

**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 вузов.

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

<p>Предисловие к третьему изданию ..... 5</p> <p>Предисловие ко второму изданию ..... 6</p> <p><i>Раздел первый. Общие сведения и элементы аэродинамики и гидравлики напорных систем</i> ..... 10</p> <p style="padding-left: 20px;">1-1. Общие указания ..... 10</p> <p style="padding-left: 20px;">1-2. Свойства жидкостей и газов ..... 12</p> <p style="padding-left: 20px;">1-3. Режимы течения жидкости (газа) ..... 18</p> <p style="padding-left: 20px;">1-4. Равновесие жидкости и газа ..... 20</p> <p style="padding-left: 20px;">1-5. Уравнения движения жидкости и газа ..... 21</p> <p style="padding-left: 20px;">1-6. Гидравлические сопротивления сетей ..... 29</p> <p style="padding-left: 20px;">1-7. Распределение статического давления по участкам сети повышенного сопротивления ..... 32</p> <p style="padding-left: 20px;">1-8. Обобщенные формулы сопротивления для однородных и гетерогенных систем ..... 33</p> <p style="padding-left: 40px;">9. Истечение жидкости и газа из отверстия ..... 35</p> <p style="padding-left: 20px;">1-10. Работа нагнетателя в сети ..... 41</p> <p style="padding-left: 20px;">1-11. Схемы расчета гидравлического сопротивления сетей ..... 43</p> <p><i>Раздел второй. Сопротивление при течении по прямым трубам и каналам (коэффициенты сопротивления трения и параметры шероховатости)</i> ..... 60</p> <p style="padding-left: 20px;">2-1. Пояснения и практические рекомендации ..... 60</p> <p style="padding-left: 20px;">2-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления трения ..... 85</p> <p><i>Раздел третий. Сопротивление при течении на входе в трубы и каналы (коэффициенты сопротивления входных участков)</i> ..... 114</p> <p style="padding-left: 20px;">3-1. Пояснения и практические рекомендации ..... 114</p> <p style="padding-left: 20px;">3-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления ..... 122</p>	<p><i>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.)</i> ..... 146</p> <p style="padding-left: 20px;">4-1. Пояснения и практические рекомендации ..... 146</p> <p style="padding-left: 20px;">4-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления ..... 158</p> <p><i>Раздел пятый. Сопротивление при течении с плавным изменением скорости (коэффициенты сопротивления диффузоров, конфузоров и других переходных участков)</i> ..... 184</p> <p style="padding-left: 20px;">5-1. Пояснения и практические рекомендации ..... 184</p> <p style="padding-left: 20px;">5-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления ..... 209</p> <p><i>Раздел шестой. Сопротивление при течении с изменением направления потока (коэффициенты сопротивления изогнутых участков — колен, отводов и др.)</i> ..... 257</p> <p style="padding-left: 20px;">6-1. Пояснения и практические рекомендации ..... 257</p> <p style="padding-left: 20px;">6-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления ..... 277</p> <p><i>Раздел седьмой. Сопротивление при течении со слиянием потоков или разделением потока (коэффициенты сопротивления тройников, крестовин, распределительных коллекторов)</i> ..... 332</p> <p style="padding-left: 20px;">7-1. Пояснения и практические рекомендации ..... 332</p> <p style="padding-left: 20px;">7-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления ..... 343</p>
---	--

<i>Раздел восьмой. Сопротивление при течении через препятствия, равномерно распределенные по сечению каналов (коэффициенты сопротивления решеток, сеток, пористых слоев, насадок и др.).....</i>	401	10-1. Пояснения и практические рекомендации .....	469
8-1. Пояснения и практические рекомендации .....	401	10-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления .....	478
8-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления .....	408	<i>Раздел одиннадцатый. Сопротивление при течении на выходе из труб и каналов (коэффициенты сопротивления выходных участков) .....</i>	501
<i>Раздел девятый. Сопротивление при течении через трубопроводную арматуру и лабиринты (коэффициенты сопротивления клапанов, задвижек, затворов, лабиринтов, компенсаторов) .....</i>	428	11-1. Пояснения и практические рекомендации .....	501
9-1. Пояснения и практические рекомендации .....	428	11-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления .....	510
9-2. Диаграммы коэффициентов сопротивления .....	434	<i>Раздел двенадцатый. Сопротивление при течении через различные аппараты (коэффициенты сопротивления аппаратов и других устройств) .....</i>	565
<i>Раздел десятый. Сопротивление при обтекании тел потоком в трубе (коэффициенты сопротивления участков с выступами, распорками, фермами и другими телами) .....</i>	469	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 сопро-

тивления 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 справочник 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 газозвудушных 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; бензотопливопроводы 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 газозвудушных 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 газозвудушных 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	Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
$a_1$	Скорость распространения звука	м/с	$M = \frac{1}{F} \int (w/w_0)^2 dF$	Коэффициент количества движения (коэффициент Буссинеска)	—
$a_{кр}$	Критическая скорость звука	м/с			
$a^*$	Скорость звука в заторможенном потоке	м/с			
$a, b$	Стороны прямоугольного сечения	м	$m_0$	Степень орошения	м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>
$c_p, c_v$	Удельная теплоемкость газов при постоянном давлении и постоянном объеме	Дж/(кг·°С)	$N = \frac{1}{F} \int (w/w_0)^3 dF$	Коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса)	—
$c_x$	Коэффициент лобового сопротивления	—	$n_a$	Отношение площадей сечений (степень расширения или сужения сечения)	—
$D, d$	Диаметры поперечного сечения	м	$n$	Показатель политропы	—
$D_r = 4F/\Pi; d_r = 4f/\Pi$	Гидравлические или эквивалентные диаметры (учетверенные гидравлические радиусы)	м	$n_s$	Количество элементов	—
			$p$	Статическое давление	Па
$F, f$	Площади поперечного сечения	м <sup>2</sup>	$p^*$	Полное давление или давление торможения потока	Па
			$p_x$	Избыточное давление	Па
$\bar{f} = F_{отв}/F_p$	Коэффициент живого сечения (просвет) решетки, диафрагмы, слоя и т. п.	—	$\Delta p$	Потеря полного давления	Па
			$P_x$	Сила лобового сопротивления	Н
$G$	Массовый расход жидкости (газа)	кг/с	$Q$	Объемный расход жидкости (газа)	м <sup>3</sup> /с
$g$	Ускорение свободного падения	м/с <sup>2</sup>	$R$	Газовая постоянная	Дж/(кг·К)
$h$	Высота	м	$R_c$	Гидравлический радиус	м
$k = c_p/c_v$	Показатель изэнтропы	—	$R_0, r$	Радиусы поперечного сечения круглой трубы или закруглений	м
$l$	Длина участка, глубина канала или утолщение отверстия	м	$Re = wD_t/\nu$	Число Рейнольдса	—
$Ma = w/a_1$	Число Маха	—			

Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ	Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
$S, s$	Шаг (расстояние между стержнями в пучке труб, между отверстиями решетки и т. д.)	м	$\Delta$	Эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость стенок	м
$S_e$	Длина свободной струи	м	$\Delta_0$	Средняя высота выступов шероховатости стенок (абсолютная шероховатость)	м
$S_0$	Площадь поверхности	м <sup>2</sup>	$\bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_r}; \bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_r}$	Относительная шероховатость стенок	—
$S_m$	Миделева площадь тела в потоке	м <sup>2</sup>	$\varepsilon = F_{сж}/F_0$	Коэффициент заполнения сечения (коэффициент сжатия)	—
$T(t)$	Термодинамическая температура	К (°С)	$\varepsilon'$	Пористость (доля свободного объема)	—
$T^*$	Термодинамическая температура торможения потока	К	$\varepsilon_r = \sqrt{\bar{w}^2}/w_0$	Степень турбулентности	—
$v_y$	Удельный объем	м <sup>3</sup> /кг	$\zeta \equiv \Delta p / \frac{\rho w^2}{2}$	Коэффициент гидравлического сопротивления	—
$v$	Скорость бокового оттока (притока)	м/с	$\zeta_m$	Коэффициент местного гидравлического сопротивления	—
$w$	Скорость потока	м/с	$\zeta_{тр}$	Коэффициент сопротивления трения участка длиной $l$	—
$w'$	Продольная пульсационная скорость потока	м/с	$\eta$	Динамическая вязкость	Па·с
$z$	Запыленность	г/м <sup>3</sup>	$\eta_n$	Коэффициент очистки	—
$z_a$	Пылеемкость	кг/м <sup>2</sup>	$\lambda = \zeta_{тр} \frac{l}{D}$	Коэффициент сопротивления трения единицы относительной дли-	—
$\alpha$	Центральный угол расширения или сужения; угол ответвления тройника; угол набегания потока на тело	°			
$\delta$	Угол поворота (отвода, колена); угол открытия клапана	°			
$\delta_r$	Толщина стенки, пограничного слоя или пристеночного слоя	м			
$\delta_{ст}$	Высота стыка	м			



Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
$\lambda_c = w/a_{кр}$	ны ( $l/D_r = 1$ ) участка Относительная (приведенная) скорость потока	—
$\mu$	Коэффициент расхода	—
$\mu_x$	Массовая концентрация частиц, взвешенных в потоке	—
$\nu$	Кинематическая вязкость	$m^2/c$

Обозначения	Наименование величины	Сокращенное обозначение в системе СИ
$\rho$	Плотность жидкости (газа)	$кг/м^3$
$\rho^*$	Плотность заторможенного потока газа	$кг/м^3$
$\rho_{кр}$	Плотность газа при критической скорости	$кг/м^3$
$\Pi$	Периметр сечения	$м$
$\phi$	Коэффициент скорости	—

## ИНДЕКСЫ

Индексы при  $F, f, D, d, \Pi, a, b, w, p, Q, \rho$  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;
- $\infty$ —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  $\Delta p$  и  $\zeta$  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 потерь полной энергии (мощности) потока к кинетической энергии (мощности) или потерь полного давления, осредненного по массовому расходу, к динамическому давлению в условленном сечении называют *коэффициентом гидравлического сопротивления* \*<sup>1</sup>.

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, большим 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  $Q_3/Q_2$  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  $\lambda$  единицы относительной длины ( $l/D=1$ ) участка \*<sup>1</sup> 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)],

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

\*<sup>1</sup> 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.

\*<sup>1</sup> 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  $\lambda$ .

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

5. На диаграммах, относящихся к элементам труб и каналов сравнительно небольшой протяженности, для которых значения  $\zeta_{\text{тр}}$  пренебрежимо малы по сравнению с  $\zeta_{\text{м}}$ , коэффициент местного сопротивления можно рассматривать как суммарный ( $\zeta$ )\*<sup>1</sup>.

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

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

6. Приводимые в справочнике значения  $\zeta_{\text{м}}$  учитывают не только местные потери полного давления (местное сопротивление\*<sup>2</sup>), 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  $\rho w_{\text{вых}}^2/2$  при выходе\*<sup>3</sup>.

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  $\zeta_{\text{м}}$  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  $\zeta_2$  и  $\zeta_3$  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  $\zeta_{\text{м}}$  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]:

$$\Delta p = k_1 w + k_2 w^2. \quad (1-2)$$

Соответственно коэффициент сопротивления

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

где  $A$  — постоянная величина;  $\zeta_{\text{м}}$  принимается как  $\zeta$  для области квадратичного закона сопротивления [автомодельной области —  $Re \geq 10^4$ ]. При очень малых числах Рейнольдса

\*<sup>3</sup> 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 потерянными 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.

\*<sup>1</sup> Для простоты индекс «сумм» при коэффициенте сопротивления  $\zeta$  и при сопротивлении  $\Delta p$  будет везде опущен.

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

( $Re \leq 25$ ) 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  $25 \leq Re \leq 10^5$  коэффициент пропорциональности  $k_3$  может быть равным, большим 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  $Re \geq 10^5 + 2 \cdot 10^5$  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  $\zeta$ , для турбулентного режима ( $Re \geq 2 \cdot 10^3$ ) 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  $Re \geq 10^2$ .

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

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 приблизительно, умножая коэффициент  $\zeta$  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 от-

ношением сторон  $a_0/b_0 = 0,5 - 2,0$  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  $\zeta$ , выражаемые приближенными формулами, могут несколько расходиться с данными графиков (таблиц). Формулы при этом могут служить только для более приближенных расчетов.

18. Поскольку коэффициенты гидравлических сопротивлений не зависят от среды <sup>\*1</sup>, протекающей через трубопровод (канал), а определяются главным образом геометрическими параметрами рассматриваемого 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  $\zeta$  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 текущей 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 ( $t = 0^\circ C$ ,  $p = 101,325$  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

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

<sup>\*1</sup> Если она однородная и несжимаемая.

