорость в сечении трубы за вычетом миделевой площади тела, м/с; w — скорость в данной точке сечения перед телом, м/с; τ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние формы тела и сужение поперечного сечения трубы; для тел обтекаемой формы $\tau \leqslant 1{,}0$; для других тел $\tau > 1{,}0$ [10-3].

На диаграммах раздела 10 значения τ взяты приближенно с учетом результатов опытов, описанных в [10-3, 10-4].

3. Указанная в п. 2 мощность может быть выражена через коэффициент местного гидравлического сопротивления участка трубы, в котором помещено тело:

$$\Delta N = \zeta \frac{\rho w_0^2}{2} w_0 F_0. \qquad (10\text{-}5)$$

Совместное решение уравнений (10-1) — (10-3) выявляет связь между коэффициентом местного сопротивления ζ и коэффициентом лобового сопротивления c_x тела:

$$\zeta = c_x S_м/F_0 (w_{мест}/w_0)^3. \qquad (10\text{-}6)$$

4. В общем случае скорость течения в трубе распределена неравномерно по сечению; поэтому сопротивление тела зависит и от места расположения его в сечении.

Для случая стабилизированного ламинарного течения профиль скоростей выражается формулой

$$w/w_0 = k_1 [1 - (2y/D_0)^2], \qquad (10\text{-}7)$$

где для пространственного обтекания (круг, прямоугольник при $a_0/b_0 = 0{,}5 \div 2{,}0$) $k_1 = 2$, а для плоского обтекания (плоская или кольцевая щель) $k_1 = 3/2$; y — расстояние между осями (центрами) тела и трубы (рис. 10-1, *а* и *б*); в случае кольцевого сечения трубы — расстояние между осью тела и средней окружностью кольца (рис. 10-1, *в*) в метрах.

На основании (10-4), (10-6) и (10-7) получим

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{S_м/F_0 k_1^3 [1 - (2y/D_0)^2]^3}{(1 - \tau S_м/F_0)^3} =$$

$$= k_2 \frac{c_x S_м/F_0 [1 - (2y/D_0)^2]^3}{(1 - \tau S_м/F_0)^3}.$$

5. Для случая стабилизированного турбулентного течения профиль скоростей может быть выражен приближенно степенной функцией

$$\frac{w}{w_0} = k_1 (1 - 2y/D_0)^{1/m}, \qquad (10\text{-}8)$$

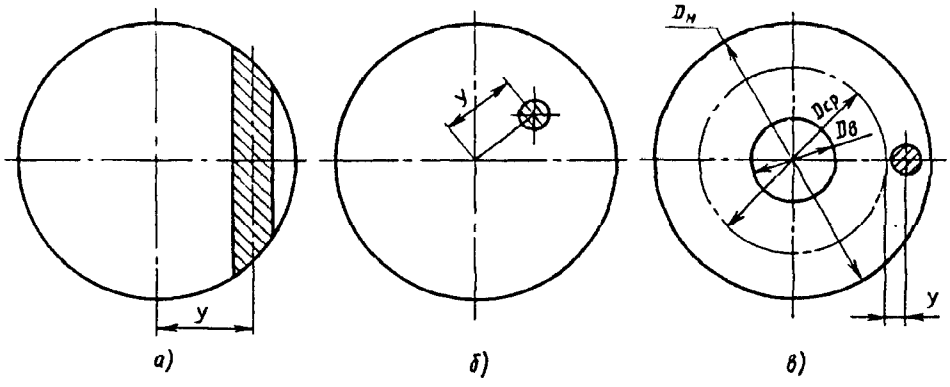


Рис. 10-1. Схема расположения тела:
а и *б*—соответственно при плоскопараллельном и пространственном обтекании в трубе; *в*—при пространственном обтекании в кольцевой трубе

где для пространственного течения [10-14, 10-15]

$$k_1=(2m+1)(m+1)/(2m^2);$$

для плоского течения

$$k_1=(m+1)/m,$$

где m—показатель степени, который в общем случае может меняться в широких пределах (см. четвертый раздел).

Согласно (10-4), (10-6) и (10-8)

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{c_x S_м/F_0 k_1^3(1-2y/D_0)^{3/m}}{(1-\tau S_м/F_0)^3}\cdot=$$

$$=k_2\frac{c_x S_м/F_0(1-2y/D_0)^{3/m}}{(1-\tau S_м/F_0)^3}.$$

6. Для турбулентного течения в прямой трубе значения m и k_1 приведены в табл. 10-1 в зависимости от числа $\mathrm{Re}'=w_0 d_м/\nu$. В частности, когда $\mathrm{Re}'=6\cdot10^5$, $m=9$ и $k_1=1{,}17$, $k_2=k_1^3=1{,}6$.

10-1. Значения m и k_1

Коэффициенты	Re					
	$4\cdot10^3$		$2{,}5\cdot10^4$	$2\cdot10^5$	$6\cdot10^5$	$3\cdot10^6$
m	5	6	7	8	9	10
k_1	1,32	1,26	1,23	1,20	1,17	1,15

Последнее значение k_2 верно для тел с очень малым отношением площадей миделева сечения тела и трубы $S_м/F_0$ при пространственном обтекании. С увеличением $S_м/F_0$ значение k_2 уменьшается, приближаясь к единице. На соответствующих диаграммах настоящего раздела значения k_2 взяты приближенно с учетом указанных обстоятельств и результатов опытов [10-4].

7. Лобовое сопротивление продолговатого тела обусловливается двумя факторами: сопротивлением трения и сопротивлением формы. Последнее является результатом отрыва потока от поверхности тела и вызванного этим вихреобразования. Соотношение между сопротивлением трения и сопротивлением формы тела, как и величины этих составляющих сопротивления, зависит от конфигурации тела и положения его в потоке (угла атаки, угла скольжения), шероховатости его поверхности, числа Рейнольдса, степени и масштаба турбулентности набегающего потока*[1]. Для тел плохообтекаемой формы сопротивление трения весьма мало по сравнению с общим лобовым сопротивлением. Для удобообтекаемых тел значение сопротивления трения соизмеримо с сопротивлением формы.

8. Зависимость коэффициента лобового сопротивления таких тел, как шар, цилиндр и т. п., от числа Рейнольдса очень сложна (см. диаграмму 10-1 и график *а* диаграммы 10-7). Наибольшее значение c_x имеет место при очень малых числах Re′. По мере увеличения числа Рейнольдса коэффициент лобового сопротивления уменьшается, достигая при определенном значении Re′ (порядка $2-5\cdot10^3$) первого минимума. При дальнейшем увеличении Re′ наблюдается небольшое возрастание c_x до некоторого постоянного значения, которое сохраняется примерно до $\mathrm{Re}'=10^5\div2\cdot10^5$. После того как Re′ достигнет этого значения (критического числа Рейнольдса), происходит резкое падение коэффициента c_x до второго минимума, который соответствует $\mathrm{Re}'=3\cdot10^5\div5\cdot10^5$. Затем наступает следующее незначительное возрастание c_x. Но начиная примерно со значения $\mathrm{Re}'=10^6$ коэффициент лобового сопротивления принимает почти постоянное значение.

9. Сложный характер зависимости коэффициента лобового сопротивления цилиндричес-

[1] Влияние сжимаемости потока (числа Маха) на лобовое сопротивление различных тел здесь не рассматривается. Этот вопрос подробно освещается в [10-10, 10-24, 10-34].

ких (сферических) препятствий от числа Рейнольдса обусловливается сильно изменяющейся картиной обтекания этих препятствий с ростом числа Re′, начиная с очень малых его значений ($Re' \ll 1$) до очень больших ($Re' = 10^6 \div 10^7$).

Наиболее существенным при этом является переход от стационарного характера обтекания препятствия к пульсирующему, наблюдающемуся для цилиндрических тел в диапазоне $Re' = 30 \div 50$ и для сферических тел в диапазоне $Re' = 130 \div 200$. По мере роста числа Re′ весьма важным является образование и развитие ближнего аэродинамического следа, а затем пограничного слоя тела.

10. В диапазоне малых и умеренных чисел Рейнольдса ($Re' \leqslant 40 \div 50$) формы обтекания рассматриваемых типов препятствий (рис. 10-2) последовательно сменяют одна другую:

а) $Re' \ll 1$; при самых малых значениях числа Рейнольдса инерция потока пренебрежимо мала; поэтому он обтекает препятствие идеально плавно и симметрично с наветренной (лобовой) и подветренной (кормовой) стороны (рис. 10-2, *а*);

б) $0{,}05 < Re' < (5 \div 10)$ для цилиндра и $Re' < (10 \div 24)$ для шара; в этом случае начинает проявляться влияние сил инерции. Наблюдается несколько бо́льшая изогнутость линий тока, и они приближаются к поверхности тела с наветренной стороны. В результате возникает асимметрия линий тока с наветренной и подветренной стороны препятствия.

За препятствием образуется обширная параболообразная заторможенная зона (нециркуляционный след, рис. 10-2, *б*), в каждой точке которой скорость потока заметно ниже, чем в симметричной точке менее заторможенной лобовой зоны, образующейся перед препятствием. С увеличением числа Рейнольдса асимметрия линий тока возрастает, а длина и ширина заторможенной зоны сокращаются;

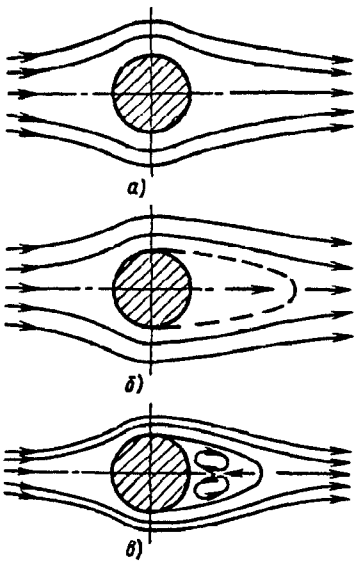


Рис. 10-2. Спектры потока в следе за сферическим телом при различных режимах обтекания в пределах малых и умеренных чисел Рейнольдса:
а — $Re' \leqslant 1$; *б* — $0{,}05 < Re' < (5 \div 10)$; *в* — $(5 \div 10) < Re' < (40 \div 50)$

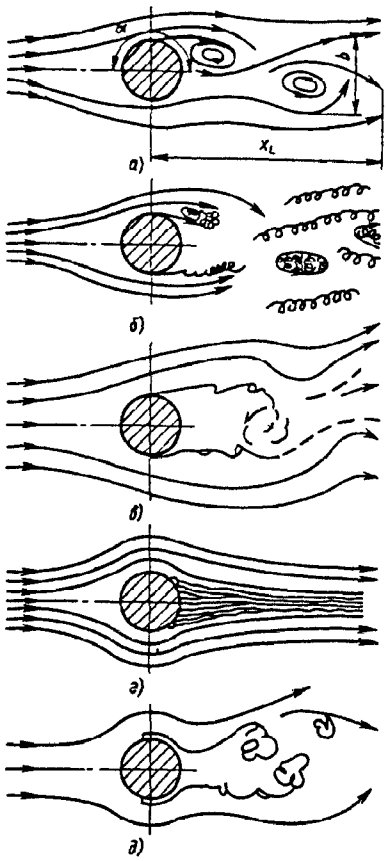


Рис. 10-3. Спектры потока в следе за сферическим телом при различных режимах обтекания при $Re' > 50$:
а — $(40 \div 50) < Re' < (150 \div 200)$; *б* — $(150 \div 200) < Re' < 1500$; *в* — $1500 < Re' < 2 \cdot 10^5$; *г* — $2 \cdot 10^5 < Re' < 3{,}5 \cdot 10^6$; *д* — $3{,}5 \cdot 10^6 < Re' < 8 \cdot 10^6$

в) $(5 \div 10) < Re' < (40 \div 50)$ для цилиндра и $Re' < 130$ для шара; за цилиндром появляется пара противоположно направленных вихрей (рис. 10-2, *в*), образующих стационарный рециркуляционный ближний след [за шаром при $Re' > (10 \div 24)$ возникает один тороидальный вихревой след]. Скорость потока в каждом вихре растет от центра к периферии по линейному закону. С увеличением числа Рейнольдса протяженность ближнего следа непрерывно увеличивается до момента потери устойчивости.

Для чисел Рейнольдса, превосходящих $Re' \approx 50$ (для цилиндра), показательны пять форм обтекания (рис. 10-3), см. пп. 11—15.

11. $(40 \div 50) < Re' < (150 \div 200)$. В начале этого диапазона чисел Рейнольдса более резко, чем до сих пор, изменяется схема обтекания: удлиняющиеся вихри ближнего следа теряют устойчивость и начинают отрываться от

цилиндра попеременно с каждой стороны, уносясь потоком (вихревая дорожка Кармана, рис. 10-3, *а*); с этого момента обтекание цилиндра принимает пульсирующий характер, так как при каждом отрыве вихря изменяется давление потока на тело.

Угол α, при котором начинается отрыв потока, растет с увеличением числа Рейнольдса и в рассматриваемом диапазоне Re′ составляет 115—130°. Длина следа x_L при Re′ = 50 равна $2{,}5d_м$ и далее возрастает пропорционально значению Re′; ширина следа $b \approx 0{,}85 \div 1{,}05 d_м$. Скорость обратного течения в следе на границе раздела вихрей возрастает приблизительно с 10 до 30—50% скорости набегания потока на цилиндр.

Боковые границы следа неустойчивы, на них возникают хаотически движущиеся вихри, вызывающие в дальнейшем все возрастающее турбулентное перемешивание смежных слоев потока и обмен массами с внешним потоком.

Ближний след шарообразных и других трехмерных тел вращения характеризуется тем, что в нем образуется не пара, а один тороидальный вихрь, отрывающийся спиральными нитями. Длина этого вихря меньше, чем для цилиндра, а частота его отрыва вдвое больше.

12. $(150 \div 200) < \mathrm{Re}' < 1500$. Заторможенная область перед препятствием постепенно уменьшается и становится малой по сравнению с его размером.

В итоге на лобовой стороне препятствия остается лишь тонкая пленка заторможенного потока, образующая раздваивающийся по обе стороны ламинарный пограничный слой (рис. 10-3, *б*). Дойдя до некоторой точки близ миделева сечения тела ($\alpha \approx 80°$), пограничный слой отрывается от его поверхности и располагается уже по внешней границе ближнего следа. Достигнув конечной точки следа, он воссоединяется с таким же оторвавшимся пограничным слоем второй стороны тела. Причиной отрыва пограничного слоя является возрастание давления вдоль поверхности тела.

В результате такого явления донное давление растет. Одновременно в ближнем следе возникает нерегулярное течение, развивающееся в ясно выраженное турбулентное течение далее по каналу.

13. $1500 < \mathrm{Re}' < 2 \cdot 10^5$. Возникающая за телом турбулентность начинает проявляться с все более и более близкого к телу расстояния.

Вследствие этого точка перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный перемещается ближе к кормовой части цилиндра (шара).

Процесс перехода, не сопровождающийся процессом отрыва вихрей, начинается синусоидальными колебаниями, которые с ростом числа Рейнольдса усиливаются до точки перехода. Донное давление при этом значительно уменьшается, особенно в области $\mathrm{Re}' = 2 \cdot 10^3 \div 10^4$. Скорость на внешней границе оторвавшейся (свободной) струи увеличивается, а расстояние до точки воссоединения, наоборот, уменьшается. Переход к турбулентному течению при этом происходит весьма близко от точки отрыва пограничного слоя от тела.

В результате вблизи кормовой части тела возникают весьма интенсивные пульсации скорости, превосходящие по амплитуде осредненную скорость течения в тех же точках следа уже при $\mathrm{Re}' \approx 8 \cdot 10^3$.

При $\mathrm{Re}' > 5 \cdot 10^3$ за цилиндром наступает полное турбулентное перемешивание (рис. 10-3, *в*).

14. $2 \cdot 10^5 < \mathrm{Re}' < 3{,}5 \cdot 10^6$. В этом критическом диапазоне чисел Рейнольдса в пограничном слое начинается переход от ламинарного режима течения к турбулентному. Отрыв пограничного слоя возникает еще при ламинарном режиме течения, приблизительно в том же месте на лобовой стороне цилиндра, что и при меньших числах Re′. За этим отрывом следуют смена режима течения и второй, уже турбулентный («пузырчатый») отрыв на кормовой стороне цилиндра. Регулярность и определенность отрыва пограничного слоя меньше, чем при меньших и больших числах Рейнольдса. Донное давление резко повышается, а зона действия отрыва сужается ($\alpha = 110 \div 120°$, рис. 10-3, *г*). В результате при $\mathrm{Re}' \approx 5 \cdot 10^5$ происходит указанное выше скачкообразное кризисное снижение лобового сопротивления цилиндра. Для шара такое кризисное сопротивление соответствует $\mathrm{Re}' \approx 3 \cdot 10^5$.

15. $3{,}5 \cdot 10^6 < \mathrm{Re}' < 8 \cdot 10^6$. Отрыв вихрей снова становится регулярным, однако теперь он появляется при турбулентном пограничном слое (рис. 10-3, *д*).

Предполагается, что все дальнейшие изменения, связанные с увеличением числа Рейнольдса и сопровождающиеся сдвигом точки перехода режима течения к переходной точке застоя, будут относительно слабы.

16. Описанные в пп. 10—15 характерные диапазоны чисел Рейнольдса для различных форм обтекания цилиндра (шара) верны лишь при условии обтекания тела ламинарным или слаботурбулизированным потоком ($\varepsilon_т < 0{,}01\%$, где $\varepsilon_т = \sqrt{\overline{w'^2}}/w_0$ — степень турбулентности потока; w' — продольная пульсационная скорость потока, м/с).

Повышение степени турбулентности набегающего потока при каждом режиме обтекания приближает точку перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный к кормовой части тела и тем самым смещает характерный диапазон чисел Рейнольдса, и в частности критическую область, в которой на-

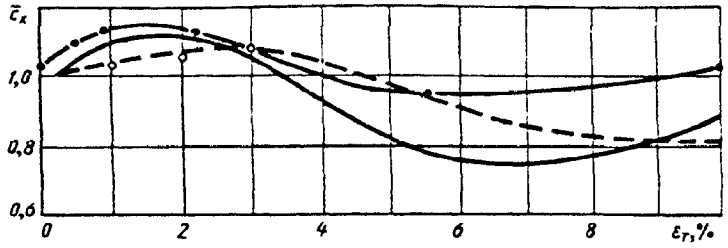


Рис. 10-4. Зависимость относительного коэффициента лобового сопротивления $\bar{c}_x$ кубического и призматического тела от степени турбулентности набегающего потока [10-10]

блюдается резкое снижение коэффициента c_x при меньших значениях Re′ (см. график *б* диаграммы 10-7).

17. На положение точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный влияет и состояние обтекаемой поверхности (ее шероховатость $\bar{\Delta}$). Влияние различных неровностей поверхности состоит в том, что они возмущают ламинарное течение, перемещают точку перехода вперед (к лобовой части тела) и увеличивают участок с турбулентным пограничным слоем.

Для цилиндра (шара) кризис сопротивления наступает тем раньше, т. е. при тем меньшем числе Рейнольдса, чем больше шероховатость. Вместе с тем, чем выше $\bar{\Delta}$, тем больше значения $c_{x\min}$ и c_x в закритической области (см. диаграмму 10-2).

18. Начальная турбулентность набегающего потока существенным образом влияет и на лобовое сопротивление плохообтекаемых тел (с острыми кромками — особенно при $\varepsilon_т \leqslant 10\%$).

Для кубических и призматических тел, а также для плоской пластинки, установленной нормально к потоку, зависимости c_x или, что то же, $\bar{c}_x = c_{x\varepsilon_т>0}/c_{x\varepsilon_т=0}$ от $\varepsilon_т$ качественно одинаковы и носят кризисный характер по числу $\varepsilon_т$ [10-7 — 10-10], что также связано с изменением характера обтекания. При небольшом увеличении интенсивности турбулентности набегающего потока коэффициент сопротивления $\bar{c}_x$ увеличивается (рис. 10-4), что связано с расширением зоны отрыва за телом. С дальнейшим ростом интенсивности турбулентности зона отрыва стабилизируется или несколько сужается вследствие передачи в нее энергии основного потока, что приводит к постоянству или уменьшению лобового сопротивления по сравнению с сопротивлением при малотурбулентном набегающем потоке.

19. Коэффициент лобового сопротивления цилиндра при $\mathrm{Re}' \leqslant 0{,}5$ можно вычислить по формуле Лемба [10-23]:

$$c_x = \frac{8\pi}{(2{,}002 - \ln \mathrm{Re}')\,\mathrm{Re}'}.$$

При $\mathrm{Re}' > 0{,}5$ величина c_x определяется по диаграмме 10-1.

20. Коэффициент лобового сопротивления шара при $\mathrm{Re}' < 0{,}5$ можно вычислить по формуле Стокса:

$$c_x = 24/\mathrm{Re}',$$

а в диапазоне $0{,}5 \leqslant \mathrm{Re}' \leqslant 1{,}0$ — по формуле Озеена

$$c_x = 24/\mathrm{Re}' + 4{,}5.$$

В диапазоне $0{,}1 < \mathrm{Re}' < 10^3$ практически хорошее совпадение с опытом (при $\mathrm{Re}' = 3 \div 400$ ошибка $< 2\%$) дает эмпирическая формула Л. С. Клячко [10-18]*1

$$c_x = 24/\mathrm{Re}' + 4/(\mathrm{Re}')^{1/3}.$$

21. Влияние степени турбулентности на коэффициент сопротивления шара может быть учтено по формуле Клеймена и Говина [10-17]

$$c_x = \frac{3990}{(\lg \mathrm{Re}')^{6,1}} - 4{,}47 \cdot 10^5/(\mathrm{Re}'^{1,8}\varepsilon_т^{0,97}),$$

справедливой в диапазоне $400/\varepsilon_т < \mathrm{Re}' < 3 \cdot 10^4$ при $\varepsilon_т = 0{,}07 \div 0{,}35$ и условии малости масштаба турбулентности по сравнению с диаметром шара. До $\mathrm{Re}' = 8 \cdot 10^4$ близкое совпадение с опытом дает формула, предложенная А. Р. Хенвеном и Д. М. Ляховым [10-37],

$$c_x = A \exp\left[(n_1 + k_1 \ln \mathrm{Re}') \ln \mathrm{Re}'\right],$$

где $A = 26{,}555$; $n_1 = -0{,}91528$; $k_1 = 0{,}049274$.

22. Для определения коэффициента лобового сопротивления частиц любой изометрической формы (формы правильного многогранника)

---

*1 Удовлетворительное совпадение с опытом (со средней погрешностью $\pm 10\%$, а в интервале $10 < \mathrm{Re}' < 10^2$ — до 36,9%) обеспечивает формула Г. А. Адамова [10-1] для всего диапазона чисел Рейнольдса, вплоть до наступления кризиса сопротивления:

$c_x = 24\left[1 + (0{,}0167\,\mathrm{Re}')^{1/n}\right]^n/\mathrm{Re}'$ — для тел любых форм;

$c_x = 24\left[1 + 0{,}065\,(\mathrm{Re}')^{3/2}\right]^{3/2}/\mathrm{Re}'$ — для сферических тел.

В диапазоне $0{,}1 < \mathrm{Re}' < 20$ близкое совпадение с опытом обеспечивает формула [10-54]:

$$c_x = 24/\mathrm{Re}' + 1{,}66,$$

а в диапазоне $0{,}5 < \mathrm{Re}' < 10^3$ — формула Румпфа [10-60]:

$$c_x = 21/\mathrm{Re}' + 6/\sqrt{\mathrm{Re}'} + 0{,}28.$$

Аналогичные формулы приводятся и в других работах, например в работе Танака [10-63].

при всех режимах обтекания И. А. Вахрушев [10-6] рекомендует обобщенную формулу

$$c_x=\left(\frac{28{,}47}{\mathrm{Re}'\lg(15{,}38/\varphi)}+\frac{4{,}565\varphi}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}}-\frac{0{,}491\varphi}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}\right)\times$$
$$\times\{1-\mathrm{th}\,[0{,}01282\,\mathrm{Re}'(\varphi-0{,}9805)]\}+$$
$$+2{,}86(\varphi-0{,}8531)\,\mathrm{th}\,[0{,}01282\,\mathrm{Re}'(\varphi-0{,}9805)]+$$
$$+(7{,}76-2{,}86\varphi-4{,}88/\varphi)\times$$
$$\times\,\mathrm{th}\,[0{,}00104\,\mathrm{Re}'(\varphi-0{,}9038)],\qquad(10\text{-}9)$$

где φ — коэффициент несферичности чистиц, равный отношению площади поверхности частицы к площади поверхности шара, равновеликого ей по объему; в качестве определяющего размера частиц, входящего в число Рейнольда, принимается диаметр равновеликого шара: $\mathrm{Re}'=w_0d_э/\nu$.

23. При $\varphi=1$ (шар) формула (10-9) принимает вид

$$c_x=\left(\frac{24}{\mathrm{Re}'}+\frac{4{,}565}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}}-\frac{0{,}491}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}\right)\times$$
$$\times[1-\mathrm{th}\,(0{,}00025\,\mathrm{Re}')]+0{,}42\,\mathrm{th}\,(0{,}00025\,\mathrm{Re}')+$$
$$+0{,}02\,\mathrm{th}\,(0{,}0001\,\mathrm{Re}').$$

Эта формула верна для всего диапазона чисел Re′ практически от 0 до $\mathrm{Re}'_{кр}$.

В интервале $0<\mathrm{Re}'\leqslant\dfrac{53{,}5}{\varphi-0{,}9732}$ с точностью до 10% можно пользоваться формулой

$$c_x=\frac{28{,}47}{\mathrm{Re}'\lg(15{,}38/\varphi)}+\frac{4{,}565\varphi}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}}-\frac{0{,}491\varphi}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}.$$

Для шара этот интервал составляет $0<\mathrm{Re}'\leqslant2000$.

24. В интервале $\mathrm{Re}'\geqslant\dfrac{150}{\varphi-0{,}9732}$ с точностью до 5% можно пользоваться формулой

$$c_x=2{,}86(\varphi-0{,}8531)\,\mathrm{th}\,[0{,}01282\,\mathrm{Re}'(\varphi-$$
$$-0{,}9805)]+(7{,}76-2{,}86\varphi-4{,}88/\varphi)\times$$
$$\times\,\mathrm{th}\,[0{,}00104\,\mathrm{Re}'(\varphi-0{,}9038)].$$

25. Влияние степени турбулентности на коэффициент лобового сопротивления цилиндра может быть учтено приближенно

$$c_{x\varepsilon_т>0}=\bar{c}_x c_{x\varepsilon_т\approx0},$$

где $c_x=f_1(\mathrm{Re}')$ и $\bar{c}_x=f(\mathrm{Re}')$ принимаются по соответствующим графикам диаграммы 10-1.

Величина $\bar{c}_x$ определена по кривым $c_x=f_1(\mathrm{Re}')$, полученным при $\bar{t}=t/d_м=7{,}7$ и различных $\varepsilon_т$ %, и по кривой $c_x=f(1/\bar{t})$ [10-7 — 10-10].

26. Коэффициент лобового сопротивления цилиндра и других удлиненных тел зависит от удлинения $\bar{t}=t/d_м$; при этом с увеличением $\bar{t}$ коэффициент лобового сопротивления возрастает.

27. Коэффициент лобового сопротивления плоской пластинки, установленной поперек потока, при $\mathrm{Re}'=w_0D_0/\nu$ и $(w_0a_0/\nu)>1000$ практически постоянен и составляет $c_x=1{,}12\div1{,}16$.

Для прямоугольной пластинки коэффициент лобового сопротивления зависит от соотношения сторон $d_м/l_1$ и меняется от $c_x=1{,}12\div1{,}16$ (при $d_м/l_1=1$) до $c_x\approx2{,}0$ (при $d_м/l_1\to0$).

При наличии отверстия в круглой пластинке c_x изменяется примерно параболически от 1,12 — 1,16 (при $d=0{,}2D_0$) до 1,78 (при $d=0{,}8D_0$).

28. Если в одном сечении трубы расположено несколько тел (комплект тел в общем случае разных форм и размеров), то суммарный коэффициент местного сопротивления этих тел подсчитывается по формуле автора [10-3], верной при $S_м/F_0<0{,}3$ и $\mathrm{Re}>10^4$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_2\sum_{i=1}^{n_т}c_{xi}\frac{S_{мi}/F_0(1-2y/D_0)^{3/m}}{\left(1-\sum_{i=1}^{n_т}\tau_iS_{мi}/F_0\right)^3},$$

где i — порядковый номер тела данного комплекта; $n_т$ — общее число тел в комплекте.

29. Лобовое сопротивление двух тел (шаров, цилиндров, пластинок и др.), устанавливаемых одно за другим по потоку, отличается от простой суммы лобовых сопротивлений этих тел, взятых изолированно одно от другого; при этом коэффициент сопротивления каждого тела (или их суммарный коэффициент сопротивления) зависит от относительного расстояния (продольного калибра) $\bar{l}=l_2/d_м$ между ними.

30. Если два цилиндра установлены по потоку вплотную один к другому, то второй цилиндр погружается полностью в вихревую зону, создаваемую передним цилиндром (рис. 10-5); поэтому он не может вызывать лобового сопротивления. При этом разрежение, существующее за первым цилиндром, больше разрежения за вторым цилиндром. Это приводит к тому, что разность давлений, получаемая у второго цилиндра, создает силу, направленную против потока, вследствие чего c_x второго цилиндра получается отрицательным, а суммарный коэффициент лобового сопротивления обоих цилиндров понижается. С увеличением относительного расстояния между цилиндрами эффект подсасывания заднего цилиндра к переднему ослабляется.

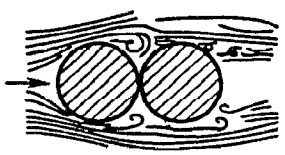


Рис. 10-5. Схема потока при обтекании двух цилиндров, установленных вплотную друг к другу

Но поскольку задний цилиндр остается в аэродинамической «тени», т. е. в заторможенной и сильно турбулизированной зоне первого цилиндра, его коэффициент лобового сопротивления при дальнейшем увеличении l продолжает оставаться ниже c_x изолированного цилиндра, медленно приближаясь к этому значению.

Пониженное значение c_x получается не только для цилиндров, но и для любых тел, находящихся в аэродинамической «тени» впереди стоящих тел.

31. Среднее значение коэффициента $c_{x\,ср}$ лобового сопротивления и соответственно коэффициент ζ_1 местного гидравлического сопротивления, отнесенного к одному телу продольного ряда, возрастают с уменьшением числа $n_т$ этих тел в ряду, начиная примерно с $n_т = 5$. При $n_т > 6 \div 50$ устанавливаются практически постоянные средние значения $c_{x\,ср}$ и ζ_1, соответствующие данному относительному расстоянию $l_2/d_м$ между телами продольного ряда (см. графики диаграмм 10-12 и 10-13).

32. Для цилиндров, установленных по диаметру трубы в одном продольном ряду значение ζ_1 может быть вычислено по формулам, предложенным П. И. Быстровым и В. С. Михайловым [10-5] и приведенным на диаграмме 10-13.

33. При размещении в трубе комплектов тел, каждый из которых расположен продольными рядами, коэффициент $\lambda_м$ местного сопротивления этого комплекта на участке в один калибр (за калибр принимается гидравлический диаметр сечения трубы) вычисляется по формуле автора [10-3], верной примерно при $S_м/F_0 < 0{,}3$ и $\mathrm{Re}' > 10^4$:

$$\lambda_м \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)\cdot(L/D_г)} = k_2 \sum_{i=1}^{n_р} c_{x1i} \frac{1}{(d_м/D_г)_i \bar{l}_i} \times \times \frac{S_{мi}/F_0 (1-2y/D_0)^{3/m}}{\left(1-\sum_{i=1}^{n_р} \tau_i S_{мi}/F_0\right)^3},$$

где i — порядковый номер тела данного комплекта или, что то же, порядковый номер продольного ряда тел; $n_р$ — общее число продольных рядов; c_{x1i} — коэффициент лобового сопротивления одиночного тела i-го продольного ряда, определяемого в зависимости от формы профиля тела, числа Рейнольдса Re' и других параметров (см. диаграммы десятого раздела).

34. Коэффициент гидравлического сопротивления комплекта тел на рассчитываемом участке L трубы

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_м \frac{L}{D_г}.$$

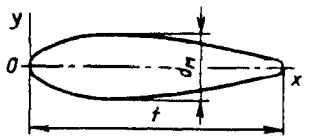


Рис. 10-6. Профиль удобообтекаемого тела

Коэффициент сопротивления трения прямого участка трубы

$$\zeta_{уч} = \zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_{тр} \frac{L}{D_г}.$$

Отсюда

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (\lambda_м + \lambda_{тр}) \frac{L}{D_г},$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения, определяемый как λ, по диаграммам 2-1 — 2-6.

35. Важным фактором, влияющим на коэффициент лобового сопротивления тела, является форма его профиля. Чем более обтекаемую форму имеет тело, тем меньше отрыв потока и вихреобразование, а следовательно, меньше его лобовое сопротивление. Поэтому там, где это только возможно, следует использовать тела обтекаемой формы. Удобообтекаемая форма профиля тела характеризуется плавно закругленной передней частью и более длинной клинообразной задней частью (рис. 10-6).

Чем резче за миделевым сечением тела сужается профиль (и соответственно замедляется поток), тем раньше вверх по потоку наступит отрыв его и тем интенсивнее вихреобразование за телом. Удачно подобрав профиль хвостовой части тела, можно значительно отодвинуть начало отрыва потока к задней кромке тела или совсем избежать отрыва.

36. Для построения некоторых профилей тел удобообтекаемой формы в табл. 10-2 приводятся значения их безразмерных координат (см. рис. 10-6).

37. К телам удобообтекаемых форм относятся и эллиптические цилиндры, а также круговые цилиндры, снабженные задними обтекателями. Для таких тел коэффициент лобового сопротивления получается выше, чем для тел, профилированных по данным табл. 10-2. Однако ввиду большей простоты построения такие тела часто применяются на практике.

38. Лобовое сопротивление плохообтекаемых тел (рис. 10-7) может быть существенно снижено (на 40% [10-32]) путем устройства на хвостовой части тела выемок (рис. 10-7, модель *2*). Одной из причин такого снижения сопротивления может быть разрушение развивающихся в оторвавшемся пограничном слое

10-2. Координаты $2y/d_м$ удобообтекаемых профилей

Профиль	x/t											
	0	0,05	0,10	0,20	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	0	0,528	0,720	0,917	0,987	1,00	0,960	0,860	0,737	0,568	0,340	0
	$r=0,08$ *1	0,490	0,750	0,960	1,00	0,980	0,930	0,840	0,720	0,560	0,370	$r=0,10$
3	0	0,530	0,720	0,940	1,00	0,995	0,940	0,860	0,910	0,520	0,300	0

*1 r — радиус закругления лобовой и хвостовой части профиля.

вихрей возмущениями потока, создаваемыми выемками.

39. Лобовое сопротивление плохообтекаемых тел (табл. 10-3) значительно снижается при устройстве плавных обтекателей впереди и позади тела, а также при установке соответствующих экранов перед телом или даже за ним [10-28].

40. Коэффициент лобового сопротивления системы тел (стержней) в виде фермы или другого подобного устройства зависит от формы поперечного сечения стержней, способа связи стержней в узлах, направления набегающего потока, а также от числа Рейнольдса. Влияние направления набегающего потока для такой системы получается сложнее, чем для одиночного тела, так как при этом меняется ориентировка задних элементов системы относительно аэродинамической «тени», расположенных впереди элементов системы (рис. 10-8).

41. Коэффициент местного сопротивления фермы, помещенной в трубе,

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (1 \div 1{,}15)\, c^*_{x\alpha} \frac{S_м/F_0}{(1-S_м/F_0)^3},$$

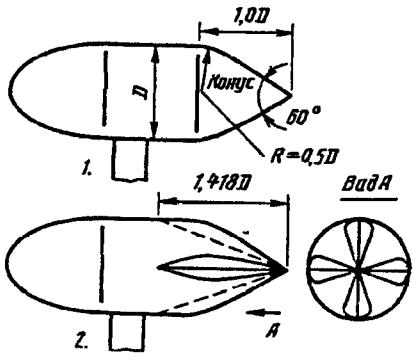


Рис. 10-7. Схема плохообтекаемых тел вращения [10-32]:
1 — без выемок; *2* — с выемками через 90°, представляющими собой двугранный угол 90°

где $S_м/F_0$ — степень заполнения элементами фермы поперечного сечения трубы; $S_м$ — суммарная миделева площадь всех элементов фермы.

Коэффициент лобового сопротивления фермы при данном числе Рейнольдса $\mathrm{Re}' = w_0 d_м/\nu$ и данном угле направления набегающего потока α [10-36]

$$c^*_{x\alpha} = c_{x\alpha} c^*_{x0}/c_{x0},$$

где c_{x0}, c^*_{x0} и $c_{x\alpha}$ — коэффициенты лобового сопротивления фермы соответственно при $\alpha=0$ и $\mathrm{Re}'=\mathrm{Re}'_1$, при $\alpha=0$ и искомом числе Re и при искомом α и числе Re'_1, при котором получена зависимость $c_{x\alpha}=f(\alpha)$.

42. В практике расчетов шахтных стволов и выработок было принято оперировать размерным коэффициентом аэродинамического сопротивления, выражающимся через λ (в кг · с^2/м^4):

$$\alpha_ш = \frac{\rho}{2g} \cdot \frac{\lambda}{4}.$$

Сопротивление участка ствола (выработки) выражается через коэффициент $\alpha_ш$ (в Па):

$$\Delta p = 9{,}8\alpha_ш w_0^2 \frac{4L}{D_г} = 9{,}8\alpha_ш \left(\frac{Q}{F_0}\right)^2 \frac{\Pi_0}{F_0} L.$$

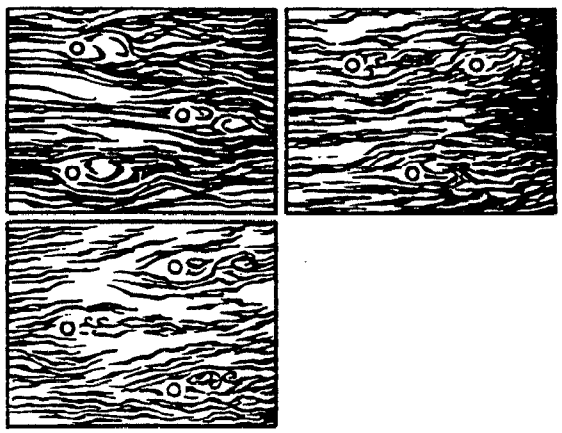
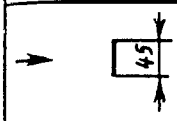
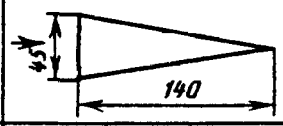
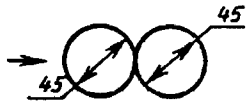
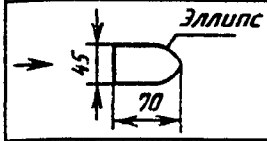
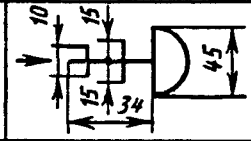
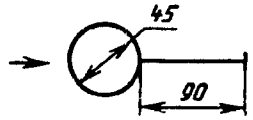
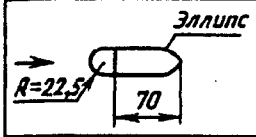
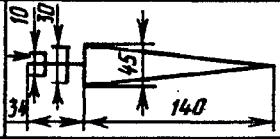
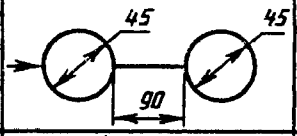
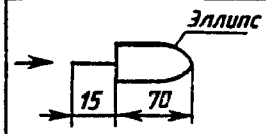
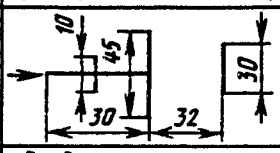
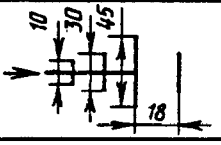
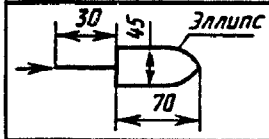
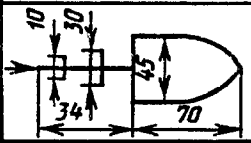
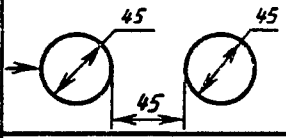
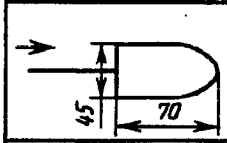
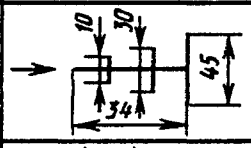
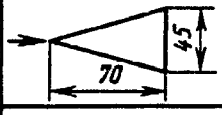
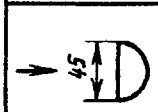
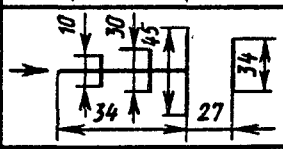
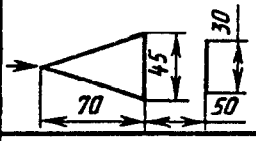
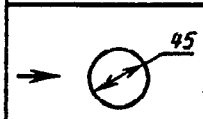
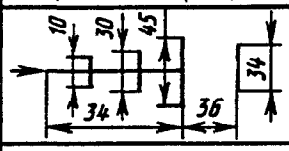
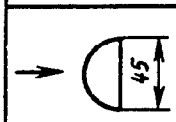
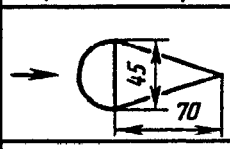
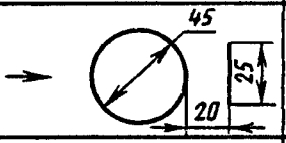
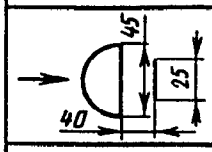
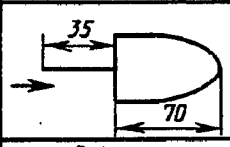
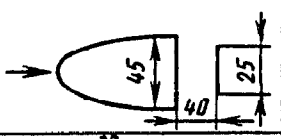
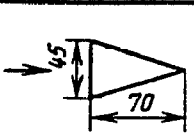
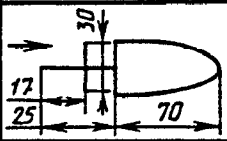
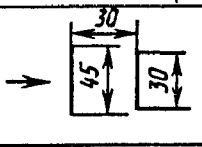
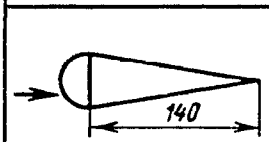
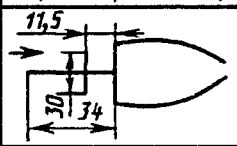
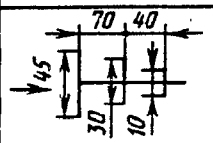


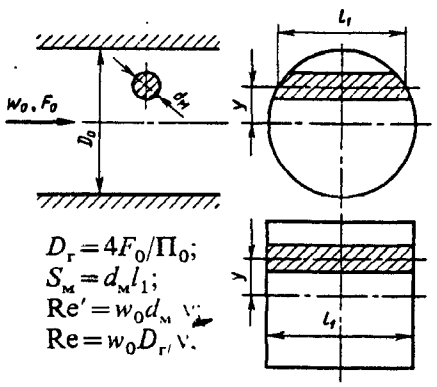
Рис. 10-8. Спектр потока при обтекании стоек фермы [10-36]

10-3. Коэффициенты снижения лобового сопротивления плохообтекаемых тел

Форма тела	$\bar{c}_x = c_x/c_{x0}$	Форма тела	$\bar{c}_x = c_x/c_{x0}$	Форма тела	$\bar{c}_x = c_x/c_{x0}$
	1,0		0,65		0,25
	0,85		0,46		0,33
	0,19		0,26		0,56
	0,78		0,53		0,43
	0,63		0,27		0,34
	0,67		0,46		0,43
	1,16		0,40		0,35
	0,34		0,39		0,31
	0,47		0,29		0,30
	0,30		0,62		0,27
	1,07		0,37		0,75
	0,11		0,36		0,80

Обозначение: c_{x0} – коэффициент лобового сопротивления пластины, устанавливаемой нормально к потоку.

Цилиндр (круговой, гладкий) в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0,3$; [10-10, 10-48, 10-58]	**Диаграмма 10-1**



$D_г = 4F_0/П_0$;
$S_м = d_м l_1$;
$Re' = w_0 d_м \nu$;
$Re = w_0 D_г \nu$.

при $Re' > 5 \cdot 10^5$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{S_м/F_0}{(1-0,5S_м/F_0)^3}(1-2y/D_0)^{1/3},$$

где при $\varepsilon_т \leqslant 0,01\%$ $c_x = f(Re')$ см. график *а*; при $\varepsilon_т > 0$

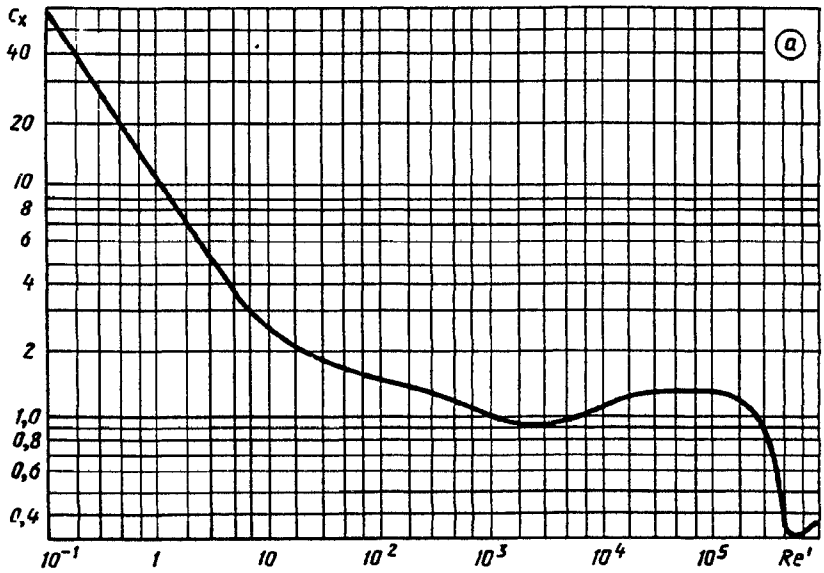
$$c_{x\varepsilon_т>0} = \bar{c}_x c_x;\quad \bar{c}_x = \frac{c_{x\varepsilon_т>0,01}}{c_{x\varepsilon_т\leqslant 0,01}}$$

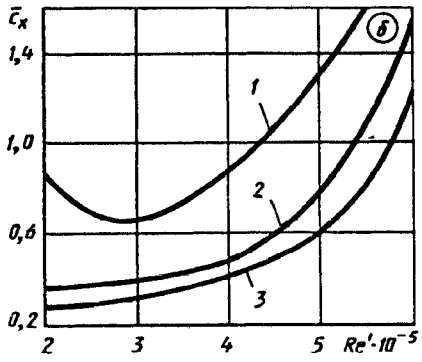
см. кривые $\bar{c}_x = f_2(Re')$ графика *б*; $\varepsilon_т = \sqrt{\overline{w'^2}}/w_0$ — степень турбулентности.

При $Re' \geqslant 2 \cdot 10^4$ $\zeta = c_{x0} S_м F_0 (1-2y/D_0)^{1/3}$, где c_{x0} см. график *в*; $\varepsilon_т \approx 0,01\%$

Re'	0,1	0,5	1,0	5	10	$5 \cdot 10$	10^2	$5 \cdot 10^2$	10^3	$5 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$
c_x	59,0	22,5	10,0	4,50	2,65	1,65	1,50	1,20	1,00	0,90	1,05	1,20

Re'	$5 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	10^6
c_x	1,25	1,25	1,20	1,10	0,80	0,60	0,32	0,30	0,32	0,35

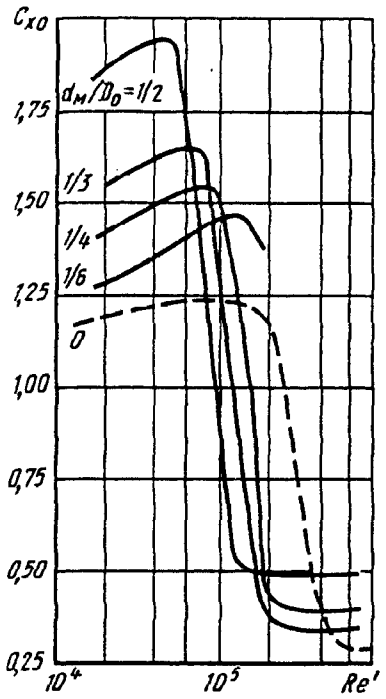




Значения $\bar{c}_x$

№ кривой ($\varepsilon_т$, %)	$Re' \cdot 10^{-5}$								
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
1 (0,3)	0,84	0,69	0,67	0,74	0,88	1,08	1,30	1,64	2,80
2 (0,8)	0,36	0,38	0,40	0,42	0,48	0,59	0,80	1,10	1,57
3 (5,5)	0,28	0,29	0,32	0,36	0,42	0,50	0,62	0,81	1,25

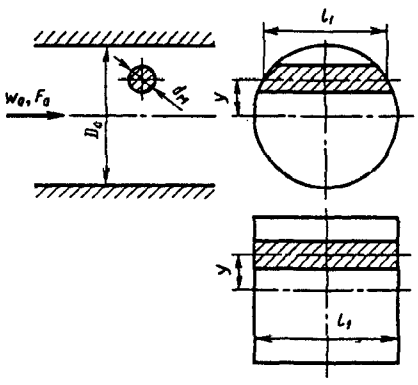
Цилиндр (круговой, гладкий) в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0 < 0{,}3$; [10-10, 10-48, 10-58]	**Диаграмма 10-1**



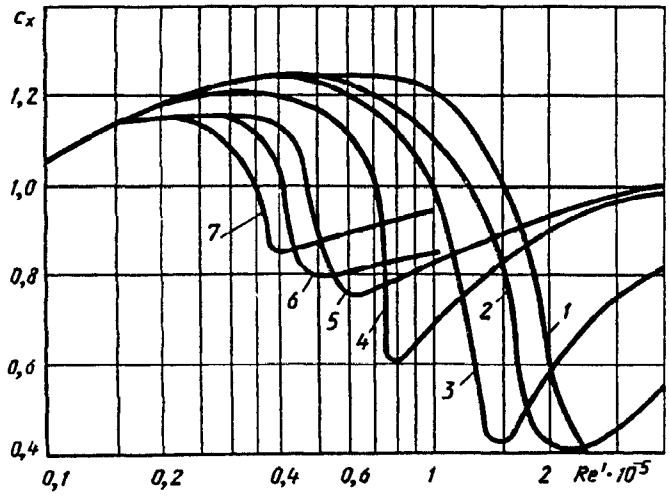
Значения c_{x0} ($\varepsilon_т \approx 0{,}01\%$) [10-58]

$d_м/D_0$	$S_м/F_0$	$Re' \cdot 10^{-5}$							
		0,2	0,4	0,6	0,8	1	2	4	6
0,50	0,25	1,95	1,92	1,75	1,38	0,88	0,50	0,50	0,50
0,33	0,111	1,54	1,60	1,63	1,62	1,32	0,35	0,34	0,34
0,25	0,0625	1,41	1,49	1,52	1,53	1,50	0,40	0,38	0,38
0,167	0,028	1,28	1,35	1,39	1,42	1,44	1,35	—	—

Цилиндр (круговой, шероховатый) в трубе; плоскопараллельное обтекание (начальная турбулентность несколько повышена); $S_м/F_0 < 0{,}3$ [10-50]	**Диаграмма 10-2**



$S_м = d_м l_1$;
$Re' = w_0 d_м/\nu$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{S_м/F_0}{(1-0{,}5S_м/F_0)^3}(1-2y/D_0)^{1/3},$$

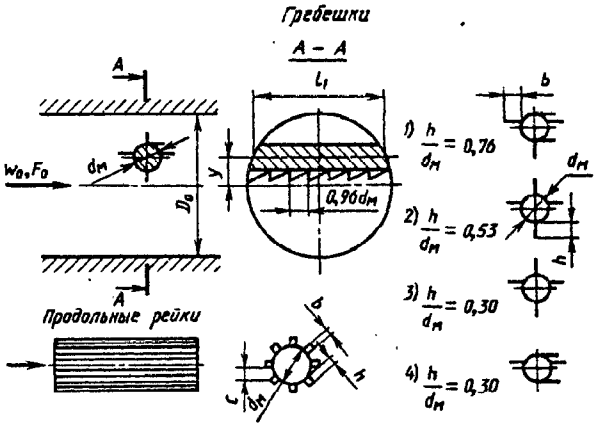
где $c_x = f(Re', \bar{\Delta})$ см. график;

Цилиндр (круговой, шероховатый) в трубе; плоскопараллельное обтекание (начальная турбулентность несколько повышена); $S_м/F_0<0,3$ [10-50]	**Диаграмма 10-2**

Значения c_x

$\Delta \cdot 10^4$	$Re' \cdot 10^{-5}$																	
	1,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	10	15	20	40
0 (кривая *1*)	1,05	1,18	1,21	1,23	1,24	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,23	1,20	1,00	0,60	—
5 (кривая *2*)	1,05	1,18	1,20	1,22	1,24	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,21	1,18	1,15	1,10	0,80	0,40	0,55
20 (кривая *3*)	1,05	1,18	1,21	1,23	1,24	1,25	1,24	1,23	1,22	1,20	1,18	1,15	1,10	1,06	1,00	0,42	0,60	0,82
40 (кривая *4*)	1,05	1,18	1,20	1,20	1,20	1,20	1,18	1,17	1,15	1,12	1,07	1,00	0,60	0,65	0,70	0,83	0,90	0,98
70 кривая *5*)	1,05	1,15	1,15	1,15	1,15	1,13	1,10	0,90	0,80	0,76	0,75	0,77	0,78	0,80	0,82	0,90	0,98	1,00
90 (кривая *6*)	1,05	1,15	1,15	1,15	1,10	1,06	0,83	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,85	—	—	—
200 (кривая *7*)	1,05	1,15	1,15	1,12	1,00	0,85	0,86	0,87	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	—	—	—

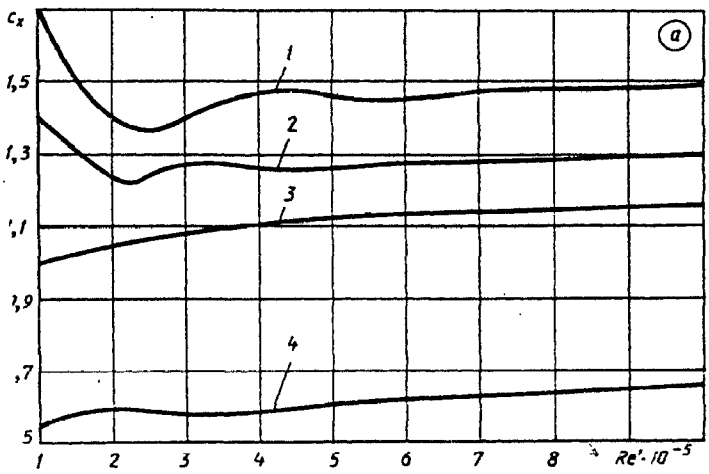
Цилиндры (круговые) с гребешками или рейками, помещенные одиночно в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0,3$ [10-8]	**Диаграмма 10-3**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (1 \div 1{,}1)\, c_x \frac{S_м/F_0}{(1-0{,}5S_м/F_0)^3}(1-2y/D_0)^{1/3}.$$

С гребешками $c_x = f(\mathrm{Re}')$ см. график *а*;

$S_м = (d_м + h)\, l_1$; $\mathrm{Re}' = w_0 d_м/\nu$

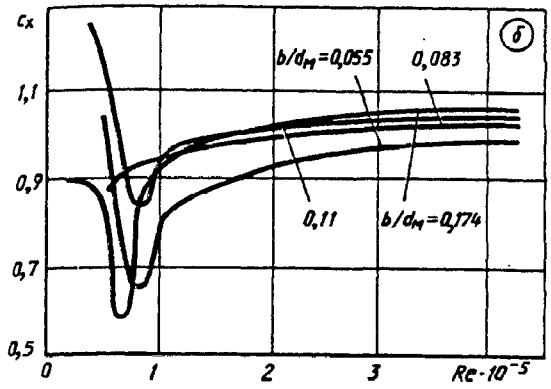


Значения c_x при $\alpha = 0°$; $b/d_м = 1$

№ кривых и гребешков	$Re' \cdot 10^{-5}$				
	1	2	3	4	5
1	1,70	1,40	1,40	1,47	1,46
2	1,40	1,25	1,27	1,26	1,26
3	1,0	1,05	1,08	1,11	1,12
4	0,55	0,59	0,59	0,59	0,61

№ кривых и гребешков	$Re' \cdot 10^{-5}$			
	6	7	8	10
1	1,45	1,46	1,48	1,48
2	1,28	1,29	1,29	1,29
3	1,13	1,14	1,15	1,16
4	0,62	0,63	0,64	0,65

Цилиндры (круговые) с гребешками или рейками, помещенные одиночно в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-8]	**Диаграмма 10-3**

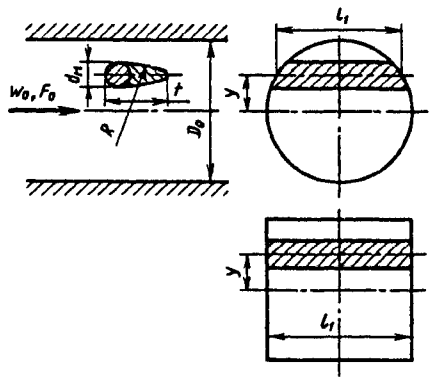


Значения c_x при $c/h=0{,}83$

$h/d_м$	$b/d_м$	$Re'\cdot10^{-5}$							
		0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2	3	⩾4
0,027	0,055	1,05	0,92	0,66	0,80	0,88	0,93	0,97	0,99
0,041	0,083	0,88	0,90	0,94	0,95	0,98	1,00	1,02	1,03
0,055	0,110	1,15	1,08	0,85	0,94	1,00	1,01	1,04	1,05
0,087	0,174	0,85	0,61	0,70	0,93	0,99	1,01	1,05	1,06

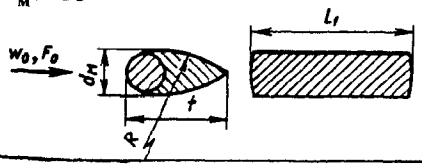
С продольными рейками $c_x=f(Re')$ см. график б

Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-12, 10-21, 10-22, 10-44, 10-48]	**Диаграмма 10-4**



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_2 c_x\frac{S_м/F_0}{(1-\tau S_м/F_0)^3}(1-2y/D_0)^{1/3}$$

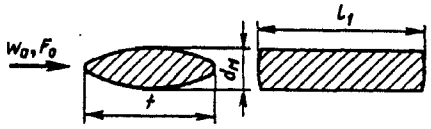
$S_м=d_м l_1$; $Re'_м=w_0 d_м/\nu$;
$Re'_t=w_0 t/\nu$

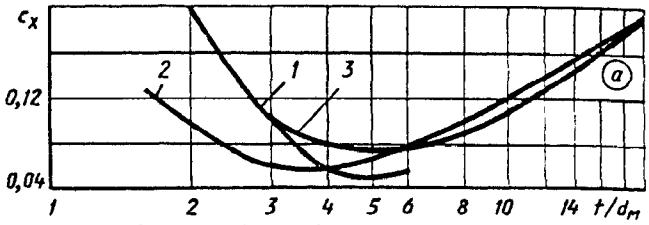
Наименование распорки и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x				
Круговой цилиндр с обтекателем; $Re'_м>10^6$ 	Кривая *1* графика *а* ($\tau\approx0{,}5$; $k_2=1{,}0$)				
	$t/d_м$	2	3	3,5	4,0
	$R_0/d_м$	0	4,0	6,0	8,0
	c_x	0,20	0,10	0,07	0,06

Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0 < 0{,}3$ [10-12, 10-21, 10-22, 10-44, 10-48]	**Диаграмма** 10-4

Наименование распорки и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x

Профилированная распорка, $Re'_м > 10^6$

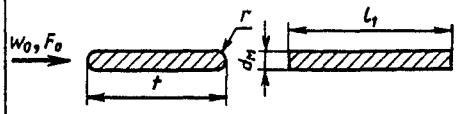




Кривая 2 графика *а* ($\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$)

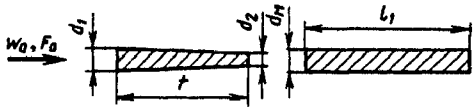
$t/d_м$	2	3	4	5	6	8	12	14	20
c_x	0,09	0,06	0,06	0,07	0,08	0,10	0,14	0,16	0,19

Пластинка с закругленными краями; $r/d_м = 0{,}5$



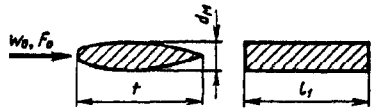
$Re'_м$	$5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^6$	$\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$
c_x	0,78	0,66	

Клинообразная пластинка; $d_1/t = 0{,}0417$; $d_2/t = 0{,}025$



Re'_t	$5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^6$	$\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$
c_x	0,53	0,46	

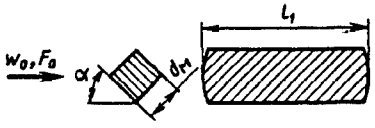
Профили различной длины; $Re'_м \approx 10^6$

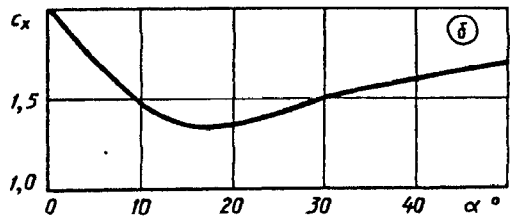


Кривая 3 графика *а* ($\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$)

t/d_x	3,0	5,0	8,0	12	18
c_x	0,10	0,080	0,096	0,13	0,193

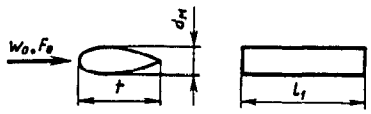
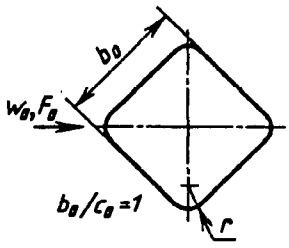
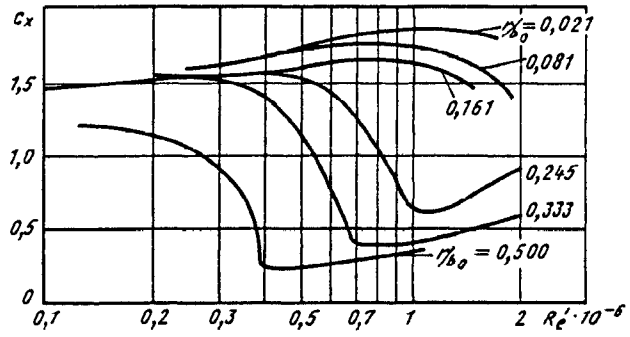
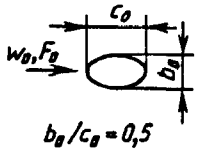
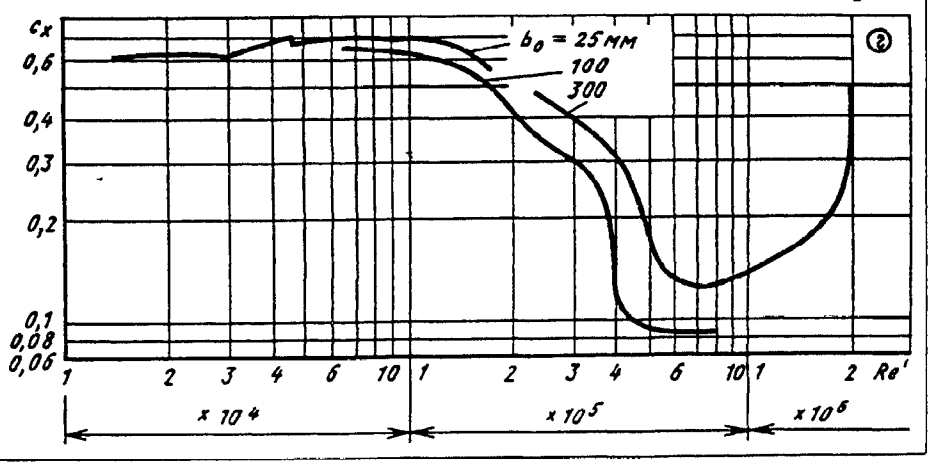
Квадратный брус: $Re' \approx 10^6$





$\alpha°$	0	10	20	30	40	50	$\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$
c_x	2,00	1,43	1,35	1,50	1,52	1,54	

Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0 < 0{,}3$ [10-12, 10-21, 10-22, 10-44, 10-48]	**Диаграмма 10-4**

<table>
<tr><th>Наименование распорки и схема</th><th colspan="3">Коэффициент лобового сопротивления c_x</th></tr>
<tr><td rowspan="3">Профилированная стальная труба (каплеобразный профиль);
$Re'_м > 5 \cdot 10^4$
 
</td><td>$t/d_м$</td><td>3,0</td><td>5,0</td></tr>
<tr><td>c_x</td><td>0,1</td><td>0,2</td></tr>
<tr><td colspan="3">$\tau = 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$</td></tr>
<tr><td>Профилированная проволока;
$Re'_м = 3 \cdot 10^3 \div 10^4$
 
</td><td colspan="3">$c_x = 0{,}3 \div 0{,}4$;
$\tau \approx 0{,}5$
$k_2 \approx 1{,}0$</td></tr>
<tr><td> 
</td><td colspan="3">в
$\tau \approx 0{,}5$
$k_2 = 1{,}0$
 
</td></tr>
<tr><td> 
</td><td colspan="3">$\tau = 0{,}5$
$k_2 = 1{,}0$
 
</td></tr>
</table>

Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0 < 0{,}3$ [10-12, 10-21, 10-22, 10-44, 10-48]	**Диаграмма 10-4**

$$Re'_м = w_0 d_м/\nu = 10^5$$

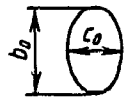
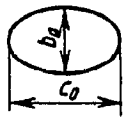
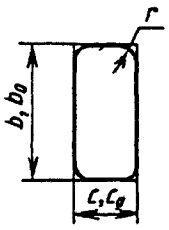
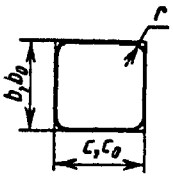
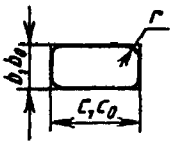
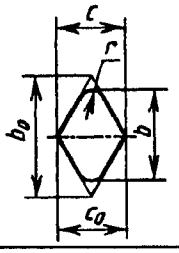
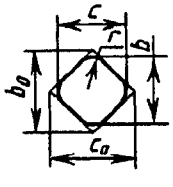
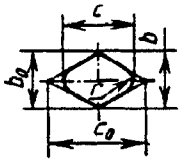
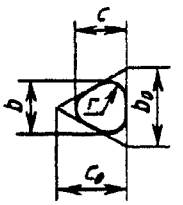
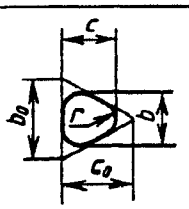
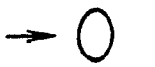
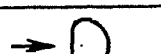
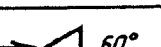
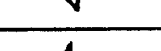
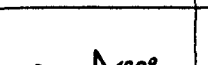
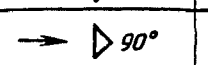
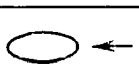
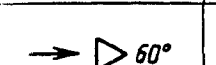
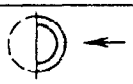
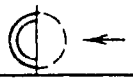
Схема распорки	c_0/b_0	r/b_0	c_x	τ	k_2
	1:2 1:2 1:2	— — —	1,6	~0,5	~1,0
	2:1 2:1 2:1	— — —	0,6	0,5	1,0
	1:2 1:2 1:2 1:2 1:2 1:2	0,021 0,021 0,021 0,083 0,250 0,250	2,5 1,9 1,6	~0,8 ~0,8 0,5	~1,0 ~1,0 1,0
	1:1 1:1 1:1 1:1 1:1 1:1	0,021 0,021 0,021 0,167 0,333 0,333	2,0 1,2 1,0	~0,5 0,5 0,5	~1,0 1,0 1,0
	2:1 2:1 2:1 2:1 2:1 2:1	0,042 0,042 0,042 0,167 0,500 0,500	1,4 0,7 0,4	0,5 0,5 0,5	1,0 1,0 1,0
	1:2 1:2 1:2 1:2 1:2 1:2	0,021 0,021 0,021 0,083 0,167 0,167	1,8 1,7 1,7	~1,0 ~1,0 ~1,0	~1,1 ~1,1 ~1,1
	1:1 1:1 1:1 1:1 1:1 1:1	0,015 0,015 0,015 0,118 0,235 0,235	1,5 1,5 1,5	~0,5 ~0,5 ~0,5	~1,0 ~1,0 ~1,0

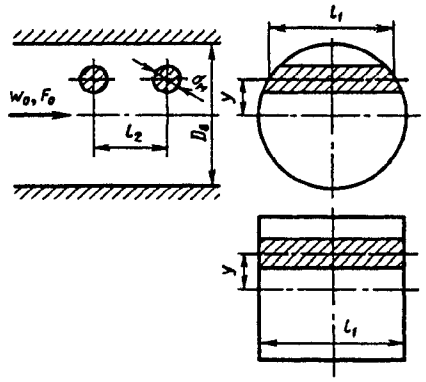
Схема распорки	c_0/b_0	r/b_0	c_x	τ	k_2
	2:1 2:1 2:1 2:1 2:1 2:1	0,042 0,042 0,042 0,167 0,333 0,333	1,1 1,1 1,1	0,5 0,5 0,5	1,0 1,0 1,0
	1:1 1:1 1:1 1:1 1:1 1:1	0,021 0,021 0,021 0,083 0,250 0,250	1,2 1,3 1,1	0,5 0,5 0,5	1,0 1,0 1,0
	1:1 1:1 1:1 1:1 1:1 1:1	0,021 0,021 0,021 0,083 0,250 0,250	2,0 1,9 1,8	~1,0 ~1,0 ~1,0	~1,0 ~1,0 ~1,0
	—	0,37	0,75	~0,5	~1,0
	2	—	~0,5	~0,5	~1,0
	0,5	—	1,6—1,7	~0,5	~1,0
	1,5	0,10	0,5—0,6	0,5	1,0
	0,67	0,16	1,5	~1,0	~1,1
	0,67	—	1,5	~1,0	~1,1
	1,85	—	1,0	0,5	1,0
	1,00	—	1,3—1,45	0,5	1,0
	0,50	—	1,6	~1,0	~1,1
	0,29	—	1,85	~1,0	~1,1

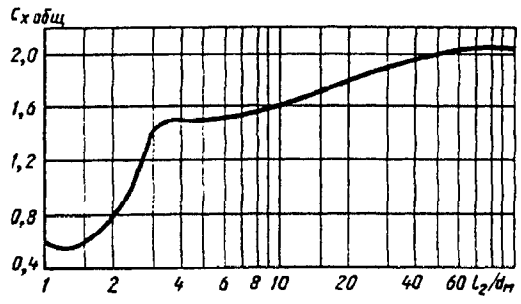
Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-12, 10-21, 10-22, 10-44, 10-48]	**Диаграмма 10-4**

Схема распорки	c_0/b_0	r/b_0	c_x	τ	k_2	Схема распорки	c_0/b_0	r/b_0	c_x	τ	k_2
	1,85	—	1,8	~1,0	~1,1		4	—	~0,28	0,5	1,0
	1,00	—	2,0	~1,0	~1,1		8	—	~0,2	0,5	1,0
	0,5	—	2,1	~1,0	~1,1		1	—	1,2—1,3	0,5	1,0
	0,29	—	2,0—2,1	~1,0	~1,1		1	—	2,3	0,5	1,0

Пара круговых цилиндров в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\mathbf{Re'=w_0 d_м/\nu>10^5}$; $\boldsymbol{S_м/F_0<0{,}3}$ [10-21, 10-22]	**Диаграмма 10-5**

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=c_{x\,общ}\frac{S_м/F_0}{(1-0{,}5S_м/F_0)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{1/3}$$



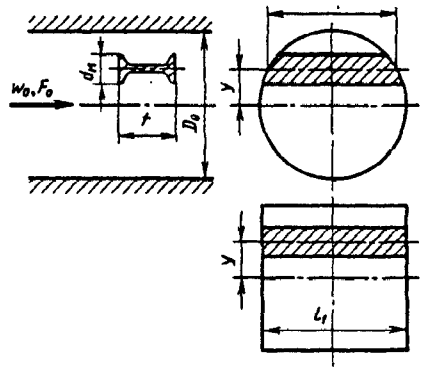


$$S_м=d_м l_1$$

$l_2/d_м$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	10	20	30	50	100
$c_{x\,общ}$	0,60	0,60	0,76	1,10	1,44	1,50	1,52	1,62	1,82	1,92	2,0	2,06

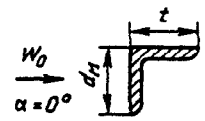
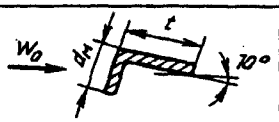
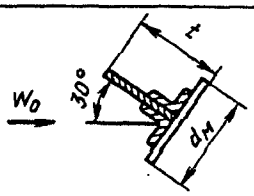
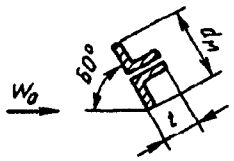
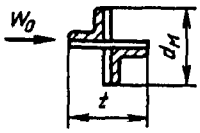
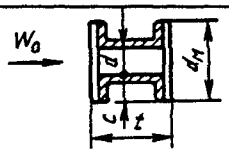
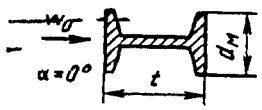
Профили (фасонные) в трубе, плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$; $Re'=w_0 d_м/\nu>10^5$; [10-3, 10-48]	Диаграмма 10-6

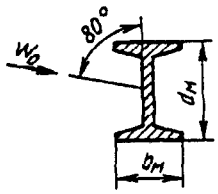
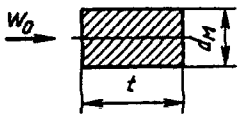
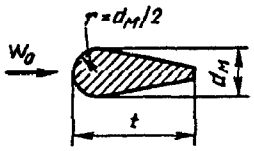
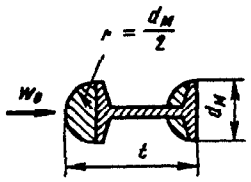
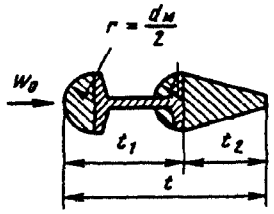
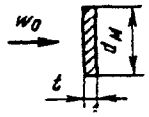
$S_м = d_м l_1$



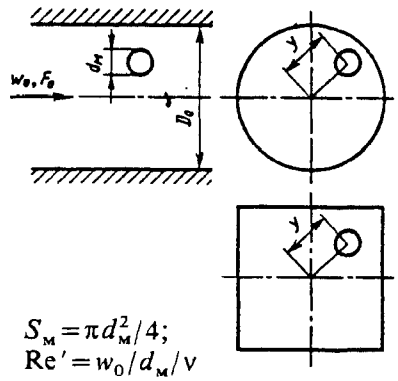
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_2 c_x \frac{S_м/F_0}{(1-\tau S_м/F_0)^3} \times \left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{1/3},$$

где c_x и τ см. таблицу для данного профиля при указанном угле атаки α

Профиль	$t/d^м$	c_x	τ	k_2
	1,0	2,76	~1,0	~1,0
	0,5	2,68	~1,0	~1,1
	1,08	2,66	~1,0	~1,1
	0,46	1,66	~1,0	~1,1
	1,0	1,76	~1,0	~1,1
 $b/d_м=0{,}29$; $c/d_м=0{,}42$	0,63	2,2	~1,0	~1,1
	2,1—2,2	1,2	~1,0	~1,1

Профиль	$t/d^м$	c_x	τ	k_2
	2,2	2,08	~1,0	~1,1
	0,65 2,2	1,8 0,9	~0,5	1,0
	2,2	0,15	0,5	1,0
	2,2	0,5	~1,0	~1,1
	2,2	0,3	~0,5	~1,0
	→0	2,40	~1,0	~1,1

Шар в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0,3$ [10-6, 10-17, 10-48]	Диаграмма 10-7



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{S_м/F_0}{(1-0,5S_м/F_0)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{1/3};$$

$S_м = \pi d_м^2/4;$
$\mathrm{Re}' = w_0 d_м/\nu$

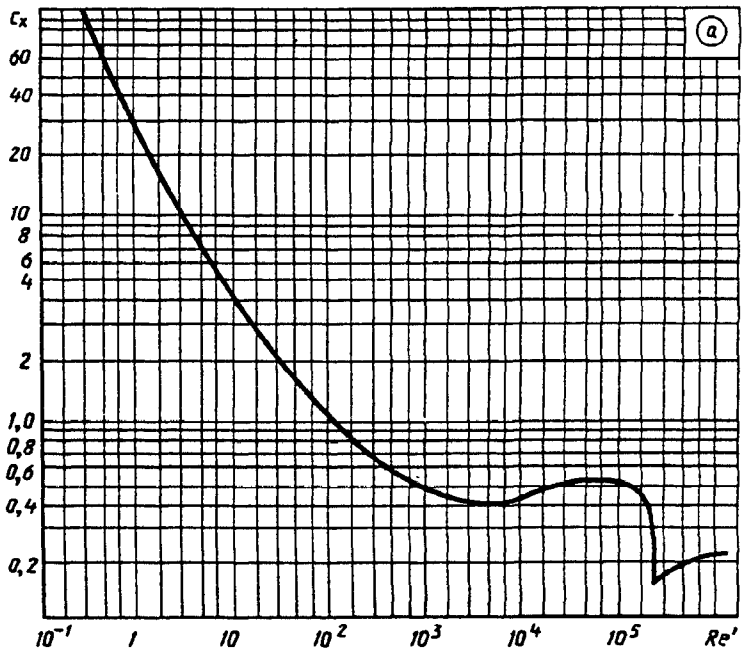
1) $\varepsilon_т = \sqrt{\overline{w'^2}}/w_0 \approx 0$ (где $\varepsilon_т$ — степень турбулентности):
а) $\mathrm{Re}' = w_0 d^м/\nu << 1,0$; $c^x = 24/\mathrm{Re}'$;
б) $0,1 < \mathrm{Re}' < 10^3$; $c_x = 24/\mathrm{Re}' + 4/(\mathrm{Re}')^{1/3}$;
в) $0 < \mathrm{Re}' < 5 \cdot 10^5$;

$$c_x \approx \left(\frac{24}{\mathrm{Re}'} + \frac{4,565}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}} - \frac{0,491}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}\right)[1-\mathrm{th}(0,00025\,\mathrm{Re})]' +$$
$$+0,42\,\mathrm{th}(0,00025\,\mathrm{Re}') + 0,02\,\mathrm{th}(0,0001\,\mathrm{Re}')$$

в целом $c_x = f(\mathrm{Re}')$ см. график *а*.

2) $\varepsilon_т = 0,07 \div 0,35$ и $400/\varepsilon_т < \mathrm{Re}' < 3 \cdot 10^4$; $c_x = \dfrac{3990}{(\lg \mathrm{Re}')^{6,1}} - \dfrac{4,47 \cdot 10^5}{\mathrm{Re}'^{1,8}\varepsilon_т^{0,97}} = f(\mathrm{Re}', \varepsilon_т)$ см. график *б*

Re′	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-3}$	10^{-2}	$5 \cdot 10^{-2}$	10^{-1}	$5 \cdot 10^{-1}$	1,0	2,0	3,0	4,0	5	10	20
c_x	$2,4 \cdot 10^4$	$4,8 \cdot 10^3$	$2,4 \cdot 10^3$	$4,8 \cdot 10^2$	$24,4 \cdot 10$	50,70	26,90	14,80	10,65	8,45	7,12	4,32	2,74



Re′	30	40	50	80	10^2	$1,5 \cdot 10^2$	$2 \cdot 10^2$	$3 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$5 \cdot 10^3$	10^4
c_x	2,14	1,80	1,58	1,23	1,09	0,90	0,79	0,68	0,57	0,47	0,38	0,40

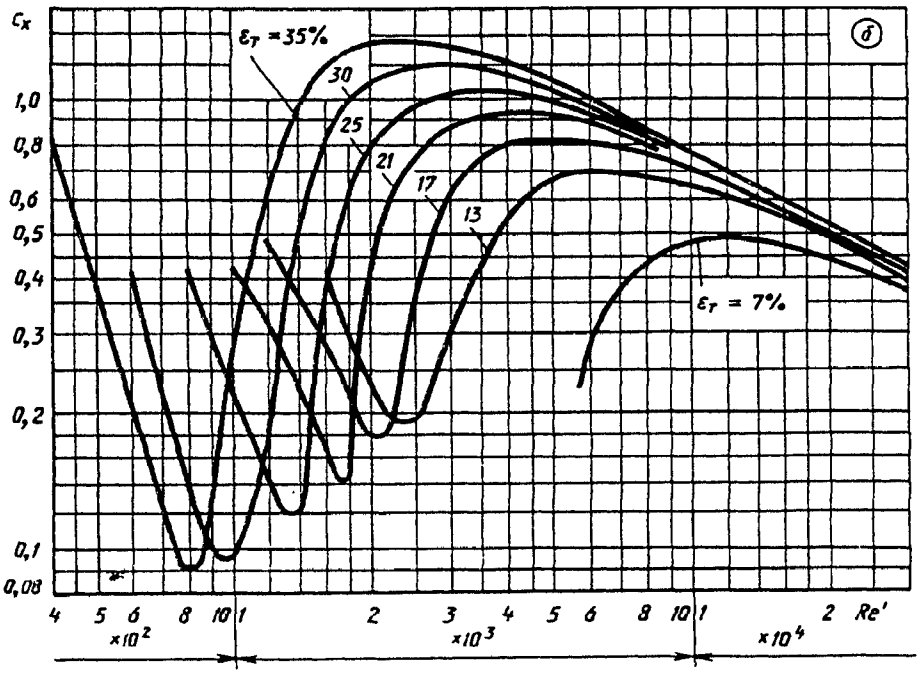
Re′	$5 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	$9 \cdot 10^5$	10^6
c_x	0,49	0,50	0,49	0,40	0,18	0,19	0,20	0,21	0,21	0,22	0,22

Шар в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0 < 0{,}3$ [10-6, 10-17, 10-48]	**Диаграмма 10-7**

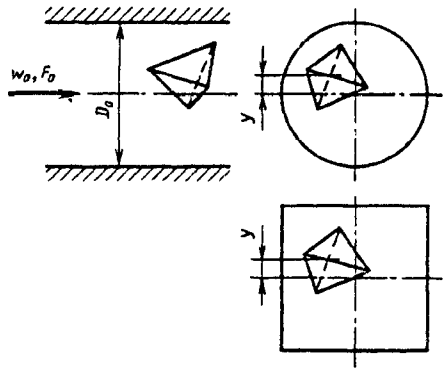
Значения c^x

$\varepsilon_т$	$Re' \cdot 10^{-3}$										
	0,4	0,6	0,8	1	1,15	1,34	1,6	1,7	1,9	2,11	2,36
0,11	—	—	—	—	—	—	—	0,42	0,33	0,29	0,20
0,13	—	—	—	—	—	—	0,40	0,35	0,25	0,20	0,19
0,15	—	—	—	—	—	—	0,35	0,35	0,23	0,18	0,19
0,17	—	—	—	—	0,50	0,40	0,29	0,23	0,18	0,18	0,29
0,19	—	—	—	0,58	0,40	0,30	0,23	0,18	0,16	0,31	0,51
0,21	—	—	—	0,42	0,33	0,25	0,16	0,14	0,33	0,52	0,68
0,23	—	—	0,60	0,34	0,25	0,18	0,14	0,35	0,54	0,70	0,83
0,25	—	—	0,40	0,24	0,17	0,12	0,36	0,57	0,73	0,85	0,95
0,30	—	0,40	0,14	0,10	0,17	0,45	0,84	0,97	1,07	1,14	0,19
0,35	0,80	0,20	0,09	0,25	0,53	0,91	1,18	1,26	1,31	1,35	1,36

$\varepsilon_т$	$Re' \cdot 10^{-3}$										
	2,67	3,08	3,64	4,44	5,7	8	10	15	20	25	30
0,07	—	—	—	—	0,23	0,43	0,48	0,48	0,41	0,41	0,38
0,09	—	—	—	0,24	0,45	0,55	0,56	0,52	0,46	0,42	0,39
0,11	0,20	0,24	0,25	0,46	0,59	0,63	0,61	0,54	0,48	0,43	0,40
0,13	0,21	0,26	0,47	0,61	0,69	0,68	0,65	0,56	0,49	0,44	0,40
0,15	0,28	0,49	0,64	0,73	0,76	0,72	0,67	0,57	0,50	0,44	0,40
0,17	0,49	0,65	0,76	0,82	0,82	0,75	0,69	0,58	0,50	0,45	0,41
0,19	0,67	0,79	0,86	0,89	0,86	0,78	0,71	0,59	0,51	0,45	0,41
0,21	0,81	0,89	0,94	0,94	0,90	0,80	0,72	0,59	0,51	0,45	0,41
0,23	0,92	0,98	1,01	0,99	0,93	0,81	0,73	0,60	0,51	0,46	0,41
0,25	1,02	1,06	1,06	1,03	0,95	0,83	0,74	0,60	0,52	0,46	0,41
0,30	1,21	1,21	1,17	1,10	1,00	0,85	0,76	0,61	0,52	0,46	0,42
0,35	1,35	1,31	1,25	1,16	1,04	0,87	0,77	0,62	0,53	0,46	0,42



Тела изотермической формы; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0,3$ [10-6]	Диаграмма 10-8



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx c_x \frac{S_м/F_0}{(1-S_м/F_0)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{1/3};$$

$$c_x = \left(\frac{28{,}47}{\mathrm{Re}'\lg\dfrac{15{,}38}{\varphi}} + \frac{4{,}565\,\varphi}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}} - \frac{0{,}491\,\varphi}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}\right) \times$$

$$\times \{1 - th\,[0{,}01282\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0{,}9805)]\} + 2{,}86 \times$$

$$\times (\varphi - 0{,}8531)\,\mathrm{th}\,[0{,}01282\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0{,}9805)] +$$

$$+ (7{,}76 - 2{,}86\,\varphi - 4{,}88/\varphi)\,\mathrm{th}\,[0{,}00104\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0{,}9038)]$$

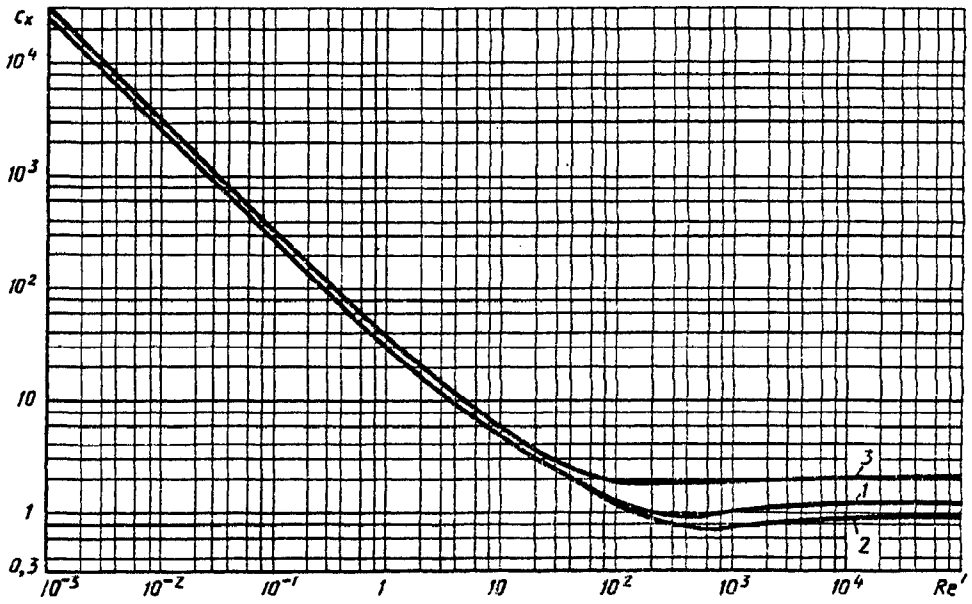
см. кривые $c_x = f(\mathrm{Re}')$;

$\varphi = 1{,}182$ — для октаэдров; $\varphi = 1{,}104$ — для кубооктаэдров; $\varphi = 1{,}50$ — для тетраэдров

$S_м = \pi d_э^2/4$;

$d_э$ см. п. 22;

$\mathrm{Re}' = w_0 d_м/\nu$

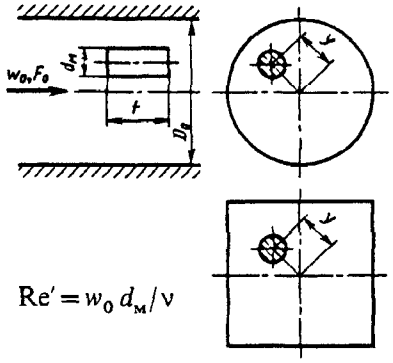


Значения c_x

Кривая	Re′						
	10^{-3}	10^{-2}	10^{-1}	$5\cdot10^{-1}$	1,0	2,0	5,0
1 (октаэдры)	$2{,}5\cdot10^4$	$2{,}5\cdot10^3$	$2{,}5\cdot10^2$	$5{,}2\cdot10$	30	15	8,0
2 (кубооктаэдры)	$2{,}5\cdot10^4$	$2{,}5\cdot10^3$	$2{,}5\cdot10^2$	$5{,}5\cdot10$	29	16	7,4
3 (тетраэдры)	$2{,}9\cdot10^4$	$2{,}9\cdot10^3$	$2{,}9\cdot10^2$	$5{,}6\cdot10$	33	19	9,0

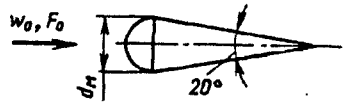
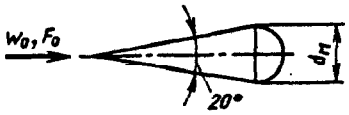
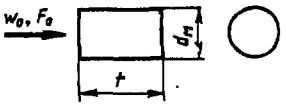
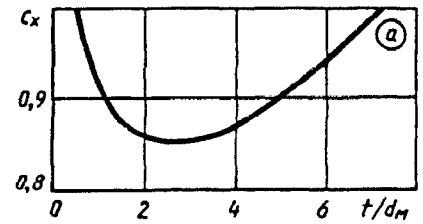
Кривая	Re′								
	10	50	10^2	$5\cdot10^2$	10^3	$5\cdot10^3$	10^4	$5\cdot10^4$	10^5
1 (октаэдры)	5,0	1,8	1,25	0,93	1,0	1,20	1,25	1,25	1,25
2 (кубооктаэдры)	4,5	1,7	1,15	0,72	0,75	0,86	0,90	0,90	0,90
3 (тетраэдры)	5,6	2,2	1,80	1,90	2,0	2,05	2,05	2,05	2,05

Тела различной формы в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-38, 10-48]	Диаграмма 10-9

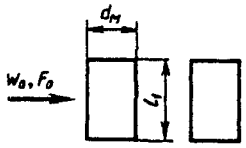
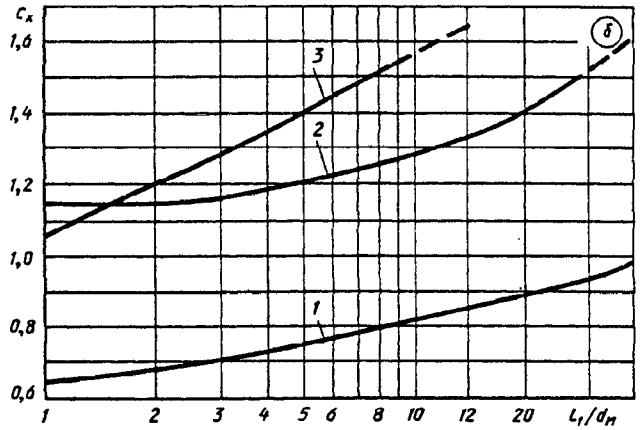
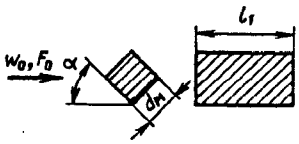
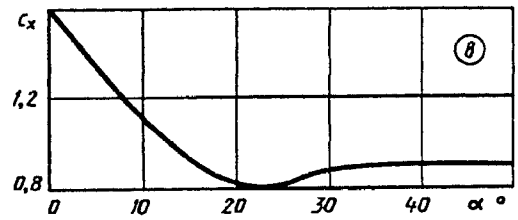
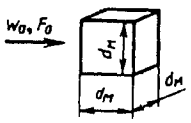


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_2 c_x \frac{S_м/F_0}{(1-\tau S_м/F_0)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{1/3}$$

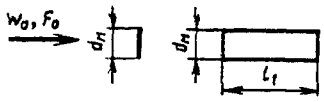
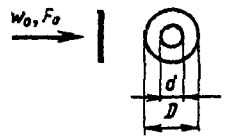
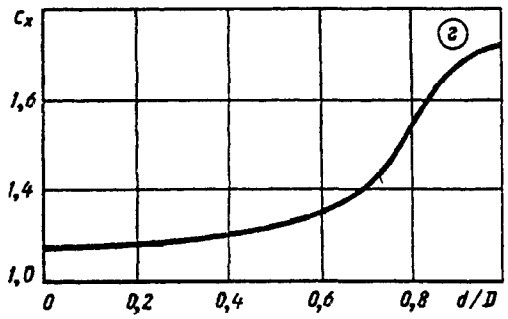
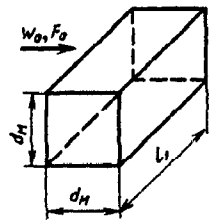
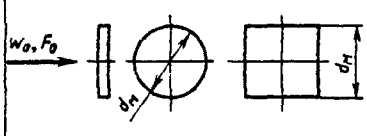
$\mathrm{Re}' = w_0 d_м/\nu$

Наименование тела и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x
Выпуклая полусфера-чашка (без ограничивающей плоскости); $S_м=\pi d_м^2/4$ 	$\mathrm{Re}'=4\cdot10^5$; $c_x=0{,}36$; $\mathrm{Re}'=5\cdot10^5$; $c_x=0{,}34$ $\tau\approx0{,}5$; $k_2\approx1{,}2$
Полусфера-конуса; $S_м=\pi d_м^2/4$ 	$\mathrm{Re}'=1{,}35\cdot10^5$; $c_x=0{,}088$; $\tau\approx0{,}5$; $k_2\approx1{,}2$
Вогнутая полусфера-чашка (без ограничивающей плоскости); $S_м=\pi d_м^2/4$ 	$\mathrm{Re}'=4\cdot10^5$; $c_x=1{,}44$; $\mathrm{Re}'=5\cdot10^5$; $c_x=1{,}42$ $\tau\approx1{,}5$; $k_2\approx1{,}2$
Конус-полусфера, $S_м=\pi d_м^2/4$ 	$\mathrm{Re}'=1{,}35\cdot10^5$; $c_x=0{,}16$ $\tau\approx0{,}5$; $k_2\approx1{,}2$
Круговой гладкий цилиндр, продуваемый параллельно образующей; $S_м=\pi d_м^2/4$ 	$t/d_м$: 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 c_x: 1,0 | 0,91 | 0,85 | 0,85 | 0,87 | 0,90 | 0,95 | 0,99  $\tau\approx0{,}5$; $k_2\approx1{,}2$

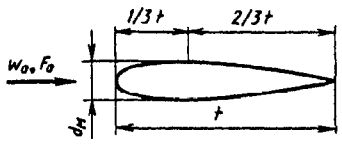
Тела различной формы в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-38, 10-48]	Диаграмма 10-9

Наименование тела и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x						τ	k_2
Круговой гладкий цилиндр, продуваемый перпендикулярно к его образующей; $S_м=d_м l_1$; $Re'=8{,}8\cdot10^4$ 	Кривая *1* графика *б*						~1,0	~1,1
	$l_1/d_м$	1,0	2,0	5,0	10	40	∞	
	c_x	0,63	0,68	0,74	0,82	0,98	1,20	
								
Конус (прямой, с плоским основанием) $S_м=\frac{\pi d_м^2}{4}$; $Re'=2{,}7\cdot10^5$ 	α°	30		60			0,5	1,0
	c_x	0,35		0,61				
Квадратный брус; $S_м=d_м l_1$; $l_1/d_м=5$ 	α°	0	10	20	30	40	50	0,5	1,0
	c_x	1,58	1,12	0,80	0,87	0,89	0,90		
									
Куб ($t/d_м=l_1/d_м=1$); $Re'=8\cdot10^5$ 	$c_x=1{,}05$;							0,5	1,0

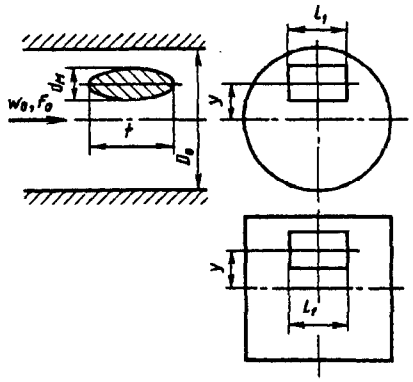
Тела различной формы в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-38, 10-48]	**Диаграмма 10-9**

Наименование тела и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x								τ	k_2
Прямоугольная пластинка; $S_м=d_м l_1$; $Re'=6\cdot10^5$ 	Кривая *2* графика *б*								~1,5	~1,1
	$l_1/d_м$	1,0	2,0	2,8	4,0	5,0	10	20	∞	
	c_x	1,16	1,16	1,18	1,19	1,21	1,29	1,40	2,0	
Шайба; $S_м=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)$; $Re'=3{,}6\cdot10^5$ 	$\frac{d}{D}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5		~1,0	~1,1
	c_x	1,16	1,16	1,16	1,18	1,20	1,22			
	$\frac{d}{D}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0				
	c_x	1,25	1,40	1,78	1,92	2,00				
										
Призматическое тело квадратного сечения; $Re'\geqslant5\cdot10^5$ 	Кривая *3* графика *б*								~1,0	~1,0
	$l_1/d_м$	0,15	0,20	0,3	0,5	1,0	2,0	5,0	∞	
	c_x	0,57	0,67	0,77	0,90	1,05	1,20	1,40	2,0	
Круглый или квадратный диск; $Re'=6{,}2\cdot10^5$ 	$c_x=1{,}16$								~1,0	~1,0

Тела различной формы в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-38, 10-48]	**Диаграмма 10-9**

Наименование тела и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x					τ	k_2
Тело вращения; $Re'=(5\div6)\cdot10^5$; угол атаки $\alpha=0\div20°$	$\bar{t}=t/d_м$	3	4	5	6	0,5	1,0
	c_x	0,05-0,10	0,05-0,12	0,06-0,15	0,075-0,18		

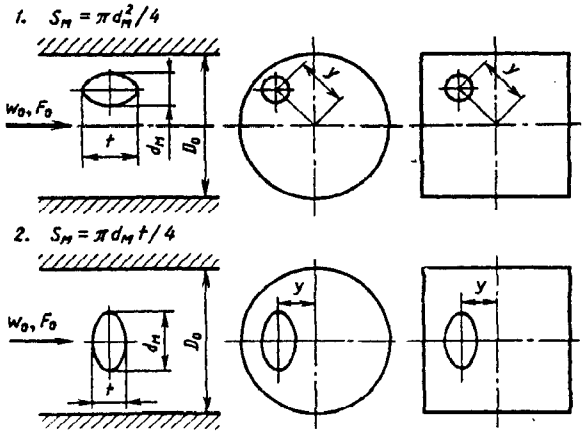
Цилиндр (эллиптический, гладкий) или эллипсоид в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-48]	**Диаграмма 10-10**



$$S_м=d_м l_1;\quad Re'=w_0 d_м/\nu$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=c_x\frac{S_м/F_0}{(1-0{,}5S_м/F_0)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{1/3}$$

Эллиптический цилиндр: $c_x=f(Re')$ см. график *а*;



1. Значения c_x (график *а*)

$l_1/d_м$	$Re'\cdot10^{-5}$			
	0,3	0,4	0,5	0,6
2,5	0,38	0,31	0,26	0,22
3,0	0,32	0,26	0,22	0,19
3,5	0,28	0,24	0,21	0,18
4,0	0,25	0,21	0,18	0,16

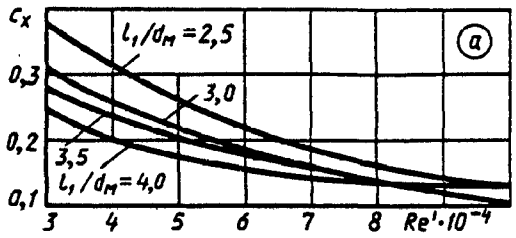
$l_1/d_м$	$Re'\cdot10^{-5}$			
	0,7	0,8	0,9	1,0
2,5	0,18	0,16	0,14	0,13
3,0	0,16	0,14	0,12	0,11
3,5	0,16	0,14	0,12	0,11
4,0	0,15	0,14	0,13	0,13

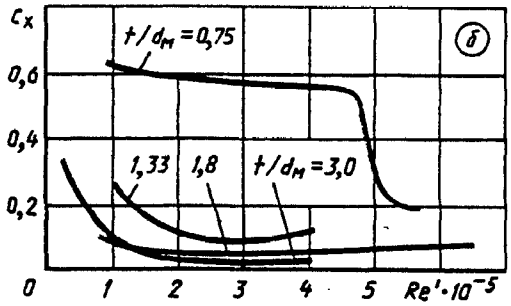
Цилиндр (эллиптический, гладкий) или эллипсоид в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F<0{,}3$ [10-48]	**Диаграмма 10-10**

Эллипсоид $c_x=f(\mathrm{Re}')$ см. график *б*

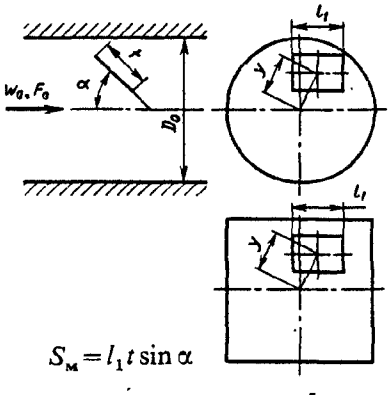
2. Значения c_x (график *б*)

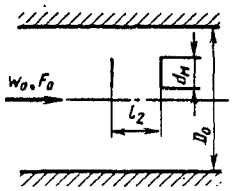
$t/d_м$	$\mathrm{Re}'\cdot 10^{-5}$							
	0,2	0,5	1,0	2	3	4	5	6
0,75	—	—	0,62	0,59	0,58	0,57	0,31	0,20
1,33	—	—	0,26	0,10	—	0,12	—	—
1,80	0,32	0,22	0,10	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08
3,00	—	—	0,07	0,05	0,05	0,06	—	—





Прямоугольная пластинка в паре круглых пластинок в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$; $\mathrm{Re}'=w_0d_м/\nu=(4\div6)\cdot10^5$ [10-10, 10-38, 10-48]	**Диаграмма 10-11**





$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1{,}1c_x\frac{S_м/F_0}{(1-S_м/F_0)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{1/3}$$

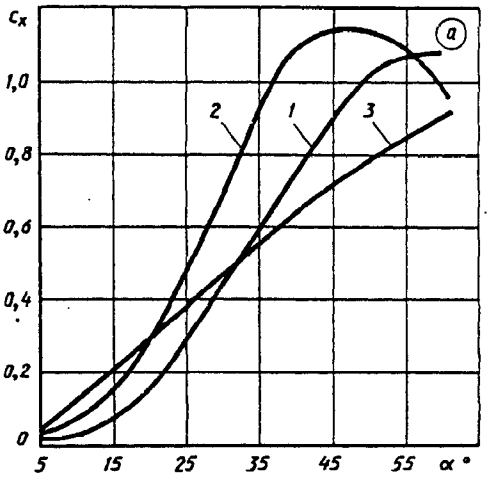
1. Прямоугольная пластинка: $c_x=f(\alpha)$ см. график *а*;

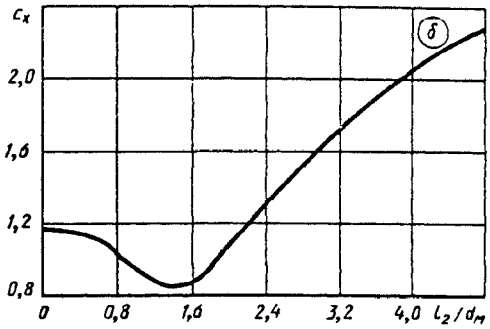
Значения c_x (график *а*)

Кривая (l_1/t)	α°						
	5	10	20	30	40	50	60
1 (0,2)	0,02	0,03	0,17	0,44	0,76	1,02	1,08
2 (1,0)	0,04	0,09	0,30	0,70	1,10	1,13	0,98
3 (5,0)	0,05	0,14	0,30	0,47	0,64	0,80	0,90

Прямоугольная пластинка в паре круглых пластинок в трубе; пространственное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$; $\mathrm{Re}'=w_0 d_м/\nu=(4\div 6)\cdot 10^5$ [10-10, 10-38, 10-48]	**Диаграмма 10-11**

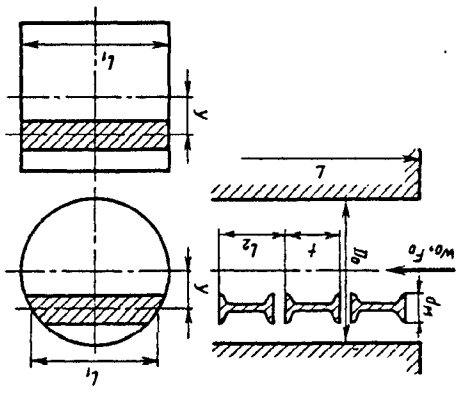
2. Пара круглых пластинок: $c_x=c_{x\,общ}=f(l_2/d_м)$ см. график *б*

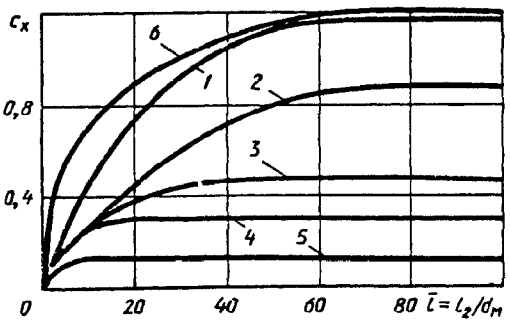




$l_2/d_м$	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
$c_{x\,общ}$ (график *б*)	1,16	1,15	1,13	1,05	0,93	0,86	0,85	0,93	1,11	1,38	1,63	1,85	2,05	2,22

Профили (фасонные), помещенные в трубу в один продольный ряд; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F<0{,}3$ $\mathrm{Re}'=w_0 d_м/\nu>10^5$ [10-3]	**Диаграмма 10-12**





$S_м=d_м l_1$; $D_г=4F_0/\Pi_0$; $\bar{l}=l_2/d_м$

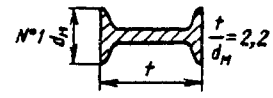
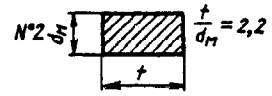
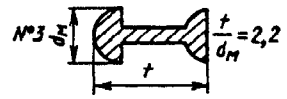
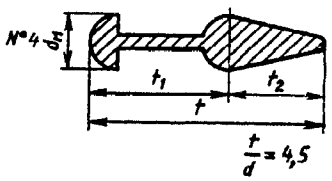
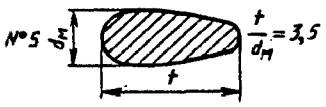
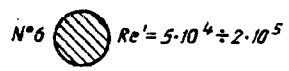
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_2\frac{c_x}{d_м/D_г}\frac{1}{\bar{l}}\frac{S_м/F_0}{(1-\tau S_м/F_0)}(1-2y/D_0)^{1/3}L/D_г+$$

$$+\lambda L/D_г,$$

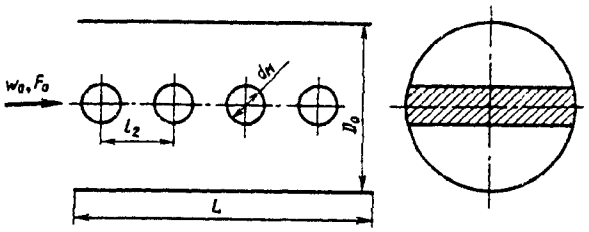
где $c_x=f(\bar{l})$ см. график; λ см. диаграммы 2-1—2-6

Профили (фасонные), помещенные в трубу в один продольный ряд; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F<0{,}3$ $\mathrm{Re}'=w_0 d_м/\nu>10^5$ [10-3]	**Диаграмма 10-12**

Значения c_x

Схема профиля	k_2	τ	T									
			2	5	10	20	30	40	50	60	70	100
	$\sim 1{,}1$	$\approx 1{,}0$	0,10	0,24	0,44	0,75	0,95	1,06	1,14	1,18	1,18	1,18
	$\sim 1{,}1$	$\approx 1{,}5$	0,10	0,17	0,28	0,45	0,60	0,71	0,80	0,85	0,88	0,88
	1,0	$\sim 1{,}0$	0,10	0,17	0,27	0,37	0,43	0,46	0,47	0,47	0,47	0,47
	1,0	0,5	—	0,17	0,26	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	1,0	0,5	—	0,11	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
	1,0	0,5	0,40	0,53	0,70	0,88	1,0	1,10	1,17	1,20	1,20	1,20

Цилиндры (гладкие) в трубе в один центральный продольный ряд; плоскопараллельное обтекание [10-5]	Диаграмма 10-13



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_т \times$$

$$\times \left\{ \frac{85(1-1{,}18 d_м/D_0)\left[(2\lg(l_2/d_м)+1)(d_м/D_0)^{1,4}\right]^{2,5}}{\left[(\mathrm{Re}')^{0,25}(1+0{,}25 l_2/d_м)^{10-5\mathrm{Re}'}\right]} + \right.$$

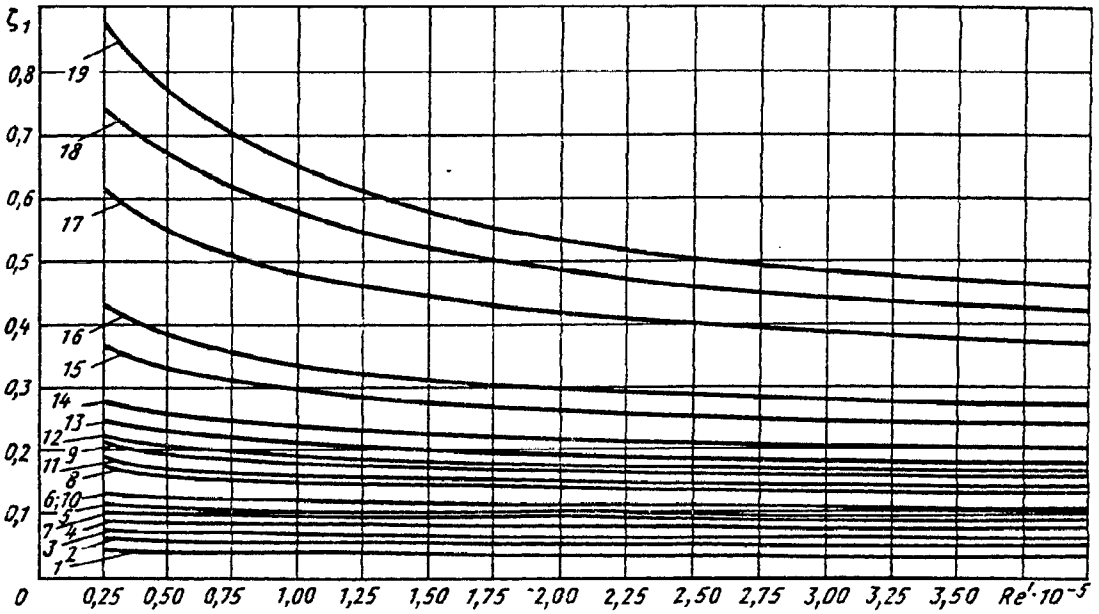
$$\left. + (2\lg(l_2/d_м)+1)(d_м/D_0)^{1,4} \right\} + \lambda L/D_0 = n_т \zeta_1 + \zeta_{тр},$$

где $n_т$ — число трубок в продольном ряду; $\mathrm{Re}' = w_0 d_м/\nu$; ζ_1 см. график и таблицу; λ — см. диаграммы 2-1—2-4

Формула верна при $0{,}08 < d_м/D_0 \leqslant 0{,}35$; $1{,}3 \leqslant l_2/d_м \leqslant 4{,}5$; $2{,}5 \cdot 10^4 < \mathrm{Re} < 4 \cdot 10^5$.

При $d_м/D_0 \leqslant 0{,}15$ и $\lg \mathrm{Re} > 5{,}35 + \dfrac{17{,}5 d_м/D_0 - 2{,}6}{l_2/d_м}$ и при $d_м/D_0 > 0{,}15$ и $\lg \mathrm{Re} > 5{,}35 + \dfrac{5 d_м/D_0 - 0{,}75}{l_2/d_м}$

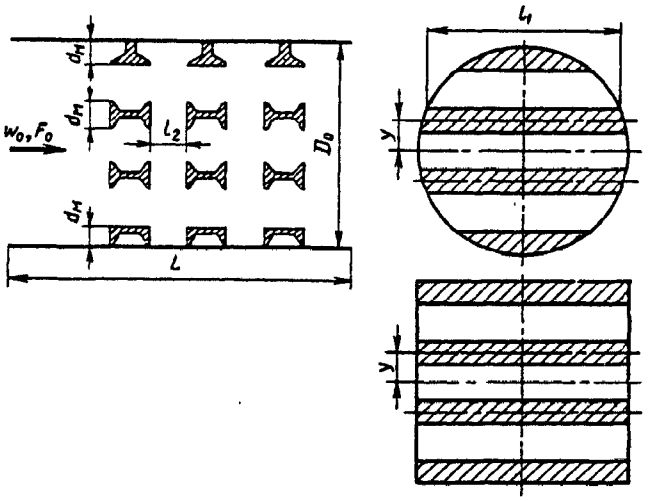
$$\zeta = n_т \left[2\lg(l_2/d_м)+1\right](d_м/D_0)^{1,4}$$



Значения ζ_1

№ кривой	$d_м/D_0$	$l_2/d_м$	$\mathrm{Re}' \cdot 10^{-5}$					№ кривой	$d_м/D_0$	$l_2/d_м$	$\mathrm{Re}' \cdot 10^{-5}$				
			0,25	1,0	2	3	4				0,25	1,0	2	3	4
1	0,08	1,5	0,026	0,026	0,035	0,039	0,039	*11*	0,18	2,0	0,210	0,183	0,174	0,174	0,174
2	0,08	3,0	0,070	0,070	0,072	0,073	0,074	*12*	0,18	2,7	0,220	0,190	0,183	0,183	0,183
3	0,08	4,5	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	*13*	0,18	3,3	0,235	0,210	0,210	0,205	0,205
4	0,12	2,0	0,087	0,087	0,087	0,087	0,087	*14*	0,22	2,0	0.270	0,235	0,225	0.225	0,225
5	0,12	3,0	0,096	0,096	0,096	0,096	0,096	*15*	0,22	3.0	0,350	0,300	0,260	0,250	0,250
6	0,12	4,0	0,132	0,122	0,122	0,122	0,122	*16*	0,22	4,0	0,420	0,340	0,300	0,295	0,295
7	0,15	1,5	0,097	0,097	0,097	0,097	0,097	*17*	0,34	2,0	0,600	0,480	0,530	0.400	0,383
8	0,15	3,0	0,157	0,140	0,140	0,140	0,140	*18*	0,34	2,7	0,750	0,570	0,490	0,450	0,445
9	0,15	4,5	0,180	0,157	0,157	0,157	0,157	*19*	0.34	3,3	0,900	0,650	0,550	0,500	0,470
10	9,18	1,3	0,109	0,109	0,109	0,104	0,104								

Труба (ствол) с различными фасонными распорками (расстрелами) поперек сечения и вдоль канала; $S_м/F_0<0,3$; $Re'=w_0d_м/\nu>10^4$ [10-3]	Диаграмма 10-14

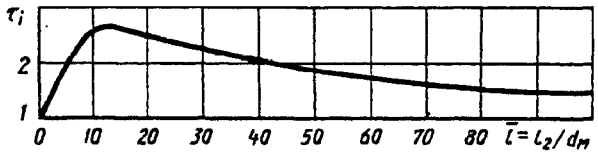


$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx 1{,}15\sum_{i=1}^{n_р}\frac{c_{x1i}S_{мi}/F_0(1-2y/D_0)^{1/3}}{(d_м/D_г)_i\bar{l}_i\left(1-\sum_{i=1}^{n_р}\tau_i S_{мi}/F_0\right)^3}\times\left(\times\frac{L}{D_г}+\lambda\frac{L}{D_г}\right),$$

где i — порядковый номер ряда распорок; $n_р$ — число рядов; c_{x1i} определяется, как c_{x1} для данного профиля, в зависимости от $\bar{l}=l_2/d_м$ по диаграмме 10-12; λ см. диаграммы 2-1—2-6; τ_i находят в зависимости от формы профиля: а) для двутавра, швеллера, уголка, пластин с фронтальным набеганием потока, прямоугольника и т. д. — по кривой $\tau_i=f(\bar{l})$; б) для профилей удобообтекаемой формы $\tau_i\approx 0{,}5$

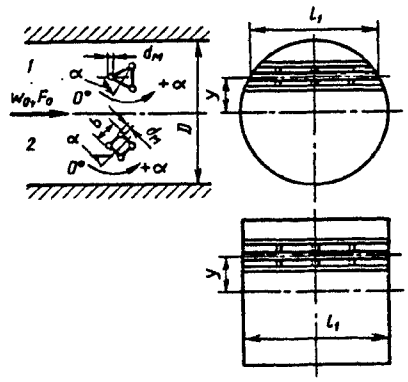
$$D_г=4F_0/П_0$$

$$\bar{l}=l_2/d_м$$



$\bar{l}$	0	2	4	6	8	10	15	20	30	40	50	80	100
τ_i	1,00	1,35	1,70	2,10	2,40	2,60	2,60	2,50	2,30	2,10	1,90	1,55	1,45

Ферма, помещенная в трубу; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0,3$ [10-36]	Диаграмма 10-15



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=c^*_{x\alpha}\frac{S_м/F_0}{(1-0{,}5S_м/F_0)^3},$$

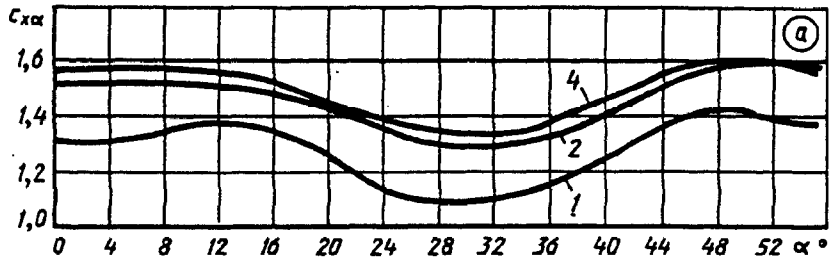
где $c^*_{x\alpha}=c_{x\alpha}c^*_{x0}/c_{x0}$.

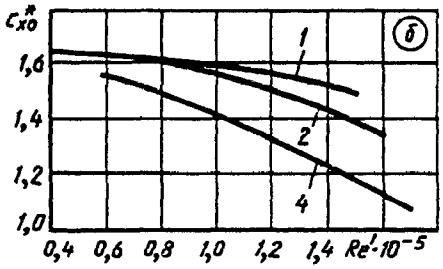
Треугольная ферма: $c_{x\alpha}=f(\alpha)$ см. график *а* ($Re'=w_0d_м/\nu=1{,}18\cdot10^5$); c^*_{x0} см. кривые $c_{x0}=f(Re')$ графика *б*, полученные при $\alpha=0$; c^*_{x0} см. график *а* при $\alpha=0$

$S_м/F_0\approx\varphi' bl_1/F_0$;
b — ширина профиля;
φ' — коэффициент заполнения фермы

Ферма, помещенная в трубу; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0 < 0{,}3$ [10-36]	**Диаграмма 10-15**

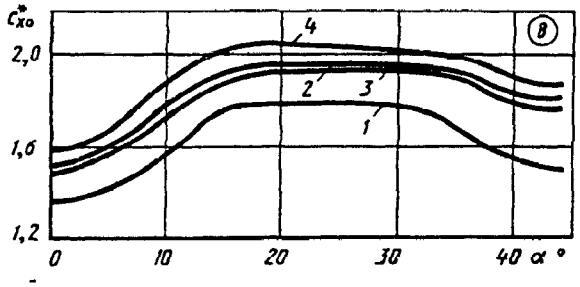






Значения $c_{x\alpha}$

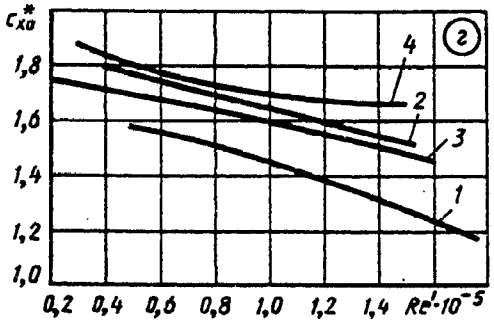
Ферма и кривые	α, °										
	0	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60
1	1,32	1,37	1,37	1,25	1,13	1,10	1,15	1,25	1,39	1,42	1,40
2	1,52	1,52	1,49	1,43	1,35	1,30	1,32	1,42	1,53	1,58	1,58
4	1,57	1,57	1,54	1,47	1,39	1,35	1,37	1,46	1,57	1,60	1,55



Значения c^*_{x0}

Фермы и кривые	$Re' \cdot 10^{-5}$						
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	1,6
1	1,65	1,63	1,61	1,58	1,55	1,50	—
2	1,65	1,63	1,60	1,55	1,50	1,40	1,35
4	—	1,55	1,50	1,41	1,32	1,17	1,12

Ферма, помещенная в трубу; плоскопараллельное обтекание; $S_м/F_0<0{,}3$ [10-36]	**Диаграмма 10-15**



Квадратная ферма: $c_{x\alpha}=f(\alpha)$ см. график *в* ($Re'=w_0 d_м/\nu=1{,}18\cdot10^5$); c^*_{x0} см. кривые $c_{x0}=f(Re')$ графика *г*, полученные при $\alpha=0$; c_{x0} см. график *в* при $\alpha=0$

Значения $c_{x\alpha}$

Ферма и кривые	α°								
	0	5	10	15	20	30	35	40	45
1	1,35	1,42	1,55	1,78	1,79	1,78	1,67	1,54	1,50
2	1,50	1,60	1,78	1,93	1,95	1,95	1,93	1,83	1,81
3	1,49	1,56	1,73	1,89	1,93	1,93	1,91	1,80	1,77
4	1,59	1,68	1,88	2,03	2,05	2,03	1,99	1,90	1,88

Значения c^*_{x0}

Ферма и кривые	$Re'\cdot10^{-5}$						
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
1	—	1,55	1,50	1,44	1,38	1,30	1,22
2	1,80	1,74	1,70	1,65	1,6	1,54	—
3	1,72	1,68	1,64	1,59	1,55	1,51	1,46
4	1,84	1,77	1,73	1,70	1,68	1,66	—

РАЗДЕЛ ОДИННАДЦАТЫЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТРУБ И КАНАЛОВ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫХОДНЫХ УЧАСТКОВ)

11-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. При выходе потока из сети кинетическая энергия выходящей струи всегда теряется для этой сети; поэтому в общем случае потери на выходе складываются из внутренних потерь в выходном участке $\Delta p_{вн}$ и потерь динамического давления $\Delta p_д$ струи, выходящей из сети:

$$\Delta p = \Delta p_{вн} + \Delta p_д.$$

Коэффициент сопротивления выхода, приведенный к скорости в узком поперечном сечении,

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{\Delta p_{вн} + \Delta p_д}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вн} + \zeta_д.$$

В общем случае поле скоростей на выходе не бывает равномерным; поэтому динамическое давление определяется по заданному распределению скоростей:

$$\Delta p_д = \frac{1}{Q} \int_{F_{вых}} \frac{\rho w^3}{2} dF$$

и

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p_д}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{F_0} \int_{F_{вых}} \left(\frac{w}{w_0}\right)^3 dF = \frac{1}{n_1^2} \cdot \frac{1}{F_{вых}} \times$$

$$\times \int_{F_{вых}} \left(\frac{w}{w_{вых}}\right)^3 dF = \frac{1}{n_1^2} N,$$

где $n_1 = F_{вых}/F_0$ — степень расширения выходного участка; $N = \frac{1}{F_{вых}} \int_{F_{вых}} \left(\frac{w}{w_{вых}}\right)^3 dF$ — коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса) в сечении выходного участка.

2. В случае свободного выхода потока из прямого участка трубы (канала) постоянного сечения в большой объем полные потери сводятся только к потерям динамического давления на выходе, и так как при этом $F_0 = F_{вых}$ ($n_1 = 1$), то общий коэффициент сопротивления

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{\Delta p_д}{\rho w_0^2/2} = N.$$

Коэффициент N зависит от характера распределения скоростей на выходе. При равномерном распределении скоростей он равен единице, в остальных случаях всегда больше единицы.

3. Если скорости на выходе распределяются по степенному закону (см. пп. 6—9 параграфа 4-1)

$$w/w_{max} = (1 - y/R_0)^{1/m},$$

[где w, w_{max} — соответственно скорость в данной точке и максимальная скорость по сечению, м/с; R_0 — радиус сечения, м; y — расстояние от оси трубы (канала), м; $m \geqslant 1$], то коэффициент сопротивления выхода из трубы круглого и (практически квадратного) сечения вычисляется по формуле автора [11-15, 11-17]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{(2m+1)^3 (m+1)^3}{4m^4 (2m+3)(m+3)},$$

а коэффициент сопротивления выхода из плоской трубы — по формуле

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{(m+1)^3}{m^2 (m+3)}.$$

При распределении скоростей на выходе из плоской трубы по закону тригонометрической функции (см. п. 10 параграфа 4-1)

$$w/w_0 = 1 + \Delta w/w_0 \sin(4k_1 \pi y/b_0)$$

(где Δw — отклонение скорости в данной точке от средней по сечению скорости, м/с; k_1 — целое число; $\pi = 3{,}14...$) коэффициент сопротивления выхода

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 + 1.5(\Delta w/w_0)^2.$$

4. При заделке выходного участка заподлицо в стенку, вдоль которой проходит поток со скоростью w_∞ (независимо от протекаемого по каналу потока), возникает такое же явление, как и в случае притока струи через отверстие в тонкой стенке (см. четвертый раздел, пп. 41—48).

В случае притока струи через прямые каналы струя выходит из них без поджатия сечения, благодаря чему потери динамического давления не становятся больше его значения, взятого по средней скорости в сечении канала. Потери полного давления в случае притока при определенных отношениях скоростей $w_\infty/w_0 > 0$ становятся даже меньше указанного динамического давления ($\zeta < 1$), что обусловливается (см. пп. 41—48 четвертого раздела) явлением возрастания разрежения в вихревой зоне на подветренной стороне струи, выходящей из канала [11-27].

5. Сопротивление диффузоров при свободном выходе в большой объем (диффузоров, установленных на выходе из сети) складывается из потерь в самом диффузоре и потерь динамического давления на выходе из него. Подробно о влиянии основных параметров на сопротивление диффузоров и структуру потока в них см. пятый раздел. Значения коэффициентов сопротивления диффузоров, установленных на выходе из сети, полученные экспериментально [11-21], приведены на диаграммах 11-3—11-6 в зависимости от α, n_1, условий входа и числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu$.

6. Значения коэффициентов восстановления давления $\bar{p} = p_1/p_0^* = p_a/p_0^*$ (где p_a — давления окружающей среды; p_0^* — полнос давление в сечении *0—0*) в зависимости от относительной скорости $\lambda_c \equiv w_0/a_{кр}$ (*и* числа Re) при различных n_1 и l_0/D_0 для диффузоров, установленных на выходе из сети, при больших дозвуковых скоростях [11-7] приведены на диаграммах 11-4.

Связь между коэффициентом сопротивления диффузоров и коэффициентом восстановления давления может быть получена по формулам, аналогичным формулам п. 55 пятого раздела, в которые вместо $\bar{p}_0$ подставляется $\bar{p}$.

7. При выходе потока на экран потери зависят от относительного расстояния между экраном и выходным участком трубы. В одних случаях установка экрана приводит к увеличению потерь, а в других — к их уменьшению. В частности, экран за цилиндрическим участком или за прямолинейным диффузором с углами расширения α до 30° всегда вызывает увеличение потерь. Экран за криволинейным диффузором или за прямолинейным с углами расширения, бо́льшими 30°, при соответствующем выборе расстояния от экрана до диффузора может значительно уменьшить общие потери.

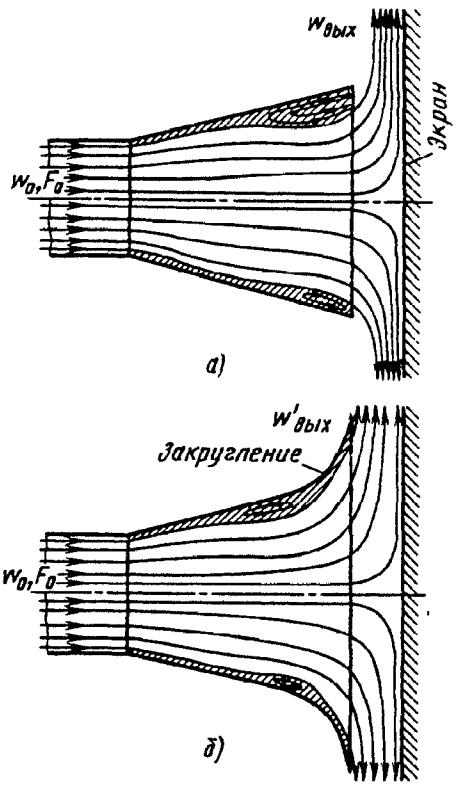


Рис. 11-1. Схема потока при выходе его из диффузора на экран:
а **— без закругления выходной кромки диффузора;** ***б*** **— с закруглением выходной кромки диффузора**

8. Экран за диффузором создает подпор, заставляющий поток растекаться по сечению. Это приводит к уменьшению области отрыва потока, а следовательно, к более эффективному его растеканию. При этом уменьшаются как потери внутри диффузора, так и потери динамического давления на выходе. Одновременно экран заставляет поток повернуться в радиальном направлении (на 90°) до выхода из сети. При отсутствии плавного закругления на выходной кромке диффузора этот поворот сопровождается значительным сжатием струи (рис. 11-1, *а*), а следовательно, повышением ее кинетической энергии, поэтому при установке экрана за диффузором с небольшой степенью расширения, когда средняя скорость потока в месте поворота значительна, выигрыш, получаемый из-за растекания и более полного расширения струи в диффузоре, может оказаться меньше тех дополнительных потерь, которые появляются вследствие сжатия струи на выходе. При большой степени расширения (большом угле) диффузора потери из-за поворота потока становятся сравнительно небольшими и влияние экрана оказывается более благоприятным.

9. Плавное закругление выходной кромки диффузора или прямого участка уменьшает,

во-первых, сжатие струи (рис. 11-1, *б*), во-вторых, приводит к образованию кольцевого диффузора, в котором происходит дополнительное расширение струи и соответственно переход кинетической энергии в энергию давления. Поэтому установка экрана за диффузором с закругленными краями целесообразна как при большой, так и малой степени расширения диффузора (включая и $n_1=1$, т. е. прямой участок).

10. Для прямолинейных диффузоров с большими углами расширения и диффузоров или прямых участков с закругленными кромками существует оптимальное расстояние $(h/D_г)_{опт}$ между экраном и выходным отверстием, при котором коэффициент сопротивления участка с выходом на экран получается минимальным. При большом расстоянии экрана от выходного участка (практически при $h/D_г>0{,}6$) влияние экрана не сказывается, и потери равны потерям без экрана. При близком расположении экрана к выходному отверстию участка, практически при $h/D_г<0{,}15$, скорость протекания потока между экраном и выходной кромкой повышается, и потери резко возрастают. Оптимальное расстояние $(h/D_г)_{опт}=0{,}15\div0{,}25$ соответствует наиболее благоприятным условиям, при которых одновременно со снижением скорости протекания уменьшается и вихреобразование из-за отрыва потока при его повороте и расширении.

11. Если принять [11-13] следующие параметры диффузоров с закругленными краями и с экраном: $l_д/D_г=2{,}5$; $\alpha=14\div16°$; $R_0/D_г=0{,}6\div0{,}7$; $D_э/D_г=3{,}0$; $h/D_г=0{,}24\div0{,}26$, то коэффициент полного сопротивления такого диффузора

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0{,}25\div0{,}35.$$

12. Меньшее значение ζ получается при тщательной обработке (полировании) поверхности диффузора и очень плавном переходе от входного коллектора к диффузору (см. схему диаграммы 11-8).

Значения коэффициентов сопротивления таких тщательно изготовленных диффузоров с выходом потока на экран

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1-\eta_д,$$

где $\eta_д$ — КПД диффузора, определяемый по данным опытов [11-41], см. диаграмму 11-8.

13. При установке выходного диффузора за центробежным вентилятором следует учесть рекомендации, изложенные в пп. 77-80 пятого раздела. Установка диффузора за вентилятором, работающим на всасывании с выпуском потока в большой объем («на выпуск»), особенно необходима, так как при этом потери на выходе, согласно данным И. Л. Локшина и Газирбековой [11-24], могут быть уменьшены в 3-4 раза.

Относительную длину пирамидального диффузора, помещенного за центробежным вентилятором (работающим на всасывании), целесообразно выбирать не больше $l_д/b_0=2{,}5\div3{,}0$ при углах расширения $\alpha=8\div12°$, а относительную длину плоского диффузора — не более $l_д/b_0=4\div5$ при $\alpha=15\div25°$. Коэффициенты сопротивления диффузоров, установленных за центробежными вентиляторами, определяются по диаграммам 11-11—11-15.

14. В некоторых случаях осуществляется выпуск потока из центробежного вентилятора через диффузор или отвод в короб [11-6] (см. диаграмму 11-14). На той же диаграмме приведены коэффициенты сопротивления составных элементов (диффузор, отвод, короб) за вентиляторами с лопатками, загнутыми назад.

15. Коэффициенты сопротивления конических диффузоров, установленных за осевыми вентиляторами [3-3, 11-6], приведены на диаграмме 11-15.

16. Коэффициент полного сопротивления $\zeta_п$ осекольцевого диффузора с прямолинейными образующими (см. пп. 82, 83 пятого раздела), расположенного за лопаточным венцом осевых турбомашин (вентиляторов, компрессоров, турбин), при свободном выходе движущейся среды в большой объем определяется по экспериментальным данным, полученным С. А. Довжиком и В. И. Морозовым [11-12] и приведенным на диаграмме 11-9 в виде зависимости $\zeta_п$ от угла α_1 при различных α_2 для диффузоров с $\bar{d}_0=0{,}688$ и $\bar{l}_д$, равным 0,5 и 1,0.

При неравномерном поле скоростей на входе в диффузор или при расположении диффузора за работающей осевой машиной коэффициент сопротивления

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=k_д\zeta_п,$$

где $k_д$ — поправочный коэффициент, определяемый по диаграмме 5-1 или соответственно по диаграмме 5-19.

Коэффициенты полного сопротивления радиально-кольцевых и осерадиально-кольцевых (комбинированных) диффузоров выпускных патрубков турбомашин (см. пп. 84—89 пятого раздела), установленных на всасывании и выбрасывающих поток в большой объем, приведены на диаграмме 11-10.

17. Анализ экспериментальных данных, проведенный И. В. Брусиловским [11-4], показал, что коэффициент сопротивления $\zeta_п$ осекольцевого диффузора с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть также определен как $\zeta_п^{пл}$, значения которых даны на диаграмме 11-9 (графики *г* и *д*) для плоских диффузоров в зависимости от $n_1=F_1/F_2$ и приведенной длины

$$\bar{l}_{пр}=\frac{2\lg[(1+\bar{D}_1)/\cos\alpha_1+(\bar{d}_0+\bar{d}_1)/\cos\alpha_2]}{1-\bar{d}_0^2}; \quad (11\text{-}1)$$

при этом $\bar{l}_{пр}=2\bar{l}_{пл}$, где $\bar{l}_{пл}=l_{пл}/h_0$ — относительная длина образующей плоского диффузора, значение которой по всей области рассматриваемых графиков отличается от относительной осевой длины диффузора, как правило, не более чем на 1%; h_0 — ширина входного сечения диффузора, остальные обозначения см. диаграмму 11-9.

18. Выходные участки в виде вытяжных шахт имеют такие же форму и параметры, что и приточные шахты; при выборе их следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в п. 27 третьего раздела.

19. К выходным участкам относятся и приточные насадки, называемые так в соответствии с помещением, в которое притекает воздух. Основные требования, которые предъявляются к приточным насадкам,—это обеспечить быстрое затухание струи, выходящей из насадки, или, наоборот, обеспечить сосредоточенную струю. Природа потерь в таких насадках такая же, как и в рассмотренных выше случаях выхода потока из сети. В основном они сводятся к потере кинетической энергии при той или иной степени сжатия или расширения струи.

20. В справочнике коэффициенты сопротивления приведены не только для наиболее рациональных форм насадков, но и для насадков более простых форм, к которым, в частности, относятся насадки в виде обычных колен или отводов.

21. В некоторых случаях раздача приточного воздуха осуществляется через воздуховоды с перфорированной поверхностью (см. диаграмму 11-19). Такая раздача воздуха обеспечивает быстрое затухание приточных струй, что во многих случаях является желательным. Вместе с тем при больших отношениях суммарной площади отверстий к площади поперечного сечения воздуховода ($\bar{f}_0=F_{отв}/F_0>0{,}5$) равномерная раздача потока по длине не обеспечивается.

Клиновидные воздуховоды обеспечивают более равномерную раздачу потока вдоль перфорированной поверхности, чем воздуховоды постоянного сечения, если отношение конечной площади к начальной находится в пределах $F_1/F_0=0{,}15\div1{,}0$.

22. Коэффициент общего сопротивления приточного насадка с перфорированной поверхностью в пределах $0{,}5<\bar{f}_0<3{,}0$ и $0<F_1/F_0<1{,}0$ можно вычислить по формуле М. И. Гримитлина [11-9]

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\frac{1{,}8}{\bar{f}_0^2}+\left(\frac{l}{D_г}\right)^{0{,}15}. \quad (11\text{-}2)$$

При этом для $F_1/F_0>0$ получаются несколько завышенные значения ($\approx$на 20%).

Более точные данные получаются по другой формуле Гримитлина

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1{,}62\bar{f}_0^{-2{,}2}\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^{0{,}25\bar{f}_0}(\lambda l/D_г)^{-0{,}05}+1.$$

График *а* на диаграмме 11-19 построен в соответствии с более упрощенной формулой (11-1).

23. В качестве приточных насадков часто применяются и обычные колена или отводы с выходом потока в большой объем. Сопротивление таких колен и отводов существенно зависит от длины выходного участка. Вначале с удлинением этого участка потери несколько возрастают, затем начинают резко уменьшаться и с некоторого значения l_0/b_0 становятся постоянными. Такой характер изменения кривой сопротивления объясняется формой и величиной вихревой зоны, образуемой у внутренней стенки колена за поворотом.

24. Вихревая зона в колене начинает образовываться у самой кромки поворота и, постепенно расширяясь, достигает на некотором расстоянии от этой кромки максимальной ширины. После этого вихревая зона начинает опять сжиматься, пока поток полностью не растечется по сечению. Таким образом, при укорачивании выходного участка колена до сечения, в котором ширина вихревой зоны будет наибольшей, т. е. живое сечение наиболее сжатое, поток выходит в большой объем с наибольшими скоростями, а следовательно, с наибольшей потерей энергии. Этому случаю и соответствует максимум ζ на графиках диаграмм 11-16—11-18.

25. При полном отсутствии выходного участка за коленом вихревой зоны еще нет, и поток выходит в большой объем с меньшей скоростью, а следовательно, коэффициент сопротивления ζ меньше. При этом он все же снижается незначительно. Последнее объясняется тем, что поток по инерции поджимается к верхней стенке, вследствие чего скорость на выходе получается значительно больше средней скорости по сечению.

26. При установке сравнительно длинного выходного участка обеспечивается полное растекание потока по сечению, и коэффициент сопротивления ζ получает наименьшее значение, увеличиваясь с возрастанием l_1/b_0 вследствие возрастания потерь на трение в прямом участке.

Для колена со свободным выходом потока и расширенным вдвое выходным сечением коэффициент сопротивления уменьшается на 40—50%.

27. Для уменьшения сопротивления колен, установленных на выходе в большой объем, можно также применять направляющие ло-

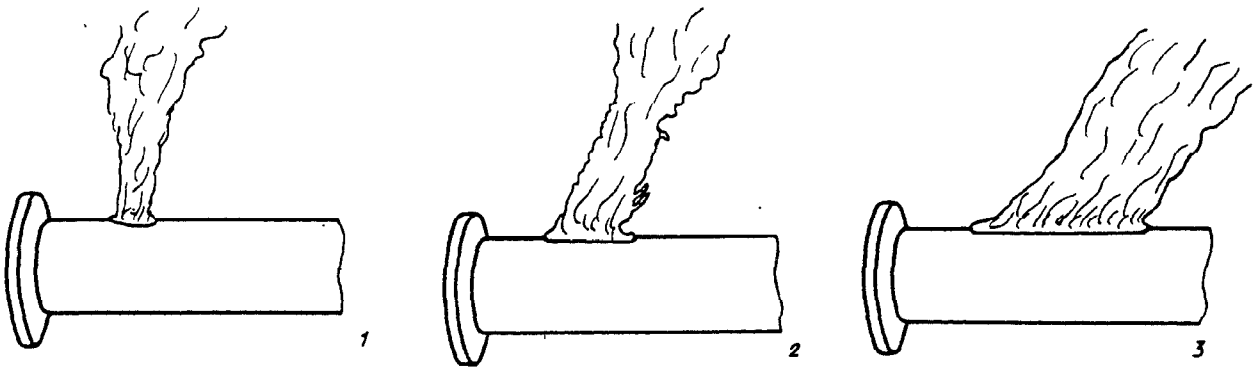


Рис. 11-2. Спектры выхода задымленного потока воздуха из бокового отверстия на концевом участке трубы [11-36]:
1 — $\bar{f}=0{,}29$; *2* — $\bar{f}=0{,}62$; *3* — $\bar{f}=1{,}15$

патки. При этом относительное уменьшение сопротивления получается даже больше, чем для колен с длинными выходными участками, так как абсолютное значение сопротивления выходных колен значительно больше, чем сопротивление колен с участками за ними.

28. Коэффициент сопротивления прямого выходного участка с плоской решеткой или шайбой на выходе (истечение из отверстия в неограниченное пространство $F_2=\infty$, см. схему диаграммы 11-22) при $\mathrm{Re}=w_0 d_г/\nu>10^5$ в общем случае вычисляется по формуле автора [см. формулу (4-10)]:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left[1+\zeta'(1-\bar{f})^{0,75}+\right.$$
$$\left.+\tau(1-\bar{f})^{0,375}+\lambda l/d_г\right]\cdot\bar{f}^{-2}, \qquad (11\text{-}3)$$

где ζ' — коэффициент сопротивления входа, определяемый, как ζ, по диаграммам 3-4 и 3-7; τ — коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки решетки (шайбы), формы входной кромки отверстия и условий протекания потока через него; λ — коэффициент сопротивления трения в отверстиях решетки (шайбы); $\bar{f}=F_{отв}/F_р$ — коэффициент живого сечения решетки (шайбы).

Общий случай приводится к ряду частных случаев:

а) при острых краях отверстий ($l/d_г=0$) $\zeta'=0{,}5$; $\tau=1{,}41$ и $\lambda l/d_г=0$ выражение (11-3) приводится к следующей формуле автора:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left[1+0{,}5(1-\bar{f})^{0,75}+\right.$$
$$\left.+1{,}41(1-\bar{f})^{0,375}\right]\cdot\bar{f}^{-2}; \qquad (11\text{-}4)$$

б) при утолщенных краях отверстий коэффициент $\zeta'=0{,}5$, а коэффициент $\tau=f(l/d_г)$ определяется по диаграмме 11-23 (график *а*);

в) при срезанных или закругленных по потоку краях отверстий

$$\lambda l/d_г=0 \text{ и } \tau\approx 2\sqrt{\zeta'},\ \zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=$$
$$=\left[1+\zeta'(1-\bar{f})^{0,75}+2\sqrt{\zeta'}(1-\bar{f})^{0,375}\right]\bar{f}^{-2}. \qquad (11\text{-}5)$$

При срезанных по потоку краях отверстий коэффициент ζ' определяется как ζ конического коллектора с торцовой стенкой в зависимости от угла сужения α и относительной длины $l/d_г$ по графику *б* диаграммы 11-23.

При закругленных краях отверстий коэффициент ζ' определяется как ζ кругового коллектора с торцовой стенкой в зависимости от $r/d_г$ по графику *в* той же диаграммы.

29. Для переходной и ламинарной областей течения коэффициент сопротивления может быть определен по следующим приближенным формулам (в соответствии с пп. 36—37 четвертого раздела):

при $30<\mathrm{Re}<10^4\div10^5$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_ф/\bar{f}^2+\varepsilon_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

при $10<\mathrm{Re}<30$

$$\zeta=33/(\mathrm{Re}\bar{f}^2)+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re}<10$

$$\zeta=33/(\mathrm{Re}\bar{f}^2),$$

где $\zeta_ф=f_1(\mathrm{Re},\ F_0/F_1)$, $\bar{f}=F_{отв}/F_0$ и соответствует отношению F_0/F_1; $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f_2(\mathrm{Re})$ определяются по диаграмме 4-19; $\zeta_{кв}$ — коэффициент сопротивления данного вида решетки находят соответственно по формулам (11-4)—(11-5).

30. Сопротивление бокового выхода из концевого участка трубы (см. схему диаграммы 11-25) больше сопротивления прямого выхода через шайбу или решетку (см. диаграммы 11-29), так как это связано с дополнительным поворотом потока на 90° (с изменением количества движения струи). Чем больше $\bar{f}=F_{отв}/F_0$, тем относительно больше эта разница.

На относительное возрастание сопротивления с увеличением $\bar{f}$ влияет и то обстоятельство, что с ростом отношения площадей возрастает относительная скорость потока в трубе, усиливающая скос и сжатие струи при выходе из отверстия (рис. 11-2).

Боковой выход через два отверстия, расположенные одно против другого, повышает сопротивление выхода в тем большей степени, чем больше $\bar{f}$.

31. Коэффициент сопротивления решеток с неподвижными жалюзи при установке их на выходе из прямого канала (см. диаграмму 11-26) может быть приближенно вычислен по следующим формулам:

а) $l/b'_1 \geqslant (l/b'_1)_{опт}$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1 + 0{,}85\left(1 - \bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right) + \zeta_{тр}\right]\frac{k_1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2;$$

б) $l/b'_1 < (l/b'_1)_{опт}$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1 + 0{,}85\left(1 - \bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right) + \zeta_{тр}\right]\frac{k_1}{\bar{f}^2} \times \left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2 + \Delta\zeta,$$

где

$\Delta\zeta \approx 0{,}5\left[11(1-\bar{f}) - l/b'_1\right]$; $\zeta_{тр} = \lambda l/b'_1$; $k_1 = 1{,}0$ — для стандартной решетки (входные кромки срезаны вертикально); $k_1 = 0{,}6$ — для улучшенной решетки (входные и выходные кромки срезаны горизонтально); $\bar{f} = F_{отв}/F_0$ — коэффициент живого сечения решетки; λ — коэффициент сопротивления трения каналов жалюзи, определяемый в зависимости от $\mathrm{Re} = w_{отв} b'_1/\nu$ по диаграммам 2-1—2-6.

32. Энергия утопленной свободной струи, выходящей в неограниченный объем, является потерянной для данной сети. В табл. 11-1 и 11-2 приведены формулы для расчета соответствующих параметров свободной струи, как для начального ее участка, так и для основного (данные Г. Н. Абрамовича [11-1]). Под начальным участком понимается участок струи, в котором, начиная от выходного отверстия подводящего канала, скорость по оси остается неизменной и равной начальной скорости. Под основным участком понимается участок всей остальной части струи, в которой скорость по оси постепенно уменьшается и затухает. Сечение раздела обоих участков называется переходным (рис. 11-3).

11-1. Параметры осесимметричной свободной затопленной струи *1

Параметры	Участок	
	начальный	основной ($\bar{s} > 12$)
	Осесимметричная струя	
Тангенс угла одностороннего расширения внешней границы *2	$\mathrm{tg}\alpha_1 = 0{,}144$; $\alpha_1 \approx 8°20'$	$\mathrm{tg}\alpha_1 = 0{,}22$; $\alpha_1 = 12°30'$
Тангенс угла одностороннего сужения ядра постоянной скорости	$\mathrm{tg}\alpha_2 = 0{,}126$; $\alpha_2 = 7°10'$	—
Относительный диаметр внешней границы	$\bar{D}_s \equiv D_s/D_0 = 1 + 0{,}144\bar{s}$; $\bar{s} = s/R_0$; $R_0 = D_0/2$	$\bar{D}_s = 0{,}22\bar{s}$
Относительная площадь сечения	$\bar{F}_s \equiv F_s/F_0 = (1 + 0{,}144\bar{s})^2$	$\bar{F}_s = (0{,}22\bar{s})^2$
Относительная толщина пограничного слоя	$\bar{b}_{пс} \equiv b_{п.с}/R_0 = 0{,}27\bar{s}$	$\bar{R}_s = \bar{b}_{п.с} = 0{,}22\bar{s}$
Относительная ширина ядра первоначальной массы	$\bar{R}_{п.м} \equiv R_{п.м}/R_0 = 1 + 0{,}0186\bar{s} + 0{,}00012\bar{s}^2$	$\bar{R}_{п.м} = 0{,}22\bar{s}\eta_я$, где $\eta_я = f(\bar{s})$ см. рис. 11-4
Относительная длина начального участка	$\bar{s}_н \equiv s_н/R_0 \approx 8$	—
Относительная толщина струи в конце начального участка	$\bar{R}_н \equiv R_н/R_0 = 2{,}16$	—
Относительная скорость по оси струи	$\bar{w}_m \equiv w_m/w_0 = 1$	$\bar{w}_m = 12{,}4/\bar{s}$
Относительная средняя арифметическая (по площади) скорость	$w_{ср} \equiv \bar{w}_{ср}/w_m = Q/(w_0 F_s) = \frac{1 + 0{,}073\bar{s} + 0{,}002\bar{s}^2 - 0{,}0001\bar{s}^3 + \cdots}{1 + 0{,}316\bar{s} + 0{,}022\bar{s}^2 - 0{,}00047\bar{s}^3 + \cdots} \cdots \frac{+0{,}000002\bar{s}^4}{+0{,}000002\bar{s}^4}$	$\bar{w}_{ср} = 0{,}258 = \mathrm{const}$

Продолжение

Параметры	Участок	
	начальный	основной ($\bar{s}>12$)
Относительная средняя квадратичная (по расходу) скорость	$\bar{w}'_{ср}\equiv w'_{ср}/w_m=\frac{m}{w_m m_s}=\frac{\int w dm}{w_m m_s}=$ $=(1+0{,}073\bar{s}+0{,}002\bar{s}^2-0{,}0001\bar{s}^3+$ $+0{,}000002\bar{s}^4)^{-1}$	$\bar{w}'_{ср}=0{,}52=\text{const}$
Относительный расход через данное сечение	$\bar{q}\equiv Q/Q_0=1+0{,}073\bar{s}+0{,}002\bar{s}^2-$ $-0{,}0001\bar{s}^3+0{,}000002\bar{s}^4$	$\bar{q}=0{,}155\bar{s}$
Относительный запас кинетической энергии в данном сечении	$\bar{e}\equiv 2E/(m_0 w_0^2)=1-0{,}036\bar{s}-0{,}0008\bar{s}^2+$ $+0{,}00006\bar{s}^3+0{,}000002\bar{s}^4$	$\bar{e}=7{,}75/\bar{s}$
Относительный запас энергии постоянной масы струи в данном сечении	$\bar{e}_я\equiv 2E_я/(m_0 w_0^2)=(1-0{,}125\bar{s})^2+$ $+0{,}54\bar{s}(1+0{,}144\bar{s})K_1-0{,}27\bar{s}K_2$, где $K_1=f_1(\eta_{н.я})$ и $K_2=f_2(\eta_{н.я})$ см. табл. 11-3 или формулы (11-6); $\eta_{н.я}=0{,}515-0{,}006\bar{s}$	$\bar{e}_я=92H_1/\bar{s}$, где $H_1=f_1(\eta_я)$ см. табл. 11-3 или формулу (11-7); $\eta_я=f(s)$ см. рис. 11-4
Коэффициент сопротивления (потери энергии)	$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1-\bar{e}$	$\zeta=1-\bar{e}$
Коэффициент количества движения	$M_s\equiv\frac{1}{F_s F_s}\int\left(\frac{w}{w_{ср}}\right)^2 dF=\frac{1}{\bar{q}\bar{w}_{ср}}$	$M_s=\frac{1}{\bar{q}\bar{w}_m\bar{w}_{ср}}=2{,}02$
Коэффициент кинетической энергии	$N_s\equiv\frac{1}{F_s F_s}\int\left(\frac{w}{w_{ср}}\right)^3 dF=\frac{\bar{e}}{\bar{q}\bar{w}^2_{ср}}$	$N_s=\frac{\bar{e}}{\bar{q}\bar{w}^2_m\bar{w}^2_{ср}}=4{,}88$

Плоская струя

Тангенс угла одностороннего расширения внешней границы	$\text{tg}\alpha_1=0{,}158$ $\alpha_1\approx 9°$	$\text{tg}\alpha_1=0{,}22$ $\alpha_1\approx 12°30'$
Тангенс угла одностороннего сужения ядра постоянной скорости	$\text{tg}\alpha_2=0{,}114$ $\alpha_2=6°30'$	—
Относительная полуширина	$\bar{b}_s\equiv b_s/b_0=1+0{,}158\bar{s}$	$\bar{b}_s=0{,}22\bar{s}$
Относительная площадь сечения	$\bar{F}_s\equiv F_s/F_0=1+0{,}158\bar{s}$	$\bar{F}_s=0{,}22\bar{s}$
Относительная толщина пограничного слоя	$\bar{b}_{п.с}\equiv b_{п.с}/b_0=0{,}27\bar{s}$	$\bar{b}_{п.с}=0{,}22\bar{s}$
Относительная ширина ядра первоначальной массы	$\bar{b}_{п.м}\equiv b_{п.м}/b_0=1+0{,}019\bar{s}$	$\bar{b}_{п.м}=0{,}22\eta_я\bar{s}$, где $\eta_я=f(\bar{s})$ см. рис. 11-4
Относительная длина начального участка	$\bar{s}_н\equiv s/b_0=9$	—
Относительная толщина на струи в конце начального участка	$\bar{b}_н=b_н/b_0=2{,}43$	—
Относительная скорость по оси	$\bar{w}_m\equiv w_m/w_0=1$	$\bar{w}_m\approx 3{,}8/\bar{s}$
Относительная средняя арифметическая (по площади) скорость	$\bar{w}_{ср}\equiv Q/(w_m F_0)=\frac{1+0{,}0036\bar{s}}{1+0{,}158\bar{s}}$	$\bar{w}_{ср}=0{,}45=\text{const}$

Продолжение

Параметры	Участок	
	начальный	основной ($\bar{s}>12$)
Относительная средняя квадратичная (по расходу) скорость	$\bar{w}'_{ср}\equiv\dfrac{\int wdm}{w_m m_s}=\dfrac{1}{1+0{,}036\bar{s}}$	$\bar{w}'_{ср}=0{,}7=\text{const}$
Относительный расход жидкости через данное сечение	$\bar{q}\equiv Q/Q_0=1+0{,}036\bar{s}$	$\bar{q}=0{,}375\sqrt{\bar{s}}$
Относительный запас кинетической энергии струи в данном сечении	$\bar{e}\equiv 2E/(m_0 w_0^2)=1-0{,}019\bar{s}$	$\bar{e}\approx 3{,}1/\sqrt{\bar{s}}$
Относительный запас энергии постоянной массы струи в данном сечении	$\bar{e}_я\equiv\dfrac{2E_я}{m_0 w_0^2}=1-0{,}27\bar{s}(0{,}416-K_1)$, где $K_1=f(\eta_я)$ см. табл. 11-3 или формулу (11-6а)	$\bar{e}_я=12H_2/\sqrt{\bar{s}}$, где $H_2=f_2(\eta_я)$ см. табл. 11-3 или формулу (11-7б), $\eta_я$ см. рис. 11-4
Коэффициент сопротивления (потеря энергии)	$\zeta=1-\bar{e}$	$\zeta=1-\bar{e}$

*1 По новой теории Г. Н. Абрамовича [11-1].

*2 В переходном сечении происходит как бы излом границ струи ($\alpha_1>\alpha_{1н}$). В действительности угол наклона границ переходного участка плавно изменяется от величины $\alpha_{1н}$ до α_1.

11.2. Значение $\eta_я=f(\bar{s})$ (рис. 11.4)

$\bar{s}$										
12,4	15	17,5	20	30	40	60	80	100	120	160
1. Осесимметричная струя										
0,6	0,4	0,34	0,32	0,25	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10
2. Плоская струя										
0,6	0,35	0,32	0,30	0,23	0,20	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09

33. Профиль безразмерных скоростей осесимметричной и плоской свободных струй можно описать следующими формулами Шлихтинга [11-1]:

для начального участка

$$\frac{w_0-w}{w_0}=\left[1-\left(\frac{y-y_2}{R_s}\right)^{1,5}\right]^2=$$

$$=(1-\eta_{н.я}^{1,5})^2,\quad \eta_{н.я}=\frac{y-y_2}{R_s},$$

для основного участка

$$w/w_m=[1-(y/R_s)^{1,5}]^2=(1-\eta_я^{1,5})^2,\quad \eta_я=y/R_s.$$

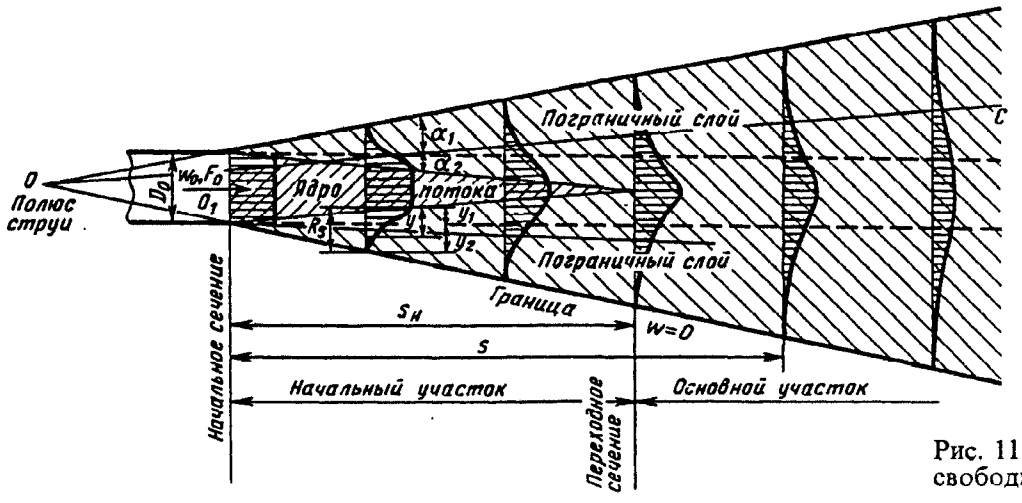


Рис. 11-3. Схема свободной струи

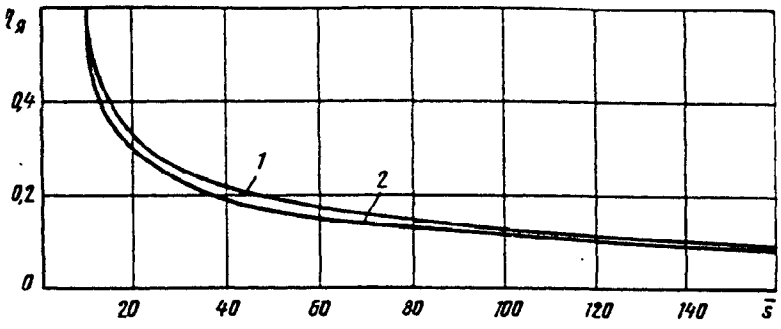


Рис. 11-4. Зависимость $\eta_я = f(\bar{s})$ [11-1]:
1 — осесимметричная струя; *2* — плоская струя

Для начального участка струи $R_s = b_{п.с}$ — полная толщина пограничного слоя (рис. 11-3); y — расстояние от заданной точки до стыка пограничного слоя с ядром постоянной скорости; y_1 — граница ядра постоянной скорости; y_2 — общая (внешняя) граница струи. Для основного участка R_s — радиус сечения струи.

11-3. Значения $K = f(\eta_{н.я})$ и $H = f(\eta_я)$ [формулы (11-6), (11-7)]

Параметры	$\eta_{н.я}$, $\eta_к$								
	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,5	0,6
K_1	0,347	0,347	0,346	0,346	0,346	0,345	0,340	0,338	0,300
K_2	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,270	0,265	0,250
H_1	0,009	0,018	0,029	0,041	0,052	0,061	0,069	0,080	0,084
H_2	0,093	0,131	0,162	0,188	0,208	0,222	0,233	0,245	0,250

$$K_1 = \int_{\eta_{н.я}}^{1} \left(\frac{w}{w_0}\right)^3 d\eta = 0{,}347 - (1{,}456\eta_{н.я}^{5,5} - 1{,}715\eta_{н.я}^{7} + 0{,}706\eta_{н.я}^{8,5} - 0{,}1\eta_{н.я}^{10}); \quad (а)$$

$$K_2 = \int_{\eta_{н.я}}^{1} \left(\frac{w}{w_0}\right)^3 \eta d\eta = 0{,}274 - (1{,}232\eta_{н.я}^{6,5} - 1{,}5\eta_{н.я}^{8} + 0{,}632\eta_{н.я}^{9,5} - 0{,}09\eta_{н.я}^{11}); \quad (б)$$

(11-6)

$$H_1 = \eta_я^2 - 3{,}428\eta_я^{3,5} + 6{,}0\eta_я^5 - 6{,}154\eta_я^{6,5} + 3{,}75\eta_я^8 - 1{,}263\eta_я^{9,5} + 0{,}182\eta_я^{11}; \quad (а)$$

$$H_2 = \eta_я - 2{,}4\eta_я^{2,5} + 3{,}75\eta_я^4 - 3{,}64\eta_я^{5,5} + 2{,}14\eta_я^7 - 0{,}706\eta_я^{8,5} + 0{,}1\eta_я^{10}, \quad (б)$$

(11-7)

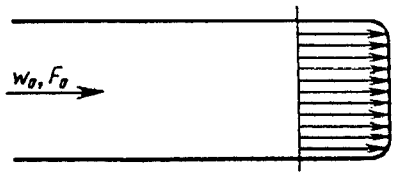
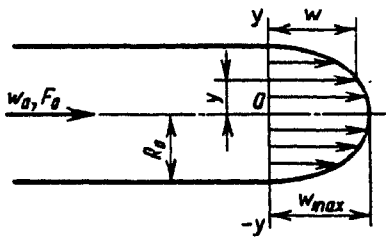
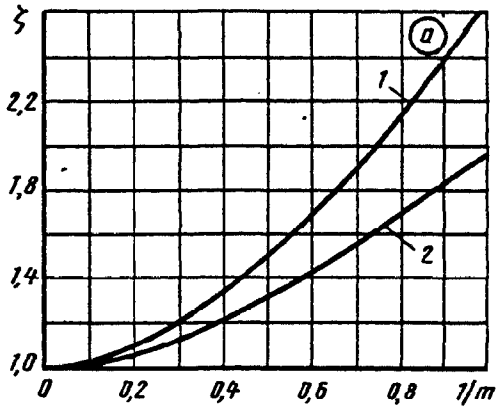
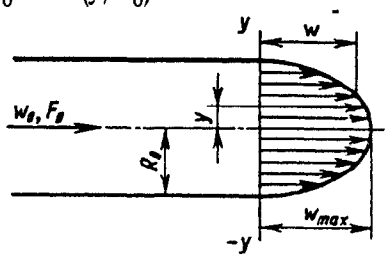
$$\eta_{н.я} = 0{,}515 - 0{,}006\bar{s} \qquad (11\text{-}8)$$

$\eta_я$ — см. табл. 11-2

11.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

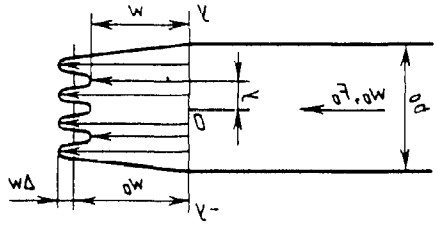
Выход (свободный) из прямой трубы при различном распределении скоростей [11-15, 11-17]

Диаграмма 11-1

Распределение скоростей и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Равномерное 	$\zeta = 1{,}0$
По степенному закону $\dfrac{w}{w_{max}} = \left(1 - \dfrac{y}{R_0}\right)^{1/m}$ $m \geqslant 1{,}0$ 	Труба круглого или квадратного сечения: $\zeta = \dfrac{(2m+1)^3 (m+1)^3}{4m^4 (2m+3)(m+3)}$ см. кривую *1* графика *а* Плоская труба: $\zeta = \dfrac{(m+1)^3}{m^2 (m+3)}$ см. кривую *2* графика *а*  **Значения ζ** Труба / m: 1,00	1,35	2,00	3,00	4,00	7,00	∞ 1. Круглого сечения: 2,70	2,00	1,50	1,25	1,15	1,06	1,00 2. Плоская: 2,00	1,63	1,35	1,19	1,12	1,04	1,00
Параболическое: $w/w_0 = 1 - (y/R_0)^2$ 	Труба круглого или квадратного сечения: $\zeta = 2{,}0$ Плоская труба: $\zeta = 1{,}55$

Выход (свободный) из прямой трубы при различном распределении скоростей [11-15, 11-17]	**Диаграмма 11-1**

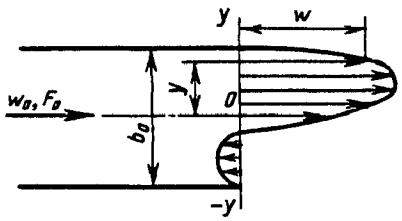
По закону тригонометрической функции в плоской трубе: $w/w_0 = 1 + \Delta w/w_0 \cdot \sin(4k_1 \pi y/b_0)$; k_1 — целое число

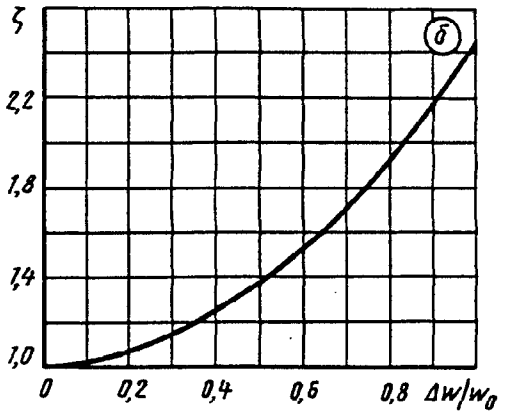


$\zeta = 1 + 1{,}5 \cdot (\Delta w/w_0)^2$ · см. график *б*

$\Delta w/w_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ζ	1,02	1,06	1,13	1,24	1,38
$\Delta w/w_0$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	1,54	1,74	1,96	2,20	2,50

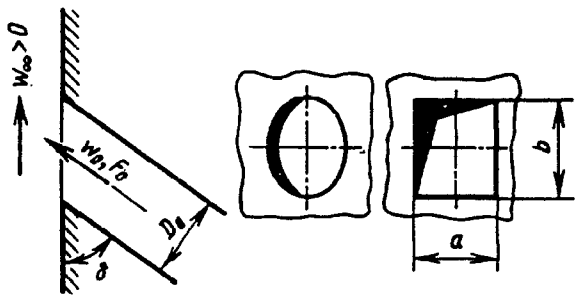
Несимметричное в плоской трубе: $w/w_0 = 0{,}585 + 1{,}64 \sin(0{,}2 + 3{,}9y/b_0)$





$\zeta = 3{,}67$

Выход из трубы, заделанной заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока $(w_\infty > 0)$; $\mathrm{Re} = w_0 D_r/\nu \geqslant 10^4$ [11-27]	**Диаграмма 11-2**



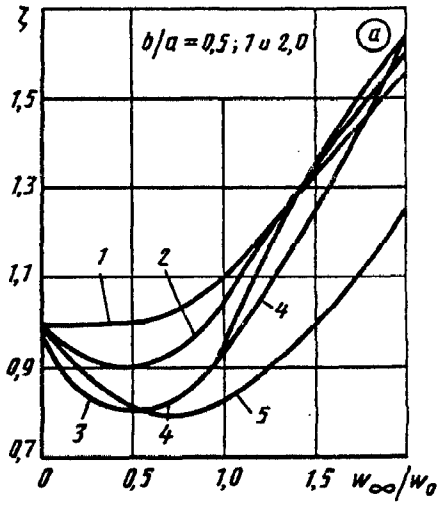
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{w_\infty}{w_0}\right)$$

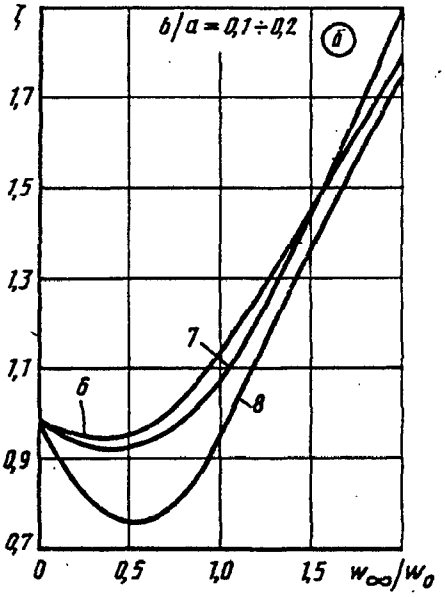
$D_r = 4F_0/\Pi_0$

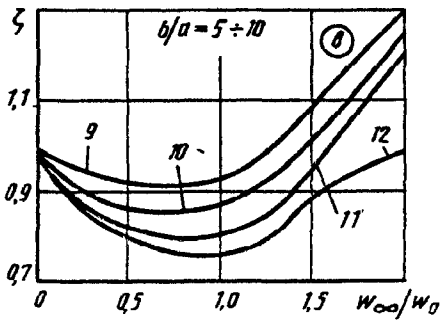
Выход из трубы, заделанной заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока $(w_\infty > 0)$; $\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu \geqslant 10^4$ [11-27]	**Диаграмма 11-2**

Значения ζ для отверстий круглого и прямоугольного сечений (с округлением до 10%)

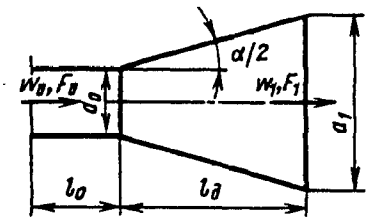
b/a	$\delta°$ (№ кривой)	w_∞/w_0				
		0	0,5	1,0	1,5	2,0
0,5; 1; 2,0 (график *а*)	30—45 (*1*)	1,00	1,00	1,10	1,33	1,55
	60 (*2*)	1,00	0,90	1,05	1,35	1,60
	90 (*3*)	1,00	0,80	0,95	1,35	1,65
	120—135 (*4*)	1,00	0,80	0,95	1,25	1,65
	150 (*5*)	1,00	0,82	0,83	1,00	1,25
0,1—0,2 (график *б*)	30—90 (*6*)	1,00	0,95	1,15	1,45	1,80
	120 (*7*)	1,00	0,92	1,07	1,40	1,90
	150 (*8*)	1,00	0,75	0,95	1,35	1,75
5—10 (график *в*)	45 (*9*)	1,00	0,92	0,93	1,10	1,30
	60 (*10*)	1,00	0,87	0,87	1,03	1,25
	90 (*11*)	1,00	0,82	0,80	0,97	1,20
	120 (*12*)	1,00	0,80	0,76	0,90	0,98







Выход (свободный) из прямолинейного конического диффузора [11-19 — 11-22]	Диаграмма 11-3



$n_1 = F_1/F_0$; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu$

Равномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0 \approx 1{,}0$):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_п = f(\alpha,\ n_1,\ \mathrm{Re})$$ см. график *а*.

Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0 \geqslant 1{,}0$ см. диаграмму 5-1):

$$\zeta \equiv k_п \zeta_п$$

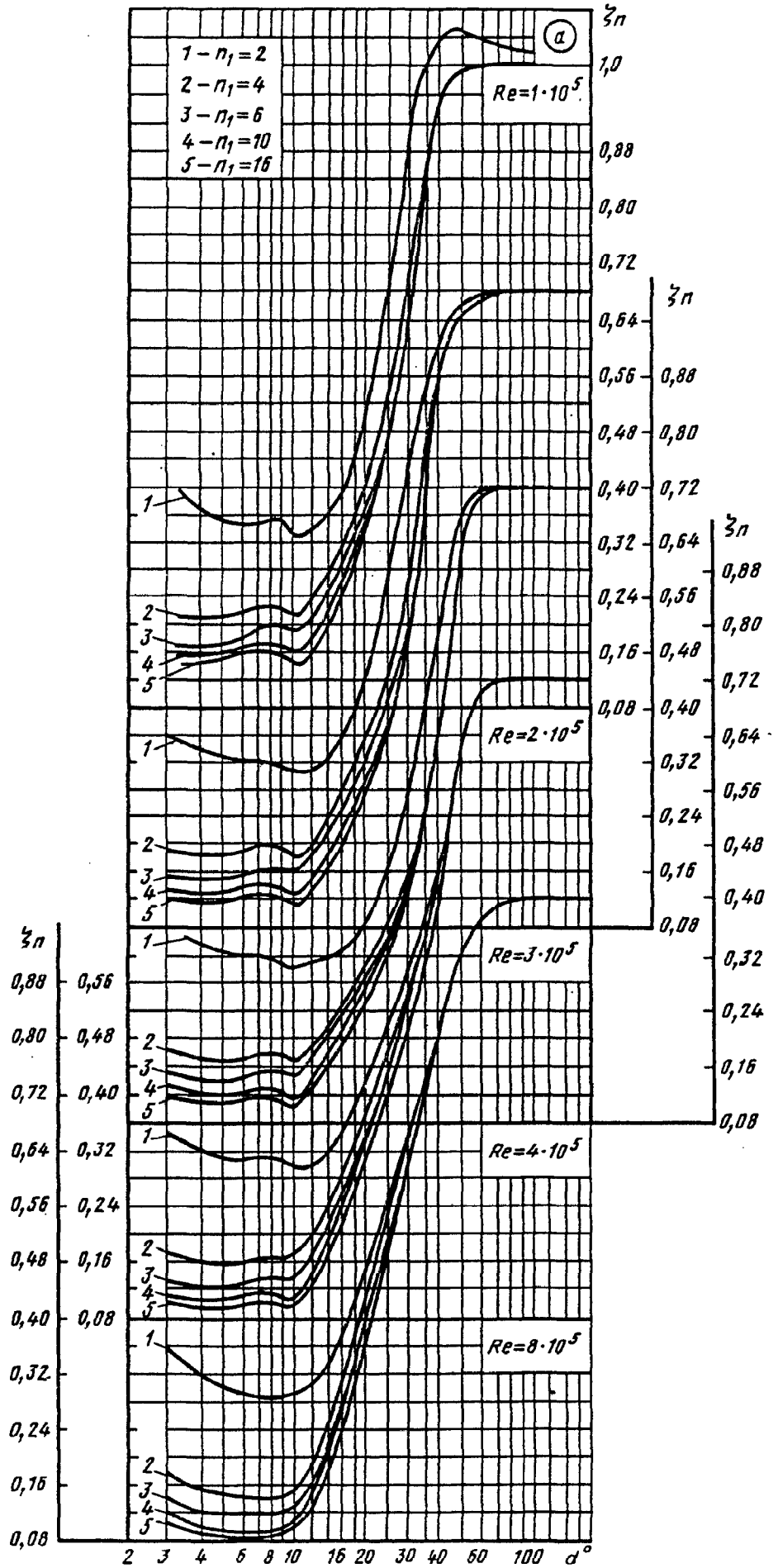
а) для диффузоров за прямым участком с $l_0/D_0 \geqslant 10$ $k_п = f(\alpha_1 n_1,\ \mathrm{Re})$ см. график *б*;

б) для диффузоров с $\alpha = 6 \div 14°$ за фасонной частью $k_п$ определяется, как $k_д = f(w/w_0)$, по диаграмме 5-1;

в) для диффузоров с $\alpha > 20°$ за фасонной частью $k_п$ принимается ориентировочно, как N_0, по табл. 12-1 — 12-7.

Значения $\zeta_п$ при $w_{max}/w_0 \approx 1{,}0$ ($l_0/D_0 \approx 0$)

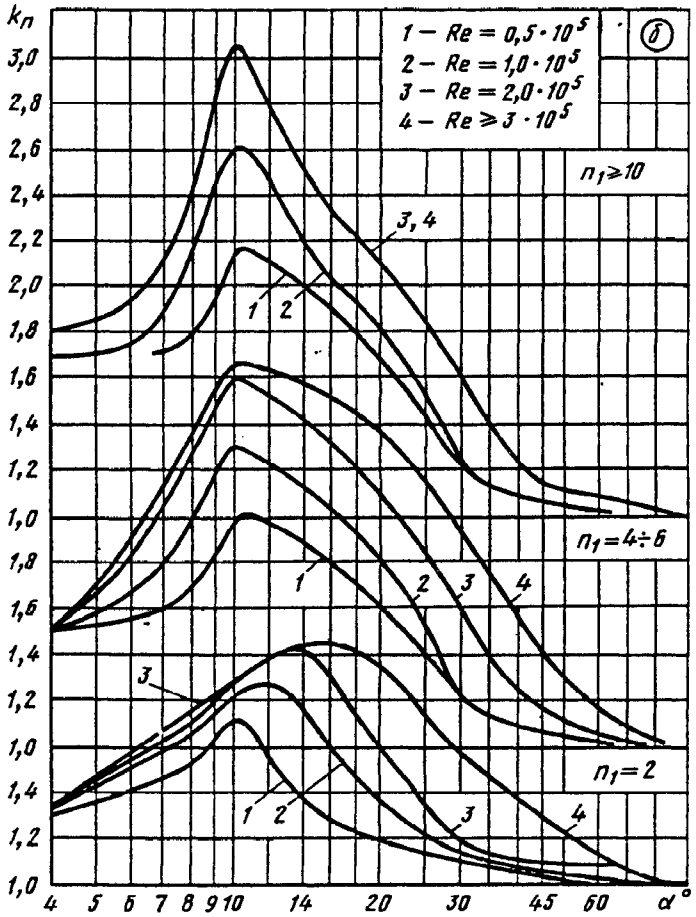
$\mathrm{Re}\cdot 10^{-5}$	α°												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	⩾90
						$n_1 = 2$							
1	0,409	0,369	0,342	0,357	0,326	0,342	0,365	0,400	0,506	0,902	1,049	1,037	1,02
2	0,355	0,342	0,324	0,320	0,310	0,320	0,333	0,355	0,440	0,740	0,969	0,994	1,0
3	0,360	0,342	0,320	0,321	0,302	0,313	0,323	0,329	0,360	0,527	0,898	0,995	1,0
4	0,346	0,325	0,310	0,315	0,302	0,303	0,315	0,344	0,418	0,578	0,782	0,982	1,0
⩾6	0,360	0,320	0,295	0,291	0,293	0,306	0,329	0,360	0,458	0,635	0,858	0,969	1,0
						$n_1 = 4$							
1	0,213	0,209	0,217	0,235	0,213	0,240	0,280	0,320	0,400	0,697	0,986	1,004	1,0
2	0,190	0,186	0,186	0,200	0,182	0,204	0,240	0,280	0,355	0,542	0,938	0,995	1,0
3	0,184	0,173	0,169	0,182	0,173	0,190	0,226	0,247	0,298	0,440	0,760	0,995	1,0
4	0,178	0,167	0,160	0,167	0,167	0,199	0,233	0,275	0,360	0,555	0,782	0,982	1,0
⩾6	0,184	0,160	0,157	0,155	0,157	0,180	0,239	0,295	0,422	0,637	0,858	0,969	1,0
						$n_1 = 6$							
1	0,171	0,169	0,180	0,200	0,186	0,217	0,257	0,293	0,373	0,666	0,986	1,006	1,0
2	0,155	0,153	0,155	0,164	0,160	0,186	0,222	0,253	0,320	0,493	0,938	0,980	1,0
3	0,150	0,146	0,146	0,160	0,153	0,173	0,200	0,233	0,280	0,400	0,760	0,989	1,0
4	0,133	0,129	0,129	0,146	0,138	0,160	0,209	0,249	0,346	0,520	0,782	0,982	1,0
⩾6	0,150	0,127	0,122	0,127	0,129	0,159	0,218	0,273	0,384	0,618	0,858	0,969	1,0
						$n_1 = 10$							
1	0,155	0,159	0,169	0,175	0,164	0,182	0,237	0,275	0,359	0,680	0,986	1,006	1,0
2	0,133	0,131	0,138	0,146	0,127	0,150	0,190	0,226	0,295	0,498	0,938	0,715	1,0
3	0,129	0,126	0,127	0,133	0,115	0,138	0,180	0,209	0,266	0,400	0,760	0,989	1,0
4	0,117	0,115	0,117	0,120	0,114	0,133	0,186	0,239	0,320	0,520	0,782	0,982	1,0
⩾6	0,133	0,109	0,102	0,104	0,110	0,142	0,200	0,266	0,384	0,613	0,858	0,969	1,0
						$n_1 = 16$							
1	0,144	0,142	0,164	0,164	0,155	0,159	0,200	0,253	0,355	0,657	0,986	1,006	1,0
2	0,122	0,119	0,123	0,133	0,115	0,135	0,173	0,200	0,270	0,493	0,938	0,997	1,0
3	0,117	0,110	0,115	0,120	0,104	0,133	0,160	0,190	0,253	0,400	0,760	0,989	1,0
4	0,106	0,102	0,099	0,106	0,102	0,120	0,175	0,219	0,298	0,499	0,782	0,982	1,0
⩾6	0,113	0,095	0,089	0,090	0,099	0,122	0,175	0,235	0,360	0,600	0,858	0,969	1,0


а
1 – n1 = 2
2 – n1 = 4
3 – n1 = 6
4 – n1 = 10
5 – n1 = 16
Re=1·10^5
Re=2·10^5
Re=3·10^5
Re=4·10^5
Re=8·10^5
ζп
1,0
0,88
0,80
0,72
0,64
0,56
0,48
0,40
0,32
0,24
0,16
0,08
2 3 4 6 8 10 16 20 30 40 60 100 d°

Выход (свободный) из прямолинейного конического диффузора [11-19 — 11-22]	**Диаграмма 11-3**

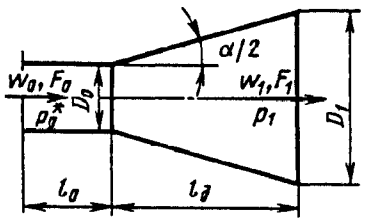
ЗНАЧЕНИЯ $k_п$ при $w_{max}/w_0 > 1{,}0$ $(l_0/D_0 \geqslant 10)$

$Re \cdot 10^{-5}$	α°											
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90
	$n_1 = 2$											
0,5	1,30	1,40	1,50	1,70	1,60	1,35	1,30	1,22	1,10	1,05	1,00	1,0
1,0	1,33	1,50	1,65	1,82	1,85	1,75	1,60	1,40	1,12	1,06	1,05	1,0
2,0	1,33	1,55	1,70	1,87	2,00	2,00	1,87	1,60	1,12	1,10	1,10	1,0
⩾3,0	1,33	1,57	1,75	1,88	2,00	2,03	2,03	1,95	1,55	1,30	1,10	1,0
	$n_1 = 4 \div 6$											
0,5	1,52	1,55	1,70	2,00	1,96	1,90	1,80	1,65	1,20	1,05	1,00	1,0
1,0	1,52	1,68	2,00	2,30	2,23	2,12	2,00	1,85	1,23	1,05	1,00	1,0
2,0	1,52	1,85	2,28	2,60	2,52	2,42	2,30	2,15	1,60	1,10	1,05	1,0
⩾3,0	1,52	1,90	2,35	2,65	2,63	2,60	2,50	2,35	1,90	1,40	1,10	1,0
	$n_1 \geqslant 10$											
0,5	1,70	1,73	1,80	2,15	2,10	1,95	1,88	1,68	1,20	1,05	1,00	1,0
1,0	1,70	1,73	2,15	2,60	2,40	2,17	2,02	1,85	1,20	1,05	1,03	1,0
⩾2,0	1,80	1,93	2,40	3,05	2,75	2,53	2,30	2,10	1,60	1,12	1,08	1,0



Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [11-7]

Диаграмма 11-4



$$n_1 = F_1/F_0$$

$$\bar{p} = \frac{p_1}{p_0^*} = \frac{p_0}{p_0^*} = f(\lambda_c,\ \alpha,\ n_1,\ l_0/D_0)$$ см. график,

$$\zeta_n \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_c^2} \ln \frac{1}{\bar{p}};$$

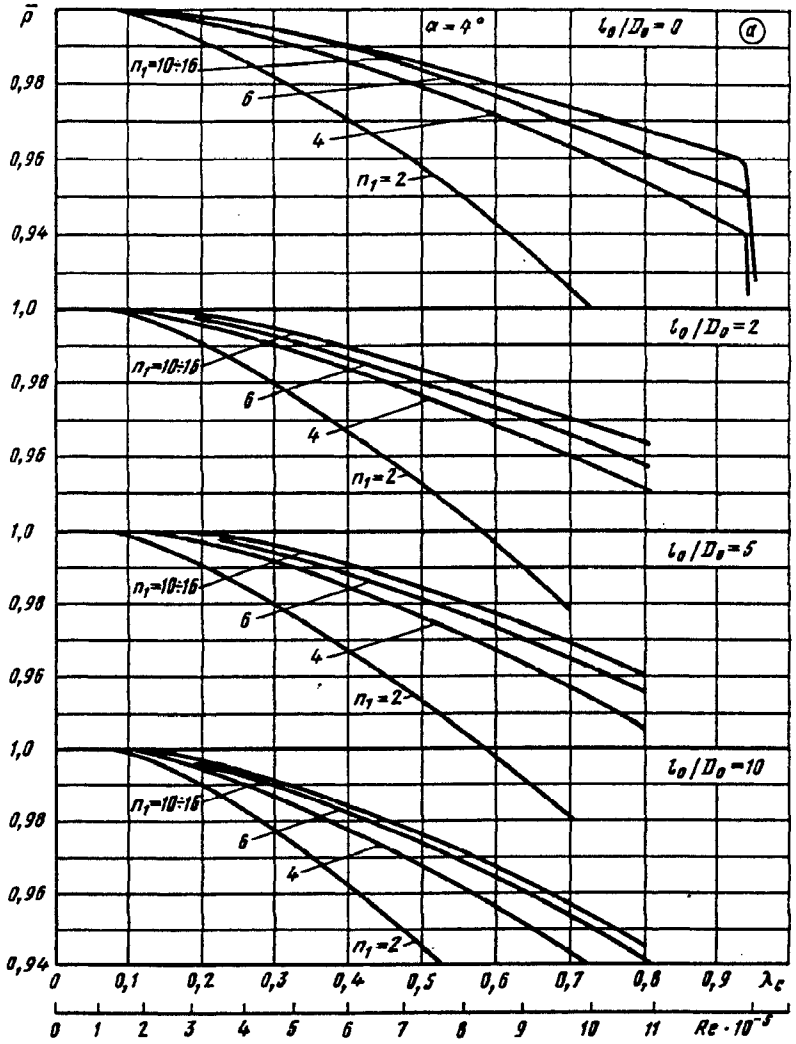
$$\lambda_c = \frac{w_0}{a_{кр}};\quad a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$$

Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 4°$ (график *а*)

n_1	λ_c										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,945
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,1	12,2
	$l_0/D_0 = 0$										
2	0,999	0,994	0,982	0,971	0,958	0,943	0,926	—	—	—	—
4	0,999	0,996	0,992	0,986	0,979	0,971	0,963	0,955	0,945	0,940	0,920
6	0,999	0,997	0,993	0,988	0,983	0,977	0,970	0,963	0,956	0,945	0,930
10—16	0,999	0,997	0,993	0,990	0,985	0,980	0,975	0,969	0,964	0,955	0,940
	$l_0/D_0 = 2$										
2	0,999	0,991	0,980	0,966	0,952	0,936	0,920	—	—	—	—
4	0,999	0,996	0,990	0,984	0,977	0,970	0,961	0,953	—	—	—
6	0,999	0,998	0,993	0,987	0,980	0,974	0,970	0,963	—	—	—
10—16	0,999	0,999	0,995	0,990	0,984	0,978	0,975	0,969	—	—	—
	$l_0/D_0 = 5$										
2	0,998	0,990	0,980	0,966	0,952	0,937	0,922	—	—	—	—
4	0,999	0,997	0,991	0,983	0,975	0,966	0,956	0,946	—	—	—
6	0,999	0,998	0,994	0,987	0,980	0,974	0,965	0,956	—	—	—
10—16	0,999	0,999	0,995	0,990	0,984	0,977	0,969	0,960	—	—	—
	$l_0/D_0 \geqslant 10$										
2	0,998	0,990	0,978	0,962	0,945	0,927	—	—	—	—	—
4	0,999	0,994	0,987	0,978	0,968	0,957	0,944	0,930	—	—	—
6	0,999	0,995	0,989	0,983	0,975	0,965	0,954	0,942	—	—	—
10—16	0,999	0,996	0,990	0,984	0,977	0,968	0,957	0,946	—	—	—

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [11-7]