## 1-1. Плотность воды

Продолжение табл. 1-2

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
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	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
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

Наименование жидкости	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
деревянное	15	920
касторовое	15	970
кокосовое	15	930
льняное (вар)	15	940
машинное:		
весьма жидко-текущее	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

## 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, $\text{кг/м}^3$	Отношение плотности газа к плотности воздуха	$c_p$		$c_v$		$k = c_p/c_v$
				$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	
Азот	$\text{N}_2$	1,2507	0,9673	1,043	0,249	0,745	0,178	1,40
Аммиак	$\text{NH}_3$	0,7676	0,5937	2,161	0,515	1,649	0,394	1,31
Аргон	$\text{Ar}$	1,7820	1,3782	0,523	0,125	0,315	0,075	1,66
Ацетилен	$\text{C}_2\text{H}_2$	1,1733	0,9074	1,672	0,399	1,357	0,324	1,23
Бутан:								
нормальный	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	2,6730	2,0673	1,918	0,458	1,733	0,414	1,11
изобутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	2,6680	2,0634	1,633	0,390	—	—	—
Воздух	—	1,2930	1,0000	1,005	0,240	0,716	0,171	1,40

Наименование газа	Химическая формула	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Отношение плотности газа к плотности воздуха	c <sub>p</sub>		c <sub>v</sub>		k = c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>
				кДж / кг·°С	ккал / кг·°С	кДж / кг·°С	ккал / кг·°С	
Водород	H <sub>2</sub>	0,0899	0,0695	14,286	3,410	10,132	2,420	1,41
Водяной пар (при 100° С)	H <sub>2</sub> O	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 <sub>2</sub> O	1,9780	1,5298	0,879	0,210	0,687	0,164	1,28
Кислород	O <sub>2</sub>	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 <sub>4</sub>	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 <sub>3</sub>	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 <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,0200	1,5622	1,633	0,390	1,432	0,342	1,22
Пропилен	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	1,9140	1,4802	1,549	0,370	1,336	0,319	1,16
Сероводород	H <sub>2</sub> S	1,5390	1,1903	1,059	0,253	0,804	0,192	1,32
Сероокись углерода	COS	2,7210	2,1044	—	—	—	—	—
Двуокись серы	SO <sub>2</sub>	2,927	2,2637	0,632	0,151	0,502	0,120	1,26
Углекислый газ	CO <sub>2</sub>	1,9760	1,5282	0,846	0,202	0,656	0,157	1,29
Хлор	Cl <sub>2</sub>	3,2170	2,4880	0,481	0,115	0,356	0,085	1,35
Хлористый метил	CH <sub>3</sub> Cl	2,3080	1,7850	0,804	0,192	0,639	0,153	1,26
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,3570	1,0495	1,752	0,418	1,476	0,353	1,19
Этилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1,2610	0,9752	1,554	0,371	1,258	0,300	1,24

где ρ<sub>1</sub>, ρ<sub>2</sub>, ..., ρ<sub>n</sub> — плотность компонентов, входящих в смесь при 0° С и 101,325 кПа (см. табл. 1-3), кг/м<sup>3</sup>; v<sub>1</sub>, v<sub>2</sub>, ..., v<sub>n</sub> — 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 у;

2) кинематическую вязкость ν, представляющую собой отношение динамической вязкости к плотности жидкости (газа); ν = η/ρ.

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 / м <sup>2</sup>	фунт / фут·с	фунт / фут·ч
1 мкП (микропуаз)	1	10 <sup>-4</sup>	10 <sup>-6</sup>	10 <sup>-7</sup>	3,6 · 10 <sup>-4</sup>	1,02 · 10 <sup>-8</sup>	6,72 · 10 <sup>-8</sup>	2,42 · 10 <sup>-4</sup>
1 сП (сантипуаз)	10 <sup>4</sup>	1	10 <sup>-2</sup>	10 <sup>-3</sup>	3,6	1,02 · 10 <sup>-4</sup>	6,72 · 10 <sup>-4</sup>	2,42
1 П (пуаз)	10 <sup>6</sup>	10 <sup>2</sup>	1	10 <sup>-1</sup>	3,6 · 10 <sup>2</sup>	1,02 · 10 <sup>-2</sup>	6,72 · 10 <sup>-2</sup>	2,42 · 10 <sup>2</sup>
1 Па·с [кг/(м·с)]	10 <sup>7</sup>	10 <sup>3</sup>	10	1	3,6 · 10 <sup>3</sup>	1,02 · 10 <sup>-1</sup>	6,72 · 10 <sup>-1</sup>	2,42 · 10 <sup>3</sup>
1 кг/(м·ч)	2,78 · 10 <sup>3</sup>	2,78 · 10 <sup>-1</sup>	2,78 · 10 <sup>-3</sup>	2,78 · 10 <sup>-4</sup>	1	2,83 · 10 <sup>-5</sup>	1,867 · 10 <sup>-4</sup>	6,72 · 10 <sup>-1</sup>
1 кгс·с/м <sup>2</sup>	9,81 · 10 <sup>7</sup>	9,81 · 10 <sup>3</sup>	9,81 · 10	9,81	3,53 · 10 <sup>4</sup>	1	6,592	2,373 · 10 <sup>4</sup>
1 фунт/(фут·с)	1,488 · 10 <sup>7</sup>	1,488 · 10 <sup>3</sup>	1,488 · 10	1,488	5,36 · 10 <sup>3</sup>	1,52 · 10 <sup>-1</sup>	1	3,6 · 10 <sup>3</sup>
1 фунт/(фут·ч)	4,13 · 10 <sup>3</sup>	4,13 · 10 <sup>-1</sup>	4,13 · 10 <sup>-3</sup>	4,13 · 10 <sup>-4</sup>	1,488	4,22 · 10 <sup>-5</sup>	2,78 · 10 <sup>-4</sup>	1 <sup>1</sup> / <sub>3</sub>

1-5. Соотношения между единицами кинематической вязкости  $\nu$

Единица измерения	мм <sup>2</sup> /с, сСт	см <sup>2</sup> /с, Ст	м <sup>2</sup> /с	м <sup>2</sup> /ч	фут <sup>2</sup> /с	фут <sup>2</sup> /ч
1 мм <sup>2</sup> /с=1 сСт (сангистокс)	1	10 <sup>-2</sup>	10 <sup>-6</sup>	3,60 · 10 <sup>-3</sup>	1,07 · 10 <sup>-5</sup>	3,87 · 10 <sup>-2</sup>
1 см <sup>2</sup> /с=1 Ст (стокс)	10 <sup>2</sup>	1	10 <sup>-4</sup>	3,60 · 10 <sup>-1</sup>	1,07 · 10 <sup>-3</sup>	3,87
1 м <sup>2</sup> /с	10 <sup>6</sup>	10 <sup>4</sup>	1	3,60 · 10 <sup>3</sup>	1,07 · 10	3,87 · 10 <sup>4</sup>
1 м <sup>2</sup> /ч	2,78 · 10 <sup>2</sup>	2,78	2,78 · 10 <sup>-4</sup>	1	2,99 · 10 <sup>-3</sup>	1,07 · 10
1 фут <sup>2</sup> /с	9,30 · 10 <sup>4</sup>	9,30 · 10 <sup>2</sup>	9,30 · 10 <sup>-2</sup>	3,35 · 10 <sup>2</sup>	1	3,60 · 10 <sup>3</sup>
1 фут <sup>2</sup> /ч	2,58 · 10	2,58 · 10 <sup>-1</sup>	2,58 · 10 <sup>-5</sup>	9,30 · 10 <sup>-2</sup>	2,78 · 10 <sup>-4</sup>	1

и 1-5 даны переводные множители соответственно для динамической  $\eta$  и для кинематической  $\nu$  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  $\eta_0$  — динамическая вязкость газа при 0° С;  $C$  — постоянная, зависящая от рода газа.

Динамическая вязкость  $\eta$  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.

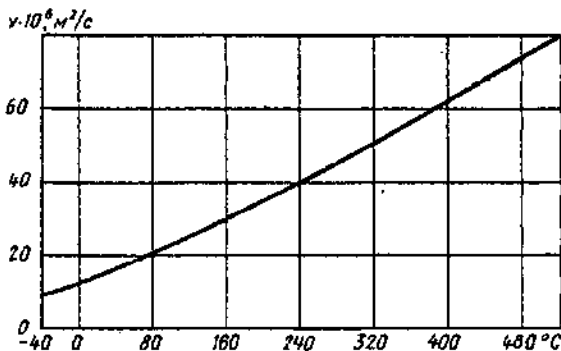


Рис. 1-1. Зависимость кинематической вязкости воздуха от его температуры при давлении 101,325 кПа

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:

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

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

Для определения динамической вязкости смеси можно пользоваться приближенной формулой

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

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

8. Зависимость динамической  $\eta$  и кинематической  $\nu$  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.

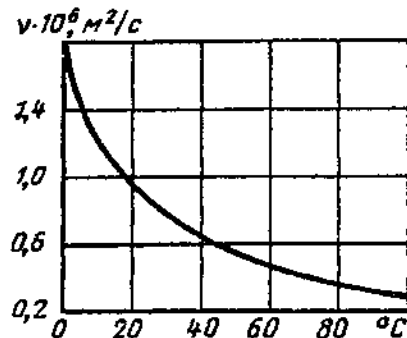


Рис. 1-2. Зависимость кинематической вязкости воды от ее температуры при 101,325 кПа

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, °C											C	Диапазон температур, °C		
		-20	0	20	40	60	80	100	150	200	300	400			600	800
Азот	N <sub>2</sub>	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 <sub>3</sub>	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 <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	9,02	9,60	10,21	10,82	11,45	12,02	12,60	—	—	—	—	—	—	215	—
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	—	6,90	7,40	—	—	—	9,50	—	—	—	—	—	—	358	—
Водород	H <sub>2</sub>	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 <sub>2</sub> O	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 <sub>2</sub>	—	11,60	12,60	—	—	—	16,30	—	20,70	24,60	—	—	—	306	300—825
Закись азота	N <sub>2</sub> O	—	13,70	14,60	—	—	—	18,30	—	22,50	26,50	—	—	—	260	25—280
Кислород	O <sub>2</sub>	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 <sub>4</sub>	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 <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	—	6,20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	383	—
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	7,00	7,50	8,00	8,54	9,05	9,58	10,01	10,00	10,30	—	—	—	—	278	20—250
Пропилен	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	—	7,80	8,35	—	—	—	10,70	11,30	12,50	14,40	—	—	—	487	—
Сероводород	H <sub>2</sub> S	—	11,60	12,40	—	—	—	15,90	—	—	—	—	—	—	331	—
Углекислый газ	CO <sub>2</sub>	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 <sub>2</sub>	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 <sub>3</sub> Cl	—	9,80	10,60	—	—	—	13,60	—	17,50	—	—	—	—	454	—
Хлористый этил	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> Cl	—	9,40	10,50	—	—	—	—	14,30	—	—	—	—	—	411	—
Цианистый водо-род	HCN	—	—	7,40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	901	—
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	—	8,60	9,20	—	—	—	11,50	12,80	14,20	—	—	—	—	252	20—250
Этилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	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  $\text{м}^2/\text{с}$ ) при давлении 101,325 кПа в зависимости от температуры от температуры {1-35, 1-36, 1-52, 1-53}

Наименование газа	Формула	Температура, °C												
		-20	0	20	40	60	80	100	150	200	300	400	600	800
Азот	$\text{N}_2$	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	$\text{NH}_3$	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	$\text{C}_2\text{H}_2$	4,73	8,20	9,35	10,60	11,94	13,25	14,70	—	—	—	—	—	—
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	—	25,80	29,70	—	—	—	48,50	—	—	—	—	—	—
Водород	$\text{H}_2$	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	$\text{H}_2\text{O}$	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	$\text{SO}_2$	—	4,00	4,60	—	—	—	7,60	—	12,20	17,60	—	—	—
Закись азота	$\text{N}_2\text{O}$	—	6,82	7,93	—	—	—	12,70	—	19,70	28,20	—	—	—
Кислород	$\text{O}_2$	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	$\text{CH}_4$	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	$\text{C}_3\text{H}_8$	3,04	3,70	4,26	4,90	5,52	6,18	6,76	8,70	10,84	15,10	—	—	—
Пропилен	$\text{C}_3\text{H}_6$	—	4,08	4,70	—	—	—	7,70	11,4	—	—	—	—	—
Сероводород	$\text{H}_2\text{S}$	—	7,62	8,70	—	—	—	14,10	—	19,80	28,00	37,30	65,20	82,00
Углекислый газ	$\text{CO}_2$	5,62	7,00	8,02	9,05	10,30	12,10	12,80	—	—	—	—	—	—
Хлор	$\text{Cl}_2$	3,09	3,80	4,36	5,02	5,66	6,36	7,15	9,10	11,50	16,25	—	—	—
Хлористый метил	$\text{CH}_3\text{Cl}$	—	4,28	4,90	—	—	—	8,05	—	—	—	—	—	—
Этан	$\text{C}_2\text{H}_6$	—	6,35	7,28	—	—	—	11,60	14,70	18,10	—	—	—	—
Этилен	$\text{C}_2\text{H}_4$	6,80	7,50	8,66	9,73	10,85	12,15	13,40	17,30	21,20	—	—	—	—

1-8. Зависимость  $\eta$  и  $\nu$  воды от  $t$  и  $p$  [1-53]

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$\eta, \text{мПа}\cdot\text{с}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$\eta, \text{мПа}\cdot\text{с}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
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 обтекавая 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:

$$Re = \frac{\rho w D_r}{\eta} = \frac{w D_r}{\nu}$$

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

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

$$\frac{L_{\text{нач}}}{D_r} = B Re, \quad (1-4)$$

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

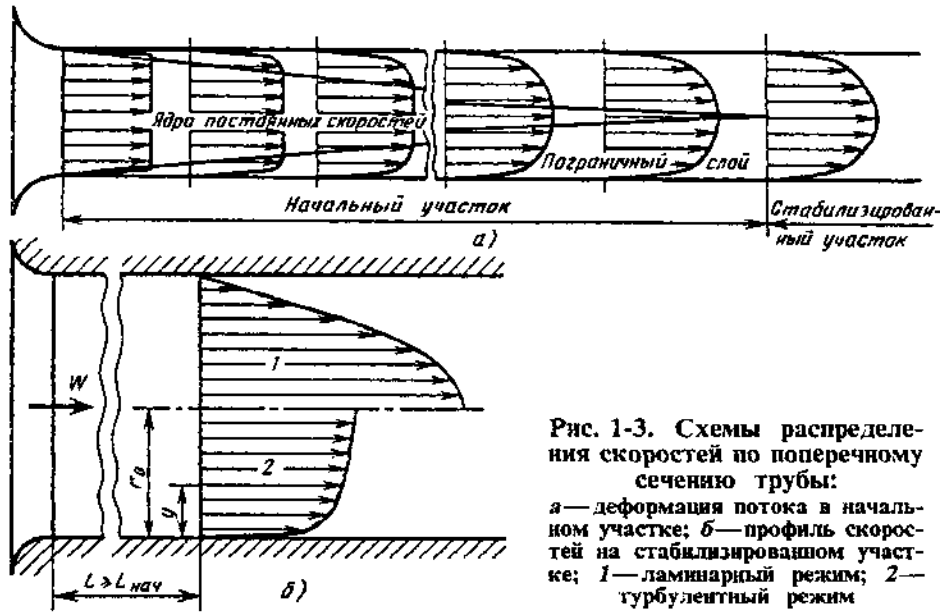


Рис. 1-3. Схемы распределения скоростей по поперечному сечению трубы: а — деформация потока в начальном участке; б — профиль скоростей на стабилизированном участке; 1 — ламинарный режим; 2 — турбулентный режим

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

Длина  $L_{нач}$  может достигать значительной величины; например,  $L_{нач} = 130D_r$  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]:

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

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

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

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

Если  $D_n/D_n \rightarrow 1,0$ , то кольцевая труба переходит в плоскую, для которой формула (1-4) принимает вид

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

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  $L_{нач} \approx 35D_r$ . 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») турбулизуется (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]:

$$\bar{x}_t = \frac{x_t}{D_0} = \frac{3,04 \cdot 10^5}{Re(1 + \eta_1)},$$

где  $\eta_1 = (w_n - w_0)/w_0$  находят по данным Шиллера [1-63];  $w_0$ ,  $w_n$  — соответственно скорость, средняя по сечению, и скорость в ядре потока.