Диаграмма 11-4



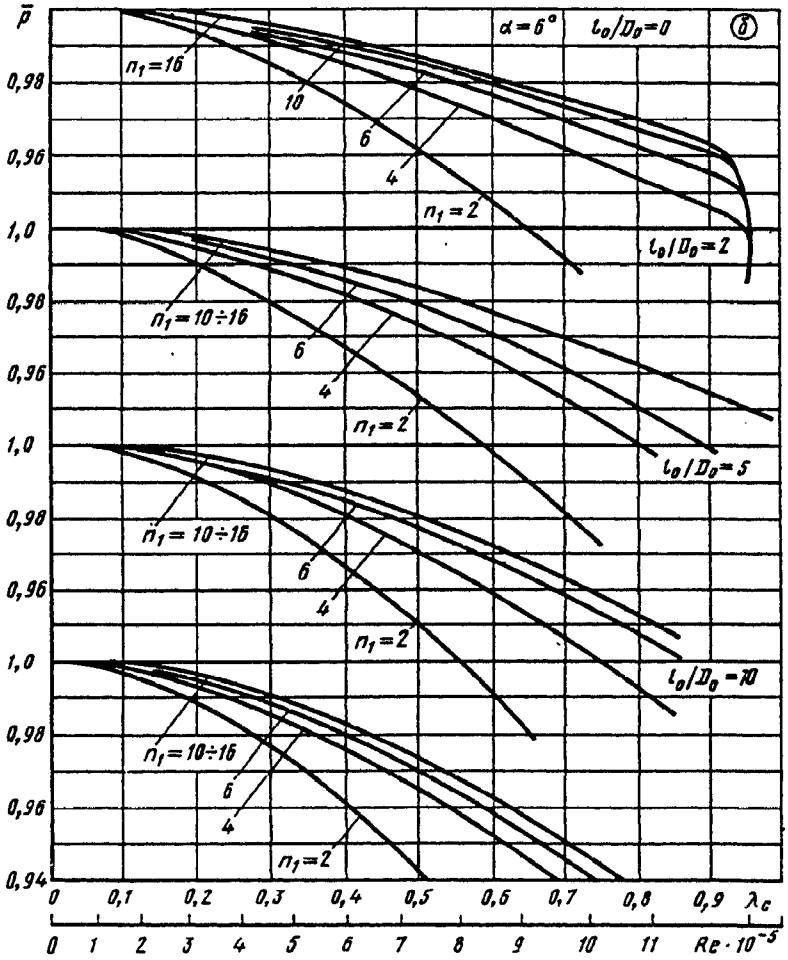
Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 6°$ (график *б*)

n_1	λ_c										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	Re · 10⁻⁵										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,1	12,2
	$l_0/D_0 = 0$										
2	0,999	0,994	0,985	0,974	0,958	0,947	0,932	—	—	—	—
4	0,999	0,997	0,992	0,985	0,978	0,970	0,963	0,954	0,946	0,940	0,930
6	0,999	0,999	0,995	0,989	0,983	0,977	0,970	0,963	0,955	0,950	0,930
10	0,999	0,999	0,996	0,990	0,985	0,979	0,974	0,968	0,961	0,950	0,930
16	0,999	0,999	0,997	0,992	0,987	0,982	0,976	0,970	0,963	0,950	0,930

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [11-7]

Диаграмма 11-4

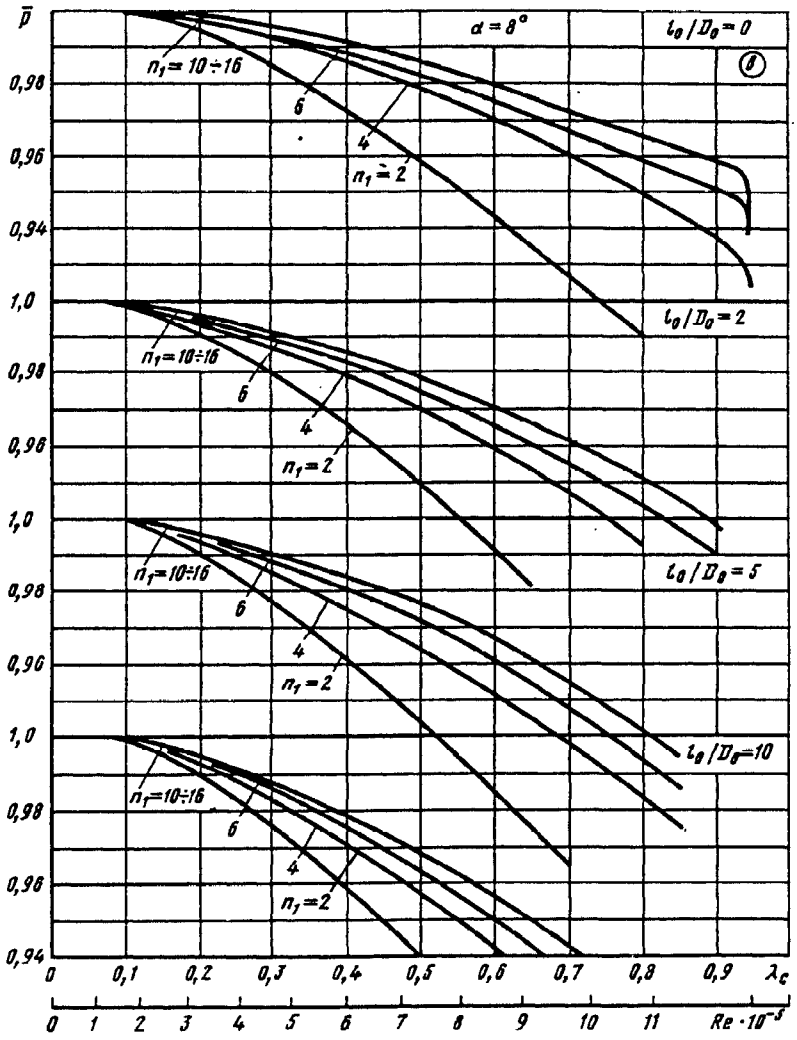
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	$l_0/D_0=2$										
2	0,998	0,990	0,980	0,968	0,953	0,937	0,920	—	—	—	—
4	0,999	0,995	0,989	0,982	0,973	0,963	0,953	0,940	—	—	—
6	0,999	0,997	0,991	0,985	0,978	0,970	0,960	0,950	0,938	—	—
10–16	0,999	0,997	0,993	0,988	0,983	0,976	0,968	0,962	0,953	0,941	—
	$l_0/D_0=5$										
2	0,998	0,990	0,980	0,967	0,951	0,931	—	—	—	—	—
4	0,999	0,995	0,988	0,980	0,970	0,959	0,947	0,933	—	—	—
6	0,999	0,996	0,990	0,983	0,977	0,968	0,958	0,947	—	—	—
10–16	0,999	0,996	0,992	0,986	0,979	0,971	0,962	0,952	—	—	—
	$l_0/D_0\geqslant 10$										
2	0,997	0,988	0,977	0,961	0,941	0,918	—	—	—	—	—
4	0,998	0,993	0,985	0,976	0,965	0,952	0,938	0,924	—	—	—
6	0,999	0,995	0,988	0,980	0,970	0,958	0,945	0,932	—	—	—
10–16	0,999	0,996	0,990	0,982	0,973	0,962	0,950	0,937	—	—	—



Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [11-7]	Диаграмма 11-4

Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 8°$ (график *в*)

n_1	λ_c										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,1	12,2
	$l_0/D_0 = 0$										
2	0,999	0,995	0,986	0,972	0,957	0,942	0,927	0,910	—	—	—
4	0,999	0,997	0,993	0,986	0,978	0,970	0,960	0,950	0,937	0,931	0,920
6	0,999	0,998	0,994	0,988	0,982	0,974	0,967	0,959	0,951	0,947	0,930
10—16	0,999	0,998	0,995	0,986	0,985	0,979	0,972	0,965	0,959	0,953	0,940



Выход (свободный) из коинческих диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [11-7]	**Диаграмма 11-4**

n_1	λ_c										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,1	12,2
	$l_0/D_0 = 2$										
2	0,998	0,990	0,979	0,966	0,950	0,932	—	—	—	—	—
4	0,999	0,993	0,987	0,979	0,970	0,960	0,948	0,932	—	—	—
6	0,999	0,994	0,990	0,983	0,975	0,965	0,954	0,943	0,930	—	—
10—16	0,999	0,995	0,996	0,985	0,979	0,971	0,962	0,952	0,938	—	—
	$l_0/D_0 = 5$										
2	0,998	0,990	0,977	0,961	0,943	0,925	—	—	—	—	—
4	0,999	0,993	0,986	0,975	0,963	0,951	0,938	0,924	—	—	—
6	0,999	0,995	0,988	0,980	0,971	0,960	0,948	0,934	—	—	—
10—16	0,999	0,995	0,989	0,983	0,976	0,966	0,954	0,941	—	—	—
	$l_0/D_0 \geqslant 10$										
2	0,998	0,990	0,975	0,959	0,940	0,920	—	—	—	—	—
4	0,998	0,932	0,983	0,970	0,957	0,942	0,925	—	—	—	—
6	0,999	0,994	0,987	0,975	0,963	0,950	0,933	—	—	—	—
10—16	0,999	0,994	0,998	0,978	0,967	0,956	0,942	—	—	—	—

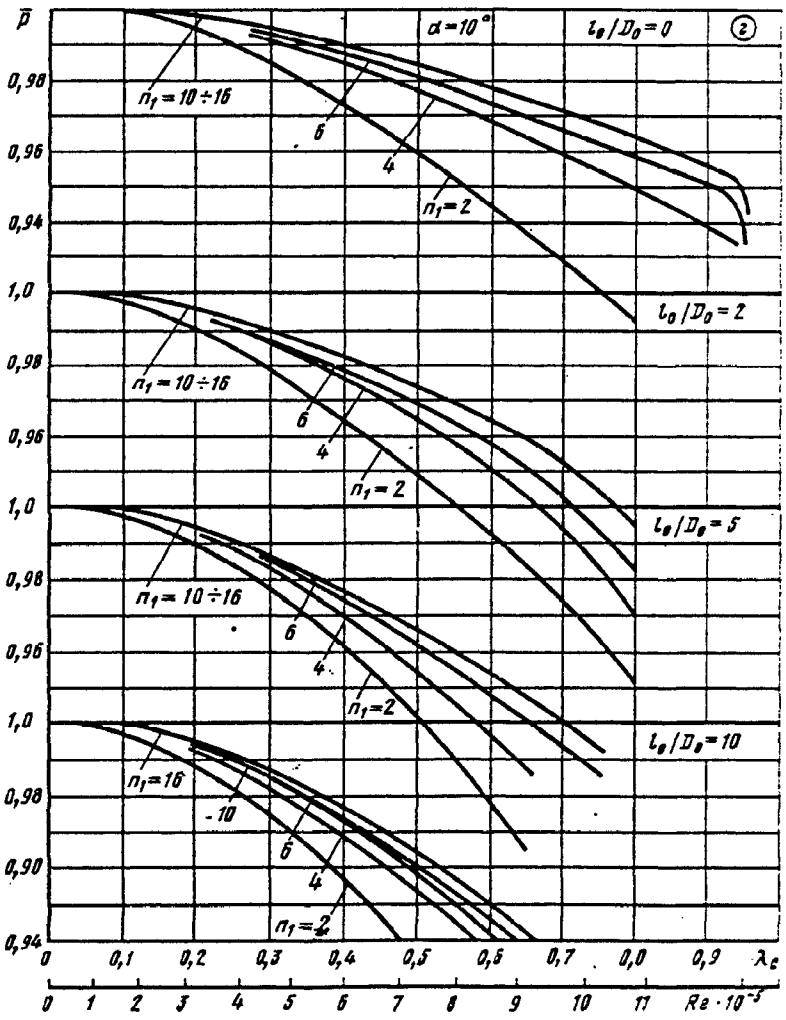
Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 10°$ (график *г*)

n_1	λ_c									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,2
	$l_0/D_0 = 0$									
2	0,998	0,994	0,984	0,972	0,959	0,945	0,930	0,913	—	—
4	0,999	0,996	0,991	0,985	0,977	0,968	0,959	0,950	0,940	0,933
6	0,999	0,996	0,993	0,987	0,981	0,973	0,966	0,958	0,951	0,940
10—16	0,999	0,997	0,994	0,989	0,984	0,977	0,970	0,963	0,956	0,951
	$l_0/D_0 = 2$									
2	0,997	0,991	0,978	0,963	0,948	0,933	0,914	—	—	—
4	0,998	0,994	0,987	0,976	0,964	0,950	0,933	0,910	—	—
6	0,998	0,994	0,987	0,978	0,968	0,958	0,943	0,923	—	—
10—16	0,998	0,995	0,988	0,981	0,973	0,964	0,952	0,934	—	—
	$l_0/D_0 = 5$									
2	0,997	0,989	0,976	0,960	0,940	0,918	—	—	—	—
4	0,998	0,993	0,982	0,968	0,953	0,936	—	—	—	—
6	0,998	0,994	0,985	0,973	0,960	0,948	0,934	—	—	—
10—16	0,999	0,994	0,986	0,976	0,965	0,952	0,939	—	—	—

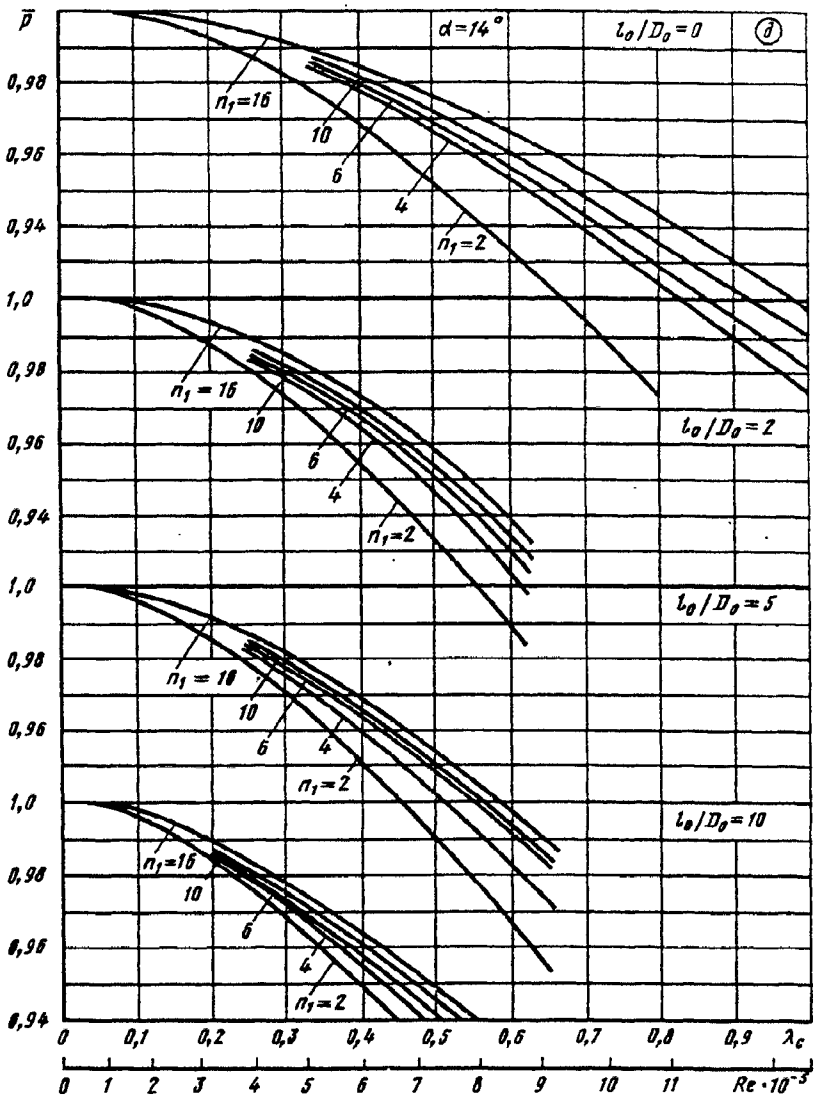
Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [11-7]

Диаграмма 11-4

n_1	λ_c									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,2
	$l_0/D_0 \geqslant 10$									
2	0,996	0,988	0,973	0,956	0,935	—	—	—	—	—
4	0,998	0,992	0,982	0,968	0,953	0,937	0,918	—	—	—
6	0,998	0,993	0,984	0,971	0,959	0,942	0,922	—	—	—
10	0,998	0,993	0,984	0,974	0,961	0,945	0,928	—	—	—
16	0,999	0,994	0,985	0,976	0,964	0,949	0,934	—	—	—



Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстаиовлеиия давления) [11-7]	Диаграмма 11-4



Значения $\bar{p}$ при α=14° (график д)

n_1	λ_c								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	Re·10⁻⁵								
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7
	$l_0/D_0=0$								
2	0,998	0,993	0,983	0,968	0,953	0,932	0,915	0,895	—
4	0,998	0,995	0,988	0,978	0,967	0,953	0,940	0,926	0,910
6	0,999	0,995	0,988	0,980	0,969	0,958	0,943	0,930	0,915
10	0,999	0,996	0,990	0,981	0,971	0,960	0,948	0,936	0,923
16	0,999	0,996	0,991	0,983	0,975	0,965	0,954	0,942	0,930

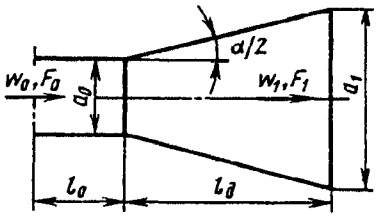
Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [11-7]

Диаграмма 11-4

n_1	λ_c								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	$Re \cdot 10^{-5}$								
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7
	$l_0/D_0=2$								
2	0,998	0,987	0,974	0,954	0,932	0,909	—	—	—
4	0,998	0,990	0,979	0,965	0,947	0,925	—	—	—
6	0,998	0,990	0,980	0,968	0,952	0,930	—	—	—
10	0,999	0,991	0,981	0,970	0,955	0,935	—	—	
16	0,999	0,993	0,983	0,973	0,960	0,940			
	$l_0/D_0=5$								
2	0,996	0,986	0,970	0,950	0,930	0,906	—	—	—
4	0,997	0,988	0,976	0,960	0,942	0,922	—	—	—
6	0,997	0,989	0,977	0,963	0,948	0,930	—	—	—
10	0,997	0,989	0,978	0,965	0,950	0,933	—	—	—
16	0,998	0,991	0,980	0,968	0,953	0,937			
	$l_0/D_0\geqslant 10$								
2	0,996	0,985	0,968	0,948	0,927	—	—	—	—
4	0,997	0,987	0,972	0,955	0,936	0,910	—	—	—
6	0,997	0,987	0,973	0,958	0,940	0,917	—	—	—
10	0,998	0,988	0,975	0,960	0,944	0,927	—	—	—
16	0,998	0,989	0,977	0,962	0,947	0,931			

Выход из прямолинейного пирамидального диффузора квадратного сечения [11-19 — 11-22]

Диаграмма 11-5



$n_1=F_1/F_0$; $Re=w_0D_r/\nu$; $D_r=4F_0/\Pi_0$

Равномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0\approx 1{,}0$):

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_п=f(\alpha,\ n_1,\ Re)$$ см. график *а*.

Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0\geqslant 1{,}1$ см. диаграмму 5-1):

а) для диффузоров за прямым участком с $l_0/D_r\geqslant 10$ $\zeta=\zeta_п=f(\alpha, n_1, Re)$ см. график *б*;

б) для диффузоров с $\alpha=6\div 14°$ за фасонной частью

$$\zeta=k_п\zeta_п,$$

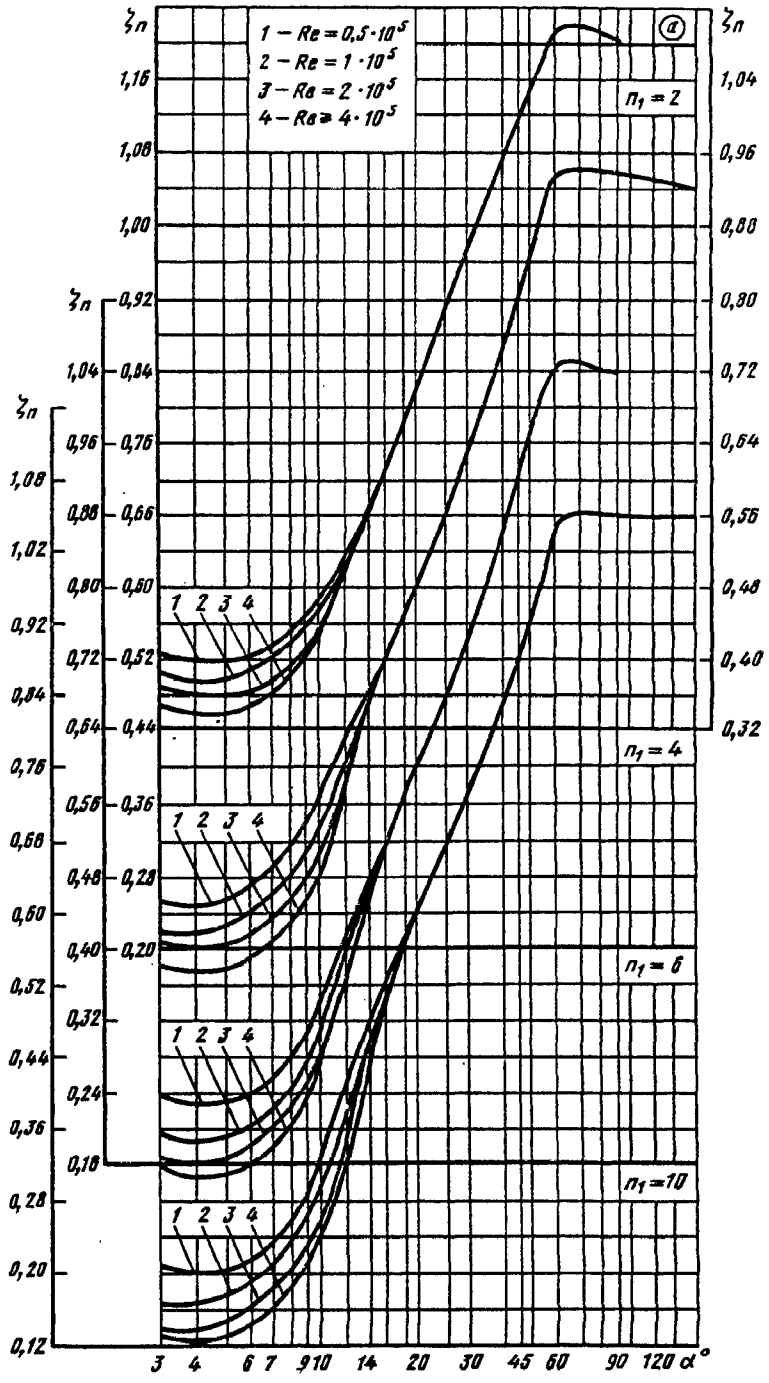
где $\zeta_п$ см. график *а*; $k_п$ определяется, как $k_д$, по диаграмме 5-1;

в) для диффузоров с $\alpha>20°$ за фасонной частью

$$\zeta=k_п\zeta_п,$$

где $k_п$ принимается ориентировочно, как N_0, по табл. 12-1 — 12-7.

Выход из прямолинейного пирамидального диффузора квадратного сечения [11-19 — 11-22]	**Диаграмма 11-5**



· **Значения** $\zeta_п$ при $w_{max}/w_0 \approx 1{,}0$; $l_0/D_г \approx 0$

$Re \cdot 10^{-5}$	α°								
	4	6	8	10	14	20	30	45	≥60
	$n_1 = 2$								
0,5	0,40	0,40	0,43	0,47	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10
1	0,38	0,39	0,42	0,46	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10
2	0,36	0,37	0,39	0,44	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10
≥4	0,34	0,36	0,38	0,43	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10

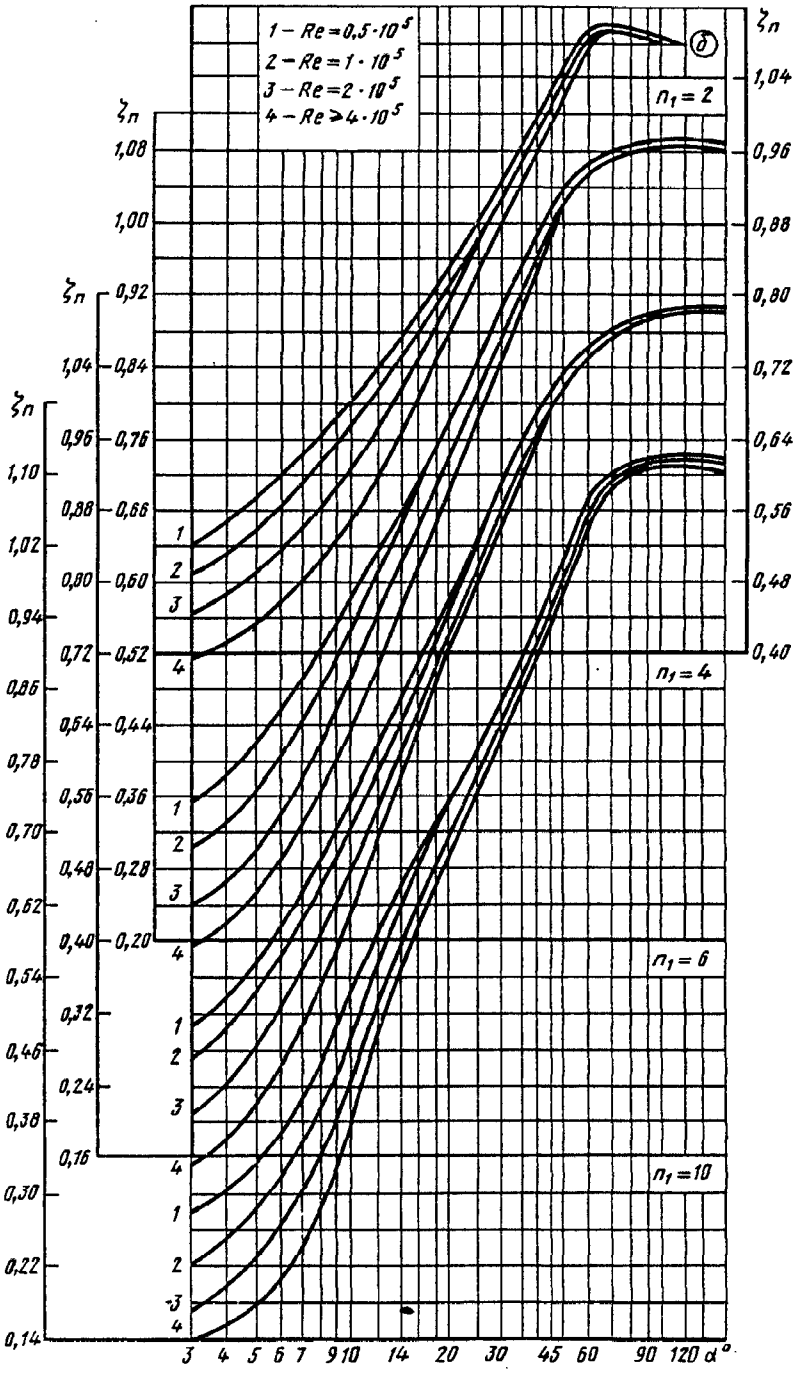
Выход из прямолинейного пирамидальиого диффузора квадратного сечения [11-19 — 11-22]	**Диаграмма 11-5**

$Re \cdot 10^{-5}$	$\alpha°$								
	4	6	8	10	14	20	30	45	⩾60
				$n_1 = 4$					
0,5	0,25	0,27	0,32	0,30	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
1	0,22	0,24	0,28	0,34	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
2	0,20	0,22	0,25	0,31	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
⩾4	0,18	0,20	0,23	0,30	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
				$n_1 = 6$					
0,5	0,23	0,24	0,28	0,34	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
1	0,19	0,21	0,25	0,31	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
2	0,16	0,185	0,22	0,29	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
⩾4	0,145	0,16	0,20	0,28	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
				$n_1 = 10$					
0,5	0,20	0,23	0,26	0,34	0,47	0,60	0,73	0,89	1,04
1	0,17	0,19	0,24	0,30	0,46	0,60	0,73	0,89	1,04
2	0,14	0,17	0,21	0,26	0,45	0,60	0,73	0,89	1,04
⩾4	0,13	0,15	0,18	0,25	0,44	0,60	0,73	0,89	1,04

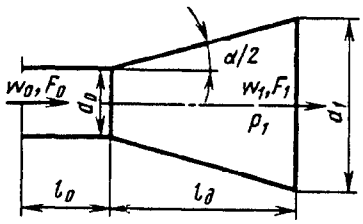
Значения $\zeta_п$ при $w_{max}/w_0 \geqslant 1{,}1$; $l_0/D_0 \geqslant 10$

$Re \cdot 10^{-5}$	$\alpha°$									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	⩾90
					$n_1 = 2$					
0,5	0,550	0,600	0,645	0,680	0,740	0,820	0,920	1,05	1,10	1,08
1	0,510	0,560	0,610	0,655	0,730	0,810	0,900	1,04	1,09	1,08
2	0,470	0,510	0,565	0,610	0,700	0,790	0,890	1,04	1,09	1,08
⩾4	0,416	0,460	0,500	0,555	0,640	0,760	0,880	1,02	1,07	1,08
					$n_1 = 4$					
0,5	0,380	0,460	0,530	0,595	0,685	0,780	0,895	1,02	1,07	1,09
1	0,330	0,390	0,485	0,550	0,660	0,775	0,895	1,02	1,07	1,09
2	0,265	0,340	0,420	0,500	0,620	0,740	0,870	1,00	1,06	1,08
⩾4	0,220	0,295	0,360	0,440	0,560	0,700	0,840	0,990	1,06	1,08
					$n_1 = 6$					
0,5	0,335	0,420	0,495	0,570	0,660	0,770	0,910	1,02	1,07	1,08
1	0,300	0,385	0,465	0,535	0,630	0,760	0,980	1,02	1,07	1,08
2	0,240	0,335	0,420	0,480	0,600	0,730	0,880	1,00	1,06	1,08
⩾4	0,180	0,265	0,340	0,435	0,560	0,725	0,855	0,98	1,06	1,08
					$n_1 = 10$					
0,5	0,300	0,370	0,450	0,530	0,640	0,740	0,850	0,970	1,10	1,12
1	0,250	0,320	0,400	0,480	0,620	0,730	0,850	0,970	1,10	1,12
2	0,200	0,260	0,340	0,440	0,560	0,690	0,820	0,950	1,10	1,11
⩾4	0,160	0,215	0,280	0,400	0,545	0,670	0,800	0,930	1,09	1,11

Выход из прямолинейного пирамидального диффузора квадратного сечения [11-19 — 11-22]	Диаграмма 11-5



Выход (свободный) из прямолинейного плоского диффузора [11-19 — 11-22]	Диаграмма 11-6



$n_1 = F_1/F_0$; $\mathrm{Re} = w_0 D_г/\nu$;
$D_г = 4F_0/\Pi_0$

Равномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0 \approx 1{,}0$):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_п = f(\alpha, n_1, \mathrm{Re})$$ см. график *а*.

Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор ($w_{max}/w_0 \geqslant 1{,}1$ см. диаграмму 5-1):

а) для диффузоров за прямым участком с $l_0/D_0 \geqslant 10$

$$\zeta = \zeta_п = f(\alpha, n_1, \mathrm{Re})$$ см. график *б*;

б) для диффузоров с $\alpha = 6 \div 20°$ за фасонной частью

$$\zeta = k_п \zeta_п,$$

где $\zeta_п$ см. график *а*; $k_п$ определяется, как $k_д$, по диаграмме 5-1;

в) для диффузоров с $\alpha > 20°$ за фасонной частью

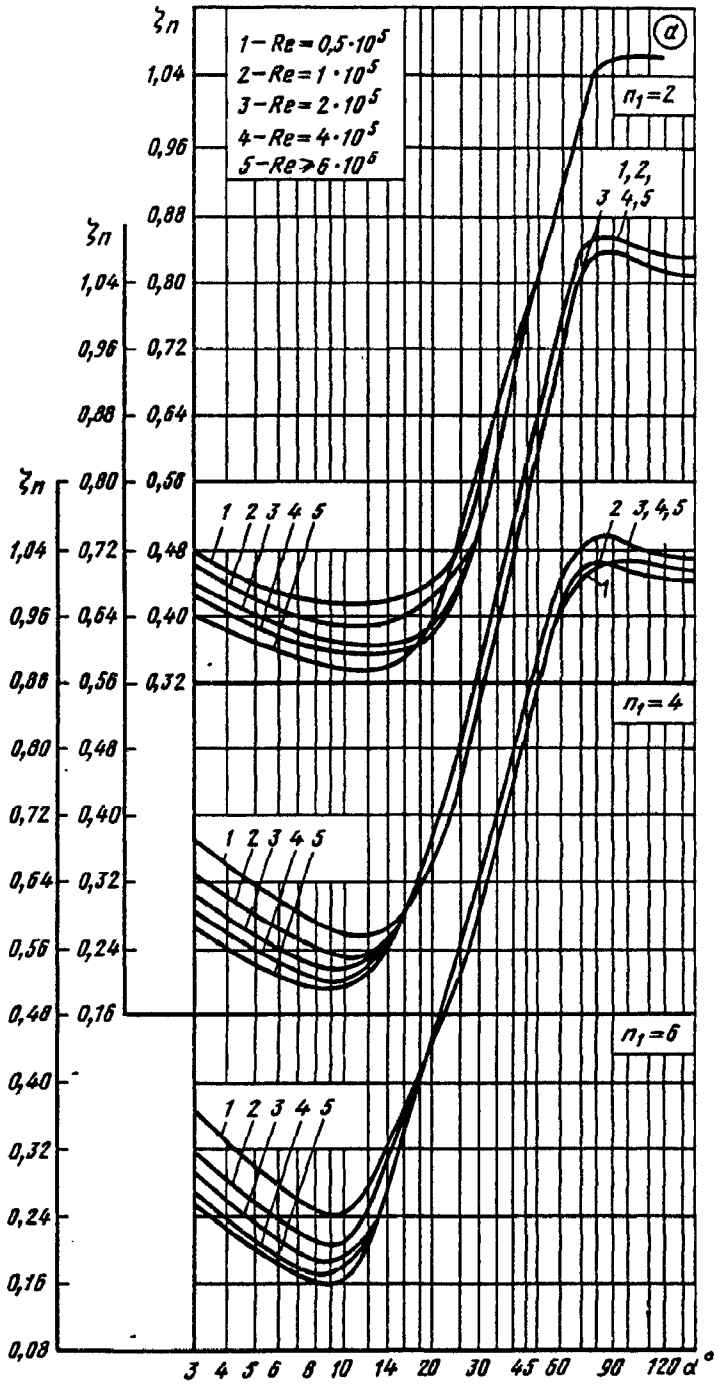
$$\zeta = k_п \zeta_п,$$

где $k_п$ принимается, как N_0, по табл. 12-1 — 12-7.

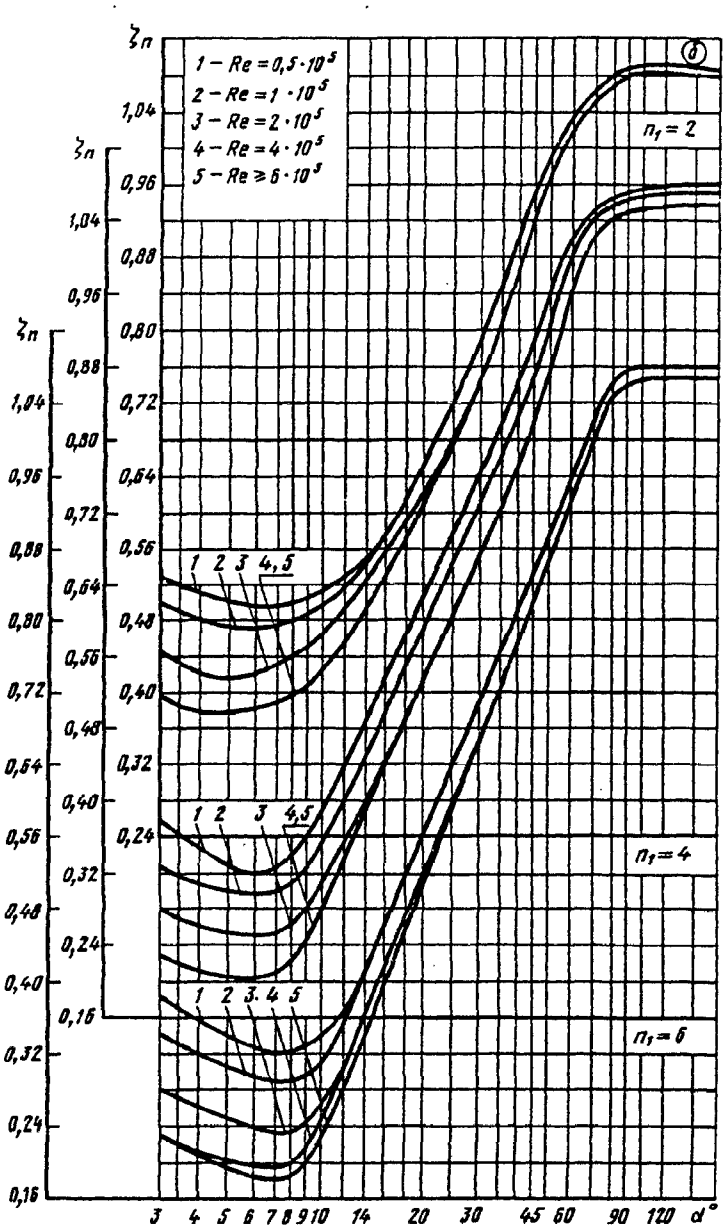
Значения $\zeta_п$ при $w_{max}/w_0 \approx 1{,}0$; $l_0/D_0 \approx 0$

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-5}$	α^0									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	⩾90
					$n_1 = 2$					
0,5	0,46	0,43	0,42	0,42	0,42	0,47	0,56	0,76	0,90	1,06
1	0,44	0,41	0,40	0,39	0,39	0,42	0,50	0,75	0,90	1,06
2	0,42	0,39	0,38	0,37	0,36	0,38	0,50	0,75	0,90	1,06
4	0,40	0,37	0,36	0,36	0,36	0,37	0,50	0,75	0,90	1,06
⩾6	0,38	0,36	0,34	0,34	0,34	0,38	0,57	0,76	0,90	1,06
					$n_1 = 4$					
0,5	0,34	0,30	0,28	0,26	0,26	0,34	0,50	0,79	0,96	1,07
1	0,30	0,27	0,24	0,23	0,25	0,34	0,50	0,79	0,96	1,07
2	0,28	0,24	0,22	0,21	0,25	0,37	0,57	0,82	1,00	1,09
4	0,26	0,22	0,21	0,20	0,25	0,37	0,57	0,82	1,00	1,09
⩾6	0,24	0,21	0,20	0,20	0,25	0,37	0,57	0,82	1,00	1,09
					$n_1 = 6$					
0,5	0,33	0,28	0,25	0,24	0,33	0,44	0,61	0,83	0,96	1,02
1	0,28	0,24	0,21	0,21	0,31	0,45	0,64	0,87	0,98	1,02
2	0,26	0,22	0,19	0,19	0,28	0,47	0,64	0,87	1,00	1,06
4	0,24	0,19	0,18	0,18	0,28	0,47	0,64	0,87	1,00	1,06
⩾6	0,22	0,18	0,16	0,17	0,28	0,47	0,64	0,87	1,00	1,06

Выход (свободный) из прямолинейного плоского диффузора [11-19 — 11-22]	Диаграмма 11-6



Выход (свободный) из прямолинейного плоского диффузора [11-19 — 11-22]	**Диаграмма 11-6**



Значения $\zeta_п$ при $w_{max}/w_0 \geqslant 1{,}1$; $l_0/D_0 > 10$

$Re \cdot 10^{-5}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90
	$n_1 = 2$									
0,5	0,51	0,50	0,50	0,51	0,56	0,63	0,80	0,96	1,04	1,09
1	0,48	0,47	0,48	0,50	0,56	0,62	0,80	0,96	1,04	1,09
2	0,42	0,42	0,44	0,46	0,53	0,63	0,74	0,93	1,02	1,08
⩾4	0,38	0,38	0,40	0,42	0,50	0,62	0,74	0,93	1,02	1,08

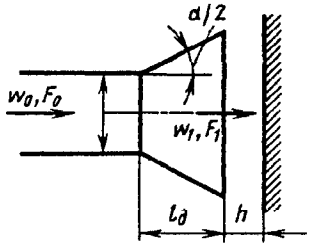
Выход (свободный) из прямолинейного плоского диффузора [11-19 — 11-22]

Диаграмма 11-6

$Re \cdot 10^{-5}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90
	$n_1 = 4$									
0,5	0,35	0,32	0,34	0,38	0,48	0,63	0,76	0,91	1,03	1,07
1	0,31	0,30	0,30	0,36	0,45	0,59	0,72	0,88	1,02	1,07
2	0,26	0,26	0,26	0,31	0,40	0,53	0,67	0,83	0,96	1,06
$\geqslant 4$	0,21	0,21	0,22	0,27	0,39	0,53	0,67	0,83	0,96	1,06
	$n_1 = 6$									
0,5	0,34	0,34	0,32	0,34	0,41	0,56	0,70	0,84	0,96	1,08
1	0,32	0,28	0,27	0,30	0,41	0,56	0,70	0,84	0,96	1,08
2	0,26	0,24	0,24	0,26	0,36	0,52	0,67	0,81	0,94	1,06
4	0,21	0,20	0,20	0,24	0,36	0,52	0,67	0,81	0,94	1,06
$\geqslant 6$	0,21	0,19	0,18	0,23	0,34	0,50	0,67	0,81	0,94	1,06

Выход из трубы (канала) на экран [11-13, 11-25, 11-34]

Диаграмма 11-7



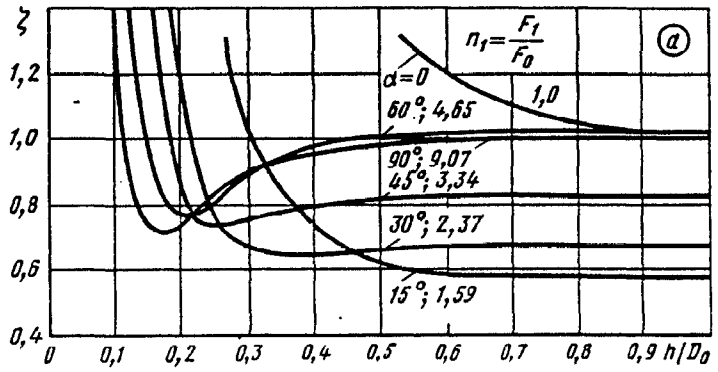
$$D_г = 4F_0/П_0;\quad n_1 = F_1/F_0.$$

1. Прямолинейный диффузор при $l_д/D_г = 1{,}0$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(h/D_0)$$ см. график *а*

Значения ζ

$\alpha^\circ (n_1)$	h/D_0									
	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	1,0
0 (1,0)	—	—	—	—	—	—	1,37	1,20	1,11	1,00
15 (1,59)	—	—	—	1,50	1,06	0,72	0,61	0,59	0,58	0,58
30 (2,37)	—	—	1,23	0,79	0,66	0,64	0,66	0,66	0,67	0,67
45 (3,34)	—	1,50	0,85	0,73	0,75	0,79	0,81	0,82	0,82	0,82
60 (4,65)	—	0,98	0,76	0,80	0,90	0,96	1,00	1,01	1,02	1,02
90 (9,07)	1,50	0,72	0,74	0,83	0,89	0,94	0,96	0,98	1,00	1,00



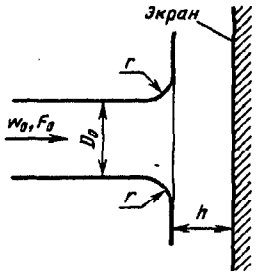
Выход из трубы (канала) на экран [11-13, 11-25, 11-34]	**Диаграмма 11-7**

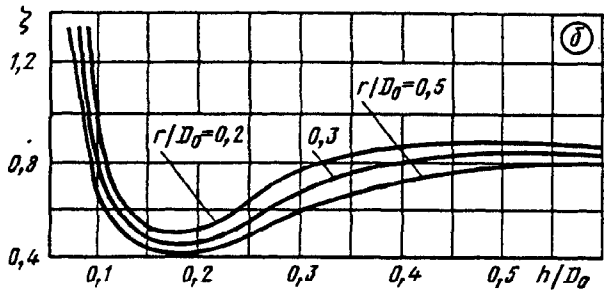
Значения ζ

r/D_0	h/D_0											
	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,60	1,0
0,2	—	2,30	0,90	0,52	0,51	0,62	0,75	0,82	0,85	0,86	0,85	0,85
0,3	—	1,60	0,75	0,47	0,48	0,55	0,66	0,73	0,78	0,81	0,82	0,82
0,5	2,50	1,30	0,63	0,44	0,41	0,49	0,58	0,65	0,71	0,76	0,87	0,78

2. Прямой участок с закругленными краями

$\zeta = f(h/D_0)$ см. график *б*

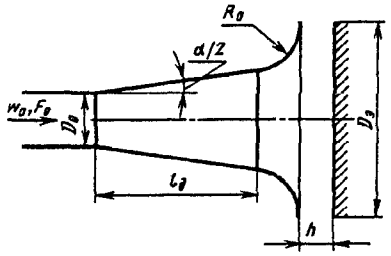


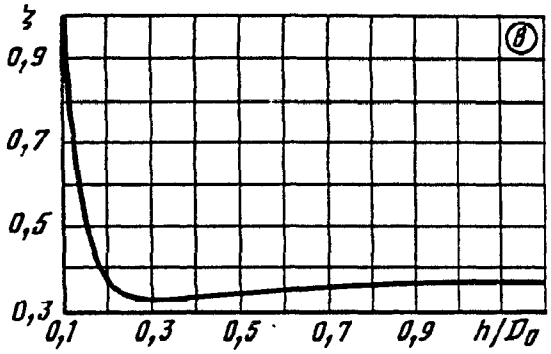


3. Диффузор с оптимальными параметрами

($l_д/D_0 \approx 2{,}5$; $\alpha = 14°$; $R_0/D_0 \approx 0{,}7$; $D_э/D_0 \approx 3{,}0$);

$\zeta = f(h/D_0)$ см. график *в*

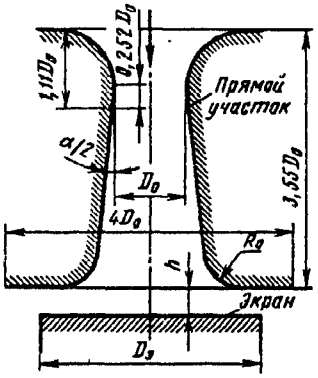




h/D_0	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,60	1,0
ζ	0,78	0,46	0,36	0,32	0,32	0,33	0,33	0,34	0,34	0,36

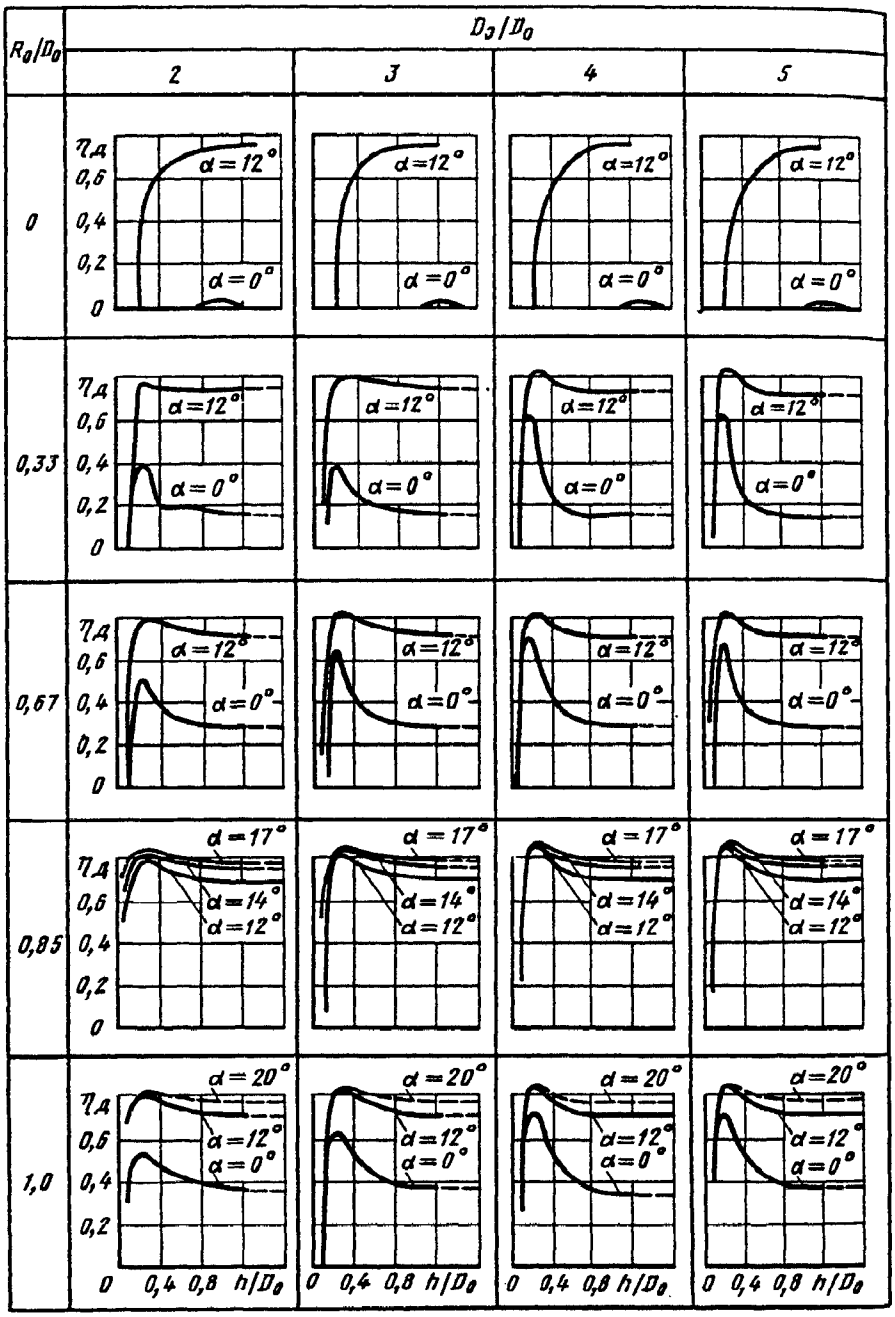
Выход из диффузора (с плавным коллектором) на экран:
$\mathrm{Re} \equiv w_0 D_0/\nu \geqslant 2 \cdot 10^5$ [11-41]

Диаграмма 11-8

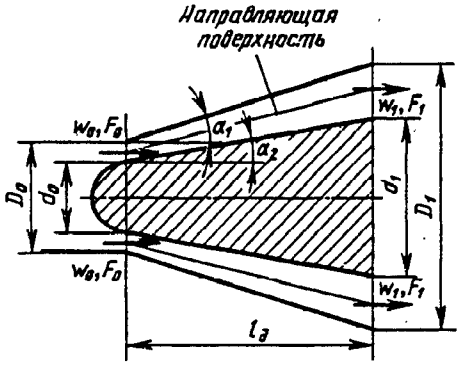


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 - \eta_д,$$

где $\eta_д = f(h/D_0, \alpha, R_0/D_0)$
см. график



Выход (свободный) из асимметричного кольцевого диффузора; $\bar{d}_0 = 0{,}688$ [11-5, 11-12]	Диаграмма 11-9

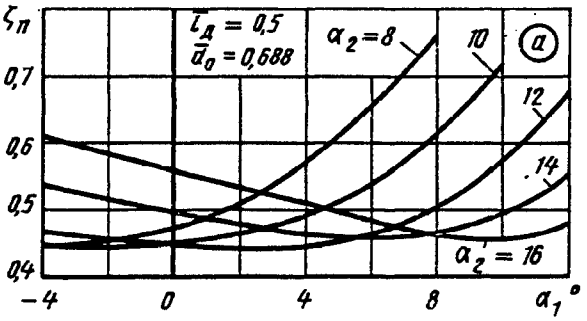


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta_п,$$

где $\zeta_п$ определяется или в зависимости от α_1 и α_2 по графикам *а*—*в* (при $\bar{d}_0 = 0{,}688$), или в зависимости от n_1 и $\bar{l}_{пр}$ (при $\Delta_0^* = 0{,}015$ и $0{,}03$) по графикам *г* и *д*, где $\bar{l}_{пр}$ вычисляется по формуле (11-1); $k_д$ см. диаграмму 5-1 или 5-18 (при установке за работающей осевой машиной).

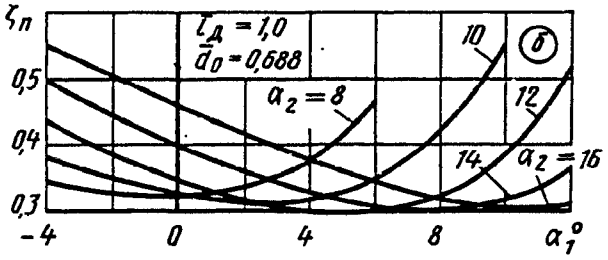
$$\bar{l}_д = l_д/D_0;\ \bar{d}_0 = \frac{d_0}{D_0};$$

$$n_1 = \frac{F_1}{F_0} = 1 + \frac{4\bar{l}_д^2}{1-\bar{d}_0^2}(\mathrm{tg}^2\alpha_1 - \mathrm{tg}^2\alpha_2) + \frac{4\bar{l}_д}{1-\bar{d}_0^2}(\mathrm{tg}\alpha_1 - \bar{d}_0\,\mathrm{tg}\alpha_2).$$



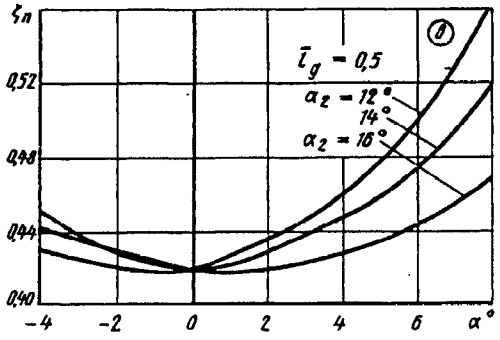
Значения $\zeta_п$ при $\bar{l}_д = 0{,}5$ (без направляющей поверхности)

$\alpha_2°$	$\alpha_1°$								
	−4	−2	0	2	4	6	8	10	12
8	0,45	0,46	0,48	0,51	0,57	0,65	0,77	—	—
10	0,45	0,45	0,45	0,47	0,49	0,54	0,61	0,72	
12	0,47	0,46	0,45	0,44	0,44	0,47	0,50	0,58	0,68
14	0,54	0,51	0,50	0,48	0,47	0,46	0,47	0,50	0,56
16	0,61	0,58	0,56	0,54	0,51	0,48	0,47	0,46	0,48



Значения $\zeta_п$ при $\bar{l}_д = 1{,}0$ (без направляющей поверхности)

$\alpha_2°$	$\alpha_1°$								
	−4	−2	0	2	4	6	8	10	12
8	0,34	0,33	0,33	0,34	0,38	0,47	—	—	—
10	0,38	0,35	0,33	0,32	0,32	0,35	0,42	0,55	—
12	0,44	0,38	0,35	0,32	0,30	0,30	0,32	0,38	0,52
14	0,50	0,44	0,40	0,36	0,33	0,31	0,30	0,32	0,36
16	0,55	0,50	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,30	0,31

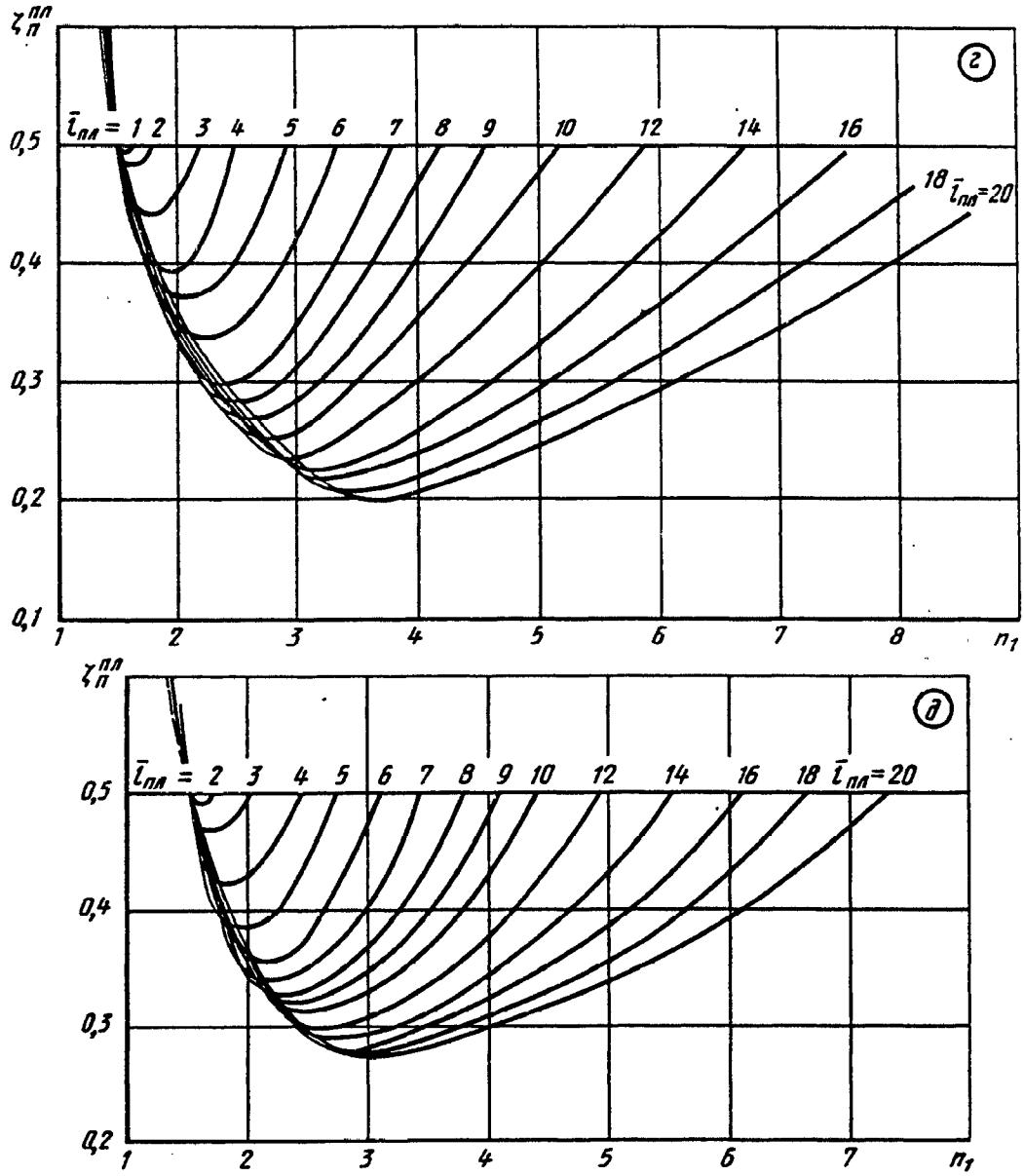


Значения $\zeta_п$ при $\bar{l}_д = 0{,}5$ (с направляющей поверхностью)

$\alpha_2°$	$\alpha_1°$						
	−4	−2	0	2	4	6	8
12	0,43	0,42	0,42	0,44	0,47	0,50	0,57
14	0,44	0,43	0,42	0,43	0,45	0,47	0,52
16	0,45	0,43	0,42	0,42	0,43	0,44	0,47

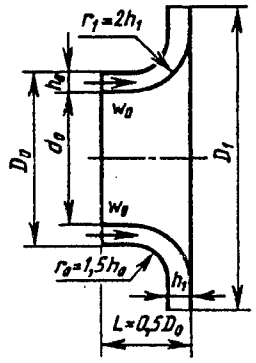
Выход (свободный) из асимметричного кольцевого диффузора; $\bar{d}_0=0{,}688$ [11-5, 11-12]

Диаграмма 11-9



Выход (свободный) из радиально-кольцевого диффузора [11-11, 11-12]

Диаграмма 11-10



Радиально-кольцевой диффузор по дуге круга при $r_0/h_0=1{,}5$ и $r_1/h_1=2$, $\bar{d}_0=0{,}688$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(n_1,\ \bar{D}_1)$$ см. графики *а* и *б*

Выход (свободный) из радиально-кольцевого диффузора [11-11, 11-12]	**Диаграмма 11-10**

$$n_1 = 2\frac{h_1}{h_0}\bar{D}_1\frac{1}{1+\bar{d}_0};$$

$$\bar{D}_1 = D_1/D_0;$$

$$\bar{d}_0 = d_0/D_0;$$

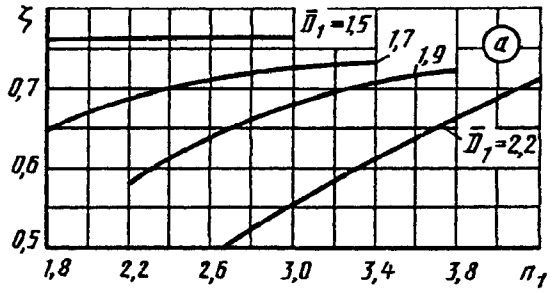
$$w_0 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_0^2)};$$

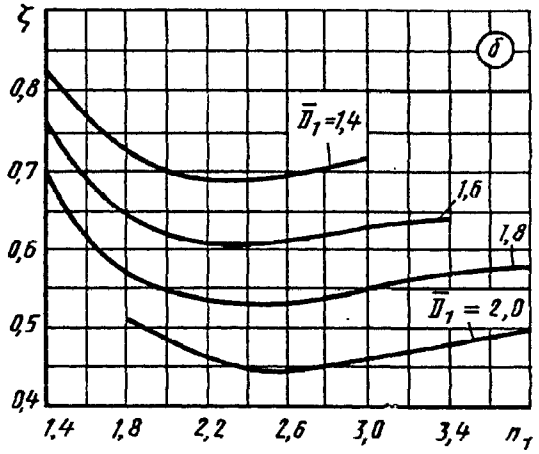
$$\bar{w}_0 = w_0/u.$$

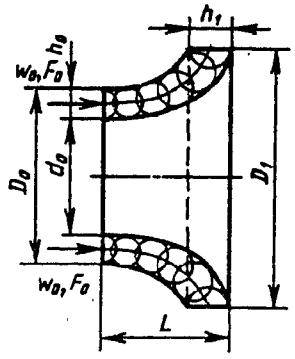
Q — расход, м³/с;
u — окружная скорость на наружном радиусе, м/с

Значения ζ

$\bar{D}_1$	n_1						
	1,1	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8
Диффузор за работающим компрессором $\bar{w}_0 \approx 0{,}5$ (см. график *а*)							
1,5	—	0,76	0,76	0,76	0,76	—	—
1,7	—	0,65	0,69	0,71	0,72	0,73	—
1,9	—	–	0,58	0,64	0,67	0,71	0,72
2,2	—	—	—	0,49	0,55	0,61	0,66
Диффузор при неработающем компрессоре (см. график *б*)							
1,4	0,82	0,72	0,69	0,70	0,71	—	—
1,6	0,76	0,64	0,61	0,61	0,63	0,64	—
1,8	0,70	0,57	0,54	0,53	0,55	0,57	0,58
2,0	—	0,51	0,46	0,45	0,46	0,48	0,50







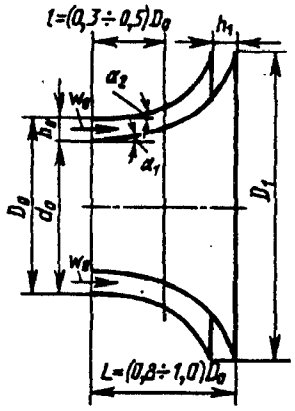
Радиально-кольцевой диффузор по дуге эллипса и $\bar{d}_0 = 0{,}76$

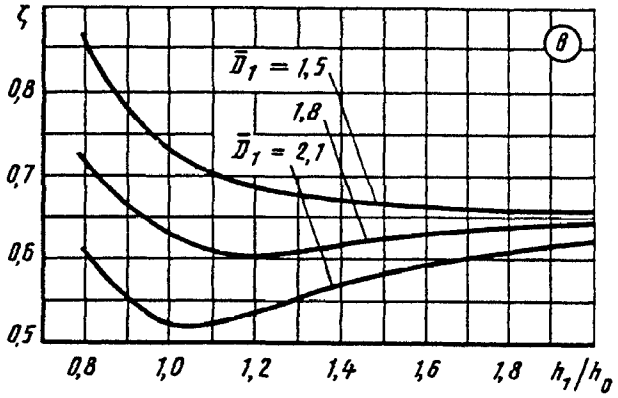
$\zeta = f(h_1/h_0)$ см. график *в*

Значения ζ

$\bar{D}_1$	h_1/h_0								
	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
1,5	0,85	0,78	0,73	0,70	0,69	0,67	0,66	0,66	0,66
1,8	0,72	0,66	0,63	0,61	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65
2,1	0,61	0,65	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61	0,62

Выход (свободный) из радиально-кольцевого диффузора [11-11, 11-12]	**Диаграмма 11-10**



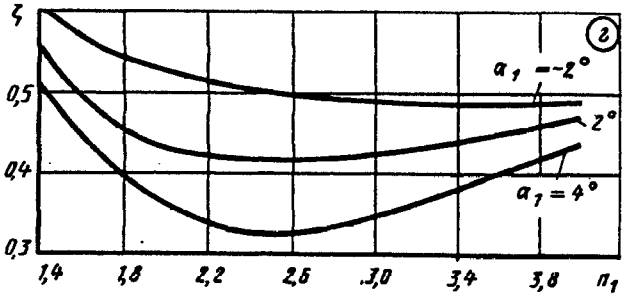


Радиально-кольцевой диффузор при $\bar{D}_1=2{,}06$; $\bar{d}_0=0{,}688$;

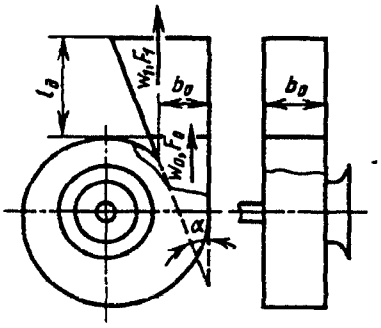
$\alpha_2=8°$; $\bar{w}_0=0{,}5$; $\zeta=f(n_1,\ \bar{D}_1)$ см. график *г*

Значения ζ

$\alpha_1°$	n_1							
	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,6	4,0
−2	0,61	0,54	0,52	0,50	0,49	0,49	0,49	0,49
2	0,56	0,45	0,43	0,42	0,43	0,44	0,45	0,47
4	0,52	0,39	0,34	0,33	0,35	0,38	0,40	0,46



Выход (свободный) из диффузоров за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [11-24]	**Диаграмма 11-11**



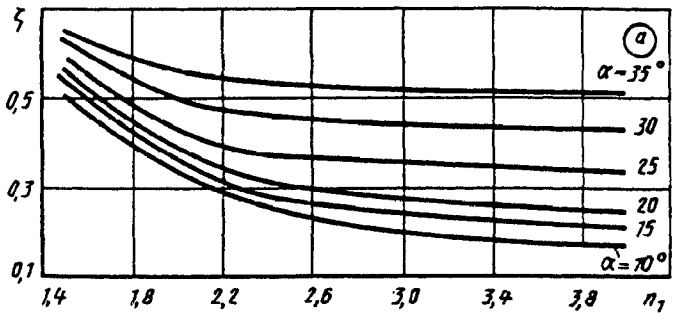
$n_1=F_1/F_0$

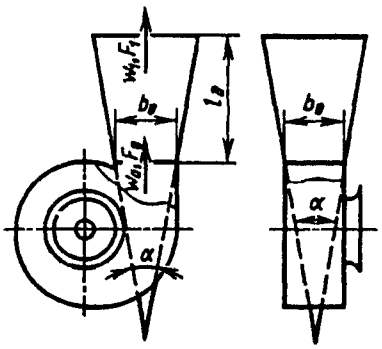
Плоский несимметричный диффузор:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(n_1)$$ см. график *а*

$\alpha°$	Формулы
10	$\zeta=0{,}827n_1^{-1}-0{,}059$
15	$\zeta=n_1(6{,}72n_1-7{,}5)^{-1}$
20	$\zeta=n_1(5{,}6n_1-5{,}79)^{-1}$
25	$\zeta=n_1(3{,}95n_1-3{,}31)^{-1}$
35	$\zeta=n_1(2{,}28n_1-1{,}07)^{-1}$

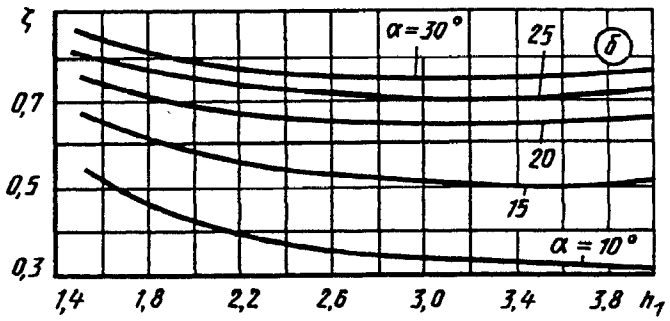
Выход (свободный) из диффузоров за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [11-24]	Диаграмма 11-11





Значения ζ

α°	n_1					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,51	0,34	0,25	0,21	0,18	0,17
15	0,54	0,36	0,27	0,24	0,22	0,20
20	0,55	0,38	0,31	0,27	0,25	0,24
25	0,59	0,43	0,37	0,35	0,33	0,33
30	0,63	0,50	0,46	0,44	0,43	0,42
35	0,65	0,56	0,53	0,52	0,51	0,50



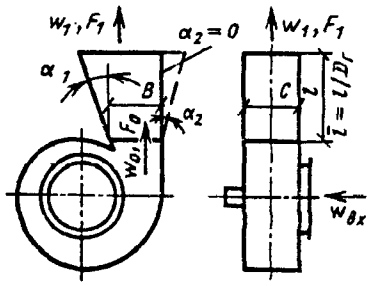
Пирамидальный диффузор
$\zeta = f(n_1)$ см. график *б*

α°	Формулы
10	$\zeta = n_1(4{,}05n_1 - 3{,}32)^{-1}$
15	$\zeta = n_1(2{,}34n_1 - 1{,}23)^{-1}$
20	$\zeta = n_1(1{,}71n_1 - 0{,}52)^{-1}$
25	$\zeta = 0{,}641 - 0{,}22n_1^{-1}$
35	$\zeta = n_1(1{,}44n_1 - 0{,}36)^{-1}$

Значения ζ

α°	n_1					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,54	0,42	0,37	0,34	0,32	0,31
15	0,67	0,58	0,53	0,51	0,50	0,51
20	0,75	0,67	0,65	0,64	0,64	0,65
25	0,80	0,74	0,72	0,70	0,70	0,72
30	0,85	0,78	0,76	0,75	0,75	0,76

Выходной (свободный) несимметричный диффузор за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [11-6] $\alpha_1 = var$, $\alpha_2 = 0°$	Диаграмма 11-12



$n_1 = F_1/F_0$

$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$;

$\eta^в$ — КПД вентилятора

Лопатки колеса вентилятора загнуты назад

Значения ζ

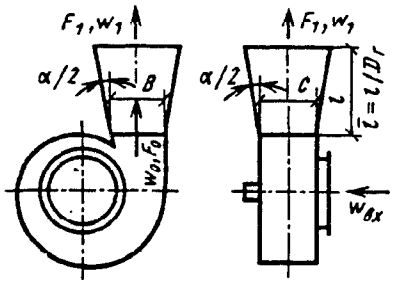
l/D_r	n_1						
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$							
1,0	0,06	0,10	0,20	0,40	—	—	—
1,5	0,06	0,15	0,23	0,30	0,40	—	—
2,5	—	—	0,13	0,13	0,14	0,20	0,33
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$							
1,0	0,08	0,13	0,30	—	—	—	—
1,5	0,15	0,18	0,24	0,33	0,45	—	—
2,5	—	0,10	0,13	0,19	0,25	0,32	0,40

Лопатки колеса вентилятора загнуты вперед

Значения ζ

l/D_r	n_1							
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$								
1,0	0,22	0,28	0,34	0,43	—	—	—	—
1,5	0,08	0,18	0,22	0,23	0,27	—	—	—
5,3	—	0,09	0,10	0,12	0,15	0,18	0,21	0,27
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$								
1,0	0,08	0,16	0,28	0,48	—	—	—	—
1,5	—	0,09	0,15	0,23	0,35	—	—	—
2,5	—	—	0,11	0,12	0,15	0,22	0,32	0,50
5,3	—	—	0,15	0,15	0,15	0,17	0,19	0,20
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta_{max}$, $Q > Q_н$								
0,9	0,11	0,27	0,41	0,60	—	—	—	—
1,5	0,10	0,16	0,23	0,36	0,53	—	—	—
2,5	—	0,09	0,15	0,25	0,36	0,48	0,58	0,64
5,3	—	0,16	0,15	0,15	0,17	0,20	0,25	0,30

Выходной (свободный) пирамидальный диффузор за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [11-6]	Диаграмма 11-13



$$n_1 = F_1/F_0$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

Лопатки колеса вентилятора загнуты назад

Значения ζ

$l/D_г$	n_1							
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$								
1,0 } 1,5	1,08	1,10	1,12	1,18	1,22	1,33	1,45	1,6
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$								
1,0	—	0,25	0,22	0,20	0,22	0,30	0,48	—
1,5	—	0,12	0,12	0,15	0,20	0,28	0,38	0,5
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$								
1,0	—	—	—	—	0,15	0,20	0,30	0,42
1,5	—	0,12	0,12	0,12	0,13	0,13	0,15	0,20

Лопатки колеса вентилятора загнуты вперед

Значения ζ

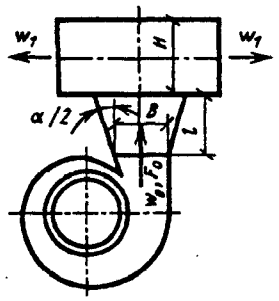
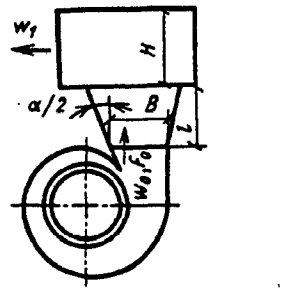
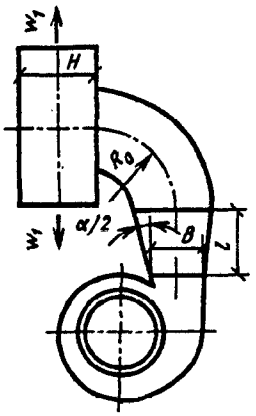
$l/D_г$	n_1											
	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,6	4,0
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$												
1,0	0,20	0,50	0,66	0,75	—	—	—	—	—	—	—	—
1,5	—	0,28	0,40	0,55	0,65	0,78	0,88	—	—	—	—	—
2,5	—	—	—	—	0,37	0,40	0,42	0,48	0,55	0,62	0,8	1,0
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$; $Q = Q_н$												
1,0	0,10	0,26	0,32	0,38	—	—	—	—	—	—	—	—
1,5	—	—	0,22	0,35	0,40	0,44	—	—	—	—	—	—
2,5	—	—	—	—	0,20	0,28	0,35	0,40	0,46	0,52	0,56	0,56
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$												
1,0	0,15	0,30	0,40	0,48	—	—	—	—	—	—	—	—
1,5	—	0,18	0,28	0,35	0,42	0,50	0,54	—	—	—	—	—
2,5	—	—	—	—	0,20	0,28	0,36	0,40	0,45	0,50	0,56	0,62

Выходные элементы за центробежными вентиляторами [11-6]	Диаграмма 11-14

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

$\eta^в$ — КПД вентилятора; $D_г = 4F_0/П_0$

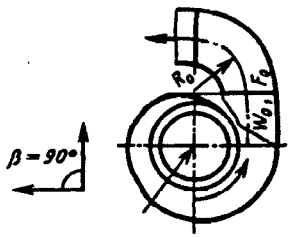
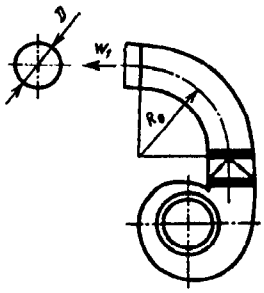
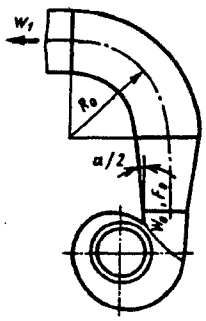
Значения ζ

Схема элемента	Характеристика элемента	Режим работы вентилятора с лопатками, загнутыми назад		
		$Q < Q_н$, $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	номинальный $Q = Q_н$, $\eta^в = \eta^в_{max}$	$Q > Q_н$, $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$
	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = l/D_г = 1 \div 1{,}5$; $n_1 = 1{,}5 \div 2{,}6$ короб $(\bar{H} = H/D_г = 1 \div 2)$ с выходом потока в две стороны	1,9	0,7	0,6
	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = 1 \div 1{,}3$; $n_1 = 1{,}5$—$2{,}6$ короб $(\bar{H} = 1 \div 2)$ с выходом потока в одну сторону	2,0	0,8	0,6
	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = 1 \div 5$; $n_1 = 2{,}6$; отвод $(R_0/D_г = 1{,}0)$; короб $(\bar{H} = 1 \div 2)$ с выходом потока в две стороны	1,6	0,7	0,5
	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = 1 \div 1{,}5$; $n_1 = 2{,}6$; отвод $(R_0/D_г = 1{,}0)$; короб $(\bar{H} = 1 \div 2)$ с выходом потока в одну сторону	1,9	0,8	0,6

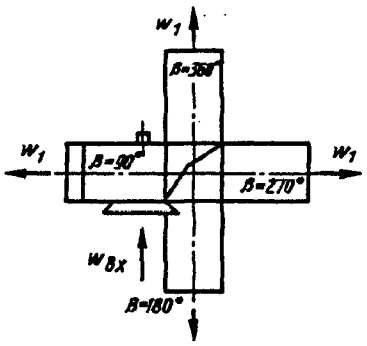
Выходные элементы за центробежными вентиляторами [11-6]	**Диаграмма 11-14**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

Значения ζ

Схема элемента	Характеристика элемента	Угол установки элемента $\beta°$	Режим работы вентилятора					
			лопатки, загнутые назад			лопатки, загнутые вперед		
			$Q<Q_н$ $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	$Q=Q_н$ $\eta^в=\eta^в_{max}$	$Q>Q_н$ $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	$Q<Q_н$ $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	$Q=Q_н$ $\eta^в=0{,}9\eta^в_{max}$	$Q>Q_н$ $\eta^в \leqslant 0{,}9\eta^в_{max}$
	Отвод прямоугольного сечения $(R_0/D_г=1)$	90; 180; 360 270	0,6 0,6	0,2 0,2	0,3 0,3	0,2 0,7	0,3 0,5	0,3 0,5
	Отвод круглого сечения $(R_0/D_г=2)$	90—360	0,5	0,5	0,4	0,3	0,4	0,4
	Отвод прямоугольного сечения с пирамидальным диффузором $(R_0/D_г=1{,}5)$	90—180 270—360	0,2 0,2	0,2 0,2	0,2 0,2	0,4 —	0,2 —	0,2 —

Выходные элементы за центробежными вентиляторами [11-6]	**Диаграмма 11-14**

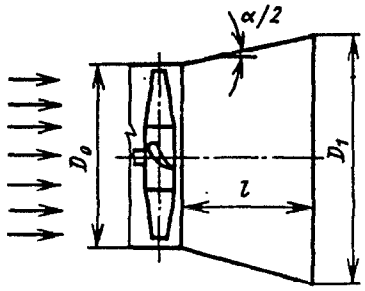
Схема элемента	Характеристика элемента	Угол установки элемента β°	Режим работы вентилятора					
			лопатки, загнутые назад			лопатки, загнутые вперед		
			$Q<Q_н$ $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	$Q=Q_н$ $\eta^в=\eta^в_{max}$	$Q>Q_н$ $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	$Q<Q_н$ $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$	$Q=Q_н$ $\eta^в=\eta^в_{max}$	$Q>Q_н$ $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$
	Переходник с квадратного сечения на круглое равновеликой площади	—	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2

Выходные диффузоры за осевыми вентиляторами [3-3, 11-6]	**Диаграмма 11-15**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

Q, $\eta^в$ — производительность и КПД вентилятора

Конические диффузоры

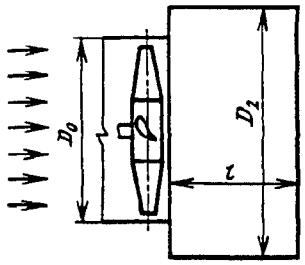


Значения ζ

l/D_0	n_1						
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q>Q_н$							
1,0	1,0	0,94	0,96	1,03	—	—	—
1,75	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Номинальный режим $\eta^в=\eta^в_{max}$, $Q=Q_н$							
1,0	0,30	0,30	0,40	0,55	—	—	—
1,75	—	0,35	0,40	0,43	0,46	0,50	0,55
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta_{max}$, $Q<Q_н$							
1,0	0,25	0,26	0,38	—	—	—	—
1,5	0,22	0,24	0,28	0,35	0,43	0,54	0,65

Выходные диффузоры за осевыми вентиляторами [3-3, 11-6]	**Диаграмма 11-15**

Ступенчатые диффузоры

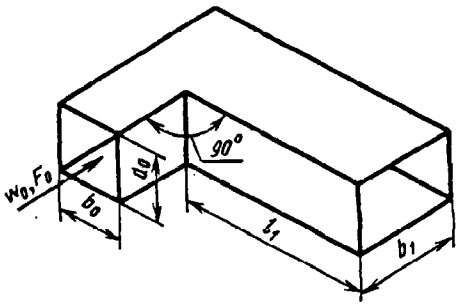


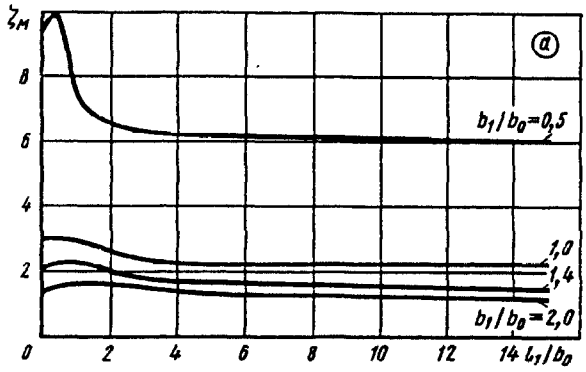
l/D_0	n_1				
	1,0	1,5	2.0	2,5	3,0
Режим $\eta^в \geqslant 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$					
1,0	—	0,65	0,51	0,64	0,95
1,5	—	0,72	0,66	0,72	0,79
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$					
1,0	0,23	0,27	0,32	0,40	0,54
1,5	—	0,23	0,23	0,30	0,38
Режим Q_{max}					
1,0	0,18	0,16	0,32	0,55	—
1,5	0,13	0,16	0,25	0,38	0,53

Выход из прямого колена ($\delta = 90°$) при острой кромке поворота [11-28]	**Диаграмма 11-16**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{эм} + \lambda \frac{l_1}{b_1}\left(\frac{b_0}{b_1}\right)^2,$$

где λ см. диаграммы 2-1—2-6





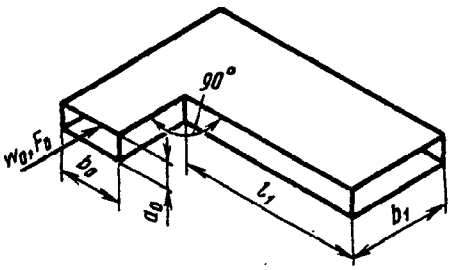
Колено квадратного сечения ($a_0/b_0 = 1{,}0$)

$\zeta_{эм} = f(l_1/b_0)$ см. график *а*.