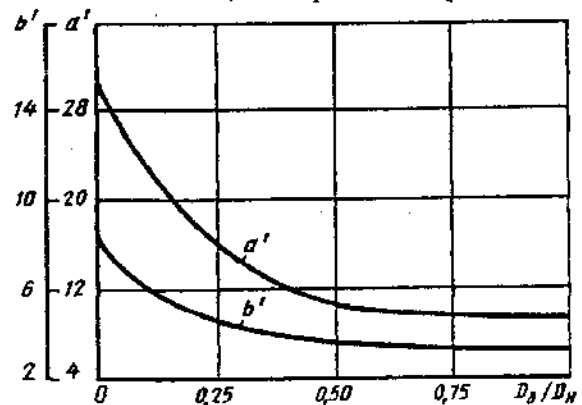


Рис. 1-4. Зависимость коэффициентов  $a'$  и  $b'$  от отношения диаметров  $D_n/D_n$  кольцевой трубы

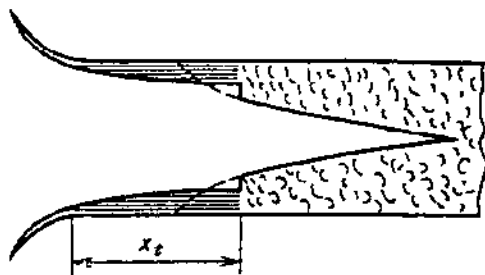


Рис. 1-5. Схема потока в смешанном входном участке трубы

При больших  $Re$  значение  $\eta_r \rightarrow 0$  и

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

Зависимость  $\bar{x}_r$  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).

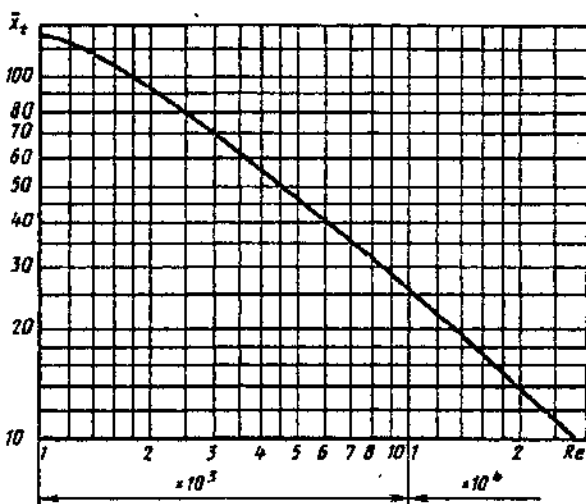


Рис. 1-6. Зависимость  $\bar{x}_r$  от  $Re$

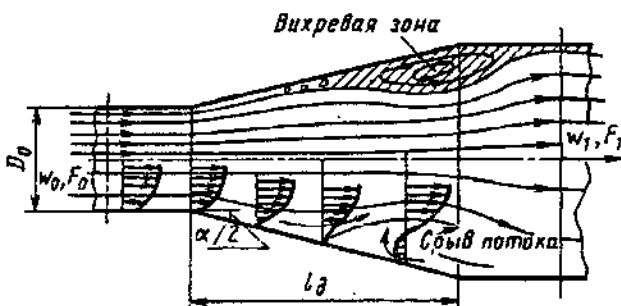


Рис. 1-7. Схема срыва потока и образования вихревой зоны в диффузоре

## 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

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

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):

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

Поэтому, например, давление на стенке сосуда, заполненного неподвижным горячим газом ( $\rho_r < \rho_a$ ), на уровне  $h = z_r - z_a$ , расположенном выше плоскости раздела газа и воздуха (рис. 1-9), как со стороны газа ( $p_r$ ), так и со стороны воздуха ( $p_h$ ) получается меньше, чем давление  $p_a$  в плоскости раздела:

$$p_r = p_a - g\rho_r h \quad (1-10)$$

$$\text{и } p_h = p_a - g\rho_a h, \quad (1-11)$$

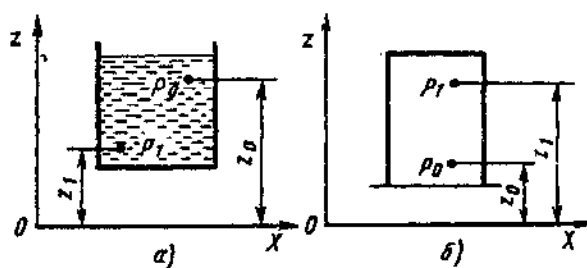
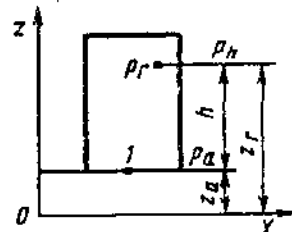


Рис. 1-8. Схема для определения давления в произвольной точке жидкости (газа) по давлению в заданной точке:  
а —  $\rho > \rho_a$ ; б —  $\rho < \rho_a$ .

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  $\rho_r$  и  $\rho_a$  — соответственно плотность газа и воздуха (средняя по высоте  $h$ ), кг/м<sup>3</sup>.

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

$$p_r - p_h = gh(\rho_a - \rho_r).$$

## 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<sup>3</sup>/с).

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

$$Q = \int_F dQ = \int_F w dF, \quad (1-12)$$

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

Массовый расход

$$G = \rho Q = \int_F \rho w dF. \quad (1-13)$$

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

$$w_{cp} = \frac{\int w dF}{F} = \frac{Q}{F}. \quad (1-14)$$

откуда

$$Q = w_{cp} F. \quad (1-15)$$

4. Объемный расход и соответственно скорость потока газа зависят от температуры, давления и влажности\*<sup>1</sup>.

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

$$Q_p = Q_{н.у} \frac{T}{273} \frac{p_{н.у}}{p_p} \left( 1 + \frac{m}{0,804} \right) \quad (1-16)$$

\*<sup>1</sup> Рассматривается идеальный газ, подчиняющийся уравнению  $pV = RT$ , для которого внутренняя энергия зависит только от температуры.

и соответственно

$$w_p = w_{н.у} \frac{T}{273} \frac{p_{н.у}}{p_p} \left( 1 + \frac{m}{0,804} \right), \quad (1-17)$$

где  $m$  — содержание водяных паров в газе, кг/м<sup>3</sup>;  $p_p$  — 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

$$Q_p = Q_{н.у} \frac{T}{273}; \quad w_p = w_{н.у} \frac{T}{273}.$$

Плотность газа при рабочих условиях

$$\rho_p = (\rho_{н.у} + m) \frac{273}{T} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m}{0,804}} \cdot \frac{p_p}{p_{н.у}}, \quad (1-18)$$

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

Для сухого газа при давлении 101,325 кПа

$$\rho_p = \rho_{н.у} \frac{273}{T}.$$

### 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

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

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

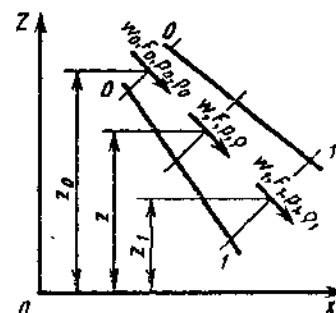


Рис. 1-10. Схема потока и его основные параметры для двух сечений канала

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

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

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

### 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\*<sup>1</sup> соответствующее уравнение энергий (мощности) имеет вид

$$\begin{aligned} \int_{F_0} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dF = \\ = \int_{F_1} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dF + \Delta N_{\text{общ}}, \quad (1-21) \end{aligned}$$

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)

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

$$\left. + g\rho z + U \right) \rho w dF - \frac{1}{G} \int_{F_1} \left( \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} + g\rho z + U \right) \rho w dF = e_0 - e_1, \quad (1-22)$$

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

$e_1 = \frac{1}{G} \int_{F_1} \left( \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} + g\rho z + U \right) \rho w dF$  — 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:

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{общ}} = \frac{\Delta e_{\text{общ}}}{g} = \frac{1}{G} \int_{F_0} \left( \frac{p}{g\rho} + \frac{w^2}{2g} + z + \frac{U}{g} \right) \rho w dF - \\ - \frac{1}{G} \int_{F_1} \left( \frac{p}{g\rho} + \frac{w^2}{2g} + z + \frac{U}{g} \right) \rho w dF = H_0 - H_1, \end{aligned}$$

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  $0-0$  ( $Q_0 = \int_{F_0} w dF$ ), то

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{общ}} = \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0} = \\ = \frac{1}{Q_0} \int_{F_0} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dF - \\ - \frac{1}{Q_0} \int_{F_1} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dF \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{общ}} = \frac{1}{Q_0} \int_{F_0} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dF - \\ - \frac{Q_1}{Q_0} \cdot \frac{1}{Q_1} \int_{F_1} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dF. \end{aligned}$$

\*<sup>1</sup> В предположении отсутствия теплообмена и работы двигателя на данном участке сети.

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

Поэтому можно написать

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{общ}} &\equiv \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0} = \\ &= \frac{1}{G} \int_{F_0} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) \rho w dF - \\ &- \frac{\rho_0}{\rho_1} \frac{1}{G} \int_{F_1} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) \rho w dF = \\ &= p_0^* - p_1^*, \end{aligned} \quad (1-23)$$

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  $0-0^*$ ;  $p_1^* = \frac{\rho_0}{\rho_1} \cdot \frac{1}{G} \times$

$\times \int_{F_1} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) \rho w dF$  — полное давление, осредненное по массовому расходу через сечение  $1-1^*$  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  $Ma = w/a_1 < 1,0$ ). Поэтому вместо (1-21)

\*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:

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

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

можно написать

$$\begin{aligned} (\rho_0 + g\rho_0 z_0 + \rho_0 U) w_0 F_0 + \int_{F_0} \frac{\rho w^3}{2} dF = \\ = (\rho_1 + g\rho_1 z_1 + \rho_1 U) w_1 F_1 + \int_{F_1} \frac{\rho w^3}{2} dF + \Delta N_{\text{общ}} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{общ}} = \left( \rho_0 + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} + g\rho_0 z_0 + \rho_0 U_0 \right) Q_0 - \\ - \left( \rho_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g\rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) Q_1, \end{aligned} \quad (1-24)$$

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:

$$\begin{aligned} \frac{p_0}{\rho_0} + N_0 \frac{w_0^2}{2} + g z_0 + U_0 = \\ = \frac{p_1}{\rho_1} + N_1 \frac{w_1^2}{2} + g z_1 + U_1 + \Delta e_{\text{общ}} \end{aligned} \quad (1-25)$$

и соответственно

$$\begin{aligned} \frac{p_0}{g\rho_0} + N_0 \frac{w_0^2}{2g} + z_0 + \frac{U_0}{g} = \\ = \frac{p_1}{g\rho_1} + N_1 \frac{w_1^2}{2g} + z_1 + \frac{U_1}{g} + \Delta H_{\text{общ}} \end{aligned} \quad (1-26)$$

или

$$\begin{aligned} \Delta e_{\text{общ}} \equiv \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{G} = \left( \frac{p_0}{\rho_0} + N_0 \frac{w_0^2}{2} + g z_0 + U_0 \right) - \\ - \left( \frac{p_1}{\rho_1} + N_1 \frac{w_1^2}{2} + g z_1 + U_1 \right) = e_0 - e_1 \end{aligned} \quad (1-27)$$

и

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{общ}} = \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{gG} = \left( \frac{p_0}{g\rho_0} + N_0 \frac{w_0^2}{2g} + z_0 + \frac{U_0}{g} \right) - \\ - \left( \frac{p_1}{g\rho_1} + N_1 \frac{w_1^2}{2g} + z_1 + \frac{U_1}{g} \right) = H_0 - H_1. \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} p_0 + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} + g \rho_0 z_0 + \rho_0 U_0 &= \\ = \left( p_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g \rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) \frac{\rho_0}{\rho_1} + \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0} &= \\ = \left( p_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g \rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) \times & \\ \times \frac{\rho_0}{\rho_1} + \Delta p_{\text{общ}} & \quad (1-28) \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{общ}} &\equiv \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0} = \left( p_0 + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} + g \rho_0 z_0 + \rho_0 U_0 \right) - \\ - \left( p_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g \rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) \frac{\rho_0}{\rho_1} &= \\ = p_0^* - p_1^* & \quad (1-29) \end{aligned}$$

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) получают 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;  $\Delta p_{\text{общ}} \equiv \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0}$  — 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

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

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 изэнтропы, см. табл. 1-3).