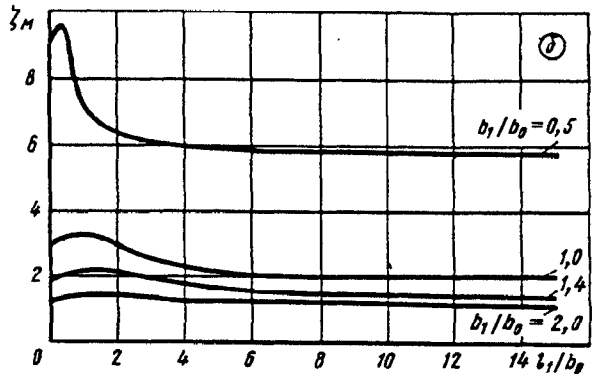
Значения $\zeta_{эм}$ (график *а*)

b_1/b_0	l_1/b_0								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	4,0	6,0	8,0	15,0
0,5	9,0	10	7,6	6,7	6,5	6,2	6,2	6,1	5,9
1,0	2,9	3,0	2,9	2,8	2,6	2,2	2,2	2,2	2,2
1,4	2,0	2,2	2,2	2,1	1,9	1,7	1,6	1,5	1,5
2,0	1,3	1,5	1,6	1,6	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1

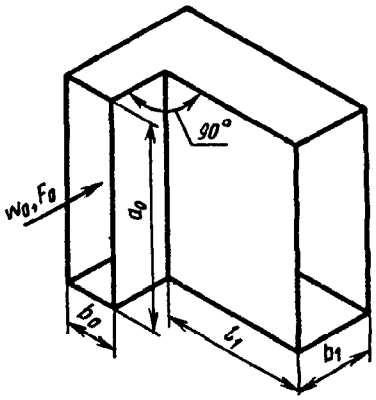
Выход из прямого колена ($\delta = 90°$) при острой кромке поворота [11-28]	**Диаграмма 11-16**



Плоское колесо ($a_0/b_0 = 0{,}25$)



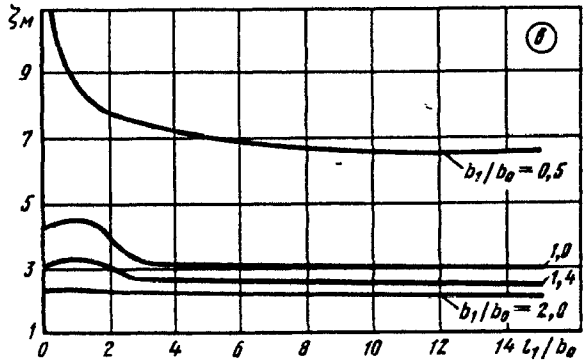
$\zeta_м = f(l_1/b_0)$ см. график *б*



Значения $\zeta_м$ (график *б*)

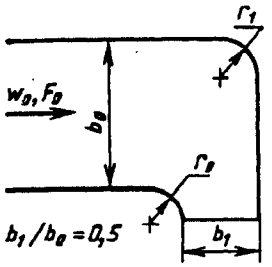
b_1/b_0	l_1/b_0								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	4,0	6,0	8,0	15,0
0,5	8,8	9,5	7,2	6,6	6,3	6,0	5,9	5,8	5,8
1,0	2,7	3,2	3,3	3,1	2,9	2,3	2,1	2,0	2,0
1,4	1,8	2,1	2,2	2,2	2,1	1,8	1,6	1,4	1,4
2,0	1,3	1,5	1,6	1,5	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1

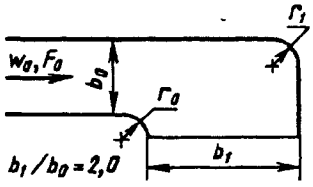
Колено прямоугольного сечения ($a_0/b_0 = 4$)
$\zeta_м = f(l_1/b_0)$ см. график *в*



Значения $\zeta_м$ (график *в*)

b_1/b_0	l_1/b_0								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	4,0	6,0	8,0	15,0
0,5	9,9	8,5	7,6	7,1	6,8	6,2	5,9	5,7	5,6
1,0	3,2	3,3	3,5	3,4	3,0	2,1	2,1	2,1	2,0
1,4	2,0	2,2	2,3	2,2	2,0	1,7	1,6	1,6	1,5
2,0	1,3	1,4	1,4	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1



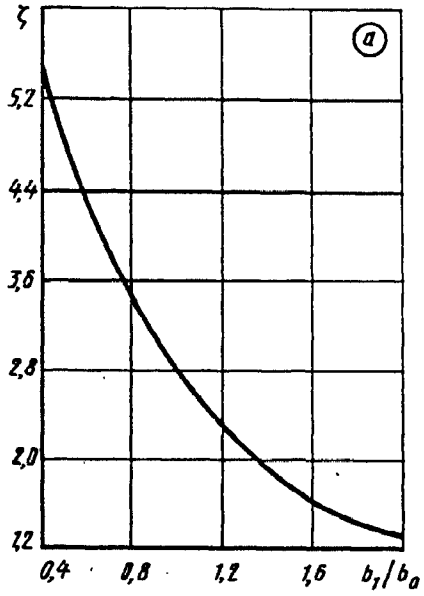


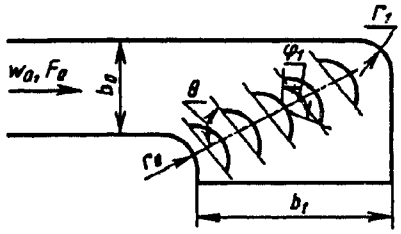
$r_0=r_1=r$

Колено с $r/b_0=0,2$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f\left(\frac{b_1}{b_0}\right)$$ см. график *а*

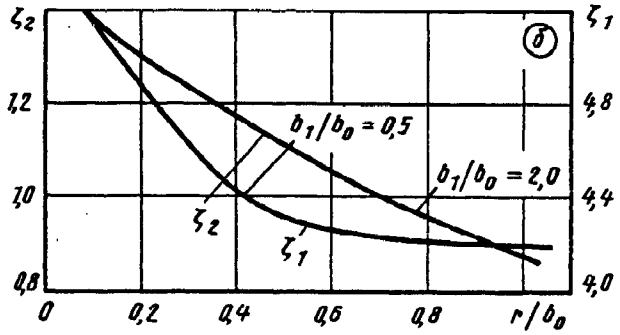
b_1/b_0	0,5	1,0	2,0
ζ	4,92	2,80	1,3





Колено при $r/b_0=$var:

$\zeta=f(r/b_0)$ см. график *б*



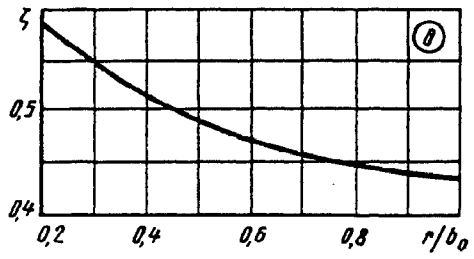
Значения ζ (ζ_1 и ζ_2)

b_1/b_0	r/b_0							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
0,5	5,20	4,92	4,64	4,44	4,31	4,24	4,20	4,18
2,0	1,40	1,30	1,23	1,17	1,11	1,05	0,95	0,87

Колено при $\delta=90°$ ($b_1/b_0=2,0$) с пятью тонкими направляющими лопатками:

$\zeta=f(r/b_0)$ см. график *в*

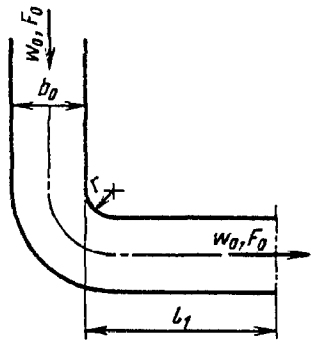
Характеристика	r/b_0		
	0,2	0,5	1,0
$\theta°$	70	72—74	72—74
$\varphi_1°$	154	99	90
ζ	0,59	0,49	0,44



Выход из отвода и составного колена при $\delta = 90°$ [11-3, 11-37]	Диаграмма 11-18

Отвод

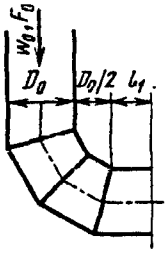
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_м + \lambda l_1/b_0,$$



где $\zeta_м = f(r/b_0,\ l_1/b_0)$;
λ см. диаграммы 2-1—2-6

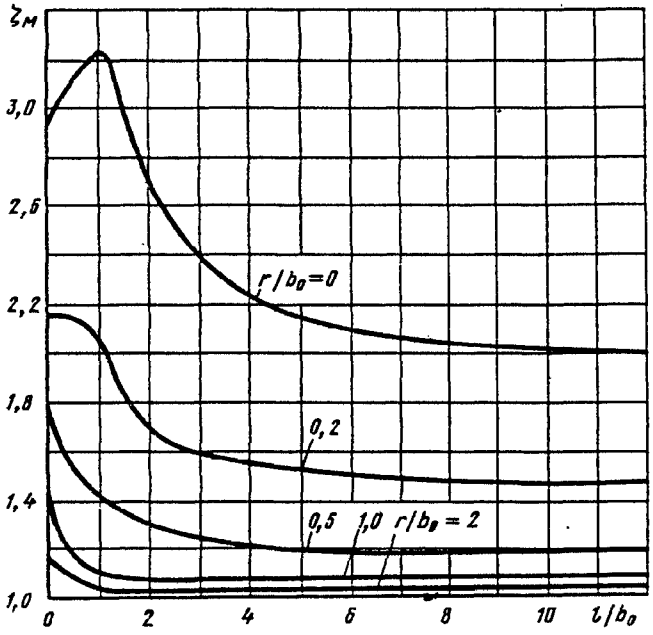
Значения $\zeta_м$

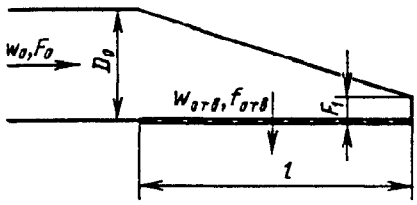
r/b_0	l_1/b_0									
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0	12,0
0,0	2,95	3,13	3,23	3,00	2,72	2,40	2,24	2,10	2,05	2,00
0,2	2,15	2,15	2,08	1,84	1,70	1,60	1,56	1,52	1,49	1,48
0,5	1,80	1,54	1,43	1,36	1,32	1,26	1,22	1,19	1,19	1,19
1,0	1,46	1,19	1,11	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09
2,0	1,19	1,10	1,06	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04



Составное колено

l_1/D_0	0,4	0,8
ζ	1,52	1,41

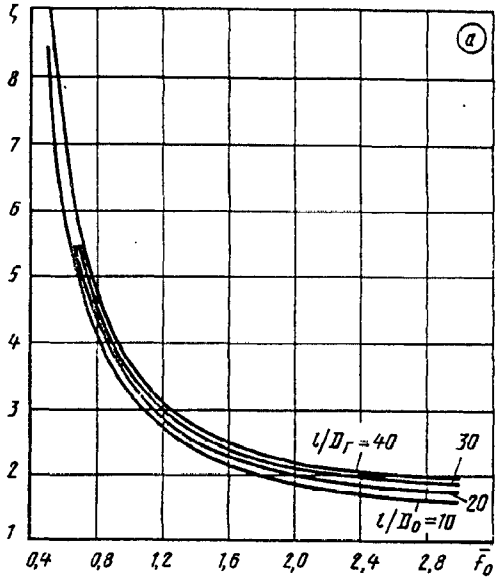




$D_г = 4F_0/П_0$;

$0{,}5 < f_0 = F_{отв}/F_0 < 3{,}0$

и $0 < F_1/F_0 < 1{,}0$

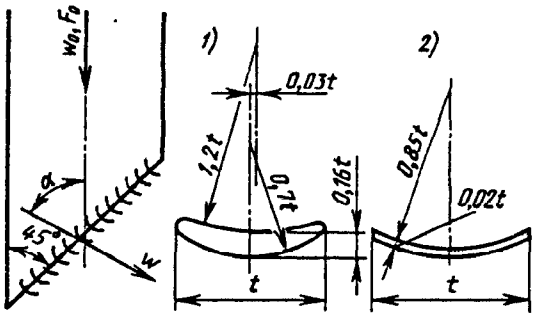


Значения ζ

$l_0/D_г$	f_0							
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
10	8,61	6,41	4,22	3,21	2,21	1,86	1,69	1,61
20	8,77	5,57	4,38	3,37	2,37	2,02	1,85	1,77
30	8,87	6,67	4,48	3,47	2,47	2,12	1,95	1,87
40	8,94	6,74	4,55	3,54	2,54	2,19	2,02	1,94

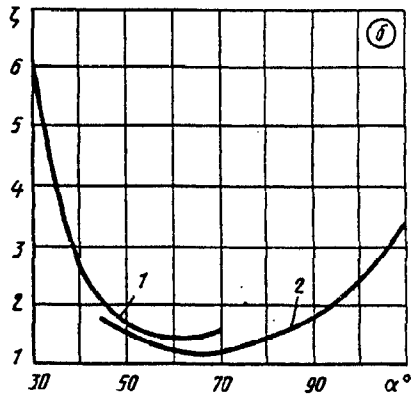
Насадок в виде тонкостенной решетки на боковой стенке:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \frac{1{,}8}{f_0^2} + \left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}15} = f(f_0)$$



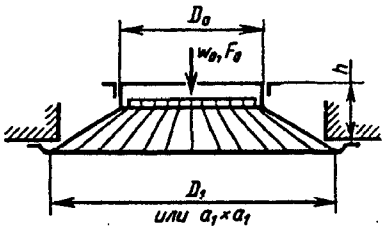
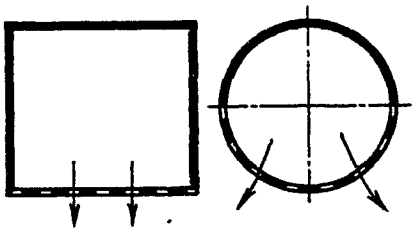
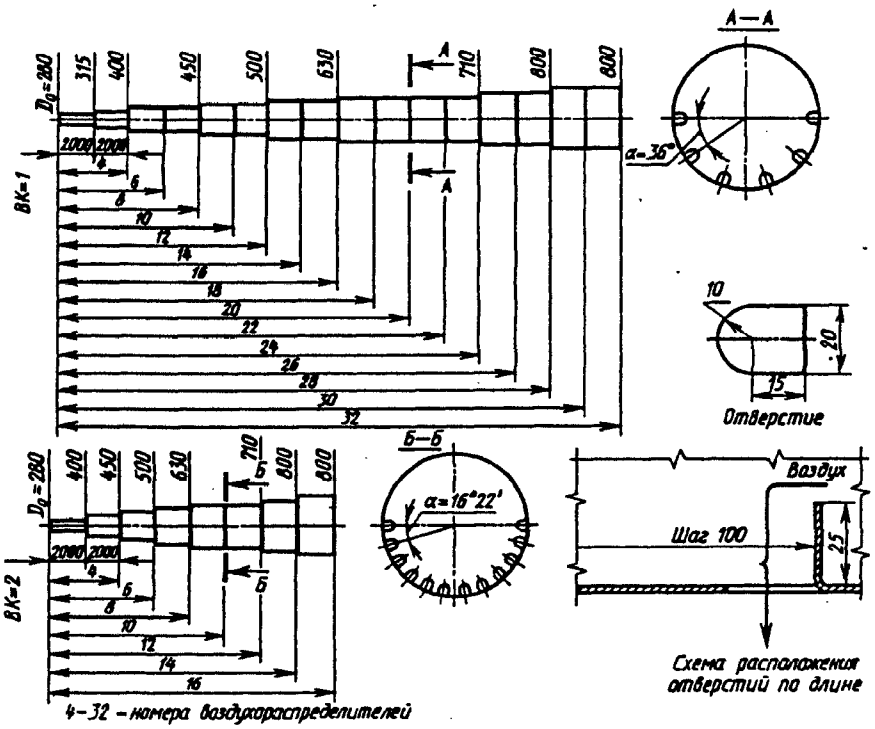
Значения ζ

Лопатки	α°								
	30	40	50	60	70	80	90	100	110
1. Профилированные	6,4	2,7	1,7	1,4	1,6	—	—	—	—
2. Упрощенные	—	—	1,5	1,2	1,2	1,4	1,8	2,4	3,5

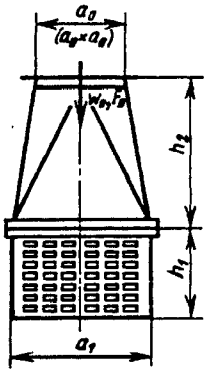
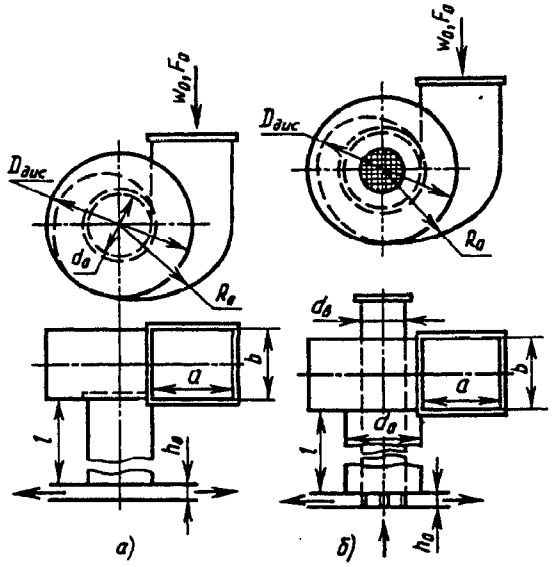
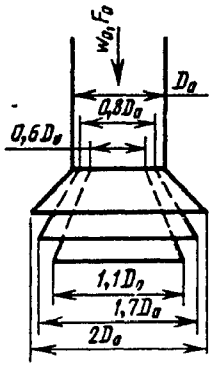


Насадок конструкции В. В. Батурина

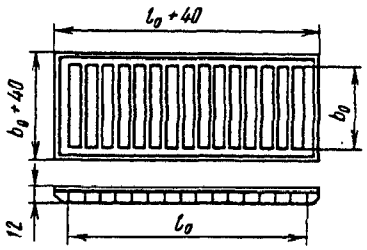
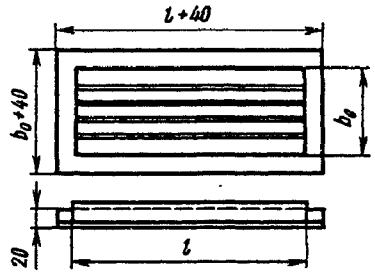
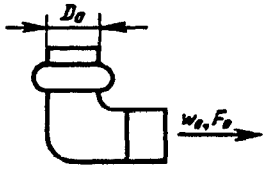
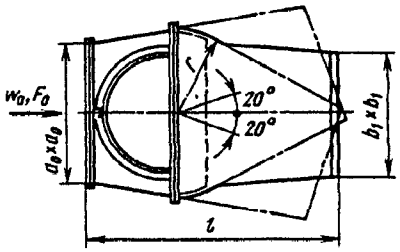
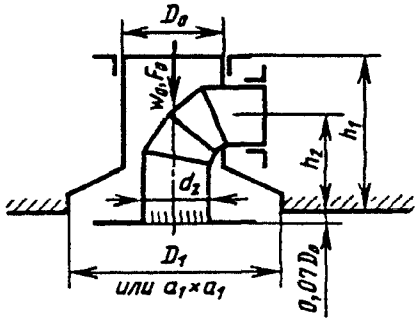
$\zeta = f(\alpha)$

Приточные насадки (воздухораспределители) [11-3, 11-9, 11-23]	**Диаграмма 11-19**
Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Двухструйный, шестидиффузорный типа ВДШ 	1,9
Нестандартный перфорированный (прямоугольный или круглый) $f = F_{отв}/F_0 = 0{,}04 \div 0{,}10$ 	2,4
Стандартизованный, перфорированный, круглого сечения: 1) ВК-1 (6 рядов отверстий) 2) ВК-2 (12 рядов отверстий) 	1,7 ÷ 2,0 (ζ отнесен к площади $F_0 = \pi D_0^2/4$, где D_0 — диаметр присоединительного патрубка)

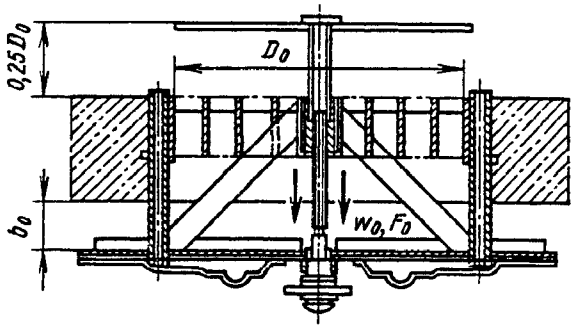
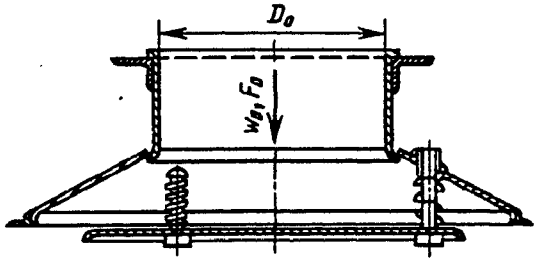
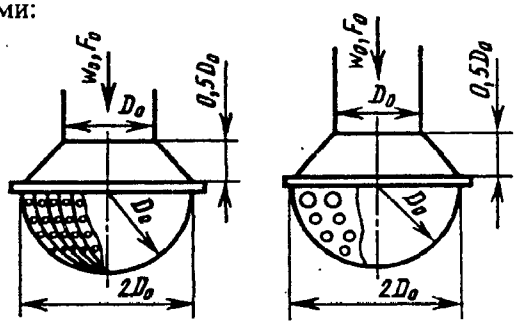
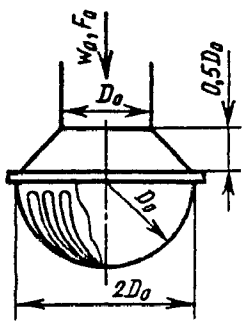
Приточные насадки (воздухораспределители) [11-3, 11-9, 11-23]	**Диаграмма 11-19**

Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Пристенный типа ВП 	6,8
Статический (улиточный) центробежный: *а* — приточный; *б* — приточно-вытяжной  Оптимальные характеристики: $R_0 = 0{,}5 d_0 \exp(\varphi/2\pi)$ (логарифмическая спираль): $b/d_0 = 1{,}05$; $a/b = 0{,}8 \div 0{,}9$; $ab/d_0^2 = 0{,}85 \div 0{,}90$; $D_{дис}/d_0 = 1{,}3 \div 1{,}5$	6,5
С тремя диффузорами 	1,1

Приточные насадки (воздухораспределители) [11-3, 11-9, 11-23]	**Диаграмма 11-19**

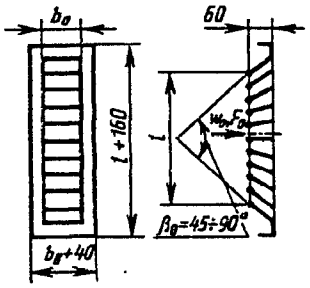
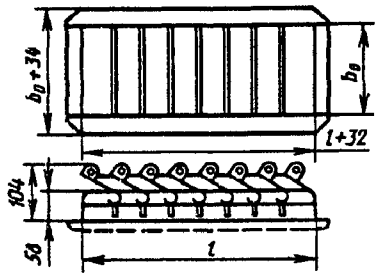
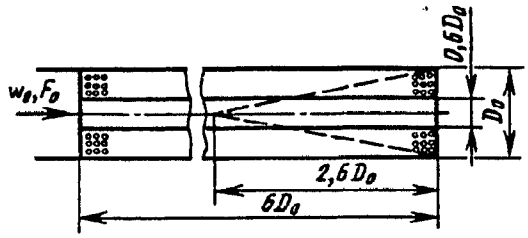
Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Щелевой с параллельными направляющими лопатками при $f = F_{отв}/F_0 \geqslant 0{,}8$ 	1,5
Прямоугольный в виде решетки с параллельными направляющими лопатками 	1,8
Душирующий патрубок 	0,75
С поворотным патрубком типа ПП 	1,1
Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК 	2,0

Приточные насадки (воздухораспределители) [11-3, 11-9, 11-23]	**Диаграмма 11-19**

Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
В виде потолочного плафона: $b_0/D_0 = 0{,}2$ $b_0/D_0 = 0{,}3$ $b_0/D_0 = 0{,}4$ 	4,0 2,3 1,9
С универсальным тарельчатым плафоном типа ВУ: а) при поднятом диске; б) при опущенном диске 	3,0 1,9
В виде полусферы с отверстиями: $F_{отв}/F_0 = 0{,}56$ $F_{отв}/F_0 = 3{,}9$ 	11,0 1,0
В виде полусферы со щелями $F_{отв}/F_0 = 1{,}4$ 	2,0

Продолжение

Приточные насадки (воздухораспределители) [11-3, 11-9, 11-23]	**Диаграмма 11-19**

Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
С веерной решеткой типа РВ ($\beta=45°$, $\beta=60°$, $\beta=90°$) 	1,0
С приточной регулирующей решеткой типа РР 	Тип решетки: А, Б, Г — 2,2; В — 3,3
В виде цилиндра с перфорированной поверхностью $F_{отв}/F_0=4,7$ 	0,9

Шахты (вытяжные, прямые) круглого сечения; $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu > 10^4$ [11-32]

Диаграмма 11-20

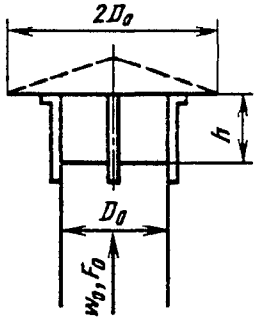
№кривой	Шахта	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

Значения ζ

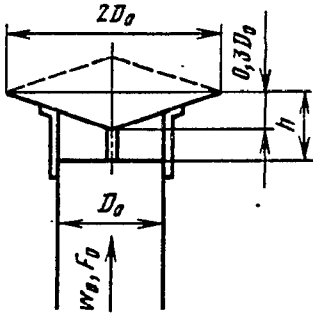
Шахта	h/D_0				
	0,10	0,20	0,25	0,30	0,35
1	—	—	3,40	2,60	2,10
2	—	—	—	—	—
3	4,00	2,30	1,90	1,60	1,40
4	—	2,90	2,30	1,90	1,70
5	2,60	1,20	1,00	0,80	0,70

Шахта	h/D_0				
	0,40	0,50	0,60	0,80	1,0
1	1,70	1,40	1,20	1,10	1,00
2	3,50	2,00	1,50	1,20	1,10
3	1,30	1,15	1,10	1,00	1,00
4	1,50	1,30	1,20	1,10	1,00
5	0,65	0,60	0,60	0,60	0,60

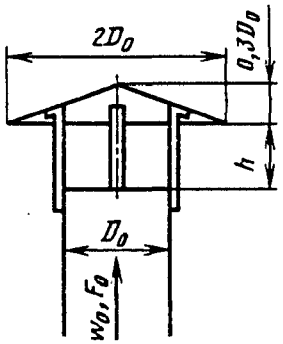
1 — С плоским экраном



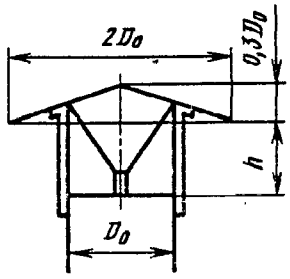
2 — С рассечкой

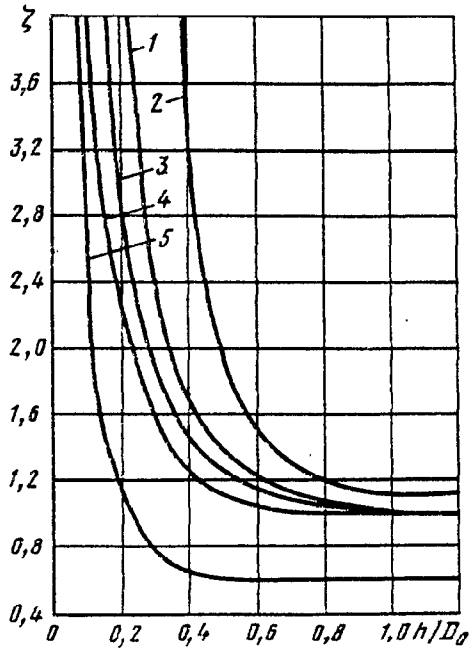


3 — С зонтом

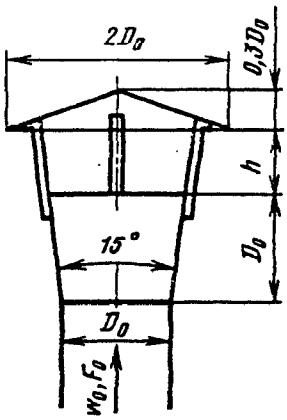


4 — С зонтом и с рассечкой

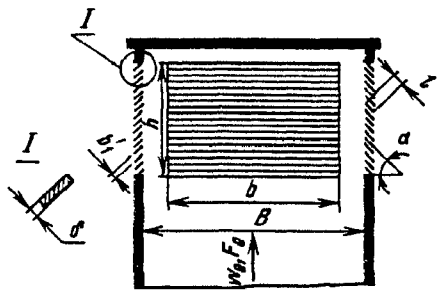


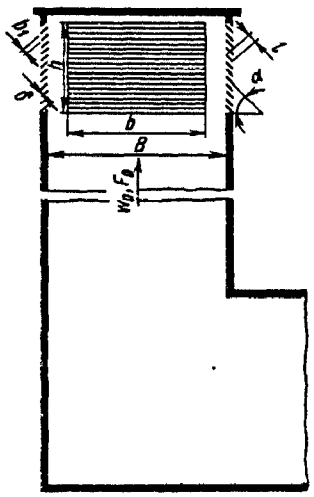


Шахты (вытяжные, прямые) круглого сечения; $\mathrm{Re}=w_0D_0/\nu>10^4$ [11-32]	**Диаграмма 11-20**

№кривой	Шахта	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
5	С диффузором и с зонтом		

Шахты (вытяжные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [11-26]	**Диаграмма 11-21**

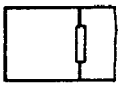
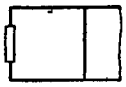
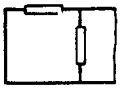
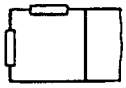




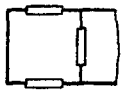
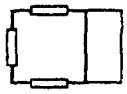
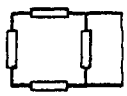
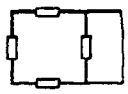
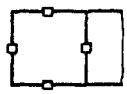
$h/B=0{,}5;\ \bar{f}=n_0bh/F_0$

Шахты (вытяжные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [11-26]	**Диаграмма 11-21**

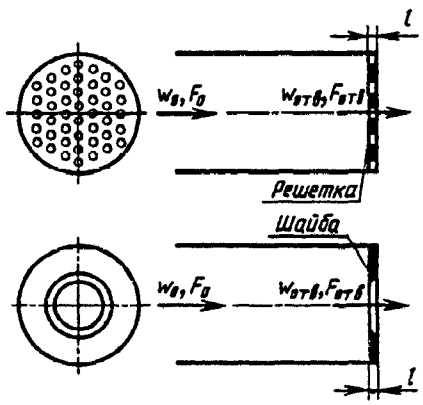
Прямые шахты

Количество отверстий	Схема расположения отверстий		f	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha=30°$; $\frac{b'_1}{h}=0{,}029$; $\frac{l}{b'_1}=1{,}6$; $\frac{\delta}{b'_1}=0{,}058$	$\alpha=45°$ $\frac{b'_1}{h}=0{,}024$; $\frac{l}{b'_1}=1{,}4$; $\frac{\delta}{b'_1}=0{,}07$
1	2	3	4	5	6	7	8
Одно			0,36	1,5	15,5	22,0	—
Два			0,36	1,5	5,0	7,2	—
Три			0,36	1,5	3,50	5,0	—
Четыре			0,36	1,5	2,20	2,6	3,5
»			0,24	1,0	5,30	7,0	10,0
»			0,12	0,5	15,6	19,6	29,0
Одно			0,36	1,5	14,0	18,6	—
»			0,36	1,5	17,6	26,0	—
Два			0,36	1,5	5,2	6,6	—
»			0,36	1,5	7,0	9,3	—

Шахты (вытяжные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [11-26]	**Диаграмма 11-21**

1	2	3	4	5	6	7	8
Три			0,36	1,5	4,0	4,6	—
»			0,36	1,5	7,0	9,0	—
Четыре			0,36	1,5	4,0	4,2	5,0
»			0,24	1,0	6,6	8,0	10,7
»			0,12	0,5	16,0	20,0	29,5

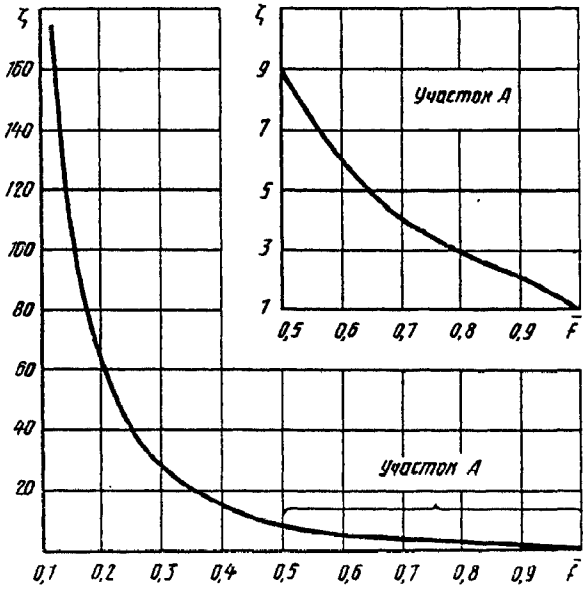
Выход из прямой трубы через шайбу или плоскую решетку; с острыми краями отверстий ($l/d_г = 0 \div 0{,}015$); $\mathrm{Re} = w_{отв} d_г / \nu \geqslant 10^5$ [11-16—11-18]	**Диаграмма 11-22**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1 + 0{,}5\left(1 - \bar{f}\right)^{0{,}75} + 1{,}41\left(1 - \bar{f}\right)^{0{,}375}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}$$

см. график

$d_г = 4F_{отв}/П_{отв}$; $\bar{f} = F_{отв}/F_0$



Выход из прямой трубы через шайбу или плоскую решетку; с острыми краями отверстий ($l/d_г = 0 \div 0{,}015$); $\mathrm{Re} = w_{отв} d_г / \nu \geqslant 10^5$ [11-16—11-18]

Диаграмма 11-22

$\bar{f}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
ζ	1107	273	119	66	41,4	28,2	20,3	15,2	11,8

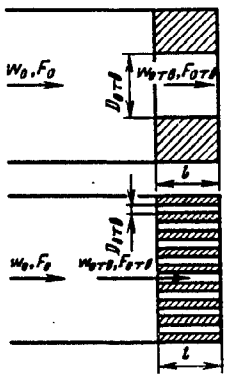
$\bar{f}$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,9	0,95	1,0
ζ	9,30	7,49	6,12	5,05	4,20	3,52	2,95	2,47	2,06	1,63	1,0

Выход из прямой трубы через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; $\mathrm{Re} = w_{отв} d_г / \nu > 10^4$ [11-16—11-18]

Диаграмма 11-23

Схема и график	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	2

$\bar{f} = F_{отв}/F_0$; $d_г = 4f_0/\Pi_{отв}$

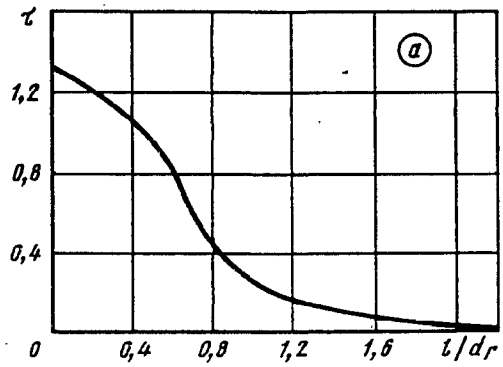


$$\zeta = \left[1 + 0{,}5(1-\bar{f})^{0{,}75} + \tau(1-\bar{f})^{0{,}375} + \lambda\frac{l}{d_г}\right]\frac{1}{\bar{f}^2},$$

где λ см. диаграммы 2-1—2-6;

$\tau = f(l/d_г)$

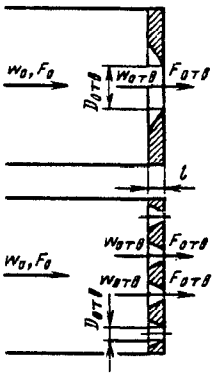
Края отверстий, утолщенные



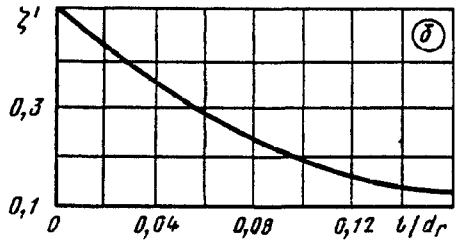
$l/d_г$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
τ	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42
$l/d_г$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
τ	0,24	0,16	0,07	0,02	0

Выход из прямой трубы через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; $\mathrm{Re}=w_{отв}d_г/\nu>10^4$ [11-16—11-18]	**Диаграмма 11-23**

1	2



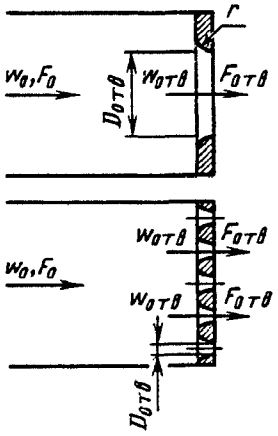
Края отверстий, срезанные по потоку



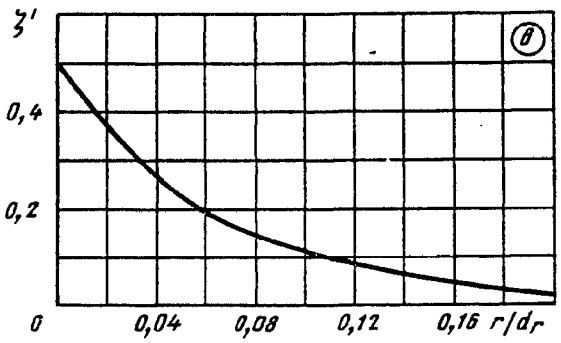
$$\zeta=\left[1+\zeta'(1-\bar{f})^{0,75}+2\sqrt{\zeta'}(1-\bar{f})^{0,375}\right]\frac{1}{\bar{f}^2},$$

где $\zeta'=f(l/d_г)$

$l/d_г$	0,01	0,02	0,03	0,04
ζ'	0,46	0,42	0,38	0,35
$l/d_г$	0,06	0,08	0,12	0,16
ζ'	0,29	0,23	0,16	0,13



Края отверстий, закругленные по потоку



$$\zeta=\left[1+\zeta'(1-\bar{f})^{0,75}+2\sqrt{\zeta'}(1-\bar{f})^{0,375}\right]\frac{1}{\bar{f}^2},$$

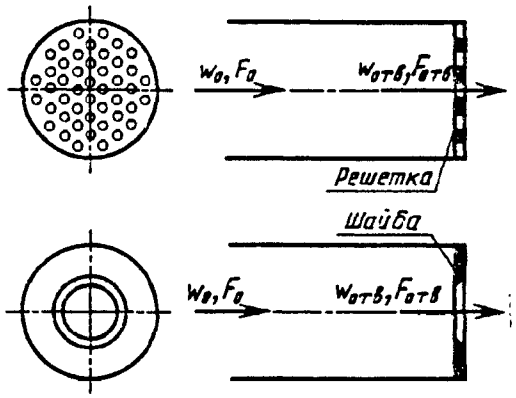
где $\zeta'=f(r/d_г)$

$r/d_г$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
ζ'	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22

$r/d_г$	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20
ζ'	0,19	0,15	0,09	0,06	0,03

Выход из трубы через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий в переходной и ламинарной областях ($\mathrm{Re}=w_{отв}D_г/\nu<10^4\div10^5$, **ориентировочно**) [11-16—11-18]

Диаграмма 11-24



$D_г=4F_{отв}/П_{отв}$;

$\bar{f}=F_{отв}/F_0$

1) $25<\mathrm{Re}<10^4\div10^5$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_\varphi\frac{1}{\bar{f}^2}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

2) $10<\mathrm{Re}<25$:

$$\zeta=\frac{33}{\mathrm{Re}}\frac{1}{\bar{f}^2}+\varepsilon_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

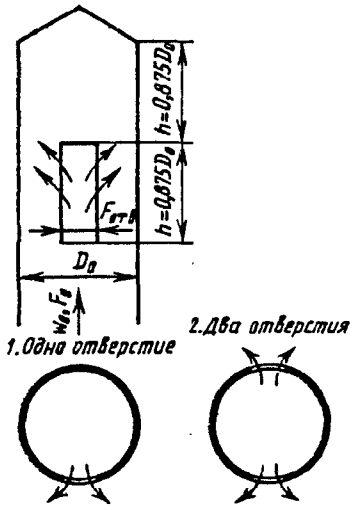
3) $\mathrm{Re}<10$:

$$\zeta=\frac{33}{\mathrm{Re}}\frac{1}{\bar{f}^2},$$

где $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f_2(\mathrm{Re})$ и $\zeta_\varphi=f_1(\mathrm{Re}, F_0/F_1)$ см. диаграмму 4-19 (имея в виду, что $\bar{f}=F_{отв}/F_0$ соответствует отношению F_0/F_1); $\zeta_{кв}$ определяется, как ζ при $\mathrm{Re}>10^4\div10^5$, по диаграммам 11-22—11-23

Выход (боковой) из последнего отверстия трубопровода круглого сечения (данные автора и [11-36])

Диаграмма 11-25





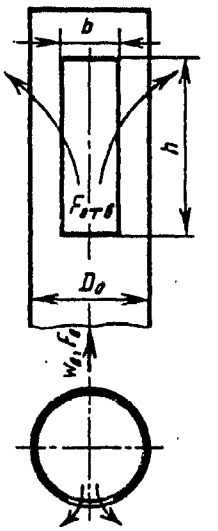
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(\bar{f});$$

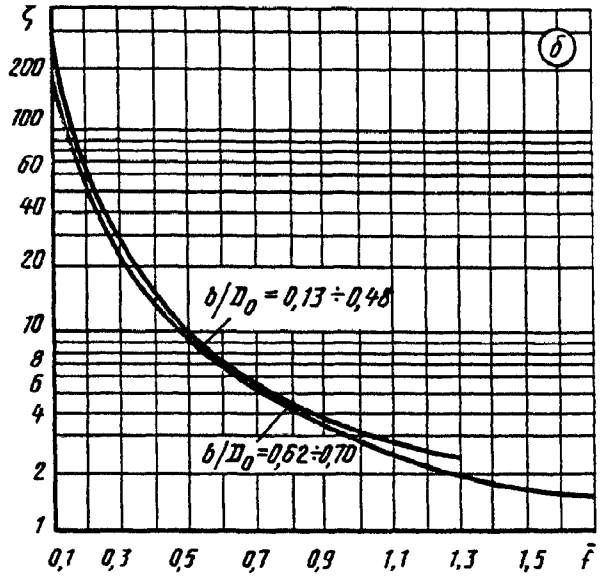
$\bar{f}=F_{отв}/F_0$

Значения ζ

Число отверстий	$\bar{f}$												
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
Одно (кривая *1*)	65,7	30,0	16,4	10,0	7,30	5,50	4,48	3,67	3,16	2,44	—	—	—
Два (кривая *2*)	67,7	33,0	17,2	11,6	8,45	6,80	5,86	5,00	4,38	3,47	2,90	2,52	2,25

Выход (боковой) из последнего отверстия трубопровода круглого сечения (данные автора и [11-36])	Диаграмма 11-25

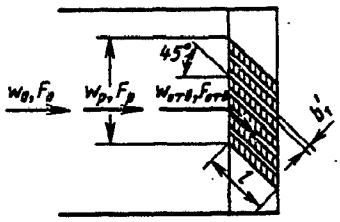




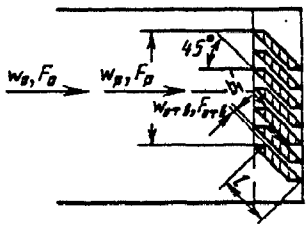
Значения ζ

b/D_0	$\bar{f}$																
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
0,13	253	63,3	28,1	15,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,26	248	62,0	27,7	15,7	10,2	7,22	5,43	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,38	244	61,0	27,1	15,5	10,1	7,12	5,36	4,25	3,56	3,00	—	—	—	—	—	—	—
0,48	240	60,0	26,6	15,3	9,90	7,00	5,26	4,17	3,46	2,93	2,93	2,56	2,29	—	—	—	—
0,62	228	57,0	25,6	14,6	9,60	6,80	5,15	4,07	3,36	2,85	2,48	2,22	2,01	1,86	1,73	—	—
0,70	220	55,0	24,8	14,3	9,30	6,60	5,05	4,00	3,31	2,80	2,44	2,18	1,92	1,82	1,69	1,56	1,52

Выход из прямого канала через неподвижную жалюзийную решетку [11-39, 11-40]	Диаграмма 11-26



№ 1. Кромки перьев срезаны вертикально



№ 2. Кромки перьев срезаны горизонтально

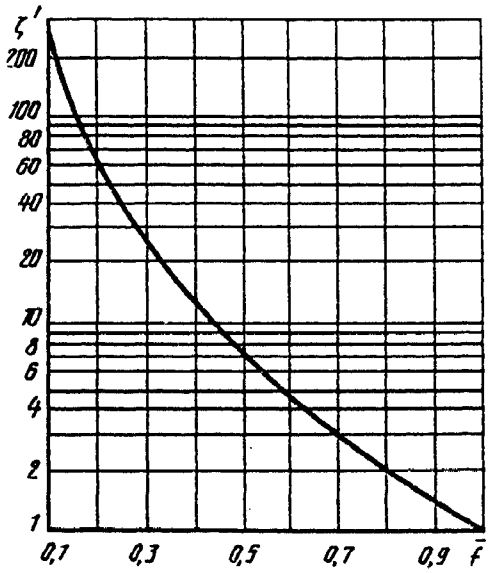
1) $l/b'_1 \geqslant (l/b'_1)_{опт}$ [где $(l/b'_1)_{опт} \approx 11(1-\bar{f})$]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1 + 0{,}85\left(1 - \bar{f}\frac{F_p}{F_0}\right) + \zeta_{тр}\right]\frac{k_1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_p}\right)^2 = k_1\zeta';$$

2) $l/b'_1 < (l/b'_1)_{опт}$:

$$\zeta = k_1\zeta' + \Delta\zeta,$$

Выход из прямого канала через неподвижную жалюзийную решетку [11-39, 11-40]	**Диаграмма 11-26**

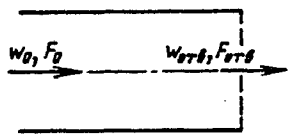
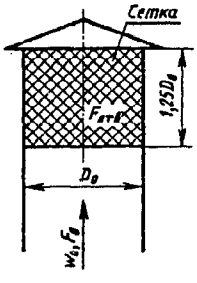
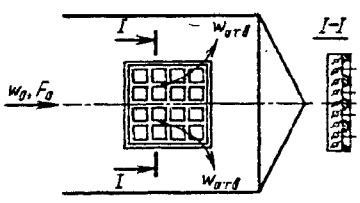


где $k=1{,}0$ для № 1; $k=0{,}6$ для № 2; $\Delta\zeta\approx$ $\approx 0{,}5\left[0{,}5\left[11\left(1-\bar{f}\right)-l/b'_1\right]\right]$; $\zeta_{тр}=\lambda l/b'_1$; λ см. диаграммы 2-1—2-6.

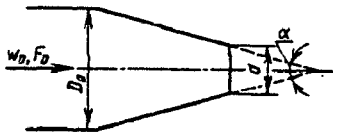
При $l/b'_1=(l/b'_1)_{опт}$; $\bar{f}=F_{отв}/F_р=F_{отв}/F_0$ и $\lambda=$ $=0{,}064$ (при $\mathrm{Re}=w_0b'_1/\nu=10^3$), значения $\zeta'=f(\bar{f})$ см. график

$\bar{f}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ζ'	247	55,0	23,8	12,3	7,00
$\bar{f}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	4,60	3,00	2,06	1,43	1,00

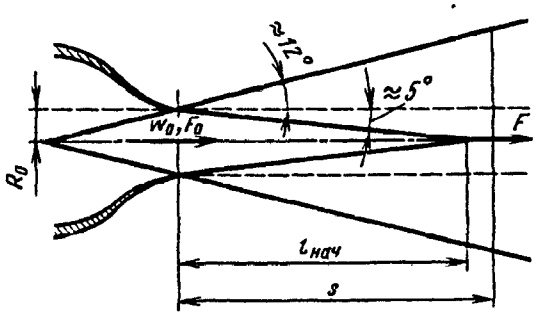
Выходные участки при различных условиях	**Диаграмма 11-27**

Условия выхода	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Из прямой трубы (канала) с с сеткой на выходе		$\zeta=1+\zeta_с$, где $\zeta_с$ определяется, как ζ сетки, по диаграмме 8-6 (приближенно)
Из тумбочки с сеткой $\bar{f}=\dfrac{F_{отв}}{F_с}=0{,}8$		$\zeta=1{,}1$ (ориентировочно)
Через штампованную стандартную жалюзийную решетку при $\bar{f}=F_{отв}/F_р\approx 0{,}8$ с поворотными перьями при их полном открытии		$\zeta\approx 3\div 3{,}5$ (ориентировочно)

Выходные участки при различных условиях	Диаграмма 11-27

Условия выхода	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Через штампованные или литые фигурные решетки	Схему см. диаграмму 3-21	$\zeta = f(\bar{f})$ см. диаграмму 11-22 (приближенно)
Через плавно сужающийся насадок (сопло)		$\zeta = 1{,}05\left(\frac{D_0}{d}\right)^4$

Струя свободная осесимметричная [11-1]	Диаграмма 11-28



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 - \bar{e}$$

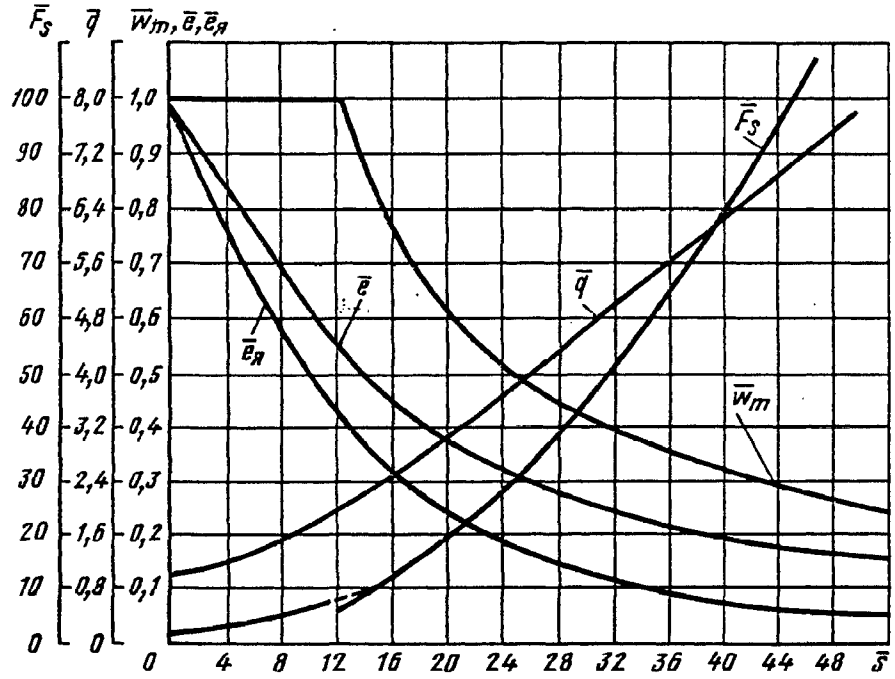
1. Начальный участок ($\bar{s} \leqslant 9$)*[1]:
$\bar{q} \equiv Q/Q_0 = 1 + 0{,}073\bar{s} + 0{,}002\bar{s}^2 - 0{,}0001\bar{s}^3 + 0{,}000002\bar{s}^4$; $\bar{e} \equiv 2E/m_0 w_0^2 = 1 - 0{,}036\bar{s} - 0{,}0008\bar{s}^2 + 0{,}00006\bar{s}^3 + 0{,}000002\bar{s}^4$;
$\bar{e}_я = (1 - 0{,}125\bar{s})^2 + 0{,}54\bar{s}(1 - 0{,}144\bar{s})K_1 - 0{,}27\bar{s}K_2$;
где K_1 и K_2 см. табл. 11-3 или формулы (11-6);
$\bar{F}_s \equiv F_s/F_0 = (1 + 0{,}144\bar{s})^2$; $\bar{w}_m = w_m/w_0 = 1$.

2. Основной участок ($\bar{s} > 12$):
$\bar{q} \equiv Q/Q_0 = 0{,}155\bar{s}$; $\bar{e} = 7{,}75/\bar{s}$; $\bar{e}_я = 92H_1/\bar{s}$, где H_1 см. табл. 11-3 или формулу (11-7а); $w_m \equiv w_m/w_0 \approx 12{,}4/\bar{s}$; $\bar{F}_s = (0{,}22\bar{s})^2$; $\bar{q}$ — относительный расход через данное сечение струи; $\bar{e}$ — относительный запас энергии в данном сечении струи; $\bar{F}_s$ — относительная площадь данного сечения струи

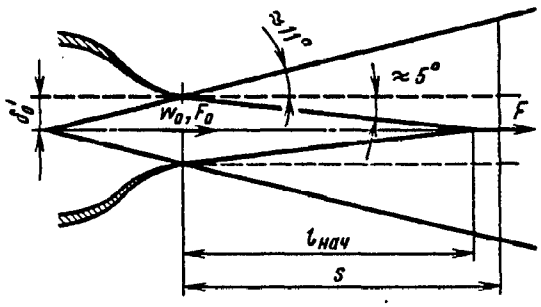
Параметры	$\bar{s} \equiv s/R_0$														
	0	2	4	6	9	10	11	12	12,5	15	20	25	30	40	50
$\bar{q}$	1,0	1,15	1,32	1,49	1,76	1,85	1,90	2,0	1,94	2,33	3,10	3,88	4,65	6,20	7,75
$\bar{e}$	1,0	0,93	0,86	0,77	0,67	0,60	0,58	0,55	0,53	0,52	0,39	0,31	0,26	0,19	0,16
$\bar{e}_я$	1,0	0,87	0,76	0,66	0,53	0,50	0,46	0,43	0,41	0,34	0,25	0,18	0,13	0,07	0,05
$\bar{w}_m$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,99	0,83	0,62	0,50	0,41	0,31	0,25
$\bar{F}_s$	1,0	1,66	2,48	3,48	5,27	6,25	6,5	7,0	7,50	10,9	19,4	30,3	43,6	77,5	121

*[1] См. сноску к п. 32, параграф 11-1 (с. 508).

Струя свободная осесимметричная [11-1]	Диаграмма 11-28



Струя свободная плоскопараллельная [11-1]	Диаграмма 11-29



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 - \bar{e}$$

1. Начальный участок ($\bar{s} \leqslant 9$)*1:

$\bar{q} \equiv Q/Q_0 = 1 + 0{,}036\bar{s}$; $e \equiv 2E/(m_0 w_0^2) = 1 - 0{,}019\bar{s}$; $\bar{e}_я = 1 - 0{,}27\bar{s}(0{,}416 - K_1)$,

где K_1 см. табл. 11-3 или формулу (11-6а).

2. Основной участок ($\bar{s} > 12$)

$\bar{q} = 0{,}375\sqrt{\bar{s}}$; $\bar{e} \approx 3{,}1/\sqrt{\bar{s}}$; $\bar{w}_m \equiv w_m/w_0 = 3{,}8/\bar{s}$; $\bar{F}_s \equiv F_s/F_0 = 0{,}22\bar{s}$;

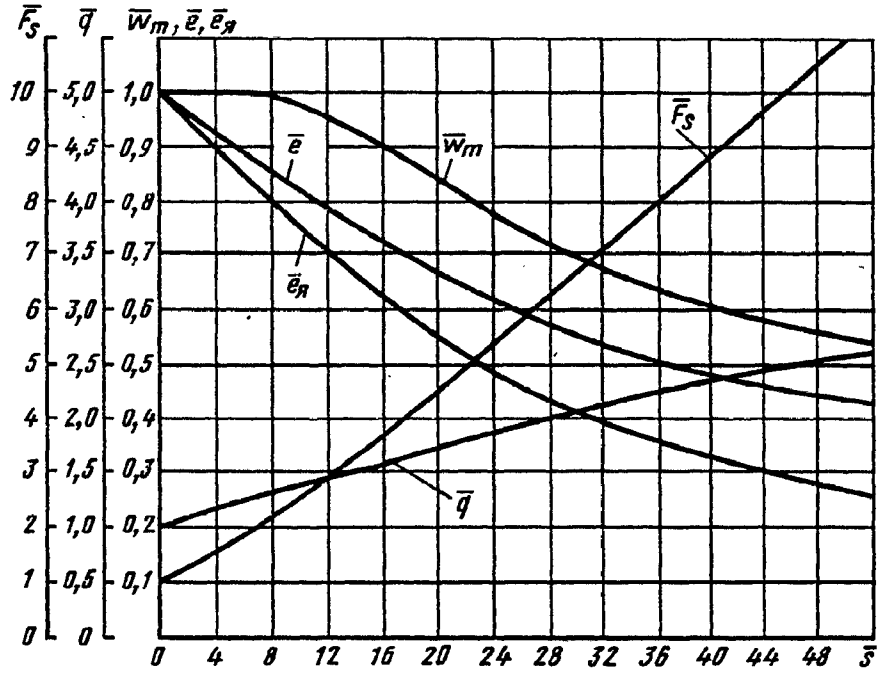
$\bar{e}_я = 12H_2/\sqrt{\bar{s}}$,

где H_2 см. табл. 11-3 или формулу (11-7б); обозначения см. диаграмму 11-28.

*1 См. сноску к п. 32, параграф 11-1 (с. 508)

Струя свободная плоскопараллельная [11-1]	Диаграмма 11-29

Параметры	$\bar{s} \equiv s/b_0$														
	0	2	4	6	9	10	11	12	12,5	15	20	25	30	40	50
$\bar{q}$	1,0	1,07	1,14	1,22	1,32	1,35	1,38	1,40	1,42	1,45	1,68	1,88	2,05	2,372	2,65
$\bar{e}$	1,0	0,96	0,92	0,89	0,83	0,81	0,80	0,78	0,76	0,73	0,67	0,60	0,55	0,48	0,43
$\bar{e}_я$	1,0	0,95	0,89	0,84	0,77	0,75	0,73	0,71	0,71	0,65	0,55	0,47	0,40	0,33	0,26
$\bar{w}_m$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92	0,85	0,76	0,69	0,60	0,54
$\bar{F}_s$	1,0	1,32	1,63	1,95	2,42	2,50	2,60	2,70	2,90	3,30	4,40	5,50	6,60	8,80	11,0



РАЗДЕЛ ДВЕНАДЦАТЫЙ

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЧЕРЕЗ РАЗЛИЧНЫЕ АППАРАТЫ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ АППАРАТОВ И ДРУГИХ УСТРОЙСТВ)

12-1. ПОЯСНЕНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Газовоздухоочистные аппараты

1. Газовоздухоочистные аппараты можно разделить на несколько групп в соответствии с принципами, на которых основаны процессы очистки газа (воздуха) от взвешенных в нем частиц. Рассмотрим сопротивление инерционных жалюзийных пылеотделителей, циклонов — одиночных, групповых и батарейных, мокрых газоочистных аппаратов, фильтров — пористых и тканевых, электрофильтров.

2. В инерционных жалюзийных пылеотделителях пыль отделяется от газа (воздуха) вследствие того, что поток, разбиваемый лопастями жалюзийной решетки на мелкие струйки, резко поворачивается вокруг этих лопастей (рис. 12-1). При этом возникают центробежные силы, под действием которых частицы пыли выделяются из потока. Этому способствуют удар и отражение частиц от поверхности лопастей решетки.

Степень очистки газа (воздуха) зависит от скорости движения потока в момент подхода к лопастям решетки, от размеров частиц пыли, их плотности, вязкости и плотности газов, радиуса кривизны траектории, описываемой струйкой, проходящей через решетку, а также от конструкции пылеотделителя.

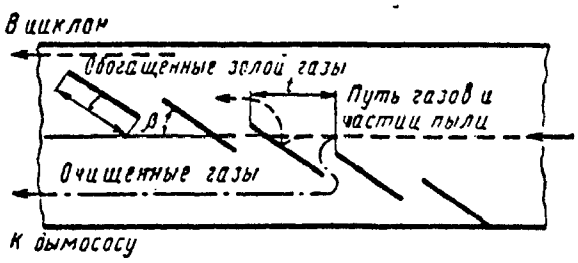


Рис. 12-1. Схема работы жалюзийного пылеуловителя

3. Процесс отделения взвешенных частиц из потока в возвратно-противоточных циклонах основан на использовании сил инерции, возникающих при движении потока в корпусе циклона по спирали — в направлении от тангенциального входа к пылепропускному отверстию в днище корпуса (рис. 12-2). По мере течения по нисходящей (внешней) спирали часть потока с уменьшающейся скоростью направляется к выходной трубе, а взвешенные в нем частицы отбрасываются к стенке корпуса и вместе с остальной частью потока продолжают двигаться к пылепропускному отверстию.

Некоторая часть потока, вращающегося по внешней спирали, проходит через пылепропускное отверстие корпуса в бункер, вынося с собой взвешенные частицы. В бункере

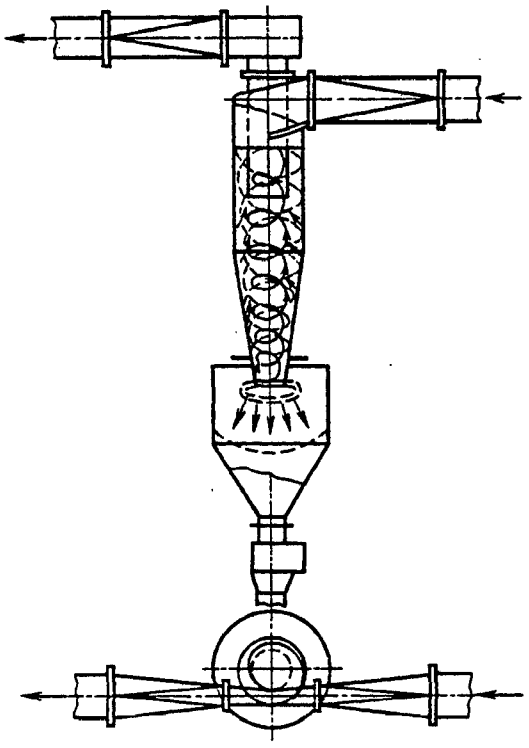


Рис. 12-2. Схема течения в корпусе циклона с раскручивающей улиткой на выходе

скорость потока постепенно теряется, вследствие чего выпадают взвешенные в нем частицы.

Очищенный поток из бункера входит обратно в корпус циклона через то же пылепропускное отверстие, но по восходящей (внутренней) спирали. Движение потока по этой спирали продолжается до входа в выходную трубу и в самой трубе. При этом по пути очищенный поток присоединяет к себе часть потока, отделяющегося от нисходящей спирали.

4. Степень очистки потока в циклонах зависит от конструкции и размеров циклонных аппаратов, скорости запыленного потока, физических свойств пыли и размеров ее частиц, физических свойств перемещающейся среды, концентрации пыли и от других факторов. Как правило, эффективное улавливание циклонами достигается при размерах частиц более 5 мкм.

5. Пропускная способность (производительность) циклона является прямой функцией его гидравлического сопротивления. Чем меньше коэффициент сопротивления циклона, тем больше его пропускная способность. Теоретически коэффициент сопротивления циклона может быть оценен по методу Л. С. Клячко [12-47] или Е. М. Минского [12-62].

Приведенные в справочнике значения коэффициентов сопротивления циклонов различных типов получены экспериментально.

Для сравнения работы циклонов наиболее характерным является скорость потока в их корпусе, а для расчета целесообразнее оперировать скоростью на входе. Поэтому даются два коэффициента сопротивления циклонов: приведенные к средней скорости на входе $[\zeta_0 \equiv 2\Delta p/(\rho w_0^2)]$ и к средней скорости по поперечному сечению корпуса $[\zeta_1 \equiv 2\Delta p/(\rho w_1^2)]$.

6. При работе циклоиа в сети, когда движущаяся среда из циклона выходит в газовый тракт через сравнительно длинный прямой участок ($l/d>10$) диаметром d, равным диаметру выходного патрубка, к потерям полного давления непосредственно в циклоне прибавляются потери, связанные с раскручиванием и выравниванием потока за циклоном. При этом повышаются также потери на трение, поскольку при вращательном движении увеличивается градиент скорости в пристенной области. Все потери являются неотъемлемой частью «местных» потерь в циклоне.

7. При работе циклона на выход непосредственно в большой объем или окружающую среду потерянной для данного циклона является и вся кинетическая энергия вращающейся среды, выходящей из циклона в большой объем. Эта энергия больше энергии, теряемой в прямом выходном участке при раскручивании струи, примерно на величину кинетической энергии, взятой по средней скорости $w_{вых}$ в сечении выходного патрубка. Поэтому, если для первого случая (циклон в сети)

$$\Delta p_c \equiv \zeta_{1c}\rho w_1^2/2,$$

то для второго случая (полные потери)

$$\Delta p_п = \Delta p_c + \rho w_{вых}^2/2 = \Delta p_c + \left(\frac{D_1}{d}\right)^4 \rho w_1^2/2,$$

и соответственно

$$\zeta_{1п} = \zeta_{1c} + (D_1/d)^4,$$

где $\zeta_{1c} \equiv 2\Delta p_c/(\rho w_1^2)$ — коэффициент сопротивления одиночного циклона, работающего в сети; $\zeta_{1п} \equiv 2\Delta p_п/(\rho w_1^2)$ — коэффициент полного сопротивления одиночного циклона с выходом потока в большой объем.

8. Коэффициент сопротивления циклона ζ_1 зависит от числа Рейнольдса $Re = w_1 D_1/\nu$, но в отличие от обычного коэффициента трения он возрастает с увеличением Re в определенных пределах и, наоборот, снижается с уменьшением этого числа. Это означает, что он также возрастает с увеличением скорости потока в циклоне w_1 при постоянных D_1 и ν или диаметра циклона при постоянных w_1 и ν. Такое изменение ζ_1 объясняется влиянием сопротивления трения в циклоне на интенсивность вращения потока [12-30, 12-32]. Чем меньше Re, тем больше коэффициент трения λ и, следовательно, тем большее тормозящее действие оказывают стенки циклона на поток при его вращении. Так как основные потери в циклоне связаны с вращательным движением среды, то уменьшение интенсивности вращения приводит к снижению коэффициента полного сопротивления циклона.

9. На ζ влияет и относительная шероховатость стенок циклона, а также относительная величина местных выступов (места сварки, швы и т. п.).

При постоянной абсолютной шероховатости стенок циклона коэффициент сопротивления ζ_1 с увеличением диаметра циклона возрастает еще более резко, так как при этом снижается относительная шероховатость, а следовательно, уменьшается коэффициент трения и его тормозящее действие.

Для циклонов типа ЦН коэффициент ζ_1 возрастает с увеличением диаметра циклона практически до $D_1 = 500$ мм, после чего его можно считать постоянным*1.

10. Повышение концентрации взвешенных в потоке частиц снижает сопротивление цик-

*1 Некоторые опыты показывают, что для циклоиов других типов, например для циклонов типа СДК, коэффициент сопротивления с увеличением D_1 неуклонно растет.

Технические характеристики типоразмерного ряда циклонов ЦН-15, а также циклонов других типов, не описанных в настоящем справочнике, приводятся в каталоге [12-15].

лона. Это обстоятельство объясняется рядом факторов: уменьшением турбулентности потока при наличии в нем взвешенных частиц; уменьшением части энергии, идущей на транспортирование твердых (или жидких) частиц, и уменьшением доли энергии, идущей на закручивание движущейся среды; эффектом дополнительного торможения вращательного движения среды осаждающимися на стенки циклона твердыми (или жидкими) частицами [12-30, 12-32]. Чем больше в известных пределах концентрация взвешенных в потоке частиц, тем значительнее снижается сопротивление циклона *[1].

11. Сопротивление циклона существенно снижается при уменьшении закручивания потока в выходном патрубке. Последнее достигается установкой специального раскручивателя (см. схему *а* диаграммы 12-2) перед выходным патрубком или кольцевого диффузора на выходе из патрубка. Кольцевой диффузор эффективен как при работе циклона с выходом потока в большой объем (см. схему *б* диаграммы 12-2), так и при работе в сети (см. схему *в* диаграммы 12-2). Применять вместе раскручиватель и кольцевой диффузор нецелесообразно.

12. Небольшое снижение сопротивления циклона дает также и раскручивающая улитка (см. рис. 12-2 и схему *г* диаграммы 12-2), которая позволяет осуществить одновременно и изменение направления потока на 90°. Для изменения направления потока можно также использовать и обычный отвод (см. схемы *в* и *д* диаграммы 12-2). При установке отвода с углом поворота 90° и $R_0/d=1{,}5$ в непосредственной близости от циклона сопротивление последнего не повышается. Только при расположении отвода далеко за циклоном (на расстоянии $l/d>12$) следует учитывать его дополнительное сопротивление [12-38].

13. Производительность циклона тем выше, чем больше его диаметр, но с увеличением диаметра снижается степень очистки. Поэтому для большого количества очищаемого потока вместо одиночных циклонов больших размеров целесообразнее применять группу циклонов меньших диаметров или батарейные циклоны, которые отличаются от групповых не только значительно меньшими размерами элементов, но и конструкцией. В частности, для обеспечения вращательного движения потока в элементах батарейного циклона устанавливают специальные направляющие аппараты (розетки с лопастями под углом 25—30°

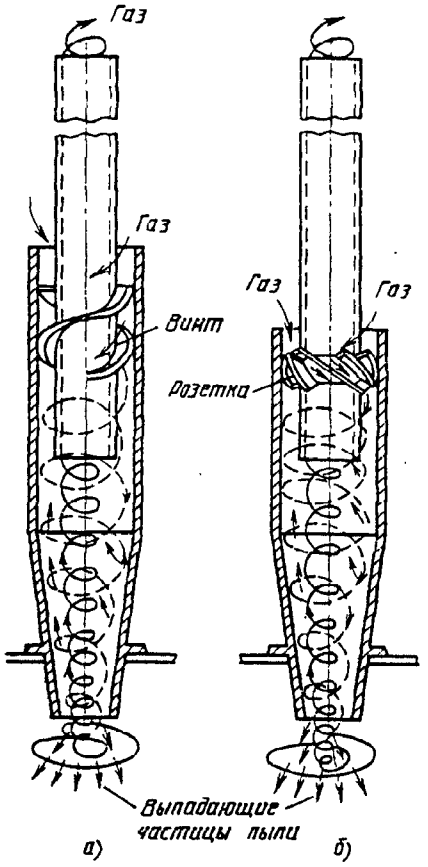


Рис. 12-3. Элементы батарейного циклона: *а*—с винтообразной лопастью; *б*—с розеткой

к оси циклона или винтообразные лопасти, рис. 12-3).

14. Общее гидравлическое сопротивление группового, а также батарейного циклона включает в себя сопротивление не только собственно циклонных элементов, но и подводящих и отводящих участков (от сечения *0—0* до сечения *2—2*, см. схемы диаграмм 12-5 и 12-6). Кроме того, общее сопротивление учитывает и влияние условий входа в циклонные элементы.

Коэффициенты сопротивления $\zeta_{1\,гр}$ группового циклона вычисляют по формулам, приведенным на диаграмме 12-5, а батарейного циклона $\zeta_{1б}$ — по формулам, приведенным на диаграмме 12-6.

15. Во многих случаях целесообразно применять прямоточные циклоны, которые имеют небольшие габариты при относительно низких коэффициентах сопротивления.

Некоторые типы таких циклонов обеспечивают и достаточно высокие коэффициенты очистки (см. диаграмму 12-7). Эффективность очистки значительно зависит от степени отсоса $\bar{q}=q/Q$ пылегазовой смеси из бункера циклона (где q — количество отсасываемой пылегазовой смеси, м^3/с).

16. На диаграмме 12-7 приведены также оптимальные скорости потока в сечении корпуса прямоточного циклона, при которых

*[1] Пока затраты энергии на транспортирование взвешенных частиц не станут превышать указанное сопротивление.

достигается практически максимальная эффективность очистки без дальнейшего увеличения этой скорости, а следовательно, увеличения его сопротивления. Наиболее низкий коэффициент сопротивления ($\zeta = 1{,}5 \div 1{,}7$) обеспечивает циклон, разработанный С. Е. Бутаковым и Г. М. Барахтенко [12-9].

17. Прямоточные циклоны хорошо компонуются в группы (батареи), особенно циклоны с лопастными закручивателями.

Коэффициент сопротивления батареи прямоточных циклонов остается почти таким же, как и для одиночного циклона.

18. Для повышения степени очистки газа (воздуха) от взвешенных частиц часто применяют мокрые газоочистные аппараты. Улучшение улавливания в мокрых аппаратах достигается орошением газового потока жидкостью, разбрызгиваемой форсунками (соплами), или водяной пленкой, создаваемой на поверхности газоочистного аппарата.

На диаграммах 12-8—12-12 приведены значения коэффициентов сопротивления ζ или абсолютные значения сопротивления Δp отдельных типов мокрых газоочистных аппаратов.

19. К мокрым газоочистным аппаратам, обеспечивающим высокий коэффициент очистки, относится и турбулентный промыватель (скруббер Вентури), состоящий из двух основных частей: трубы-распылителя *1* (рис. 12-4), выполняемой в виде трубы Вентури, и каплеуловителя *2*. У этого аппарата достигается большая скорость потока в горловине (60—150 м/с).

Жидкость, вводимая в трубу Вентури струями или каплями, благодаря большой скорости газового потока в горловине дробится на мельчайшие капли с большой суммарной площадью поверхности (большим числом частиц в единице объема). Большая скорость, кроме того, повышает турбулентность потока. Эти факторы увеличивают вероятность соударения жидких и твердых частиц в запыленном газе. Следовательно, процесс очистки в таком аппарате можно рассматривать в основном как коагуляционный процесс. Скоагулированные частицы в дальнейшем улавливаются второй частью турбулентного промывателя — каплеуловителем.

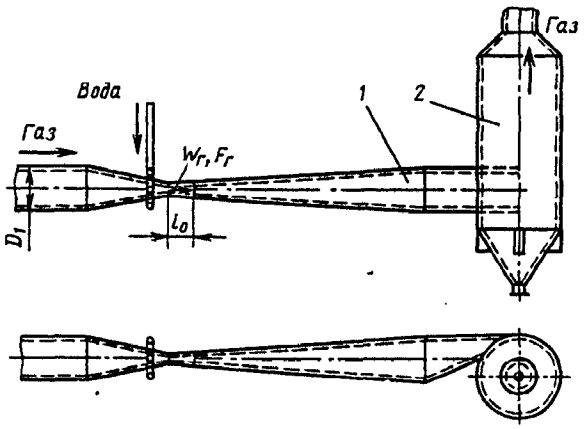


Рис. 12-4. Труба-распылитель (скруббер Вентури):

1 — труба Вентури (распылитель); *2* — каплеуловитель

20. Коэффициент сопротивления трубы Вентури [12-64, 12-76, 12-83, 12-84, 12-88]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_г w_0^2/2} = \zeta_г + \zeta_ж \frac{\rho_ж}{\rho_г} m_1,$$

где $\zeta_г \equiv 2\Delta p_г/(\rho_г w_г^2)$ — коэффициент сопротивления трубы Вентури без жидкостного орошения; $\zeta_ж \equiv 2\Delta p_ж/(\rho_г w_г^2)$ — коэффициент сопротивления трубы Вентури, учитывающий влияние орошения потока жидкостью; $w_г$ — средняя скорость рабочего газа в горловине трубы-распылителя, м/с; $\rho_г$, $\rho_ж$ — плотность соответственно рабочего газа в горловине трубы-распылителя и орошающей жидкости, кг/м^3; m_1 — удельный расход орошающей жидкости (степень орошения), м^3/м^3.

21. Коэффициент сопротивления «сухой» трубы Вентури (без орошения) может быть вычислен по приближенной формуле Ф. Е. Дубинской [12-22, 12-23], полученной на основе обработки экспериментальных данных:

$$\zeta_г = 0{,}165 + 0{,}034 l_0/D_г - \\ - 3 \cdot 10^{-3} w_г (0{,}06 + 0{,}028 l_0/D_г), \qquad (12\text{-}1)$$

где $D_г$ — гидравлический диаметр горловины трубы Вентури, м; l_0 — длина горловины, м; коэффициент $3 \cdot 10^{-3}$ — размерный (с/м).

Формула (12-1) применима для труб Вентури как круглого, так и прямоугольного (щелевого) сечения при шероховатости внутренней поверхности не более Ra = 3,2 мкм и верна при $w_г \leqslant 150$ м/с и $0{,}15 \leqslant l_0/D_г \leqslant 10$.

22. Коэффициент сопротивления трубы Вентури, учитывающий орошение может быть вычислен по следующим эмпирическим формулам [12-22, 12-23]:

при $w_г \leqslant 60$ м/с

$$\zeta_ж = 3{,}5 (l_0/D_г)^{-0{,}266} \zeta_г m_1^{B_1}; \qquad (12\text{-}2)$$

при $w > 60$ м/с

$$\zeta_ж = 1{,}68 (l_0/D_г)^{0{,}29} \zeta_г m_1^{B_2}, \qquad (12\text{-}3)$$

где

$$B_1 = 1 - 0{,}98 (l_0/D_г)^{0{,}026}; \qquad (12\text{-}4)$$

$$B_2 = 1 - 1{,}12 (l_0/D_г)^{-0{,}045}. \qquad (12\text{-}5)$$

Формулы (12-2)—(12-5) получены для случаев подачи жидкости для орошения форсункой или наконечником в конфузорную часть трубы Вентури круглого или прямоугольного (щелевого) сечения при $0{,}15 \leqslant l_0/D_г \leqslant 12$.

23. Часто по конструктивным и практическим соображениям применяют батарейные турбулентные промыватели, набранные из

нескольких десятков мелких труб Вентури. Для вычисления коэффициента сопротивления $\zeta_{ж}$ батареи труб Вентури круглого сечения (диаметром $D_г \approx 90 \div 100$ мм, $\alpha_к \approx 60 \div 65°$, $\alpha \approx \approx 7°$, $l_0/D_г = 0{,}15$) с орошением, подаваемым в конфузор каждой трубы Вентури с помощью механических форсунок различного типа, Ф. Е. Дубинской [12-22, 12-23] рекомендуется следующая эмпирическая формула:

$$\zeta_{ж} = 0{,}215\zeta_г m_1^{-0{,}54}.$$

24. Гидравлическое сопротивление каплеуловителя определяется в зависимости от выбранного типа этого аппарата.

25. В мокром пылеуловителе с провальными решетками (см. схему диаграммы 12-10) при взаимодействии газа с жидкостью возникают различные гидродинамические режимы: а) смоченной решетки; б) барботажный; в) пенный; г) волновой.

Обычно пылеуловитель работает в пенном режиме.

26. Сопротивление провальной решетки со слоем пены определяется по формуле, предложенной А. Ю. Вальдбергом [12-66, 12-76, 12-88]:

$$\Delta p = 0{,}5A^2 \rho_г w_г^2 / \bar{f}^2 + \Delta p_\sigma,$$

где

$$A = 39L^{-0{,}57}(L/G)^{0{,}7}(\rho_г/\rho_ж)^{0{,}35};$$

$\bar{f} = F_{отв}/F_р$ — коэффициент живого сечения решетки; $w_г$ — скорость газового потока в свободном сечении аппарата, м/с; L и G — массовый расход соответственно жидкости и газа через единицу поверхности решетки, кг/(м$^2 \cdot$с); Δp_σ — гидравлическое сопротивление, вызванное силами поверхностного натяжения, Па.

Для щелевых решеток

$$\Delta p_\sigma = 2\sigma / b_щ.$$

Для дырчатых решеток (по формуле, предложенной Д. С. Артамоновым)

$$\Delta p_\sigma = 4\sigma / (1{,}3d_{отв} + 0{,}08d_{отв}^2),$$

где σ — поверхностное натяжение на границе раздела фаз газ — жидкость, Н/м; $d_{отв}$ — диаметр отверстия решетки, м; $b_щ$ — ширина щели решетки, м*1.

27. Для очистки воздуха, подаваемого в помещение, от относительно крупных частиц (более 10 мкм) применяют масляные фильтры. Воздух в них очищается главным образом в результате инерционной сепарации частиц пыли на поверхности пористого слоя и связывания частиц масляными пленками, создаваемыми на этих поверхностях.

Гидравлическое сопротивление ячейковых унифицированных фильтров типа Фя приведено на диаграмме 12-13 (ФяР — конструкции Е. В. Рекка, заполнение гофрированной стальной сеткой; ФяП — обработанный пенополиуретаном; ФяУ — фильтрующим материалом ФСВУ — упругим стекловолокном [12-70, 12-77].

28. В рукавных фильтрах газ очищается в результате фильтрации через ткань, задерживающую пыль.

Основные потери давления в рукавных фильтрах происходят в тканевых рукавах; поэтому сопротивление таких фильтров, как правило, может быть оценено на основании данных по сопротивлению различных тканей.

На диаграммах 12-14—12-17 приведены характеристики и сопротивление фильтров различных типов (ФВК, ФРУ, ФРП, ЛАИК, АФА).

Более полные сведения о рукавных и других фильтрах см. каталог [12-15], а также справочник [12-76].

29. К фильтрам тонкой очистки вентиляционного воздуха относятся фильтры, обеспечивающие очистку приточного и вытяжного воздуха, а также воздуха систем кондиционирования и рециркуляции [12-68].

Наиболее распространенной конструкцией вентиляционных фильтров (см. диаграмму 12-16) является конструкция рамочного фильтра ЛАИК, разработанного лабораторией аэрозолей ФХИ им. Л. Я. Карпова.

Сопротивление фильтра ЛАИК в пределах скоростей фильтрации $w = 0{,}01 \div 0{,}1$ м/с примерно в 2 раза больше сопротивления фильтрующего материала ФП (фильтрующий материал И. В. Петрянова), которым снаряжен этот фильтр.

30. В пределах скоростей фильтрации до $w = 10 \div 20$ м/с для материалов ФП сохраняется пропорциональность сопротивления Δp (Па) скорости w (м/с):

$$\Delta p = \Delta p_0 w,$$

где Δp_0 — стандартное сопротивление, т. е. сопротивление в Па, при скорости $w = 1$ м/с.

Сопротивление фильтрующих материалов может быть определено по формуле Фукса — Стечкиной (в Па):

$$\Delta p = 9{,}81 \frac{4w\mu m_1}{a^2 \rho_п (-1{,}15 \lg \beta - \varepsilon)},$$

где m_1 — плотность волокон; $\rho_п$ — плотность полимера волокон материала; β — плотность упаковки (доля объема слоя, занятого волокнами); a — радиус волокон; ε — коэффициент, равный 0,75 для параллельных волокон; 0,4 для системы изотропно распределенных волокон, подобных материалам ФП.

---

*1 Технические сведения о других конкретных типах аппаратов мокрой очистки газов приведены в каталоге [12-15].

Формула справедлива только в том случае, когда радиус волокон фильтра намного больше средней свободной длины пробега молекул газа.

31. Материалы ФП применяются также в аналитических аэрозольных фильтрах АФА, предназначенных для контроля и анализа загрязненности воздуха аэрозольными примесями. Такие фильтры отличаются высокой задерживающей способностью, которая дает возможность улавливать практически все находящиеся в воздухе частицы независимо от их размера.

32. Для улавливания пыли применяются также слоевые фильтры из сыпучего или кускового материала (песок, гравий, шлак, кольца Рашига и др.), фильтры из набора металлических сеток или из специально приготовленных пористых материалов, бумажные фильтры и т. д.

Гидравлическое сопротивление таких фильтров может быть определено по тем же данным, что и для насадок и сеток (см. восьмой раздел).

33. В промышленных электрофильтрах почти всех типов потери давления в основном складываются из потерь входа в рабочую камеру (электрополя); потерь выхода из рабочей камеры (последнего электрополя); потерь при прохождении через межэлектродное пространство (в случае пластинчатого электрофильтра — между осадительными пластинами, а в случае трубчатого электрофильтра — по осадительным трубам).

Общий коэффициент сопротивления установки электрофильтра

$$\zeta \equiv 2\Delta p/\rho w_0^2 = \zeta_{вх} + \zeta_{вых} + \zeta_к,$$

где $\zeta_{вх}$ — коэффициент сопротивления входного участка аппарата; $\zeta_{вых}$ — коэффициент сопротивления выходного участка; $\zeta_к$ — коэффициент сопротивления рабочей камеры (электрополей) аппарата с осадительными элементами. Все коэффициенты приведены к скорости w_0.

34. В электрофильтрах так же, как почти во всех технологических аппаратах, поток из подводящего газохода входит в рабочую камеру с внезапным расширением*1 (см. схемы диаграммы 12-19), поэтому коэффициент сопротивления входа в случае отсутствия газораспределительных устройств

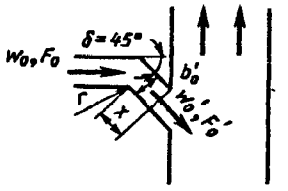
$$\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p_{вх}}{\rho w_0^2/2} = N_0\left(1 - \frac{2}{3n_1}\right) + \frac{1}{n_1^2} - \frac{4}{3n_1},$$

где $n_1 = F_к/F_0$ — степень расширения аппарата (отношение площади рабочей камеры к входному отверстию); $N_0 = 1/F_0 \int_F (w/w_0)^3\, dF$ — коэффициент кинетической энергии, характеризующий распределение скоростей на входе в аппарат.

Значения этого коэффициента, а также коэффициента количества движения $M_0 = 1/F_0 \int_F (w/w_0)^2\, dF$ (грубо ориентировочно) для различных случаев подвода потока к аппарату приведены в табл. 12-1—12-7.

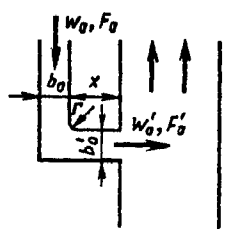
*1 В тех случаях, когда поток подводится через диффузор (горизонтальные электрофильтры), можно также считать, что имеет место внезапное расширение, так как угол расширения диффузора, как правило, больше 60—90°.

12-1. Колено $\delta = 45°$; $r/b_0 = 0$



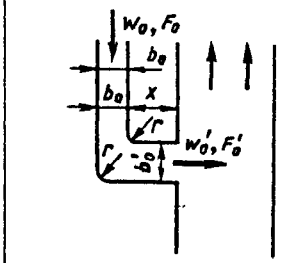
Коэффициент	x/b'_0		
	0—1,2	3,25	≥5,0
M_0	1,12	1,08	1,02
N_0	1,36	1,25	1,06

12-2. Колено $\delta = 90°$; $r/b_0 = 0$; $b'_0/b_0 = 1{,}0$



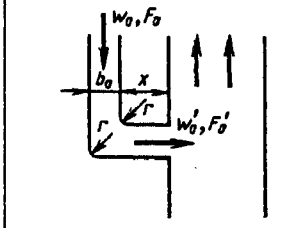
Коэффициент	x/b'_0			
	1,2	3,0	6,0	10
M_0	1,80	1,50	1,10	1,02
N_0	3,50	2,80	1,30	1,06

12-3. Колено $\delta=90°$; $r/b_0=0{,}1$; $b'_0/b_0=1$



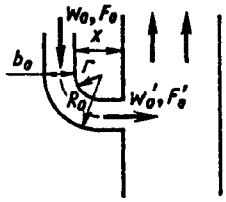
Коэффициент	x/b_0				
	0—0,5	1,5	3,0	6,0	8,0
M_0	1,40	1,25	1,12	1,06	1,02
N_0	2,30	1,75	1,36	1,18	1,06

12-4. Колено $\delta=90°$ с расширением ($F'_0/F_0=1{,}3$); $r/b_0=0{,}18$



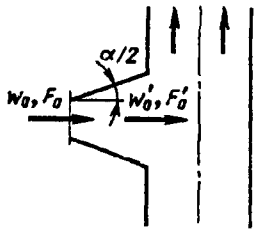
Коэффициент	x/b'_0				
	0—0,5	1,5	3,0	6,0	10
M_0	1,70	1,40	1,25	1,10	1,02
N_0	3,20	2,30	1,75	1,30	1,06

12-5. Отвод $\delta=90°$; $r/b_0=0{,}5$; $R_0/b_0=1{,}5$



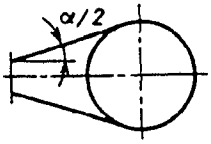
Коэффициент	x/b_0				
	0—0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
M_0	1,25	1,13	1,07	1,03	1,02
N_0	1,80	1,40	1,21	1,10	1,06

12-6. Диффузор круглого или прямоугольного сечения с расширением в двух плоскостях



Коэффициенты	$n_1=F'_0/F_0$							
	3,0	4,0	6,0	10	3,0	4,0	6,0	10
	$\alpha=6°$				$\alpha=10°$			
M_0	1,15	1,20	1,40	1,25	1,20	1,30	1,90	1,40
N_0	1,45	1,60	2,20	1,75	1,60	1,90	3,70	2,20
	$\alpha=15°$				$\alpha=30°$			
M_0	1,50	1,85	2,30	1,80	2,00	2,50	3,10	2,55
N_0	2,50	3,50	4,80	3,40	4,00	5,30	7,20	5,70

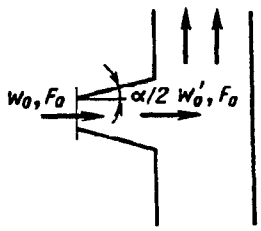
Продолжение



Коэффициенты	$n_1 = F'_0/F_0$							
	3,0	4,0	6,0	10	3,0	4,0	6,0	10
	α = 45°				α = 60°			
M_0	2,50	2,90	3,90	4,5	2,70	3,30	4,50	5,90
N_0	6,00	6,90	9,70	11,5	5,80	8,00	11,5	15,7
	α = 90°				α = 180°			
M_0	2,80	3,75	5,20	7,0	4,00	5,10	7,30	9,00
N_0	6,90	9,00	13,5	19,0	10,0	13,0	20,0	25,0

12-7. Диффузор плоский

Коэффициенты	$n_1 = F'_0/F_0$					
	1,21	1,40	1,60	1,86	2,07	2,28
	α°					
	2	4	6	8	10	12
M_0	1,0	1,07	1,11	1,15	1,20	1,27
N_0	1,0	1,28	1,33	1,45	1,60	1,86



Коэффициенты	$n_1 = F'_0/F_0$							
	3,0	4,0	6,0	10	3,0	4,0	6,0	10
	α = 6°				α = 10°			
M_0	1,10	1,15	1,35	1,15	1,12	1,20	1,60	1,30
N_0	1,30	1,45	2,05	1,45	1,36	1,60	2,80	1,90
	α = 15°				α = 30°			
M_0	1,40	1,50	1,70	1,40	1,80	2,50	2,20	1,80
N_0	2,20	2,50	3,10	2,20	3,40	5,40	4,60	3,40
	α = 45°				α = 60°			
M_0	2,00	2,60	2,30	2,00	2,10	2,90	3,70	3,50
N_0	4,00	5,80	4,90	4,00	4,30	7,00	9,00	8,50
	α = 90°				α = 180°			
M_0	2,25	3,20	4,80	6,60	3,00	4,50	7,00	8,00
N_0	5,10	7,80	13,5	17,0	7,00	11,5	19,0	22,0

35. Коэффициент сопротивления выхода из аппарата (электрофильтра) через конфузор или выхода с внезапным сужением (см. схемы диаграммы 12-19) может быть определен на основании формулы (3-1):

$$\zeta_{\text{вых}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{вых}}}{\rho w_0^2/2} = \zeta' \left(1 - F_{\text{вых}}/F_{\text{к}}\right)\left(F_0/F_{\text{вых}}\right)^2,$$

где ζ' — коэффициент смягчения входа, определяемый, как ζ входного участка, по диаг-

раммам 3-1, 3-2, 3-4 и 3-7; $F_{вых}$ — площадь узкого сечения выходного участка, м^2.

36. Коэффициент сопротивления рабочей камеры в виде трубчатого электрофильтра

$$\zeta_к = \zeta_э \equiv \frac{\Delta p_к}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{вх} + \zeta'_{вых} + \zeta_{тр},$$

где $\zeta'_{вх} = 0{,}5(1 - F_э/F_к)(F_0/F_э)^2$ — коэффициент сопротивления входа в осадительные трубы; $\zeta'_{вых} = (1 - F_э/F_к)^2(F_0/F_э)^2$ — коэффициент сопротивления выхода из осадительных труб; $\zeta_{тр} = \lambda l_э/D_э(F_0/F_э)^2$ — коэффициент сопротивления трения осадительных труб; $F_э$ — суммарная площадь сечения осадительных труб; $D_э$ и $l_э$ — их диаметр и длина.

37. Коэффициент сопротивления пластинчатого электрофильтра может быть определен по формуле автора:

$$\zeta_к = \zeta_э \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_п k_н (\zeta_{эл} + 0{,}5 n_э)(F_0/F_к)^2,$$

где $\zeta_{эл}$ — коэффициент сопротивления межэлектродного канала, зависящий от формы осадительных электродов, формы коронирующих электродов и стоек рамы их крепления; расчеты показывают, что значение этого коэффициента лежит в пределах 0,2—0,3; $n_э$ — число элементов осадительных электродов в одном электрополе; $n_п$ — число электрополей; $k_н \equiv \zeta_э^н/\zeta_э^{б.н}$ — отношение коэффициента сопротивления межэлектродного канала при наличии коронного разряда к этому коэффициенту при отсутствии коронного разряда; это отношение зависит от скорости газового потока в электрофильтре: чем меньше скорость, тем оно значительнее (рис. 12-5).

38. Во многих аппаратах (не только в электрофильтрах) для равномерной раздачи потока после его входа в рабочую камеру устанавливают газораспределительные решетки. Весь участок от конечного сечения подводящего патрубка до решетки включительно можно рассматривать как единый.

Поток в рабочую камеру большинства промышленных аппаратов может быть подведен по следующим трем основным схемам

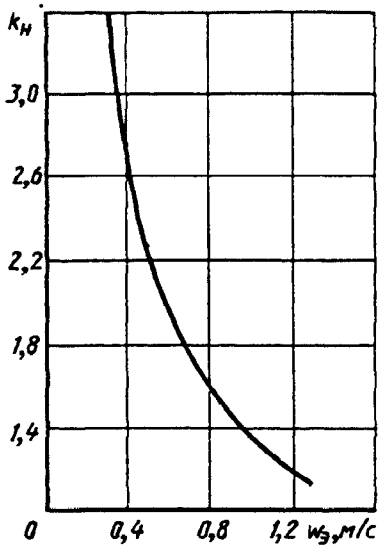


Рис. 12-5. Зависимость коэффициентка $k_н$ от $w_э$ при длине электрополя $L = 6$ м и электронапряжения 45 кВ [12-87]

набегания потока на решетку: 1) центральное (фронтальное) (рис. 12-6, *а*); 2) периферийное (рис. 12-6, *б*); 3) боковое (рис. 12-6, *в*).

В зависимости от отношения площадей $F_к/F_0$ применяют или одиночную решетку, или систему последовательно установленных решеток [12-27, 12-28].

39. Коэффициент сопротивления входного участка аппарата при фронтальном набегании потока на решетку *[1] вычисляется по формуле автора [12-27, 12-28]:

$$\zeta_{вх} = \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{0\,отв} + N_0 + 0{,}7\zeta_р(F_0/F_к)^2 + \frac{0{,}013}{(H_р/D_0)^2}\sqrt[3]{\zeta_р - \sqrt[3]{\zeta_р}}, \qquad (12\text{-}6)$$

*[1] Имеется в виду не только плоская решетка (перфорированный лист), но и другие виды сопротивления, равномерно рассредоточенные по сечению (различные насадки или слои кускового или сыпучего материала и т. п.).

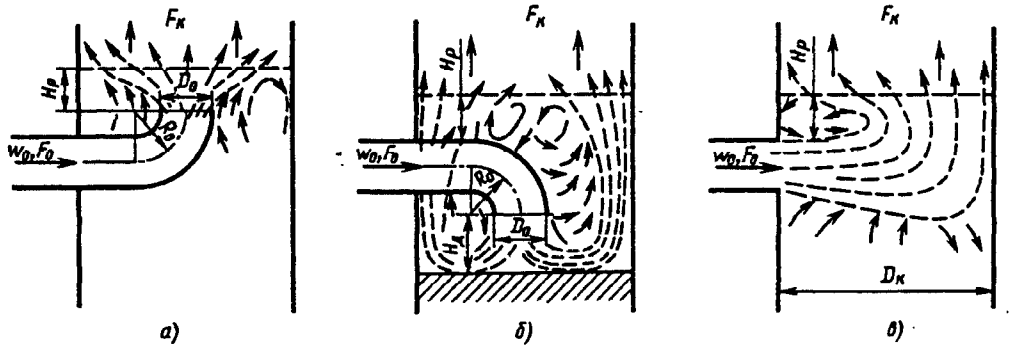


Рис. 12-6. Различные схемы подвода потока к аппаратам:

а — центральное (фронтальное) набегание потока на газораспределительную решетку; *б* — периферийное набегание потока на газораспределительную решетку; *в* — боковое набегание потока на газораспределительную решетку

где $\zeta'_{0\,отв}=0{,}5\zeta_{0\,отв}$; $\zeta_{0\,отв}$ — коэффициент сопротивления отвода, через который поток подводится к решетке; он определяется, как ζ, по соответствующим диаграммам шестого раздела; $\zeta_р$ — коэффициент сопротивления решетки, определяемый, как ζ, по диаграммам восьмого раздела; $H_р$ — расстояние от выходного отверстия подводящего отвода до решетки, м.

Последний член правой части формулы (12-6) следует принимать во внимание только при $H_р/D_0<1{,}2$.

40. Коэффициент сопротивления входного участка аппарата при периферийном набегании потока на решетку [12-27, 12-28]

$$\zeta_{вх}=\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'_{0\,отв}+0{,}9N_0+$$
$$+0{,}63\zeta_р\left(\frac{F_0}{F_к}\right)^2+\frac{0{,}05}{(H_д/D_0)^2},\qquad(12\text{-}7)$$

где $H_д$ — расстояние от выходного отверстия подводящего отвода до днища аппарата или до экрана (если экран установлен за отводом).

Последний член правой части формулы (12-7) следует принимать во внимание только при $H_д/D_0<1{,}2$.

41. Коэффициент сопротивления входного участка аппарата при боковом набегании потока на решетку [12-27, 12-28]

$$\zeta_{вх}=\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=N_0+0{,}7\zeta_р\left(\frac{F_0}{F_к}\right)^2+0{,}1+$$
$$+(2-20H_р/D_к),\qquad(12\text{-}8)$$

где $D_к$ — диаметр или большая сторона сечения камеры, м.

Последний член правой части формулы (12-8) следует учитывать только при $H_р/D_к<0{,}1$.

42. Для системы последовательно установленных решеток в аппарате коэффициенты сопротивления входного участка определяют по формулам (12-6)—(12-8), но вместо $\zeta_р$ подставляют сумму коэффициентов сопротивления всех решеток системы, приведенных к одной и той же скорости $w_к$ [12-27]:

$$\sum_{i=1}^{m_р}\zeta_{к.р\,i}=\zeta_{к.р\,1}+\zeta_{к.р\,2}+\ldots+\zeta_{к.р\,m},$$

где $m_р$ — количество последовательно установленных решеток.

43. Подвод потока к электрофильтрам часто осуществляется по схемам, представленным на рис. 12-7, *а*—*г*. При этом для более равномерного распределения потока и направления его параллельно оси электрофильтра в местах поворота его к рабочей камере (электродам) устанавливают направляющие лопатки (схема НИИОГаза, рис. 12-7, *а*) или пространственные уголки (схема МЭИ, рис. 12-7, *б*). В случае фронтального подвода потока к электрофильтру (рис. 12-7, *г*) для лучшего распределения скоростей в диффузоре устанавливают разделительные стенки (см. рис. 5-19, *г* и *д*). При этом значение коэффициента сопротивления входа $\zeta_{вх}$ заметно снижается (на 20—30%) по сравнению с тем, что дает расчет по формуле (12-8) [12-34, 12-35]. Технические сведения о конкретных типах электрофильтров приведены в каталогах [12-15, 12-101].

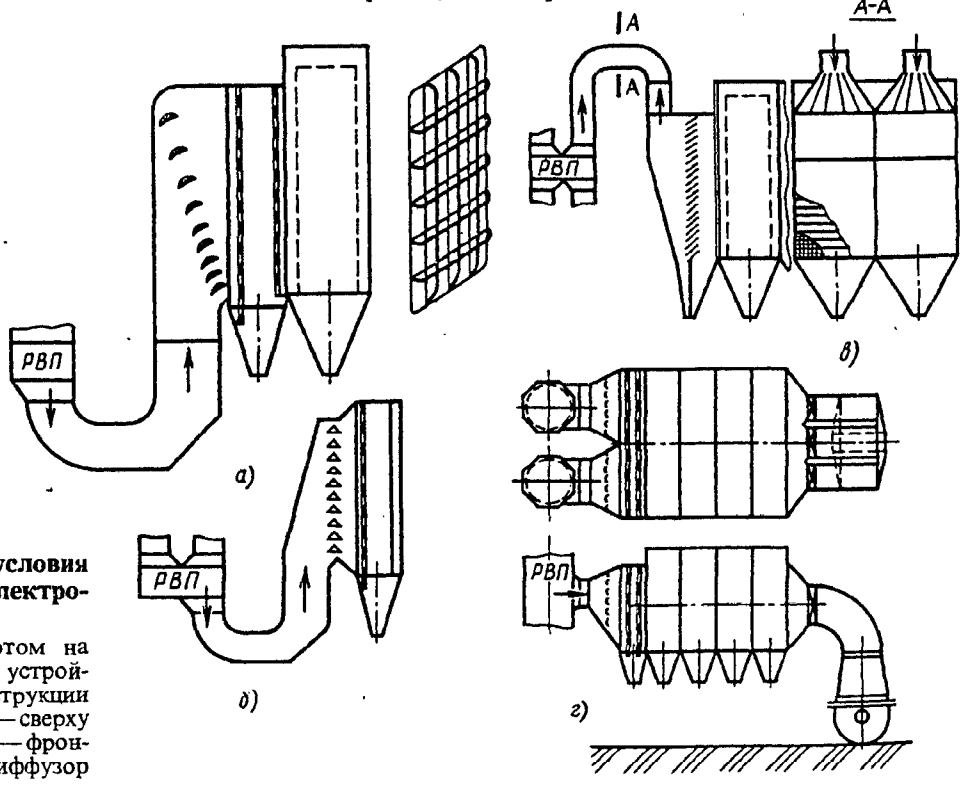


Рис. 12-7. Различные условия подвода потока к электрофильтрам:

а и *б* — снизу с поворотом на 90°; распределительные устройства соответственно конструкции НИИОГаза и МЭИ; *в* — сверху с поворотом на 90°; *г* — фронтальный через двойной диффузор

Теплообменные аппараты

44. Общие потери давления в сотовых радиаторах, применяемых для охлаждения воздуха, складываются из потерь на вход в трубку радиатора, на трение в трубках и на внезапное расширение потока при выходе из трубок в общий канал. Коэффициент сопротивления сотового радиатора определяется по формуле Н. Б. Марьямова [12-61]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2/2} = \lambda\left(3+\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + (F_1/F_0-1)^2 + $$
$$+(1{,}7+\lambda l_0/d_г)(F_1/F_0)^2\bar{T} = \lambda(3+l_0/D_г)(F_1/F_0)^2 + $$
$$+\zeta_{уд}+\Delta\zeta_t,$$

где $\zeta_{уд}=(F_1/F_0-1)^2$; $\Delta\zeta_t=(1{,}7+\lambda l_0/d_г)(F_1/F_0)^2\bar{T}$; $d_г=4F_0/\Pi_0$; $\bar{T}=(T_{вых}-T_{вх})/T_{вх}$ — отношение разности температур выходящей и входящей среды к температуре входящей среды; $\lambda=2\Delta p/\rho w_0^2 l_0/d_г$ — коэффициент сопротивления трения по длине трубки (глубине) радиатора; индексы 0 указывают, что соответствующие величины относятся к трубке радиатора.

45. Для сотовых радиаторов с круглыми и шестигранными трубками коэффициент сопротивления трения [12-61]

$$\lambda = 0{,}375\,\mathrm{Re}^{*-0{,}1}\bar{\Delta}^{0{,}4}$$

при $35 < \mathrm{Re}^* \leqslant 275$;

$$\lambda = 0{,}214\,\bar{\Delta}^{0{,}4}$$

при $275 \leqslant \mathrm{Re}^* \leqslant 500$,

где $\mathrm{Re}^* = w_{0\,вх}\Delta/\nu$; $\bar{\Delta}=\Delta/d_г$ — относительная шероховатость трубок радиатора.

46. Общие потери давления в трубчато-ребристых и трубчато-пластинчатых радиаторах складываются из потерь на трение и потерь на сужение и расширение потока при переходе от одного ряда трубок к другому.

Коэффициент сопротивления таких радиаторов [12-60]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2/2} = \left(z_р\zeta_с+\lambda\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + $$
$$+(1{,}7+\lambda l_0/d_г)(F_1/F_0)^2\bar{T} = (z_р\zeta_с+\lambda l_0/d_г)\times$$
$$\times(F_1/F_0)^2+\Delta\zeta_t,$$

где $\zeta_с=1{,}5(1-F_0/F_0')^2$; $\Delta\zeta_t=(1{,}7+\lambda l_0/d_г)\times$ $\times(F_1/F_0)^2\bar{T}$; $d_г=2b_0h_2/(b_0+h_2)$; F_0 — площадь самого узкого сечения радиатора (между трубками), м^2; F_0' — площадь сечения каналов между пластинками в межрядном участке, м^2; $z_р$ — число рядов труб; b_0 — средний просвет между ребрами или пластинками, м; h_2 — просвет между соседними трубками радиатора, м.

47. Коэффициент сопротивления трения для трубчато-ребристых радиаторов при $3000 < \mathrm{Re} = w_{0\,вх}d_г/\nu < 25\,000$ [12-60]

$$\lambda = 0{,}77/\sqrt[3]{\mathrm{Re}}.$$

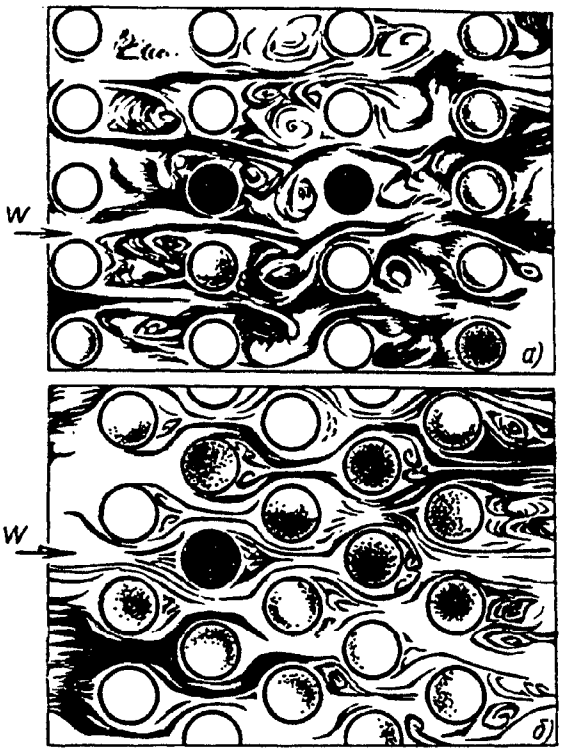


Рис. 12-8. Пучок труб:
а — коридорный; *б* — шахматный

48. Коэффициент сопротивления трения для трубчато-пластинчатых радиаторов [12-60]

$$\lambda = 0{,}98/\sqrt[3]{\mathrm{Re}}$$

при $4\cdot10^3 \leqslant \mathrm{Re} = w_{0\,вх}d_г/\nu \leqslant 10^4$;

$$\lambda = 0{,}21/\sqrt[6]{\mathrm{Re}}$$

при $\mathrm{Re} > 10^4$.

49. Сопротивление калориферов аналогично сопротивлению радиаторов (охладителей). Оно складывается также из потерь на вход, на трение и на удар при выходе из узкого сечения между трубками и пластинками калорифера. Основным параметром, которым пользуются при подборе калориферов, является массовая скорость в его живом сечении $\rho_{ср}w$ (где $\rho_{ср}$ — средняя плотность нагретого воздуха, проходящего через калорифер, кг/м^3). Поэтому сопротивление калориферов дается в виде зависимости Δp (Па) от $\rho_{ср}w_0$ [кг/(м$^2\cdot$с)].

Технологические характеристики и конструктивные размеры современных калориферов приведены В. М. Зусмановичем [12-77].