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

$$\begin{aligned} U_1 - U_0 &= \int_{p_1}^{p_0} p dv = \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} - \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{\rho} = \\ &= \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{n}{n-1} \left( \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right), \quad (1-31) \end{aligned}$$

где  $v = 1/\rho$  — удельный объем газа, м<sup>3</sup>/кг. На основании (1-27), (1-30) и (1-31)

$$\begin{aligned} \Delta e_{\text{общ}} &= g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{w_0^2}{2} - N_1 \frac{w_1^2}{2} + \frac{n}{n-1} \times \\ &\times \left( \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{или } \Delta e_{\text{общ}} &= g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{w_0^2}{2} - \\ - N_1 \frac{w_1^2}{2} - \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1-32) \end{aligned}$$

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

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

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

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

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

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

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  $\lambda_c \equiv \frac{w}{a_{\text{сп}}}$ .



Число Маха

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

где  $a_1$  — скорость распространения звука;

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

Для воздуха

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

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

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

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

Скорость звука в заторможенной среде

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

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

Для воздуха

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

Приведенная скорость

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

22. Если идеальную газовую струю, для которой нет потерь энергии ( $\Delta e_{\text{общ}} = 0$ ) и нет теплового воздействия, затормозить изэнтропическим 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)

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

23. Между числами Ма и  $\lambda_c$  существует следующая связь:

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

или

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

На основании (1-42) и (1-43)

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

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

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

получается

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

Соответственно для температуры торможения

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

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

Там же приведены функции, характеризующие поток массы

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

(эта функция называется приведенной плотностью потока массы)

и

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

Величина, обратная  $y(\lambda_c)$ , характеризует изменение статического импульса в сечении изэнтропического 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  $K=1,4$ 

$\lambda_c$	$\tau$	$\pi$	$\epsilon$	$q$	$y$	Ma	$\chi$
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	0,98800	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

$\lambda_c$	$\tau$	$\pi$	$\epsilon$	$q$	$y$	Ma	$\chi$
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	0,86181
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  $l=D_c$ ):

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

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

$$G = m \frac{p^* F q(\lambda_c)}{g \sqrt{T^*}} = m \frac{p F q(\lambda_c)}{\pi(\lambda) g \sqrt{T^*}} = m \frac{p F y(\lambda_c)}{g \sqrt{T^*}},$$

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

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

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

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

Поправка на влияние сжимаемости газа

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

Для струи несжимаемой жидкости полное давление

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

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

26. В табл. 1-10 приведены значения  $\delta_{сж}$ ,  $\delta_p$  и  $\Delta T_1$  в зависимости от числа  $Ma_0$  и скорости потока воздуха  $w_0$  ( $k=1,41$ ) при  $0^\circ C$  и  $101,325$  кПа [1-68].

Поправка на плотность

$$\delta_p = \frac{\rho_1 - \rho_0}{\rho_0} = \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{1/k} - 1 \approx \frac{Ma_0^2}{2} \left( 1 + \frac{Ma_0}{7} + \dots \right),$$

а поправка на температуру

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

$$= T_0 \frac{k-1}{2} Ma_0^2 = 56,0 Ma_0^2. \quad (1-50)$$

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

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

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

или

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

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

28. При малом перепаде давления (практически до 10 000 Па)  $\rho_0 = \rho_1 = \rho$ ; тогда вместо (1-51)

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

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

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

### Самотяга

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

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

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

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

На основании выражения (1-11)

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

где  $p_a$  — давление воздуха в плоскости сравнения (рис. 1-11), Па;  $\rho_a$  — средняя по высоте  $z$  плотность воздуха; в данном случае плотность принимают практически одинаковой для обеих высот  $z_0$  и  $z_1$ , кг/м<sup>3</sup>.

После соответствующих преобразований вместо (1-55) получим

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

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

1-10. Зависимость  $\delta_{сж}$ ,  $\delta_p$  и  $\Delta T_1$  от  $w_0$  и  $Ma_0$

$w_0$ , м/с	$Ma_0$	$\delta_{сж}$ , %	$\delta_p$ , %	$\Delta T_1$ , °C	$w_0$ , м/с	$Ma_0$	$\delta_{сж}$ , %	$\delta_p$ , %	$\Delta T_1$ , °C
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

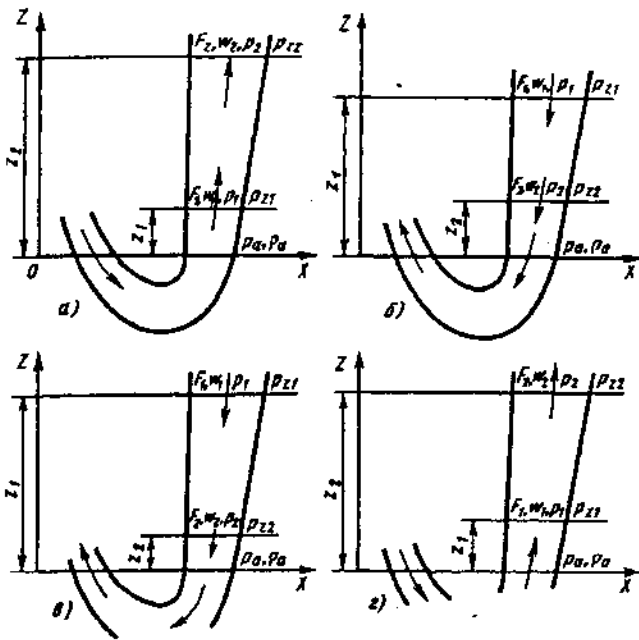


Рис. 1-11. Схема для выбора знака самотяги: а— $p > p_a$ ; б— $p < p_a$ ; в— $p > p_a$ ; г— $p < p_a$ .

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

$$\Delta p_{\text{общ}} = (p_0 - p_{\text{ст}0}) - (p_1 - p_{\text{ст}1}) + N_0 \frac{\rho w_0^2}{2} - N_1 \frac{\rho w_1^2}{2} + g(\rho_a - \rho)(z_1 - z_0)$$

или сокращенно

$$\Delta p_{\text{общ}} = (p_{0,\text{ст}} - p_{1,\text{ст}}) + (p_{0,\text{д}} - p_{1,\text{д}}) + p_c = p_{0,\text{п}} - p_{1,\text{п}} + p_c \quad (1-58)$$

где  $p_d = N \frac{\rho w^2}{2}$  — динамическое давление в данном сечении потока (всегда положительная величина), Па;  $p_{\text{ст}} = p - p_z$  — 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;  $p_p = p_d + p_{\text{ст}}$  — избыточное полное давление в данном сечении потока, Па.

Избыточное геометрическое давление (для газов — «самотяга»)

$$p_c = g(z_1 - z_0)(\rho_a - \rho) \quad (1-59)$$

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

32. Если (1-58) решить относительно перепада полных давлений  $\Delta p_p = p_{0п} - p_{1п}$ , который определяет требуемое давление нагнетателя  $p_{\text{нагн}}$ , то  $p_{\text{нагн}} = \Delta p_p = \Delta p_{\text{общ}} - g(z_1 - z_0)(\rho_a - \rho) = \Delta p_{\text{общ}} - p_c$ .

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

$$p_{\text{нагн}} = \Delta p_{\text{общ}} + p_c$$

В противном случае

$$p_{\text{нагн}} = \Delta p_{\text{общ}} - p_c$$

В общем случае

$$p_{\text{нагн}} = \Delta p_{\text{общ}} \pm p_c$$

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

$$\Delta p_{\text{общ}} = p_{0п} - p_{1п}$$

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):

$$\Delta p_{\text{общ}} = \frac{1}{Q} \int_{F_0} (\rho_{\text{ст}} + p_d) w dF - \frac{1}{Q} \int_{F_1} (\rho_{\text{ст}} + p_d) w dF \pm p_c$$

где  $\frac{1}{Q} \int (\rho_{\text{ст}} + p_d) w dF$  — избыточное полное давление потока жидкости (газа), проходящей через данное сечение  $F$ , Па;  $p_{\text{ст}} + p_d$  — 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)

$\Delta p_m$ .

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 (напри-

мер, 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 ( $\Delta p_m$ ) 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:

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

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  $\Delta p_m$ .

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 потерь 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 потерь 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

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

$$= \frac{p_0^* - p_1^*}{\rho_0 w_0^2 / 2} = \frac{2}{\rho_0 w_0^2} \left[ \frac{1}{G} \int_{F_0} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) \times \right. \\ \left. \times \rho w dF - \frac{\rho_0}{\rho_1} \frac{1}{G} \int_{F_1} \left( p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) \rho w dF \right]. \quad (1-60)$$

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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{\rho_0 F_0 w_0^3 / 2} = \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{Q_0 \rho_0 w_0^2 / 2} = \frac{\Delta p_{\text{общ}}}{\rho_0 w_0^2 / 2} = \\ = \frac{p_0^* - p_1^*}{\rho_0 w_0^2 / 2} = \frac{2}{\rho_0 w_0^2} \left[ \left( p + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} + g\rho_0 z_0 + \rho_0 U_0 \right) - \right. \\ \left. - \frac{\rho_0}{\rho_1} \left( p_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g\rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) \right]. \quad (1-61)$$

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  $\zeta$  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 ( $\rho_i$  — переменное вдоль потока) по формуле

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

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  $\rho_0 w_0 F_0 = \rho_i w_i F_i$

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

При  $\rho_0 = \rho_i = \rho$

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

10. Суммарное гидравлическое сопротивление какого-либо элемента сети

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

или

$$\Delta p_{\text{сум}} = \zeta_{\text{сум}} \frac{\rho_p w_p^2}{2} = \zeta_{\text{сум}} \frac{\rho_p}{2} \left( \frac{Q_p}{F} \right)^2. \quad (1-65)$$

В соответствии с принятым условно принципом наложения потерь

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

Здесь  $\zeta_{\text{тр}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_p w_p^2 / 2}$  — коэффициент сопротивления трения данного элемента трубы (канала);

$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p_m}{\rho_p w_p^2 / 2}$  — коэффициент местного сопротивления данного элемента трубы (канала);  $w_p$  — средняя скорость потока в сечении  $F$  при рабочих условиях, м/с [см. (1-17)];  $Q_p$  — объемный расход жидкости или рабочего газа, м<sup>3</sup>/с [см. (1-16)];  $\rho_p$  — плотность жидкости или рабочего газа, кг/м<sup>3</sup> [см. (1-18)];  $F$  — принятая площадь сечения рассчитываемого элемента трубы (канала), м<sup>2</sup>.

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

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

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

12. Коэффициент местного сопротивления  $\zeta_m$  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  $Ma \equiv \frac{w}{a_1}$ .

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  $\theta-\theta$ , то общие потери полного давления во всей сети

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

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

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

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

Общие потери полного давления во всей сети

\*1 Индексы «общ» или «сум» при  $\Delta p$  и  $\zeta$  отдельных участков (элементов) сети здесь опущены.

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

или

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

а при  $\rho_i = \rho_0 = \rho$

$$\Delta p_{\text{сети}} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \left( \frac{F_0}{F_i} \right)^2 \frac{\rho_p}{2} \left( \frac{Q_p}{F_0} \right)^2. \quad (1-69)$$

## 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:

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

где  $i = 1, 2, 3 \dots$

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

$$\begin{aligned} g z_{i-1} + \frac{p_{i-1}}{\rho_{i-1}} + N_{i-1} \frac{w_{i-1}^2}{2} + U_{i-1} &= g z_i + \frac{p_i}{\rho_i} + \\ &+ U_i + (N_i + \zeta_i) \frac{w_i^2}{2}. \end{aligned}$$

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  $(i-1) - (i-1)$ :

$$\begin{aligned} \frac{p_i}{\rho_i} &= \left\{ \left( \frac{p_{i-1}}{\rho_{i-1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n-1}{n} \left[ g \rho_{i-1} (z_{i-1} - z_i) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + N_{i-1} \frac{\rho_{i-1} w_{i-1}^2}{2} - (N_i + \zeta_i) \frac{\rho_{i-1} w_i^2}{2} \right] \right\} \times \\ &\quad \times \left( \frac{\rho_{i-1}}{\rho_i} \right)^{-\frac{1}{n}} \frac{1}{\rho_{i-1}} \left. \right\}^{\frac{n}{n-1}}. \end{aligned} \quad (1-70)$$

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

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



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

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

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  $i$ ,

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

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

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

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  $\rho_1$  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,

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

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);  $\sum \mathcal{F}_1 = \sum m_i w_i / V$  — 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  $V$  (рис. 1-12)];  $\sum \mathcal{F}_2$  — 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  $l = D_c = 4F/\Pi$ );  $L$  — длина рассматриваемого участка системы;  $n_1$  — коэффициент пропорциональности; при протекании жидкости через препятствия он равен коэффициенту местных сопротивлений  $\zeta_m$ .