50. Поперечные пучки труб теплообменных аппаратов располагают как в коридорном порядке, так и в шахматном. При течении через пучок труб, расположенных в коридорном порядке, из пространства между трубками первого ряда выходят струйки и, расширяясь, распространяются в межрядном пространстве (рис. 12-8). К основному ряду потока примешиваются присоединенные массы из теневых областей, а подходя ко второму

ряду труб, струйки разделяются. При этом основное ядро проходит во второй ряд трубок, а присоединенные массы образуют замкнутую циркуляцию потока (вихревую зону) в теневых областях. Схема течения в последующих межрядных пространствах аналогична описанной *1. Таким образом, природа потерь давления в пучке труб сходна с природой потерь в свободной струе [12-1].

51. Значение коэффициентов сопротивления пучков труб зависит от числа рядов и распределения труб, а также от числа Рейнольдса Re. Скорость потока в них определяют по сжатому сечению газохода, расположенному в осевой плоскости труб перпендикулярно потоку. Коэффициент сопротивления пучка учитывает также и сопротивление входа в ряды труб и выхода из них.

52. Коэффициент сопротивления гладкотрубного шахматного пучка при $3\cdot10^3<\mathrm{Re}_{ср}<10^5$ вычисляют по следующим формулам [12-6, 12-58]:

1) $S_1/d_к<1{,}44$ и $0{,}1\leqslant\bar{s}<1{,}7$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho_{ср}w^2_{0\,ср}/2}=\{3{,}2+0{,}66(1{,}7-\bar{s})^{1.5}+(13{,}1-9{,}1S_1/d_н)[0{,}8+0{,}2(1{,}7-\bar{s})^{1.5}]\}\mathrm{Re}^{-0{,}27}_{ср}(z_р+1); \quad (12\text{-}9)$$

2) $S_1/d_н\geqslant1{,}44$ и $0{,}1\leqslant\bar{s}<1{,}7$:

$$\zeta=3{,}2+0{,}66(1{,}7-\bar{s})^{1.5}\mathrm{Re}^{-0{,}27}_{ср}(z_р+1); \quad (12\text{-}10)$$

3) $S_1/d_н<1{,}44$ и $1{,}7\leqslant\bar{s}\leqslant6{,}5$:

$$\zeta=(1{,}88-S_1/d_н)(\bar{s}+1)^2\mathrm{Re}^{-0{,}27}_{ср}(z_р+1); \quad (12\text{-}11)$$

4) $1{,}44\leqslant S_1/d_н\leqslant3{,}0$ и $1{,}7\leqslant\bar{s}\leqslant6{,}5$:

$$\zeta=0{,}44(\bar{s}+1)^2\mathrm{Re}^{-0{,}27}_{ср}(z_р+1); \quad (12\text{-}12)$$

5) $3<S_1/d_н\leqslant10$ и $\bar{s}>1{,}7$:

$$\zeta=1{,}83(S_1/d_н)^{-1{,}46}\mathrm{Re}^{-0{,}27}_{ср}(z_р+1), \quad (12\text{-}13)$$

где $w_{0\,ср}=w_{вх}T_{ср}/T_{вх}$; $T_{ср}=(T_{вх}+T_{вых})/2$; $\rho_{ср}=273\rho_0/T_{ср}$; $\mathrm{Re}_{ср}=w_{0\,ср}d_н/\nu$; $\bar{s}=(S_1-d_н)/(S'_2-d_н)$; $z_р$ — число рядов труб по глубине пучка; ν принимают по среднеарифметической температуре $T_{ср}$ (см. параграф 1-2).

Коэффициент сопротивления, приведенный к скорости перед пучком труб, дается через коэффициент ζ:

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2}=\zeta\left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2.$$

*1 В действительности поток после обтекания первого поперечного ряда труб турбулизируется и тем самым несколько меняются условия обтекания последующих рядов.

53. Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка при $3\cdot10^3<\mathrm{Re}_{ср}<10^5$ [12-6, 12-58] *1 $S_1/d_н\leqslant S_2/d_н$ и $0{,}06\leqslant\bar{s}_1\leqslant1{,}0$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho_{ср}w^2_{0\,ср}/2}=1{,}8(S_1/d_н-1)^{-0.5}\times\mathrm{Re}^{-0.2}_{ср}z_р; \quad (12\text{-}14)$$

$S_1/d_н>S_2/d_н$:
$1{,}0<\bar{s}_1\leqslant8{,}0$:

$$\zeta=0{,}34(\bar{s}_1-0{,}94)^{-0.59}(S_1/d_н-1)^{-0.5}\times\mathrm{Re}^{-0{,}2/s_1^2}_{ср}z_р, \quad (12\text{-}15)$$

где $\bar{s}_1=(S_1-d_н)/(S_2-d_н)$.

При переменных значениях шагов S_1 и S_2, чередующихся в пределах пучка, сопротивление рассчитывают по их среднему значению.

54. Расчет сопротивления пучков с неравномерными поперечными шагами (рис. 12-9) рекомендуется [12-65] проводить по среднему коэффициенту сопротивления $\zeta_{ср}$, определяемому по формуле (12-16) и учитывающему различие как геометрии каналов, так и скоростей омывающего потока в каналах разного сечения.

Формула для определения значения $\zeta_{ср}$, приведенного к средней расходной скорости потока, имеет вид

$$\zeta_{ср}=\zeta_у\left[\frac{F}{F_у+F_ш\sqrt{\zeta_у/\zeta_ш}}\right]=\zeta_у\left\{\frac{n_{пр}[(s_1/d_н)_{ср}-1]}{n_у[(s_1/d_н)_у-1]+n_ш[(s_1/d_н)_ш-1]\sqrt{\zeta_у/\zeta_ш}}\right\}, \quad (12\text{-}16)$$

где F — осевое сечение поперечного ряда труб для прохода потока; $n_{пр}$ — число проходов между поперечными рядами труб; $\zeta_у$ и $\zeta_ш$ — коэффициенты сопротивления пучков соответственно с «узкими» $[(s_1/d_н)_у]$ и «широкими»

*1 Формулы (12-14) и (12-15) несколько уточнены на основании рекомендаций, приведенных в работе [12-65].

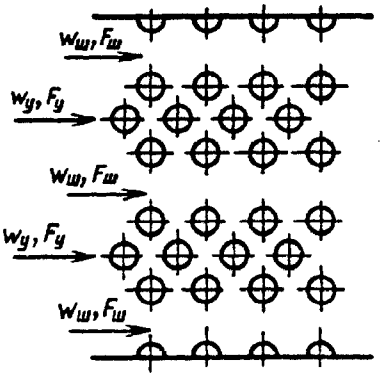


Рис. 12-9. Пучок труб переменного шага

$[(s_1/d_н)_ш]$ поперечными шагами. Последние рассчитываются не только в зависимости от фактических шагов $s_1/d_н$ и параметров $\bar{s}$ и соответственно $\bar{s}_1$, но и по значению Re, вычисленному по средней скорости потока.

55. Если в пучке труб имеется теплообмен, то к значениям ζ, рассчитанным по формулам (12-9)—(12-16), необходимо прибавить член $\Delta\zeta_t$, учитывающий потерю давления на ускорение (замедление) потока в пределах пучка вследствие уменьшения (увеличения) плотности рабочей среды [12-63]:

$$\Delta\zeta_t = 2(T_{вых} - T_{вх})/T_{ср}$$

(см. п. 33 восьмого раздела).

56. При косом обдуве пучка труб сопротивление его уменьшается [12-42], так как при этом улучшаются условия обтекания труб. Степень понижения сопротивления (коэффициент «направления» потока) $\psi = \zeta_\theta/\zeta_{90^\circ}$ зависит при этом как от угла наклона θ, так и от других параметров пучка. Однако для практических расчетов влиянием других параметров можно пренебречь, считая среднее значение ψ постоянным для каждого угла наклона. Ниже даны средние значения ψ.

Коридорное расположение пучка труб		Шахматное расположение пучка труб	
θ = 60°,	ψ = 0,82	θ = 60°,	ψ = 0,80,
0 = 45°,	ψ = 0,54	θ = 45°,	ψ = 0,57,
θ = 30°,	ψ = 0,30	θ = 30°,	ψ = 0,34.

57. Для увеличения поверхности нагрева (охлаждения) часто применяют ребристые, а также плавниковые трубы.

Коэффициент сопротивления пучка с шахматным расположением ребристых труб (см. схему диаграммы 12-30) [12-6]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w^2_{0\,ср}/2} = c_z c_s \mathrm{Re}_l^{-0,25} z_р,$$

где $c_z = f(z_р)$ — поправка на число рядов труб для малорядных пучков ($z_р \leqslant 5$); при $z_р \geqslant 6$ $c_z = 1,0$ (см. диаграмму (12-30).

При $l/d_г = 0,16 \div 6,55$ и $\mathrm{Re}_l = 2,2 \cdot 10^3 \div 1,8 \cdot 10^5$

$$c_s = 5,4(l/d_г)^{0,3}.$$

При $\mathrm{Re}_l > 1,8 \cdot 10^5$

$$\zeta = 0,26(l/d_г)^{0,3} c_z (z_р + 1),$$

где $\mathrm{Re}_l = w_{0\,ср} l/\nu$.

Для труб с круглыми ребрами

$$l = \frac{(D^2 - d_н^2)m_р}{2L\beta} + \frac{(D^2 - d_н^2)m_р}{2d_н L\beta} \times \sqrt{0,785(D^2 - d_н^2)}, \qquad (12\text{-}17)$$

где D — диаметр по вершинам ребер (диаметр оребрения), м; L — длина трубы, м; β — коэффициент оребрения (отношение полной площади поверхности к площади поверхности гладкой трубы диаметром $d_н$); $m_р$ — число ребер на трубе с общей площадью поверхности $H_{рδ}$.

Гидравлический диаметр

$$d_г = \frac{4F_0}{П_0} = \frac{2[S_{рδ}(S_1 - d_н) - 2\delta h]}{2h + S_{рδ}}, \qquad (12\text{-}18)$$

где h, δ — соответственно высота и толщина ребер, м; $S_{рδ}$ — расстояние между средними плоскостями двух соседних ребер, м.

Для труб с квадратными ребрами

$$l = \frac{\pi d_н^2 (S_{рδ} - \delta)}{H/m_р} + \frac{2[(2h + d_н)^2 - 0,785 d_н^2] + 4(2h + d_н)\delta}{H/m_р} \times \sqrt{(2h + d_н)^2 - 0,785 d_н^2}, \qquad (12\text{-}19)$$

где $H/m_р = \pi d_н (S_{рδ} - \delta) + 2[(2h + d_н)^2 - 0,785 d_н^2] + 4(2h + d_н)\delta;$ (12-20)

H — полная площадь поверхности оребренной трубы, м².

58. Коэффициент сопротивления пучка с коридорным расположением ребристых труб [12-6]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w^2_{0\,ср}/2} = c'_z c'_s \mathrm{Re}_l^{-0,08} z_р,$$

где $c'_z = f(z_р)$ — поправка на число рядов для малорядных пучков ($z_р \leqslant 5$); при $z_р \geqslant 6$ $c_z = 1,0$ (см. диаграмму 12-30). При $l/d_г = 0,9 \div 11$, $\bar{s}_1 = 0,5 \div 2,0$ и $\mathrm{Re}_l = 4,3 \cdot 10^3 \div 1,6 \cdot 10^5$

$$c'_s = 0,52(l/d_г)^{0,3} \bar{s}_1^{-0,68}.$$

59. Для уменьшения сопротивления поперечно омываемого пучка труб часто применяют обтекаемые трубы. Данные для определения коэффициентов сопротивления обтекаемых и других типов труб в пучке приведены на диаграмме 12-31.

60. В многоходовых теплообменниках поток, поперечно омывающий пучок труб, при переходе из одного хода в следующий поворачивается на 180°. При этом, как и в П-образном колене без пучка труб, после второго поворота потока на 90° у внутренней стенки создается вихревая зона, но несколько меньшая из-за выравнивающего действия пучка труб.

Чтобы повысить эффективность теплообмена, следует по возможности уменьшить или полностью устранить вихревую зону. Для этого на повороте потока устанавливают направляющие лопатки (по дуге окружности). Иногда употребляют устройство [12-102] в виде выдвинутой вперед (в сторону поворотной части) прямой или загнутой против потока перегородки (см. схему диаграммы 12-32).

Дефлекторы и аэрационные фонари

61. Дефлекторы применяют в тех случаях, когда желательно использовать энергию ветра для усиления вентиляции. Действие ветра заключается в том, что при обдуве им дефлектора на части поверхности дефлектора создается разрежение, способствующее перемещению воздуха из помещения наружу. Полная потеря давления в дефлекторе состоит из потерь в его сети и из потери динамического давления на выходе.

Наибольший интерес представляют дефлекторы типа ЦАГИ, Шанар-Этуаль и Григоровича. Коэффициенты сопротивления этих дефлекторов приведены на диаграмме 12-35.

62. Для естественного удаления загрязненного воздуха из промышленных зданий применяют аэрационные фонари, устанавливаемые на кровле зданий. К наиболее производительным относятся фонарь-здание и фонарь конструкции ЛенПСП, а также фонари КТИС, двухъярусный, Гипротиса и Рюкина — Ильинского. К числу практически незадуваемых можно отнести фонари: прямоугольный с панелями, Батурина — Брандта, ЛенПСП, КТИС, ПСК-2, Гипротиса и фонарь-здание.

Значения коэффициентов сопротивления фонарей различных типов приведены на диаграммах 12-36, 12-37.

Для прямоугольных фонарей с панелями коэффициент сопротивления может быть вычислен по данным В. Н. Талиева [12-80] и И. А. Фрухта [12-92, 12-93]:

$$\zeta \equiv 2\Delta p/(\rho w_0^2) = 3(h/l)^2 + 2h/l + a,$$

где w_0 — средняя скорость в проемах фонарей, м/с; l — расстояние от панели до внешнего края створки, м; h — высота всех проемов на одной стороне фонаря, м; коэффициент a, зависящий от угла α открытия створки, см. диаграмму 12-37.

Взаимное влияние местных гидравлических сопротивлений

63. В общей гидравлической (воздушной) сети расстояния между следующими друг за другом отдельными фасонными частями, препятствиями, запорными или регулирующими устройствами и т. п. часто бывают небольшими (а иногда и вовсе отсутствуют), и имеющиеся прямолинейные участки недостаточны для стабилизации потока. В этих случаях наблюдается взаимное влияние местных сопротивлений. Вследствие этого изменяется степень деформации потока во втором и последующих элементах. Соответственно изменяется и коэффициент местного гидравлического сопротивления взаимодействующих элементов по сравнению с коэффициентами сопротивления изолированных элементов.

64. В зависимости от вида фасонных частей и других элементов, составляющих рассматриваемую систему (узел), и их взаимного расположения общий коэффициент сопротивления узла может быть больше или меньше суммы изолированных элементов данной системы (узла). Поэтому систему, состоящую из нескольких фасонных частей, других препятствий, соединенных между собой короткими участками [менее $(10 \div 20)D_0$], следует рассматривать как совокупное местное сопротивление, имеющее свой собственный коэффициент сопротивления. Его определение возможно, как правило, только путем эксперимента. Вместе с тем некоторые данные для учета взаимного влияния отдельных фасонных частей и регулирующих устройств приводятся ниже. В частности, на основе исследований по взаимному влиянию запорной арматуры авторы работ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90] предлагают следующую формулу:

$$\psi = \frac{\zeta_{1+2}}{\zeta_1 + \zeta_2} = \frac{\zeta_\Sigma}{\sum\zeta} = 0{,}5(2-\beta), \qquad (12\text{-}21)$$

где $\zeta_\Sigma = \zeta_{1+2}$ — суммарный коэффициент сопротивления двух запорных устройств, полученный экспериментально при их совместной работе; $\sum\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$ — сумма коэффициентов сопротивления соответственно первого и второго запорных устройств при их изолированной работе; β — коэффициент, зависящий от относительного расстояния l/D_0 между запорными устройствами, определяемый для всех их видов, кроме прямоточного, по формуле [12-74]

$$\beta = 4{,}17 \cdot 10^{-5}(l/D_0)^2 - 5 \cdot 10^{-3} l/D_0 + 0{,}15, \qquad (12\text{-}22)$$

справедливой в диапазоне $0 \leqslant l/D_0 \leqslant 60$ и $\mathrm{Re} = w_0 D_0/\nu > 500$.

Для арматуры, по конструкции близкой к прямоточной, предлагается принять [12-69]

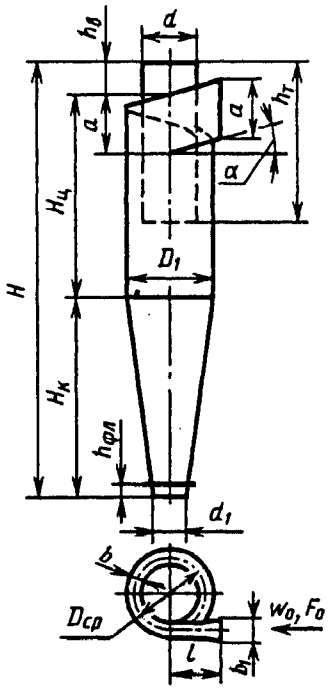
$$\beta = 22{,}2 \cdot 10^{-5}(l/D_0)^2 - 26{,}7 \cdot 10^{-3} l/D_0 + 0{,}8. \qquad (12\text{-}23)$$

65. По данным тех же авторов, формулы (12-21) — (12-23) с достаточной для практики точностью применимы для учета взаимного влияния и других пар фасонных частей, например, внезапное сужение + запорное устройство; клапан + колено и т. п.

66. Взаимное влияние ψ для других фасонных частей (тройник + тройник; тройник + арматура; отвод + тройник; тройник + отвод; отвод + отвод; отвод + арматура; арматура + отвод; арматура + тройник и др., [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90], приведено на диаграммах 12-39 — 12-44 в зависимости от основных параметров фасонных частей, относительного расстояния l/D_0 между ними и их взаимной ориентации.

12-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Циклоны НИИОГаза типа ЦН (без раскручивающих устройств); $w_1 \geqslant 3$ **м/с** [12-28, 12-29, 12-31, 12-33, 12-38, 12-97]	**Диаграмма 12-1**



Параметры	Тип циклона			
	ЦН-15	ЦН-15у	ЦН-24	ЦН-11
	$d=0{,}59D_1$; $d_1=0{,}3\div0{,}4D_1$; $b=0{,}2D_1$; $b_1=0{,}26D_1$; $l=0{,}6D_1$; $D_{ср}=0{,}8D_1$ (диаметр по средней линии циклона); $h_{фл}=0{,}1D_1$			
$\alpha°$	15	15	24	11
a	$0{,}66D_1$	$0{,}66D_1$	$1{,}11D_1$	$0{,}48D_1$
$h_т$	$1{,}74D_1$	$1{,}50D_1$	$2{,}11D_1$	$1{,}56D_1$
$H_ц$	$2{,}26D_1$	$1{,}51D_1$	$2{,}11D_1$	$2{,}06D_1$
$H_к$	$2{,}0D_1$	$1{,}50D_1$	$1{,}75D_1$	$2{,}0D_1$
$h_в$	$0{,}3D_1$	$0{,}3D_1$	$0{,}4D_1$	$0{,}3D_1$
H	$4{,}56D_1$	$3{,}31D_1$	$4{,}26D_1$	$4{,}38D_1$
$\zeta_{1с}(500)$	155	165	75	245
$\zeta_{1п}(500)$	163	170	80	250

$\zeta_{1с}(500)=\dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ — коэффициент сопротивления циклона диаметром $D_1 \geqslant 500$ мм при работе «в сети» и при незапыленном потоке; $\zeta_{1п}(500)$ — то же при работе циклона с выходом потока в большой объем.

При меньших D_1 и запыленном потоке

$$\zeta_{1с} \equiv \frac{\Delta p_с}{\rho w_0^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1с}(500); \quad \zeta_{1п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_1^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1п}(500);$$

$$\zeta_{0с} \equiv \frac{\Delta p_с}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1с}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2; \quad \zeta_{0п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1п}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2;$$

$w_1 = Q/F_1$, м/с; $F_1 = \pi D_1^2/4$; Q — расход, м^3/с

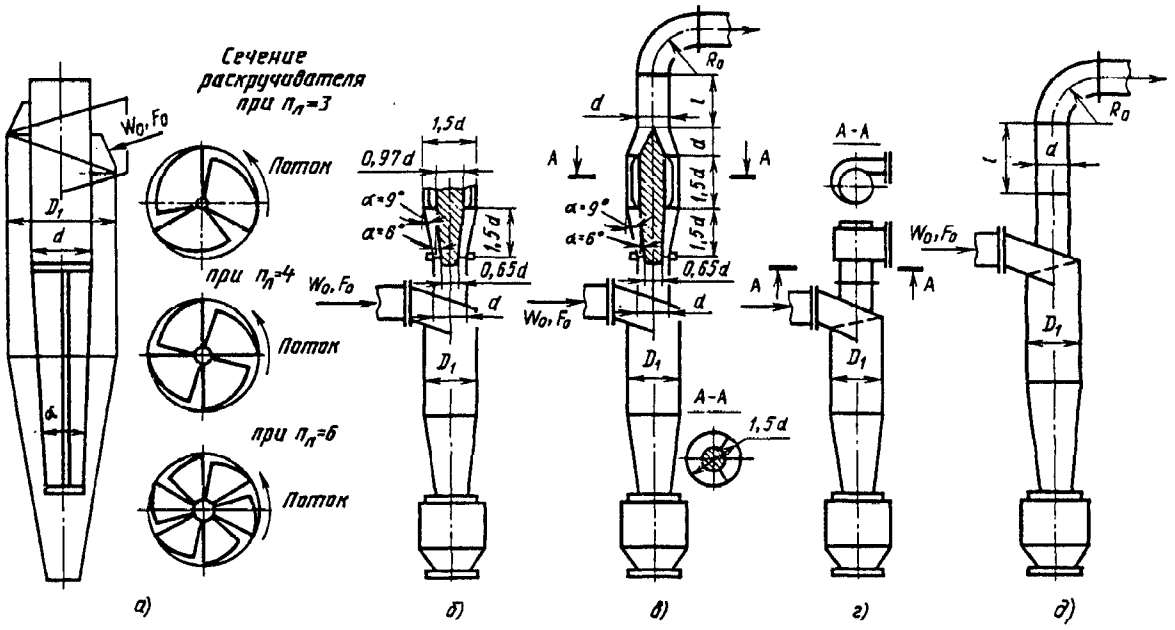
Значения k_1

Тип циклона	D_1, мм				
	150	200	300	450	>500
ЦН-15	0,85	0,90	0,93	1,0	1,0
ЦН-15у	0,85	0,90	0,93	1,0	1,0
ЦН-24	0,85	0,90	0,93	1,0	1,0
ЦН-11	0,94	0,95	0,96	0,99	1,0

Значения k_2

Тип циклона	Запыленность $z\cdot10^3$ кг/м^3						
	0	>10—20	>20—40	>40—80	>80—120	>120—150	>150
ЦН-15	1,0	0,93	0,92	0,91	0,90	0,87	0,86
ЦН-25у	1,0	0,93	0,92	0,91	0,89	0,88	0,87
ЦН-24	1,0	0,95	0,93	0,92	0,90	0,87	0,86
ЦН-11	1,0	0,96	0,94	0,92	0,90	0,87	0,86

Циклоны НИИОГаза типа ЦН (с раскручивающими устройствами); $w_1 \geqslant 3$ м/с [12-28, 12-29, 12-31, 12-33, 12-38, 12-97]	Диаграмма 12-2



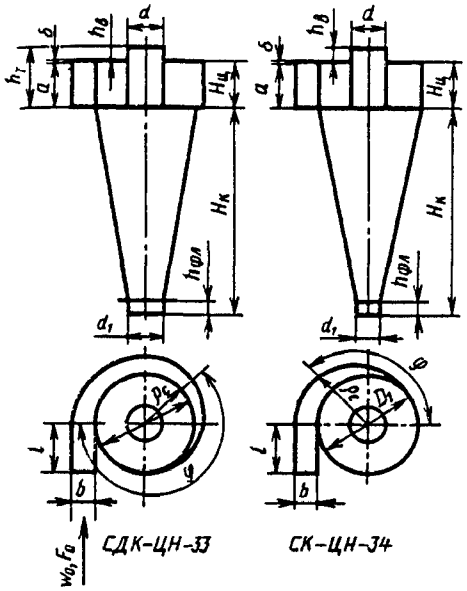
Значения ζ_1 при $D_1 = 500$ мм

Тип циклона	С раскручивателем (схема *а*)		С кольцевым диффузором (схемы *б* и *в*)		С выходной улиткой (схема *г*)	С отводом при $\delta = 90°$ $R_0/d = 1{,}5$ (схема *д*)	
	$\zeta_{1c}(500)$	$\zeta_{1п}(500)$	$\zeta_{1c}(500)$	$\zeta_{1п}(500)$	$\zeta_{1c}(500)$	$\zeta_{1c}(500)$ $l/d = 0 \div 12$	$\zeta_{1c}(500)$ $l/d > 12$
ЦН-15	115	121	132	140	150	155	160
ЦН-15у	148	152	140	148	158	165	170
ЦН-24	61	66	64	70	73	75	80
ЦН-11	—	—	207	215	235	245	250

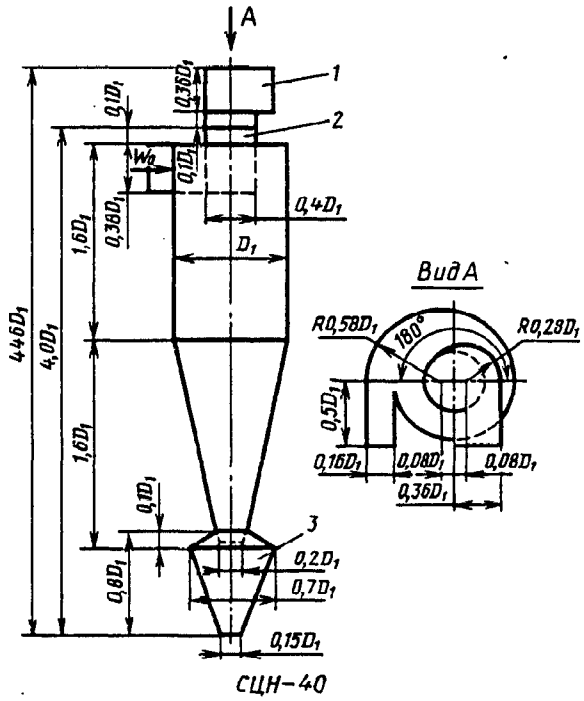
$$\zeta_{1c} \equiv \frac{\Delta p_c}{\rho w_1^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1c}(500); \quad \zeta_{1п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_1^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1п}(500);$$

$$\zeta_{0c} \equiv \frac{\Delta p_c}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1c}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2; \quad \zeta_{0п} = \zeta_{1п}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

где k_1 и k_2 см. диаграмму 12-1; $w_1 = Q/F_1$, м/с; $F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$; Q — расход, м^3/с.



Обозначения	Тип циклона	
	СДК-ЦН-33	СК-ЦН-34
$H_ц$	$0{,}535D_1$	$0{,}515D_1$
$H_к$	$3{,}0D_1$	$2{,}11D_1$
d	$0{,}334D_1$	$0{,}340D_1$
d_1	$0{,}334D_1$	$0{,}229D_1$
b	$0{,}264D_1$	$0{,}214D_1$
$h_в$	$(0{,}2—0{,}3)D_1$	$0{,}515D_1$
$h_{фл}$	$0{,}1D_1$	$0{,}1D_1$
a	$0{,}535D_1$	$(0{,}2—0{,}3)D_1$
l	$0{,}6D_1$	$0{,}6D_1$
$h_т$	$a+h_в+\delta$	$a+h_в+\delta$
ρ_c	$D_1/2+b\varphi/(2\pi)$	$D_1/2+b\varphi/\pi$
$\zeta_{1c}(500)$	520	1050
	500 (с улиткой)	—
	560 (с отводом)	—
$\zeta_{1п}(500)$	600	1150



Циклон СЦН-40: $D_1 = 300 \div 1000$ мм 1[1]—улитка; 2—выхлопная труба; 3—бункер

$$\zeta_{0c} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 6{,}9; \quad \zeta_{1c} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = 1150;$$

$$\zeta_{1c} \equiv \frac{\Delta p_c}{\rho w_1^2/2} = k_2\zeta_{1c}(500); \quad \zeta_{1п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_1^2/2} = k_2\zeta_{1п}(500);$$

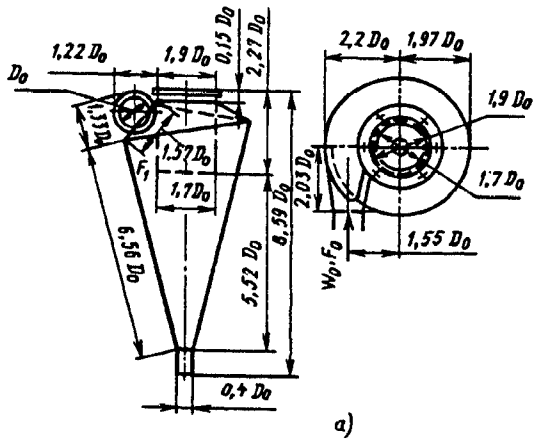
$$\zeta_{0c} \equiv \frac{\Delta p_c}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1c}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2; \quad \zeta_{0п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1п}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2;$$

$w_1 = Q/F_1$, м/с; $F_1 = \pi D_1^2/4$; Q — расход, м^3/с

Значения k_2 при запыленности $z\cdot10^3$ кг/м^3

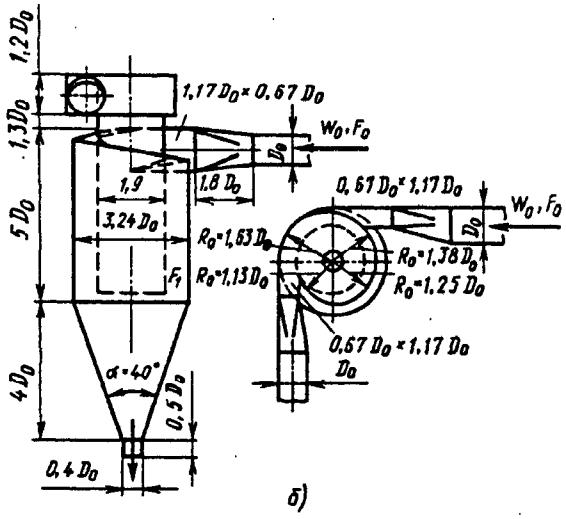
Тип циклона	0	>10—20	>20—40	>40—80	>80—120	>120—150	>150
СДК-ЦН-33	1,0	0,81	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75
СК-ЦН-34	1,0	0,98	0,95	0,93	0,92	0,91	0,90
СЦН-40	1,0	0,98	0,96	0,94	—	—	—

Циклоны противоточные различных типов [12-16, 12-25, 12-51, 12-52, 12-69, 12-70]	Диаграмма 12-4



а)

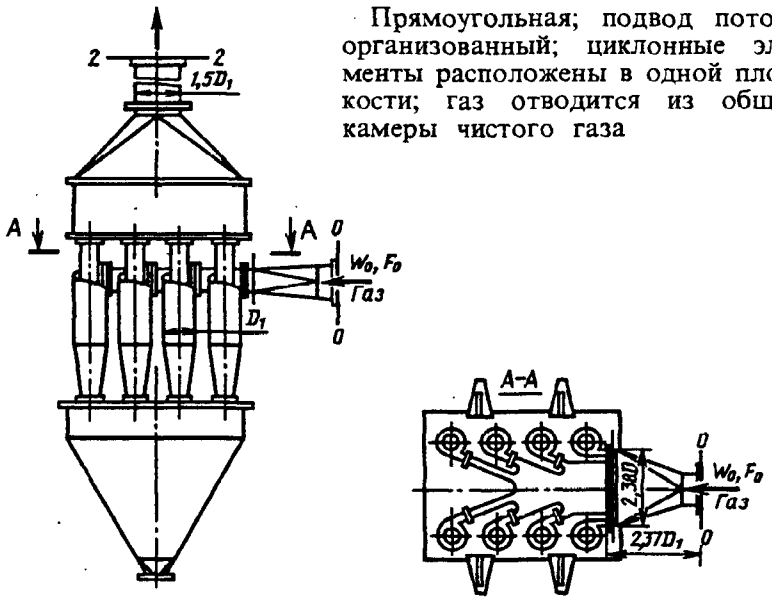
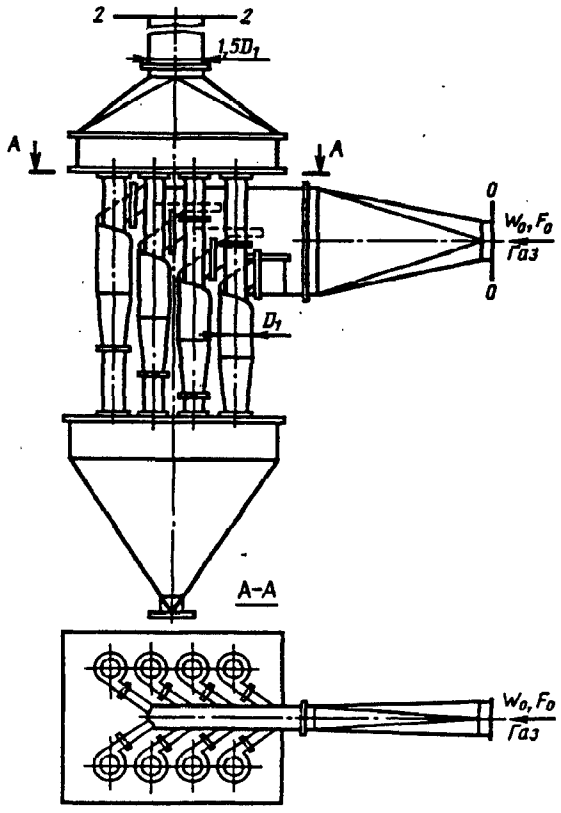
СИОТ (конический)



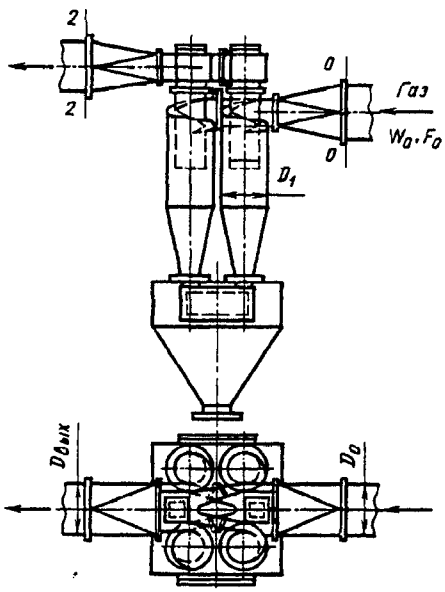
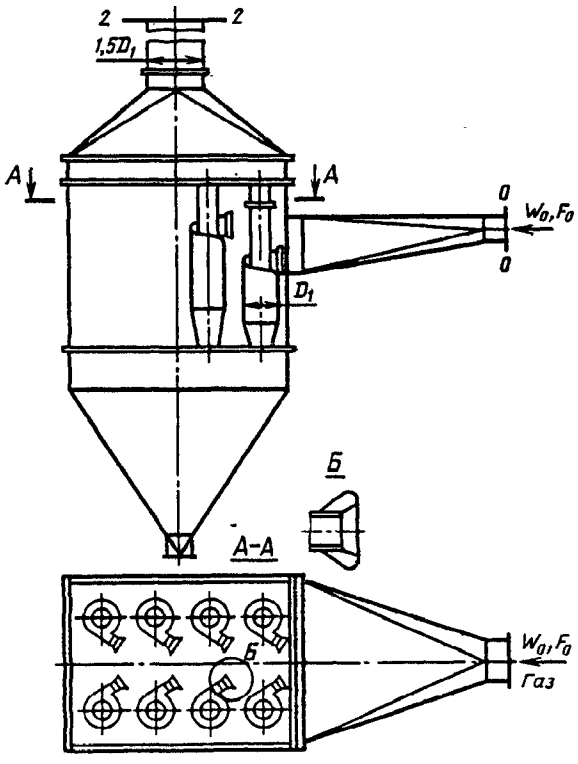
б)

ЛИОТ (укороченный с раскручивающей улиткой)

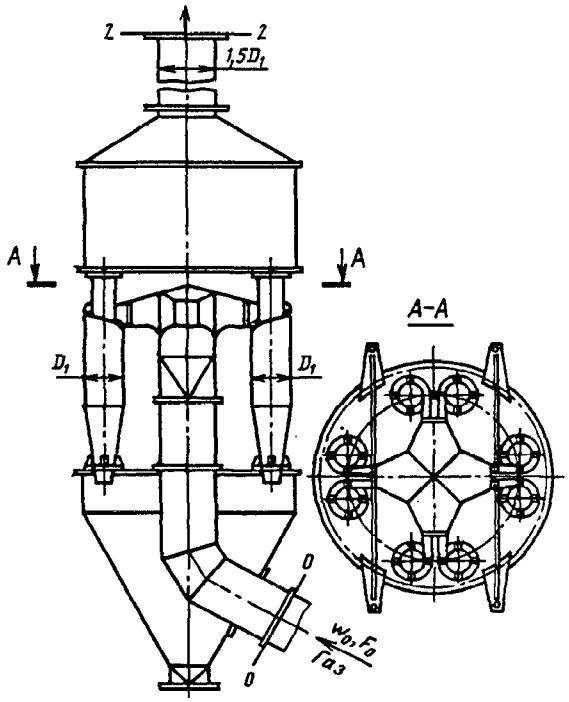
Тип циклона	Коэффициенты сопротивления		Тип циклона	Коэффициенты сопротивления	
	$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$	$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$		$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$	$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$
СИОТ (конический):			УЦ-38 (D_0=0,7 м):		
с улиткой	4,2	—	без улитки	12,5	1990
без улитки	6,0	—	с улиткой	11,7	1800
ЛИОТ (укороченный):			4Б ЦШ (D_0=0,3 м):		
с улиткой	3,7	411	без улитки	3,7	190
без улитки	4,2	460	с улиткой	3,9	200
«Клайпеда» Гипродревпрома	5,0	—	СЦК-ЦН-38 (D_0=0,45 м):		
Ц Гипродревпрома	5,4	—	без улитки	11,0	1640
УЦ-38 (D_0=0,6 м):			с улиткой	12,8	1920
без улитки	11,9	1730	ВЦНИИОТ (D_0=0,37 м):		
с улиткой	10,7	1560	без улитки	9,3	—
			с улиткой	10,4	—
			Т-4/630 (D_0=0,63 м) без улитки	10,1	—

Компоновка циклонов и схема	Коэффициент сопротивления циклона на участке *0—0—2—2* $\zeta_{1\,гр} \equiv \frac{\Delta p_{гр}}{\rho w_1^2/2}$
Прямоугольная; подвод потока организованный; циклонные элементы расположены в одной плоскости; газ отводится из общей камеры чистого газа 	$\zeta_{1\,гр} = k_1 k_2 \zeta_{1\,с}(500) + 35$
Ступенчатая; условия подвода и отвода потока те же, что и в п. 1 	

Циклоны НИИОгаза (групповые) [12-31, 12-97]	**Диаграмма 12-5**

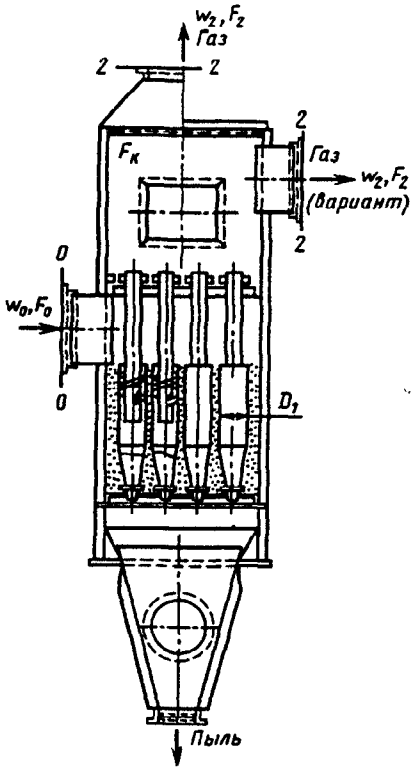
Компоновка циклонов и схема	Коэффициент сопротивления циклона на участке *0—0—2—2* $\zeta_{1гр} \equiv \dfrac{\Delta p_{гр}}{\rho w_1^2/2}$
Прямоугольная; условия подвода потока те же, что в п. 1; газ из циклонных элементов отводится через улитку 	$\zeta_{1гр} = k_1 k_2 \zeta_{1c}(500) + 28$
Прямоугольная; поток подводится в общую камеру 	$\zeta_{1гр} = k_1 k_2 \zeta_{1c}(500) + 60$

Циклоны НИИОгаза (групповые) [12-31, 12-97]	**Диаграмма 12-5**

Компоновка циклонов и схема	Коэффициент сопротивления циклона на участке *0—0—2—2* $\zeta_{1\,гр} \equiv \dfrac{\Delta p_{гр}}{\rho w_1^2/2}$
Круговая; газ подводится снизу 	$\zeta_{1\,гр} = k_1 k_2 \zeta_{1c}(500) + 60$

$\zeta_{1c}(500)$ см. диаграммы 12-1—12-3; k_1, k_2 см. диаграмму 12-1 и соответственно диаграмму 12-2; $w_1 = Q/(m_ц F_1)$, м/с, $F_1 = \pi D_1^2/4$; $m_ц$ — число элементов в группе; Q — суммарный расход, м^3/с.

Циклон (батарейный) типа БЦ [12-11]	Диаграмма 12-6

Характеристика циклона и схема	Коэффициент сопротивления циклона на участке *0—0—2—2* $\zeta_1=\dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$
С винтом	$\zeta_1=85$
С розеткой: $\alpha=25°$ 	$\zeta_1=90$
$\alpha=30°$	$\zeta_1=65$; $w_1=\dfrac{Q}{F_1}$

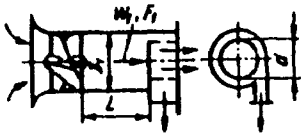
Общий коэффициент сопротивления батарейного циклона на участке *0—0—2—2*

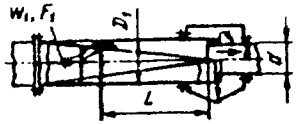
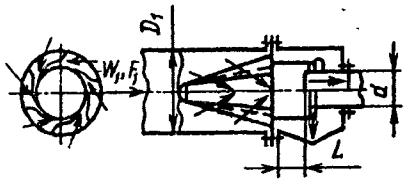
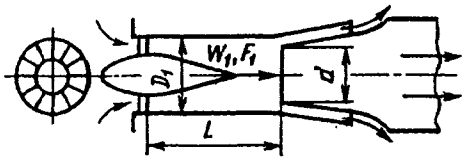
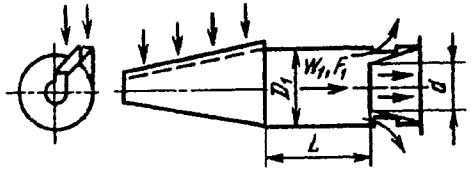
$$\zeta_{1б}=\zeta_1+\zeta_{вых}\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2=\zeta_1+\zeta'\left(1-\frac{F_2}{F_к}\right)\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2;$$

ζ' определяется, как ζ_1, по диаграмме 3-7:

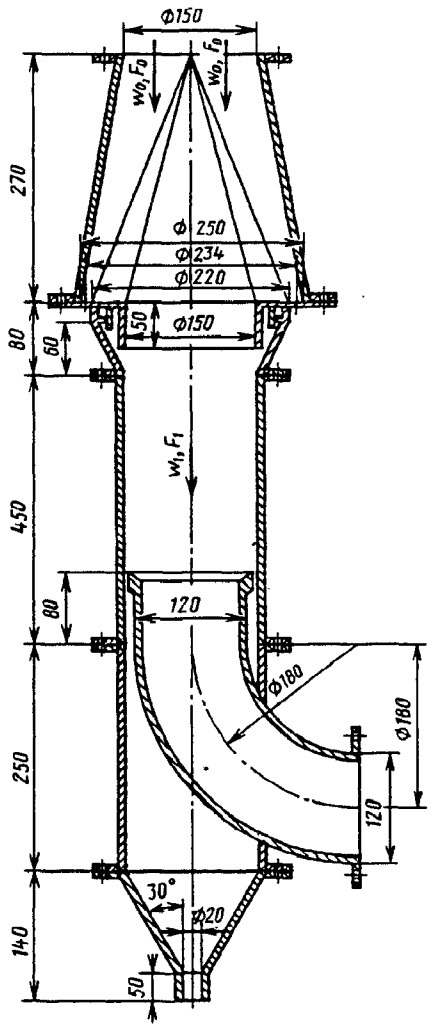
$$w_1=\frac{Q}{m_ц F_1},\ \text{м/с};\quad F_1=\frac{\pi D_1^2}{4};$$

$F_к$ — площадь корпуса аппарата; Q — суммарный расход, м^3/с; $m_ц$ — число элементов в батарее.

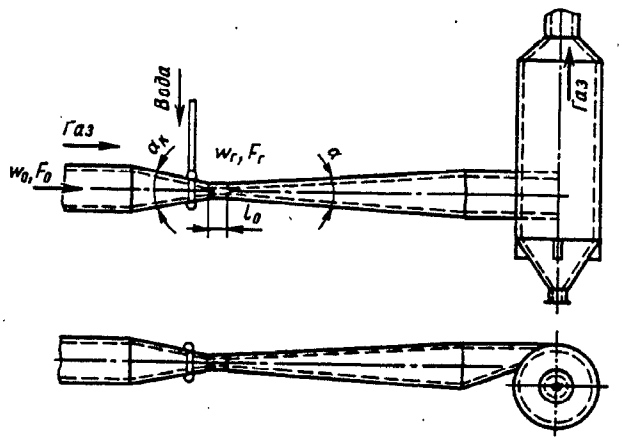
Характеристика и схема	Основные размеры			Оптимальная средняя скорость потока в корпусе циклона w_1, м/с	Фракционный коэффициент очистки $\eta_{фр}$ % при $\bar{q}=15\%$ и скорости витания частиц $w_в$, м/с					Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ при степени отсоса $\bar{q}$, %			
	D_1, мм	$\bar{L}=\frac{L}{D_1}$	$\bar{d}=\frac{d}{D_1}$		0–0,001	>0,001–0,008	>0,008–0,012	>0,012–0,100	>0,100	0	5	10	15
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Четырехлопастной закручиватель с улиточным выходом пыли (типа НИИОГаза) 	100	2,5	0,6–0,7	11–13	—	—	—	—	—	—	—	—	9,5
Четырехлопастной закручиватель с пылеотбивной шайбой	350	1,0	0,7	8,0	—	—	—	—	—	—	—	—	6–7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Радиальный закручиватель с пылеотбивной шайбой 	150	4,7	0,8	16,4	45	82	93,5	98	100	10,5	8,1	7,1	7,0
Шестиулиточный конический вход с пылеотбивной шайбой (конструкция Бутакова — Барахтенко) 	150	0,73	0,8	16 – 18	57	86	95	98,5	100	1,7	1,6	1,55	1,5
Двенадцатилопастной закручиватель с выходом пыли через кольцевой диффузор 	50	5,0	0,8	11,8	13	82	98	100	100	—	—	—	1,5
Тангенциальный конический вход (типа Амерклон) 	100	1,3	0,65	20 – 24	—	—	—	—	—	—	—	—	5,9

Циклоны (прямоточные) с водяной пленкой [12-9, 12-46]	Диаграмма 12-8

Тип циклона	Схема	Оптимальная средняя скорость потока в корпусе циклона w_1, м/с	Расход воды m_0, л/м³	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$
Бутакова — Барахтенко ЦКТИ «Центргипрошахта»		20 – 22 4,0 6,0 – 7,0	0,10 0,15 0,12	1,8 13,0 22,0

Турбулентный промыватель (труба Вентури) [12-13, 12-22, 12-23]	Диаграмма 12-9



Одиночная труба Вентури

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_г w_г^2/2} = \zeta_г + \zeta_ж \frac{\rho_ж}{\rho_г} m_1,$$

где $\zeta_г = 0{,}165 + 0{,}034\frac{l_0}{D_г} - \left[0{,}06 + \right.$

$$\left. + 0{,}028\left(\frac{l_0}{D_г}\right)\right] \cdot 3 \cdot 10^{-3} w_г;$$

формула верна при $w_г \leqslant 150$ м/с и $0{,}15 \leqslant$
$\leqslant l_0/D_г \leqslant 10$,
где $D_г = 4F_0/\Pi_0$;
при $w_г \leqslant 60$ м/с

$$\zeta_ж = 3{,}5(l_0/D_г)^{-0{,}266}\zeta_г m_1^{B_1};$$

при $w_г > 60$ м/с

$$\zeta_ж = 1{,}68(l_0/D_г)^{0{,}29}\zeta_г m_1^{B_2};$$

формулы для $\zeta_ж$ верны при $0{,}15 \leqslant l_0/D_г \leqslant 12$;

$$B_1 = 1 - 0{,}98(l_0/D_г)^{+0{,}026} \text{ и } B_2 = 1 - 1{,}12(l_0/D_г)^{-0{,}045}$$

см. кривые графика *а*; $(l_0/D_г)^{-0{,}266}$ и $(l_0/D_г)^{0{,}29}$
см. кривые графика *б*.

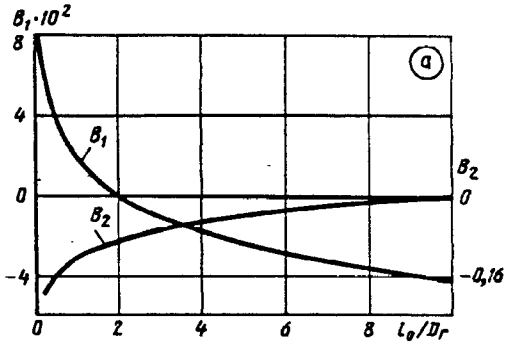
Батарея труб Вентури

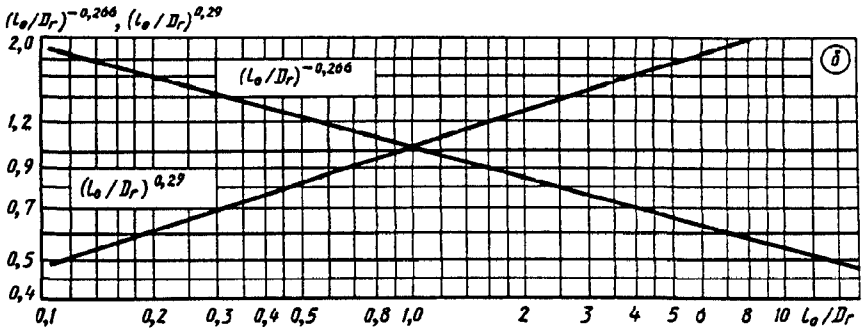
$$\zeta_г \text{ см. п. 1; } \zeta_ж = 0{,}215\zeta_г m_1^{-0{,}54},$$

где $m_1^{-0{,}54}$ см. кривую графика *в*

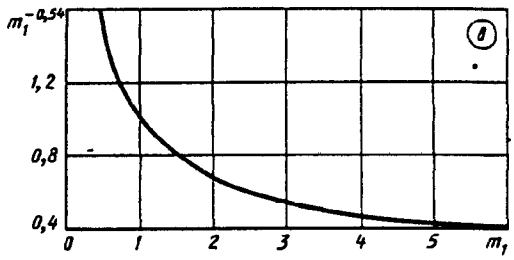
$l_0/D_г$	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5
$B_1 \cdot 10^2$	6,7	6,0	5,0	4,3	3,8	3,3	2,6	2,0	1,0
B_2	−0,22	−0,21	−0,18	−0,17	−0,16	−0,15	−0,13	−0,12	−0,10
$(l_0/D_г)^{-0{,}266}$	1,66	1,53	1,38	1,28	1,20	1,15	1,06	1,00	0,90
$(l_0/D_г)^{0{,}29}$	0,58	0,63	0,70	0,77	0,82	0,86	0,94	1,00	1,12
$l_0/D_г$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
$B_1 \cdot 10^2$	0,2	−0,8	−1,6	−2,2	−2,7	−3,1	−3,4	−3,8	−4,0
B_2	−0,09	−0,07	−0,05	−0,04	−0,03	−0,03	−0,02	−0,02	−0,01
$(l_0/D_г)^{-0{,}266}$	0,83	0,75	0,69	0,65	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54
$(l_0/D_г)^{0{,}29}$	1,22	1,38	1,48	1,58	1,68	1,76	1,83	1,90	1,95

Турбулентный промыватель (труба Вентури) [12-13, 12-22, 12-23]	**Диаграмма 12-9**

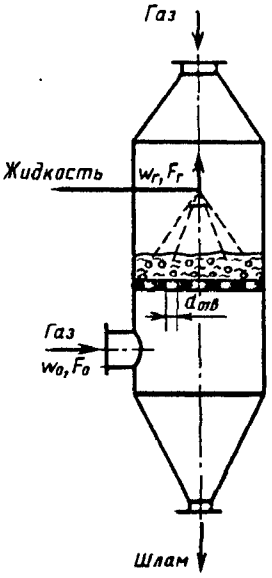




m_1	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$m_1^{-0,54}$	1,64	1,32	1,13	1,00	0,84	0,69	0,55	0,47	0,42	0,38



Пылеуловитель (мокрый) с провальными решетками в пенном режиме [12-76, 12-81]	Диаграмма 12-10



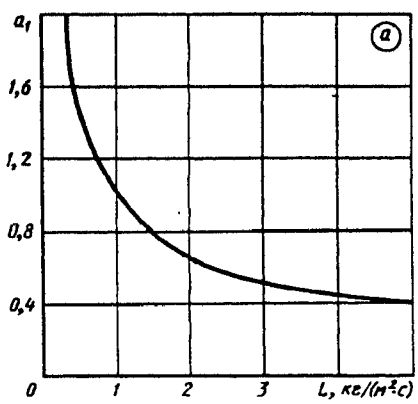
$$\Delta p = \frac{A^2}{\bar{f}^2} \cdot \frac{\rho_г w_г^2}{2} + \Delta p_\sigma,$$

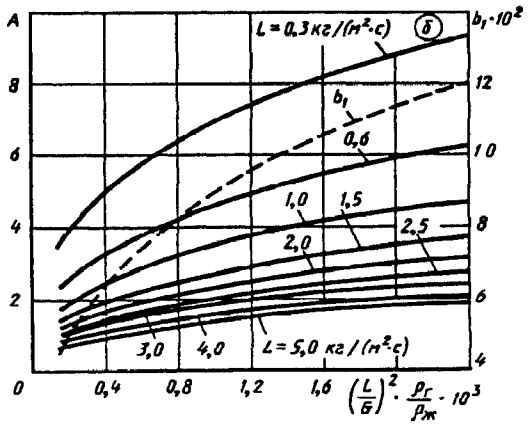
где $A = 39L^{-0.57}\left[\left(\frac{L}{G}\right)^2 \frac{\rho_г}{\rho_ж}\right]^{0.35} = 39 a_1 b_1$ (см. график *б*); $a_1 = L^{-0.57}$ см. график *а*; $b_1 = \left[\left(\frac{L}{G}\right)^2 \frac{\rho_г}{\rho_ж}\right]^{0.35}$ см. график *б*; $\Delta p_\sigma = \frac{4\sigma}{1{,}3 d_{отв} + + 0{,}08 d_{отв}^2}$ — для решеток с круглыми отверстиями; $\Delta p_\sigma = \frac{2\sigma}{b_щ}$ — для щелевых решеток; G — массовый расход газа через единицу поверхности решетки, кг/(м² · с); L — массовый расход жидкости через единицу поверхности решетки, кг/(м² · с); $d_{отв}$ — диаметр отверстия решетки, м; $b_щ$ — ширина щели решетки, м; $\bar{f} = F_{отв}/F_р$ — коэффициент живого (свободного) сечения решетки; $w_г$ — скорость газового потока в свободном сечении аппарата, м/с; σ — поверхностное натяжение на границе фаз газ-жидкость, Н/м².

L, кг/(м² · с)	0,3	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
$a_1 = L^{-0,57}$	1,99	1,34	1,00	0,79	0,67	0,59	0,53	0,49	0,45	0,42	0,40

Значения A при $L = 0{,}3 \div 5{,}0$ кг/(м² · с)

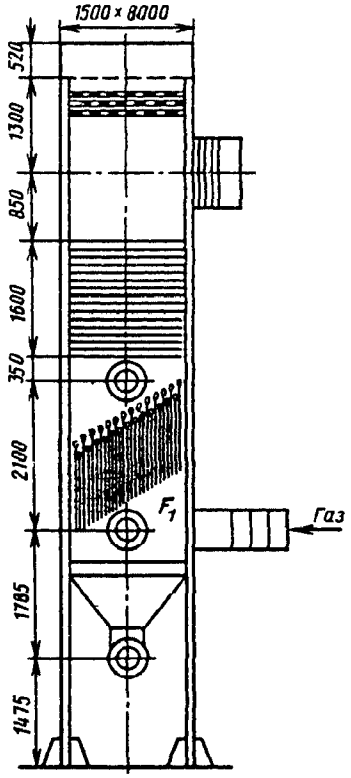
$\left(\frac{L}{G}\right)^2 \cdot \frac{\rho_г}{\rho_ж} \cdot 10^3$	0,15	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4
$b_1 \cdot 10^2$	4,59	6,47	8,24	9,50	10,5	11,4	12,1
$L = 0{,}3$ кг/(м² · с)	3,55	5,01	6,38	7,36	8,13	8,83	9,37
0,6	2,40	3,38	4,30	4,96	5,48	5,95	6,31
1,0	1,79	2,52	3,21	3,70	4,10	4,45	4,72
1,5	1,42	1,99	2,55	2,94	3,25	3,54	3,74
2,0	1,21	1,70	2,16	2,50	2,76	3,00	3,18
2,5	1,06	1,50	1,91	2,20	2,43	2,64	2,80
3,0	0,95	1,35	1,72	1,98	2,19	2,38	2,52
3,5	0,88	1,23	1,57	1,81	2,01	2,18	2,31
4,0	0,80	1,13	1,46	1,68	1,86	2,02	2,14
4,5	0,75	1,06	1,36	1,57	1,74	1,88	2,00
5,0	0,71	1,01	1,28	1,48	1,64	1,78	1,9





Скруббер с деревянной насадкой [12-25]

Диаграмма 12-11



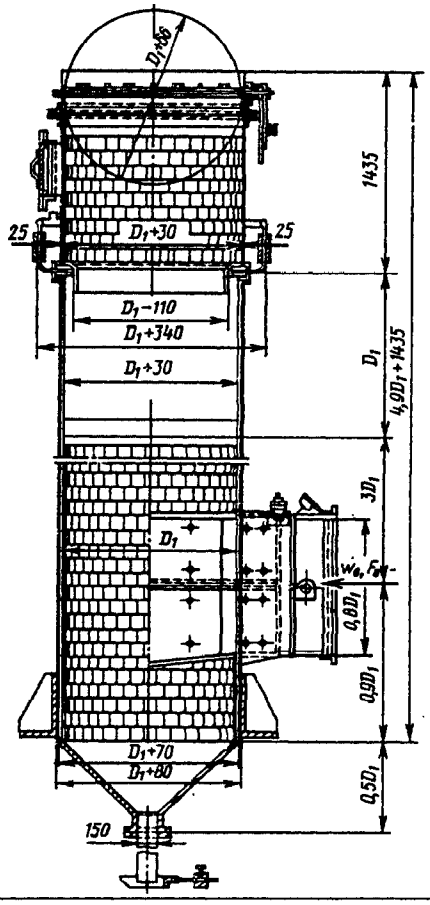
Плотность орошения $A \approx 1{,}4 \cdot 10^{-2}$ м^3/(м$^2 \cdot$ с)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = 960;$$

$w_1 = \dfrac{Q}{F_1}$ (F_1 — площадь полного сечения корпуса скруббера)

Центробежный скруббер ВТИ [12-25]

Диаграмма 12-12

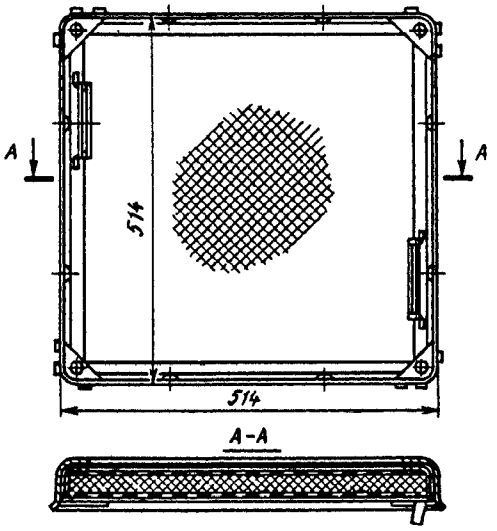


$$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(D_0)$$

D_0, м	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Расход воды на орошение, кг/с	0,22	0,28	0,33	0,39	0,45
ζ_0	3,38	3,17	3,04	2,94	2,87

D_0, м	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
Расход воды на орошение, кг/с	0,50	0,56	0,61	0,70	0,78
ζ_0	2,81	2,76	2,72	2,68	2,65

Фильтры (ячейковые, унифицированные) типа Фя [12-70, 12-76]	Диаграмма 12-13



Характеристика	Тип фильтра			
	ФяР	ФяВ	ФяП	ФяУ
Площадь рабочего сечения F, м^2	0,22	0,22	0,22	0,22
Пропускная способность Q (м^3/с) при удельной нагрузке $q=2$ м^3/(м^2·с)	0,43	0,43	0,43	0,43
Сопротивление Δp чистого фильтра, Па	39	49	59	29,5
Пылеемкость $z_п$ фильтров ФяР, ФяП и ФяВ (при увеличении сопротивления в 2 раза) и ФяУ (при увеличении сопротивления Δp от 30 до 40 Па), кг/м^2	1,5	2,0	0,2	0,3
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) $\eta_п$, %, не более	80	80	80	80
Масса, кг	7,9	4,3	3,3	3,0

Зависимость Δp от q и $z_п$ для отдельных фильтров — см. графики *а* и *б*.

Кривые *1* относятся к фильтрам типа ФяР с заполнением пяти сеток ячейками размером 2,5 мм; четырех сеток — ячейками размером 1,2 мм и трех — ячейками размером 0,63 мм; кривые *2* — к фильтрам типа ФяВ; кривые *3* — к фильтру ФяП, материал-пенополиуретан (ППУ) (α — толщина слоя 10 мм, β — 20 мм, γ — 40 мм) и к фильтру ФяУ, материал — упругое стекловолокно (ФСВУ, кривая *3*α).

$z_п=0$

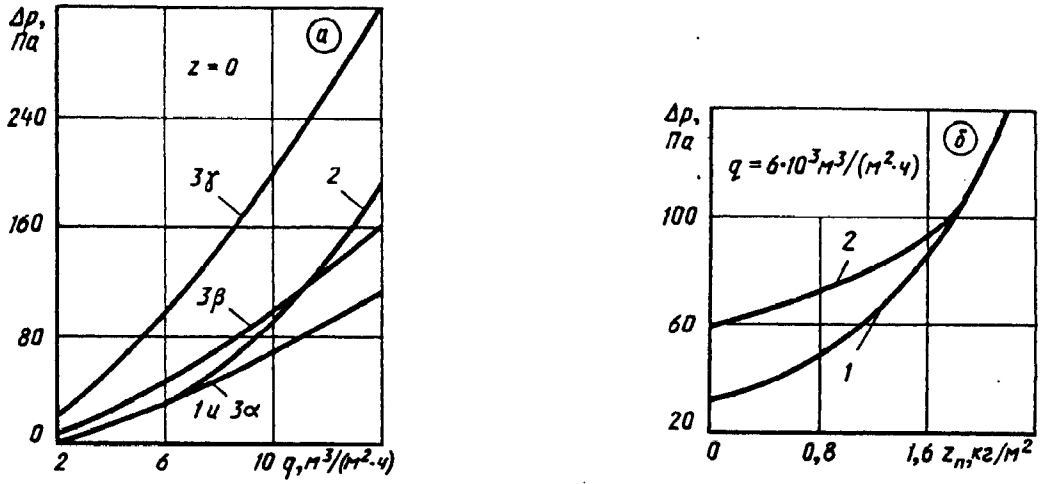
q, м^3/(м^2·ч)	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	$8\cdot10^3$	10^4	$1{,}2\cdot10^4$	$1{,}4\cdot10^4$
q, м^3/(м^2·с)	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9
Δp, Па (кривые *1* и *3*α)	14,7	29,4	49,0	68,7	88,3	108
Δp, Па (кривая *2*)	14,7	29,4	58,8	88,3	137	187
Δp, Па (кривая *3*β)	24,5	49,0	73,5	98,1	132	162
Δp, Па (кривая *3*γ)	58,8	98,1	147	196	255	314

$q=6\cdot10^3$ м^3/(м^2·ч)

$z_п$, кг/м^2	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,2
Δp, Па (кривая *1*)	34,3	39,2	49,0	63,7	83,3	118	137
$\eta_п$, %	82	82	83	83	84	85	85
Δp, Па (кривая *2*)	58,8	63,7	68,7	78,5	88,3	—	—
$\eta_п$, %	76	76	76	76	76	—	—

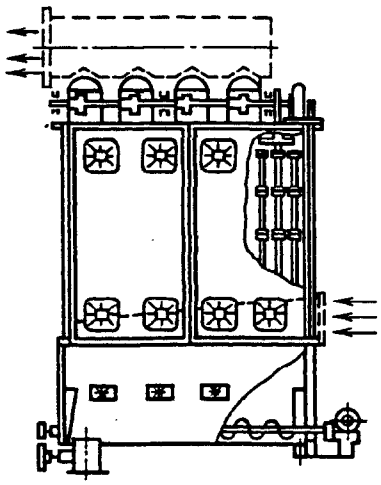
Фильтры (ячейковые, унифицированные) типа Фя [12-70, 12-76]

Диаграмма 12-13



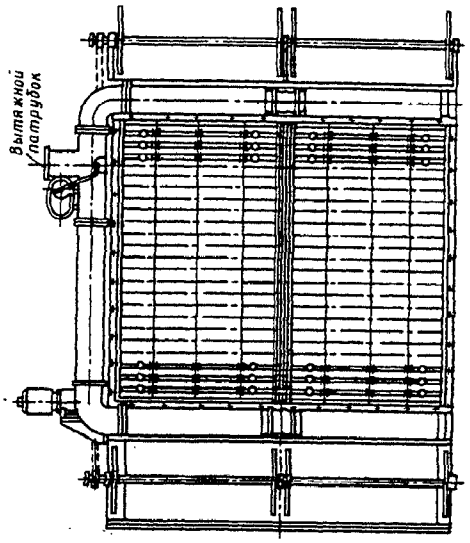
Фильтр (рукавный) типа ФВК [12-70]

Диаграмма 12-14



Характеристика	Тип фильтра		
	ФВК-30	ФВК-60	ФВК-90
Площадь поверхности фильтровальной ткани, $м^2$	30	60	90
Пропускная способность Q, $м^3/с$:			
по чистому воздуху	1,38	2,78	4,12
по газу, содержащему до 20 $г/м^3$ пыли	0,35 – 0,418	0,70 – 0,835	1,05 – 1,28
Сопротивление Δp фильтра, Па	800 – 900	800 – 900	800 – 900
Число:			
секций	2	4	6
рукавов в секции	18	18	18
рукавов в фильтре	36	72	108
Материал рукава	Сукно фильтровальное		
Мощность электродвигателя: привода механизма встряхивания и привода шнека, кВт	0,6	0,6	0,6
Масса фильтра (без входного и выходного коллекторов), кг	1053	1682	2300

Фильтры (рулонные) типа ФРУ [12-70, 12-76]	Диаграмма 12-15



Характеристика	Тип фильтра				
	Ф2РУ7	Ф4РУ4	Ф16РУ6	Ф8РУ2	Ф12РУ1
Пропускная способность Q, м^3/с	5,56	11,1	16,7	22,2	33,3
Сопротивление Δp* фильтра [при удельной воздушной нагрузке q=2,78 м^3/(м^2·с)], Па	40–50	40–50	40–50	40–50	40–50
Площадь F рабочего сечения, м^2	2	4	6	7,9	12
Фильтрующий материал	ФСВУ				
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) $\eta_п$, %	80	80	80	80	80
Пылеемкость (при увеличении сопротивления Δp с 40 до 140 Па), кг/м^2	До 0,3	До 0,3	До 0,3	До 0,3	До 0,3
Мощность электродвигателя, Вт	270	270	270	270	270
Число секций по фронту фильтра при ширине, м:					
0,8	2	—	2	—	—
1,05	—	2	1	3	3
Ширина фильтрующего материала в рулоне, м	0,77	1,02	0,77 и 1,02	1,02	1,02
Длина фильтрующего материала в рулоне, м	25	25	25	25	25
Число катушек	4	4	6	6	6
Масса, кг	353	408	623	717	970

Для ФРП $\Delta p=f(q)$ см. кривую *2* графика *а*; $\Delta p=f(z_п)$ см. график *б*; для ФРУ $\Delta p=f(q)$ см. кривую *1* графика *а*

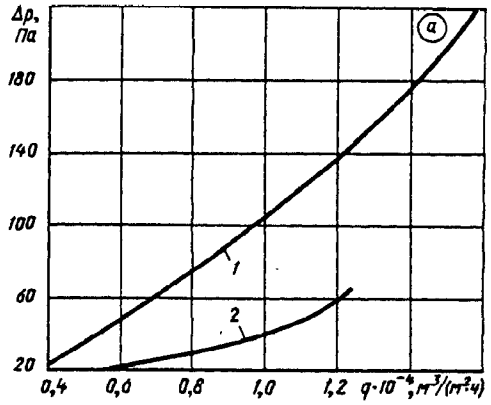
Характеристика	Тип фильтра				
	Ф2РП7	Ф4РП4	Ф6РП6	Ф8РП2	Ф12РП1
Пропускная способность Q, м^3/с	5,56	11,1	16,7	22,2	33,3
Сопротивление Δp при удельной нагрузке q=2,78 м^3/(м^2·с), Па	98–118	98–118	98–118	98–118	98–118
Площадь рабочего сечения F, м^2	2	4	6	7,9	12
Фильтрующий материал	ФВН	ФВН	ФВН	ФВН	ФВН
Пылеемкость (при увеличении сопротивления в 2 раза) $z_п$, кг/м^2	До 0,13	До 0,13	До 0,13	До 0,13	До 0,13

Фильтры (рулонные) типа ФРУ [12-70, 12-76]	**Диаграмма 12-15**

Характеристика	Тип фильтра				
	Ф2РП7	Ф4РП4	Ф6РП6	Ф8РП2	Ф12РП1
Мощность электродвигателя, Вт	270	270	270	270	270
Число секций по фронту фильтра при ширине:					
0,8 м	2	—	2	—	—
1,05 м	—	2	1	3	3
Ширина фильтрующего материала в рулоне, м	0,77	1,02	0,77 и 1,02	1,02	1,02
Длина фильтрующего материала в рулоне, м	100	100	100	100	100
Число катушек, шт.	4	4	6	6	6
Масса фильтра, кг	406	—	597	—	—
Необходимый расход воздуха через отсасывающее отверстие, $м^3/с$	0,194	0,255	0,320	0,384	0,384
Эффективность $\eta_п$ при улавливании волокнистой пыли, %	95–96	95–96	95–96	95–96	95–96

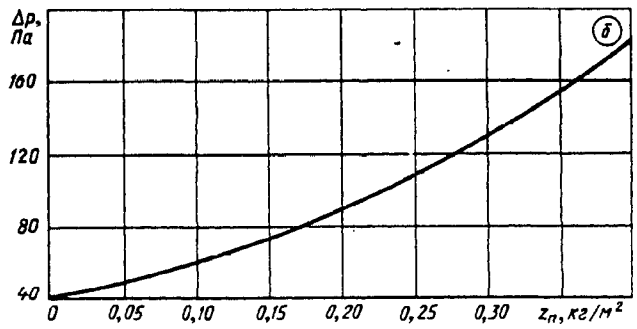
Для кривой *1*

$q \cdot 10^{-4}$, $м^3/(м^2 \cdot ч)$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
q, $м^3/(м^2 \cdot с)$	1,11	1,67	2,22	2,78	3,33	3,88	4,44
Δp, Па	24,5	49	78,5	108	137	177	226



Для кривой *2*

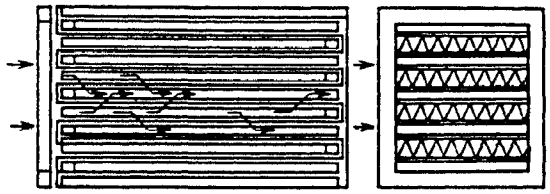
$q \cdot 10^{-4}$, $м^3/(м^2 \cdot ч)$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
q, $м^3/(м^2 \cdot с)$	1,11	1,67	2,22	2,78	3,33
Δp, Па	15	22	29	39	59



Для графика *б*

$z_п$, $кг/м^2$	0	0,1	0,2	0,3	0,4
$\eta_п$, %	—	81	81	81	81
Δp, Па	39	59	88	127	176

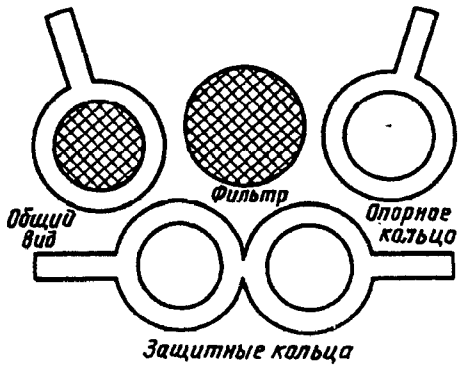
Фильтр (рамочный) типа ЛАИК [12-68] | Диаграмма 12-16



Материал ФПП-15 (допускаемая температура 60° С) $\Delta p = \Delta p_0 w$ (w — скорость фильтрации, м/с)

Марка фильтра	Площадь фильтрующей поверхности, м^2	Размеры, мм		Расход при нормальных условиях, м^3/с	Сопротивление	
		Входное сечение	Длина		Δp, Па	Δp_0, Па
				при нагрузке 0,0417 м^3/(м^2·с) [150 м^3/(м^2·ч)]		при w=1 м/с
ЛАИК СП-3/15 ЛАИК СП-6/15	15,1	565 × 735	780	0,625	177 245	4248 5880
ЛАИК СП-3/17 ЛАИК СП-6/17	17,5	615 × 995	355	0,710	147 206	3528 4944
ЛАИК СП-3/21 ЛАИК СП-6/21	21,0	650 × 690	625	0,875	285 334	6840 8016
ЛАИК СП-3/26 ЛАИК СП-6/26	26	660 × 665	750	1,10	392 452	9408 10848
ЛАИК-СЯ (ФяЛ1)	16	550 × 680	310	0,667	157	3768

Фильтры (аналитические аэрозольные) типа АФА [12-10] | Диаграмма 12-17



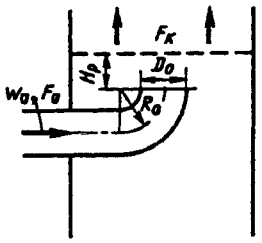
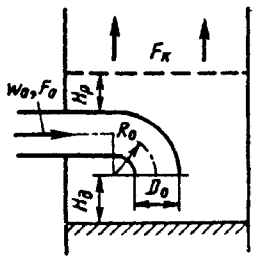
Δp увеличивается линейно с ростом скорости w:

$$\Delta p = \Delta p_0 w$$

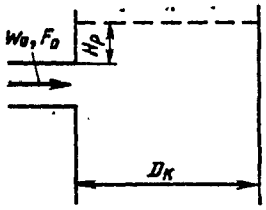
Фильтры (аналитические аэрозольные) типа АФА [12-10] | **Диаграмма 12-17**

Тип фильтра	$\eta_п$ при скорости фильтрации $w=0{,}01$ м/с	Δp, Па при $w=0{,}01$ м/с	Максимальная нагрузка Q, л/мин	Рабочая площадь S_0, дм^2	Температура исследуемого газа (не выше), °С
АФА-В-18	0,995	14,7	100	18	60
АФА-В-10	0,995	14,7	55	10	60
АФА ХА-18	0,970	19,6	100	18	150
АФА ХМ-18	0,990—0,995	19,6	100	18	50
АФА ХП-18	0,995	14,7	100	18	60
АФА ХС-18	0,990—0,995	19,6	100	18	70
АФА РМП-3	0,995	39—98	20	3,0	60
АФА РМП-10	0,995	39—98	50	10	60
АФА РМП-20	0,995	39—98	100—120	20	60
АФА РМА-20	0,970	39—98	100—120	20	150
АФА РГ-3	0,950	790—1470	0,3	3,0	60
АФА-Д-3	0,995	30—50	10	3,0	60
АФА-Б-3	0,970—0,990	19,6	20	3,0	150

Входные участки электрофильтров и других аппаратов с решеткой, насадкой или другим видом сопротивления, помещенным в рабочей камере [12-27, 12-28] | **Диаграмма 12-18**

Условия набегания потока на решетку	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Центральное		$\zeta=\zeta'_{0\ отв}+N_0+0{,}7\zeta_р\left(\dfrac{F_0}{F_к}\right)^2+\dfrac{0{,}013}{(H_р/D_0)^2}\times$ $\times\sqrt[3]{\zeta_р-\sqrt[3]{\zeta_р}}$, где $\zeta'_{0\ отв}$ определяют, как $0{,}5\zeta$ данного отвода, по диаграммам шестого раздела; N_0 находят по табл. 12-1—12-7; $\zeta_р$ определяют, как ζ решетки, насадки или другого вида сопротивления, по данным диаграмм восьмого раздела; величина $\dfrac{0{,}013}{(H_р/D_0)^2}\sqrt[3]{\zeta_р-\sqrt[3]{\zeta_р}}$ учитывается только в пределах $0<H_р/D_0<1{,}2$
Периферийное		$\zeta=\zeta'_{0\ отв}+0{,}9\left[N_0+0{,}7\zeta_р\left(\dfrac{F_0}{F_к}\right)^2\right]+\dfrac{0{,}05}{(H_д/D_0)^2}$; величина $\dfrac{0{,}05}{(H_д/D_0)^2}$ учитывается только при $\dfrac{H_д}{D_0}<1{,}2$

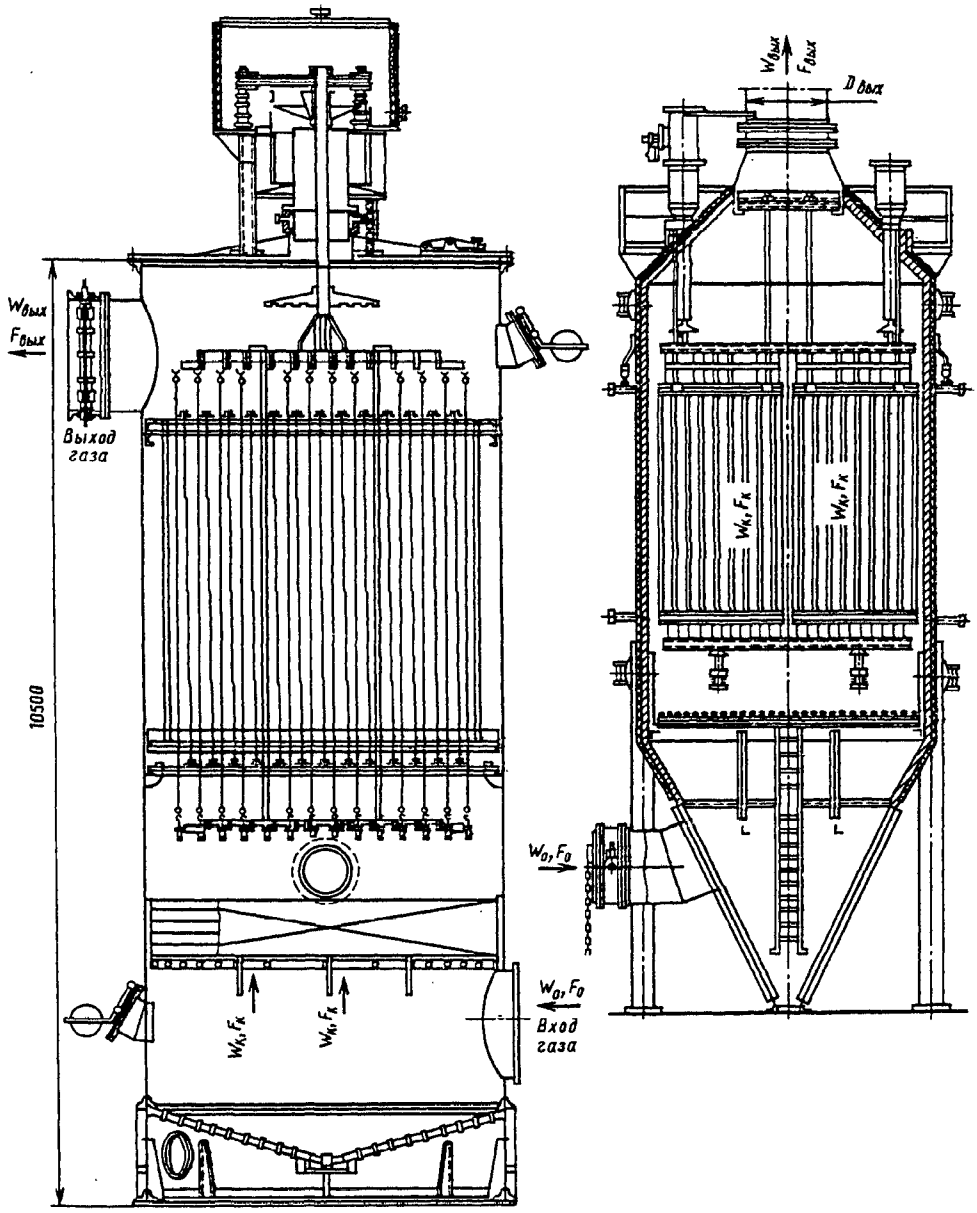
Входные участки электрофильтров и других аппаратов с решеткой, насадкой или другим видом сопротивления, помещенным в рабочей камере [12-27, 12-28]	**Диаграмма 12-18**

Условия набегания потока на решетку	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Боковое		$\zeta = N_0 + 0{,}7\zeta_р\left(\dfrac{F_0}{F_к}\right)^2 + 0{,}1 + \left(2 - 20\dfrac{H_р}{D_к}\right)$; величина $\Delta\zeta = 2 - 20 H_р/D_к$ учитывается только при $H_р/D_к < 0{,}1$

При системе последовательно установленных решеток вместо ζ принимают сумму

$$\sum_{i=1}^{m_р} \zeta_{к.р\ i} = \zeta_{к.р\ 1} + \zeta_{к.р\ 2} + \ldots + \zeta_{к.р\ i} + \ldots + \zeta_{к.р\ m},$$

где $m_р$ — число последовательно установленных решеток; $\zeta_{к.р\ i} \equiv \dfrac{\Delta p_i}{\rho w_к^2/2}$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вх} + \zeta_{вых} + \zeta_к,$$

где $\zeta_{вх}$ находят, как ζ, по диаграмме 12-18;

$$\zeta_{вых} = \zeta' (1 - F_{вых}/F_к)(F_0/F_{вых})^2$$

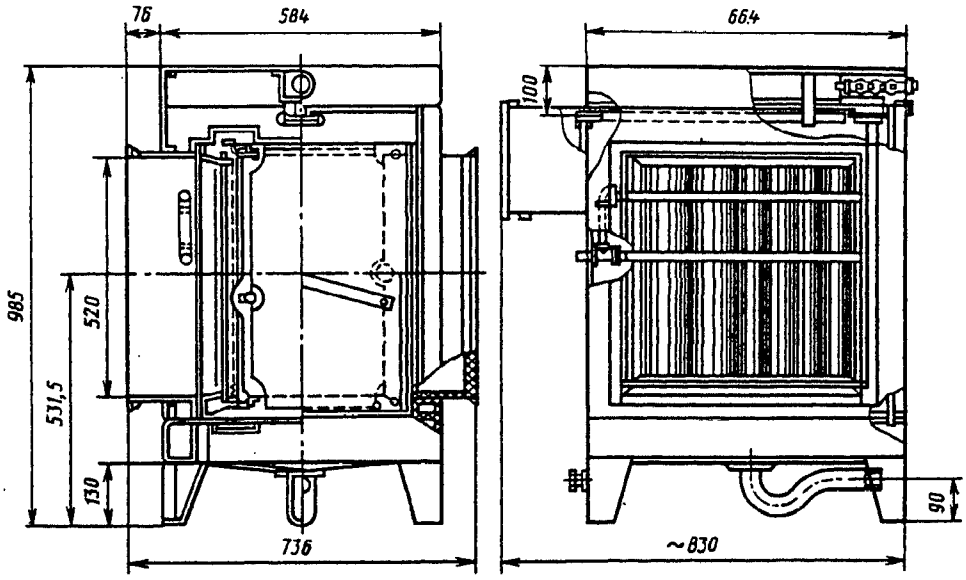
ζ' получают, как ζ, по диаграмме 3-6 в зависимости от α° и $l/D_{вых}$; при $l/D_{вых} = 0$ $\zeta' = 0{,}5$;

$$\zeta_к = \zeta''_{вх} + \zeta''_{вых} + \zeta''_{тр};\ \zeta''_{вх} = 0{,}5(1 - F_э/F_к)(F_0/F_э)^2;$$

$$\zeta''_{вых} = (1 - F_э/F_к)^2 (F_0/F_э)^2;$$

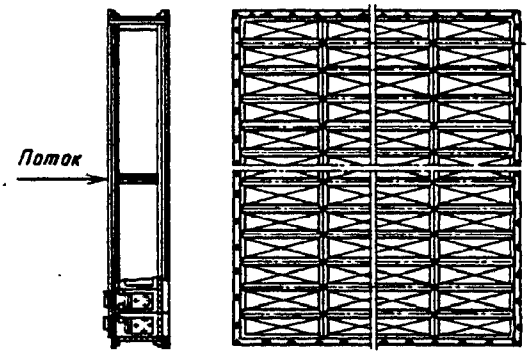
$$\zeta''_{тр} = \lambda l_э / D_д (F_0/F_э)^2$$

в зависимости от Re и $\bar{\Delta}$ см. диаграммы 2-1—2-6; $D_э = 4F_э/П_э$; $F_э$, $П_э$ — соответственно площадь сечения и периметр просветов между осадительными пластинами или осадительных труб



Пропускная способность Q, $м^3/с$, не более	0,56	Потребляемый ток, мА	1
Начальное сопротивление с противоуносным фильтром Δp, Па	39	Суммарная площадь поверхности осадительных электродов S_0, $м^2$	13,8
Эффективность очистки (по методике НИИСТ) $\eta_п$, %	95	Расход воды на одну промывку, л, не менее	50
Пылеемкость при увеличении сопротивления в 2 раза, $кг/м^2$	0,3	Время одной промывки, ч	3
Мощность, потребляемая агрегатом питания из сети, Вт	80	Время между двумя промывками, недель	4—6
		Число форсунок	15
		Масса без питающего устройства, кг...	90

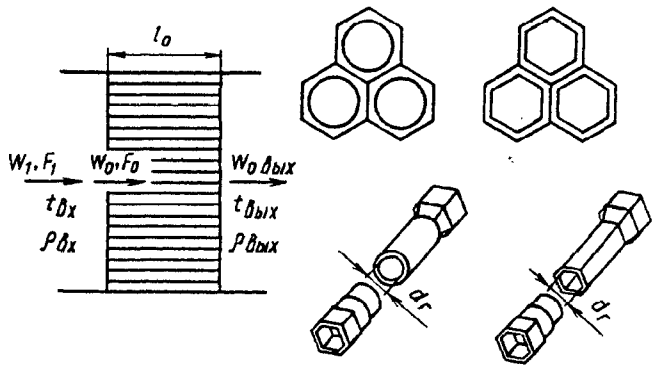
Электрофильтр (воздушный) типа ЭФ [12-71, 12-77]	Диаграмма 12-21



Показатели	Тип фильтра						
	ФЭ1	ФЭ2	ФЭ3	ФЭ4	ФЭ5	ФЭ6	ФЭ7
Площадь рабочего сечения F, м^2	1,5	2,9	4,9	8,2	9,8	14	18,5
Пропускная способность при скорости потока 2 м/с и удельной воздушной нагрузке 7200 м^3/(м^2 · ч) Q, м^3/с	2,78	5,30	9,20	15,3	18,0	27,8	36,0
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) $\eta_п$, %	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95	90—95
Начальное сопротивление Δp*1:							
с противоуносным фильтром	39/4	39/4	39/4	39/4	39/4	39/4	39/4
без противоуносного фильтра	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5
Пылеемкость $z_п$ (кг/м^2) рабочего сечения фильтра (при увеличении его сопротивления с противоуносным фильтром в 2 раза)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Напряжение на коронирующих электродах, В	13 000	13 000	13 000	13 000	13 000	13 000	13 000
Напряжение на осадительных электродах, В	6500	6500	6500	6500	6500	6500	6500
Потребляемый ток, мА	7	14	24	42	54	81	110
Потребляемая мощность, Вт	100	200	380	600	800	1100	1500
Расход воды для промывки фильтра (при давлении 0,3 МПа), м^3/ч	0,5	1,5	2,5	4,0	5,0	7,0	9,0
Число секций шириной:							
765 мм	7	14	—	24	—	—	—
1015 мм	—	—	18	12	36	54	72
Масса фильтра, кг	205	367	583	963	1120	1640	2150

*1 В числителе Δp дано в Па, в знаменателе в кгс/м^2.

Радиатор (сотовый) с шестигранными или круглыми трубками [12-60]	Диаграмма 12-22



$$d_г = 4f_0/\Pi_0,$$

f_0, Π_0 — площадь и периметр поперечного сечения одной трубки; F_0 — живое сечение радиатора

$$\zeta_t \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2/2} = \lambda\left(3 + \frac{l_0}{d_г}\right) \times \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \zeta_{уд} + \Delta\zeta_t,$$

где: 1) при $35 \leqslant \mathrm{Re}^* = w_{0\,вх}\Delta/\nu \leqslant 275$ $\lambda = 0{,}375\,\mathrm{Re}^{*\,-0{,}1}\,\bar{\Delta}^{0{,}4}$ см. график *а*;

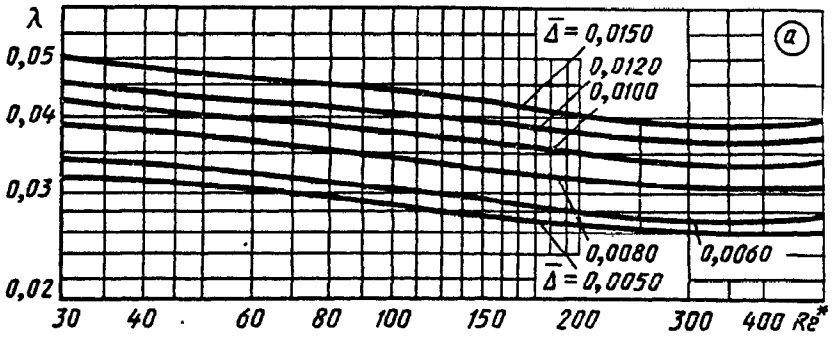
2) при $275 \leqslant \mathrm{Re}^* \leqslant 500$ $\lambda = 0{,}214\,\bar{\Delta}^{0{,}4}$ см. график *а*;

$\zeta_{уд} = (F_1/F_0 - 1)^2$ см. график *б*;

$\Delta\zeta_t = (1{,}7 + \lambda l_0/d_г)(F_1/F_0)^2\,\bar{T}$;

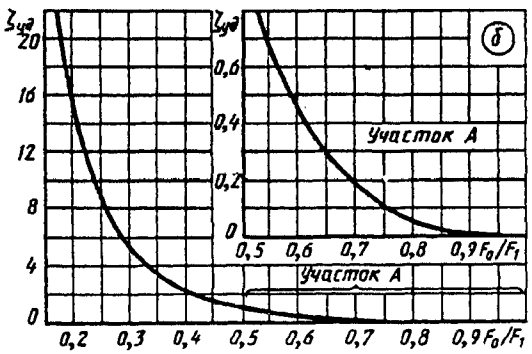
$$\bar{T} = \frac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{вх}};\quad \bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_г};$$

Δ см. табл. 2-3

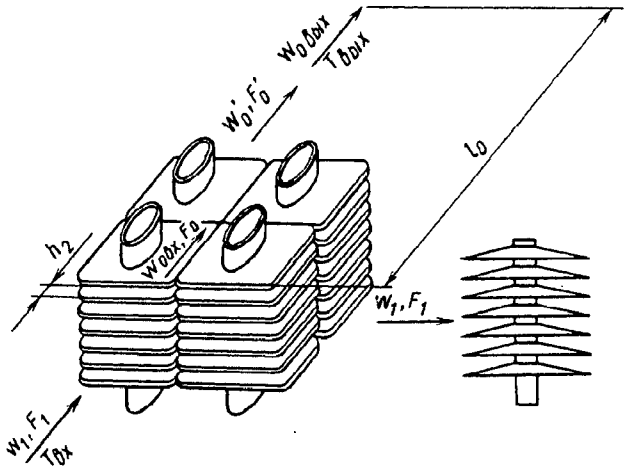


Значения λ

Re*	$\bar{\Delta}$					
	0,0050	0,0060	0,0080	0,0100	0,0120	0,0150
30	0,032	0,034	0,039	0,043	0,046	0,050
40	0,031	0,033	0,038	0,042	0,045	0,049
60	0,030	0,032	0,036	0,040	0,043	0,047
80	0,029	0,032	0,035	0,039	0,042	0,046
100	0,028	0,031	0,034	0,038	0,041	0,045
150	0,028	0,030	0,034	0,036	0,039	0,042
200	0,027	0,029	0,033	0,035	0,038	0,041
300	0,026	0,028	0,031	0,034	0,037	0,039
500	0,026	0,028	0,031	0,034	0,037	0,039



$\frac{F_0}{F_1}$	$\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$	$\zeta_{уд}$	$\frac{F_0}{F_1}$	$\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$	$\zeta_{уд}$
0	∞	∞	0,6	2,78	0,45
0,1	100	81,0	0,7	2,04	0,18
0,2	25,0	16,0	0,8	1,56	0,06
0,3	11,1	5,43	0,9	1,23	0,01
0,4	6,25	2,25	1,0	1,00	0
0,5	4,00	1,00			



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2/2} = \left(z_р \zeta_с + \lambda \frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \Delta\zeta_т,$$

где $\lambda = 0{,}77/\sqrt[3]{\mathrm{Re}}$ см. график *а* в зависимости от $\mathrm{Re} = w_{0вх} d_г/\nu$, взятого в пределах $3000 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 25\,000$; $\zeta_с = 1{,}5\,(1 - F_0/F_0')^2$ см. график *б*

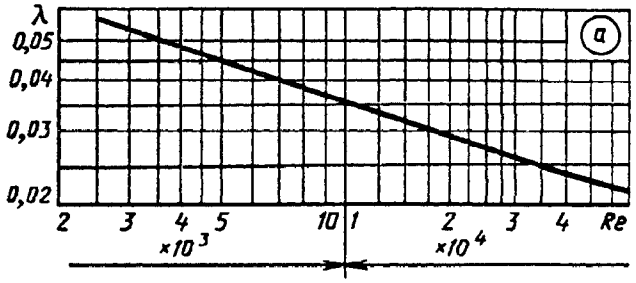
$$\Delta\zeta_т = \left(1{,}7 + \lambda \frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 \bar{T};$$

$$\bar{T} = \frac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{вх}};$$

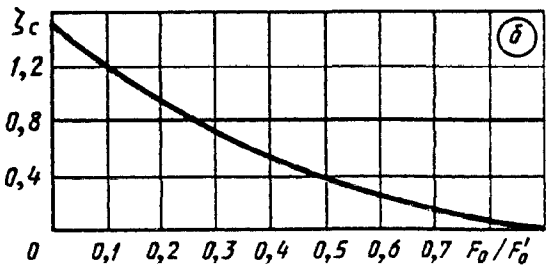
$z_р$ — число рядов трубок

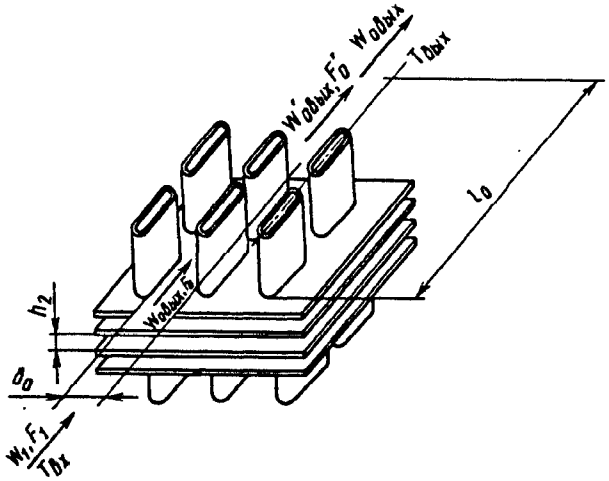
$$d_г = \frac{2h_2 b_0}{h_2 + b_0}$$

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-4}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0
λ	0,061	0,054	0,049	0,045	0,043	0,039	0,036	0,034	0,030	0,029	0,027	0,025



$\frac{F_0}{F_0'}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_с$	1,50	1,22	0,96	0,74	0,54	0,38	0,24	0,14	0,06	0,02	0





$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2/2} = \left(z_р \zeta_с + \lambda \frac{l_0}{d_г} \right) (F_1/F_0)^2 + \Delta\zeta_t,$$

где: 1) при $4000 < \mathrm{Re} = w_{0\,вх} d_г/\nu \leqslant 10\,000$

$$\lambda = 0{,}98/\sqrt[3]{\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re});$$

2) при $\mathrm{Re} > 10\,000$

$$\lambda = 0{,}21/\sqrt[6]{\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re});$$

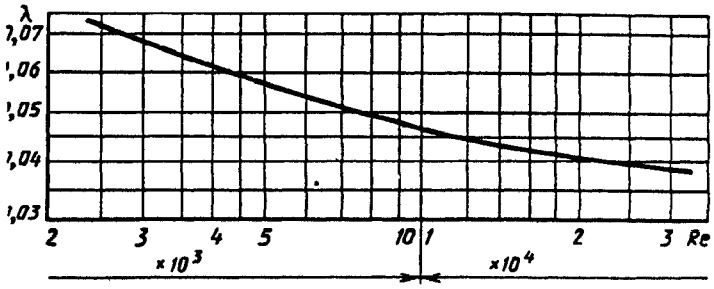
$\zeta_с$ см. график *б* диаграммы 12-23;

$$\Delta\zeta_t = \left(1{,}7 + \lambda \frac{l_0}{d_г} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 \bar{T};\quad \bar{T} = \frac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{вх}};$$

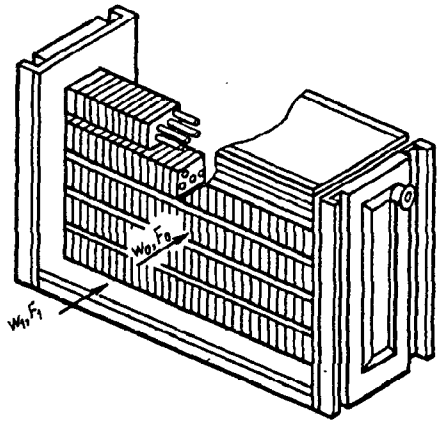
$z_р$ — число рядов трубок

$$d_г = \frac{2h_2 b_0}{h_2 + b_0}$$

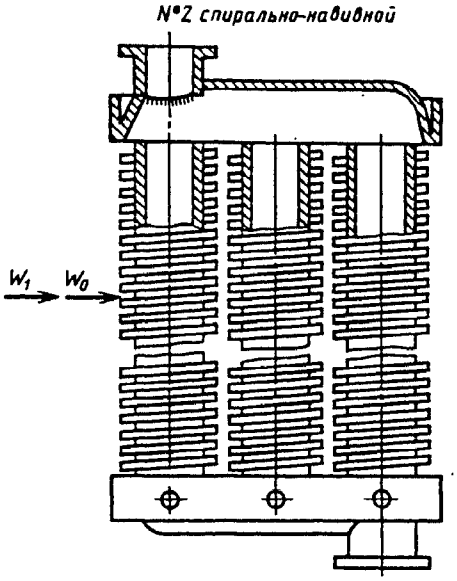
$\mathrm{Re} \cdot 10^{-4}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0	2,5	3,0
λ	0,068	0,062	0,057	0,054	0,050	0,046	0,043	0,040	0,039	0,038



№1 пластинчатый



№2 спирально-навивной



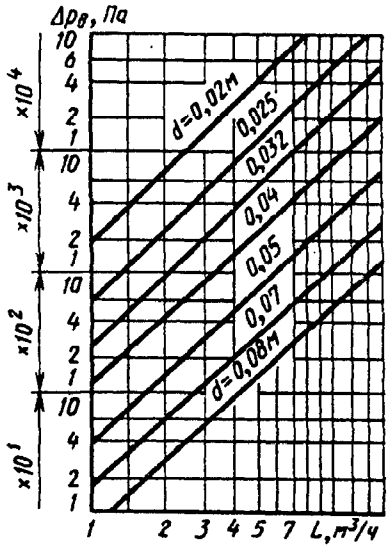
Тип и характеристика калориферов	Сопротивление воздушному потоку Δp* одного ряда калориферов при массовой скорости потока в живом сечении ρw_0, кг/(м^2·с) ($w_0 = Q/F_0$; F_0 — живое сечение)												Формула сопротивления Δp, Па
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
КВБ — пластинчатый, одноходовой, средней модели; по направлению движения воздуха имеет три ряда трубок с зигзагообразным расположением	—	15,6 / 1,6	—	31,0 / 3,2	—	50,4 / 5,1	—	73,5 / 7,5	—	100,4 / 10,2	—	133 / 13,6	$1{,}5(\rho w_0)^{1{,}69}$
КФС — одноходовой, КМС — многоходовой; пластинчатый, средней модели; по направлению движения воздуха имеют три ряда трубок с коридорным расположением	8,9 / 0,9	13,7 / 1,4	20,6 / 2,1	28,5 / 2,9	37,3 / 3,8	47,0 / 4,8	57,0 / 5,8	68,7 / 7,0	81,5 / 8,3	95,1 / 9,7	109 / 11,1	126 / 12,8	$1{,}2(\rho w_0)^{1{,}76}$
КФБ — одноходовой, КМБ — многоходовой; пластинчатый, большой модели; по направлению движения воздуха	11,8 / 1,2	18,7 / 1,9	27,5 / 2,8	37,3 / 3,8	49,0 / 5,0	60,8 / 6,2	75,5 / 7,7	90,5 / 9,2	106 / 10,8	125 / 12,7	143 / 14,6	160 / 16,3	$1{,}73(\rho w_0)^{1{,}72}$

* В числителе Δp дано в Па, в знаменателе в кгс/м^2.

Калориферы [12-77]	**Диаграмма 12-25**

Тип и характеристика калориферов	Сопротивление воздушному потоку Δp^* одного ряда калориферов при массовой скорости потока в живом сечении ρw_0, кг/(м^2·с) ($w_0 = Q/F_0$; F_0 — живое сечение)												Формула сопротивления Δp, Па
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
имеют четыре ряда трубок с коридорным расположением													
КФСО — спирально-навивной, одноходовой, средней модели; по направлению движения воздуха имеет три ряда трубок в шахматном порядке	30,4 3,1	53,0 5,4	83,5 8,5	116 11,8	165 16,8	215 21,9	270 27,5	336 34,2	405 41,2	486 49,5	572 58,2	656 66,8	$3{,}3(\rho w_0)^{2{,}01}$
КФБО — спирально-навивной, одноходовой, большой модели; по направлению движения воздуха имеет четыре ряда трубок, расположенных в шахматном порядке	36,3 3,7	64,7 6,6	99,0 10,1	141 14,3	191 19,4	245 24,9	308 31,4	381 38,8	458 46,7	543 55,2	628 64,0	721 73,5	$4{,}2(\rho w_0)^{1{,}94}$
СТД 3009В — одноходовой и СТД 3010В — многоходовой; пластинчатые; средней модели; имеют плоские трубки, расположенные параллельно потоку воздуха	9,8 1,0	16,7 1,7	24,5 2,5	34,4 3,5	44,2 4,5	56,0 5,7	68,6 7,0	82,5 8,4	97,2 9,9	115 11,7	133 13,5	151 15,4	$1{,}54(\rho w_0)^{1{,}73}$

Калориферы [12-77]	**Диаграмма 12-25**



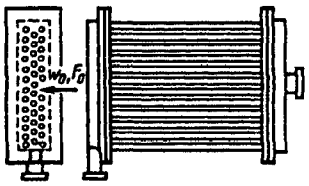
Сопротивление потоку воды калориферов всех типов определяют по графику $\Delta p_в = f(L, d)$ с поправочным коэффициентом $k_1 = f(m_x)$: $\Delta p_{в\,mx} = k_1 \Delta p_в$

Число ходов в калорифере m_x	1	2	3	4	5	6
k_1	1,0	1,5	2,0	2,7	3,3	4,1

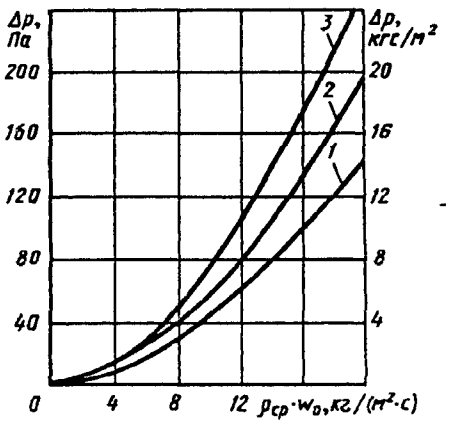
Число ходов в калорифере m_x	7	8	9	10	11	12
k_1	4,7	5,4	6,1	6,8	7,5	8,2

Калорифер гладкотрубчатый	**Диаграмма 12-26**

Двухрядные: $\Delta p = 0{,}613\,(\rho_{ср} w_0)^{1{,}81}$ Па см. кривую *1*; трехрядные: $\Delta p = 0{,}86\,(\rho_{ср} w_0)^{1{,}81}$ Па см. кривую *2*; четырехрядные: $\Delta p = 1{,}11\,(\rho_{ср} w_0)^{1{,}81}$ Па см. кривую *3*



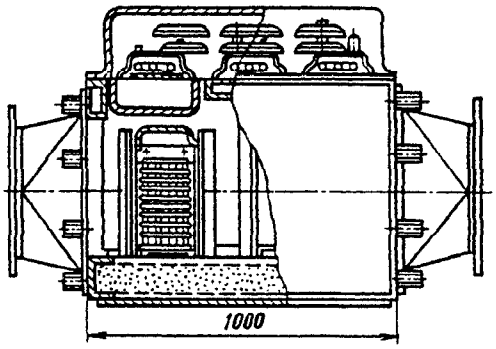
$w_0 = Q/F_0$;
F_0 — живое сечение



Значения Δp

Кривая	$\rho_{ср} w_0$, кг/(м² · с)					
	1	2	4	6	8	10
	Па					
1	0,59	2,16	7,55	15,7	26,5	39,2
2	0,79	3,04	10,8	21,6	37,3	55,8
3	1,08	3,92	13,7	28,5	48,1	71,5
	кгс/м²					
1	0,06	0,22	0,77	1,60	2,70	4,00
2	0,08	0,31	1,10	2,20	3,80	5,70
3	0,11	0,40	1,40	2,90	4,90	7,30

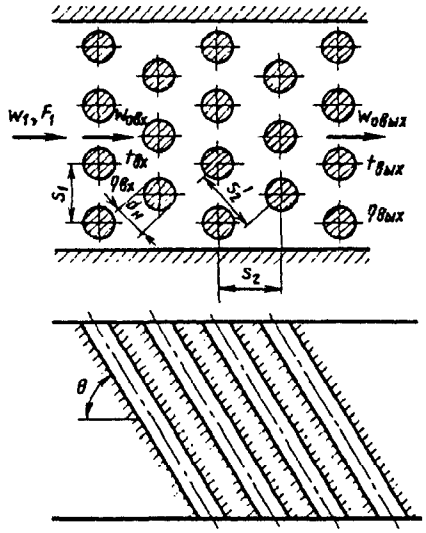
Кривая	$\rho_{ср} w_0$, кг/(м² · с)				
	12	14	16	18	20
	Па				
1	58,7	76,5	96,3	115	140
2	77,5	102	129	160	197
3	100	132	168	206	255
	кгс/м²				
1	6,00	7,80	9,80	11,7	14,3
2	7,90	10,4	13,2	16,3	20,1
3	10,2	13,4	17,1	21,0	26,0



Характеристика	Тип калорифера					
	СФО-25/1-Т	СФО-40/1-Т	СФО-60/1-Т	СФО-100/1-Т	СФО-160/2-Т	СФО-250/1-Т
Мощность, кВт	25	40	60	100	160	250
Мощность одной секции, кВт	6,25	10	15	25	40	62,5
Площадь F живого сечения для прохода воздуха, $м^2$	0,076	0,133	0,255	0,318	0,555	0,800
Перепад температуры, °С	48	43	42	46	46	47
Пропускная способность (по воздуху) G, кг/с	0,592	0,94	1,43	2,50	3,33	5,20
Сопротивление потоку воздуха Δp*	24,7 / 2,52	21,4 / 2,18	18,0 / 1,83	20,0 / 2,10	15,2 / 1,56	17,7 / 1,80
Масса, кг	67	100	134	197	312	421
Размеры, м:						
длина	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
ширина	0,63	0,75	0,87	0,99	1,23	1,35
высота	0,657	0,807	0,957	1,107	1,407	1,707

* В числителе Δp дано в Па, в знаменателе в $кгс/м^2$.

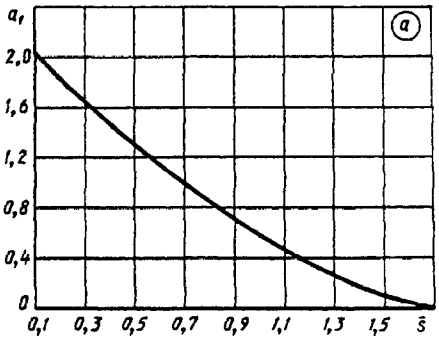
Пучок гладких труб (поперечный), расположенных в шахматном порядке; $3 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{ср} = w_{0\,ср} d_н/\nu < 10^5$ [12-6, 12-58]	Диаграмма 12-28



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0\,ср}^2/2} = \psi A \,\mathrm{Re}_{ср}^{-0,27} (z_р + 1) + \Delta\zeta_t;$$

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta \left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

$$S'_2 = \sqrt{0{,}25 S_1^2 + S_2^2}$$



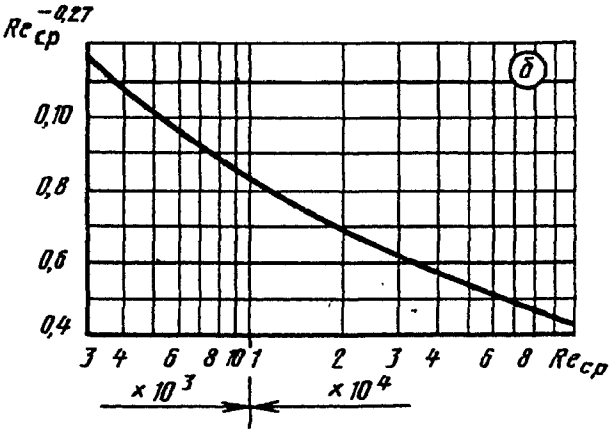
1) $S_1/d_н < 1{,}44$ и $0{,}1 \leqslant \bar{s} < 1{,}7$:

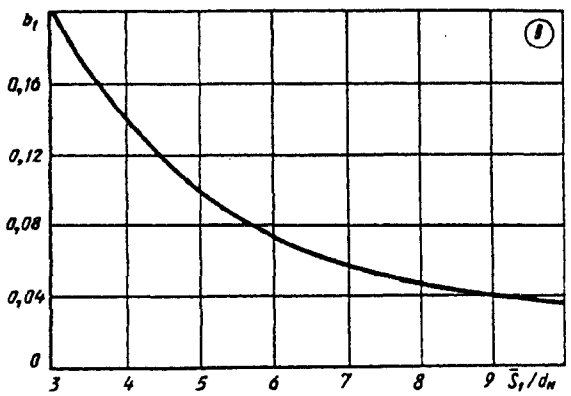
$$A = 3{,}2 + 0{,}66 a_1 + (13{,}1 - 9{,}1 S_1/d_н)(0{,}8 + 0{,}2 a_1),$$

где $a_1 = (1{,}7 - \bar{s})^{1{,}5}$ см. график *а*; $\mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}$ см. график *б*; ψ см. ниже; $\bar{s} = (S_1 - d_н)/(S'_2 - d_н)$;

$\theta°$	30	45	60	90
ψ	0,34	0,57	0,80	1,0

2) $S_1/d_н \geqslant 1{,}44$ и $0{,}1 < \bar{s} < 1{,}7$: $A = 3{,}2 + 0{,}66 a_1$;
3) $S_1/d_н < 1{,}44$ и $1{,}7 \leqslant \bar{s} < 6{,}5$: $A = (1{,}88 - S_1/d_н)(\bar{s}+1)^2$;
4) $1{,}44 \leqslant S_1/d_н \leqslant 3{,}0$ и $1{,}7 \leqslant \bar{s} \leqslant 6{,}5$: $A = 0{,}44(\bar{s}+1)^2$;
5) $3 < S_1/d_н < 10$ и $\bar{s} > 1{,}7$: $A = 1{,}83 b_1$, где $b_1 = (S_1/d_н)^{-1,46}$ см. график *в*.





$\bar{s}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,7
a_1	2,02	1,84	1,48	1,15	0,86	0,59	0,25	0

Пучок гладкнх труб (поперечный), расположенных в шахматном порядке; $3\cdot10^3<\mathrm{Re}_{ср}=w_{0\,ср}d_н/\nu<10^5$ [12-6, 12-58]	**Диаграмма 12-28**

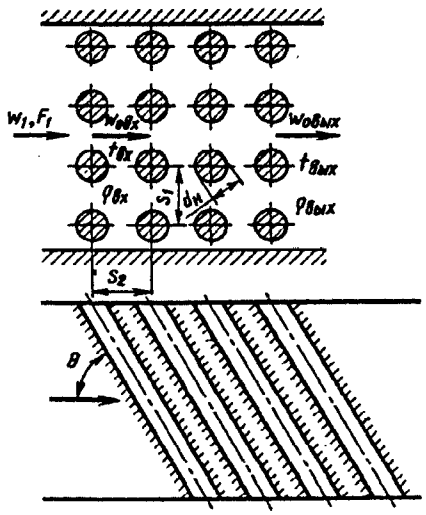
$\mathrm{Re}_{ср}$	$3\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	$8\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	$8\cdot10^4$	10^5
$\mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}$	0,117	0,106	0,095	0,089	0,083	0,069	0,057	0,051	0,047	0,045

$S_1/d_н$	3	4	5	6	7	8	9	10
b_1	0,204	0,131	0,098	0,074	0,058	0,048	0,040	0,035

$$\Delta\zeta_t=2\frac{T_{вых}-T_{вх}}{T_{ср}};\quad T_{ср}=\frac{T_{вх}+T_{вых}}{2};\quad \rho_{ср}=\rho_0\frac{273}{T_{ср}};\quad w_{0\,ср}=w_{0\,вх}\frac{T_{ср}}{T_{вх}};$$

$z_р$ — число поперечных рядов труб в пучке; ν — в зависимости от $T_{ср}$ см. параграф 1-2. Для загрязненных пучков $\zeta_{гр}\approx1{,}3\zeta$

Пучок гладких труб (поперечный) с коридорным расположением $3\cdot10^3<\mathrm{Re}_{ср}=w_{0\,ср}d_н/\nu<10^5$ [12-6, 12-58]	**Диаграмма 12-29**



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho_{ср}w_{0\,ср}^2/2}=\psi A\,\mathrm{Re}_{ср}^m z_р+\Delta\zeta_t;$$

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2}=\zeta\left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

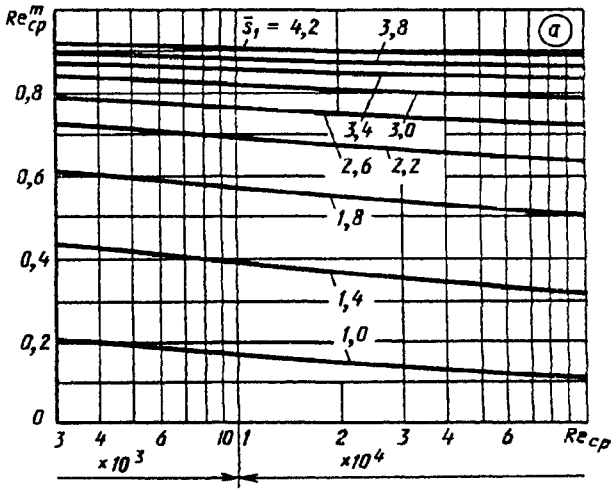
1) $S_1/d_н\leqslant S_2/d_н$ и $0{,}06\leqslant\bar{s}_1\leqslant1{,}0$: $A=1{,}8\,(S_1/d_н-1)^{-0,5}$; $m=-0{,}2$; $\bar{s}_1=(S_1-d_н)/(S_2-d_н)$; $\mathrm{Re}_{ср}^m$ см. график *а* при $\bar{s}_1=1{,}0$; ψ см. ниже.

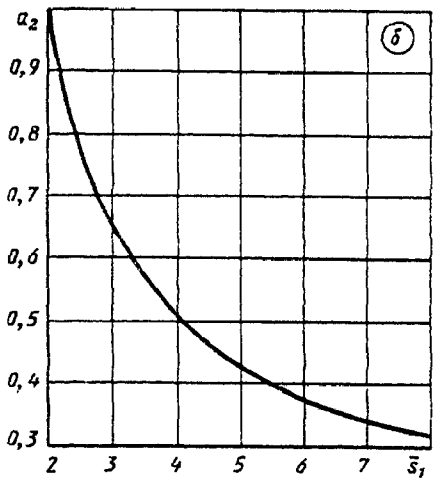
0°	30	45	60	90
ψ	0,30	0,54	0,82	1,0

2) $S_1/d_н>S_2/d_н$: $1{,}0<\bar{s}_1\leqslant8{,}0$: $A=0{,}38a_2\,(S_1/d_н-1)^{-0,5}$, где $a_2=(\bar{s}_1-0{,}94)^{-0,59}$ см. график *б*

$\mathrm{Re}_{ср}^m$ см. график *а*; $m=-0{,}2/\bar{s}_1^2$; $8{,}0<\bar{s}_1\leqslant15$: $A=0{,}118\,(S_1/d_н-1)^{-0,5}$; $m=0$

Пучок гладких труб (поперечный) с коридорным расположением $3 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{ср} = w_{0\,ср} d_н/\nu < 10^5$ [12-6, 12-58]	**Диаграмма 12-29**



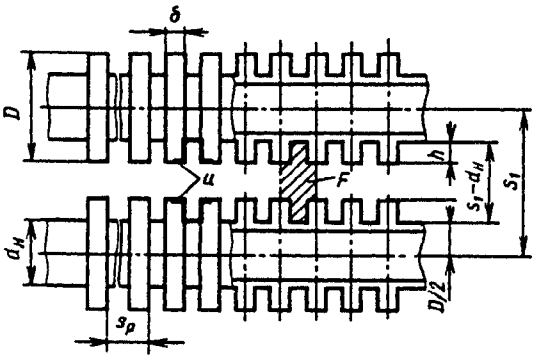


Значения $\mathrm{Re}^m_{ср}$

$\bar{s}_1$	$\mathrm{Re}_{ср} \cdot 10^{-3}$								
	3	4	6	8	10	20	40	60	90
1,0	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10
1,4	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39	0,36	0,34	0,32	0,31
1,8	0,61	0,60	0,59	0,57	0,56	0,54	0,52	0,51	0,50
2,2	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,66	0,65	0,64	0,63
2,6	0,79	0,78	0,78	0,77	0,76	0,75	0,73	0,72	0,71
3,0	0,84	0,83	0,83	0,82	0,81	0,80	0,80	0,79	0,78
3,4	0,87	0,87	0,86	0,86	0,85	0,84	0,83	0,83	0,82
3,8	0,90	0,89	0,89	0,88	0,88	0,87	0,87	0,86	0,86
4,2	0,92	0,91	0,91	0,90	0,90	0,89	0,89	0,88	0,88

$\bar{s}_1$	1,0	2	3	4	5	6	7	8
a_2	5,26	0,97	0,65	0,52	0,43	0,38	0,34	0,32

$\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0\,ср}$, $z_р$, ν и $\zeta_{гр}$ см. диаграмму 12-28



$S_р = S_{р\delta}$

1. Шахматное расположение труб при $l/d_г = 0{,}16 \div 6{,}55$

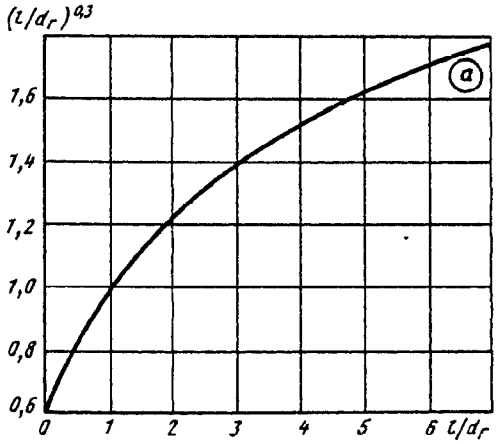
а) $2{,}2 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_l < 1{,}8 \cdot 10^5$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w^2_{0\,ср}/2} = c_z c_s \mathrm{Re}_l^{-0.25} (z_р + 1) + \Delta\zeta_t;$$

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta \left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2,$$

где c_z см. ниже

$z_р$	3	4	5	6
c_z	1,11	1,05	1,01	1,0
c'_z	1,30	1,14	1,05	1,0



$$c_s = 5{,}4\,(l/d_г)^{0.3};$$

б) $\mathrm{Re}_l > 1{,}8 \cdot 10^5$:

$$\zeta = 0{,}26\,(l/d_г)^{0.3}\, c_z\, (z_р + 1) + \Delta\zeta_t,$$

где $(l/d_г)^{0.3}$ см. график *а*; $\mathrm{Re}_l = w_{0ср} l/\nu$ [l для труб с круглыми ребрами см. формулу (12-17) и для труб с квадратными ребрами см. формулы (12-19) и (12-20); $d_г$ см. формулу (12-18)].

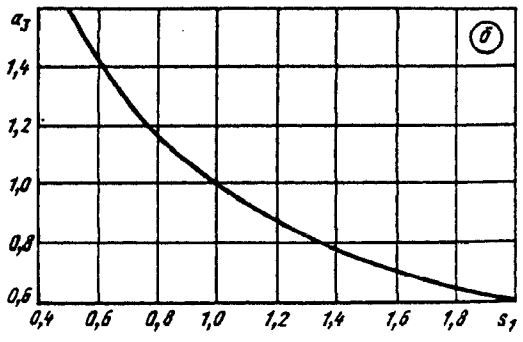
2. Коридорное расположение труб при $l/d_г = 0{,}9 \div 11{,}0$:

$\bar{s}_1 = (S_1 - d_н)/(S_2 - d_н)$; $\bar{s}_1 = 0{,}5 \div 2{,}0$ и $4{,}3 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_l < 1{,}6 \cdot 10^5$: $\zeta = c'_z c'_s \mathrm{Re}_l^{-0.08} z_р + \Delta\zeta_t$;

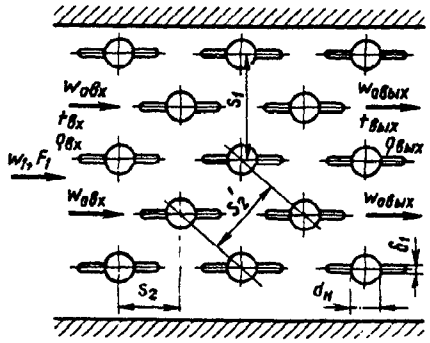
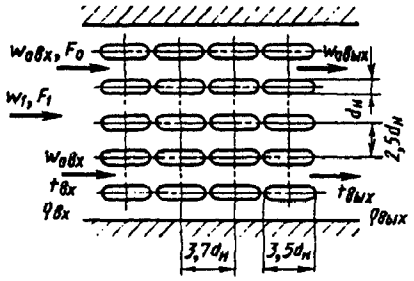
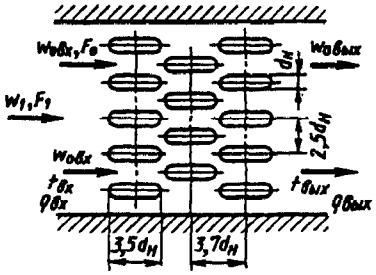
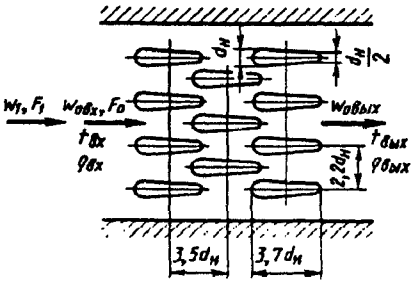
c'_z см. таблицу; $c'_s = 0{,}52\,(l/d_г)^{0.3} a_3$, где $a_3 = \bar{s}_1^{-0.68}$ см. график *б*; $\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0ср}$, $z_р$, ν и $\zeta_{гр}$ см. диаграмму 12-28

$l/d_г$	0,16	0,20	0,40	0,8	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	6,5
$(l/d_г)^{0,3}$	0,58	0,62	0,76	0,92	1,06	1,15	1,23	1,32	1,39	1,52	1,62	1,71	1,76

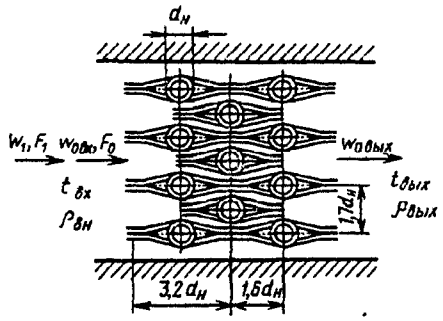
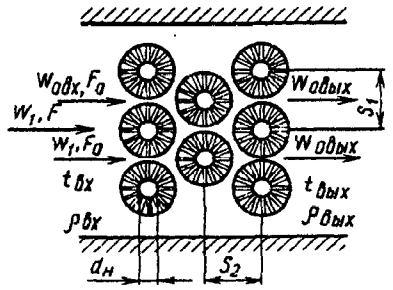
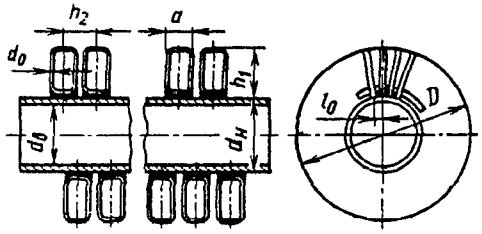
$\bar{s}_1$	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,0
a_3	1,60	1,22	1,00	0,85	0,76	0,68	0,62

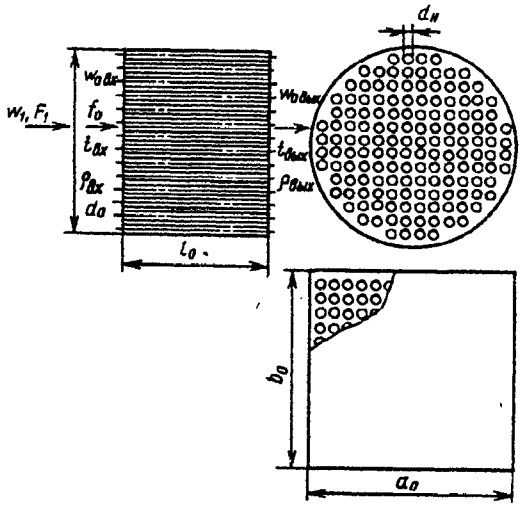
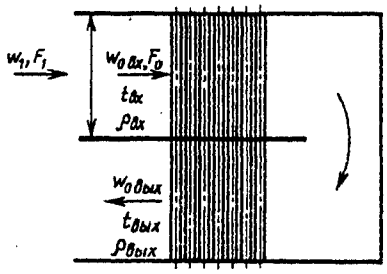
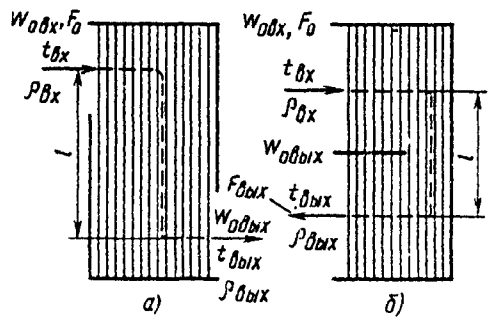


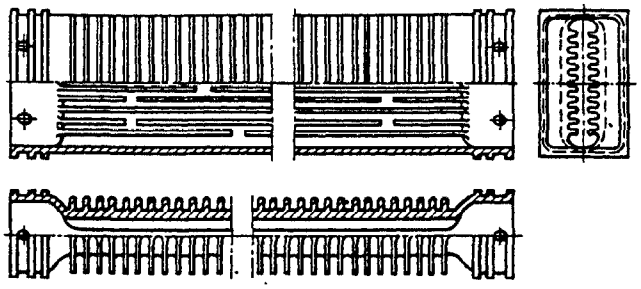
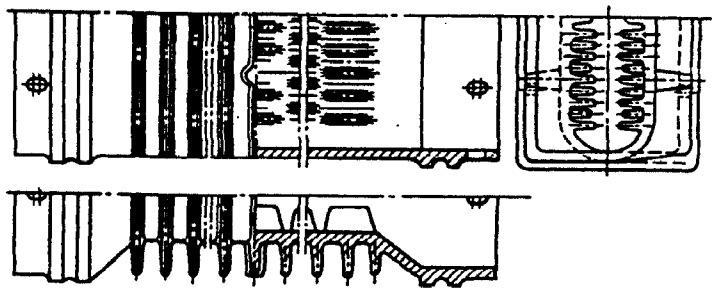
Пучки труб (поперечные) различной формы сечения [12-5]	Диаграмма 12-31

Трубы пучка, их расположение и схема	Коэффициент сопротивления
	$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0\,ср}^2/2}$; $\zeta_1 \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta \left(\dfrac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2 \left(\dfrac{F_1}{F_0}\right)^2$
Продольно-ребристые (плавниковые), в шахматном порядке 	$\zeta = 1{,}2\zeta'$, где ζ' находят так же, как ζ, по диаграмме 12-28. Если ребра входят в зазор между трубами, то вместо $w_{0\,ср}$ принимают $w'_{0\,ср} = w_{0\,ср} \dfrac{S_1 - d_н}{S_1 - d_н - \delta'_1}$
Овальные, в коридорном порядке 	$10^4 < \mathrm{Re} = \dfrac{w_{0\,ср} d_н}{\nu} < 3 \cdot 10^4$: $\zeta = 0{,}059 z_р + 0{,}31 + \Delta\zeta_t$
Овальные, в шахматном порядке 	$10^4 < \mathrm{Re} = \dfrac{w_{0\,ср} d_н}{\nu} < 3 \cdot 10^4$: $\zeta = 0{,}20 z_р + 0{,}14 + \Delta\zeta_t$
Каплеобразные, в шахматном порядке 	$10^4 < \mathrm{Re} = \dfrac{w_{0\,ср} d_н}{\nu} < 3 \cdot 10^4$: $\zeta = 0{,}12 z_р - 0{,}016 + \Delta\zeta_t$

Пучки труб (поперечные) различной формы сечения [12-5]	**Диаграмма 12-31**

Трубы пучка, их расположение и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w^2_{0\,ср}/2}$; $\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta \left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$
Типа «Элеско», в шахматном порядке	$10^4 < \mathrm{Re} = \frac{w_{0\,ср} d_н}{\nu} < 4 \cdot 10^4$: $\zeta = 0{,}46 z_р + \Delta\zeta_t$
 С проволочным оребрением $\frac{S_1}{d_н} = 2{,}1 \div 3{,}0$; $\frac{S_2}{d_н} = 1{,}5 \div 2{,}5$; $\frac{l_0}{h_2} = 0{,}1 \div 0{,}3$; $\frac{h_1}{h_2} = 0{,}8 \div 2{,}5$; $\frac{d_н}{h_2} = 1{,}4 \div 2{,}2$   *бандажная проволока* $d_0 = 0{,}5 \div 0{,}7$ мм; $a = 4 \div 5$ мм; $h_2 = 7 \div 9$ мм	а) $\mathrm{Re} = \frac{w_{0\,ср} h_2}{\nu} = 650 \div 6000$: $\zeta = 3{,}2 z_р \mathrm{Re}^{-0{,}24} \left(\frac{l_0}{h_2}\right)^{-0{,}365} \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{0{,}15} \left(\frac{d_н}{h_2}\right)^{0{,}1} + \Delta\zeta_t$; б) $\mathrm{Re} > 6000$: $\zeta = 0{,}28 z_р \left(\frac{l_0}{h_2}\right)^{-0{,}365} \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{0{,}15} \left(\frac{d_н}{h_2}\right)^{0{,}1} + \Delta\zeta_t$
$\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0\,ср}$, $z_р$, ν и $\zeta_{гр}$ см. диаграмму 12-28	

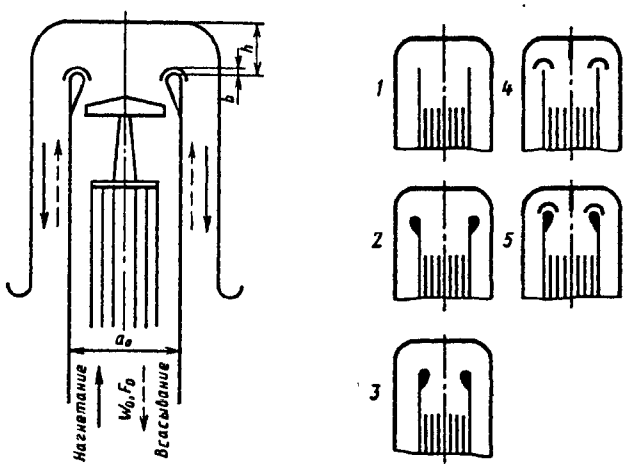
Теплообменник и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0\,ср}^2/2}$
Кожухотрубный при продольном омывании труб 	$\zeta = \lambda_п l/d_г + \Delta\zeta_г$, где $\lambda_п$ см. диаграмму 2-9
Кожухотрубный при протекании потока по трубам	$\zeta = 0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)+\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2+\lambda\frac{l_0}{d_0}+\Delta\zeta_г$; λ — см. диаграммы 2-1 — 2-6
Двухходовой с поперечно-омываемым пучком труб (поворот на 180°) 	$\zeta = \zeta_{180} + \zeta_{пуч} + \Delta\zeta_г$, где ζ_{180} находят, как ζ П-образного колена при $l_0/b_0 = 0$, по диаграмме 6-13; $\zeta_{пуч}$ определяется, как ζ соответствующего пучка труб, по диаграммам 12-28 — 12-31
Со смешанным омыванием пучка труб (перемежающиеся участки поперечного и продольного омывания) 	$\zeta = \zeta_{пуч} + \zeta_{тр} + \Delta\zeta_г$, где для схемы *а* $\zeta_{пуч}$ находят, как ζ соответствующего пучка, на диаграммах 12-28 — 12-31, взятый только для половины рядов пучка труб каждого участка поперечного омывания; для схемы *б* $\zeta_{пуч}$ определяется, как ζ пучка, на тех же диаграммах, но для всех рядов труб, захваченных перегородкой, и для половины труб, выступающих из нее; $\zeta_{тр} = \lambda_п l/d_г$ где $\lambda_п$ см. диаграмму 2-9 (для продольных пучков); $\Delta\zeta_г$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0\,ср}$, ν см. диаграмму 12-28

Характеристика	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0\,ср}^2/2}$
Ребристые, чугунные ($d_r = 0{,}0425$ м) 	1) По воздушной стороне (течение внутри труб): $\zeta = 1{,}06 + 0{,}04\frac{l_0}{d_r} + \Delta\zeta_r;$ 2) по газовой стороне (внешнее обтекание труб): а) $\mathrm{Re} = \frac{w_{0\,ср} d_r}{\nu} < 10^4$: $\zeta = (1{,}2 + 1{,}16 z_p)\,\mathrm{Re}^{-0{,}12} + \Delta\zeta_r;$ б) $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$: $\zeta = 0{,}4 + 0{,}334 z_p + \Delta\zeta_r.$ Для загрязненных труб $\zeta_{гр} = (1{,}2 \div 1{,}3)\zeta$
Ребристо-зубчатые 	1) По воздушной стороне (течение внутри труб): а) $\mathrm{Re} = \frac{w_{0\,ср} d_r}{\nu} < 10^4$: $\zeta = 1{,}06 + 0{,}77\frac{l_0}{d_r}\mathrm{Re}^{0{,}22} + \Delta\zeta_r;$ б) $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$: $\zeta = 1{,}06 + 0{,}10\frac{l_0}{d_r} + \Delta\zeta_r.$ 2) по газовой стороне (внешнее обтекание труб): а) $\mathrm{Re} < 10^4$: $\zeta = (1{,}2 + 1{,}16 z_p)\,\mathrm{Re}^{-0{,}12} + \Delta\zeta_r;$ б) $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$: $\zeta = 0{,}4 + 0{,}334 z_p + \Delta\zeta_r.$ Для загрязненных труб $\zeta_{гр} = (1{,}2 \div 1{,}3)\zeta$. $\Delta\zeta_r$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0\,ср}$, z_p и ν см. диаграмму 12-28

Нагревательная печь с поворотом потока на 180° в одной плоскости при наличии плоской рассечки и садки;

$$Re = \frac{w_0 a_1}{\nu} \geqslant 8 \cdot 10^5 \quad [12\text{-}94]$$

Диаграмма 12-34



Всасывание:

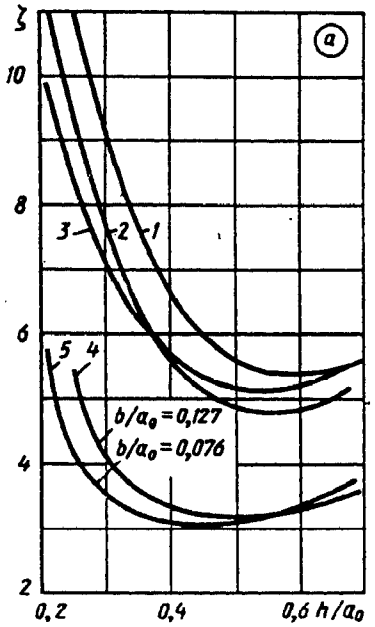
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. график *а*;

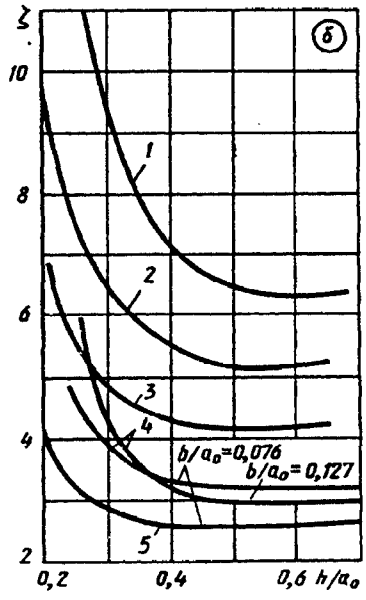
нагнетание:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. график *б*

Значения ζ при всасывании

№ варианта	h/a_0										
	0,2	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	—	12,0	9,0	7,5	6,5	6,0	5,7	5,5	5,4	5,5	5,6
2	11,5	9,5	7,6	6,3	5,5	5,2	4,9	4,8	4,8	5,0	5,3
3	10,0	8,5	7,0	6,2	5,7	5,4	5,2	5,1	5,2	5,5	5,6
4	—	5,4	4,1	3,6	3,3	3,2	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6
5	5,8	4,2	3,5	3,2	3,1	3,1	3,1	3,2	3,4	3,5	3,7



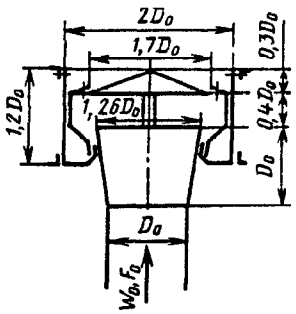
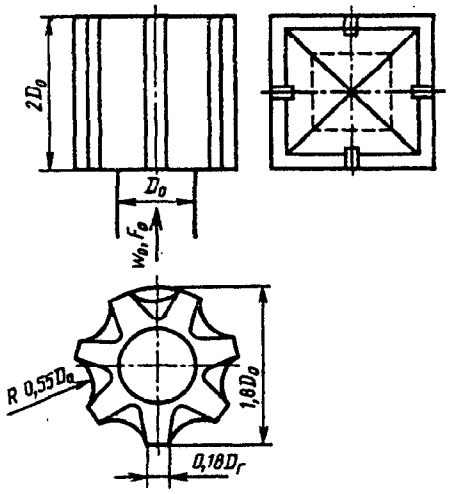
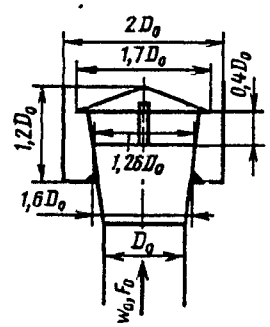


Нагревательная печь с поворотом потока на 180° в одной плоскости при наличии плоской рассечки и садки; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 a_0}{\nu}\geqslant 8\cdot 10^5$ [12-94]	**Диаграмма 12-34**

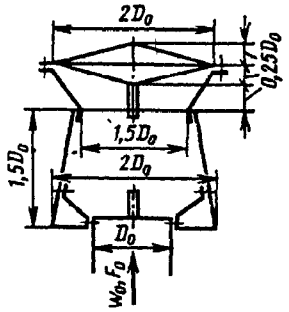
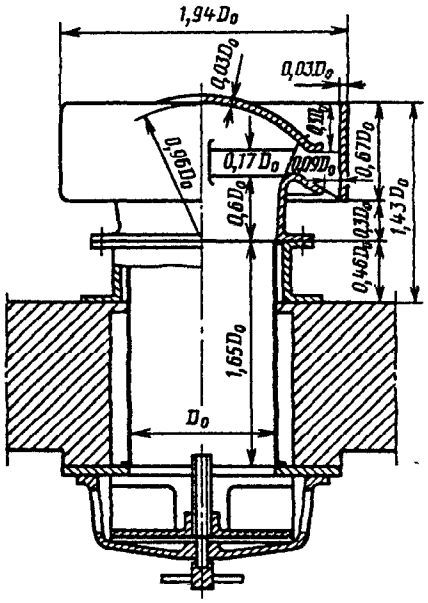
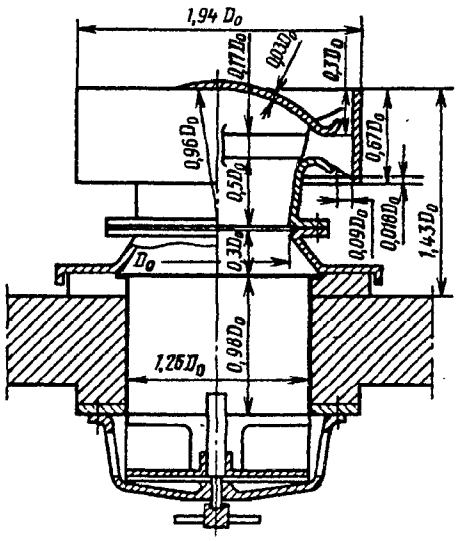
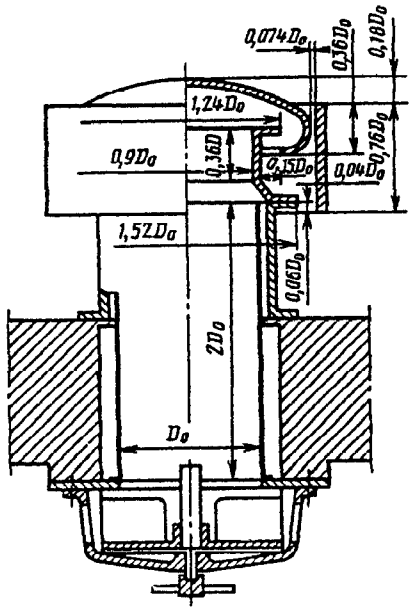
Значения ζ при нагнетании

№ варианта	h/a_0										
	0,2	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	—	11,5	9,3	8,0	7,2	6,7	6,5	6,4	6,3	6,4	6,4
2	9,8	7,2	6,5	5,8	5,5	5,3	5,2	5,2	5,2	5,3	5,4
3	7,0	5,5	4,9	4,5	4,3	4,2	4,2	4,2	4,2	4,3	4,4
4	—	4,7	3,9	3,5	3,4	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3
5	4,0	3,3	2,8	2,7	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6

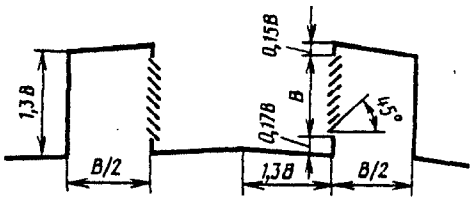
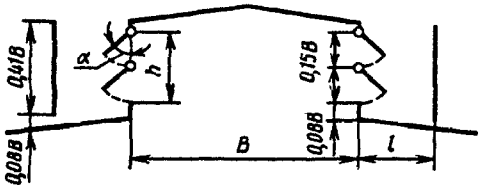
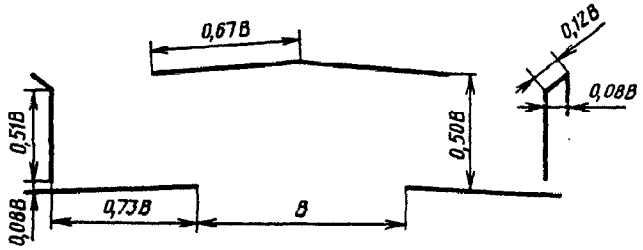
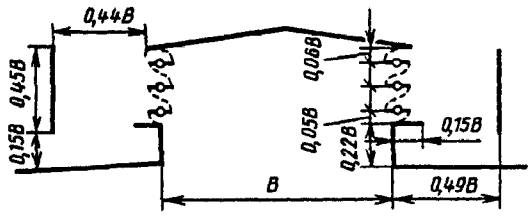
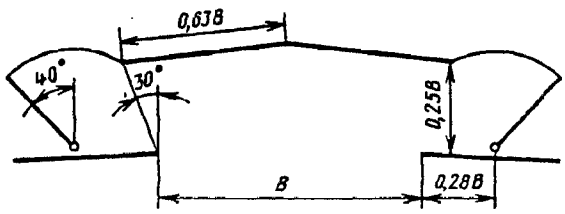
Дефлекторы [12-95, 12-96]	**Диаграмма 12-35**

Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$	Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
ЦАГИ, круглый, $\zeta=0{,}64$ 	Шанар-Этуаль $\zeta=1{,}0$ 
ЦАГИ, квадратный; остроугольный, $\zeta=0{,}7$ с цилиндрическим кожухом, $\zeta=0{,}65$ 	

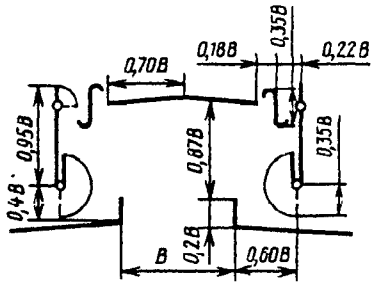
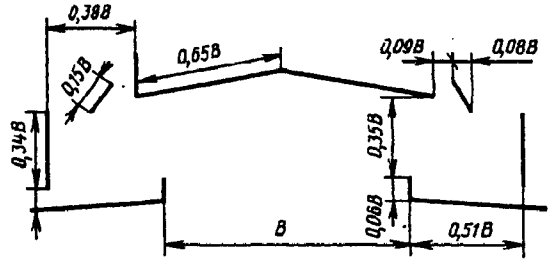
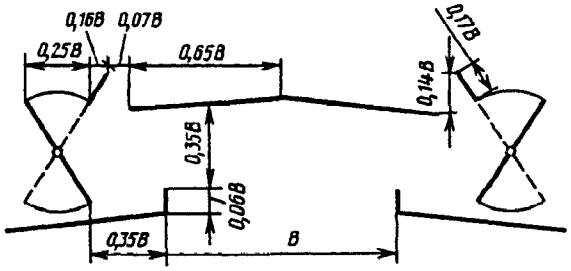
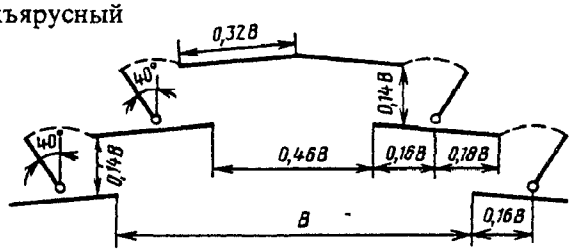
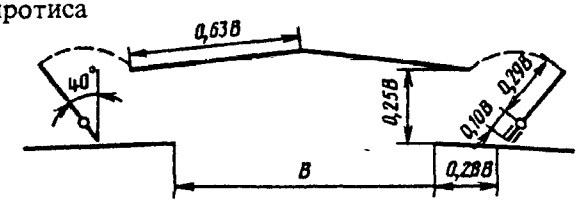
Дефлекторы [12-95, 12-96]	**Диаграмма 12-35**

Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$	Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Григоровича $\zeta = 1{,}04$ 	ЦАГИ, унифицированный для вагонов с переходным патрубком, $\zeta = 2{,}6$ (с крышкой) 
ЦАГИ, унифицированный, $\zeta = 1{,}4$ (без крышки) для вагонов без переходного патрубка $\zeta = 3{,}0$ (с крышкой) 	Чеснокова $\zeta = 10{,}6$ (без крышки) $\zeta = 11{,}6$ (с крышкой) 

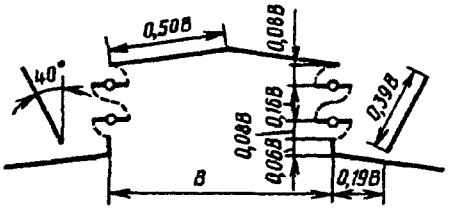
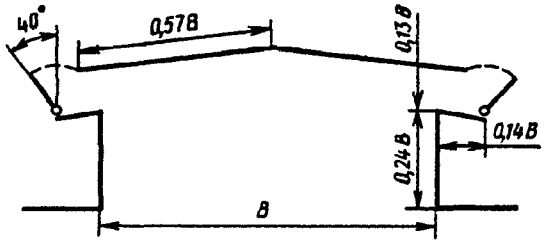
Фонари (аэрационные) различных типов [12-80]	Диаграмма 12-36

Тип фонаря и схема	α°	l/h	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Батурина-Брандта с решеткой 	45	1,3	6,5
То же со створками 	80	1,3	6,8
ЛД-4 	0	1,46	8,3
ЛЕН ПСП с двумя створками То же с тремя створками 	80 80	1,49 1,49	3,9 3,9
КТИС 	40	1,12	4,3

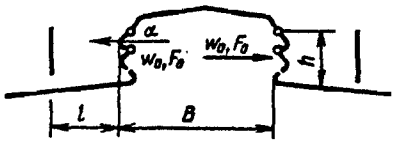
Фонари (аэрационные) различных типов [12-80]	**Диаграмма 12-36**

Тип фонаря и схема	$\alpha°$	l/h	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
МИОТ-2 МИОТ-2а 	0 0	0,69 0,86	9,0 5,8
ПСК-1 	0	1,45	5,3
ПСК-2 — при летнем режиме ПСК-2 — при зимнем режиме 	—	1,0 1,0	5,1 8,6
Двухъярусный 	40	1,12	4,2
Гипротиса 	40	1,12	4,6

Фонари (аэрационные) различных типов [12-80] | **Диаграмма 12-36**

Тип фонаря и схема	α°	l/h	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Рюкина — Ильинского 	40	0,58	4,3
Фонарь-здание 	40	1,12	3,3

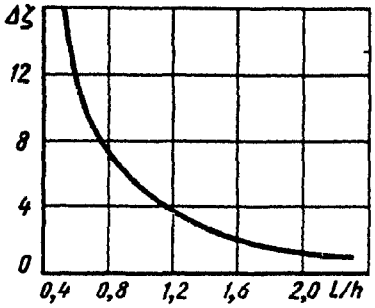
Фонари с панелями (прямоугольные аэрационные) [12-92] | **Диаграмма 12-37**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = a + \Delta\zeta,$$

где $a = f(\alpha)$;

$$\Delta\zeta = \frac{3}{(l/h)^2} + \frac{2}{l/h} = f\left(\frac{l}{h}\right)$$

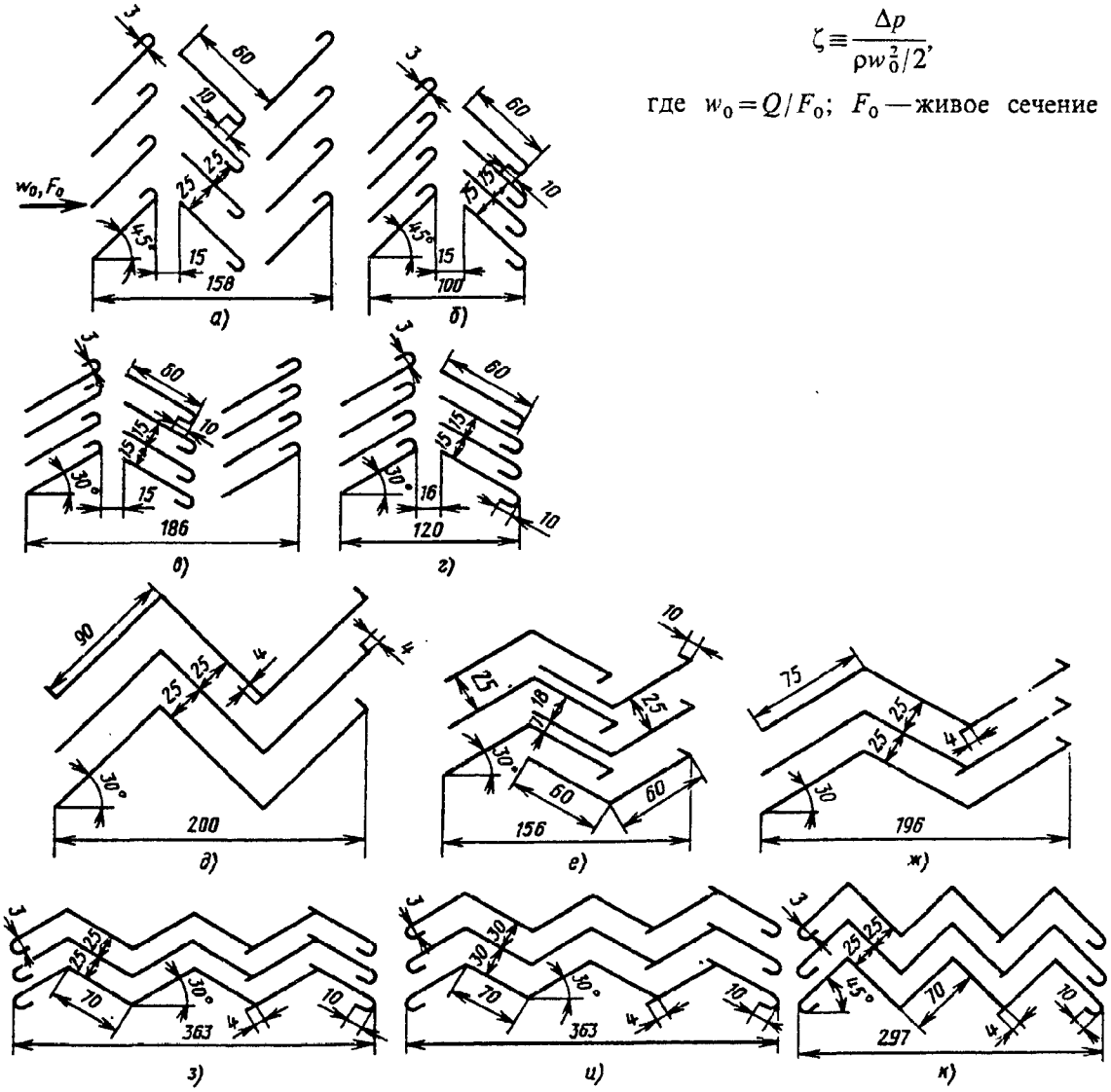


l/h	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	∞
Δζ	16	5,0	2,6	1,8	1,3	0,7

α°	35	45	55
a	8,25	5,25	3,15

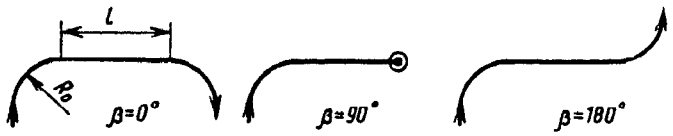
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2},$$

где $w_0 = Q/F_0$; F_0 — живое сечение



Тип элиминатора	Место установки элиминатора	ζ	Тип элиминатора	Место установки элиминатора	ζ
а	После камеры	17,7	*е*	После камеры	10,7
б	То же	9,40	*ж*	То же	8,00
	До камеры	7,30		До камеры	5,50
в	После камеры	8,40	*з*	После камеры	8,80
г	До камеры	3,40	*и*	То же	9,60
д	После камеры	13,9	*к*	»	16,9
	До камеры	8,90			

Взаимное влияние сочетания «отвод — отвод»; $Re > 10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]	Диаграмма 12-39



$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi \sum \zeta = \psi (\zeta'_м + \zeta''_м),$$

где ζ_Σ — суммарный коэффициент сопротивления отводов данной системы (узла) при их совместной работе; $\zeta'_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ и $\zeta''_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициенты сопротивления соответственно первого и второго отводов, приведенные к одной и той же скорости w_0 и определяемые по данным соответствующих диаграмм шестого раздела для изолированных отводов;

$\psi = \frac{\zeta_\Sigma}{\zeta_1 + \zeta_2}$ — степень взаимного влияния, см. таблицу

Значения ψ

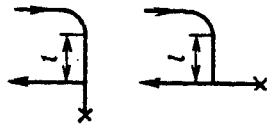
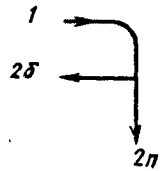
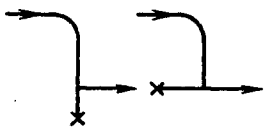
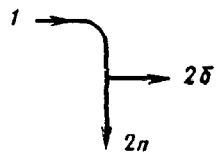
Относительный радиус закругления R_0/D_0	Отвод		Угол β° взаимной ориентации	Относительное расстояние l/D_0 между отводами			
	первый	второй		0—1	Св. 1 до 2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
	$\delta_1°$	$\delta_2°$					
1,0	90	90	180	0,80	0,80	0,75	0,80
	90	90	90	0,90	0,85	0,80	0,90
	90	90	0	0,60	0,65	0,70	0,80
	90	45	90	0,75	0,75	0,65	0,70
	45	90	90	0,95	0,95	0,80	0,70
	45	45	90	0,55	0,55	0,60	0,65
2,5	90	90	180	0,85	0,80	0,75	0,85
	90	90	90	0,85	0,80	0,75	0,85
	90	90	0	0,60	0,60	0,70	0,80
	60	60	180	0,85	0,85	0,85	0,90
	45	45	180	0,80	0,80	0,75	0,80
	45	90	90	0,95	0,95	0,90	0,85
	90	45	90	0,85	0,80	0,80	0,85

Взаимное влияние сочетаний «отвод-тройник» (отвод $\delta=90°, R_0/D_0=2,3$; тройник $\alpha=90°$); $R_0/D_0=2,3$ $Re>10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-40, 12-50, 12-90]	Диаграмма 12-40

$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi(\zeta_м + \zeta_2'),$$

где $\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления отвода, определяемый по соответствующей диаграмме шестого раздела для изолированного отвода; $\zeta_2' \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{2.с}\left(\frac{w_с}{w_0}\right)^2$ — коэффициент сопротивления соответствующего ответвления тройника (прохода или бокового ответвления), приведенный к скорости w_0; $\zeta_{2.с}$ — коэффициент сопротивления соответствующего ответвления тройника, определяемый по соответствующей диаграмме седьмого раздела для изолированного тройника ($\zeta_{2.с}=\zeta_{с.б}$ или $\zeta_{2.с}=\zeta_{с.п}$); ψ — см. таблицу; β — угол взаимной ориентации соседних элементов

Значения ψ

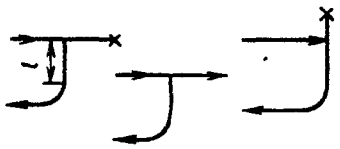
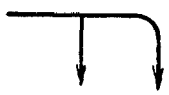
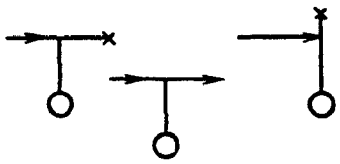
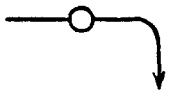
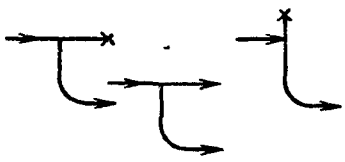
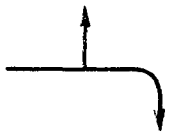
β°	Тип сечения и взаимная ориентация		l/D_0			
			0—2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 10	Св. 10 до 20
0			0,75	0,80	0,82	0,95
0		1—2б	0,87	0,88	0,90	0,95
90°		1—2п	0,20 0,92	0,40 0,93	0,70 0,97	0,95 1,0
180°			0,97	0,97	0,98	1,0
180°		1—2б	0,93	0,93	0,93	0,97
		1—2п	0,90	0,90	0,90	1,0
2б; 2п; 1—2б; 1—2п — см. диаграмму 12-42						

Взаимное влияние сочетания «тройник — отвод» (отвод $\delta=90°$, $R_0/D_0=2, 3$; тройник $\alpha=90°$); $Re>10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]	Диаграмма 12-41

$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = \psi(\zeta_{1.c} + \zeta'_м),$$

где $\zeta_{1.c} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$ — коэффициент сопротивления прохода или бокового ответвления тройника, приведенный к скорости w_c и определяемый по соответствующим диаграммам седьмого раздела для изолированного тройника; $\zeta'_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$ — коэффициент сопротивления отвода, приведенный к скорости w_c $\left[\zeta'_м = \zeta_м \left(\frac{w_0}{w_c}\right)^2\right.$, где $\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления отвода, определяемый по соответствующей диаграмме шестого раздела для изолированного отвода$\left.\right]$; β — угол взаимной ориентации элементов; ψ — см. таблицу

Значения ψ

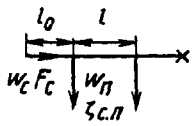
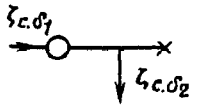
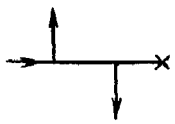
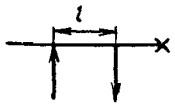
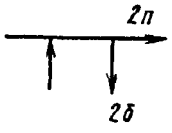
$\beta°$	Тип сочетаний и взаимная ориентация	l/D_0			
		0–2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 10	Св. 10 до 20
0		0,90	0,93	0,95	0,97
		1,40	1,25	1,10	1,0
90		0,95	0,95	0,95	0,97
		0,97	1,00	1,00	1,00
180		1,05	1,03	0,97	1,0
		0,60	0,80	0,90	1,0

Взаимное влияние сочетаний «тройник — тройник» (тройники $\alpha = 90°$) при $l_0/D_c > 6$; $Re > 10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]	Диаграмма 12-42

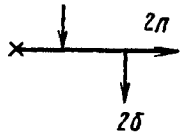
$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = \psi(\zeta_{с.п} + \zeta'_{2.с}),$$

где $\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c'^2}$ — коэффициент сопротивления прохода тройника (участок между первым и вторым боковым ответвлением), определяемый по соответствующей диаграмме седьмого раздела для изолированного тройника; $\zeta'_{2.с} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c'^2} = \zeta_{2.с}\left(\frac{w_c}{w'_c}\right)^2$ — коэффициент сопротивления второго тройника, приведенный к скорости w'_c; $\zeta_{2.с} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$ — коэффициент сопротивления соответствующего ответвления (прохода или бокового ответвления) тройника, определяемый по диаграммам седьмого раздела для изолированного тройника ($\zeta_{2.с} = \zeta_{с.б}$ или $\zeta_2 = \zeta_{с.п}$); β — угол взаимной ориентации соседних элементов; ψ — см. таблицу

Значения ψ

β°	Тип сочетания и взаимная ориентация боковых ответвлений		l/D_0				
			0–2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 20
0	Раздающий коллектор 		1,45	1,3	1,2	1,10	0,95
90			1,15	1,0	0,97	0,95	0,95
180			0,70	0,67	0,75	0,85	0,95
0	Смешанный коллектор 		0,80	0,87	0,95	1,0	1,0
		1–2б	1,07	1,03	1,0	1,0	1,0
		1–2п	0,50	0,70	0,90	1,0	1,0
90			1,15	1,07	1,03	1,0	1,0

Взаимное влияние сочетаний «тройник — тройник» (тройники $\alpha=90°$) при $l_0/D_c>6$; $Re>10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]	**Диаграмма 12-42**

$\beta°$	Тип сочетания и взаимная ориентация боковых ответвлений		l/D_0				
			0–2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 20
180			1,30	1,17	1,05	1,0	1,0
		1–2б	1,30	1,17	1,07	1,03	1,0
		1–2п	1,45	1,25	1,05	1,0	1,0

2б — боковое ответвление второго тройника; 2п — проход второго тройника; 1–2б участок от первого элемента до второго тройника; 1–2п — участок от первого элемента до прохода второго тройника

Взаимное влияние сочетаний «сборный тройник — коллектор», «отвод — коллектор» ($\alpha=90°$); $Re>10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]	**Диаграмма 12-43**

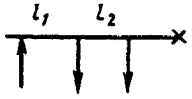
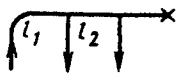
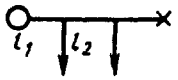
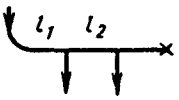
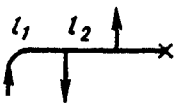
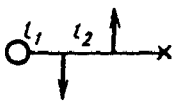
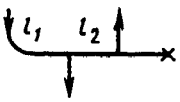
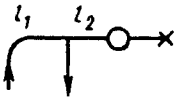
$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi(\zeta_1 + \zeta_{2.п} + \zeta'_{з.б}),$$

где $\zeta_1 \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления первого элемента, приведенный к скорости w_0, определяемый по диаграмме соответствующего раздела для изолированного элемента; $\zeta_{2.п} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления второго участка прохода, приведенный к скорости w_0 [$\zeta_{2.п} = \zeta_{с.п}\left(\dfrac{w_c}{w_0}\right)^2$, где $\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$ — коэффициент сопротивления прохода тройника, определяемый по соответствующей диаграмме седьмого раздела для изолированного тройника]; $\zeta'_{з.б} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления второго бокового ответвления тройника (коллектора), приведенный к скорости w_0 [$\zeta'_{з.б} = \zeta_{с.б}(w_c/w_0)^2$, где $\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$ — коэффициент сопротивления бокового ответвления, определяемый по соответствующей диаграмме седьмого раздела для изолированного тройника]; β — угол взаимной ориентации элементов; ψ — см. таблицу

Взаимное влияние сочетаний «сборный тройник — коллектор» — «отвод — коллектор» ($\alpha = 90°$) $Re > 10^4$
[12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]

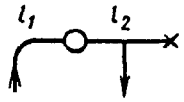
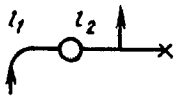
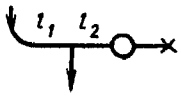
Диаграмма 12-43

Значения ψ

Тип сочетаний и взаимная ориентация элементов			l_1/D_0					
$\beta_1°$	Схема	$\beta_2°$	0—2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12
0		0	0,50	0,70	1,0	1,15	—	—
0		0	0,50	0,70	0,95	1,20	1,40	1,55
90		0	0,72	0,80	1,0	1,25	1,45	1,60
180		0	1,05	1,15	1,25	1,40	1,60	1,70
0		180	0,60	0,85	0,93	0,95	1,00	1,07
90		180	0,90	0,95	0,95	1,05	1,10	1,15
180		180	1,05	0,95	1,00	1,03	1,10	1,20
0		90	0,65	0,87	1,07	1,20	1,35	1,45

Взаимное влияние сочетаний «сборный тройник — коллектор» — «отвод — коллектор» ($\alpha = 90°$) $Re > 10^4$
[12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]

Диаграмма 12-43

Тип сочетаний и взаимная ориентация элементов			l_1/D_0					
$\beta_1°$	Схема	$\beta_2°$	0–2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12
90		90	0,75	0,80	0,90	1,05	1,20	1,30
90		90	0,80	0,85	1,00	1,12	1,25	1,35
180		90	1,0	0,98	1,11	1,25	1,40	1,5

Изменение расстояния l_2/D_0 между боковыми ответвлениями раздающего коллектора в пределах $(1 \div 10)D_c$ практически не влияет на коэффициент ψ

Взаимное влияние сочетания «фасонная часть — арматура»; $Re > 10^4$
[12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]

Диаграмма 12-44

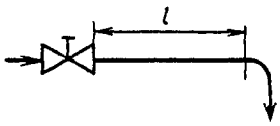
$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi(\zeta'_м + \zeta''_м),$$

где $\zeta'_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — коэффициент сопротивления фасонной части (тройника, отвода), определяемый по диаграммам соответствующих разделов для изолированных фасонных частей; $\zeta''_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ — то же для арматуры, определяемый по соответствующим диаграммам девятого раздела для изолированной арматуры и приведенный к скорости w_0; ψ — степень взаимного влияния, см. таблицы

1. Сочетание «отвод — арматура» при всех возможных ориентациях

Взаимное влияние сочетания «фасонная часть — арматура»; $Re > 10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]	**Диаграмма 12-44**

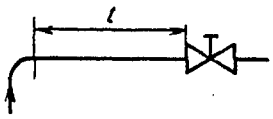
Значения ψ



Сочетание	Относительное расстояние между отводами и арматурой l/D_0		
	0–2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
Отвод — клапан проходной	0,90	0,93	0,96
Отвод — клапан угловой	1,06	1,04	1,02
Отвод — клинкерная задвижка	1,20	1,10	1,05

2. Сочетание «арматура — отвод» при всех возможных ориентациях

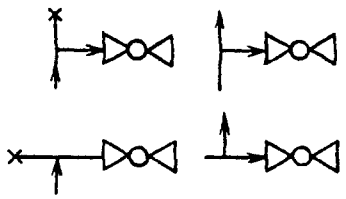
Значения ψ



Сочетание	Относительное расстояние между арматурой и отводом l/D_0			
	0–1	Св. 1 до 2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
Клапан проходной — отвод	0,97	0,97	0,98	0,98
Клапан угловой — отвод	0,95	0,96	0,97	0,98
Клинкерная задвижка — отвод	1,10	1,08	1,05	1,02

3. Сочетание «тройник — арматура»

Значения ψ

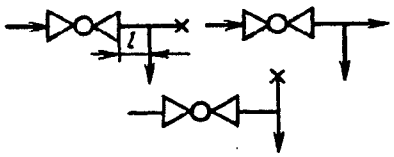
Тип сочетания	Относительное расстояние между пересечением осей тройника и арматурой l/D_0		
	0–2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
	0,94	0,96	0,98

Взаимное влияние сочетания «фасонная часть — арматура»; $Re > 10^4$ [12-14, 12-18, 12-19, 12-26, 12-48, 12-49, 12-90]	**Диаграмма 12-44**

4. Сочетание «клапан — тройник»

Значения ψ

Взаимная ориентация элементов	Относительное расстояние между арматурой и пересечением осей тройника l/D_0		
	0—2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 7
	0,98	0,99	1,0



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

ПЕРВЫЙ РАЗДЕЛ

1-1. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. М., 1969. 824 с.

1-2. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М., 1982. 224 с.

1-3. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидравлика и аэродинамика. М., 1975. 327 с.

1-4. **Аэродинамический** расчет котельных установок/Под ред. С. И. Мочана. Л., 1977. 255 с.

1-5. **Брановер Г. Г., Гельфгат Ю. М., Васильев А. С.** Турбулентное течение в плоскости, перпендикулярной магнитному полю//Изв. АН Латв. ССР. сер. физ.-тех. наук. 1966. № 4. С. 78—84.

1-6. **Бурдуков А. П., Валукина Н. В., Нокоряков В. Е.** Особенности течения газожидкостной пузырьковой смеси при малых числах Рейнольдса//Ж-л прикладной механики и технич. физики. 1975. № 4. С. 137—139.

1-7. **Бурдун Г. Д.** Справочник по международной системе единиц. М.,1971. 231 с.

1-8. **Вакина В. В.** Истечение вязких жидкостей при высоких перепадах давления через дроссельные шайбы // Вестн. машиностроения. 1965. № 8. С. 93—101.

1-9. **Витков Г. А., Орлов И. И.** Гидравлические расчеты систем по их интегральным характеристикам (гетерогенные системы). М., 1980. 16 с. Деп. в ВИНИТИ 28.01.80., № 337—80.

1-10. **Витков Г. А., Орлов И. И.** Гидравлические расчеты систем по их интегральным характеристикам (гомогенные системы). М., 1980. 30 с. Деп. в ВИНИТИ 28.01.80., № 338—80.

1-11. **Вулис Л. А., Парамонова Т. А., Фоменко Б. А.** О сопротивлении при течении жидкого металла в магнитном поле//Магнитная гидродинамика. 1968. № 1. С. 68—74.

1-12. **Гартман Ю., Лазарус Ф.** Экспериментальное исследование течения ртути в однородном магнитном поле//Гаррис Л. МГД-течения в каналах. М., 1963. 262 с.

1-13. **Геллер З. И., Скобельцин Ю. А., Межидов В. Х.** Влияние колец на истечение жидкости из насадок и отверстий//Изв. вузов. Нефть и газ. 1969. № 5. С. 65—67.

1-14. **Генин Л. Г., Жилин В. Г.** Влияние продольного магнитного поля на коэффициент сопротивления при течении ртути в круглой трубе//Теплофизика высоких температур. 1966. Т. 4. № 2. С. 233—237.

1-15. **Гижа Е. А.** Стабилизация напорных турбулентных потоков после местных сопротивлений: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1986. 186 с.

1-16. **Гиль Б. Б.** Приближенный метод расчета поля скоростей в задачах МГД-сепарации//Новые физические методы сепарации минерального сырья. М., 1969. С. 59—68.

1-17. **Гиневский А. С., Солодкин Е. Е.** Гидравлическое сопротивление кольцевых каналов

// Промышленная аэродинамика № 20. М., 1961. С. 202—215.

1-18. **Гиневский А. С., Солодкин Е. Е.** Аэродинамические характеристики начального участка трубы кольцевого сечения при турбулентном течении в пограничном слое // Промышленная аэродинамика. № 12. 1959. С. 155—168.

1-19. **Грабовский А. М., Костенко Г. Н.** Основы применения единиц СИ в тепловых и гидравлических расчетах. Киев, 1965. 106 с.

1-20. **Губарев Н. С.** Местные сопротивления арматуры трубопроводов воздуха высокого давления // Судостроение. 1957. № 3. С. 41—46.

1-21. **Гухман А. А.** Введение в теорию подобия. М., 1963. 254 с.

1-22. **Дейч М. Е., Зарянкин А. Е.** Гидрогазодинамика. М., 1984. 284 с.

1-23. **Еловских Ю. П.** К расчету параметров газа в трубопроводе // Пневматика и гидравлика. М., 1979. Вып. 6. С. 132—141.

1-24. **Зелькин Г. Г.** Гидравлическая индукция при пуске несжимаемой жидкости в заполненный и незаполненный трубопровод с местными сопротивлениями // Инж.-физ. ж-л. 1984. Т. 47. № 5. С. 856—857.

1-25. **Зелькин Г. Г.** Нестационарные течения в местных сопротивлениях. Минск, 1981. 141 с.

1-26. **Зелькин Г. Г.** Явление гидравлической индукции при неустановившемся движении несжимаемой вязкой жидкости // Инж.-физ. ж-л. 1971. Т. 21. № 6. С. 1127—1130.

1-27. **Идельчик И. Е.** Насадки // БСЭ. 1953. Т. 29. С. 184—185.

1-28. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

1-29. **Идельчик И. Е.** Некоторые замечания по поводу гидравлических потерь, возникающих при движении реальной жидкости (газа) в напорных системах // Известия вузов. Энергетика. 1975. № 9. С. 99-104.

1-30. **Киселев П. Г.** Гидравлика, основы механики жидкости. М., 1980. 360 с.

1-31. **Комлев А. Ф., Скобельцын Ю. А., Геллер З. И.** Влияние формы и размеров входа на коэффициент расхода внешних цилиндрических насадков // Изв. вузов. Нефть и газ. 1968. № 11. С. 59—61.

1-32. **Левин В. Б., Чененков А. И.** Экспериментальное исследование турбулентного течения электропроводной жидкости в трубе в продольном магнитном поле // Магнитная гидродинамика. 1966. № 4. С. 147—150.

1-33. **Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа. 5-е изд., перераб. М., 1978. 736 с.

1-34. **Лятхер В. М., Прудовский А. М.** Гидродинамическое моделирование. М., 1984. 392 с.

1-35. **Макаров А. Н., Шерман М. Я.** Расчет дроссельных устройств. М., 1953. 283 с.

1-36. **Малков М. П., Павлов К. Ф.** Справочник по глубокому охлаждению. М., 1947. 411 с.

1-37. **Мергертройд В.** Экспериментальные МГД-течения в каналах. М., 1963. С. 196—201.

1-38. **Михеев М. А., Филимонов С. С., Хрусталев Б. А.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при движении воды в трубах // Конвективный и лучистый теплообмен. М., 1960. С. 33—55

1-39. **Монин А. С., Яглом А. М.** Статистическая гидромеханика. Ч. I. М., 1965. 640 с., Ч. II. М., 1967. 720. с.

1-40. **Невельсон М. И.** Центробежные вентиляторы. М., 1954. 335 с.

1-41. **Петухов Б. С., Краснощеков Е. А.** Гидравлическое сопротивление при вязком неизотермическом движении жидкости в трубах // ЖТФ, 1958. Т. 28. Вып. 6. С. 1207—1209.

1-42. **Петухов Б. С.** Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М., 1967. 412 с.

1-43. **Писаревский В. М., Пономаренко Ю. Б.** Об изменениях плотности и давления газа в местных сопротивлениях трубопроводов // Изв. вузов. Машиностроение. 1979. № 8. С. 66—70.

1-44. **Прандтль Л.** Гидроаэродинамика. М., 1953. 520 с.

1-45. Промышленная аэродинамика/Тр. ЦАГИ. М., 1954. Сб. № 7 (воздуховоды). 154 с.

1-46. **Рихтер Г.** Гидравлика трубопроводов. М., 1936. 340 с.

1-47. **Седов Л. И.** Методы подобия и размерностей в механике. М., 1967. 428 с.

1-48. **Скобельцын Ю. А., Межидов В. Х., Геллер З. И.** Истечение жидкости из внутренних цилиндрических насадков при несовершенном сжатии, вызванном экраном или скосом торца // Изв. вузов. Нефть и газ. 1967. № 9. С. 71—74.

1-49. **Скобельцын Ю. А., Башилов Е. Б., Геллер З. И.** Истечение жидкости из внешних цилиндрических капиллярных насадков // Изв. вузов. Нефть и газ. 1971. № 10. С. 80—84.

1-50. **Солодкин Е. Е., Гиневский А. С.** Турбулентное течение вязкой жидкости в начальных участках осесимметричных и плоских каналов. М., 1957. 55 с. (Труды ЦАГИ, № 701).

1-51. **Справочник** по гидравлическим расчетам/Под ред. П. Г. Киселева. 4-е изд. М., 1972. 312 с.

1-52. **Справочник** химика. Т. 1. М., 1951. 1072 с.

1-53. **Справочник** по теплофизическим свойствам жидкостей и газов/Под ред. Н. Б. Варгафтика. М., 1972. 720 с.

1-54. **Степанов П. М., Овчаренко И. Х., Скобельцын Ю. А.** Справочник по гидравлике для мелиораторов. М., 1984. 207 с.

1-55. **Сточек Н. П., Шапиро А. С.** Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. М., 1978. 127 с.

1-56. **Тананаев А. В.** Течение в каналах МГД-устройств. М., 1979. 364 с.

1-57. **Тепло-** и массообмен в электромагнитном поле/Э. Я. Блум, М. В. Закс, У. И. Иванов, Ю. А. Михайлов. Рига, 1967. 223 с.

1-58. **Фабрикант Н. Я.** Аэродинамика. М., 1964. 814 с.

1-59. **Филиппов Г. В.** О турбулентном течении во входных участках прямых труб круглого сечения//ЖТФ. Т. 28. 1958. № 8. С. 1823—1828.

1-60. **Френкель Н. З.** Гидравлика. М., 1956. 456 с.

1-61. **Хожаинов А. И.** Турбулентное течение жидкого металла в МГД-каналах круглого сечения//ЖТФ. 1966. Т. 36. С. 147—150. Вып. I.

1-62. **Чжен П.** Отрывные течения. Т. 1. 298 с. Т. 2. 280 с. Т. 3. 333 с. М., 1972.

1-63. **Шиллер Л.** Движение жидкостей в трубах. М., 1936. 230 с.

1-64. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М., 1974. 711 с.

1-65. **Щербинин Э. В.** Электропроводная жидкость в собственном магнитном поле электрического тока//Магнитная гидродинамика. Рига, 1975. № 1. С. 68—74.

1-66. **Щукин В. К.** Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М., 1970. 331 с.

1-67. **Эльтерман В. М.** Воздушные завесы. М., 1966. 164 с.

1-68. **Юрьев Б. Н.** Экспериментальная аэродинамика. М., 1936. 315 с.

1-69. **Barach A. L.** The flow of heavy gases through small orifices, including comparison between oxygen and perfluoropropane, C_3F_8 and perfluorobutane, C_4F_{10}//Amer. I. Med. Sci. 1962. V. 243. N 1. P. 30—34.

1-70. **Benedikt P., Carlucci A.** Handbook of specific losses in flow systems. Plenum press data Division. New York, 1970. 30 p.

1-71. **Boussinesq I.** Memoire sur l'influence des frottements dans les mouvements reguliers des fluides//J. de math pur et appl. 1868. N 13. P. 377—380.

1-72. **Forst T. H.** The compressible discharge coefficient of a Borda pipe and other nozzles//J. Royal aeronaut. Soc. 1964. N. 641. P. 346—349.

1-73. **Iversen H. W.** Orifice coefficients for Reynolds numbers from 4 to 50.000//Trans ASME. 1956. V. 78. N. 2. P. 359—364.

1-74. **Jackson R. A.** The compressible discharge of air through small thick plate orifices//Appl. Scient. Res. 1964. V. A13. N 4—5. P. 241—248.

1-75. **Kolodzie P. A., Van Winkle M.** Discharge coefficients through perforated plates//A. J. Ch. E. Journal. 1959. V. 3. P. 305—312.

1-76. **Maa Yer, Ru.** Gas flow through an annular gap//J. Vacuum Sci. and Technol. 1968. V. 5. P. 153—154.

1-77. **Murakami M., Katayama K.** Discharge coefficients of fire nozzles//Trans. ASME. 1966. V. D88 N 4. P. 706—716.

1-78. **Wielogorski J. W.** Flow through narrow rectangular notches//Engineer. 1966. V. 221. N 5761. P. 963—965.

ВТОРОЙ РАЗДЕЛ
Однофазный поток

2-1. **Адамов Г. А., Идельчик И. Е.** Экспериментальное исследование сопротивления фанерных труб круглого и квадратного сечений при вполне развившемся турбулентном течении. М., 1948. 27 с.

2-2. **Адамов Г. А., Идельчик И. Е.** Экспериментальное исследование турбулентного течения в начальных участках прямых труб круглого и квадратного сечений. М., 1948. 14 с.

2-3. **Адамов Г. А.** Общее уравнение для закона сопротивления при турбулентном течении и новые формулы для коэффициента сопротивлеиия шероховатых труб//Вестник инженеров и техников. 1952. № 1. С. 15—21.

2-4. **Адамов Г. А.** Приближенный расчет гидравлического сопротивления и движения газов и жидкостей в трубопроводах//Вопросы разработки и эксплуатации газовых месторождений. М., 1953. С. 231—264.

2-5. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические потери на трение в трубопроводах. М., 1963. 256 с.

2-6. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М., 1982. 224 с.

2-7. **Альтшуль А. Д., Полякова Э. Н.** К вопросу о потерях напора на трение в бетонных напорных водоводах//Вопросы гидравлики и водоснабжения/Тр. МИСИ. 1980. Сб. № 174. С. 25—30.

2-8. **Айнола Л. Я., Лийв У. Р.** Коэффициент трения при ускоренных течениях в трубах// Неустановившиеся процессы в системах водоснабжения и водоотведения/Тр. Томского политехн. ин-та. 1984. № 569. С. 21—31.

2-9. **Аронов И. З., Гомон В. И., Дрейцер Г. А.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при течении воды в трубах с кольцевыми турбулизаторами // Гидравлика. Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники. Межвуз. сб. н.-т. исслед. ВЗМИ. М., 1978. Вып. 7. С. 101—109.

2-10. **Байбаков Б. С., Орешкин О. Ф., Прудовский А. М.** Сопротивление трения при ускоренном течении в трубе//Изв. АН СССР. МЖГ. 1981. № 5. С. 137—139.

2-11. **Баренблатт Г. И., Городцов В. А., Калашников В. Н.** Турбулентность аномальных жидкостей//Тепло- и массоперенос. Минск, 1968. Т. 3. С. 3—23.

2-12. **Баренблатт Г. И., Калашников В. Н.** О влиянии надмолекулярных образований в разбавленных растворах полимеров на турбулентность // Изв. АН СССР. МЖГ. 1968. № 3. С. 68—73.

2-13. **Богданов Ф. Ф.** Исследование гидравлических сопротивлений в пучках гладких труб при продольном обтекании // Атомная энергия. 1967. Т. 23. № 1. С. 15—21.

2-14. **Богомолов Н. А.** Уточненный метод аэродинамического расчета новых гибких вентиляционных воздуховодов // Изв. вузов. Горный журнал. 1963. № 4. С. 22—25.

2-15. **Бродов Ю. М., Плотников П. Н., Рябчиков А. Ю.** Определение поверхности профильных витых труб // Изв. вузов. Энергетика. 1981. № 12. С. 103—104.

2-16. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М., 1980. 974 с.

2-17. **Булеев Н. И., Полусухина К. Н., Пышин В. Г.** Гидравлическое сопротивление и теплоотдача в турбулентном потоке жидкости // Теплофизика высоких температур. М., 1964. Т. 2. № 5. С. 748—753.

2-18. **Быстров П. И., Михайлов В. С.** Гидродинамика коллекторных аппаратов. М., 1982. 223 с.

2-19. **Варфоломеева А. П.** Гидравлика трубопроводов систем водяного отопления. Обзорная информация/Ротапринт ЦНТИ по гражданскому стр-ву и архитектуре. М., 1976. 66 с.

2-20. **Васильченко А. Ю., Барбарицкая М. С.** Сопротивление при неизотермическом движении жидкости в трубах с продольными ребрами // Теплоэнергетика. 1969. № 7. С. 17—22.

2-21. **Введение** в аэрогидродинамику контейнерного транспорта/Под ред. А. С. Гиневского. М., 1986. 232 с.

2-22. **Воронин Ф. С.** Влияние сжимаемости на коэффициент сопротивления трения при турбулентном течении газа // Инж.-физ. журн. 1959. Т. 2. № 11. С. 81—85.

2-23. **Галимзятов Ф. Г.** Пристенное турбулентное движение. Уфа, 1979. 119 с.

2-24. **Гандельсман А. Ф., Гухман А. А., Илюхин И. В.** Исследование изменения коэффициента трения при течении газа со сверхзвуковой скоростью // Теплоэнергетика. 1955. № 1. С. 17—23.

2-25. **Геращенко Л. С.** К определению потерь напора в железобетонных напорных трубах с тонкостенными сердечниками // Мелиорация и водное хозяйство. Республик. межвед. темат. н.-т. сборник. Киев, 1980. Вып. 49. С. 61—65.

2-26. **Гидравлические** потери на трение в водоводах электростанций/А. Д. Альтшуль, Ю. А. Войтинская, В. В. Казенов, Э. Н. Полякова. М., 1985. 104 с.

2-27. **Гидравлические** сопротивления стыковых соединений полиэтиленовых трубопроводов/Р. М. Мукурдимов, Ю. А. Реш, А. М. Гусанова и др. // Труды Ташкентского инст. инж. железнодор. транспорта. 1970. Вып. 72 С. 27—37.

2-28. **Гидродинамика** и теплообмен в атомных энергетических установках (основы расчета)/В. И. Субботин, М. Х. Ибрагимов, П. А. Ушаков, В. П. Бобков и др. М., 1975. 350 с.

2-29. **Гиневский А. С., Солодкин Е. Е.** Гидравлическое сопротивление кольцевых каналов // Промышленная аэродинамика. М., 1961. Вып. 20. С. 202—215.

2-30. **Гостев Е. А., Риман И. С.** Течение жидкости в кольцевом канале, имеющем эксцентриситет // Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 58—64.

2-31. **Даточный В. В.** Гидравлический расчет городских газопроводов // Газовая пром-ть. 1961. № 12. С. 12—13.

2-32. **Дзюбенко Б. В., Дрейцер Г. А.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в теплообменном аппарате с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1979. № 5. С. 163—171.

2-33. **Дзюбенко Б. В., Иевелев В. М.** Теплообмен и гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве теплообменника с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1980. № 5. С. 117—125.

2-34. **Дмитриев А. Ф.** Гидравлические сопротивления и кинематика потока в дренажных трубопроводах мелиоративных осушительных систем: Дис. ... докт. техн. наук. Л., 1985. 250 с.

2-35. **Дрейцер Г. А., Парамонов Н. В.** Гидравлическое сопротивление и теплоотдача в спирально изогнутых трубах малого относительного диаметра и большого шага // Гидравлика, современные проблемы гидравлики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники. Межвуз. сб. научн. тр., ВЗМИ. М., 1978. С. 10—20.

2-36. **Егоров А. И.** Гидравлический расчет трубчатых систем для распределения воды в водопроводных очистных сооружениях. М., 1960. 123 с.

2-37. **Ерошенко В. М., Ершов А. В., Зайчик Л. И.** Расчет развитого турбулентного течения в трубе со вдувом и отсосом // Теплофизика высоких температур. М., 1981. Т. 19. № 1. С. 102—108.

2-38. **Зегжда А. П.** Гидравлические потери на трение в каналах и трубопроводах. М., 1957. 278 с.

2-39. **Золотов С. С.** Гидравлическое сопротивление каналов кольцевого сечения // Труды Ленинградского кораблестроит. ин-та. Л., 1971. Вып. 74. С. 41—49.

2-40. **Ибрагимов М. Х. и др.** Расчет коэффициентов гидравлического сопротивления при турбулентном течении жидкости в каналах

некруглого поперечного сечения // Атомная энергия. 1967. Т. 23. № 4. С. 300—305.

2-41. **Ибрагимов М. Х., Исупов И. А., Субботин В. И.** Расчет и экспериментальное исследование полей скорости в канале сложной формы // Жидкие металлы. М., 1967. С. 234—250.

2-42. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

2-43. **Идельчик И. Е.** Определение коэффициента трения стальных труб газопровода Саратов — Москва. М., 1945. 7 с.

2-44. **Идельчик И. Е., Штейнберг М. О.** О потерях полного давления в пористых цилиндрических трубах с путевым расходом // Теплоэнергетика. 1988. № 1. С. 70—72.

2-45. **Каган Л. И.** Новая формула коэффициента гидравлического сопротивления // Отопление и вентиляция и строит. теплофизика. 1971. С. 119—125 (Республиканский межведомственный сборник. Вып. 1).