2. Внутренние течения могут возникнуть в результате действия на жидкость архимедовых сил в условиях теплопередачи ( $\rho g \beta \Delta T$ ) или массопередачи ( $\Delta \rho g$ ) (где  $\beta$ , и  $\Delta T$  — 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

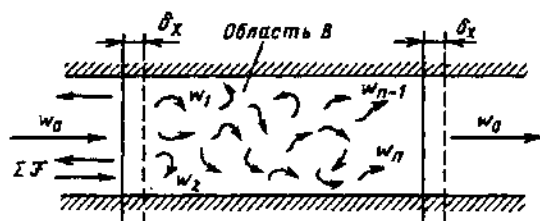


Рис. 1-12. Схема внутреннего вихревого движения жидкости и действия на нее внешних сил

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,

$$\mathcal{F} = (\rho_4 - \rho)g,$$

где  $\rho_4$  — плотность частицы, кг/м<sup>3</sup>.

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

$$\sum \mathcal{F}_1 = (\rho_4 - \rho)g - k_1 \eta w_0 / l^2.$$

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

$$\sum \mathcal{F}_1 = \left[ (\rho_4 - \rho)g - \frac{k_1 \eta w_0}{l^2} \right] \mu_k.$$

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

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

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

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 ( $\sum \mathcal{F}_1 = 0$  и  $\sum \mathcal{F}_2 = 0$ ) формула (1-74) принимает вид

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

где  $n_1$  можно найти, приравняв значения  $\lambda$  по последнему выражению его значениям по диаграмме 2-1. Зависимость  $n_1 = f(Re)$  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—2·10 <sup>3</sup>	0	10 <sup>5</sup>	0,0087
2,5·10 <sup>3</sup>	0,0042	10 <sup>6</sup>	0,006
4·10 <sup>3</sup>	0,0120	10 <sup>7</sup>	0,004
10 <sup>4</sup>	0,0128	10 <sup>8</sup>	0,003
2·10 <sup>4</sup>	0,0098		

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

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

Коэффициент сопротивления при этом

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

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

$$B = \frac{Re}{1 + \frac{n_1}{k_1} Re - \left(\frac{n}{k_1}\right)^{0.5} \beta^{0.25} Ha + \frac{Ha}{\beta^{0.25} k_1^{0.5}}};$$

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

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  $\Phi$ -поле, когда вектор магнитной индукции параллелен большой стороне МГД-канала [1-5, 1-64]; для этого случая

$$B = \frac{Re}{1 + \frac{n_1}{k_1} Re - \left(\frac{n_1}{k_1}\right)^{0.5} \beta^{0.25} Ha + \frac{Ha}{\beta k_1^{0.5}}},$$

а  $\lambda$  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  $\lambda$  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  $\lambda$  принимают по (1-77), а

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

где  $D$  — диаметр сечения трубы;  $R_0$  — средний радиус закругления поворота трубы;  $m = 1,76 \cdot 10^{-1}$  — для ламинарного режима течения;  $m = 1,57 \cdot 10^{-2}$  — для турбулентного течения.

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

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

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  $\lambda$  принимают по (1-77), а

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

где  $R_0$  — средний радиус вращения трубы;  $\omega$  — 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

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

где  $l = D$ ;  $\delta \approx 3 \cdot 10^{-4} \div 5 \cdot 10^{-4}$  м.

При течении различных масел в трубе коэффициент  $\lambda$  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

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

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

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

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  $l_2 = d_s$ ).

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

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

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

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

Во всех трех случаях коэффициент сопротивления  $\lambda$  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<sup>1</sup>:

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

<sup>1</sup> Для газа величинами  $z$  и  $l$  пренебрегают.

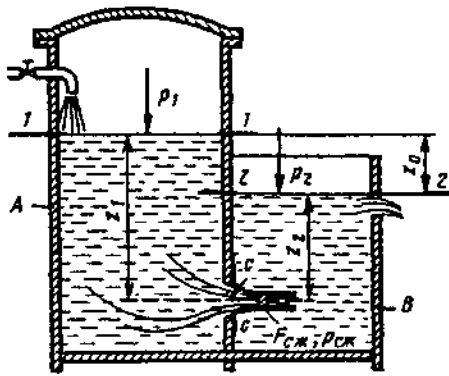


Рис. 1-13. Схема истечения из затопленного отверстия

где коэффициент скорости

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

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<sup>2</sup>;  $\varepsilon = F_{сж}/F_0$  — 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<sup>2</sup>;  $F_0$  — площадь выходного сечения насадка (отверстия), м<sup>2</sup>;

$\zeta_{сж(1-2)} = \frac{\Delta p_{1-2}}{\rho w_{сж}^2/2}$  — 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

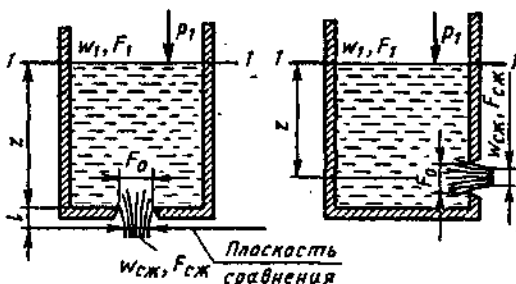


Рис. 1-14. Схема истечения из сосуда через отверстие в дне или стенке

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.

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

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

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

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

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

а при  $F_0 \ll F_1$

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

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

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

а через днище сосуда

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

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  $\mu$  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  $\epsilon$ ,  $\varphi$  и  $\zeta$  зависят от этих параметров).

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

7. Зависимости коэффициентов  $\epsilon$ ,  $\varphi$  и  $\mu$  для круглых отверстий в тонкой стенке от числа Рейнольдса

$$Re_r = \frac{w_r D_0}{\nu} \quad (\text{где } w_r =$$

$= \sqrt{\frac{2}{\rho}(gpz + p_1 - p_2)}$  — теоретическая скорость истечения через отверстие в сжатом сечении струи при  $w_1 = 0$ ;  $D_0$  — диаметр отверстия) могут быть определены при  $F_0/F_1 = 0$  на

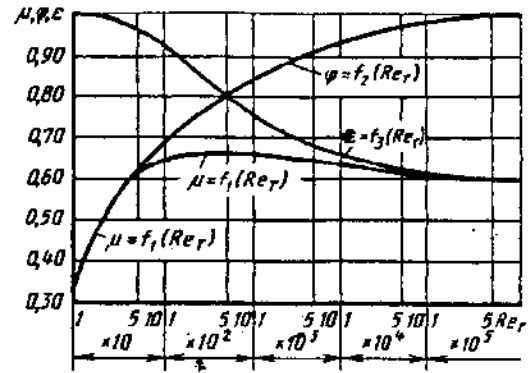


Рис. 1-15. Зависимость коэффициентов расхода  $\mu$ , скорости  $\varphi$  и сжатия  $\epsilon$  струи при истечении жидкости из отверстия в тонкой стенке от числа Рейнольдса [1-2]

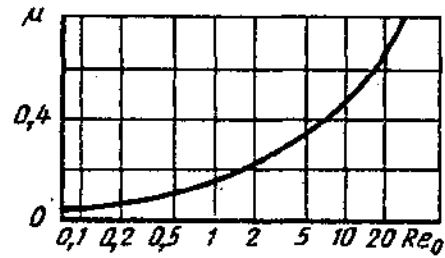


Рис. 1-16. Зависимость коэффициента расхода при истечении из отверстий от числа Рейнольдса (малые  $Re$ ) [1-2]

основании рис. 1-15. Зависимость  $\mu = f(Re_0)$  при малых  $Re_0$  ( $Re_0 = \frac{w_0 D_0}{\nu} = \mu Re_r$ ) дана на рис. 1-16.

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

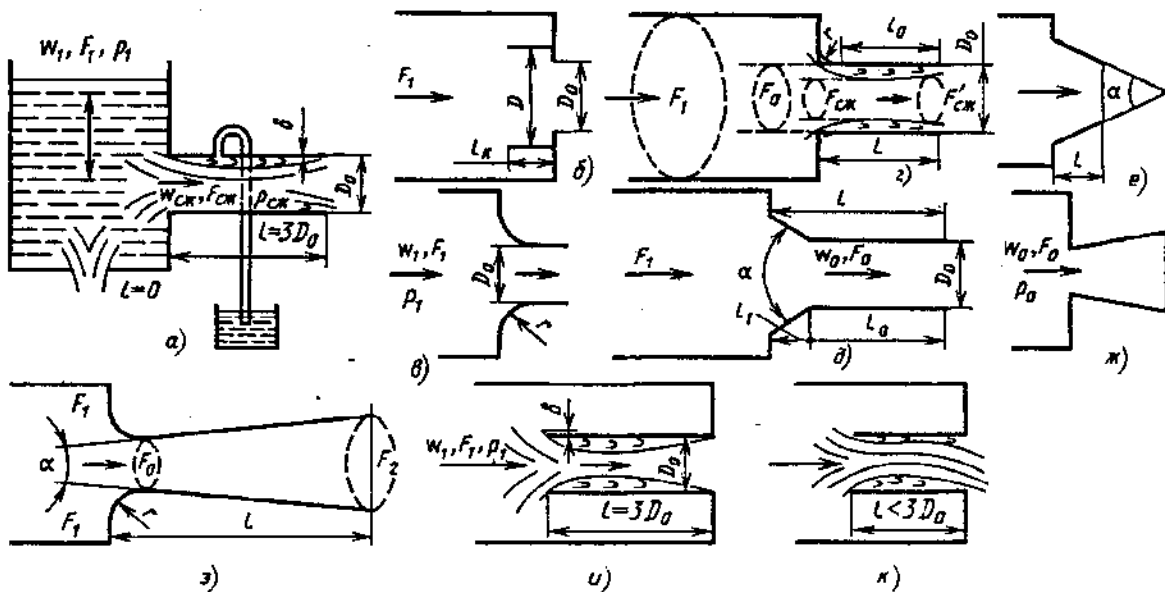


Рис. 1-17. Схемы истечения из сосуда через различные насадки

1-12. Значения коэффициентов расхода  $\mu$

Форма отверстия, насадка	Формулы для расчета $\mu$	
	при различных $F_0/F_1$	при $F_0/F_1 \rightarrow 0$
<p>Отверстие в тонкой (<math>l/D_0 \leq 0,1</math>) стенке или дне сосуда [1-2; 1-27] (рис. 1-17,а) <math>Re_0 = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 10^5</math></p> <p><math>Re_0 \leq 10</math></p> <p><math>10 &lt; Re_0 \leq 40</math></p> <p><math>40 &lt; Re_0 \leq 300</math></p> <p><math>300 &lt; Re_0 \leq 10^4</math></p> <p><math>10^4 &lt; Re_0 &lt; 10^5</math></p>	$\mu = \frac{1}{1 + 0,707 \sqrt{1 - F_0/F_1}}$	<p><math>\mu \approx 0,59</math></p> <p><math>\mu \approx \sqrt{\frac{Re_0}{25,2 + Re_0}}</math></p> <p><math>\mu \approx \frac{Re_0}{10 + 1,5 Re_0}</math></p> <p><math>\mu \approx \frac{Re_0}{5 + 1,5 Re_0}</math></p> <p><math>\mu \approx 0,59 + \frac{0,27}{Re_0^{1/6}}</math></p> <p><math>\mu \approx 0,59 + \frac{B_1}{\sqrt{Re_0}}</math></p> <p><math>B_1 = 5,5</math> — для круглого сечения [1-2]; <math>B_1 = 8,9</math> — для прямоугольного сечения [1-60]</p>
<p>Отверстие в тонкой стенке с кольцом у торца входа (рис. 1-17,б) при <math>\frac{D - D_0}{D_0} = 0,11</math> и <math>l_0/D_0 = 0,5</math> (оптимальные параметры); <math>F_0/F_1 &gt; 4 \div 5</math> <math>Re = 2,6 \cdot 10^4 \div 4 \cdot 10^5</math> [1-13]</p>	—	0,925
<p>Отверстие со скругленным входом (<math>r/D_0 &gt; 0</math>) (конический насадок, рис. 1-17, в) <math>Re \geq 10^5</math> [1-27]</p>	$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,07 - 0,07 F_0/F_1}}$	0,97
<p>Наружный цилиндрический насадок [1-31]: входная кромка острая (рис. 1-17, а, з); <math>F_0/F_1 &gt; 4 \div 5</math>; <math>l/D_0 = 1 \div 7</math></p> <p><math>Re_0 &lt; 10^2 l/D_0</math></p>	$\mu = \sqrt{a_0^2 + 0,463 - a_0}$ $a_0 = \frac{14,8}{Re_0} l/D_0 + \frac{5,8}{Re_0}$	—
<p><math>10^2 l/D_0 &lt; Re_0 &lt; 3 \cdot 10^3 l/D_0</math></p>	$\mu = \sqrt{b_0^2 + 0,588 - b_0}$ $b_0 = \frac{25}{Re_0} l/D_0 + \frac{7,4}{Re_0}$	—