2-46. **Каданер Я. С., Рассадкин Ю. П.** Ламинарное течение пара в тепловой трубе // Инж.-физ. ж-л. 1975. Т. 28. № 2. С. 208—216.

2-47. **Казеннов В. В., Митюрева Н. Е.** О потерях напора на трение в стальных напорных водоводах электростанций // Вопросы гидравлики и водоснабжения/МИСИ. М., 1980. Сб. № 174. С. 31—37.

2-48. **Калинин Э. К., Ярхо С. А.** О влиянии неизотермичности на коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном движении воды в трубах с искусственной турбулизацией потока // Теплофизика высоких температур. 1966. Т. 4. № 5. С. 736—738.

2-49. **Карман Т.** Некоторые вопросы теории турбулентности // Проблемы турбулентности / Под ред. М. А. Великанова и Н. Г. Швейковского. М., 1936. С. 35—74.

2-50. **Керенский А. М.** О связи коэффициента сопротивления трения с числом Рейнольдса и относительной шероховатостью. // Теплоэнергетика. 1972. № 10. С. 78—79.

2-51. **Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П.** Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М., 1984. 296 с.

2-52. **Клячко Л. С.** К теоретическому определению коэффициента сопротивления трения гладких трубопроводов в режиме развитой турбулентности // Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем/Сб. науч. тр. ВНИИГС. Л., 1978. Вып. 46. С. 32—33.

2-53. **Клячко Л. С., Макаренкова Т. Г.** Обобщенные гидравлические характеристики гибких стеклотканевых воздуховодов // Индустриальные, отопительно-вентиляционные и санитарно-технические системы и технология их монтажа/Сб. науч. тр. ВНИИГС. Л., 1984. С. 72—76.

2-54. **Конаков В. К.** Новая формула для коэффициента сопротивления гладких труб // ДАН СССР. 1950. Т. 25. № 5. С. 14—24.

2-55. **Конобеев В. И., Жаворонков Н. М.** Гидравлические сопротивления в трубах с волнистой шероховатостью // Химическое машиностроение. 1962. № 1. С. 17—24.

2-56. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике. М., 1974. 831 с.

2-57. **Коченов И. С., Новосельский О. Ю.** Гидравлическое сопротивление каналов с проницаемыми стенками // Инж.-физ. журн. 1969. Т. 16. № 3. С. 405—412.

2-58. **Коченов И. С., Ромадонов В. Л.** Коэффициент сопротивления при течении жидкости с оттоком через пористую стенку // Инж.-физ. журн. 1959. Т. 2. № 11. С. 78—80.

2-59. **Кравчук А. И.** Определение коэффициента гидравлического трения в перфорированных сборных трубопроводах // Гидравлика и гидротехника. Киев. 1984. Вып. 38. С. 32—36.

2-60. **Кэмпбелл Д., Слеттерн Ц.** Течение в начальном участке трубы // Технич. механика. 1963. Т. 85. № 1 (русск. пер. Trans. ASME, ser. D). С. 51—57.

2-61. **Кривошеин Б. В. и др.** Численные решения уравнений, описывающих неизотермические течения реального газа в трубопроводах // Инж.-физ. журн. 1967. Т. 13. № 4. С. 542—548.

2-62. **Крупкин Г. Я.** Исследование изменения сопротивления трения в металлических воздуховодах в зависимости от условий их эксплуатации: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1970. 146 с.

2-63. **Кудряшев Л. И., Филиппов Г. В.** О смешанном пограничном слое на входном участке круглой трубы // Сб. науч. тр. Куйбыш. индустр. ин-та. 1959. Вып. 8. С. 7—12.

2-64. **Кулиев С. М., Есьман Б. И., Ахундов У. Х.** Экспериментальное определение гидравлических потерь в концентрическом кольцевом пространстве // Нефт. хоз-во. 1967. № 12. С. 12—15.

2-65. **Латышенков А. М.** Результаты натуральных гидравлических исследований водопроводного канала // Труды гидравл. лаб. Всес. н.-и. ин-та Водгео. 1963. Сб. 10. С. 247—254.

2-66. **Левкоева Н. В.** Исследования влияния вязкости жидкости на местные сопротивления: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1959. 186 с.

2-67. **Левченко Ю. Д. и др.** Гидродинамика в кольцевом зазоре с продольными ребрами // Жидкие металлы. М., 1967. С. 102—110.

2-68. **Лейбензон Л. С.** Собрание трудов. Т. 3. АН СССР. М., 1955. С. 3—13.

2-69. **Лельчук В. Л., Елфимов Г. И.** Гидравлическое сопротивление при адиабатическом турбулентном течении сжимаемого газа с дозвуковой скоростью в цилиндрической тру-

бе // Тепло- и массоперенос. Т. 1. М., 1968. С. 479—488.

2-70. **Лобаев Б. Н.** Новые формулы расчета труб в переходной области // Новое в строительной технике. Киев, 1954. С. 24—31.

2-71. **Лукаш А. Ю.** Исследование сопротивлений трубопроводов систем водяного отопления: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1967. 172 с.

2-72. **Лятхер В. М.** Анализ и выбор расчетных формул для коэффициента трения в трубах // Сб. статей студенческого научного общества. МЭИ. М., 1954. С. 78—85.

2-73. **Ляхов В. К., Кугай В. И.** Экспериментальное исследование влияния температурного фактора на теплообмен и гидравлическое сопротивление при турбулентном движении воздуха в области автомодельного режима шероховатых труб // Тепло- и массоперенос. М., 1968. Т. 1. С. 534—538.

2-74. **Марон В. И., Роев Г. А.** Коэффициент гидравлического сопротивления плоскосворачиваемой трубы // Труды Моск. ин-та нефтехим. и газ. пром-ти. М., 1972. Вып. 101. С. 108—113.

2-75. **Маяцкий Г. А., Новичкова О. Г.** Формула для расчета коэффициента сопротивления при неизотермическом движении жидкости // Изв. вузов. Энергетика. 1959. № 10. С. 95—97.

2-76. **Мигай В. К.** Гидравлическое сопротивление треугольных каналов в ламинарном потоке // Изв. вузов. Энергетика. 1963. № 5. С. 122—124.

2-77. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентные течения в пограничном слое и в трубах. М., 1969. 28 с.

2-78. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентные течения в пристеночном слое и в трубах // Атомная энергия. 1970. Т. 28. Вып. 3. С. 207—219.

2-79. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентные течения в трубах некруглого сечения // Атомная энергия. 1970. Т. 29. Вып. 1. С. 16—18.

2-80. **Митрохович А. И.** Сопротивление и пропускная способность гладкостенных полиэтиленовых дренажных труб, бывших в эксплуатации // Гидротехн. и мелиор. торф. почв, 1969. Т. 4. № 2. С. 83—89.

2-81. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М., 1977. 344 с.

2-82. **Мурин Г. А.** Гидравлическое сопротивление стальных труб // Изв. ВТИ. 1948. № 10. С. 21—27.

2-83. **Мурин Г. А.** Гидравлическое сопротивление стальных нефтепроводов // Нефт. хоз-во. 1951. № 4. С. 15—19.

2-84. **Назарчук М. М., Панченко В. Н.** Поверхностное трение при адиабатном течении сжимаемого газа в трубах // Инж.-физ. журн. 1969. Т. 16. № 5. С. 835—842.

2-85. **Некоторые** результаты исследования гидравлических сопротивлений труб с двусторонним стеклоэмалевым покрытием / О. К. Ревунов, В. Ф. Бутурлин, Н. А. Дмитриенко, И. Ф. Рубашкин // Техника полива и режим орошения сельхозкультур. Новочеркасск, 1982. С. 55—61.

2-86. **Никитин И. К.** Обобщение полуэмпирической теории турбулентности на течение у шероховатых поверхностей с различными режимами проявления шероховатостных свойств // Турбулентные течения. М., 1970. С. 62—69.

2-87. **Никурадзе И.** Закономерности турбулентного движения в гладких трубах // Проблемы турбулентности / Под ред. М. А. Великанова и Н. Г. Швейковского. М., 1936. С. 75—150.

2-88. **Новиков И. И., Воскресенский К. Д.** Прикладная термодинамика и теплопередача. М., 1961. 760 с.

2-89. **Обобщение** данных по гидравлическому сопротивлению в винтообразно-профилированных трубах / Ю. Н. Боголюбов, Ю. М. Бродов, В. Т. Булгаев и др. // Изв. вузов. Энергетика. 1980. № 4. С. 71—73.

2-90. **Одельский Э. Х.** О волновом сопротивлении в газопроводах // Изв. вузов. Энергетика, 1958. № 4. С. 81—83.

2-91. **Оффенгенден Ю. С.** Абсолютная и эквивалентная шероховатость труб из пластических материалов // Вопр. гидравлики. М., 1969. С. 120—125 (Труды МГМИ).

2-92. **Оффенгенден Ю. С.** Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов // Гидротехника и мелиорация. 1972. № 1. С. 24—28.

2-93. **Павлов О. В.** Экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений в пластмассовых трубах // Движение гидро- и аэросмесей горных пород в трубах. М., 1966. С. 108—110.

2-94. **Петрухно А. И.** Суммарный коэффициент сопротивления гибких трубопроводов с участком пульсаций стенок // Вопросы гидротехн. и гидравлики. Киев, 1969. С. 35—41.

2-95. **Петухов Б. С.** Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М., 1967. 412 с.

2-96. **Платов В. П.** Влияние шероховатости на сопротивление жидкости при ее движении по трубам // Науч. прогресс вопр. мелиор. Кишинев, 1972. С. 53—58.

2-97. **Повх И. Л., Погребняк В. Г., Торяник А. И.** Сопротивление при турбулентном течении растворов полимеров и мицелообразующих поверхностно-активных веществ // Инж.-физ. журн. 1979. Т. 37. № 5. С. 793—797.

2-98. **Повх И. Л., Ступин А. Б.** Экспериментальное исследование турбулентного течения водных растворов полимеров в трубе // Инж.-физ. журн. 1972. Т. 22. № 1. С. 59—65.

2-99. **Прандтль Л.** Результаты работ последнего времени по турбулентности // Проблемы турбулентности / Под ред. М. А. Великанова и Н. Г. Швейковского. М., 1936. С. 9—34.

2-100. **Прегер Е. А., Самойленко Л. А.** Исследование гидравлического сопротивления трубопроводов при переходном режиме движения жидкостей и газов. Исследования по водоснабжению и канализации // Труды ЛИСИ. Л., 1966. Вып. 50. С. 27—39.

2-101. **Риман И. С.** Продольное обтекание пучка стержней гидравлически нестабилизированным потоком // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1(33). С. 171—180.

2-102. **Риман И. С.** О сопротивлении трения при течении жидкости в трубах некруглого сечения // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1(33). С. 190—195.

2-103. **Рихтер Г.** Гидравлика трубопроводов. М., 1936. 230 с.

2-104. **Розовский И. Л., Залуцкий Э. В.** О балансе энергии в равномерном турбулентном потоке // Гидравлика и гидротехн. Респ. межвед. н.-техн. сб. Киев, 1969. № 8. С. 16—23.

2-105. **Савельев П. А., Воскресенский Ю. С.** Исследование гидравлического сопротивления спирально-профилированных труб при больших числах Рейнольдса // Изв. вузов. Энергетика. 1981. № 5. С. 73—77.

2-106. **Самойленко Л. А.** Исследование гидравлических сопротивлений трубопроводов в зоне перехода ламинарного движения в турбулентное: Дис. ... канд. техн. наук. Л., ЛИСИ. 1968. 172 с.

2-107. **Свирский Г. Э., Платон В. П.** Сопротивление при течении жидкости в гладких цилиндрических трубах // Науч. прогресс вопр. мелиор. Кишинев, 1972. С. 58—63.

2-108. **Синельщиков В. С., Смирнова Г. Н.** Расчет коэффициента сопротивления для искусственно закрученного потока в шероховатых трубах // Гидравлика и гидротехника. Респ. межвед. н.-т. сборник. Киев, 1980. Вып. 30. С. 65—70.

2-109. **Слезкин Н. А.** Динамика вязкой жидкости. М., 1955. 519 с.

2-110. **Слисский П. М.** Методические рекомендации к расчету трубопроводов на ЭВМ и коэффициент гидравлического трения в переходной зоне // Сб. научно-метод. статей по гидравлике. М., 1983. С. 31—44.

2-111. **Снижение** гидравлических потерь заглушающими добавками поверхностно-активных веществ/В. М. Добрыченко, В. Г. Лобачев, И. Л. Повх, А. Е. Эйдельман // Инж.-физ. ж-л. 1976. Т. 30. № 2. С. 240—245.

2-112. **Скребков Г. П.** Гидравлическое сопротивление прямоугольных русел со стенками разной шероховатости // Изв. вузов. Энергетика. 1978. № 12. С. 110—115.

2-113. **Скребков Г. П.** Каналы и русла с переменным трением на периметре и их гидравлический расчет // Гидравлика и теплообмен при равномерном движении жидкости в каналах. Чебоксары, Чувашский госуниверситет. 1980. С. 3—28.

2-114. **Скребков Г. П., Ложкин С. Н.** Применение принципа Ле-Шателье к расчету равномерного потока в каналах из упакованных стержней // Теплофизика высоких температур. 1985. Т. 23 № 4. С. 748—753.

2-115. **Современное** состояние гидроаэродинамики вязкой жидкости/Под ред. С. Гольштейна. М., 1948. Т. 1. 320 с.

2-116. **Солодкин Е. Е., Гиневский А. С.** Турбулентное течение вязкой жидкости в начальных участках осесимметричных и плоских каналов // Труды ЦАГИ. М., 1957. Вып. 701. 55 с.

2-117. **Степанов П. М., Овчаренко И. Х., Скобельцын Ю. А.** Справочник по гидравлике для мелиораторов. М., 1984. 207 с.

2-118. **Субботин В. И., Габрианович Б. Н., Шейнина А. В.** Гидравлическое сопротивление при продольном обтекании пучков гладких и оребренных стержней // Атомная энергия. 1972. Т. 33. № 5. С. 889—892.

2-119. **Субботин В. И., Ушаков П. А., Габрианович Б. Н.** Гидравлическое сопротивление при продольном обтекании жидкостью пучков стержней // Атомная энергия. 1960. Т. 9. Вып. 4. С. 308—310.

2-120. **Субботин В. И., Ушаков П. А., Шейнина А. В.** Гидравлическое сопротивление узких кольцевых каналов со спиральными ребрами // Атомная энергия. 1966. Т. 21. № 1. С. 13—16.

2-121. **Сукомел А. С.** Исследование сопротивления трения и коэффициента восстановления при движении газа в трубах с высокой скоростью: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1955. 184 с. (МЭИ).

2-122. **Сукомел А. С., Величко В. И., Абросимов Ю. Г.** Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. М., 1979. 216 с.

2-123. **Суполкин Г. А.** Эквивалентная шероховатость стальных и чугунных трубопроводов // Докл. АН Таджикской ССР. 1958. Т. 1. № 4. С. 23—26.

2-124. **Тарг С. М.** Основные задачи теории ламинарных течений. М., 1951. 150 с.

2-125. **Темкин А. Г.** Исследование гидродинамики течения жидкостей в каналах сложной конфигурации // Тепломассообмен в капиллярно-пористых телах. М.—Л. 1957. Вып. 8. С. 156—159.

2-126. **Темкин А. Г.** Фрикционные свойства каналов сложной конфигурации при турбулентном течении // Инж.-физ. ж-л. 1958. Т. 1. № 5. С. 23—29.

2-127. **Тепакс Л. А.** Равномерное турбулентное течение в трубах и каналах. Таллин, 1975. 283 с.

2-128. **Теплов А. В.** О закономерности напорного движения жидкости в трубах // Теория подобия и ее применение в теплотехнике/

Труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. М., 1961. С. 72—78.

2-129. **Ткачук А. Я., Тесло А. П.** Характеристики течения в рулонированных трубопроводах // Гидравлика и гидротехника. Киев, 1983. Вып. 36. С. 91—94.

2-130. **Тодоров П., Шабански И.** Результаты опытной проверки коэффициента шероховатости некоторых гидравлических каналов и тоннелей // Изв. гидравлической лаборатории. 1962. Кн. 4. С. 201—229.

2-131. **Тольцман В. Ф.** О гидравлическом расчете асбестоцементных труб // Водоснаб. и сан. техн. 1955. № 1. С. 13—16.

2-132. **Тольцман В. Ф., Шевелев Ф. А.** Гидравлическое сопротивление резиновых рукавов // Исследование по гидравлике трубопроводов. М., 1952. 190 с.

2-133. **Трубенок В. Д.** Определение коэффициента местных сопротивлений в трубах с прямоугольными кольцевыми выемками // Прикладная аэродинамика. Межвуз. сб. н. трудов. Киев, 1980. С. 3—6.

2-134. **Урбонас П. А.** Экспериментальное исследование коэффициента гидравлического сопротивления в пучке витых труб // Гидравлика. Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники. М., ВЗМИ. 1982. С. 78—82.

2-135. **Ушаков П. А. и др.** Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в плотно упакованных коридорных пучках стержней // Атомная энергия. 1962. Т. 13. № 2. С. 162—169.

2-136. **Фаворин М. В.** Моменты инерции тел. Справочник. М., 1977. 511 с.

2-137. **Филимонов С. С., Хрусталев Б. А.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при турбулентном движении воды в трубах с различными условиями входа // Тепло- и массообмен. М., 1963. Т. 3. С. 414—418.

2-138. **Филиппов Г. В.** Некоторые экспериментальные исследования эффекта разбега // Сб. тр. / Куйбышевский авиационный институт. 1955. Вып. 5. С. 57—61.

2-139. **Филиппов Г. В.** О турбулентном течении во входных участках прямых труб круглого сечения // Журн. техн. физ. 1958. Т. 28. № 8. С. 1823—1828.

2-140. **Филиппов Г. В.** О влиянии шероховатости на эффект разбега // Сб. научн. тр./ Куйбышевский индустр. ин-т. 1959. Вып. 8. С. 25—32.

2-141. **Филоненко Г. К.** Формула для коэффициента гидравлического сопротивления гладких труб // Изв. ВТИ. 1948. № 10 (162). С. 17—23.

2-142. **Филоненко Г. К.** Гидравлическое сопротивление трубопроводов // Теплоэнергетика. 1954. № 4. С. 15—21.

2-143. **Флятау Р. С.** Гидротехнические расчеты трубопроводов. М., 1949. 210 с.

2-144. **Френкель Н. З.** Гидравлика. М., 1956. 456 с.

2-145. **Ходанович И. Е., Одишария Г. Э.** Обобщающая зависимость коэффициента гидравлического сопротивления // Труды Всес. н-и. ин-та природн. газов. 1967. Вып. 29/37. С. 3—9.

2-146. **Ханжонков В. И., Тарасов Н. Ф.** Аэродинамическое сопротивление прямых и закругленных гибких труб из металлической ленты // Промаэродинамика. 1973. Вып. 29. С. 75—81.

2-147. **Хомутов П. В., Скобельцын Ю. А.** Определение гидравлических сопротивлений сварных стыков трубопроводов // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1972. № 6. С. 11—13.

2-148. **Цейтлин А. С.** Гидравлический расчет керамических трубопроводов. Киев, 1963. 47 с.

2-149. **Цейтлин А. С., Гриценко И. А., Зорченко А. И.** Формула для гидравлического расчета стеклянных трубопроводов // Водоснабж. и сан. техника. 1962. № 8. С. 29—31.

2-150. **Цейтлин А. С., Торяник Е. С.** Определение напора в фанерных трубах // Труды объединенного семинара по гидротехническому и водохозяйственному строительству. Харьков. 1961. Вып. 3. С. 31—35.

2-151. **Цочев Ц., Цачев Ц.** Исследование гидравлического сопротивления трения при равномерном турбулентном движении в керамических трубопроводах // Гидротехн. и мелиор. 1967. Т. 12. № 8. С. 228—232.

2-152. **Шевелев Ф. А.** Гидравлическое сопротивление металлических труб больших диаметров // Гидротехн. стр-во. 1950. № 1. С. 11—18.

2-153. **Шевелев Ф. А.** Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах // Инж. гидравлика/ВНИИ Водгео. М., 1953. 220 с.

2-154. **Шевелев Ф. А.** Гидравлический расчет асбестоцементных труб/ВНИИ Водгео. М., 1954. 180 с.

2-155. **Шевелев Ф. А.** Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугуных и асбестоцементных водопроводных труб. М., 1962. 138 с.

2-156. **Шевелев Ф. А., Лобачев П. В., Рудин М. Я.** Исследование гидравлических сопротивлений при движении воды по трубам из пластмасс // Сб. тр. н-и. ин-та сан. техн. Акад. стр-ва и архит. СССР. 1960. № 5. С. 43—59.

2-157. **Шейпша А. В.** Гидравлическое сопротивление пучков стержней в осевом потоке жидкости // Жидкие металлы. М., 1967. С. 210—223.

2-158. **Шиллер Л.** Движение жидкостей в трубах. М.—Л., 1936. 230 с.

2-159. **Шнфринсон Б. Л.** Гидродинамический расчет тепловых сетей // Тепло и сила. 1935. № 1. С. 23—29.

2-160. **Щукин В. К.** Гидравлическое сопротивление вращающихся труб // Инж.-физ. журн. 1967. Т. 12. № 6. С. 782—787.

2-161. **Экспериментальное** исследование гидравлического сопротивления труб со сварными швами/В. И. Тимошенко, П. П. Логачев, Ю. В. Кнышенко и др. // Изв. вузов. Нефть и газ. 1985. № 1. С. 56—59.

2-162. **Яковлев Н. А.** Потери напора по длине при движении жидкости в трубах звездообразного сечения // Труды Ленинградского политехнического ин-та. 1966. № 274. С. 127—135.

2-163. **Ackers P., Grickmore M. J., Holmes D. W.** Effects of use on the hydraulic resistance of drainage conduits // Proc. Instn. Civil Engrs. 1964. V. 28. Juli. P. 339—360.

2-164. **Ayukawa K.** Pressure drop in the Hydraulic conveyance of solid materials through a bend in a vertical plane // Bulletin of JSME. 1969. V. 12. N 54. P. 1388—1396.

2-165. **Aykawa K.** The hydraulic transport of solid materials through a horizontal straight pipe // Bul. of JSME. 1968. V. 11. N 45. P. 579—586.

2-166. **Biswas I. K.** Mechanics of flow through perforated pipes // Consult. Engr. (Engl.). 1964. V. 25. N 5. P. 491—493.

2-167. **Boussinesq J.** Memoire sur l'influence des frottements dans les mouvement reguliers des fluides // Journ. de math. pur et appl. (2). 1868. V. 13. 377 p.

2-168. **Busse C. A.** Pressure drop of the vapor phase of long heat pipes // In Proc. First Intern. The ormionic Conversion on Specialist Conf. Palo Alto, California. 1967. P. 391—401.

2-169. **Buyuktur A.** Amortissement des perturbations dans les canalisations cylindriques longues // Publ. scient. et techns. Ministere air. 1961. N 378. 48 p.

2-170. **Carlson L. W., Irvine T. F.** Fully developed pressure drop in triangular spard ducts // Trans. ASME, s.C. 1961. V. 83. N 4. XI. P. 441—444.

2-171. **Colebrock F.** Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws // Journal of the Inst. of Civil engineers. 1939. N 4. P. 14—25.

2-172. **Eifler W., Nifsing R.** Experimental investigation of velocity distribution and flow resistance in a triangular array of parallel rods // Mech. Engng and Design. 1967. V. 5. N 1. P. 22—42.

2-173. **Fonck R., Hardenne H.** Essais de determination des pertes de charge dans un tube de chargement pour réacteur nucléaire // Mem. Centre etudes rech. et essais scient. genie civil. 1968. N 25. P. 27—41.

2-174. **Hagen G.** Über den Einfluss der Temperatur auf die Bewegung des Wassers in Röhren // Math. Abb. d. Akad. d. Wisensch. Berlin, 854. S. 17—98.

2-175. **Han L. S.** Hydrodynamic entrance lengths for incompressible laminar flow in rectangular ducts. // J. of Appl. Mech. (Trans. ASME, s.E.). 1960. E—27. P. 403—409.

2-176. **Hering F.** Die Rohrreibungszahl // Brenst., Wärme, Kraft. 1952. Bd. 4. S. 23—26.

2-177. **Horton T. E., Juan S. W.** Laminar flow in the entrance region of a porous-wall channel // Appl. Scient. Res. 1964—1965. V. A14. N 4. P. 233—249.

2-178. **Johnston Z., Sparrow E. H.** Results of laminar flow analysis and turbulent flow experiments for eccentric annular ducts // A.I.Ch.E.J. 1965. V. 11. N 6. P. 1143—1145.

2-179. **Kirschmer O.** Der gegenwärtige Stand unserer Erkenntnisse über die Rohrreibung // G. W.F. ausgabe Wasser. 1953. H. 16. S. 30—40.

2-180. **Leutheusser H. J.** Turbulent flow in rectangular ducts // J. Hydraulics. Division. Proc. Amer. Soc. City. Engns. 1963. V. 89. H Y3. P. 1—19.

2-181. **Malenàk J., Skalička J., Pejchal V.** Určeni velikosti ztráty třenim při proudéni vzduchu potrubim kruhoveho pručrezu z pozinkovaneho plechu // Zdravotni techn. a vzduchotechn. 1966. V. 9. N 1. S. 20—23.

2-182. **Marechel H.** Pertes de charge continues en conduite forcée de section circulaire // Annales des travaux publics de Belgique. 1955. N 6.

2-183. **McComas S. T.** Hydrodynamic entrance lengths for ducts of arbitrary cross section // J. of basic Engng/Trans ASME. 1967. V. 89. Ser. D. N 4. P. 847—850.

2-184. **Mohandes A., Knudsen J. G.** Friction factors in noncircular ducts with sharp corners // The Canadian Journal of Chemical Eng. 1979. V. 57, February. P. 109—111.

2-185. **Moody L. F.** Friction Factor for pipe flow // Trans. of the ASME, November. 1944. V. 66. P. 97—107.

2-186. **Morris M.** A new concept of flow in rough conduits // Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1954. N 390. P. 109—118.

2-187. **Müller W.** Druckverlust in Rohrleitungen // Energietechnik. 1953. H. 7. S. 28—35.

2-188. **Nikol A. A., Medwell J. O., Goel R. K.** Settling length for turbulent flow of air in an annulus // Canad. J. Chem. Engng. 1967. V. 45. N 2. P. 97—99.

2-189. **Novendstern E. N.** Turbulent flow pressure drop model for fuel rod assemblies utilising a helical wire-wrap spacer system // Nucl. Eng. and Des. 1972. V. 22. N 1. P. 19—27.

2-190. **Nikuradze J.** Stromungsgesetze in rauchen Rohren // VDI. 1933. N 361. S. 16—53.

2-191. **Olson R. M., Eckert E. R.** Experimental studies of turbulent flow in a porous circular tube with uniform fluid injection through the tube wall // Paper Amer. Soc. Mech. Engrs. 1965. APM—29. 11 p.

2-192. **Oosthuizen P. H.** Compressibility effects on low-speed gas flows through pipes // S.

Afric. Mech. Engr. 1966. V. 15. N 7. P. 165—168.

2-193. **Poiseuille J.L.M.** Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très petites diamètres // Comptes Rendus. 1841. V. 2. P. 961—1041.

2-194. **Rapp R., Alperi R. W.** Pressure loss in convoluted pipes // Building systems design. 1970, April. P. 26—28.

2-195. **Reiner M., Scott Blair G. W.** The flow of blood through narrow tubes // Nature (Engl.). 1959. V. 184. № 4683. Suppl. N 6, 354 p.

2-196. **Rehnue K.** Druckverlust in Stabbündeln mit Spiraldraht-Abstandshaltern // Forsch. Ingenieurwes. 1969. V. 35. N 4. S. 107—112.

2-197. **Richter H.** Rohrhydraulik. Berlin, 1954. 328 s.

2-198. **Rothfus R. R., Sartory W. K., Kermode R. J.** Flow in concentric annuli at high Reynolds numbers // AJE. Journal. 1966. V. 12. N 6. P. 1086—1091.

2-199. **Rubatta A.** Numeri di resistenza per fortissime scabrezze relative // Energia elletr. 1968. V. 45. N 3. P. 188—193.

2-200. **Schmidt D.** Die Druckabfallberechnung für Kompressible Medien // Rohre, Rohrleitungsbau und Rohrleitungstransport. 1966. V. 5. N 2. S. 84—86.

2-201. **Scholz N.** Berechnung des laminaren und turbulenten Druckabfalles im Rohreinlauf // Chem-Ingr. Techn. 1960. V. 32. N 6. S. 404—409.

2-202. **Siwon Z.** Waterne badania wspòtczynnica tarcia prostoosiowych rur perforowanych przy przepliwie pod cisnieniem // Pr. nauk Inst. inżyn. sanitar. i wodnej PWr Ser. stud i mater. 1971. V. 11. N 12. S. 53—67.

2-203. **Song C., Charm S., Kurland G.** Energy Losses for blood flowing through tapered tubes and curved tubes // Abstract. Part 4. New York—London—Sylney. 1965. Part 4. 255 p.

2-204. **Steele J. L., Shove G. C.** Design charts for flow and pressure distribution in perforated air ducts // Trans. ASAE. 1969. V. 12. N 2. P. 220—224.

2-205. **Sparrow E. M., Lin S. H.** The developing laminar flow and pressure drop in the entrance region of annular ducts // J. of Basic Engng. Trans. ASME. 1964. V. 86. S.D. N 4. P. 827—833.

2-206. **Tied W.** Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte // Chemiker Ztg. Chem. Apparat. 1966. V. 90. N 23. S. 813—821. 1967. V. 91. N 1. S. 17—25.

2-207. **Wilkins J. E.** Frictional pressure drop in triangular ducts // Trans. ASME. 1965. V. C87, N 3. P. 427—428.

2-208. **White G. L.** Friction pressure reducers in well stimulation // Petrol. Technol. 1964. V. 16. N 8. P. 865—868.

Двухфазный поток. Пневмотранспорт

2-209. **Авланов В. А., Норкин П. К., Акимова С. Э.** О снижении гидравлических потерь в трубопроводах // Изв. АН Уз. ССР. Сер. техн. наук. 1968. № 2. С. 53—54.

2-210. **Альтшуль Ю. А.** Снижение гидравлических сопротивлений трубопроводов, транспортирующих воду // Водоснабжение и санит. техника. 1973. № 5. С. 5—8.

2-211. **Бабуха Г. Л., Сергеев Г. З., Шрайбер О. Л.** Об определении гидравлического сопротивления двухфазных потоков с дисперсными твердыми веществами // Докл. АН УССР. 1969. № 7. С. 25—31.

2-212. **Базилевич В. А.** Снижение сопротивления течению жидкости полимерными добавками // Гидромеханика. Киев, 1972. Вып. 21. С. 37—41.

2-213. **Базилевич В. А., Шадрин А. Н.** Снижение гидравлических сопротивлений в трубопроводах с помощью полимерных добавок // Гидромеханика. 1971. Вып. 17. С. 105—113.

2-214. **Бойс Б.** Гидродинамические явления в пыльном потоке // Теоретические основы инж. расчетов. 1970. № 3. С. 91—99 (пер. с англ.) Trans. ASME. 1969. № 3.

2-215. **Брановер Г. Г., Циновер А. Б.** Магнитная гидродинамика несжимаемых сред. М., 1970. 379 с.

2-216. **Васецкая Н. Г., Иосилевич В. А.** О построении полуэмпирической теории турбулентности слабых растворов полимеров // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1970. № 2. С. 136—146.

2-217. **Газуко И. В., Городцов В. А.** Об эффекте снижения сопротивления в шероховатых трубах водорастворимыми полимерными добавками // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1968. № 6. С. 163—166.

2-218. **Галлямов А. К.** О гидравлических сопротивлениях при совместном движении газа и жидкости в негоризонтальном трубопроводе // Труды Моск. ин-та нефтехим. и газ. пром-ти. 1965 (1966). Вып. 57. С. 197—200.

2-219. **Гармаш Н. Г.** Расчетные формулы для определения потерь давления потока при транспортировании зернистых и пылевидных материалов // Изв. вузов. Машиностроение, 1964. № 4. С. 107—123.

2-220. **Дейч М. Е., Филиппов Г. А.** Гидродинамика двухфазных сред. М., 1968. 423 с.

2-221. **Дзядзио А. М.** Пневматический транспорт на зерноперерабатывающих предприятиях. М., 1961. 237 с.

2-222. **Догин М. Е.** Критериальное уравнение для расчета гидравлического сопротивления пневмотранспортных трубопроводов // Труды Москов. ин-та инж. ж-д. трансп. 1961. Вып. 139. С. 66—72.

2-223. **Догин М. Е., Карпов А. И.** Расчет сопротивления разгонного участка при пневмотранспорте // Инж.-физ. журн. 1961. № 7. С. 631—639.

2-224. **Догин М. Е., Лебедев В. П.** Исследование сопротивлений при пневмотранспорте в горизонтальном трубопроводе // Сб. научн. тр. Томского электромехан. ин-та инж. ж.-д. трансп. 1960. Вып. 29. С. 164—175.

2-225. **Догин М. Е., Лебедев В. П.** Шероховатость труб в условиях пневмотранспорта // Изв. вузов. Энергетика, 1962. № 7. С. 113—115.

2-226. **Донат Е. В.** Гидравлическое сопротивление вертикальных трубопроводов с гладкими стенками при пневмотранспорте твердых частиц // Хим. и нефт. машиностроение. 1965. № 7. С. 15—17.

2-227. **Живайкин Л. Я., Волгин Б. П.** Гидравлическое сопротивление при нисходящем двухфазном потоке в пленочных аппаратах // Химическая пром-ть. 1963. № 6. С. 19—25.

2-228. **Зорина Е. Ф., Стыриков А. С.** Влияние местных сопротивлений на закономерности гидротранспорта // Труды Ленинград. ин-та водн. транспорта. 1968. Вып. 119. С. 77—95.

2-229. **Зуев Ф. Г.** Методы расчета потерь давления в отводах при пневматическом транспортировании // Труды Моск. технол. ин-та пищ. пром-ти. 1960. Вып. 14. С. 108—122.

2-230. **Капитонов Е. Н., Лебедев К. И.** Исследование гидравлического сопротивления и теплоотдачи при движении кипящих растворов в горизонтальной трубе // Химическая пром-сть. 1965. № 7. С. 18—25.

2-231. **Карпов А. И.** Задача Борда в условиях пневмотранспорта при горизонтальном расположении труб // Сб. науч. тр. Томского электромех. ин-та инж. ж.-д. трансп. 1960. Вып. 29. С. 159—167.

2-232. **Карпов А. И.** О гидравлическом сопротивлении начального участка при движении газосмеси // Изв. вузов. Энергетика. 1964. № 9. С. 103—105.

2-233. **Климентов А. Н.** Уравнение Бернулли для потока пульпы // Гидротехническое стрво. 1954. № 4. С. 28—32.

2-234. **Клячко Л. С.** Аналитический метод учета потери давления в трубопроводах с потоками, несущими твердую дисперсную среду // Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем / Тр. ин-та ВНИИГС. 1970. Вып. 28. С. 125—127.

2-235. **Коптев Д. В.** О коэффициенте сопротивления движению аэросмеси при пневматическом транспорте (литературный обзор) // Научные работы ин-тов охраны труда ВЦСПС. 1964. Вып. 1. (27). С. 21—36.

2-236. **Костюк Г. Ф.** Гидравлическое сопротивление твердой фазы в псевдоожиженном состоянии // Изв. вузов. Нефть и газ. 1966. № 11. С. 16—21.

2-237. **Корнилов Г. Г., Черникин В. И.** Методика гидравлического расчета трубопроводов при движении газожидкостных смесей // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов (науч.-технич. сб.). 1966. № 3. С. 3—6.

2-238. **Кудрявцева З. М.** Исследование движения пылегазовой смеси в трубе // Инж.-физ. журн. 1966. Т. 10. № 1. С. 78—85.

2-239. **Лаатс М. К.** Экспериментальное исследование динамики пылевоздушной струи // Инж.-физ. журн. 1966. Т. 10. № 1. С. 11—15.

2-240. **Мальцев М. В.** Гидравлические потери при движении многофазных смесей по вертикальным трубам / Сб. тр. Моск. инж.-строит. ин-та. 1963. Вып. 45. С. 31—53.

2-241. **Марков Ю. А., Смолдырев А. Е.** О гидравлических сопротивлениях при движении гидросмеси восходящими потоками в трубах // Изв. АН СССР. Механика. 1965. № 5. С. 182—184.

2-242. **Мочан С. И.** Местные сопротивления при движении двухфазных смесей // Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. М.—Л., 1961. С. 1—38.

2-243. **Пермяков Б. А., Рындин Г. Н.** Определение коэффициентов сопротивления спирального трубопровода при пневмотранспорте пыли АШ // Докл. на конференции научно-техн. об-ва энерг. и электр. пр-сти при ВТИ. М., 1969. С. 37—43.

2-244. **Рассохин Н. Г., Швецов Р. С., Мельников В. Н.** Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления при течении пароводяной смеси в кольцевых каналах с внутренней тепловыделяющей поверхностью // Труды Моск. энерг. ин-та. 1965. Вып. 73. С. 73—78.

2-245. **Рахматулин Х. А. и др.** К теории пневмотранспотра в горизонтальной трубе // Докл. АН УзССР. 1967. № 4. С. 6—9.

2-246. **Сакс С. Е.** Гидравлические сопротивления при турбулентном движении многодисперсных аэрозолей // Инж.-физ. журн. 1968. № 4. Т. 14. С. 327—333.

2-247. **Сочилов В. В.** Исследование потерь напора в местных сопротивлениях при транспортировании гидросмеси // Сб. тр. Моск. инж.-строит. ин-та. 1963. Вып. 45. С. 43—48.

2-248. **Тарасов В. К., Райхман Е. С., Евстафьев В. П.** Экспериментальное исследование гидравлических характеристик наклонных трубопроводов, транспортирующих газонасыщенные минеральные воды // Сб. тр. Моск. инж.-строит. ин-та. 1972. № 89. С. 97—102.

2-249. **Телетов С. Г.** Коэффициенты сопротивления двухфазных смесей // Докл. АН СССР. 1946. № 51. Вып. 8. С. 41—48.

2-250. **Успенский В. А.** Пневматический транспорт. М., 1959. 152 с.

2-251. **Фадеев И. Г.** Коэффициент сопротивления трения при пневмотранспорте сплош-

ным потоком // Химия и технол. топлив и масел. 1969. № 8. С. 17—22.

2-252. **Хабахпашева Е. М., Перепелица Б. В.** Поля скоростей и турбулентных пульсаций при малых добавках к воде высокомолекулярных веществ // Инж.-физ. журн. 1968. Т. 14. 598 с.

2-253. **Ходанович И. Е., Мамаев В. А.** Оценка пропускной способности газопроводов при транспортировании двухфазных систем // Труды Всесоюзн. н.-и. ин-та природн. газов. 1961. Вып. 13. С. 13—31.

2-254. **Шваб В. А.** Об основных закономерностях сопротивления в горизонтальных трубах при пневматическом транспорте // Вопросы гидравлики запыленного потока. 1960. С. 1—20. (Сб. научн. тр. / Томский электромехан. ин-т инж. ж.-д. транспорта: Т. 29).

2-255. **Эльперин И. Т., Смольский Б. М., Левенталь Л. И.** К вопросу уменьшения гидродинамического сопротивления трубопроводов // Инж.-физ. журнал. 1966. Т. 10. № 2. С. 236—239.

2-256. **Anderson G. H., Mantzouranis B. G.** Two-phaze (gas-liquid) flow phenomena. 1. Pressure drop and hold up for two-phase flow in vertical tubes // Chem. Engng. Sci. 1960. V. 12. N 2. P. 109—126.

2-257. **Aoki Sh., Schiki T., Takahashi T.** Pressure drop for two-phase flow in the pipe. The theory of pressure drop // Bull. Tokyo · Inst. Technol. 1962. N 49. P. 127—139.

2-258. **Cermak J. O., Jicha J. J., Lightner R. G.** Two-phase pressure drop across vertically mounted thick plate rectrictions // Trans. ASME. S. C. 1964. V. 86. N 2. P. 227—239.

2-259. **Doig J. D., Poper C. H.** Energy requirements in pneumatic conveying // Austral. Chem. Engng. 1963. V. 4. N 2. P. 9—23.

2-260. **Kikkawa Sh., Utsumi R., Sakai K.** On the pressure drop and clogging limit in the horizontal pneumatic conveyance pipe // Bull. of JSME. 1965. V. 8. N 32.

2-261. **Lottes P. A.** Expansion losses in two-phase flow // Nucl. Sci. and Engng. 1961. V. 9. N 1. P. 26—31.

2-262. **Peters L. K., Klinzing G. E.** Friction in tupbulent flow of solids-gas system // Can. J. Chem. Eng. 1972. V. 50. N 4. P. 441—444.

2-263. **Toms B. A.** Some observations on the flow of linear polymer solutions through straight tubes at large Reynolds numbers // Prec. of the Inter. Rheolog. Congr. Schveningen, Holland. 1948. P. 135—141.

2-264. **Turnblade B.** The molecular transit time and its correlation, with the stability of externally pressurized gas-lubricated bearings // Trans. ASME. 1963. V. D85. N 2. P. 297—304.

2-265. **Schlag Alb.** Les pertes de charge en conduites transportant des materiaux solides // Bull. mens. Cente belge ètude et docume. eaux. 1960. N 111. P. 70—76.

2-266. **Uematsu T., Norikawa Y.** Druckwerluste im krümmer einer waagerechten Förderung von körnigen Gütern // Bull. JSME. 1961. V. 4. N 15. P. 531—538.

2-267. **Uematsu T.** Pneumatische Förderung in Lotrechter Rohrleitung // Bull. of JSME. 1965. V. 8. N 31. P 367—375.

ТРЕТИЙ РАЗДЕЛ

3-1. **Аверьянов А. Г. и др.** Вентиляция цехов судостроительных заводов. М., 1969. 268 с.

3-2. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М., 1970. 216 с.

3-3. **Бычкова Л. А.** Входные элементы установок с осевыми вентиляторами // Водоснабжение и санитарная техника. 1977. № 5. С.29—31.

3-4. **Бычкова Л. А.** Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений сложных элементов систем вентиляций. М., 1981. 32 с.

3-5. **Введение** в аэрогидродинамику контейнерного трубопроводного транспорта/Под ред. А. С. Гиневского. М., 1986. 232 с.

3.6 **Воздухоприемные** и газовыпускные устройства быстроходных газотурбинных судов/А. М. Захаров, П. А. Булыгин, Л. И. Райкин и др. Л., 1977. 207 с.

3-7. **Грецов Н. А.** Гидравлические сопротивления и рациональная форма прямоосных конфузорных труб с экраном перед входом// Труды Моск. с-х акад. им. К. А. Тимирязева. 1963. Вып. 87 С.37—42.

3-8. **Давыдов А. П.** Исследование работы всасывающего отверстия с внутренним экраном//Исследование в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха/Сб. тр. ЛИСИ. Л., 1975. № 110. С.27—34.

3-9. **Дзядзио А. М.** Пневматический транспорт на зернообрабатывающих предприятиях. М., 1961. 250 с.

3-10. **Довжик С. А., Картавенко В. М.** Экспериментальное исследование входных патрубков осевых стационарных турбомашин//Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 29. С.56—73.

3-11. **Идельчик И. Е.** Аэродинамика всасывающих патрубков авиамоторов//Техника Воздушного Флота. 1944. № 5—6. С.1—10, 28.

3-12. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления при входе потока в каналы и протекании через отверстия//Промышленная аэродинамика. 1944. № 2. С.27—57.

3-13. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

3-14. **Идельчик И. Е.** Определение коэффициентов сопротивления при истечении через отверстия//Гидротехническое строительство. 1953. № 5. С.31—36.

3-15. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям (коэффициенты местных сопротивлений и сопротивления трения). М., 1960. 464 с.

3-16. **Идельчик И. Е.** Учет влияния вязкости на гидравлическое сопротивление диафрагм и решеток//Теплоэнергетика. 1960. № 9. С.75—80.

3-17. **Левин Б. М.** Местные потери входа при всасывании грунта под водой//Труды Моск. ин-та инж. ж.-д. трансп. 1959. Вып. 122. С.281—312.

3-18. **Носова М. М.** Сопротивление входных и выходных раструбов с экранами//Промышленная аэродинамика. М., 1956. № 7. С.95—100.

3-19. **Носова М. М., Тарасов Н. Ф.** Сопротивление приточно-вытяжных вентиляционных шахт//Промышленная аэродинамика. 1959. № 12. С.197—215.

3-20. **Носова М. М., Барнакова Т. С.** Сопротивление входных и выходных отверстий в присутствии проходящего потока//Промышленная аэродинамика. 1959. № 15. С.20—37.

3-21. **Ослянскнй Я. Л.** Потери напора во всасывающей трубе землесоса при работе на водогрунтовой смеси//Труды Ленингр. ин-та водн. трансп. 1968. Вып. 119. С.135—142.

3-22. **Справочник** проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений, Ч. II/Под общей ред. И. Г. Староверова. М., 1969. 536 с.

3-23. **Стеменко В. А.** Исследование коэффициентов сопротивления входных коробок вентиляторов и кинематики воздушного потока в них//Сб. тр. ин-та горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова. 1967. № 17. С.32—43.

3-24. **Степанов П. М., Овчаренко И. Х., Скобельцын Ю. А.** Справочник по гидравлике для мелиораторов. М., 1984. 207 с.

3-25. **Стешенко В. А., Пак В. В.** Профилирование входных коробок центробежных двусторонних вентиляторов//Вопросы горной механики. М., 1967. № 17. С.43—47.

3-26. **Сурнов Н. В.** Входные устройства осевых вентиляторов//Промышленная аэродинамика. М., 1957. Вып. 9. С.28—34.

3-27. **Темнов В. К.** Коэффициент гидравлического сопротивления плавного входа при турбулентном движении жидкости//Изв. вузов. Энергетика. 1963. № 4. С.89—93.

3-28. **Ханжонков В. И.** Сопротивление приточных и вытяжных шахт//Промышленная аэродинамика. 1947. № 3. С.210—214.

3-29. **Ханжонков В. И.** Аэродинамические характеристики коллекторов//Промышленная аэродинамика. М., 1963. № 4. С.45—62.

3-30. **Ханжонков В. И.** Уменьшение аэродинамического сопротивления отверстий кольцевыми ребрами и уступами//Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С.181—196.

3-31. **Ханжонков В. И., Довыденко Н. И.** Сопротивление боковых отверстий концевого участка трубопровода//Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С.38—46.

3-32. **Шепелев И. А., Тягло И. Г.** Спектры всасывания вблизи вытяжных отверстий местных отсосов (по литературным данным) //Местная вытяжная вентиляция. М., 1969. С.81—90.

3-33. **Центробежные вентиляторы**/А. Д. Брук, Т. И. Матикашвили, М. И. Невельсон и др.; Под ред. Т. С. Соломаховой. М., 1975. 415 с.

3-34. **Ashino I.** On the theory of the additional loss at the pipe entrance in viscous fluid. 1-st rept. On the influence of rounded entrance//Bull. JSME. 1968. V. 14. № 45. P. 463—468.

3-35. **Ashino I.** On the theory of the additional loss at the pipe entrance in viscous fluid. 2-nd Rept. When an entrance is taper type//Bull. JSME. 1969. V. 12. № 51. P. 522—529.

3-36. **Basavarajaiah B. S.** Exit loss in a sharp edged pipe//J. Instn. Engrs (India), Civil Engng. 1963. V. 43. N 11. Part 6. P. 549—563.

3-37. **Bevier C. W.** Resistance of wooden louvers to fluid flow//Heating, piping and air conditioning. 1955. May. P. 35—43.

3-38. **Bossel H. H.** Computation of axisymmetric contractions//AIAA Journal. 1969. V. 7. N 10. P. 2017—2020.

3-39. **Campbell W. D., Slattery I. C.** Flow in the entrance of a tube//Trans. ASME. 1963. V. D85. № 1. P. 41—45.

3-40. **Cobb P. R.** Pressure loss of air flowing through 45-degree wooden louvers//Heating, piping and air conditioning. 1953. December. P. 35—43.

3-41. **Kubiček L.** Ssaci nástavce//Strojirehstvi. 1954. N 4. P. 427—433.

3-42. **Gibbings J. C.** The throat profile for contracting ducts containing incompressible irrotational flows//Internat. J. Mech., Sci. 1969. V. 11. N 3. P. 293—301.

3-43. **Hebans G. G., Asce A. M.** Crest losses for two-way drop inlet//J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Eng. 1969. V. 95. N 3. P. 919—940.

3-44. **Lundgren T. S., Sparrow E. N., Starr J.** Pressure drop due to the entrance region in ducts of arbitrary cross section//Trans. ASME. 1964. V. D86. N 3. P. 620—626.

3-45. **Oosthuizen P. H.** On the loss coefficient for a sharp-edged pipe entrance//Bull. Mech. Engng. Educ. 1968. V. 7. N 2. P. 157—159.

3-46. **Rimberg D.** Pressure drop across sharp-end capillary tubes//Industr. and Engng. Chem Fundament. 1967. V. 6. N 4. P. 599—603.

3-47. **Unger J.** Strömung in zylindrischen Komälen mit Versperrungen bei holen Reynolds-Zahlen//Forschung in ingenieurwesen. 1979. Bd. 45. N 3. S. 69—100.

3-48. **Webb A.** Head loss of a sudden expansion//Int. J. Mech. End. 1980. V. 8. N 4. P.173—176.

3-49. **Weisbach G.** Lehrbuch der Ingenieur und Maschinenmechanik, 11 Aufl. 1850. 320 s.

Четвертый раздел

4-1. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентных струй. М., 1960. 715 с.

4-2. **Альтшуль А. Д., Арзуманов Э. С., Везирян Р. Е.** Экспериментальное исследование зависимости коэффициента сопротивления при внезапном расширении потока от числа Рейнольдса//Нефтяное хозяйство. 1967. № 4. С.64—70.

4-3. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М., 1982. 224 с.

4-4. **Балаиин В. В., Василевский В. П.** Определение коэффициента сопротивления потока методом теории турбулентных струй//Тр. Ленинградского ин-та водного транспорта. Л., 1977. Вып. 158. С.10—16; 1978. Вып. 162. С.5—10.

4-5. **Бромлей М. Ф.** Коэффициенты расхода отверстий, прикрытых створками//Современные вопросы вентиляции. М., 1941. С.40—65.

4-6. **Везиряи Р. Е.** Исследование взаимного влияния запорных и регулирующих устройств на их гидравлическое сопротивление//Тр. НИИавтоматики. Кировакан. 1974. Вып. 2. С.25—29.

4-7. **Волкова Л. П., Юделович М. Я.** Потери на удар в ступенчатых трубах при сверхзвуковых отношениях давления//Изв. АН СССР. Отд. техн. наук. 1958. № 4. С.68—72.

4-8. **Гаркуша А. В., Кучеренко С. И.** Особенности течения в кольцевом канале с уступом при $n=1{,}7$//Энергетическое машиностроение/ Респ. межвед. н.-т. сборник. Харьков, 1981. Вып. 31. С.13—18.

4-9. **Глотов Г. Ф., Мороз Э. К.** Исследование течения газа в цилиндрическом канале при внезапном расширении звукового потока//Уч. записки ЦАГИ. 1970. Т. 1. № 2. С.53—59.

4-10. **Дудинцев Л. М.** Коэффициент расхода отверстия в стенке при потоке, направленном параллельно стенке//Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1969. № 5. С.97—103.

4-11. **Жуковский Н. Е.** Видоизменение метода Кирхгофа для определения движения жидкости в двух измерениях при постоянной скорости, данной на неизвестной линии тока. М., 1949. Соч. Т. 2. С.130—240.

4-12. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления при входе потока в каналы и протекании через отверстия//Промышленная аэродинамика. М., 1944. № 2. С.27—57.

4-13. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

4-14. **Идельчик И. Е.** Определение коэффициентов сопротивления при истечении через отверстия//Гидротехническое строительство. 1953. № 5. С.31—36.

4-15. **Идельчик И. Е.** Потери на удар в потоке с неравномерным распределением скоростей//Труды ЦАГИ. 1948. Вып. 662. С.1—24.

4-16. **Идельчик И. Е.** Учет влияния вязкости на гидравлическое сопротивление диафрагм и решеток//Теплоэнергетика. 1960. № 9. С.75—80.

4-17. **Карев В. Н.** Потери напора при внезапном расширении трубопровода//Нефтяное хозяйство. 1952. № 11 и 12. С.13—16.

4-18. **Карев В. Н.** Потери напора при внезапном сужении трубопровода и влияние местных сопротивлений на нарушение потока//Нефтяное хозяйство. 1953. № 8. С.3—7.

4-19. **Левин А. М., Малая Э. М.** Исследование гидродинамики потока при внезапном расширении//Труды Гос. проект. исслед. ин-та Востокгипрогаз. 1969. Вып. 1. С.41—47.

4-20. **Левкоева Н. В.** Исследование влияния вязкости жидкости на местные сопротивления: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1959. 186 с.

4-21. **Мигай В. К., Носова И. С.** Уменьшение вихревых потерь в каналах//Теплоэнергетика. 1977. № 7. С.49—51.

4-22. **Морозов Д. И.** Оптимальная степень внезапного расширения канала//Гидромеханика/Труды Харьковского университета. 1966. Вып. 4. С.53—55.

4-23. **Панчурин Н. А.** Обобщение теоремы Борда—Карно о потере напора при внезапном расширении на случай нестационарного течения//Труды Ленингр. ин-та водн. трансп. 1964. Вып. 51. С.34—39.

4-24. **Федоткин И. М.** Гидравлическое сопротивление дроссельных диафрагм двухфазному потоку//Изв. вузов. Энергетика, 1969. № 4. С.37—43.

4-25. **Френкель Н. З.** Гидравлика. М.—Л., 1956. 456 с.

4-26. **Ханжонков В. И.** Аэродинамические характеристики коллекторов//Промышленная аэродинамика. М., 1953. № 4. С.45—62.

4-27. **Ханжонков В. И.** Уменьшение аэродинамического сопротивления отверстий кольцевыми ребрами и уступами//Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 12. С.181—196.

4-28. **Ханжонков В. И.** Сопротивление истечению через отверстия в стенке в присутствии проходящего потока//Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С.5—19.

4-29. **Чжен П.** Отрывные течения. М., 1972. Ч. I, 300 с.; Ч. II, 280 с.

4-30. **Швец И. Т., Репухов В. М., Богачук-Козачук К. А.** Потери полного давления при вдуве воздуха в сносящий воздушный поток через отверстия в стенке//. Промышленная теплотехника. Киев: 1979. 1. N 2. С. 3—10.

4-31. **Alvi Sh. H.** Contraction coefficient of pipe orifices//Flow Meas. Proc. FLUMEX 83 I MeCO Conf. flow meas. Budapest, 1983. N 20-22. P. 213—218.

4-32. **Astarita G., Greco G.** Excess pressure drop in laminar flow through sudden contraction//Industr. and Engng. Chem. Fundament. 1968. V. 7. N 1. P. 27—31.

4-33. **Ball J. W.** Sudden enlargements in pipelines//J. Power Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1962. V. 88. N 4. P. 15—27.

4-34. **Cornell W. G.** Losses in flow normal to plane screens// Transactions of the ASME. 1958. N 4. P. 145-153.

4-35. **Dewey P. E., Vick A. R.** An investigation of the discharge and drag characteristics of auxiliary-air outlets discharging into a transonic stream//NACA Techn. Note. 1955. N 3466. 38 p.

4-36. **Dickerson P., Rice W.** An investigation of very small diameter laminar flow orifices //Trans. ASME. 1969. V. D91. N 3. P. 546—548.

4-37. **Forst T. N.** The compressible discharge coefficient of a Borda pipe and other nozzles //J. Roy. aeronaut. Soci. 1964. N 641. P. 346—349.

4-38. **Geiger G. E., Rohrer W. M.** Sudden contraction losses in two-phase flow//Trans. ASME. S.C. 1966. V. 88. N 1. P. 1—9.

4-39. **Hebrard P., Sananes F.** Calcul de l'ecoulement turbulent decolle en aval de l'elargissement brusque dans une veine de section circulaire//C.r. Acad. sci. 1969. V. 268. N 26. P. A1638—A1641.

4-40. **Iversen H. W.** Orifice coefficients for Reynolds numbers from 4 to 50 000//Trans. ASME. 1956. V. 78. N 2. P. 125—133.

4-41. **Johansen F.** Flow through pipe orifice of flow Reynolds numbers//Proceedings of the Royal Society. Serie A. 1930. V. 126. N 801. P. 125—131.

4-42. Kolodzie P. A., Van Winkle M. Discharge coefficients through perforated plates//A.J. Ch. E. Journal. 1959. V. 3. N 9. P. 23—30.

4-43. **Reichert V.** Teoretisch-experimentelle Untersuchungen zur Widerstanscharakteristik von Hydraulikventilen//Wassenschafliche Zeitschrift der Technischen Universität. Dresden. 1982. Bd. 3. Heft 2. S. 149—155.

4-44. **Ringleb T.** Two-dimensional flow with standing vortexes in diffusers//Trans. ASME. S.D. 1960. N 4. P. 130-135.

4-45. **Pearson H., Heurteux B. M.** Losses at sudden expansions and contractions in ducts// Aeronaut. Quart. 1963. Bd. 14. N 1. P. 63—74.

ПЯТЫЙ РАЗДЕЛ

5-1. **Абрамович Г. Н.** Аэродинамика местных сопротивлений//Промышленная аэродинамика. М., 1935. Вып. 211. С. 65—150.

5-2. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. М., 1969. 715 с.

5-3. **Альтшуль А. Д., Калицун В. М.** О коэффициенте сопротивления конфузоров//Изв. вузов. Энергетика. 1960. № 7. С. 130—136.

5-4. **Артюшкина Г. К.** О гидравлическом сопротивлении при ламинарном движении жидкости в конических диффузорах//Труды ЛПИ. 1973. № 333. С. 104—106.

5-5. **Аэродинамические** характеристики плоских безотрывных диффузоров/А. С. Гиневский, А. В. Колесников, И. Н. Подольный, А. Н. Смольяникова//Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 5—25.

5-6. **Бедржицкий Е. Л.** Исследование дозвуковых диффузоров//Промышленная аэродинамика. М.. 1986. Вып. 1(33). С. 123—158.

5-7. **Богданов Ю. В., Тананаев А. В.** О гидравлических сопротивлениях переходов с круга на прямоугольные щели//Труды ЛПИ. 1968. № 289. С. 104—109.

5-8. **Брусиловский И. В.** Определение оптимальных параметров диффузоров осевых вентиляторов и их энергетических характеристик по экспериментальным данным.//Промышл. аэродинамика. М.: 1987. Вып. 2(34). С. 118—133.

5-9. **Бушель А. Р.** Исследование коротких радиальных и комбинированных диффузоров //Промышленная аэродинамика. М., 1966. Вып. 28. С. 121—138.

5-10. **Бычкова Л. А.** Аэродинамические характеристики плоских и радиальных диффузоров с предотрывным турбулентным пограничным слоем//Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 26—33.

5-11. **Васильев Ю. Н.** К теории ступенчатого диффузора//Лопаточные машины и струйные аппараты. М., 1969. Вып. 4. С. 31-35.

5-12. **Веригин И. С.** О влиянии гидродинамического режима входа потока в конический диффузор на эффективность преобразования энергии при работе его в системе сопло — труба — диффузор — труба.//Ярославск. политехн. ин-т. 1981. 21 с. Деп. в ВИНИТИ 17.12.81. № 5738—81.

5-13. **Веригин И. С.** Экспериментальное исследование сопротивления отрывного конического диффузора при работе его в системе сопло — диффузор — прямой участок трубы. Ярославск. политехн. ин-т, 1979. 18 с. Деп. в ВИНИТИ. 15.11.79. № 3879—79.

5-14. **Войтович Л. Н., Емельянова Г. Н.** Экспериментальное и теоретическое исследование гидравлического сопротивления конических диффузоров с шероховатой поверхностью//Ученые записки ЦАГИ. 1985. Т. XVI. № 4. С. 105—110.

5-15. **Гаркуша А. В., Гриценко Н. Я., Кучеренко С. И.** Исследование течения в кольцевом коническом диффузоре//Энергетическое машиностроение. Респуб. межвед. сб. Харьков, 1981. Вып. 31. С. 21—25.

5-16. **Гаркуша А. В., Кучеренко С. И.** Исследование характеристик закрученного потока в кольцевом ступенчатом диффузоре с сопротивлением на выходе//Энергетическое машиностроение/Сб. Харьковского политехнич. ин-та. 1984. Вып. 38. С. 3—10.

5-17. **Герман Р.** Сверхзвуковые входные диффузоры и введение во внутреннюю аэродинамику. М., 1960. 378 с.

5-18. **Гибсон А.** Гидравлика и ее приложения. М., 1935. 611 с.

5-19. **Гиневский А. С.** Энергетические характеристики дозвуковых диффузорных каналов//Известия АН СССР. ОТН. 1956. № 3. С. 152—154.

5-20. **Гиневский А. С.** Расчет потерь в расширяющихся и сужающихся каналах//Промышленная аэродинамика. 1956. № 7. С. 5—16.

5-21. **Гиневский А. С., Бычкова Л. А.** Аэродинамические характеристики плоских и осесимметричных диффузоров с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя//Тепло- и массоперенос. М., 1968. Т. I. С. 100—115.

5-22. **Гиневский А. С., Емельянова Г. Н., Колесников А. В.** Прямая и обратная задачи расчета диффузорных каналов//Тр. ЦИАМ. 1984. № 1093. С 51—60.

5-23. **Гиневский А. С., Колесников А. В.** Расчет начального участка и участка стабилизированного течения в плоских безотрывных диффузорах//Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1969. № 6. С. 31—38.

5-24. **Гиневский А. С., Солодкин Е. Е.** Аэродинамические характеристики начального участка трубы кольцевого сечения при турбулентном течении в пограничном слое//Промышленная аэродинамика. М., 1959. Вып. 12. С. 155—167.

5-25. **Гиневский А. С., Солодкин Е. Е.** Гидравлическое сопротивление кольцевых каналов//Промышленная аэродинамика. М., 1961. Вып. 20. С. 202—215.

5-26. **Гинзбург Я. Л., Идельчик И. Е.** Основные результаты исследований диффузоров квадратного и прямоугольного сечения//Промышл. очистка газов и аэрогидродинамика пылеулавливающих аппаратов. Ярославль, 1975. С. 57—63.

5-27. **Гинзбург Я. Л., Идельчик И. Е.** Экспериментальное определение коэффициентов восстановления давления в конических диффузорах при больших дозвуковых скоростях//Ученые записки ЦАГИ. 1973. Т. 4. № 3. С. 23—31.

5-28. **Гордеев Н. Н., Селезнев К. П., Черняк Л. К.** Приближенный метод расчета потерь в прямых и изогнутых диффузорах с произвольным законом изменения площади поперечного сечения и его использование для оптимизации элементов турбомашин//Теплоэнергетика/Тр. ЛПИ. Л., 1947. № 358. С. 47—53.

5-29. **Гришанин К. В.** Установившееся турбулентное движение жидкости в коническом диффузоре с малым углом раскрытия//Труды ЛИИВТ. Л., 1955. Вып. 22. С. 47—53.

5-30. **Губин М. Ф., Казенов В. В., Волшаник В. В.** Оптимальная форма прямоосного диффузора для закрученного потока жидкости//Труды Моск. инж.-строит. ин-та. 1972. № 89. С. 38—44.

5-31. **Гуржиенко Г. А.** Об установившемся турбулентном течении в конических диффузорах с малыми углами расширения//Труды ЦАГИ. 1939. Вып. 462. 80 с.

5-32. **Данилычев В. Н., Васильев Б. В.** Исследование диффузоров с гибкими поперечными ребрами//Гидроаэромеханика. 1966. Вып. 3. С. 25—30.

5-33. **Данцыг А. Я., Петров Н. М., Пономарев Н. Н.** К вопросу определения потерь в канале с внезапным расширением, расположенным за диффузором//Изв.вузов. Авиационная техника. 1981. № 3. С. 86—89.

5-34. **Данцыг А. Я., Петров Н. М.** Определение потерь полного давления в ступенчатых кольцевых диффузорах с прямолинейными наружными стенками и равномерным полем скорости на входе//Изв. вузов. Авиационная техника. 1983. № 1. С. 24—28.

5-35. **Данцыг А. Я., Петров Н. М.** Определение потерь полного давления в ступенчатых кольцевых диффузорах с криволинейными наружными стенками и равномерным полем скорости на входе//Изв. вузов. Авиационная техника. 1983. № 3. С. 63—66.

5-36. **Дейч М. Е., Зарянкин А. Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М., 1970. 384 с.

5-37. **Диденко О. И. и др.** Влияние угла раскрытия на эффективность кольцевых криволинейных диффузоров//Изв. вузов. Энергетика. 1967. № 8. С. 108—112.

5-38. **Демидов С.** Исследование течения и определение потерь полного давления в круглых, плоских и кольцевых диффузорах//Тр. ЦИАМ. 1960. № 116. 14 с.

5-39. **Довжик С. А., Гиневский А. С.** Экспериментальное исследование напорных патрубков стационарных осевых машин//Технические отчеты. 1955. № 130. 15 с.

5-40. **Довжик С. А., Морозов А. И.** Экспериментальное исследование кольцевых диффузоров осевых турбомашин//Промышленная аэродинамика. М., 1961. Вып. 20. С. 168—201.

5-41. **Дорфман А. Ш.** К вопросу расчета потерь полного давления в диффузорных каналах//Энергомашиностроение. 1966. № 8. С. 5—10.

5-42. **Дорфман А. Ш., Сайковский М. И.** Приближенный метод расчета потерь в криволинейных диффузорах при отрывных течениях//Промышленная аэродинамика. М., 1966. Вып. 28. С. 98—120.

5-43. **Емельянова Г. Н.** Численный расчет ародинамических характеристик осесимметричных каналов//Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1 (33). С. 106—122.

5-44. **Зарянкин А. Е., Головина Л. Г., Этт В. В.** Влияние режимных параметров на характеристики конических диффузоров//Теплоэнергетика. 1967. № 4. С. 27—34.

5-45. **Зарянкин А. Е., Касимов В. Ф.** К исследованию диффузоров с отрывным характером

течения//Проблемы турбомашин/Тр. МЭИ. 1978. Вып. 385. С. 14—19.

5-46. **Идельчик И. Е.** Аэродинамика всасывающих патрубков//ТВФ. 1944. № 5—6. С. 1—10. С. 28.

5-47. **Идельчик И. Е.** Аэродинамика потока и потери напора в диффузорах//Промышленная аэродинамика. 1947. № 3. С. 132—209.

5-48. **Идельчик И. Е.** Выравнивающее действие сопротивления, помещенного за диффузором//Труды ЦАГИ. 1948. Вып. 662. С. 25—52.

5-49. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

5-50. **Идельчик И. Е.** Исследование коротких диффузоров с разделительными стенками//Теплоэнергетика. 1958. № 8. С. 21—26.

5-51. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** К вопросу о влиянии магнитного поля на течение в диффузорах//Магнитная гидродинамика/АН Латв. ССР. 1970. № 1. С. 148—151.

5-52. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** Об исследовании влияния числа Рейнольдса и условий входа на закономерности движения потока в диффузорах//Пробл. вентиляции и кондицион. воздуха. Минск. 1969. С. 224—231.

5-53. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** О механизме влияния условий входа на сопротивление диффузоров//Инж.-физ. ж. 1969. Т. 16. № 3. С. 413—416.

5-54. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** Основные результаты новых экспериментальных исследований конических диффузоров//Механическая очистка промышленных газов/НИИОгаз. М., 1974. С. 178—210.

5-55. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** Простые способы уменьшения сопротивления коротких диффузоров с большими углами расширения//Водоснабжение и санитарная техника. 1971. № 10. С. 27—30.

5-56. **Карлсон, Джонсон, Сейджи.** Влияние формы стенки на режимы течения и характеристики плоских диффузоров с прямолинейной осью//Теорет. основы инж. расч./Труды Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.) 1967. Т. 89. Сер. Д. № 1. С. 173—185.

5-57. **Кириленко Д. А., Панков О. М.** Аэродинамическое исследование плоского многоканального дозвукового диффузора//Изв. вузов. Машиностроение/МВТУ, 1979. № 3. С. 54—57.

5-58. **Локшин И. Л., Газирбекова А. Х.** Работа диффузоров, установленных за центробежными вентиляторами/Промышленная аэродинамика. 1955. Сб. № 6. С. 127—152.

5-59. **Мазо А. С.** Аэродинамические характеристики кольцевых конических диффузоров. М., 1980. 6 с. Деп. в НИИавтопроме. № 496.

5-60. **Мазо А. С.** Экспериментальное исследование структуры течения в кольцевом криволинейном диффузоре с поворотом потока//Тр.НАМИ, 1979. Вып. 176. С. 151—160.

5-61. **Мигай В. К.** К исследованию оребренных диффузоров//Теплоэнергетика. 1962. № 10. С. 33—39.

5-62. **Мигай В. К.** О влиянии начальной турбулентности на эффективность диффузорных течений//Изв. вузов. Энергетика. 1966. № 2. С. 131—136.

5-63. **Мигай В. К.** О расчете потерь в диффузорах с отрывом потока//Теплоэнергетика. 1983. № 9. С. 38—40.

5-64. **Мигай В. К.** Уменьшение вихревых потерь в каналах//Теплоэнергетика. 1979. № 7. С. 49—51.

5-65. **Мигай В. К., Гудков Э. И.** Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л., 1981. 272 с.

5-66. **Михеев В. П., Гоман В. Г.** Неизотермическое течение газа в канале переменного сечения//Изв. вузов. Энергетика. 1969. № 7. С. 89—95.

5-67. **Нельсон. Янг, Хадсон.** Расчет осесимметричного профилированного диффузора с отсосом пограничного слоя//Энергетические машины и установки/Тр. Американского об-ва инженеров-механиков (русск. пер.). М. 1975. № 1. С. 137—144.

5-68. **Овчинников О. Н.** Влияние входного профиля скоростей на работу диффузоров //Труды Ленинградского политехнического ин-та. 1955. № 176. С. 45—53.

5-69. **Полоцкий Н. Д.** Результаты исследования потока в плоских криволинейных диффузорах//Тр. Всес. ин-та гидромашиностроения. 1962. Вып. 31. С. 3—17.

5-70. **Полоцкий Н. Д.** Энергетические характеристики криволинейных диффузоров//Энергомашиностроение. 1964. № 3. С. 12—16.

5-71. **Рено, Джонстон, Клайн.** Характеристики и расчет плоских диффузоров с прямой осью//Теорет. основы инж. расч./Труды Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.) М., 1967. Т. 89. Сер. Д. № 3. С. 160—172.

5-72. **Розовский И. Л., Левин А. М.** Про безвідривний рух стискуваного газу в дифузорі при дозвукових швидкостях//Доповіді АН УССР, від. техн. н. 1948. № 4. С. 50—55.

5-73. **Романенко П. Н., Леонтьев А. И., Обливин А. Н.** Исследование сопротивления и теплообмена при движении воздуха в диффузорах и конфузорах//Тепло- и массоперенос. М.—Л., 1963. Т. 3. С. 349—360.

5-74. **Савин Н. М.** Экспериментальное исследование зависимости предельного угла раскрытия плоского диффузора от относительной длины, чисел Re и λ//Лопаточные машины и струйные аппараты. М., 1970. Вып. 4. С. 10—16.

5-75. **Седач В. С., Муслин Б. К., Коваленко А. А.** Гидравлические потери при пульсирующем течении газа через диффузор в виде

улитки//Изв. вузов. Энергетика. 1969. № 1. С. 128—132.

5-76. **Симуни Л. И.** Влияние неизотермичности на отрыв в плоском диффузоре//Тр. Ленинградского политехнич. ин-та. 1966. № 265. С. 21—23.

5-77. **Солодкин Е. Е., Гиневский А. С.** Турбулентное течение вязкой жидкости в начальных участках осесимметричных и плоских каналов//Труды ЦАГИ. М., 1957. Вып. 701. 56 с.

5-78. **Солодкин Е. Е., Гиневский А. С.** Стабилизированное турбулентное течение вязкой жидкости в плоском диффузорном канале при малых углах раскрытия//Труды БНИ МАП. 1958. Вып. 728. С. 26—39.

5-79. **Солодкин Е. Е., Гиневский А. С.** Турбулентное течение в начальном участке диффузорного канала//Труды БНИ МАП. 1958. Вып. 728. С. 1—25.

5-80. **Солодкин Е. Е., Гиневский А. С.** К вопросу о влиянии начальной неравномерности на характеристики диффузорных каналов// Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 12. С. 168—180.

5-81. **Солодкин Е. Е., Гиневский А. С.** Турбулентное неизотермическое течение вязкого сжимаемого газа в начальных участках осесимметричных и плоских расширяющихся каналов с нулевым градиентом давления//Тепло- и массоперенос. Минск, 1965. Т. I. С. 189—202.

5-82. **Сцилард К. С.** Исследование диффузоров аэродинамических труб больших скоростей//Технические заметки/ЦАГИ. М., 1938. № 160. 35 с.

5-83. **Сэджи, Джонстон.** Конструкция и характеристика двухмерных криволинейных диффузоров//Теорет. основы инж. расч./Тр. Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.). М., 1967. Сер. Д. № 4. С. 23—44.

5-84. **Тананаев А. В.** Гидравлика МГД-машин. М., 1970. 209 с.

5-85. **Тарг С. М.** Основные задачи теории ламинарных течений. М., 1951. 150 с.

5-86. **Таршиш М. С.** О взаимосвязи между потерями при неравномерном установившемся течении жидкости и коэффициентами Кориолиса и Буссинеска//Методы исследований и гидравлических расчетов водосбросных гидротехнических сооружений. Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Л., 1985. С. 61—64.

5-87. **Уайтмен, Рено, Клайн.** Влияние условий входа на характеристики двухмерных дозвуковых диффузоров//Технич. механ./Тр. Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.). М., 1961. Сер. Е. № 3. С. 44—58.

5-88. **Федяевский К. К.** Критический обзор работ по замедленным и ускоренным турбулентным пограничным слоям//Технические заметки/ЦАГИ. 1937. № 158. С. 45—48.

5-89. **Фендриков И. А., Фридлянд В. Я., Янко А. К.** Исследование изменения характеристик конического диффузора от условий потока на входе//Гидромеханика. Республ. межвед. сб./АН УССР. К., 1971. Вып. 17. С. 113—117.

5-90. **Фокс. Клайн.** Режимы течения в криволинейных дозвуковых диффузорах//Технич. механ./Тр. амер. об-ва инж.-механ. (русск. пер.) М., 1962. Сер. Е. № 3. С. 3—19.

5-91. **Франкфурт М. О.** К определению потерь в диффузоре при утончении пограничного слоя с помощью щелевого отсасывания//Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 34—40.

5-92. **Франкфурт М. О.** К оценке потерь в коническом диффузоре с большим углом раскрытия//Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1 (33). С. 168—170.

5-93. **Франкфурт М. О.** Экспериментальное исследование диффузоров с щелевым отсасыванием воздуха из пограничного слоя//Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 41—49.

5-94. **Франкфурт М. О.** Экспериментальное исследование струйных диффузоров//Ученые записки ЦАГИ. 1982. Т. XIII. № 2. С. 78—86.

5-95. **Франкфурт М. О.** Экспериментальное исследование характеристик конических диффузоров с тангенциальным сдувом//Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1 (33). С. 158—168.

5-96. **Фейл.** Система лопаток для дозвуковых диффузоров с очень большими углами раствора//Теорет. основы инж. расчет./Тр. амер. об-ва инж.-механ. (русск. пер.). М., 1964. Сер. Д. № 4. С. 151—158.

5-97. **Чернявский Л. К., Гордеев Н. Н.** Обобщение экспериментальных данных по потерям в прямых диффузорах с постоянным углом раскрытия//Теплоэнергетика. 1985. № 6. С. 75—77.

5-98. **Чернявский Л. К., Гордеев Н. Н.** Обобщение экспериментальных коэффициентов потерь диффузоров, установленных в сети//Теплоэнергетика. 1986. № 10. С. 72—74.

5-99. **Шерстюк А. Н.** Исследование плоских диффузоров с сомкнувшимися пограничными слоями на входе//Турбомашины/Тр. МЭИ. 1980. Вып. 504. С. 52—60.

5-100. **Яньшин Б. И.** Гидравлические характеристики затворов и элементов трубопроводов. М., 1965. 260 с.

5-101. **Ackeret J.** Grenzschichten in geraden und gekrümmten Diffusoren//Intern. Union für theor. und angew. Mechanik. Symposium, Freiburg. 1958. 130 S.

5-102. **Blau F.** Die Verbesserung des hydraulischen Wirkungrades von Diffusoren mit Rechteckprofil und grossen Öffnungswinkel durch Einbau von Leitblechen oder von Kurzdiffusoren//Mitt. Forschungsanst. Schiffahrt. Wasser und Grundbau. Berlin. 1963. № 9. S. 5—48.

5-103. **Bouthier M., Cavaille G.** Etude des écoulements gazeux dans les gaines fortement divergentes//Bull. Centre rech. essais Chatou. 1963. № 4. P. 83—93.

5-104. **Bradshow P.** Performance of a diffuser with fully-developed pipe flow at entry//J. Roy, Aeronatu. Soc. 1963. V. 67. N 635. 733 p.

5-105. **Carlson J. J., Johnston J. P., Sagi C. J.** Effects of wall shape on flow regimes and performance in straight two-dimentional diffusers//Trans. ASME. 1967. V. D89. N 1. P. 151—159.

5-106. **Cerny L. C., Walawender W. P.** The flow of a viscous liquid in a converging tube//Bull. Math. Biophys. 1966. V. 28. N 1. P. 11—24.

5-107. **Cerny L. C., Walawender W. P.** Blood flow in rigid tapered tubes//Amer. J. Physiol. 1966. V. 210. N 2. P. 341—346.

5-108. **Chaturwedi M. C.** Flow characteristics of axisymmetric expansions//J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1963. V. 89. N 3. part I. P. 61—92.

5-109. **Cocanover A. B.** A unified method for predicting the performance of subsonic diffusers of several geometries: Doct. diss. Stanford Univ., 1966. 107 pp.

5-110. **Cockrell D. J., Diamond M. J., Jones C. D.** The diffuser inlet flow parameter//J. of the Roy. Aeronaut. Soc. 1965. V. 69. N 652. P. 275—278.

5-111. **Cockrell D. J., Markland E.** The effects of inlet conditions on incompressible fluid flow through conical diffusers//J. Roy. Aeronaut. Soc. 1962. V. 66. N 613. P. 51—52.

5-112. **Cockrell D. J., Markland E.** A review of incompressible diffuser flow//Aircraft Engrs. 1963. V. 35. N 10. P. 286—292.

5-113. **Dönch T.** Divergente und konvergente turbulente Strömungen mit kleinen Offnungswinkeln//VDI, Forschungsarbeiten. 1929. Heft 282. 70 s.

5-114. **Eiffel G.** Souffleries aerodynamiques//Resumé des principaux travaux executés pendant la guerre au laboratoire aerodynamique. 1918. P. 135—175.

5-115. **Fernholz H.** Eine grenzschichttheoretische Untersuchung optimaler Unterschalldiffusoren//Ingr.—Arch. 1966. Bd. 35. N 3. S. 192—201.

5-116. **Furuya Y., Sato T.** Pressure recovery efficiency of short conical diffusers and fevreghened diffusers//Bull. JSME. 1960. V. 3. XI. N 12. P. 437—443.

5-117. **Gardel A.** Perte de charge dans un étranglement conique//Bull. techn. Suisse romande. 1962. V. 88. N 21. P. 313—320.

5-118. **Gibbings I. C.** Flow in contract ducts//AIAAJ. 1964. V. 2. N 1. P. 191—192.

5-119. **Gibson A.** On the flow of water through pipes and passages having converging or diverging boundaries//Proceedings of the Royal Society. 1910. V. 83. P. 27—37.

5-120. **Gibson A.** On the resistance to flow of water through pipes or passages having diverging boundaries//Transaction of the Royal Society. 1911. V. 48. P. 123—131.

5-121. **Ghose S., Kline S. J.** The computation of optimum pressure recovery in two-dimensional diffusers//Journal of Fluids Engineering. 1978. V. 100, December. P. 419—426.

5-122. **Goldsmith E. L.** The effect of internal contraction initial rate of subsonic diffuser and coil centrebody shape on the pressure recovery of a conical centrebody intake of supersonic speed// Aeronaut. Res. Council. Repts. and Mem. 1962. N 3204. P. 131—140.

5-123. **Hackeschmidt M., Vogelsang E.** Versuche and Austrittsgehase mit neuartigen Diffusoren// Maschinenbautechnik. 1966. Bd. 15. N 5. S. 251—257.

5-124. **Hofmann A.** Die Energieumsetzung in saugrohrähnlicherweiterten Düsen// Mitteilungen. 1931. Heft 4. S. 75—95.

5-125. **Imbach H. E.** Beitrag zur Berechnung von rotationssymetrischen turbulenten Diffusorströmungen// Brown Baveri Mitteilungen. 1964. Bd. 51. N 12. S. 784—802.

5-126. **Jahn K.** Ein Beitrag zum Problem der Siebdiffusoren// Maschinenbautechnik. 1970. Bd. 19. N 2. S. 35—45.

5-127. **Jezowiecka-Kabsch K.** Wpływ ksztaltòw dyfuzorów na wysokość strathydraulicznych// Pr. nauk. Inst. Techn. Cieplnej i aparatury przen. PW, 1971. Sv. 3. 51 s.

5-128. **Johnston J. P.** The effect of inlet conditions on the flow in annular diffusers// C. P. N 178, Memorandum N M. 167. 1953. N 1. P. 21—30.

5-129. **Johnston J. P., Powars Ch. A.** Some effects of inlet blockage and aspect ration on diffusers performance// Trans. ASME. 1969. V. D91. N 3. P. 551—553.

5-130. **Kline S. J.** On the nature of stall// Trans. ASME. 1959. V. 81. S. D. N 3. P. 305—320.

5-131. **Kline S. J., Moore C. A., Cochran D. L.** Wide-angle diffusers of high performance and diffuser flow mechanisms// J. Aeronaut. Sci. 1957. V. 24. N 6. P. 469—470.

5-132. **Kline S. J., Abbott D. E., Fox R. W.** Optimum design of straight-walled diffusers// Trans. ASME, s. D. 1959. V. 81. N 3. P. 321—331.

5-133. **Kmonicêk V.** Scurgerea subsonica in difuzoare conice// Studil si cercetări mec. apl. Acad. RPR. 1961. Sv. 12. N. 2. S. 383—390.

5-134. **Kmonicék V.** Ovliveněni činnosti prostych kuželovych difusori vloženými tělesy// Strojnicky časop. 1963. Sv. 14. N 5. S. 484—498.

5-135. **Kmonicêk V., Hibš M.** Výsledky experimentàlniho a teoretickeho vyzkumu mezikryhových difusorovych kanálu// Láke, probl. ve stavbě spalov. turbin. Praha, SCAU, 1962. S. 371—397.

5-136. **Kubo Toshisuke, Ueda Tatsuhiro.** On the characteristics of divided flow and confluent flow in headers// Bull. JSME. 1969. N 52. P. 138—143.

5-137. **Levin L.,Clermont F.** Etude des pertes de charge singulieres dans les convergents coniques // Le Génie Civil. 1970. V. 146. N 10. P. 11—20.

5-138. **Liepe F.** Experimentalle untersuchungen uber den Einfluss des Dralles auf die Stromung in Schlanken Kegeldiffusoren // Wissenschaft, Zeitschrift der TH. Dresden, 1962. Bd. 8. N 2. S. 330—335.

5-139. **Liepe F., Jahn K.** Untere Wirkungsgrade von Kegel diffusoren // Maschinenbautechnik. 1962. N 11. S. 41—52.

5-140. **Limberg H.** Scurgerea de intrare laminară intr-un canal convergent // Studŭ si ceretâri mec. apl. Acad. RPR. 1961. V. 12. N 1. P. 3—10.

5-141. **Linneken H.** Betrachfungen uber Wirkungsgrade gasdurchströmter Diffusoren // Konstruktion. 1963. Bd. 15. N 7. S. 10—17.

5-142. **Livesey J. L., Turner J. T.** The dependence of diffuser performance upon inlet flow conditions // J. Roy Aeronaut. Soc. 1965. V. 69. N 6159. P. 794—795.

5-143. **Livesey J. L., Hugh T.** Some preliminary results for conical diffusers with high subsonic entry Mach numbers // J. Mech. Engng. Soc. 1966. V. 8. N 4. P. 384—391.

5-144. **Lau W. T. F.** An analytical method for the design of two-dimensional contractions // J. Roy Aeronaut. Soc. 1964. V. 68. N 637. P. 59—62.

5-145. **Markland E., North F.** Performance of conical diffusers up the Choking condition // Proceedings of the Sixth Conference on Fluid Machinery. Budapest, 1979. V. 2. P. 703—713.

5-146. **Mathieson R., Lee R. A.** Diffusers with boundary layer suction // Internat. Assoc. Hydraul. Res. 10th. Congr. London. 1964. V. 4. N 249. P. 81—88.

5-147. **McDonald A. T., Fox R. W.** An expérimental investigation of incompressible flow in conical diffusers // Paper. Amer. Soc. Mech. Engs. 1966. N FE-25. 9 p.

5-148. **McDonald A. T., Fox R. W. Dewoestine R. V.** Effects of swirling inlet flow on pressure recovery in conical diffusers // AIAA Journal, 1971. V. 9. N 10. P. 2014—2018.

5-149. **Naumann.** Efficiency of diffusers on high subsonic speeds // Reports and Transactions. 1946. N 11. A. P. 1—20.

5-150. **Nikuradse I.** Untersuchingen über die Strömungen des Wassers in konvergenten und divergent Kanälen // VDI-Forschungsarbaiten. 1929. Heft 289. 60 s.

5-151. **Patterson G.** Modern diffuser design // Aircraft Eng. 1938. P. 1—5.

5-152. **Peryez S.** Der Einfluss des Diffusorwirkungsgrade auf den Austrittverlust im Dampfturbinen // Brennstoff-Warme-Kraft. 1961. Bd. 13. N 9. S. 9—15.

5-153. **Peters H.** Energieumsetzung in Querschnittserweiterung bei verschiedenen Zulaufbedingungen // Ingenier-Archiv. 1931, N 1, S. 7—29.

5-154. **Pohl K. H.** Strömungverhaltnisse in einen Diffusor mit vorgeschalteten Krümmer // Ingenieur Archiv. 1960. N XXIX. S. 21—28.

5-155. **Polzin J.** Strömungsuntersuchungen an einem ebenen Diffusor // Ingenieur-Archiw. 1940. Heft 5. S. 30—49.

5-156. **Prechter H. P.** Gesichtpunkte zur Auslegung von Diffusoren unter Berücksichtigung neuerer Forschungsergebnisse // Der Maschinenmarkt. 1961. Bd. 13. N 82. S. 31—39.

5-157. **Raghunathan S., Kar S.** Theory and performance of conical diffuser exit duct combinations // Paper, Amer. Soc. Mech. Eng. 1968. V. NWA/FE-45. 8 p.

5-158. **Rao D. M.** A method of flow stabilisation with high pressure recovery in short conical diffussers // Aeronaut. J. 1971. V. 75. N 725. P. 336—339.

5-159. **Rao P. V., Dass H. S.** Design and testing of streamline shapes for axisymmetric diffuser // J. of the Institute of Engineers. India. 1981. V. 62. Prt. ME 2. P. 39—46.

5-160. **Rao D. M., Raju K. N.** The use of splitters for flow control in wide angle conical diffusers // Techn. Note. Nat. Aeronaut. Lab. Bangalore. 1964. N AE-26. 19 p.

5-161. **Rao D. M., Raju K. N.** Experiments on the use of screens and splitters in a wide-angle conical diffuser // Techn. Note Nat. Aeronaut. Lab. Bangalore. 1964. N AE-24. 23 p.

5-162. **Rao P., Samba S., Vyas B. D., Raghunathan S.** Effect of inlet circulation on the performance of subsonic straight conical diffusers // Indian J. Technol. 1971. V. 9. N 4. P. 135—137.

5-163. **Ringleb F. O.** Two-dimensional flow with standing vortexes in ducts and diffusers // Trans. ASME. 1960. V. s. D82. N 4. P. 921—927.

5-164. **Robertson J. M., Fraser H. R.** Separation prediction for conical diffusers // J. of basic/Trans. ASME. 1960. V. 82. s. D. N 1. P. 135—145.

5-165. **Robertson J. M., Fraser H. R.** Investigation of the boundary layer stall in a conical diffuser // Trans. ASME. 1961. V. 81. N 1. P. 35—43.

5-166. **Runstandler P. W., Dean R. C.** Straight channel diffusor performance at high inlet Mach numbers // Paper Amer. Soc. Mech. Eng. 1968. NWA/FE-19. 16 p.

5-167. **Sagi J.** The design and performance of two-dimensional curved subsonic diffusers // Dissert. Abstrs. 1968. V. B. 28. N 7. 286 p.

5-168. **Schlichting H., Gersten K.** Berech nung der Stromung in rotationssymmetrischen Diffusoren mit Hilfe der Grenzschichfteorie // Flugwissenschaft Zeitschrift. 1961. Bd. 9. N 4—5. S. 18—27.

5-169. **Shárán W. Kr.** Improving diffuser performance by artificial means // AJAA Journal. 1972. V. 10. N 8. P. 1105—1106.

5-170. **Siedschlag H. J.** Die Stromung in diffusoren Verschiedener Querschnittsformen // Wiss. Z. Techn. Univ. Dresden. 1963. Bd. 12. N 1. S. 85—96.

5-171. **Sisojev V.** O stepenu korisnog dejstva nadzvuě difozora aerotunela // Tehnika. 1961. Sv. 16. N 3. S. 100—104.

5-172. **Sokwan L.** Vortex phenomena in a conical diffuser // AIAA Journal. 1967. V. 5. N 6. P. 1072—1078.

5-173. **Sprenger H.** Messungen an Diffusoren // ZAMP. 1957. Bd. 7. N 4. S. 372—374.

5-174. **Sprenger H.** Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrummten Diffusoren // Mitt. Inst. Aerodyn. (ETH Zürich), 1959. Bd. 84. N 27. 84 S.

5-175. **Stock H. W.** Compressible turbulent flows in long circular cross-section diffusers of large area ratio // Z. Flugwiss. Weltraumforsch. 1985. Bd. 9. Heft 3. S. 143—155.

5-176. **Stull F. D., Velkoff H. R.** Effects of tranverse ribs on pressure recovery, in two-dimensional subsonic diffusers // AIAA Paper. 1972. N 1141. 11 p.

5-177. **Squire H. B.** Experiments on conical diffuser // Reports and Memoranda. 1950. N 2751, P. 41—60.

5-178. **Stevens S. G., Markland E.** The effect of inlet conditions on the performance of two annular diffusers // Paper Amer. Soc. Mech. Eng. 1968. NWA/FE-38. 15 p.

5-179. **Stratford B. S., Tubbs H.** The maximum pressure rise attainable in subsonic diffusers // J. Roy. Aeronaut. Soc. 1965. V. 69. N 652. P. 275—278.

5-180. **Szablewski W.** Turbulente Stromungen in divergenten kanalen Mittlerer und starker Druckanstieg // Ingr. Arch. 1954. Bd. 22. N 4. S. 268—281.

5-181. **Winter H.** Strömungsverhältnisse in einem Diffusor mit vorgeschalteten Krummer // Maschinenbau und Wärmenwirtschaft. 1953. Heft 2. S. 38—49.

5-182. **Winternitz F. A. L., Ramsay W. J.** Effect of inlet boundary layer on pressure recovery, energy conversion and losses in conical diffusers // J. Roy. Aeronaut. Soc. 1957. V. 61. N 554. P. 15—23.

5-183. **Wolf S., Johnston J. P.** Effects of nonuniform inlet velocity profiles on flow regimes and performance in two-dimensional diffusers // Paper Amer. Soc. Mech. Eng. 1969. NWA/FE-25. 13 p.

5-184. **Wu J. H. T.** On a two-dimensional perforated intake diffuser // Aerospace Engng. 1962. V. 21. VII. N 7. P. 13—19.

5-185. **Van Dewoestine R. V., Fox R. W.** An experimental investigation on the effect of subsonic inlet Mach number on the performance of conical diffusers // Intern. J. Mech. Sci. 1966. V. 8. N 12. P. 759—769.

5-186. **Villeneuve F.** Contribution a l'etude de l'ecoulement dans on diffuseur á six degrés // Publ. scient. et techn Minist. air. 1963. N 397. 69 p.

ШЕСТОЙ РАЗДЕЛ

6-1. **Абрамович Г. Н.** Аэродинамика местных сопротивлений // Промышленная аэродинамика. М., 1935. Вып. 211. С. 65—150.

6-2. **Агурейкин С. С., Сподыряк Н. Т., Устименко Б. П.** Экспериментальное исследование гидродинамики турбулентного потока в криволинейных каналах // Пробл. теплоэнерг. и прикл. теплофиз. Алма-Ата, 1969. Вып. 5. С. 35—45.

6-3. **Аронов И. З.** Теплообмен и гидравлическое сопротивление в изогнутых трубах: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1950. 130 с.

6-4. **Аронов И. З.** О гидравлическом подобии при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках // Изв. вузов. Энергетика. 1962. № 4. С. 52—59.

6-5. **Баулин К. К., Идельчик И. Е.** Экспериментальное исследование течения воздуха в коленах // Технические заметки/ЦАГИ. 1934. № 23. 24 с.

6-6. **Беркутов И. С., Рахматулин Ш. И.** Опыт снижения гидравлических сопротивлений изогнутых каналов // Нефтяное хоз-во. 1964. № 1. С. 46—47.

6-7. **Волков В. Г., Хорун С. П., Яковлев А. И.** Гидравлическое сопротивление плоских каналов с обратным симметричным поворотом // Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. Харьков. 1972. Вып. 1. С. 98—105.

6-8. **Гольденберг И. З.** Исследование поля осевой составляющей скорости потока в судовом трубопроводе за отводом // Труды Калининградского техн. ин-та рыбной пром-ти и хоз-ва. 1970. Вып. 22. С. 125—134.

6-9. **Гольденберг И. З., Умбрасас М.—Р.А.** Связь гидравлических потерь со скоростью вторичного течения в отводах трубопроводов // Тр. Калининградского техн. ин-та рыбной пром-сти и хоз-ва. 1975. Вып. 58. С. 36—42.

6-10. **Гольденберг И. З.** Экспериментальное исследование влияния взаимодействия поворотов потока на гидравлические потери в напорных каналах // Труды Калининградского техн. ин-та рыбной пром-ти и хоз-ва. 1966. Вып. 19. С. 29—34.

6-11. **Гонцов Н. Г., Маринова О. А., Тананаев А. В.** Турбулентное течение на участке поворота круглой трубы // Гидротехническое строительство. 1984. № 12. С. 24—28.

6-12. **Дементьев К. В., Аронов И. З.** Гидродинамика и теплообмен в криволинейных каналах прямоугольного сечения // Инж.-физ. ж-л. 1978. Т. 34. № 6. С. 994—1000.

6-13. **Зубов В. П.** Исследование потерь давления в тройниках при делении и соединении потоков: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1978. 165 с.

6-14. **Иванов К. Ф., Финодеев О. В.** О некоторых особенностях процесса стабилизации потока за поворотом // Изв. вузов. Энергетика. 1987. №3. С. 111—114.

6-15. **Идельчик И. Е.** Направляющие лопатки в коленах аэродинамических труб // Технические заметки/ЦАГИ. 1936. № 133. 35 с.

6-16. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

6-17. **Идельчик И. Е.** К вопросу о влиянии числа Re и шероховатости на сопротивление изогнутых каналов // Промышленная аэродинамика. М., 1953. Сб. № 4. С. 177—194.

6-18. **Идельчик И. Е.** О режиме отрывных течений в фасонных частях трубопроводов // Теплогазоснабжение и вентиляция. Киев, 1966. С. 43—49.

6-19. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** Гидравлическое сопротивление кольцевых поворотов на 180° // Теплоэнергетика, 1968. № 4. С. 87—90.