Форма отверстия, насадка	Формулы для расчета $\mu$																	
	при различных $F_0/F_1$	при $F_0/F_1 \rightarrow 0$																
$3 \cdot 10^3 l/D_0 < Re_\tau < 10^3 l/D_0$  $Re \geq 10^5$ [1-27]	$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,336}{Re_\tau^{0,25}} l/D_0}}$ $\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 - 0,5 F_0/F_1}}$	—  0,82																
входная кромка закруглена ( $r/D_0 > 0$ ; рис. 1-17, $\epsilon$ ); $F_0/F_1 > 4 \div 5$  $Re_\tau < 10 l/D_0$	$\mu = \sqrt{a_2^2 + 0,5 - a_2} \quad (a)$ $a_2 = \frac{16}{Re_\tau} (0,25r/D_0 + l_0/D_0) + \frac{6,3}{Re_\tau};$	—																
$10 l/D_0 < Re_\tau < 10^2 l/D_0$	При $l_0/D_0 < 0,5$ : $\mu = \sqrt{b_2^2 + 0,714 - b_2} \quad (б)$ $b_2 = \frac{30,4}{Re_\tau} (0,25r/D_0 + l_0/D_0) + \frac{90}{Re_\tau};$ при $l_0/D_0 > 0,5$ $\mu$ — по формуле (а)	—																
$10^2 l/D_0 < Re_\tau < 10^3 l/D_0$	$\mu$ — по формуле (б)	—																
$Re_\tau > 10^3 l/D_0$	$\mu = \frac{1}{\sqrt{N_0 + \zeta_r + \frac{0,33}{Re_\tau^{0,25}} (0,25r/D_0 + l_0/D_0)}}$ $N_0 \text{ — по диаграммам 4-2 и 4-3;}$ $\zeta_r \text{ — по диаграмме 3-4}$	—																
Наружный цилиндрический насадок, вход конический (рис. 1-17, $\delta$ ); $F_0/F_1 > 4 \div 5$ [1-31]  $Re_\tau \leq 10 l/D_0$	$\mu = \sqrt{a_3^2 + 0,476 - a_3};$ $a_3 = \frac{15,2}{Re_\tau} (n_1 l_1/D_0 + l_0/D_0) + \frac{6,0}{Re_\tau}; \quad (a)$ $n_1 \text{ — по таблице.}$ <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td><math>\alpha^{\circ} \dots 0</math></td> <td>10</td> <td>20</td> <td>40</td> <td>60</td> <td>80</td> <td>100</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td><math>n_1 \dots</math></td> <td>0,63</td> <td>0,46</td> <td>0,26</td> <td>0,13</td> <td>0,04</td> <td>0,02</td> <td>0,01</td> </tr> </table> При $l_0/D_0 < 0,05$ $c \dots 1,70$ 1,40, 1,40    1,42    1,45    1,48    1,53    1,56 При $l_0/D_0 > 0,05$ $c \dots 1,70$ 1,56    1,48    1,41    1,43    1,45    1,50    1,54	$\alpha^{\circ} \dots 0$	10	20	40	60	80	100	120	$n_1 \dots$	0,63	0,46	0,26	0,13	0,04	0,02	0,01	—
$\alpha^{\circ} \dots 0$	10	20	40	60	80	100	120											
$n_1 \dots$	0,63	0,46	0,26	0,13	0,04	0,02	0,01											
$10 l/D_0 < Re_\tau < 60 l/D_0$	При $l_0/D_0 \leq 0,5 l/D_0$ : $\mu = \sqrt{b_3^2 + \frac{25,2}{2c Re_\tau} - b_3}; \quad (б)$ $b_3 = \frac{85}{2c Re_\tau} \left( n l_1/D_0 + l_0/D_0 + \frac{25,2}{2c Re_\tau} \right);$ $n_1$ и $c$ — по таблице. При $l_0/D_0 > 0,5 l/D_0$ : $\mu$ — по формуле (а)	—																
$60 l/D_0 < Re_\tau < 10^3 l/D_0$	$\mu$ — по формуле (б)	—																

Форма отверстия, насадка	Формулы для расчета $\mu$																																																		
	при различных $F_0/F_1$	при $F_0/F_1 \rightarrow 0$																																																	
$Re_r > 2 \cdot 10^3$	$\mu = \frac{1}{\sqrt{N_0 + \zeta_x + \frac{0,33}{Re_r^{0,25}} (n_1 l_1 / D_0 + l_0 / D_0)}}$ <p><math>N_0</math> — по диаграммам 4-2 и 4-3; <math>\zeta_x</math> — по диаграмме 3-7</p>	—																																																	
Наружный конический сходящийся насадок ( $\alpha = 13^\circ$ ; рис. 1-17, е) $Re_r \geq 10^5$ [1-27]	$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,2 - 0,2 F_0 / F_1}}$	0,92																																																	
Наружный конический расходящийся насадок. Входная кромка острая; $F_2/F_0 = 2$ ; $\alpha = 15^\circ$ (рис. 1-17, ж) $Re_r \geq 10^5$	—	0,65—0,7																																																	
Наружный плавно сходящийся—расходящийся насадок (труба Вентури) $\alpha = 6 \div 8^\circ$ ; $F_2/F_0 = 4 \div 5$ (рис. 1-17, з) [1-27]	<table border="0"> <tr> <td><math>Re \cdot 10^{-5}</math></td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> <td><math>\geq 6</math></td> </tr> <tr> <td><math>\mu</math></td> <td>2,15</td> <td>2,32</td> <td>2,43</td> <td>2,50</td> <td>2,52</td> </tr> </table>	$Re \cdot 10^{-5}$	1	2	3	4	$\geq 6$	$\mu$	2,15	2,32	2,43	2,50	2,52	—																																					
$Re \cdot 10^{-5}$	1	2	3	4	$\geq 6$																																														
$\mu$	2,15	2,32	2,43	2,50	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) $Re_r < 2 \cdot 10^4$ [1-48]	<p>При любом <math>\delta/D_0</math></p> <table border="0"> <tr> <td><math>Re_r \dots</math></td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>50</td> <td>100</td> <td>200</td> </tr> <tr> <td><math>\mu \dots</math></td> <td>0,03</td> <td>0,05</td> <td>0,11</td> <td>0,21</td> <td>0,34</td> <td>0,46</td> </tr> </table> <p>При определенных <math>\delta/D_0</math></p> <table border="0"> <tr> <td><math>Re_r \dots</math></td> <td>500</td> <td><math>10^3</math></td> <td><math>2 \cdot 10^3</math></td> <td><math>10^4</math></td> </tr> <tr> <td><math>\mu \dots</math></td> <td colspan="4">При <math>\delta/D_0 = 0,004 \div 0,006</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td>0,57</td> <td>0,64</td> <td>0,69</td> <td>0,70</td> </tr> <tr> <td><math>\mu \dots</math></td> <td colspan="4">При <math>\delta/D_0 = 0,02 \div 0,03</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td>0,59</td> <td>0,66</td> <td>0,72</td> <td>0,75</td> </tr> <tr> <td><math>\mu \dots</math></td> <td colspan="4">При <math>\delta/D_0 = 0,04</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td>0,62</td> <td>0,70</td> <td>0,75</td> <td>0,80</td> </tr> </table>	$Re_r \dots$	5	10	20	50	100	200	$\mu \dots$	0,03	0,05	0,11	0,21	0,34	0,46	$Re_r \dots$	500	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$10^4$	$\mu \dots$	При $\delta/D_0 = 0,004 \div 0,006$					0,57	0,64	0,69	0,70	$\mu \dots$	При $\delta/D_0 = 0,02 \div 0,03$					0,59	0,66	0,72	0,75	$\mu \dots$	При $\delta/D_0 = 0,04$					0,62	0,70	0,75	0,80	0,7
$Re_r \dots$	5	10	20	50	100	200																																													
$\mu \dots$	0,03	0,05	0,11	0,21	0,34	0,46																																													
$Re_r \dots$	500	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$10^4$																																															
$\mu \dots$	При $\delta/D_0 = 0,004 \div 0,006$																																																		
	0,57	0,64	0,69	0,70																																															
$\mu \dots$	При $\delta/D_0 = 0,02 \div 0,03$																																																		
	0,59	0,66	0,72	0,75																																															
$\mu \dots$	При $\delta/D_0 = 0,04$																																																		
	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]	$\mu = \frac{1}{\sqrt{2 - F_0 / F_1}}$																																																		
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]	$\mu_{сж} \approx \mu + \frac{Ma_{сж}^2}{8} + \frac{Ma^4}{80};$ $Ma_{сж} = \frac{w_{сж}}{a_1} \text{— число Маха}$	—																																																	



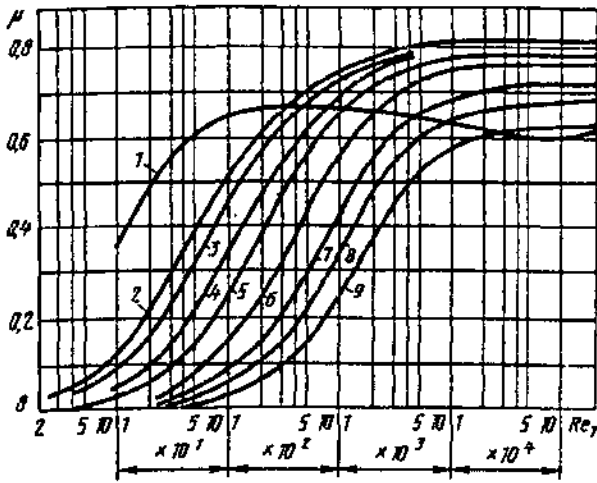


Рис. 1-18. Зависимость коэффициента расхода при истечении из наружных цилиндрических насадок от числа Рейнольдса  $Re$  [1-55]:

$\mu$  — коэффициент расхода для отверстий в тонкой стенке; длина насадки: 2— $1d$ ; 3— $1,5d$ ; 4— $3d$ ; 5— $5d$ ; 6— $10d$ ; 7— $20d$ ; 8— $30d$ ; 9— $50d$

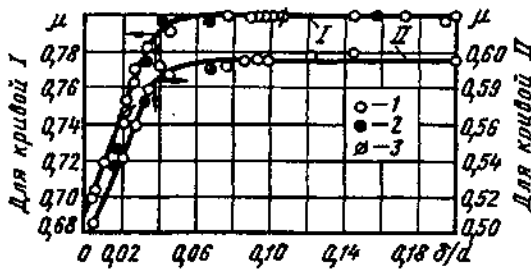


Рис. 1-19. Зависимость коэффициента расхода от относительной толщины стенки для внутреннего цилиндрического насадка [1-48]:

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:

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

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

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

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  $\rho_1$  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  $p_1$ ,  $\rho_1$  и  $F_0$ .

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

Поэтому (1-79) и (1-80) могут быть применены для вычисления скорости и соответственно расхода лишь при  $p_0/p_1 \geq (p_0/p_1)_{кр}$ . 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\*<sup>1</sup>

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);

\*<sup>1</sup> Рассматривается случай несжимаемой жидкости.

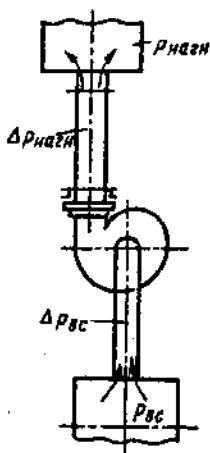


Рис. 1-20. Схема установки нагнетателя в сети

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

$$p_n = (p_{нагн} - p_{вс}) \pm p_c + (\Delta p_{вс} + \Delta p_{нагн}) + \frac{\rho w_{вых}^2}{2}, \quad (1-82)$$

где  $p_{вс}$  — избыточное давление в объеме сосуда всасывания;  $p_{нагн}$  — избыточное давление в объеме сосуда нагнетания;  $p_c$  — избыточное геометрическое давление (самотяга);  $\Delta p_{вс}$  — потери давления (сопротивление) на участке всасывания;  $\Delta p_{нагн}$  — 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 ( $p_{вс} = p_{нагн}$ ),

$$p_n = \Delta p_{вс} + \Delta p_{нагн} + \frac{\rho w_{вых}^2}{2} \pm p_c = \Delta p_{сети}, \quad (1-83)$$

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  $p_c$  по формуле (1-59).

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

$$p_n = \left( p_{ст.нагн} + \frac{\rho w_{нагн}^2}{2} \right) - \left( p_{ст.вс} + \frac{\rho w_{вс}^2}{2} \right) = p_{нагн}^* - p_{вс}^*, \quad (1-84)$$

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

5. При нормальных условиях работы нагнетателя величина  $p_n$  больше нуля, т. е.  $p_{нагн} > p_{вс}$ .

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

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,

$$\frac{\rho w_{вс}^2}{2} = \frac{\rho w_{нагн}^2}{2},$$

и, следовательно, давление, создаваемое нагнетателем,

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

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

7. Мощность на валу нагнетателя

$$N_n = \frac{Q_p p_{н.р}}{\eta_{полн}} = \frac{Q_p \Delta p_{сети}}{\eta_{полн}}, \quad (1-86)$$

где  $Q_p$  — объемный расход перемещаемой среды при рабочих условиях, м<sup>3</sup>/с; его определяют для того сечения, к которому приведены все потери полного давления, по формулам, аналогичным (1-66) — (1-69);  $p_{н.р}$  — 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 ( $p_{нагн} - p_{вс}$ ) и избыточного геометрического давления ( $\pm p_c$ ). Коэффициенты сопротивления  $\zeta_{тр}$  и  $\zeta_m$ , 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  $Q_p$  и  $p_{н.р}$ , 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 м<sup>3</sup>/с для нормальных условий, то его пересчитывают на рабочие условия по (1-16).