6-20. **Ито, Нанбу.** Течение во вращающихся прямых трубах круглого поперечного сечения // Теорет. основы инж. расчетов/ Труды Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.) М., 1971. № 3. С. 46—56.

6-21. **Казаченко В. С.** Местные сопротивления прямоугольных колен // Водоснабжение и санитарная техника. 1962. № 2. С. 7—11.

6-22. **Камерштейн А. Г., Карев В. Н.** Исследование гидравлического сопротивления гнутых, сварных, крутозагнутых и складчатых колен компенсаторов // Тр. ВНИИСтройнефть и МИИГС. 1956. С. 52—59.

6-23. **Карпов А. И.** Сопротивление колен с малым радиусом закругления в условиях пневмотранспорта // Изв. вузов. Энергетика. 1962. № 8. С. 93—95.

6-24. **Квитковский Ю. В.** Гидравлическое сопротивление плавноизогнутых труб // Труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. 1963. Вып. 176. С. 61—63.

6-25. **Клячко Л. С.** Уточнение метода теоретического определения коэффициентов сопротивления отводов различного профиля // Труды научной сессии ЛИОТ. Л., 1955. Вып. 1. С. 79—137.

6-26. **Клячко Л. С., Макаренкова Т. Г., Пустошная В. Ф.** Обобщенные формулы для определения коэффициентов сопротивления произвольных сочетаний узлов из отводов в вентиляционных сетях // Вопросы проектирования и монтажа сан.-техн. систем/Тр. ВНИИГС. Л., 1980. С. 3—8.

6-27. **Кошелев И. И., Эскин Н. Б., Абрютина Н. В.** О гидравлическом сопротивлении изогнутых труб малого диаметра из нержавеющей стали при изотермическом течении жидкости // Изв. вузов. Энергетика. 1967. № 2. С. 64—69.

6-28. **Мазуров Д. Я., Захаров Г.В.** Исследование некоторых вопросов аэродинамики трубных змеевиков // Теплоэнергетика. 1969. № 2. С. 39—42.

6-29. **Максименко А. В.** К вопросу об учете взаимного влияния фасонных частей при гидравлическом расчете систем вентиляции // Судостроение. 1959. № 8. С. 35—40.

6-30. **Мигай В. К., Гудков Э. И.** Некоторые способы уменьшения потерь в элементах котельных газовоздухопроводов // Труды ЦКТИ. 1971. Вып. 110. С. 40—46.

6-31. **Некрасов Б. Б.** Гидравлика. М., 1954. 290 с.

6-32. **Новиков М. Д.** Аэродинамическое сопротивление сдвоенных поворотов газовоздухопроводов котлов // Труды ЦКТИ. 1971. Вып. 110. С. 53—60.

6-33. **Параска Д. И.** Методика улучшения гидравлических характеристик изогнутых напорных каналов на основе визуализации потоков двулучепреломляющей жидкости: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1982. 146 с.

6-34. **Пермяков Б. А.** Влияние числа витков на аэродинамику змеевиков из спирально-изогнутых труб // Промышленная теплотехника. Киев. 1984. Т. 6. № 2. С. 21—22.

6-35. **Полоцкий Н.Д.** О возникновении вторичных потоков при движении жидкости по изогнутому каналу // Труды Всес. н.-и. ин-та гидромашиностр. 1961. Вып. 29. С. 60—70.

6-36. **Промышленная** аэродинамика. М., 1956. Сб. № 7. 154 с.

6-37. **Рихтер Л. А.** Тяга и дутье на тепловых электростанциях. М., 1962. 200 с.

6-38. **Розовский И. Л.** Движение воды на повороте открытого русла/АН УССР. Киев, 1957. С. 41—47.

6-39. **Татарчук Г. Т.** Сопротивление прямоугольных отводов // Вопросы отопления и вентиляции/Труды ЦНИИПС.1951. С. 17—28.

6-40. **Топунов А. М., Рубцов Ю. В., Измайлович В. В.** Снижение гидравлических сопротивлений в элементах газовоздуховодов энергетических установок // Теплоэнергетика. 1981. № 11. С. 43—46.

6-41. **Трофимович В. В.** Потери энергии при турбулентном движении жидкости в отводах // Сан. техника. Киев. 1967. Вып. 5. С. 156—164.

6-42. **Ульянов И. Е., Крумилина Н. Н., Вокар Н. В.** Проектирование воздуховодов самолетных силовых установок. М., 1979. 96 с.

6-43. **Умбрасас М.—Р. А., Гольденберг И. З.** Влияние шероховатости на величину гидравлических потерь в отводах // Гидравлика, гидротранспорт рыбы и его технические средства/Тр. КТИРПиХ, Калининград, 1977. Вып. 69. С. 62—69.

6-44. **Умбрасас М.—Р. А.** Оценка безотказности судовых трубопроводов, включающих сочетания отводов, при проектировании систем морской воды: Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь, 1984. 155 с.

6-45. **Хескестад.** Течение в плоском прямоугольном колене // Теоретические основы инженерных расчетов/Тр. Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.). М., 1971. № 3. С. 86—97.

6-46. **Ханжонков В. И., Талиев В. Н.** Уменьшение сопротивления квадратных отводов направляющими лопатками // Технические отчеты/БНТ МАП. 1947. № 110. 16 с.

6-47. **Ханжонков В. И.** Аэродинамическое сопротивление плоских каналов с обратным симметричным поворотом // Промышленная аэродинамика. М., 1962. Вып. 21. С. 151—166.

6-48. **Щукин В. К.** Режимы течения и гидравлическое сопротивление радиальных вращающихся каналов // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1980. № 3. С. 152—159.

6-49. **Щукин В. К.** Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М., 1970. 331 с.

6-50. **Юдин Е. Я.** Колена с тонкими направляющими лопатками // Промышленная аэродинамика. М., 1956. № 7. С. 55—80.

6-51. **Adler M.** Strömung in gekrümmten Rohren // Z. angew. Math. Mech. 1934. Bd. 14. S. 30—50.

6-52. **Ajukawa K.** Pressure drop in the hydraulic conveyance of solid materials through a bend in vertical plane // Bull. of JSME 1969. V. 12. № 54. 57 p.

6-53. **Bambach.** Plötzliche Umlenkung (Stoss) von Wasser in geschlossenen unter Druck durchströmten Kanälen // VDI. 1930. Heft 327. S. 1—60.

6-54. **Benson R. S., Wollatt D.** Compressible flow loss coefficients at bends and T-junctions // Engineer. 1966. V. 221. № 5740. P. 70—85.

6-55. **Blenke M., Bohner K., Mirner W.** Drucklust bei der 180°—Stromungsumlenkung in Schlaufenreaktor // Verfarenstechnik. 1969. Bd. 3. № 10. S. 444—452.

6.56. **Chun Sik Lee.** Stromungeswiderstände in 90° — Rohrkrummern // Gesundheits-Ingenieur. 1969. Heft 1. S. 12—15.

6-57. **Cros Ph., Pernes P.** Etude des pertes de charge singulieres dans les coudes brusques a 90° en polychlorure divinyle // Bull. techn. génie rural. 1971. № 111. I—VII. P. 1—33.

6-58. **Conn H. G., Colborne N. G., Brown W. G.** Pressure losses in 4-inch diameter galvanized metal duct and fittings // Heating, piping and air conditioning. 1953. N 1. P. 30—35.

6-59. **Decock P., Pay A.** Mesure des pertes de charge localisus dans des accessoires de tuyauterie-coudes arrondis de 90° (cuivre type a souder) // Chaleur et climats. 1969. Bd. 34. № 398. P. 27—31.

6-60. **Eastwood W., Sarginson E. J.** The effect of a transition curve on the loss of head at a bend in a pipeline // Proc. Instn. Civil Engrs. 1960. V. 16. № 6. P. 129—142.

6-61. **Fritzsche** und Richter H. Beitrag zur Kenntnis des Strömungswiderstandes gekrümmter rauher Rohrleitung // Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. 1933. Bd. 4. № 6. S. 40—90.

6-62. **Haase D.** Strömung in einem 90°-Knie // Ingr-Arch. 1954. Bd. 22. № 4. S. 282—292.

6-63. **Hassoon H. M.** Pressure drop in 180° pipe bends // Building Services Engn. Research and Technologia. 1982. V. 3. № 2. P. 70—74.

6-64. **Hofmann A.** Der Verlust in 90°—Rohrkrümmern mit gleichbleiben—den Kreisquerschnitt // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts des Technischen Hochschule. München. 1929. Heft 3. S. 36—45.

6-65. **Iguchi M., Ohmi M., Nakajima H.** Loss coefficient of screw elbows in pulsative flow // Bull. of JSME. 1984. V. 27. № 234. P. 2722—2729.

6-66. **Ito H.** Friction factors for turbulent flow in curved pipes // Trans. ASME. 1959. V. D81. № 2. P. 123—132.

6-67. **Ito H.** // Trans. of the JSME. 1963. 3. Ser. D. 82—1. P. 131—136.

6-68. **Ito H., Imai K.** Pressure losses in vaned elbows of a circular cross section // Trans. ASME. 1966. V. D88. № 3. P. 684—685.

6-69. **Jung R., Gummersbach.** Die Stromungeverluste in 90°-Umlenkungen beim pneumatischen Staubtransport // Brennstoff-Warme-Kraft. 1967. Bd. 19. № 9. S. 430—435.

6-70. **Kamiyama S.** Theory on the flow through bends with turning vanes // Sci. Repts Res. Inst. Tohoku Univ. Ser. B. High Speed Mech. 1969. № 20. P. 1—14.

6-71. **Kirchbach.** Der Energieverlust in Kniestucken // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der TE Technischen Hochschule. München. 1929. Heft 3. S. 25—35.

6-72. **Markowski M.** Współczynniki oporów przeplywu dwufazowego czynnika przez luki przenolników powietrznych // Arch. budowy maszyn. 1967. T. 14. N 2. S. 339—370.

6-73. **Machne G.** Perdite di carico prodotte da curve isolate con cambiamento di diresione di 90° in tubozioni a serione circolare costante in moto turb lento // Techn. ital. 1957. V. 22. N 2. P. 77—91.

6-74. **Morikawa L.** Druckverlust in pneumatischen Förderungen von körnigen Gütern bei grossen Gutbelaugen // Bull. of JSME. 1968. Bd. 11. N 45. S. 469—477.

6-75. **Morimune T., Hirayama N., Maeda T.** Study of compressible high speed gas flow in piping system // Bulletin of JSME. 1980. V. 23. N 186. P. 1997—2012.

6-76. **Murakami M., Shimuzu Y., Shiragami H.** Studies on fluid flow in three-dimensional bend conduits // Bull, JSME. 1969. V. 12. N 54. P. 1369—1379.

6-77. **Nippert H.** Über den Strömungsverlust in gekrümmten Kanälen, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens // VDI. 1929. Heft 320. 85 S.

6-78. **Padmarajaiah T. P.** Pressure lossen in 90° — bends in the region of turbulent flow // J. Instn. Engrs. (India)/Civil Engng Div. 1964. V. 45. Part I. N 1. P. 103—111.

6-79. **Richter H.** Der Druckabfall in gekrümmten glatten Rohrleitungen, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens // VDI. 1930. Heft 338. S. 30—47.

6-80. **Richter H.** Rohrhydraulik. Berlin. 1954. 328 s.

6-81. **Schubart.** Der Verlust in Kniestücken bei glatter und rauher Wandung // Mitteilungen des Hydraulischen Inst. der Technischen Hochschule. München. 1929. Heft 3. S. 13—25.

6-82. **Sharma H. D., Varshney D. V., Chaturvedi R. N.** Energy loss characteristics in closed conduit bends (an air model study) // Proc. 42nd Annu. Res. Sess. Madras, 1972. V. 2B. P. 11—18.

6-83. **Shimizu Y., Sugino K.** Hydraulic losses and flow patterns of a swirling flow in U-bends // Bulletin of the JSME. 1980. V. 23. N 183. P. 1443—1450.

6-84. **Shiragami N., Inoue I.** Pressure losses in square section bends. // J. of chemical Eng. of Japan. 1981. V. 14. N 3. P. 173—177.

6-85. **Smith A. T., Ward.** The flow and pressure losses in smooth pipe bends of constant cross section // J. Roy. Aeronaut. Soc. 1963. V. 67. N 631. P. 437—447.

6-86. **Spalding.** Versuche über den Strömungsver lust in gekrümmten Leitungen // VDI. 1933. N 6. S. 1—17.

6-87. **Spychala F.** Versuche zur Ermittlung von Druckverlusten in Rohrleitungen und Formstücken von Lüftungsanlagen // Schiffbauforschung. 1968. Bd. 7. N 5—6. S. 216—222.

6-88. **Sprenger H.** Druckverluste in 90° — Krummern für Rechteckrohre // Schweizerische Bauzeitung (SBZ). 1969. Bd. 87. N 13. S. 223—231.

6-89. **Takami T., Sudou K.** Flow through curved piped with elliptic sections // Bulletin of JSME. 1984. V. 27. N 228. P. 1176—1181.

6-90. **Vuskovic G.** Der Strömungswiderstand von Formstücken für Gasroh leitungen (Fittings) // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule. München. 1939. Heft 9. S. 30—43.

6-91. **Wasilewski J.** Verluste in glatten Rohrkümmern mit kreisrunden Querschnitt bei weniger als 90° — Ablenkung // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule. München. 1932. Heft 5. S. 18—25.

6-92. **Weisbach J.** Lehrbuch der Ingenieur und Maschinenmechanik, II Aufl., 1850 u. Experimentalhydraulik, 1855. 320 s.

6-93. **Werszko D.** Badania ilościowego wpływu chropowatości i liczby Reynoldsa nu współczynnik strat hydrauliznych 90° krzywakow kolowych // Lesz. nauk. Politechn. wroclawski. 1968. N 173. S. 57—78.

6-94. **Wolf S., Huntz D. M.** Losses in a compact 180-deg. return flow passage as a function of Reynolds number // Trans. ASME. 1970. V. D92. N 1. P. 193—194.

6-95. **White C. M.** Streamline flow through curved pipes // Proc. Roy. Soc. Lond. (A), 1929. V. 123. P. 20—31.

СЕДЬМОЙ РАЗДЕЛ

7-1. **Асланьян О. И., Гольденберг И. З., Зюбан В. А. и др.** Исследование полей осевых скоростей в приточных тройниках // Изв. вузов. Энергетика. 1987. № 11. С. 110—116.

7-2. **Бездеткина Э. В.** Особенность работы нормализованных тройников в производственных условиях // Науч. труды по санитарной технике. Волгоград, 1971. Вып. III. С. 83—88.

7-3. **Василевский В. П.** Определение коэффициентов сопротивления при слиянии двух потоков с разными скоростями методом теории турбулентных струй // Технич. прогресс в проектировании и эксплуатации водных путей и гидротехнических сооружений. Л., 1983. Вып. 176. С. 15—19.

7-4. **Гусев В. М., Ринас Ф. Р.** Исследование спаренной установки стандартных тройников с дроссель-шайбой // Исследование в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха/Сб. тр. ЛИСИ, 1975. № 110. С. 18—26.

7-5. **Дашкиев Ю. Г., Полупан Г. П.** Гидравлическое сопротивление раздающих и собирающих тройников типа $F_c = F_п - F_б - F_{ст}$ // Теплоэнергетика. 1983. № 7. С. 44—46.

7-6. **Дергачев Б. А.** Случаи увеличения полного напора при установившемся движении реальной жидкости // Сб. научно-методич. статей по гидравлике. М., 1980. Вып. 3. С. 64—69.

7.7. **Дергачев Б. А.** Уравнение баланса удельной энергии в случае разделения напорного потока жидкости // Труды Ленинградского политехн. ин-та. 1973. № 333. С. 76—79.

7-8. **Зубов В. П.** Исследование потерь давления в тройниках при делении и соединении потоков: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1978. 165 с.

7-9. **Зубов В. П.** О сопротивлении обыкновенного тройника при соединении потоков // Вопросы гидравлики/Сб. тр. МИСИ. 1974. № 124. С. 55—60.

7-10. **Зубов В. П.** Физический смысл коэффициентов сопротивления тройников при соединении потоков жидкости // Стр-во и арх./ ВНИИИС. 1981. № 5. С. 25 с.

7-11. **Зубов В. П., Дроздов Е. В.** Исследование зависимости коэффициентов сопротивления

тройников от числа Рейнольдса // Гидравлика лопаточных машин и общая механика/Тр. ВПИ. Воронеж, 1974. С. 107—112.

7-12. **Зубов В. П., Дроздов Е. В., Курганов А. М.** Об отрицательном коэффициенте сопротивления при делении потоков // Межвузовский сб. трудов ЛИСИ. Л., 1976. № 5. С. 56—62.

7-13. **Зусманович В. М.** Сопротивление тройников сточных газоводопроводных труб // Вопросы отопления и вентиляции. М., 1953. С. 10—30.

7-14. **Зюбан В. А., Гольденберг И. З.** Исследование потерь напора в приточных тройниках. Справочно-информац. фонд НИИЭинформэнергомаш, № 177ЭМ-Д83, 15 с. «Библ. указатель ВИНИТИ—депониров. н.-р.», 1983, № 80 (144). С. 130.

7-15. **Идельчик И. Е.** Аэрогидродинамика технологических аппаратов. М., 1983. 350 с.

7.16. **Идельчик И. Е.** Аэродинамика промышленных аппаратов. М. 1964. 289 с.

7-17. Идельчик И. Е. К определению гидравлического сопротивления участков с разделением и слиянием двухфазных (многофазных) несжимаемых потоков // Известия вузов. Энергетика. 1975. № 7. С. 94—102.

7-18. **Идельчик И. Е.** Формулы расчета раздачи потока вдоль контактных, фильтрующих и других аппаратов и коллекторов *Z*-образной формы // Теоретические основы химической технологии. 1970. Т. 6. № 2. С. 253—260.

7-19. **Идельчик И. Е., Штейнберг М. О.** К вопросу о методах расчета распределения потока вдоль каналов с путевым расходом // Теор. основы химической технологии. 1972. Т. 6. № 4. С. 603—610.

7-20. **Киселев П. Г.** О величине потерянного напора при слиянии потоков // Вопросы гидравлики и водоснабжения/МИСИ. М., 1980. Сб. № 174. С. 5—9.

7-21. **Клячко Л. С., Успенская Л. Б.** Расчетные формулы для нормализованных вентиляционных тройников и узлов ответвления индустриальных конструкций воздуховодов // Труды ВНИИГСа. 1970. Вып. 28. С. 25—45.

7-22. **Клячко Л. С., Пустошная В. Ф.** Исследование влияния некоторых конструктивных элементов прямоугольных тройников на их аэродинамические характеристики // Труды ВНИИГСа. 1970. Вып. 28. С. 46—53.

7-23. **Кожевникова Е. Н.** Перемешивание жидкостей в трубопроводах при различных способах подачи примеси: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1983. 168 с.

7-24. **Кожевникова Е. Н., Локтионова Е. А.** Потери напора при соединении двух потоков // Тр. ЛПИ. 1984. № 401. С. 43—46.

7-25. **Кривицкая Н. А.** Исследование равномерности распределения приточного воздуха из индустриальных воздуховодов постоянного сечения с дисковыми плафонами: дисс.... канд. техн. наук/Белорус. политехн. ин-т. Минск. 1972. 148 с.

7-26. **Кузменко Л. М.** Обобщение формулы Борда—Карно на случай смешения двух потоков с неравномерным скоростным полем // Гидромеханика. Республ. межвуз. сб. АН УССР. Киев, 1979. Вып. 40. С. 39—43.

7-27. **Левин С. Р.** Гидравлическое сопротивление сварных крестовин и тройников // Водоснабжение и сантехника. 1961. № 4. С. 10—13.

7-28. **Левин С. Р.** Деление потоков в трубопроводах // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1948. № 1. (3). С. 86—103.

7-29. **Левин С. Р.** Новый метод теоретического определения гидравлических сопротивлений при смешении потока в трубопроводах // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1955. № 6. С. 119—140.

7-30. **Левин С. Р.** Смешение потоков в крестообразных соединениях трубопроводов // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1954. № 5. С. 80—95.

7-31. **Левин С. Р.** Сопротивление тройников вытяжных воздуховодов // Отопление и вентиляция. 1940. № 10—11. С. 5—10.

7-32. **Левин С. Р.** Соударение потоков несжимаемой жидкости в трубопроводах // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1958. № 8. С. 89—103.

7-33. **Любанов В., Чакъров Т.** Обобщено течение на Мазес // Теоретична и приложно механика/Болгарска Акад. на Науките. 1980. № 2. С. 54—57.

7-34. **Нейков О. Д., Алексеев А. Г., Коваль В. И.** Местные сопротивления и турбулентность при слиянии и разделении воздушных потоков // Труды н.-и. ин-та по вентиляции и очистке воздуха на горнорудн. пред., 1969. Вып. 5. С. 37—45.

7-35. **Неймарк Л. И.** Исследование сопротивления тройников высокоскоростных приточных систем кондиционирования воздуха // Кондиционирование воздуха/Труды н.-и. инж. сан.-техн. 1966. Вып. 18. С. 139—150.

7-36. **Петров Г. А.** Гидравлика переменной массы (Движение жидкости с изменением расхода вдоль пути). Харьков, 1964. 224 с.

7-37. **Прузнер А. С.** Сопротивление тройников при работе на нагнетании // Современные вопросы вентиляции. М., 1941. С. 41—60.

7-38. **Рекин А. Д.** Гидравлическое сопротивление при разделении потока жидкости по двум параллельным каналам с произвольным соотношением расходов // Инж.-физ. ж-л. 1981. Т. 11. № 5. С. 842—847.

7-39. **Секундов А. Н.** Универсальная связь между потерями, турбулизацией и смешением в цилиндрическом канале // Турбулентные струйные течения. Таллин, 1982. С. 104—108.

7-40. **Сосин М. Л., Неймарк Л. И.** Аэродинамические характеристики прямых приточных крестовин // Исслед., расчет, проектиро-

вание сан.-техн. систем/АН СССР. М., 1970. Вып. 2. 150 с.

7-41. **Талиев В. Н.** Аэродинамика вентиляции. М., 1979. 295 с.

7-42. **Талиев В. Н.** Потери давления в воздуховоде при делении потока на два разнонаправленных потока//Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1983. № 5. С. 100—102.

7-43. **Талиев В. Н.** Расчет местных сопротивлений тройников. М., 1952. 35 с.

7-44. **Талиев В. Н., Татарчук Г. Т.** Сопротивление прямоугольных тройников // Вопросы отопления и вентиляции. М., 1951. С. 50—80.

7-45. **Татарчук Г. Т.** Местные сопротивления чугунных крестовин // Вопросы отопления и вентиляции. М., 1956. С. 31—45.

7-46. **Терентьев Н. И.** Исследования взаимного влияния тройников и отводов на местные потери давления в трубопроводах центральных насосных установок. М., 1971 (Труды ЦНИИ МПС). Вып. 453. С. 40--47.

7-47. **Ульянов И. Е., Крумилина Н. Н., Вокарь Н. В.** Проектирование воздуховодов самолетных силовых установок. М., 1979. 96 с.

7-48. **Успенская Л. Б.** Коэффициент сопротивления нормализованных вентиляционных тройников на всасывающих воздуховодах // Водоснабжение и санитарная техника. 1963. № 2. С. 10—15.

7-49. **Цаль Р. Я., Чечик Е. Н.** Вычислительные машины в расчетах санитарно-технических систем. Киев, 1968. 143 с.

7-50. **Штейнберг М. О., Идельчик И. Е.** Исследование гидравлического сопротивления коллекторов переменного сечения газоочистных и других сооружений // Промышленная и санитарная очистка газов. 1973. № 2. С. 1-5.

7-51. **Boyar R. E., Brown W. K., Jr., Nguеyn M. D.** Friction loss characteristics of branch duct fittings with a fixed duct configuration // Trans. ASHRAE. New York, 1966. V. 72. Part 1. P. 346—357.

7-52. **Forney L. J., Lee H. C.** Optimum dimensions for pipeline mixing at a T-Junction // AIChE J. 1982. V. 28. N 6. P. 980—987.

7-53. **Franke P.** Die zusatzlichen Verluste bei der Vereinigung von zwei Wasserströmen in einem gemeinsamen steigschacht // VDI — Zeitschrift. 1955. Bd. 97. N 24. S. 841—843.

7-54. **Gardel A.** Les pertes de charge dans les branchements en Té des conduites de section circulaire // Bulletin tecnique de la suisse romande. 1970. N 25. P. 363—391.

7-55. **Łaggenmiller K.** Beitrag zur strömungs- und festigkeitsgünstigen Ausbildung von Abzweigen und Beileitungen. 1973. 133 s.

7-56. **Ito H., Sato M., Oka K.** Complete characteristics of energy losses due to division and combination of flow at a sorewed tee // Trans. of the Japan SME. 1978. V. 44. N 387. P. 3902—3907.

7-57. **Ito H., Sato M., Oka K.** Energy losses due to division and combination of flow at 90° wyes // Trans. of the JSME. 1984. S. B. V. 50. N 450. P. 342—349.

7-58. **Iwanami S., Suu Tetsuo, Kato Hiroshi.** Study on flow characteristics in right-angled pipe fittings. Ist. rept. On case of mater flow // Bull. JSME. 1969. V. 12. N 53. P. 1041—1050.

7-59. **Kališ J.** Hydraulické ztráty v odbočnicich rozdělovacich potrubi vodnich elektráren // Vodohospod. časop. 1964. Sv. 12. No 1. S. 48—77.

7-60. **Kinne E.** Der Verlust in 60° Rohrverzweigungen // Mitteilun gen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule. München. 1931. Heft 4. S. 90—105.

7-61. **Konzo S.** Investigation of the pressure losses of takeoffs for extended-plenun type air conditioning duct systems // University of Illinois bullétin. 1953. N 415. P. 110—116.

7-62. **Kramer K.** Der Druckabfall in einen laminar durchaströmten regelmäsig verzweigten Rohrleitungssystem mit Anwendung auf den Blutkreislauf des Menschen // Arch. Kreislaufforsch. 1967. Bd. 52. N. 1—2. S. 79—95.

7-63. **Kubo Toshisuke, Ueda Tatsuhiro.** On the characteristics of divided flow and confluent flow in headers // Bull JSME, 1969. V. 12. N 52. S. 802—809.

7-64. **Lakshmana, Rao N. S.** Pressure losses at pipe trifurcations // Water Power. 1969. V. 21. N. 8. P. 309—313.

7-65. **Marchetti M., Noseda G.** Perdite di carico nelle biforcazioni simmetriche a diametro costante, delle condotte forzate // Energia elletr. 1960. V. 37. N 4. P. 289—301.

7-66. **Petermann F.** Der Verlust in schiefwinkligen Rohrverzweigungen // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts des Technischen Hochschule. München, 1929. Heft 3. S. 100—120.

7-67. **Platzer B.** Berechung von Druckverlusbeiwerten in rechtwinkligen Kreuzverzweigungen // Luft-und Kälte-Technik. 1982. V. 18. N 4. S. 219—220, 239, 240.

7-68. **Price J. T.** Chimney flow improvement // Power Engineering. 1967. September. P. 52—55.

7-69. **Rao N. S., Lakshmana, Rao B.C.S., Ramaswamy R. I.** Pressure losses at trifurcations in closed conduits // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1967. V. 93. N 3. P. 51—64.

7-70. **Rao B.C.S., Lakshmana R.N.S., Shivaswamy M. S.** Distribution of energy losses at conduit trifurcations // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1968. V. 94. N 6. P. 1363—1374.

7-71. **Rao P. V., Sharma S.N.P.** Energy loss at abrupt pipetrifurcations // Univ. Roorkee Res. J. 1968. V. 10. N 3—4. Part 1. P. 43—53.

7-72. **Ruus E.** Head losses in wyes and manifolds // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civ. Eng. 1970. V. 96. N 3. P. 593—608.

7-73. **Spielbauer M.** Die spezifischen astwiderstände von Rohrverweigungen und ihre

Bedeutung für die Entegration der Leistungsverluste sowie für die Quershnittsoptimiezung // Bautechnik. 1963. Bd. 40. N 1. S. 19—26.

7-74. **Spychala F.** Versuche zur ermittlung von Druckverlusten in Rohrleitungen und Formstücken von Luftungsanlagen // Schifflauforschung. 1968. Bd. 7. N 5—6. S. 216—222.

7-75. **Shisholm D.** Calculate pressure losses in bends and tees during steamwater flow // Engng and Boiler House Rev. 1967. V. 82. N 8. P. 235—237.

7-76. **Tsao S., Rodgers W.** Numerical solutions of transients in pneumatic networks. Part 3. Network problems with branching // Trans. ASME. 1969. V.E. 36. N 3. P. 594—597.

7-77. **Turton R. K.** Design of slurry distribution manifolds // The Engineer Technical Contributors Section. 1966. April, 29. P. 641—643.

7-78. **Vogel C.** Untersuchungen über den Verlust in rechtwinkligen Rohrverzweigungen // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule. München. 1926. Heft 1, 1928. Heft 2. S. 85—105.

7-79. **Williamson J., Rhone T. J.** Dividing flow in branches and Wyes // J. of the hydraulics division. 1973. May. P. 747—769.

ВОСЬМОЙ РАЗДЕЛ

8-1. **Альтшуль А. Д., Краснов Н. С.** К расчету влияния загрязнений на гидравлическое сопротивление сеток с квадратными ячейками // Движение однородных и неоднородных жидкостей / Труды МИСИ им. В. В. Куйбышева. М., 1968. Вып. 2. № 55. С. 70—75.

8-2. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М., 1970. 216 с.

8-3. **Аэров М. Э., Тодес О. М.** Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. М., 1968. 510 с.

8-4. **Аэров М. Э., Тодес О. М., Наринский Д. А.** Аппараты со стационарным зернистым слоем. М., 1979. 175 с.

8-5. **Басовская А. А., Рейсиг В. А.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в микросопловых решетках // Инж.-физ. ж-л. 1980. Т. 39. № 5. С. 798—801.

8-6. **Басовская А. А., Рейсиг В. А.** Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при протекании воздуха через проволочную решетку // Инж.-физ. ж-л. 1977. Т. 33. № 4. С. 734—739.

8-7. **Белов С. В.** Пористые материалы в машиностроении. М., 1981. 184 с.

8-8. **Бернштейн Р. С., Померанцев В. В., Шагалова С. Л.** Обобщенный метод расчета аэродинамического сопротивления загруженных сечений // Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах. М., 1958. С. 267—289.

8-9. **Воскресенский А. К., Обливин А. Н., Сагаль С. З.** Гидродинамические характеристики пористых тел // Вопросы теплопередачи / Тр. Московского лесотехнического ин-та. 1981. Вып. 130. С. 5—21.

8-10. **Гидравлическое** сопротивление перфорированных решеток / Г. И. Дербунович, А. С. Земская, Е. У. Репик, Ю. П. Соседко // Ученые записки ЦАГИ. 1984. Т. 15. № 2. С. 114—118.

8-11. **Гольдштик М. А.** Процессы переноса в зернистом слое / Ин-т теплофизики СО АН СССР. Новосибирск, 1984. 163 с.

8-12. **Гордон Г. М., Аладжалов И. А.** Газоочистка рукавными фильтрами в цветной металлургии. М., 1956. 180 с.

8-13. **Григорьев А. Ф.** Зависимость гидравлического сопротивления рукавного фильтра от пылесодержания ткани // Сб. науч. трудов по санитарной технике. Волгоград, 1971. Вып. 3. С. 72—76.

8-14. **Дрябин В. А., Галерштейн Д. М., Забродский С. С.** Гидравлическое сопротивление неподвижного зернистого слоя нисходящему пылегазовому потоку // Инж.-физ. ж-л. 1978. Т. 34. № 5. С. 828—832.

8-15. **Дульнев В. Б.** Определение потерь напора в решетках // Гидротехническое строительство. 1956. № 9. С. 31—35.

8-16. **Жаворонков Н. М.** Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. М., 1944. 224 с.

8-17. **Жаворонков Н. М.** и др. Гидро- и аэродинамика насадок скрубберных и ректификационных колонн. Критические явления в орошаемых неупорядоченных насадках // Химическая промышленность. 1949. № 3. С. 75—79.

8-18. **Зайцев М. М.** Расчет рукавного фильтра // Труды НИИцемента. 1950. Вып. 3. С. 80—89.

8-19. **Зиндра Н. Н., Сухарев М. И.** Исследование роста сопротивления тканевых фильтров при очистке аэрозолей // Труды Ленинградского института текстильной и легкой промышленности. 1969. Вып. 10. С. 31—35.

8-20. **Идельчик И. Е.** Аэрогидродинамика технологических аппаратов. М., 1983. 351 с.

8-21. **Идельчик И. Е.** Аэродинамика промышленных аппаратов. М., 1964. 286 с.

8-22. **Идельчик И. Е.** Выравнивающее действие сопротивления, помещенного за диффузором // Труды БНТ МАП. 1948. № 662. С. 25—52.

8-23. **Идельчик И. Е.** Гидравлическое сопротивление при входе потока в каналы и протекании через отверстия // Промышленная аэродинамика. 1944. № 2. С. 27—57.

8-24. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

8-25. **Идельчик И. Е.** К расчету гидравлического сопротивления контактных и фильтрую-

щих аппаратов цилиндрической формы // Химическая промышленность. 1964. № 11. С. 60—62.

8-26. **Идельчик И. Е.** Определение коэффициентов сопротивления при истечении через отверстия // Гидротехническое строительство. 1953. № 5. С. 31—36.

8-27. **Идельчик И. Е.** Расчет гидравлического сопротивления сухих решетчатых тарелок и перегородок // Химическая промышленность. 1960. № 3. С. 247—251.

8-28. **Идельчик И. Е.** Способы равномерного распределения газового потока в промышленных аппаратах // Химическая промышленность. 1955. № 6. С. 31—37.

8-29. **Идельчик И. Е.** Принудительная раздача потока в газоочистных, теплообменных и других аппаратах. М., 1957. С. 151—207. (Труды НИИОГаза. № 1).

8-30. **Идельчик И. Е.** Учет влияния вязкости на гидравлическое сопротивление диафрагм и решеток // Теплоэнергетика. 1960. № 9. С. 75—80.

8-31. **Ильин Ю. В.** Течение газа через пористые металлические стенки // Изв. вузов. Авиационная техника. 1959. № 1. С. 65—73.

8-32. **Ишкин Н. П., Каганер М. Г.** Гидравлическое сопротивление пористых сред // Кислород. 1952. № 3. С. 25—36.

8-33. **К вопросу** о гидравлическом сопротивлении сеток / Г. И. Дербунович, А. С. Земская, Е. У. Репик, Ю. П. Соседко // Ученые записки ЦАГИ. 1980. Т. II. № 2. С. 133—136.

8-34. **Конобеев Б. И., Малюсов В. А., Жаворонков Н. М.** Гидравлическое сопротивление и толщина пленки при обращенном течении жидкости под действием газа в вертикальных трубах // Химическая промышленность. 1957. № 3. С. 21—26.

8-35. **Коллеров Д. К.** Гидродинамика поровых сред // Химическая промышленность. 1959. № 2. С. 18—23.

8-36. **Конструкционные** материалы и изделия на основе углерода: Каталог-справочник. М., 1980. 63 с.

8-37. **Краснов Н. С.** О коэффициенте сопротивления сеток с квадратными ячейками в области малых чисел Рейнольдса. М., 1971. С. 64—66 (Труды Коломенского фил. ВЗПИ. Вып. 5).

8-38. **Кузьмин Ю. М.** Формула для определения потерь напора в металлических сетках // Водоснабжения и сан. техника. 1966. № 2. С. 27—29.

8-39. **Курбанов А. З., Крейнин Е. В., Берґауз А. Л.** Исследование гидродинамики и теплообмена единичных сеток // Инж-физ. ж-л. 1981. Т. 40. № 5. С. 916—918.

8-40. **Лейбензон Л. С.** Движение природных жидкостей и газов в пористой среде. М., 1947. 150 с.

8-41. **Минский Е. М.** О турбулентной фильтрации в пористых средах // ДАН СССР. 1951. Т. 78. № 3. С. 85—93.

8-42. **Минц Д. М., Шуберт С. А.** Гидравлика зернистых материалов. М., 1955. 112 с.

8-43. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М., 1977. 344 с.

8-44. **О гидравлическом** сопротивлении решетчатых и дырчатых тарелок / В. В. Дильман, Е. П. Даровских, М. Э. Аэров, Л. С. Аксельрод // Химическая промышленность. 1956. № 3. С. 156—161.

8-45. **Петрянов И. В. и др.** Волокнистые фильтрующие материалы ФП. М., 1968. 78 с.

8-46. **Рекк Е. В.** Сравнительная оценка тканей, применяющихся для очистки воздуха от пыли в вентиляционных фильтрах // Отопление и вентиляция. 1934. № 4. С. 10—15.

8-47. **Усюкин И. П., Аксельрод Л. С.** Основы гидравлического расчета сетчатых ректификационных колонн // Кислород. 1949. № 1. С. 60—65.

8-48. **Участкин П. В.** Исследование эффективности и гидродинамического сопротивления элиминаторов // Отопление и вентиляция. 1940. № 6. С. 21—30.

8-49. **Ханжонков В. И.** Сопротивление сеток // Промышленная аэродинамика. М., 1944. № 2. С. 101—114.

8-50. **Хованский О. М.** О коэффициенте потерь гидродинамического напора в перфорированных решетках и сетках квадратного плетения // Изв. вузов. Машиностроение. 1963. № 2. С. 101—106.

8-51. **Цирлин А. М., Воронин Б. Д., Ходов Г. Я.** Гидравлическое сопротивление труб с насадкой неправильной формы при прохождении газа с высокой температурой // Инж.-физ. ж-л. 1964. Т. 7. № 8. С. 103—107.

8-52. **Чертков Б. А.** Гидродинамический режим на тарелках проволочного типа при малой плотности орошения // Процессы хим. техн. М.-Л., 1965. С. 36—43.

8-53. **Чукин В. В., Кузнецов Р. Ф.** Гидравлическое сопротивление плотного слоя кусковых материалов // Химия и технология топлива и масел. 1967. № 8. С. 10—12.

8-54. **Шевякова С. А., Орлов В. К.** Исследование гидравлического сопротивления и теплопередачи в теплообменниках из перфорированных пластин // Инж.-физ. ж-л. 1983. Т. 45. № 1. С. 32—36.

8-55. **Шемурин В. А.** О зависимости между коэффициентом фильтрации и удельным сопротивлением песчано-глиняных пород // Гидротехническое строительство. 1962. № 9. С. 35—40.

8-56. **Шепелев И. А.** Основы расчета воздушных завес, приточных струй и пористых фильтров. М., 1950. 139 с.

8-57. **Шиманский Ю. Н.** О коэффициенте сопротивления слоя твердых частиц // Химическая промышленность. 1966. № 6. С. 476—477.

8-58. **Экспериментальное** определение гидравлических характеристик пористых материалов при больших давлениях/И. Е. Идельчик, И. Б. Воронин, И. В. Гордеев, Ю. П. Матвеев//Теплоэнергетика. 1973. № 1. С. 81—83.

8-59. **Benton E. R., Knapton D. A.** Supersonic drag of porous wire screens, «ARS, Journal», 1962. V. 32. N 10. P. 1608—1610.

8-60. **Bernt J., Heidenreich E., Tittel R.** Zur Bestimmung des Druckverlustes bei Filtermitteln, Chem. Techn., 1974, Bd. 26, Heft 11. S. 692—693.

8-61. **Böhlen B., Rürki H. U., Guyer A.** Über// den Druckverlust Strömender Gase in Schüttsehichten bei erhöhtem Druck.//Helv. chim acta, 1965. Bd. 48. N 1. S. 1270—1278.

8-62. **Bruniak R., Sockel H.** Widerstandsmessungen an Rohren und Gerustteilen. Österr. Ingr. Z., 1961. Bd. V4., N 9. S. 320—325.

8-63. **Cornell W. G.** Losses in flow normal toplane screens, Trans. of ASME, 1958. N 4. P. 45—53.

8-64. **Ergun S.** Fluid flow through packed columns, Chemical Engng. Progress. 1952. V. 48. N 2. P. 89—94.

8-65. **Flachsbart O.** Widerstand von Seidengazefiltern Rundracht und Blechstreifensieben mit quadratischen Marchen, Ergebniss der aerodinamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, IV Lieferung. 1932. S. 30—40.

8-66. **Flow** through porous media—the Ergus equation revisied /I. F. Macdonald, El-Sayed M. S., Mow K., Dullien A. L.//Ind. Eng. Chem. Fundam., 1979. V. 18. N 3. P. 199—208.

8-67. **Huesmann K.** Druckverlust und Durchflusokoeffizienten von parallel engeströmten perforierten Platten//Gesundh-Ingr. 1966. Bd. 87. N 6. P. 158—160.

8-68. **Ingmanson W. L.** Resistance of Wire Screen to Flow of Water.//Tappi, 1961, V. 44. N 1. P. 47—54.

8-69. **Kirschmer O.** Untersuchungen über den Geffalsverlust an Rechen//Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technishen Hochschule, München, 1926, Heft 1. S. 91—100.

8-70. **Klinger J.** Zur Bestimmung des Widerstandswerters von Drahtsiebgeweben//Wissenschaftliche Z. der Techn. Un. Dresden. 1966, Bd. 15, H. 1, S. 93—99.

8-71. **Mathur M. L., Kachhara N. L.** Pressure losses in flow through screens//Indian Engr., 1968, V. 12. N 10. P. 19—27.

8-72. **Milton P., Francis J. R. D.** The aerodynamic drag of perforated plates at zero incidence//J. Roy. Aeronaut. Soc. 1958. V. 62. N 568. P. 301—303.

8-73. **Monahan R. E.** The resistance to flow of perforated plates and wire screens.//Pulp and Paper Mag. Canada, 1965. V. 66. N 1. P. T33—T38.

8-74. **Morgan P. G.** Fluid flow through screens of flow solidity//J. Roy. Aeronaut. Soc., 1962. V. 66. No 613. P. 54—56.

8-75. **Osborn J. F.** Rectangular-bar trashrack and baffle headlosses//J. Power Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs., 1968. V. 94. N 2. P. 111—123.

8-76. **Pinker R. A., Herbert M. V.** Pressure loss associated with compressible flow through square-mesh wire gauzes//J. Mech. Engng. Sci., 1967. V. 9. N 1. P. 11—23.

8-77. **Rummer R. R., Drinker P. A.** Resistance to laminar flow through porous media//J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1966. V. 92. N 5. P. 155—163.

8-78. **Sakra T., Kuchler M., Lěcjaks L.** Tiakové stráty při průtoku tekutin sity//Sb. vedeck. praci Vysoké školy chem.—technol. Pardubice. 1967. sv. 2. S. 189—203.

8-79. **Shárán V. R.** Characteristics of flow through two-dimensional screen and perforated plates//J. of Sci. Ind. Res., 1975. V. 34. N 2. P. 82—92.

8-80. **Smith P. L., Van Winkle M.** Discharge coefficients through perforated plates at Reynolds numbers of 400 to 3000//A. I. Ch. E. Journal. 1958. V. 4. N 5. P. 266—268.

8-81. **Sockel H.** Abströmung hinter Shaufelgittern//Brennstoff—Wärme-Kraft. 1967. V. 19. N 8. P. 393—395.

8-82. **Spandler I.** Untersuchungen über den Verlust an Rechen beischräger Zuströmung// Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule, München, 1928. Heft 2. S. 63—70.

8-83. **Stengel H., Fischer H. Y.** Ergebnisse von strömungestechnischen Untersuchungen an Netztüchern im Windkanal//Schiffbautechnik, 1964. Bd. 14. N 7. S. 374—381.

8-84. **Wen C. Y., O'Brien W. S., Fan L.** Pressure drop through packed beds operated cocurrently//J. Chem. and Engng Data, 1963. V. 8. N. 1 P. 47—51.

8-85. **Zabeltitz Ch.** Gleichungen für Widerstandsbeiwerte zur Berechnung der Strömungswiderstände von Kugeln und Schüttschichten// Grundlag. Landtechn. 1967. Bd. 17. N 4. S. 148—154.

ДЕВЯТЫЙ РАЗДЕЛ

9-1. **Абелев С. А.** Гидравлика затворов и клапанов//Гидравл. исследования. М., 1962. С. 30—40.

9-2. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентных струй. М., 1960. 715 с.

9-3. **Альтшуль А. Д., Калицун В. И.** О потерях напора в конфузорно-диффузорных узлах с задвижкой//Газовая промышленность. 1960. № 2. С. 35 - 39.

9-4. **Альтшуль А. Д., Арзуманов Э. С.** Потери давления в регулирующих клапанах при течении вязких жидкостей//Нефтяное хозяйство. 1967. № 7. С. 51—56.

9-5. **Арзуманов Э. С.** Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем. М., 1971. 112 с.

9-6. **Арзуманов Э. С., Везирян Р. Е.** Потери давления в заслоночных регулирующих органах при течении вязких жидкостей в трубопроводах // Нефтяное хозяйство. 1971. № 9. С. 66—68.

9-7. **Аронович В. В., Слободкин М. С.** Арматура регулирующая и запорная. М., 1953. 284 с.

9-8. **Баланин В. В.** Гидравлические характеристики дисковых затворов с обтекателями // Труды Ленинградского ин-та водного тр-та. 1967. Вып. 112. С. 4—17.

9-9. **Баулин К. К.** Испытание лабиринтных уплотнений // Труды ВИГМ. 1940. Вып. 10. С. 50—65.

9-10. **Губарев П. С.** Местные сопротивления арматуры трубопроводов воздуха высокого давления // Судостроение. 1957. № 3. С. 41—44.

9-11. **Гуревич Д. Ф.** Основы расчета трубопроводной арматуры. Л., 1956. 230 с.

9-12. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления при входе потока в каналы и протекании через отверстия // Промышленная аэродинамика. М., 1944. № 2. С. 27—56.

9-13. **Идельчик И. Е.** К расчету сопротивления лабиринтных уплотнений // Котлотурбостроение. 1953. № 3. С. 40—45.

9-14. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

9-15. **Кокая Н. В.** Гидравлика конусных затворов и камеры гашения гидравлической энергии // Методы исследований и гидравлических расчетов водосбросных гидротехнических сооружений. Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Л. 1985. С. 186—188.

9-16. **Корягин В. С., Гинзбург Я. Л., Штейнберг М. О.** Коэффициенты гидравлического сопротивления тарельчатых клапанов, работающих в стесненных условиях // Теплоэнергетика. 1981. № 3. С. 73—74.

9-17. **Кремис С. А.** К определению гидравлических сопротивлений в обратных клапанах // Известия вузов. Строительство и архитектура. 1963. № 1. С. 65—70.

9-18. **Кузнецов Л. А., Рудомино Б. В.** Конструирование и расчет трубопроводов теплосиловых установок. М., 1949. 215 с.

9-19. **Левкоева Н. В.** К вопросу об определении потерь напора в местных сопротивлениях // Исследования в области теоретической и прикладной аэродинамики/Труды МАИ. 1959. Вып. 111. С. 155—160.

9-20. **Левкоева Н. В.** Зависимость коэффициентов местных сопротивлений трубопроводной арматуры от числа Рейнольдса/Труды МАИ. 1961. Вып. 143. С. 131—139.

9-21. **Лыжин О. В.** Дроссельные устройства в потоке сжимаемого газа // Инженерный журнал. 1965. № 4. С. 641—649.

9-22. **Мурин Г. А.** Гидравлическое сопротивление прямоточных вентилей // Отопление и вентиляция. 1941. № 5. С. 25—30.

9-23. **Павлухин А. В.** О расчете аэродинамических сопротивлений комбинаций створчатых клапанов с другими местными сопротивлениями // Труды ин-тов охраны труда ВЦСПС. 1967. Вып. 48. С. 130—145.

9-24. **Полубояринов Ю. Г., Яковлев Н. А.** Коэффициенты местных сопротивлений непрямоточных конусных вентилей при ламинарном режиме движения жидкости // Труды ЛПИ. 1966. № 274. С. 120—128.

9-25. **Ролле Н. Л.** Коэффициенты сопротивления и расхода кольцевого затвора // Гидротехническое строительство. 1953. № 4. С. 18—23.

9-26. **Скобельцын Ю. А., Хомутов П. В.** Взаимное влияние различных по конфигурации прохода запорных устройств при низких числах Рейнольдса // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1972. № 7. С. 62—65.

9-27. **Современные** конструкции трубопроводной арматуры: Справочное пособие/Под ред. Ю. М. Котелевского, М., 1970. 250 с.

9-28. **Сотников А. Г., Сандова Д. З.** Исследование отдельных узлов системы кондиционирования воздуха // Санитарная техника. Доклады ко 2-й научной конференции молодых ученых-строителей/Труды ЛИСИ. 1967. С. 115—120.

9-29. **Тетеревников В. Н.** Гидравлические характеристики створчатых клапанов // Труды ЛИОТ. 1955. С. 53—54.

9-30. **Френкель Н. З.** Гидравлика. М., 1956. 456 с.

9-31. **Чебышева К. В.** К вопросу о расчете лабиринтного уплотнения // Технические заметки/ЦАГИ. 1937. № 142. 25 с.

9-32. **Чуракова С. В., Юркина М. П.** О величине коэффициента гидравлического сопротивления линзовых компенсаторов // Энергомашиностроение. 1962. № 8. С. 21—24.

9-33. **Эльтерман Е. М.** Коэффициенты местных сопротивлений конусных диафрагм // Труды ин-тов охраны труда ВЦСПС. 1963. С. 45—50.

9-34. **Эрлих А. М.** Паропроводы, их арматура и прочие детали. М., 1937. 256 с.

9-35. **Яньшин Б. И.** Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. М., 1965. 260 с.

9-36. **Яньшин Б. И.** Затворы и переходы трубопроводов. М., 1962. 179 с.

9-37. **Bach C.** Versuche über Ventilbelossung und Ventilweiderstand. 1884. 310 s.

9-38. **Baumann H. D.** Die Einfürung eines kritischen Koeffizienten für die Bestimung des

Durchflusses von Stellventilen // Regelungstechnik. 1963. Heft 11. S. 495—499.

9-39. **Hearly J. H., Patterson M. N., Brown E. I.** Pressure losses through fittings used in return air duct systems // ASHRAE. Journal. 1962. V. 4. N 5. P. 70—76.

9-40. **Hörnig G.** Druckverluste in Schnellkupllungsrohren, formstücken und armaturenbeim Fliesen von Klärschlamm // Wasserwirtsch-Wassertechn. 1969. Bd. 1. N 11. S. 374—377.

9-41. **Kearton W. J.** The flow air through radial labirinth glands // Proc. Instn. Mech. Engrs. 1955. V. 169. N 30. P. 539—552.

9-42. **Komotori K.** Probleme bei Labirintstopflüssen // Proc. Fujihara Mem. Fac. Engng Keio Univ. 1961. V. 14. N 54. P. 73—120.

9-43. **Komotori K.** Flow observations in the labirinth packing // Proc. Fujihara Mem. Fac. Engng. Keio Univ. 1956. V. 9. N 33. P. 33—41.

9-44. **Maione U.** Perdite di carico delle strozzature a spidolo vivo dei pozzipiezometrici. Reicrca sperim // Energia eletr 1968. V. 45. N 4. P. 237—253.

9-45. **Reichert V.** Theoretisch — experimentelle Untersuchun en zur Widerstandscharakteristik von Hydralikventilen // Wissenschaftliche Zeit der Technischen Univer. Dresden. 1982. Bd. 31. Heft 2. S. 149—155.

9-46. **Skalička J.** Hydraulické stráty skriticich orgánech na potrubi a jejich zavislost na reynoldsove cisle // Sb. Vysokéno učeni techn. Brnė 1965. N 1. S. 57—63.

9-47. **Weisbach J.** Lehrbuch der technischen Mechanik. Berlin. 1875. 320 s.

ДЕСЯТЫЙ РАЗДЕЛ

10-1. **Адамов Г. А.** Общая формула сопротивления при относительном движении частиц и среды // Известия АН СССР. Металлургия и топливо. 1961. № 6. С. 168—178.

10-2. **Аэродинамическое** сопротивление горных выработок/Ф. А. Абрамов, В. А. Долинский, И. Е. Идельчик, И. О. Керстен, В. Я. Цодиков. М., 1964. 186 с.

10-3. **Аэродинамическое** сопротивление шахтных стволов и способы его снижения/А. А. Скочинский, А. И. Ксенофонтова, А. А. Харев, И. Е. Идельчик. М., 1953. 363 с.

10-4. **Бударин В. А.** Исследование силового взаимодействия потока жидкости с плохообтекаемым телом в трубе круглого сечения: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1982. 166 с.

10-5. **Быстров П. И., Михайлов В. С.** Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. М., 1982. 223 с.

10-6. **Вахрушев И. А.** Общее уравнение для коэффициента лобового сопротивления частиц различной изометрической формы при относительном движении в безграничной среде // Химическая промышленность. 1965. № 8. С. 54—57.

10-7. **Горлин С. М.** Влияние начальной турбулентности на обтекание гладких и шероховатых цилиндров // Научн. докл. конф. Ин-та механики МГУ. М., 1970. С. 11—22.

10-8. **Горлин С. М., Штерензихт Д. В., Романенко Г. А.** Аэродинамические характеристики шероховатых цилиндров // Гидродинамика/Труды Харьковского университета. Харьков, 1966. Вып. 4. С. 20—27.

10-9. **Горлин С. М., Худяков Г. Е.** Влияние начальной турбулентности потока на аэродинамическое сопротивление плохообтекаемых тел с острыми кромками // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1969. № 2. С. 120—128.

10-10. **Горлин С. М.** Экспериментальная аэромеханика. М., 1970. 423 с.

10-11. **Грабовский А. М., Бударин В. А.** К расчету коэффициентов лобового и местного сопротивлений плохообтекаемых тел // Изв. вузов. Энергетика. Минск, 1980. № 12. С. 60—64.

10-12. **Девнин С. И.** Аэрогидродинамический расчет плохообтекаемых судовых конструкций. Л., 1967. 223 с.

10-13. **Дунчевский Г. М.** Исследование обтекания цилиндра в трубе круглого сечения // Гидравлика и гидротехника (Межвед. республ. научно-техн. сборник. Киев, 1966. № 4. С. 110—117.

10-14. **Идельчик И. Е.** Потери на удар в потоке с неравномерным распределением скоростей // Труды БНТ МАП. М., 1948. Вып. 662. С. 1—24.

10-15. **Идельчик И. Е.** Гидравлическое сопротивление (физико-механические основы). М.—Л., 1954. 316 с.

10-16. **Кертиков В., Димитров Х., Барска С.** Исследование аэродинамического сопротивления вертикальных горных выработок // Рудодоб. металлургия. 1967. № 11. С. 16—20.

10-17. **Клеймен, Говин.** Влияние турбулентности на коэффициент сопротивления сферических частиц при сверхкритическом режиме течения // Процессы и аппараты хим. пр-ва. 1969. № 34. С. 15—19.

10-18. **Клячко Л. С.** Уравнение движения пылевых частиц в пылеприемных устройствах // Отопление и вентиляция. 1934. № 4. С. 27—32.

10-19. **Корепанов К. В.** Вентиляционное сопротивление движущихся в горных выработках вагонеток и поездов // Разработка месторожд. полезн. ископаемых. Киев, 1965. Вып. 4. С. 18—27.

10-20. **Крапивин А. М.** Гидравлическое сопротивление однорядного продольного трубного пучка, обтекаемого плоскопараллельным потоком газа // Теплоэнергетика. 1972. № 6. С. 30—34.

10-21. **Кузнецов Б. Я.** Аэродинамические исследования цилиндров // Труды ЦАГИ. М., 1931. Вып. 98. 50 с.

10-22. **Кузнецов Б. Я.** Лобовое сопротивление тросов, проволок, тендеров и авиационных лент // Труды ЦАГИ. М., 1931. Вып. 97. 45 с.

10-23. **Лемб Г.** Гидродинамика. М., 1947. 690 с.

10-24. **Лойцянский Л. Г.** Механика жидкости и газа. М., 1973. 904 с.

10-25. **Ляхтер В. М., Прудовский А. М.** Гидравлическое моделирование. М., 1984. 392 с.

10-26. **Малевич Ю. А., Легкий В. М.** Аэродинамическое сопротивление одиночных оребренных труб в поперечном потоке воздуха // Изв. вузов. Энергетика. 1966. № 7. С. 116—120.

10-27. **Масеев М. М., Бать А. А., Хохлова Л. Н.** Аэродинамическое сопротивление группы цилиндров // Науч. тр. Ин-та механики МГУ. 1970. № 4. С. 23—32.

10-28. **Мигай В. К., Носова И. С.** Об уменьшении сопротивления плохообтекаемых тел // Теплоэнергетика. 1980. № 8. С. 60—63.

10-29. **Певз Г. Д., Держкинкевич И. Б.** Исследование лобового сопротивления расстрелов нового вида шахтных стволов // Разработка рудн. месторождений/Респ. межвед. сб. науч. тр. Киев., 1969. Вып. 2 (27). С. 60—68.

10-30. **Реттер Э. И.** Аэродинамика бесформенных промышленных зданий // Микроклимат зданий и задачи теплофизики. М., 1963. С. 6—25.

10-31. **Сарпкая Т., Гаррисон Ц.** Образование вихря и сопротивление в неустановившемся потоке // Прикладная механика. М., 1963. Т. 30. С.Е. № 1. С. 75—85 (рус. пер.).

10-32. **Снижение** сопротивления плохообтекаемых тел с помощью продольных выемок/Б. Квасс, Ф. Ховард, Л. Вейнстейн, Д. Бушнелл // Ракетная техника и космонавтика. 1981. Т. 19. № 6. С. 124—126.

10-33. **Устинов А. М., Калиев С. Т.** Определение коэффициентов аэродинамического сопротивления выработок с новыми видами крепи // Труды Карагандинск. науч.-иссл. угольн. ин-та. 1964. Вып. 16. С. 140—145.

10-34. **Фабрикант Н. Я.** Аэродинамика. М., 1964. 530 с.

10-35. **Федяевский К. К., Блюмина Л. Х.** Гидроаэродинамика отрывного обтекания тел. М., 1977. 120 с.

10-36. **Хаинсонков В. И.** Аэродинамическое сопротивление трубчатых ферм // Технические отчеты. БНИ МАП. М., 1955. № 131. 13 с.

10-37. **Хенвей А. Р., Ляхов Д. М.** О коэффициентах гидравлического сопротивления сферы и слоя сферических элементов // Теплофизика высоких температур. 1982. Т. 20. № 6. С. 1119—1123.

10-38. **Худяков Г. Е.** Влияние удлинения на аэродинамические характеристики призматических тел квадратного сечения // Труды Ин-та механики МГУ. 1970. Т. 4. № 14. С. 28—32.

10-39. **Чжен П.** Отрывные течения. М., 1972. Т. 1. 300 с.; Т. 2. 280 с.

10-40. **Чернов А. П.** Обтекание неподвижного цилиндра запыленным потоком // Труды Ин-та энерг. АН Каз. ССР. 1961. № 3. С. 63—69.

10-41. **Шаповал Г. Т.** Исследование коэффициентов сопротивления грузонесущих цилиндров, движущихся в трубах // Известия вузов. Горный журнал. 1964. № 3. С. 129—135.

10-42. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М., 1974. 711 с.

10-43. **Штеренлихт Д. В.** Лобовое сопротивление цилиндров с продольными ребрами // Труды Всес. науч.-иссл. ин-та гидротехн. 1962. Вып. 4. С. 230—235.

10-44. **Юрьев Б. Н., Лесникова М. П.** Аэродинамические исследования // Труды ЦАГИ. М., 1928. Вып. 33. 230 с.

10-45. **Юрьев Б. Н.** Экспериментальная аэродинамика. М., 1932. 315 с.

10-46. **Brenner H., Cox R. G.** The resistance to a particle of arbitrary shape in translational motion at small Reynolds numbers // J. Fluid Mech. 1963. V. 17. N 4. P. 561—595.

10-47. **Chasteau V. A., Gillard D.** The prediction of the resistance to air flow of mine shafts equipped with internal structures // J. Mine Ventilat. Soc., S. Africa. 1965. V. 18. N 10. P. 133—146.

10-48. **Ergebnisse** der aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, Lieferung III, 1927. 280 s.

10-49. **Fargie D., Martin B. W.** Developing laminar flow in a pipe of circular crossection. // Proc. Roy. Soc. Lond., 1971. A. 321. P. 461—476.

10-50. **Fage A., Warsap J.** The effects of turbulence and surface roughness on the drag of circular cylinders // ARCRM. 1963. N 93. P. 1283.

10-51. **Goin K. L., Lawrence W. B.** Subsonic drag of spheres at Reynolds number from 200 to 10000 // AIAA Journal. 1968. V. 6. N 5. P. 961—962.

10-52. **Hori Ei-ichi.** Experiments on flow around a pair of parallel circular cylinders // Proc. 9th Japan Nat. Congr. Appl. Mech. Tokyo. 1960. P. 231—234.

10-53. **Young D. F.** Drag and Lift on spheres within cylindrical tubes // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1960. V. 86. N 6. Part 1. P. 47—57.

10-54. **Kafkova D., Smutek R.** L'influence du mouvement oscillatoire d'un fluide sur le mouvement d'une particule spherique // Acta techn.-/CSAV. 1969. V. 14. N 5. P. 610—629.

10-55. **Koch L.** Solids in pipes // Internat. Sci. and Technol. 1964. N 26. P. 68—72.

10-56. **Livesey J. L., Turner I. T.** The influence of velocity profile characteristics on the drag

of short circular struts spenning two-dimensional channels // J. of the Royal Aeronaut. Soci. 1967. V. 71. N 680. P. 569–573.

10-57. **Morel T., Bohn M.** Flow over two circular disks in tandem // J. of Fluids Engin. Trans. of the ASME. 1980. V. 102. N 1. P. 104–111.

10-58. **Richter A., Naudascher E.** Fluctuating forces on a rigid circular cylinder in confined flow // Journ. of Fluid Mechan. 1976. V. 78. N 3. P. 561–576.

10-59. **Robertson J., Rutherford G. S.** Turbulence effect on drag of angular blunt bodies // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Eng. 1969. V. 95. N 2. P. 781–785.

10-60. **Rumpf H.** Über das Ansetzen fein verteiler Stoffe an den wänden von Strommungs Kanälen // Chem. Ingr. Techn. 1953. Bd. 25. N 6. S. 317–327.

10-61. **Smythe W. R.** Flow around a sphere in a circular tube // Phys. Fluids. 1961. V. 4. N 6. P. 756–759.

10-62. **Stordeur A. N.** Drag coefficients for fuel — element spacers // Nucleonics. 1961. V. 19. N 6. P. 74–76.

10-63. **Tanaka Z., Jinoya K.** New aproximate equation of drag coefficient for spherical particles // J. Chem. Engng. Japan. 1970. V. 3. N 2. P. 261–262.

10-64. **Torobin L. B., Gauvin W. H.** The drag coefficients of single spheres moving in steady and accelerated motion in a turbulent fluid // A.I.Ch.E. Journal. 1961. V. 7. N 4. P. 615–619.

10-65. **Wentz Ch.A., Thodos G.** Total and form drag friction factors for the turbulent flow of air through packed and distended beds of spheres // A.I.Ch.E. Journal. 1963. V. 9. N 3. P. 358–361.

ОДИННАДЦАТЫЙ РАЗДЕЛ

11-1. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентных струй. М., 1960. 715 с.

11-2. **Аверьянов А. Г.** Вентиляция цехов судостроительных заводов. М., 1969. 268 с.

11-3. **Батурин В. В., Шепелев И. А.** Аэродинамические характеристики приточных насадков // Современные вопросы вентиляции. М., 1941. С. 23–35.

11-4. **Брусиловский И. В.** Определение оптимальных параметров диффузоров осевых вентиляторов и их энергетических характеристик по экспериментальным данным // Пром. аэродинамика. М., 1987. Вып. 2 (34). С. 118–133.

11-5. **Бушель А. Р.** Снижение внутренних потерь в шахтной установке с осевым вентилятором // Труды МАП. М., 1948. № 673. 50 с.

11-6. **Бычкова Л. А.** Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений сложных элементов систем вентиляции. М., 1981. 32 с.

11-7. **Гинзбург Я. Л., Идельчик И. Е.** Экспериментальное определение коэффициентов восстановления давления в конических диффузорах при больших дозвуковых скоростях и различных условиях на входе // Ученые записки ЦАГИ. М., 1973. Т. 4. № 3. С. 23–31.

11-8. **Горелов Г. М., Фрейдин А. С.** Некоторые результаты экспериментального исследования диффузора с подпором потока на выходе // Труды Куйбышевского авиац. ин-та. 1963. Вып. 15. Ч. 2. С. 35–42.

11-9. **Гримитлин М. И.** Раздача воздуха через перфорированные воздуховоды // Труды ЛИОТ. Л., 1960. 190 с.

11-10. **Дейч М. Е., Зарянкин А. Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М., 1970. 384 с.

11-11. **Довжик С. А., Гиневский А. С.** Экспериментальные исследования напорных патрубков стационарных осевых турбомашин // Технические отчеты. БНИ МАП. М., 1955. № 130. 13 с.

11-12. **Довжик С. А., Морозов В. И.** Экспериментальное исследование кольцевых диффузоров осевых турбомашин // Пром. аэродинамика. М., 1961. Вып. 20. С. 168–201.

11-13. **Идельчик И. Е.** Аэродинамика потока и потери напора в диффузорах // Пром. аэродинамика. БНТ МАП. М., 1947. № 3. С. 132–209.

11-14. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления при входе потока в каналы и протекании через отверстия // Пром. аэродинамика. БНТ НКАП. М., 1944. № 2. С. 27–57.

11-15. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

11-16. **Идельчик И. Е.** Определение коэффициентов сопротивления при истечении через отверстия // Гидротехническое строительство. 1953. № 5. С. 31–36.

11-17. **Идельчик И. Е.** Потери на удар в потоке с неравномерным распределением скоростей // Труды МАП. М., 1948. Вып. 662. С. 1–24.

11-18. **Идельчик И. Е.** Учет влияния вязкости на гидравлическое сопротивление диафрагм и решеток // Теплоэнергетика. 1960. № 9. С. 75–80.

11-19. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** Об исследовании влияния числа Рейнольдса и условий входа на закономерности движения потока в диффузорах // Пробл. вентиляции и кондицион. воздуха. Минск, 1969. С. 224–231.

11-20. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** О механизме влияния входа на сопротивление диффузоров // Инж.-физ. ж-л. 1969. Т. 16. № 3. С. 413–416.

11-21. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** Основные результаты новых экспериментальных исследований конических диффузоров // Механическая очистка промышленных газов/НИИОгаз. М., 1974. С. 178–210.

11-22. **Идельчик И. Е., Гинзбург Я. Л.** Простые способы уменьшения сопротивления коротких диффузоров с большими углами расширения // Водоснабжение и сан. техника. 1971. № 10. С. 27—30.

11-23. **Клячко Л. С., Пустошная В. Ф., Чемоданова О. В.** Статический (улиточный) центробежный воздухораспределитель. ВНИИГС // Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем. М., 1970. С. 16—25 (Труды ВНИИГС. Вып. 28).

11-24. **Локшин И. Л., Газирбекова А.) Х.** Работа диффузоров, установленных за центробежными вентиляторами // Промышленная аэродинамика/БНИ МАП. М., 1955. № 6. С. 127—152.

11-25. **Носова М. М.** Сопротивление входных и выходных раструбов с экраном // Промышленная аэродинамика/БНИ МАП. М., 1956. № 7. С. 95—100.

11-26. **Носова М. М., Тарасов Н. Ф.** Сопротивление приточно-вытяжных шахт // Промышленная аэродинамика. 1959. № 12. С. 197—215.

11-27. **Носова М. М., Барнакова Т. С.** Сопротивление входных и выходных отверстий в присутствии проходящего потока // Промышленная аэродинамика. 1959. № 15. С. 20—38.

11-28. **Промышленная** аэродинамика/БНИ МАП. М., 1956. № 6. 181 с.

11-29. **Федоткин П. М.** О потерях напора при выходе двухфазного потока из труб // Изв. вузов. Энергетика. 1966. № 8. С. 69—77.

11-30. **Ханжонков В. И.** Аэродинамические характеристики квадратного вентиляционного дефлектора ЦАГИ и его модификаций // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. I (33). С. 88—106.

11-31. **Ханжонков В. И.** Сопротивление истечению через отверстия в стенке в присутствии проходящего потока // Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С. 5—19.

11-32. **Ханжонков В. И.** Сопротивление приточных и вытяжных шахт // Промышленная аэродинамика/БНТ МАП. М., 1947. № 3. С. 214—219.

11-33. **Ханжонков В. И.** Сопротивление сеток // Промышленная аэродинамика/БНТ НКАП. М., 1944. № 2. С. 101—115.

11-34. **Ханжонков В. И.** Улучшение эффективности диффузоров с большими углами раскрытия при помощи плоских экранов // Промышленная аэродинамика/БНТ МАП. М., 1947. № 3. С. 210—214.

11-35. **Ханжоиков В. И.** Уменьшение аэродинамического сопротивления отверстий кольцевыми ребрами и уступами // Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 12. С. 181—198.

11-36. **Ханжонков В. И., Давыденко Н. И.** Сопротивление боковых отверстий концевого участка трубопровода // Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С. 38—46.

11-37. **Ханжонков В. И., Талиев В. Н.** Уменьшение сопротивления квадратных отводов направляющими лопатками // Технические отчеты/БНИ МАП. М., 1947. № 10. 16 с.

11-38. **Юдин Е. Я.** Колена с тонкими направляющими лопатками // Промышленная аэродинамика/БНИ МАП. М., 1956. № 7. С. 55—80.

11-39. **Bevier C. W.** Resistance of wooden louvers to fluid flow//Heating, piping and air conditioning. 1955. May. P. 25—33.

11-40. **Cobb P. R.** Pressure loss of air flowing through 45-degree wooden louvers//Heating, piping and air conditioning. 1953. December. P. 41—45.

11-41. **Hofmann A.** Die Energieumsetzung in saugrohrähnlicherweiterten Düsen//Mitteilungen. 1931. Heft 4. S. 90—95.

ДВЕНАДЦАТЫЙ РАЗДЕЛ

12-1. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентных струй. М., 1960. 715 с.

12-2. **Александров А. Е., Костиков Д. Е., Лозовецкий В. В.** Обобщение зависимости для расчета гидравлических характеристик решетчатых насадочных пучков//Соврем. проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники/ВЗМИ. М., 1982. С. 61—66.

12-3. **Альтшуль А. Д.** Местные гидравлические сопротивления при движении вязких жидкостей. М., 1962. 250 с.

12-4. **Антуфьев В. М., Казаченко Л. С.** Теплопередача и сопротивление конвективных поверхностей нагрева. М., 1938. 290 с.

12-5. **Антуфьев В. М., Белецкий Г. С.** Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. М., 1948. 310 с.

12-6. **Аэродинамический** расчет котельных установок (нормативный метод)/Под ред. С. И. Мочана. М., 1977. 255 с.

12-7. **Аэродинамическое** сопротивление поперечно-омываемых пучков труб с неравномерными шагами/В. А. Локшин, В. Н. Фомина, Е. А. Ушаков, Б. А. Агресс//Теплоэнергетика. 1976. № 12. С. 30—33.

12-8. **Аэродинамическое** сопротивление поперечно-омываемых пучков труб новых профилей/В. А. Ушаков, В. Н. Фомина, Е. Я. Титова, В. А. Самарин//Теплоэнергетика. 1980. № 4. С. 53—56.

12-9. **Барахтенко Г. М., Идельчик И. Е.** Влияние формы закручивающего устройства на гидравлическое сопротивление прямоточного циклона//Промышленная и санитарная очистка газов. М., 1974. № 6. С. 4—7.

12-10. **Басманов П. И., Поплавская В. А.** Аналитические аэрозольные фильтры АФА: Каталог. М., 1968. 25 с.

12-11. **Батарейные** циклоны. М., 1956. 104 с.

12-12. **Брук А. Д.** Дымососы газоочистных сооружений. М., 1984. 145 с.

12-13. **Вальдберг А. Ю., Дубинская Ф. Е., Исянов Л. М.** Очистка промышленных газов в скрубберах Вентури/ЦНИИТЭнефтепром. М., 1972. 45 с.

12-14. **Вопросы** проектирования промысловых судов. Ч. 2. Судовые системы/И. З. Гольденберг, О. И. Асланьян, А. С.Дымов, Б. Д. Рохи//Тр. Калининградского технич. ин-та рыбной пром-сти и хоз-ва. 1974. Вып. 55. 20 с.

12-15. **Газоочистные** аппараты сухого и мокрого типов: Каталог/Ю. А. Попов, С. С. Янковский, М. Г. Мазус и др./ЦИНТИхимнефтемаш, М., 1984. 92 с.

12-16. **Гервасьев А. М.** Пылеуловители СИОТ. Свердловск, 1954. 95 с.

12-17. **Гидравлический** расчет котельных агрегатов (нормативный метод)/Под ред. В. А. Локшина, Ф. Ф. Петерсона, А. А. Шварца, М., 1978. 255 с.

12-18. **Гольденберг И. З.** Исследование взаимного влияния поворотов потока в напорных каналах судовых систем: Дис. ... канд. техн. наук. Калининград, 1967. 146 с.

12-19. **Гольденберг И. З.** Учет взаимного влияния отводов при выборе «коротких» напорных каналов//Судостроение. 1964. № 4. С. 24—26.

12-20. **Грабовский А. М.** Исследование взаимного влияния местных сопротивлений//Научные записки Одесского политехнического ин-та. 1955. № 3. С. 75—86.

12-21. **Джапелидзе М. М., Лисейкин И. Д.** Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления в поперечно-омываемых мембранных шахматных пучках//Теплоэнергетика. 1982. № 9. С. 63—67.

12-22. **Дубинская Ф. Е.** Расчет коэффициента гидравлического сопротивления труб распылителей//Промышленная и санитарная очистка газов. 1971. № 3 и 4. С. 57—58.

12-23. **Дубинская Ф. Е.** Низконапорные трубы Вентури//Обеспыливающие устройства промышленной вентиляции/МДНТИ им. Дзержинского. М., 1970. С. 78—81.

12-24. **Жукаускас А. А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М., 1982. 472 с.

12-25. **Залогин Н. Г., Шухер С. М.** Очистка дымовых газов. М., 1954. 220 с.

12-26. **Зюбан В. А.** Учет характеристик элементов разветвленных трубопроводов при компоновке судовых систем охлаждения: Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь. 1981. 239 с.

12-27. **Идельчик И. Е.** Аэрогидродинамика технологических аппаратов. М., 1983. 360 с.

12-28. **Идельчик И. Е.** Аэродинамика промышленных аппаратов. М., 1964. 287 с.

12-29. **Идельчик И. Е.** Гидравлическое сопротивление циклонов, его определение, величина и пути снижения//Механическая очистка промышленных газов/НИИОгаз. М., 1974. С. 135—159.

12-30. **Идельчик И. Е.** К вопросу о гидравлическом сопротивлении циклонов//Инж.-физ. ж-л. 1969. Т. 16. № 5. С. 899—901.

12-31. **Идельчик И. Е.** К расчету и проектированию групповых циклонов//НИПИОТСТРОМ. Новороссийск. 1969. Вып. I. С. 44—66.

12-32. **Идельчик И. Е.** О методике экспериментального определения гидравлического сопротивления циклонов//Водоснабжение и санитарная техника. 1969. № 8. С. 21—25.

12-33. **Идельчик И. Е., Мальгин А. Д.** Гидравлическое сопротивление циклонов НИИОгаз//Промышленная энергетика. 1969. № 8. С. 45—48.

12-34. **Идельчик И. Е., Александров В. П.** Выбор компоновок электрофильтров на мощных энергоблоках и их моделирование//Теплоэнергетика. 1971. № I. С. 28—30.

12-35. **Идельчик И. Е., Александров В. П.** О компоновке электрофильтров и их аэродинамическом моделировании//Сборник докладов межобластного семинара по очистке газов. Ярославль, 1972. С. 31—45.

12-36. **Идельчик И. Е., Александров В. П., Коган Э. И.** Исследование прямоточных циклонов системы золоулавливания ГРЭС//Теплоэнергетика. 1968. № 8. С. 45—48.

12-37. **Идельчик И. Е., Коган Э. И.** К исследованию прямоточных циклонов//Проблемы вентиляции и кондиционирования воздуха. Минск, 1969. С. 318—326.

12-38. **Идельчик И. Е., Штейнберг М. О.** Некоторые результаты исследования циклонов ЦН-15, работающих в сети//Химическая промышленность. 1970. № 2. С. 154—155.

12-39. **Исследование** полей осевых скоростей в приточных тройниках/О. И. Асланьян, И. З. Гольденберг, В. А. Зюбан, Н. И. Печенкин //Изв. вузов. Энергетика. 1987. № 11. С. 110—116.

12-40. **Исследование** теплоотдачи и аэродинамического сопротивления в мембранных шахматных пучках с поперечными ребрами/ И. Д. Лисейкин, А. М. Конелиович, М. З. Кравец, В. А. Дидура//Теплоэнергетика. 1984. № 2. С. 38—41.

12-41. **Ишаков Н. Н.** Гидравлическое сопротивление трубчатых пучков в области малых чисел Рейнольдса//Труды Ленингр. кораблестроительного ин-та. Л., 1964. № 45. С. 130—139.

12-42. **Казакевич Ф. П.** Влияние угла атаки газового потока на аэродинамическое сопротивление пучков труб//Известия ВТИ. 1952. № 8. С. 55—60.

12-43. **Казакевич Ф. П.** Влияние шероховатости на аэродинамическое сопротивление пучков труб при поперечном омывании их га-

зовым потоком//Теплоэнергетика. 1961. № 1. С. 23—27.

12-44. **Калмыков А. В.** Аэродинамика, тепло- и массообмен в дисперсных потоках. М., 1967. 185 с.

12-45. **Карпухович Д. Т.** Высокоэффективный циклон СЦН-40//Информ. листок о н.-т. достижении/Ярославский центр н.-т. информации и пропаганды. Ярославль, 1985. 6 с.

12-46. **Кирпичев Е. Ф.** Очистка дымовых газов электростанций от золы. М., 1962. 270 с.

12-47. **Клячко Л. С.** Метод теоретического определения пропускной способности аппаратов с вращающимся осесимметричным течением жидкости//Теория и практика обеспыливающей вентиляции/ЛИОТ. Л., 1952. 195 с.

12-48. **Ковалев-Кривоносов П. А.** Повышение сроков службы трубопроводов систем охлаждения заборной водой путем модернизации их конструкций при очередных ремонтах: Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь, 1982. 142 с.

12-49. **Ковалев-Кривоносов П. А., Гольденберг И. З.** Экспериментальное исследование гидравлических потерь при взаимодействии арматуры и отводов в судовых трубопроводах//Гидравлика, гидротранспорт рыбы и его технические средства/Тр. КТИРПиХ. Калининград, 1977. Вып. 69. С. 48—53.

12-50. **Коротаев О. И., Пучков П. И., Федорович Е. Д.** Гидравлическое сопротивление дистанционирующих элементов из муфт для пучков стержневых твэлов//Теплоэнергетика. 1979. № 12. С. 36—40.

12-51. **Коузов П. А.** Циклоны ЛИОТ с водяной пленкой. Л., 1953. 53 с.

12-52. **Коузов П. А.** Сравнительная оценка циклонов различных типов//Обеспыливание в металлургии. М., 1971. С. 185—196.

12-53. **Кузнецов Н. В., Щербаков А. З.** Экспериментальное определение теплопередачи и аэродинамических сопротивлений чугунного ребристого воздухоподогревателя//Известия ВТИ. 1951. № 2. С. 51—55.

12-54. **Кузнецов Н. В., Щербаков А. З., Титова Е. Я.** Новые расчетные формулы для аэродинамического сопротивления поперечно-обтекаемых пучков труб//Теплоэнергетика. 1954. № 9. С. 27—32.

12-55. **Лисейкин И. Д.** Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление мембранных конвективных поверхностей нагрева//Теплоэнергетика. 1984. № 12. С. 66—69.

12-56. **Локшин В. А., Лисейкин И. Д.** Исследование и расчет аэродинамики мембранных конвективных поверхностей нагрева//Теплоэнергетика. 1971. № 9. С. 35—37.

12-57. **Локшин В. А., Лисейкин И. Д., Аронов Д. И.** Исследование и расчет теплоотдачи и аэродинамических сопротивлений коридорных пучков труб//Теплоэнергетика. 1975. № 1. С. 75—77.

12-58. Локшин В. А., Мочан С. И., Фомина В. Н. Обобщение материалов по аэродинамическим сопротивлениям шахматных поперечно-омываемых пучков труб//Теплоэнергетика. 1971. № 10. С. 41—48.

12-59. **Луговский С. И., Андрианов И. С.** Очистка газов, отходящих от вагранок и электросталеплавильных печей. М., 1972. 175 с.

12-60. **Марьямов Н. Б.** Расчет трубчато-пластинчатых и трубчато-ребристых радиаторов//Труды ЛПИ. Л., 1946. № 18. 215 с.

12-61. **Марьямов Н. Б.** Экспериментальное исследование и расчет авиационных радиаторов//Труды ЦАГИ. М., 1938. № 367. 230 с.

12-62. **Мягкий Е. М., Корчажкин М. П.** К расчету пропускной способности циклонных сепараторов//Газовая промышленность. 1956. № 11. С. 21—25.

12-63. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. 2-е изд., стереотип. М., 1977. 344 с.

12-64. **Мурашкевич Ф. И.** Эффективность пылеулавливания турбулентным промывателем// Инж.-физ. ж-л. 1959. Т. 2. № 11. С. 825—829.

12-65. **Обобщение** материалов по аэродинамическому сопротивлению поперечно-омываемых гладкотрубных пучков/И. С. Мочан, В. Н. Фомина, П. И. Микушкина, Е. Я. Титова//Теплоэнергетика, 1985. № 11. С. 14—20.

12-66. **Очистка** промышленных газов от пыли/В. Н. Ужов, А. Ю. Вальдберг, Б. И. Мягков, И. К. Решидов. М., 1981. 390 с.

12-67. **Павлов Г. Г.** Аэродинамика технологических процессов и оборудования текстильной промышленности. М., 1975. 152 с.

12-68. **Петрянов И. В., Козлов В. И., Басманов П. И., Огородников Б. И.** Волокнистые фильтрующие материалы ФП. М., 1968. 78 с.

12-69. **Пирумов А. И.** Аэродинамические основы инерционной сепарации. М.: 1961. 170 с.

12-70. **Пирумов А. И.** Обеспыливание воздуха. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1981. 296 с.

12-71. **Пирумов А. И.** Рекомендации по проектированию очистки воздуха в системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха/ЦНИИпромзданий. М., 1972. С. 60—90.

12-72. **Рабинович Б. В.** Введение в литейную гидравлику. М., 1966. 320 с.

12-73. **Рычагов В. В., Шольц М. Е.** Взаимное влияние местных сопротивлений в напорных коммуникациях насосных станций: Экспресс-информация/ЦБНТИ Минводхоза СССР. 1970. Сер. 6. Вып. 2. 20 с.

12-74. **Скобельцын Ю. А., Хомутов П. В.** Взаимное влияние различных по конфигурации прохода запорных устройств при низких числах Рейнольдса//Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1972. № 7. С. 22—23.

12-75. **Современные** конструкции трубопроводной арматуры: Справочное пособие/Под ред. Ю. М. Котелевского. М., 1970. 250 с.

12-76. **Справочник** по пыле- и золоулавливанию/М. И. Биргер, А. Ю. Вальдберг, Б. И. Мягков, В. Ю. Падва, А. А. Русанов, И. И. Урбах. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1983. 312 с.

12-77. **Справочник** проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха/Под ред. И. Г. Староверова. М., 1978. Ч. 2. 510 с.

12-78. **Стасюлявичюс Ю. Л., Самошко П. С.** Теплообмен и аэродинамика шахматных пучков труб в поперечном потоке воздуха//Инж.-физ. ж-л. 1964. Т. 8. № 11. С. 10—15.

12-79. **Тагер С. А.** Расчет аэродинамического сопротивления циклонных камер сгорания//Теплоэнергетика. 1971. № 7. С. 18—23.

12-80. **Талиев В. Н.** Аэродинамические характеристики новых конструкций аэрационных фонарей. М., 1955. 60 с.

12-81. **Тарат Э. Я., Вальдберг А. Ю.** О гидравлическом сопротивлении провальных решеток при пенном режиме//ЖПХ. 1970. Т. 13. № 8. С. 315—320.

12-82. **Тебеньков Б. П.** Рекуператоры для промышленных печей. М., 1967. 358 с.

12-83. **Теверовский Е. Н.** Опыт эксплуатации и промышленных испытаний различных золоуловителей и рекомендации по их выбору//Труды конференции по вопросам золоулавливания, шлакоулавливания и шлакозолоиспользования. М., 1955. С. 135—150.

12-84. **Теверовский Е. Н., Зайцев М. М.** Пылеулавливающий, абсорбционный и теплообменный аппарат «ТП» с высокоскоростным потоком газа//Труды НИИОгаз. М., 1957. № 1. С. 105—133.

12-85. **Тормозящее** действие коронного разряда на поток газа в электрофильтре/А. А. Гурвиц, Ю. А. Лямин, Л. С. Левин и др.//Промышленная и санитарная очистка газов: Экспресс-информация/ЦИНТИхимнефтемаш. М., 1985. Сер. ХМ-14. 5 с.

12-86. **Тулин С. Н.** Теплопередача и сопротивление в пучках трубок с проволочным оребрением//Теплоэнергетика. 1958. № 3. С. 70—75.

12-87. **Ужов В. Н.** Очистка промышленных газов электрофильтрами. М., 1967. 344 с.

12-88. **Ужов В. Н., Вальдберг А. Ю.** Очистка промышленных газов мокрыми фильтрами. М., 1972. 247 с.

12-89. **Ужов В. Н., Мягков Б. И.** Очистка промышленных газов фильтрами. М., 1970. 319 с.

12-90. **Умбрасас М.-Р. А.** Оценка безотказности судовых трубопроводов, включающих сочетание отводов, при проектировании систем морской воды: Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь, 1984. 178 с.

12-91. **Участкин П. В.** Исследование эффективности и гидравлического сопротивления элиминаторов//Отопление и вентиляция. 1940. № 6. С. 33—39.

12-92. **Фрухт И. А.** Гидравлическое сопротивление фонарей, снабженных ветроотбойными щитками//Строительная промышленность. 1958. № 1. С. 41—45.

12-93. **Фрухт И. А.** Влияние геометрических соотношений на работу незадуваемых вытяжных фонарей для аэрации//Известия вузов. Строительство и архитектура. 1959. № 7. С. 31—37.

12-94. **Ханжонков В. И.** Аэродинамическое сопротивление плоских каналов с обратным симметричным поворотом//Промышленная аэродинамика. М., 1962. Вып. 21. С. 151—156.

12-95. **Ханжонков В. И.** Аэродинамические характеристики унифицированного дефлектора ЦАГИ для вагонов//Промышленная аэродинамика. М., 1958. № 10. С. 111—117.

12-96. **Ханжонков В. И.** Вентиляционные дефлекторы. М., 1947. 105 с.

12-97. **Циклоны** НИИОгаз, Ярославль, 1971. 94 с.

12-98. **Шольц М. Е.** К вопросу о взаимном влиянии местных сопротивлений//Вопросы гидравлики/Моск. гидромелиор. ин-т. М., 1969. С. 131—135.

12-99. **Штромберг Я. А., Канунников В. Ф.** Конструкции пылеуловителей лаборатории промышленной вентиляции и аэродинамики ВНИИОТ ВЦСПС (Тбилиси)//Обеспыливание в металлургии. М., 1971. С. 156—162.

12-100. **Щербаков А. Э., Жирнов Н. И.** Теплопередача и аэродинамическое сопротивление чугунного ребристо-зубчатого воздухоподогревателя//Теплоэнергетика. 1954. № 8. С. 25—30.

12-101. **Электрофильтры:** Каталог/Ю. А. Попов, С. С. Янковский, М. Г. Мазус и др.// ЦИНТИхимнефтемаш. М., 1986. 30 с.

12-102. **Эльперин И. Т.** Поворот газов в трубном пучке//Известия АН БССР. 1950. № 3. С. 70—78.

12-103. **Юдин Е. Я., Елин И. С.** Выбор оптимальных параметров осевых вентиляторов//Тр. ЦАГИ. М., 1946. № 591. С. 1—20.

12-104. **Brauer H.** Intersuchungen über den Strömungswiderstand und den Wärmeübergang bei fluchtend angeordneten Rippenrohren//Techn. Mitt. 1962. Bd. 55. N 5. S. 214—226.

12-105. **Robinson K. K., Briggs D. E.** Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes//Chem. Engng. Rrogr. Sympos. 1966. V. 62. N 64. P. 177—184.

12-106. **Zumann R.** Druckverlust bei quer angestromten Glattrohrbündeln//Chemniker-Ztg. Chem Apparat. 1962. Bd. 86. N 8. S. 275—281.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

В

Вход: в прямой канал 140, 141; в трубу 122—125, 131—136; из ограниченного объема 129
Выходы при различной заделке прямой трубы 129—131
Выход: из диффузора 512—538; из канала 560; 561; из колена 543—546; из трубы 510—512, 530, 531, 556—560; с экраном 128
Вязкость газов: динамическая 14—16, 18; кинематическая 14, 15, 17, 18

Г

Газы: Истечение из отверстия 35—41; Режимы течения 18—20; Свойства 12—18; Уравнения движения 21—29

Д

Давление статическое 32, 33
Дефлекторы 620, 621
Деформация потока в прямой трубе 163, 164
Диафрагмы 167—173, 175—177
Диффузор: в сети с расширением в одной плоскости 227—230; выходной 538, 539, 542, 543; круглого сечения 211—223, 232, 233, 235, 236; плоский пятиканальный дозвуковой 230—232; прямоугольного сечения 224—227, 236—238, 243; с криволинейными образующими 233, 234; с несимметричным расширением 241, 242; со ступенчатыми стенками 238; 243, 244; с переходом с круга на прямоугольник или с прямоугольника на круг 256; с расширением в одной плоскости 238, 239, 241, 242
Диффузоры 209, 210: кольцевые 244, 245; кривоосные 247—249; пониженного сопротивления 240; радиально-кольцевые и осерадиально-кольцевые 246

Ж

Жидкости: Истечение из отверстия 35—41; Плотность 12, 13; Режимы течения 18—20; Уравнения движения 21—29

З

Задвижки 434, 435, 438—442
Затворы: вальцовые 443, 444; дисковые 452, 453, 456; дроссельные 455; захлопка 451; обратные 458; одностворчатые 453, 454; плоские дисковые 452, 453; сегментные 450, 451; шаровые 447—449
Змеевики 468

К

Калориферы 607—609
Каналы криволинейные 280—282
Клапан 434: всасывающий с сеткой 458; выпускной 444, 445; конусный 460, 461; «Косва» 435; прямоточного типа 436; регулирующий 457; с делительными стенками 437; тарельчатый 459—462
Колена: без лопаток 308, 309; в системе пневмотранспорта 330, 331; Z-образной формы 295—298; круглого сечения 284, 293—295, 322; прямоугольного сечения 289—291, 317, 318, 320, 321; П-образной формы 299—301; с закругленными кромками 288, 289; сопряженные 308—315; составленные из отдельных звеньев 292, 293—295; с острыми кромками 286, 287; U-образной формы 301, 302
Коллекторы: вделанные в стенку 177; Z-образной формы 400; очерченные по дуге круга 126; 127; П-образной формы 399; раздающие 397; собирающие 398
Компенсаторы 466, 467
Конфузоры круглого сечения 249—252
Короб раздающий 396
Коэффициент: гидравлического сопротивления 10; расхода жидкости 37—40
Кран 446, 452
Крестовины 386—395

Л

Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой 464—466

М

Материалы фильтрующие 417, 418

Н

Нагнетатель: Работа в сети 41—43
Насадки 421—424: из деревянных реек 425, 426; из керамических колец 424, 425; приточные (воздухораспределители) 547—552; слоевые 421—424

О

Обводы 308—312
Отверстия 173, 174, 178—180
Отводы 277—279; 282; в системе пневмотранспорта 330, 331; гибкие стеклотканевые 316; круглого сечения 284; крутоизогнутые 308—312; прямоугольного сечения 317, 318; расположенные за центробежными вентиляторами 285; с концентрическими направляющими лопатками 318, 319; сопряженные 303—308;

П

Патрубки входные осевых стационарных турбомашин 141
Печь нагревательная 619, 620
Пластинки прямоугольные 484, 495
Поворот: плоский 275; пространственный 273, 274, 323—327; симметричный 328—330
Поток: дозвуковой 25—27; с равномерным распределением скоростей 158, 159
Промыватель турбулентный (труба Вентури) 590, 591

Профили 486, 495, 496
Пучки труб 99—101, 611—616
Пылеуловитель 592

Р

Радиаторы 604—606
Распорки 481—485
Раструб (конический коллектор) 127, 128
Расширение внезапное 158—163
Рекуператоры 618
Решетки: жалюзийные 182; из перфорированных листов 408; из утолщенных реек 410, 411; при больших дозвуковых скоростях 415, 416; с закругленными краями отверстий 411, 412; с различными формами краев отверстий 412, 413; стержневые 419, 420
Рукава из резины 106, 107

С

Самотяга 28, 29
Сети 29—32, 43—48
Сетки 414, 415
Системы гомогенные и гетерогенные 33—35
Скрубберы 593
Сопротивления сетей гидравлические 29—32, 43—59
Створки 180—182
Струя свободная 562—564
Сужение внезапное 165, 166

Т

Тела: изотермической формы 489; плохообтекаемые 477; различной формы 490—493
Теплообменники 617
Ткани фильтрующие 427
Тройняк: вытяжной 343—363, 378;— отвод 628; при больших скоростях 371—373; приточный 364—371, 373—378; сборный — коллектор 630—632; симметричной формы 379—386;— тройник 629, 630; улучшенной формы 371, 372
Трубы: аэродинамические 49, 54—59, 183; из алюминиевых или стальных лент 102; из березовой фанеры 110; из прорезиненного материала типа брезента 109, 110; кольцевого поперечного сечения 95—98, 108, 109; любого сечения 112, 113; пластмассовые 111, 112; прямоугольные 93—95, 103, 104; со стыками (сварные) 102, 103; с прямоугольными кольцевыми выемками 103, 104; треугольного сечения 98, 99

У

Уплотнение лабиринтное 463
Установка для мокрой очистки газов 43—55
Устройства воздухоприемные 142
Участки: входные электрофильтров 599, 560; выходные 561, 562; в сети переходные 252—255

Ф

Ферма, помещенная в трубу 498, 499
Фильтры 594—599
Фонари 622—624

Ц

Циклоны: батарейные 586; НИИОгаза 579—585; противоточные 582; прямоточные 587—589
Цилиндры: гладкие 497; круговые 479—481, 485; эллиптические 493, 494

Ч

Часть фасонная — арматура 632—634

Ш

Шар 487, 488
Шахты 137—139, 553—556
Шероховатость поверхности труб и каналов эквивалентная 78—84

Э

Электрокалориферы 610
Электрофильтры 601—603
Элементы: вентиляторов 142—145; выходные за вентилятором 540—542
Элиминаторы 625

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

Идельчик Исаак Евсеевич

СПРАВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СОПРОТИВЛЕНИЯМ

Редактор *И. И. Лесниченко* Переплет художника *В. Д. Епанешникова* Технический редактор *Л. П. Гордеева* Корректор *И. М. Борейша*

ИБ № 4863

Сдано в набор 03.04.89. Подписано в печать 30.05.91. Формат 70×100/16. Бумага офсетная № 1. Гарнитура «таймс». Печать офсетная. Усл. печ. л. 54,6. Усл. кр.-отт. 54,6. Уч.-изд. л. 52,27. Тираж 1300 экз. Заказ 1153. «С»

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Отпечатано в московской типографии № 4 Госкомпечати СССР, 129041, Москва, Б. Переяславская, 46, с диапозитивов, изготовленных в ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография» Государственного комитета СССР по печати. 113054. Москва, Валовая, 28. Зак. 1584.