10. Приведенное давление нагнетателя

$$p_{прив} = p_{расч} \frac{\rho_{хар}}{\rho_{н.у}} \frac{T_p}{T_{хар}} \frac{p_{хар}}{p_{нагн}}, \quad (1-87)$$

где  $p_{расч}$  — расчетное давление нагнетателя, Па;  $\rho_{хар}$  — плотность среды, при которой получена характеристика нагнетателя при нормальных условиях ( $t = 0^\circ \text{C}$ ;  $B = 101,325 \text{ кПа}$ ), кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{н.у}$  — плотность среды, для которой подбирают нагнетатель при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $T_p$  — рабочая температура перемещаемой среды в нагнетателе, К;  $p_{нагн}$  — ра-

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

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

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

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

12. Мощность при расчетных условиях на валу нагнетателя

$$N_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{р}} p_{\text{расч}}}{\eta_{\text{полн}}} = \frac{Q_{\text{р}} p_{\text{н.хар}} \cdot p_{\text{н.у}}}{\eta_{\text{полн}} p_{\text{хар}}} \times \\ \times \frac{T_{\text{хар}} \cdot p_{\text{нагн}}}{T_{\text{р}} p_{\text{хар}}} = N_{\text{хар}} \frac{p_{\text{н.у}} \cdot T_{\text{хар}} \cdot p_{\text{нагн}}}{p_{\text{хар}} \cdot T_{\text{р}} \cdot p_{\text{хар}}},$$

где  $p_{\text{н.хар}}$  — давление нагнетателя по заданной характеристике, Па;  $N_{\text{хар}}$  — 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<sup>3</sup>/с при нормальных условиях;
- 2) расход через четыре боковых ответвления  $Q = 0,22$  м<sup>3</sup>/с при нормальных условиях;
- 3) температура наружного (атмосферного) воздуха  $t = -20^{\circ}\text{C}$ ;
- 4) температура воздуха за калорифером  $t = 20^{\circ}\text{C}$ ;
- 5) материал воздухопроводов — кровельная сталь (проолифенная); шероховатость  $\Delta \approx 0,15$  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):

$$\Delta p_{\text{сети}} = \sum \Delta p_i = \sum \frac{\Delta N_i}{Q_7} = \sum \zeta_i \frac{\rho_7 W_i^2}{2},$$

где  $\zeta_7 = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

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

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

$$N_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{р}} p_{\text{н}}}{\eta_{\text{полн}}} = \frac{Q_7 \Delta p_{\text{сети}}}{\eta_{\text{полн}}} = \frac{0,955 \cdot 225}{0,6} \text{ Вт} = 0,36 \text{ кВт}.$$

### Пример 1-2. Установка для мокрой очистки агломерационных газов

Схема установки дана на рис. 1-22.

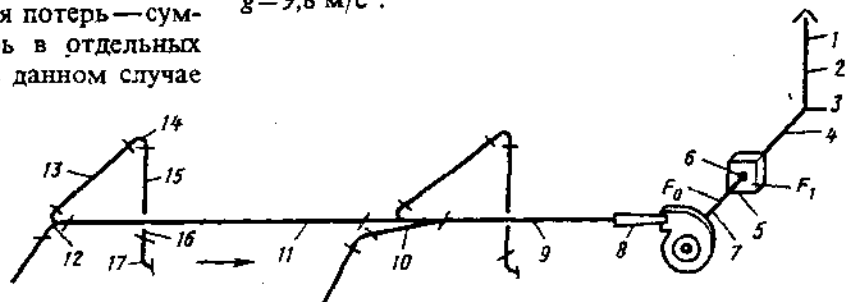
Задано:

- 1) общий объемный расход газа (при  $t = 20^{\circ}\text{C}$  и  $p = 101,325$  кПа)  $Q = 278$  м<sup>3</sup>/с;
- 2) плотность газа при нормальных условиях  $\rho = 1,3$  кг/м<sup>3</sup>;
- 3) кинематическая вязкость газа при нормальных условиях  $\nu = 1,32 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с;
- 4) внутренняя обшивка основных газопроводов (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<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·с) (см. диаграмму 12-11).

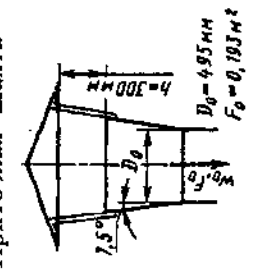
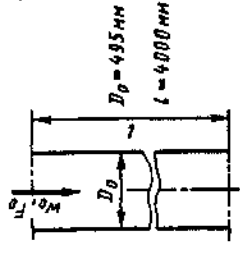
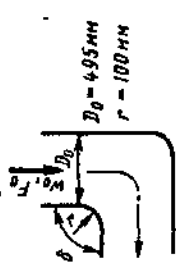
В данном случае температура газа изменяется вдоль сети (в результате охлаждения); поэтому, как и в примере 1-1, принимаем первый метод наложения потерь: суммирование абсолютных потерь в отдельных элементах сети, приведенных к объемному расходу, например, через сечение 0—0, т. е. сечение входа в колесо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

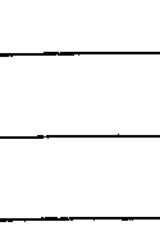
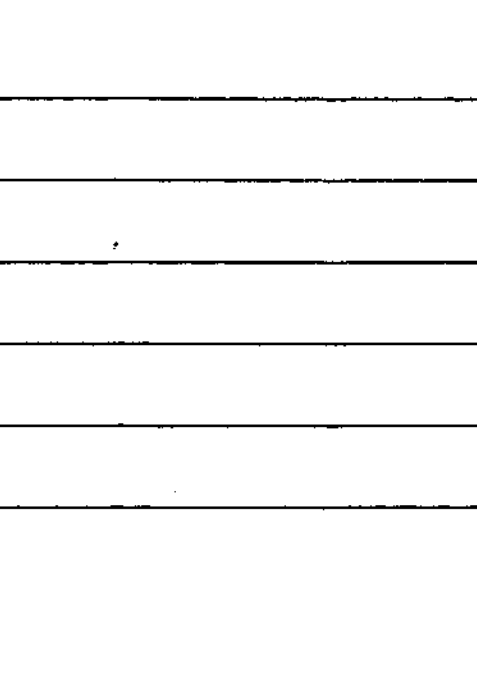
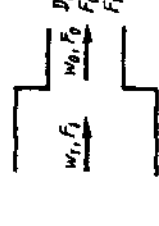
Самотяга, создаваемая дымовой трубой,  $p_c = H_{\text{тр}} (\rho_a - \rho_r) g$ , где  $H_{\text{тр}} = 62$  м — высота трубы;  $\rho_a$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_r$  — плотность газа на входе в дымовую трубу, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, принимаем  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>.

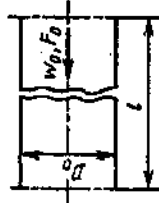

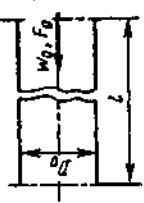
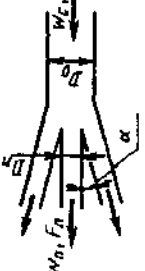
Рис. 1-21. Расчетная схема сети системы вентиляции

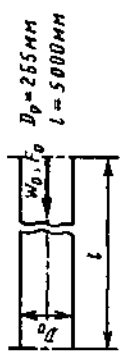
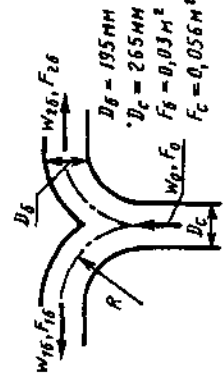
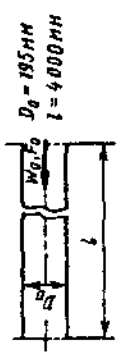
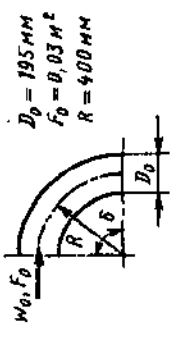


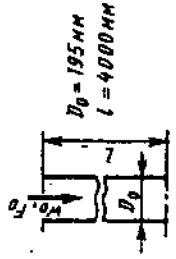
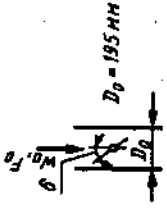
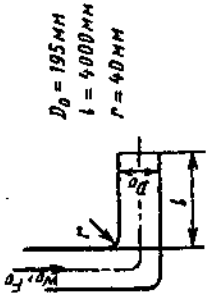
1-13. Расчет сопротивления сети приточной системы вентиляции (рис. 1-21)

№ элемента сети	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	$Q_{пр}, \text{м}^3/\text{с}$	$t, \text{°C}$	$\rho_n, \text{кг}/\text{м}^3$	$v, 10^5, \text{м}^2/\text{с}$	$w_n, \text{м}/\text{с}$	$\frac{P, \text{Вт}}{2}, \text{Па}$	$Re = \frac{w_n l}{\nu} \cdot 10^{-6}$	$\xi_{эл}$	$\lambda$	$\xi_{тр} = \lambda \frac{l}{D_n}$	$\xi = \xi_{эл} + \xi_{тр}$	$\Delta p_i = \xi \frac{\rho_n w_n^2}{2}, \text{Па}$	Основание для опреде- ления $\xi_i$ (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) 	$\frac{l}{D_0} = 8,0;$ $\frac{\Delta}{D_0} = 0,0003$	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 	$\delta = 90^\circ;$ $\frac{r}{D_0} = 0,2;$ $\frac{\Delta}{D_0} = 0,0003$	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

<p>4 Прямой участок (горизонтальный)</p>  <p><math>D_0 = 495 \text{ мм}</math> <math>l = 1000 \text{ мм}</math></p>	$\frac{l}{D_0} = 2,0;$ $\frac{D_0}{\Delta} = 0,0003$	0,825	-20	1,40	1,17	4,27	10,94	1,80	—	0,018	0,036	0,036	0,40	2-5
<p>5 Гладкотрубчатый трехрядный калорифер</p> 	$\frac{D_{\text{ср}} w_0}{\Delta} = 3,86 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9,90	12-26
<p>6 Внезапное сужение</p>  <p><math>D_0 = 495 \text{ мм}</math> <math>F_0 = 0,193 \text{ м}^2</math> <math>F_1 = 0,386 \text{ м}^2</math></p>	$\frac{F_0}{F_1} = 0,5$	0,955	+20	1,20	1,5	4,95	14,70	1,64	0,25	—	—	0,25	3,68	4-9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	<p>Прямой участок (горизонтальный)</p>  <p><math>D_0 = 695 \text{ мм}</math> <math>l = 1000 \text{ мм}</math></p>	$\frac{l}{D_0} = 2,0;$ $\Delta = 0,0003$	0,955	+20	1,20	1,5	4,95	14,7	1,64	—	0,0185	0,037	0,037	0,55	2-5
8	<p>Пирамидальный диффузор (прямоугольного сечения)</p>  <p><math>D_0 = 250 \text{ мм}</math>  <math>D_1 = 375 \text{ мм}</math>  <math>F_0 = 0,049 \text{ м}^2</math>  <math>F_1 = 0,111 \text{ м}^2</math></p>	$\frac{F_1}{F_0} = 2,25;$ $\alpha = 10^\circ$	0,955	+20	1,20	1,5	19,5	238	3,25	0,19	—	—	0,19	43,0	5-17
9	<p>Прямой участок (горизонтальный)</p>  <p><math>D_0 = 375 \text{ мм}</math>  <math>F_0 = 0,111 \text{ м}^2</math>  <math>l = 4000 \text{ мм}</math></p>	$\frac{l}{D_0} = 10,7;$ $\Delta = 0,0004$	0,995	+20	1,20	1,5	8,6	44,5	2,15	—	0,018	0,193	0,193	8,57	2-5
10	<p>Крестовина (проход при делении потока)</p>  <p><math>D_0 = 375 \text{ мм}</math>  <math>D_n = 265 \text{ мм}</math>  <math>F_0 = 0,111 \text{ м}^2</math>  <math>F_n = 0,056 \text{ м}^2</math></p>	$\frac{F_n}{F_0} = 0,5;$ $\frac{Q_n}{Q_0} = 0,5;$ $\frac{w_n}{w_0} = 1,0;$ $\alpha = 15^\circ$	0,478	+20	1,20	1,5	8,6	44,5	1,5	0	—	—	—	0	7-33 (как при- точ- ный трой- ник)

11	<p>Прямой участок (горизонтальный)</p>  <p><math>D_0 = 265 \text{ мм}</math> <math>l = 5000 \text{ мм}</math></p>	$\frac{l}{D_0} = 18,8;$ $\Delta = 0,00056$	0,478	+20	1,20	1,5	8,6	44,5	1,5	—	0,019	0,36	0,36	16,0	2-5
12	<p>Плавный симметричный тройник (ласточкин хвост) на нагнетании (разделении)</p>  <p><math>D_0 = 195 \text{ мм}</math> <math>D_c = 265 \text{ мм}</math> <math>F_0 = 0,03 \text{ М}^2</math> <math>F_c = 0,056 \text{ М}^2</math></p>	$\frac{Q_0}{Q_c} = 0,5;$ $\frac{F_0}{F_c} = 0,50;$ $\frac{R}{D_c} = 1,5$	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	<p>Прямой участок (горизонтальный)</p>  <p><math>D_0 = 195 \text{ мм}</math> <math>l = 4000 \text{ мм}</math></p>	$\frac{l}{D_0} = 20,5;$ $\Delta = 0,00077$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	—	0,02	0,41	0,41	15,7	2-5
14	<p>Отвод с углом поворота 90°</p>  <p><math>D_0 = 195 \text{ мм}</math> <math>F_0 = 0,03 \text{ М}^2</math> <math>R = 500 \text{ мм}</math></p>	$\frac{R}{D_0} = 2,0;$ $\Delta = 0,00077$ $\delta = 90^\circ$	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

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
15	<p>Прямой участок (горизонтальный)</p>  <p><math>D_0 = 195 \text{ мм}</math> <math>l = 4000 \text{ мм}</math></p>	$\frac{l}{D_0} = 20,5;$ $\frac{r}{D_0} = 0,00077$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	—	0,02	0,41	0,41	15,7	2-5
16	<p>Дроссельный затвор</p>  <p><math>D_0 = 195 \text{ мм}</math></p>	$\delta = 5^\circ$	0,239	+20	1,20	1,5	8,0	38,4	1,04	0,25	—	—	0,28	10,8	9-17
17	<p>Приточный насадок (выход из колена)</p>  <p><math>D_0 = 195 \text{ мм}</math> <math>l = 4000 \text{ мм}</math> <math>r = 40 \text{ мм}</math></p>	$\frac{l}{D_0} = 20,5;$ $\frac{r}{D_0} = 0,20;$ $\Delta = 0,00077$	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

$$\sum_{i=1}^{17} \Delta p_i = \Delta p_{\text{сстн}} \approx \approx 225 \text{ Па}$$



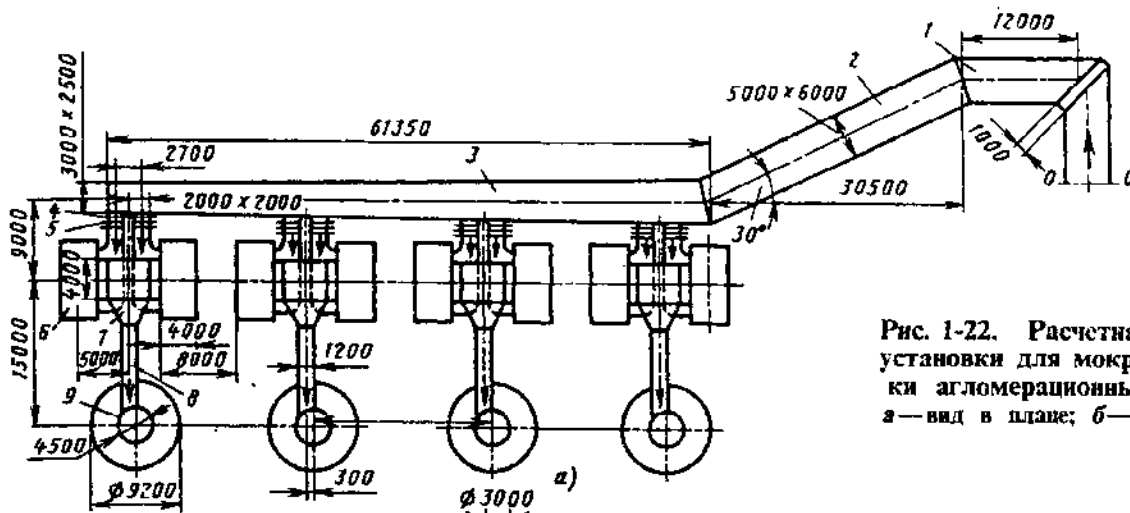
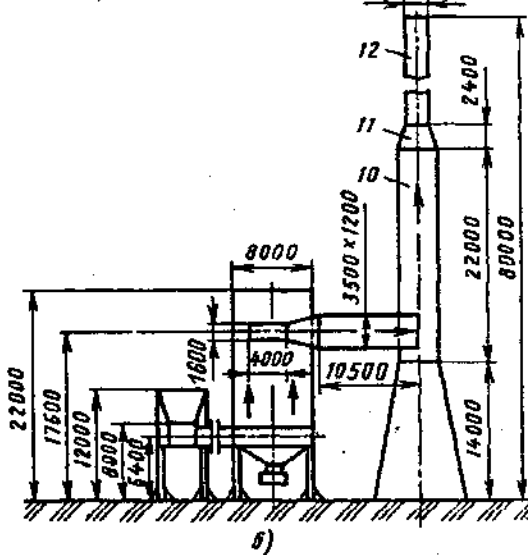


Рис. 1-22. Расчетная схема установки для мокрой очистки агломерационных газов: а—вид в плане; б—вид сбоку



При температуре воздуха  $t_a = 0^\circ \text{C}$  плотность  $\rho_a = 1,29 \text{ кг/м}^3$ .

При температуре  $t = 40^\circ \text{C}$  средняя плотность газа  $\rho_r = 1,13 \text{ кг/м}^3$ ; отсюда  $p_c = 62 \times (1,29 - 1,13) 9,81 \approx 98 \text{ Па}$ .

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  $\eta_{\text{полн}} = 0,6$

$$N_n = \frac{Q_p \rho_n}{\eta_{\text{полн}}} = \frac{Q_1 \Delta p_{\text{сетн}}}{0,6} = \frac{430 \cdot 1320}{0,6} \text{ Вт} = 946 \text{ кВт.}$$

### 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)  $D_0 = 5000 \text{ мм}$ ;
- 2) длина рабочей части  $l_{p,ч} = 8000 \text{ мм}$ ;
- 3) скорость потока в рабочей части (на выходе из сопла)  $w_0 = 60 \text{ м/с}$ ;
- 4) температура воздуха  $t \approx 20^\circ \text{C}$ ;  $\rho = 1,22 \text{ кг/м}^3$ ;

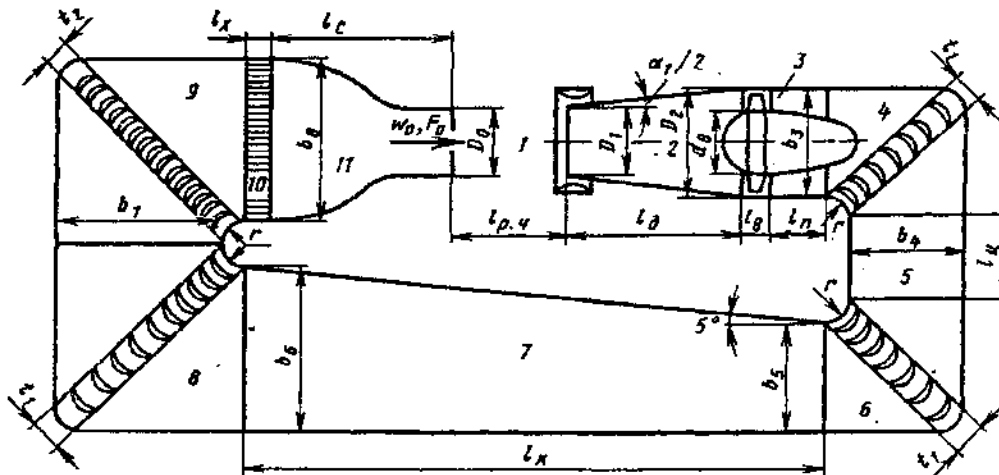
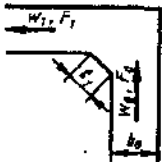
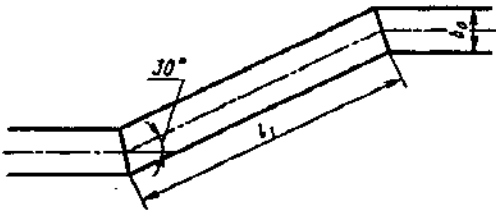
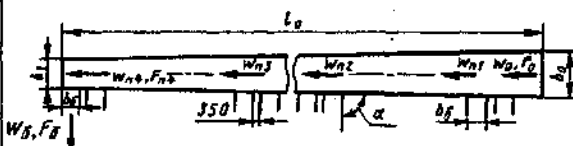
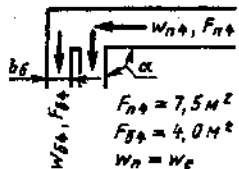
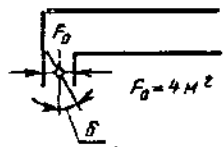


Рис. 1-23. Схема аэродинамической трубы (аэродинамический контур) замкнутого типа с открытой рабочей частью (размеры в м):

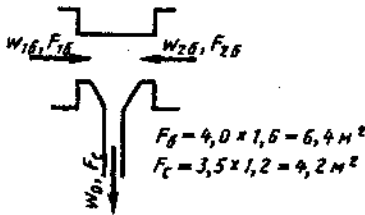
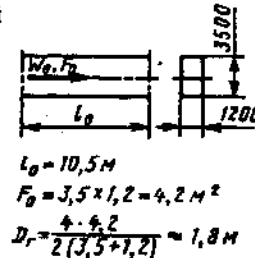
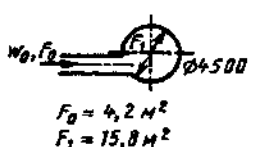
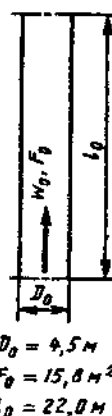
$D_0 = 5$ ;  $D_1 = 5,35$ ;  $D_2 = 8$ ;  $a_1 = 4$ ;  $b_3 = 8$ ;  $b_1 = 8$ ;  $b_2 = 8$ ;  $b_5 = 12$ ;  $b_7 = 12$ ;  $b_8 = 12$ ;  $t_1 = 2,2$ ;  $t_2 = 1,5$ ;  $l_{p,ч} = 8$ ;  $l_1 = 13,5$ ;  $l_2 = 2$ ;  $l_3 = 5$ ;  $l_4 = 6$ ;  $l_5 = 43,5$ ;  $l_6 = 1,5$ ;  $l_7 = 13,5$ ;  $r = 1,6$ ;  $\alpha_1 = 7^\circ$

1-14. Расчет сопротивления сети установки для

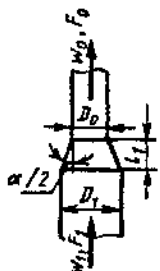
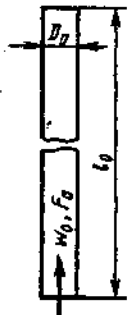
№ элемента сети	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	$Q_{пр}$ , м <sup>3</sup> /с
1	<p>Колено со срезанными углами поворота</p>  <p> <math>F_0 = 30 \text{ м}^2</math>  <math>F_1 = 30 \text{ м}^2</math>  <math>b_0 = 5000 \text{ мм}</math>  <math>t_1 = 2,5 \text{ м}</math>  <math>D_r = \frac{4 \cdot F_0}{\pi_0} = \frac{4 \cdot 30}{22} = 5,45 \text{ м}</math> </p>	$\frac{F_1}{F_0} = 1,0$ $\frac{t_1}{b_0} = \frac{2500}{5000} = 0,5;$ $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{b_0} = 0,0002$	430
2	<p>Составное колено</p>  <p> <math>l_1 = 28500 \text{ мм}; b_0 = 5000 \text{ мм}; D_r = 5,5 \text{ м}</math> </p>	$\frac{l_0}{b_0} = 5,6;$ $\bar{\Delta} = 0,0002;$ $\alpha = 30^\circ$	430
3	<p>Раздающий коллектор</p>  <p> <math>F_0 = 6 \times 5 \text{ (м}^2\text{)}; F_1 = 3 \times 2,5 \text{ (м}^2\text{)}; F_2 = 2 \times 2 \text{ (м}^2\text{)}; l_0 = 60 \text{ м};</math>  <math>D_r = \frac{4 \cdot F_0}{\pi_r} = \frac{4 \cdot 7,5}{2(3+2,5)} = 2,73 \text{ м}; D_{r,сб} = \frac{D_{r1} + D_{r2}}{2} = \frac{5,45 + 2,73}{2} = 4,10 \text{ м}</math> </p>	$\frac{w_{n1}}{w_0} = \frac{w_{n2}}{w_0} = \frac{w_{n3}}{w_0} = \frac{w_{n4}}{w_0} = \frac{w_n}{w_0} = 1,0;$ $\frac{l_0}{b_0} = \frac{60,00}{4,10} = 14,5;$ $\bar{\Delta} = \frac{D_{r,сб}}{D_r} = \frac{4,10}{4100} = 0,00024;$ $k = 1 - \frac{F_k}{F_n} = 1 - \frac{F_{n4}}{F_0} = 1 - \frac{7,5}{30} = 0,75;$ $J = \frac{\sum F_s}{F_0} = \frac{\sum F_s}{F_n} = \frac{4 \times 2 \times 4}{30} = 1,07;$	430
4	<p>Боковое отвлечение</p>  <p> <math>F_{n6} = 7,5 \text{ м}^2</math>  <math>F_{c6} = 4,0 \text{ м}^2</math>  <math>w_n = w_c</math> </p>	$\alpha = 90^\circ;$ $\frac{F_6}{F_c} = \frac{2 \cdot 4}{7,5} \cong 1,0;$ $\frac{Q_6}{Q_{n4}} = 1,0;$ $\frac{w_6}{w_c} = 1,0$	$\frac{430}{4} \cdot \frac{273 + 120}{273 + 150} = 100$
5	<p>Дроссельный затвор (при закрытии на 10%, <math>\delta = 5^\circ</math>)</p>  <p> <math>F_0 = 4 \text{ м}^2</math> </p>	$\frac{F_k}{F_0} = 0,9 \text{ (} \delta = 5^\circ \text{)}$	$\frac{100}{2} = 50$

мокрой очистки агломерационных газов (рис. 1-22)

$t_i$ , °C	$\rho_i$ , кг/м <sup>3</sup>	$v_i \cdot 10^5$ , м <sup>2</sup> /с	$w_i$ , м/с	$\frac{\rho_i w_i^2}{2}$ , Па	$Re = \frac{w_i D_{гр}}{v_i} \cdot 10^{-6}$	$\zeta_{ми}$	$\lambda_i$	$\zeta_{грл} = \lambda_i \frac{l_i}{D_{гр}}$	$\zeta_i = \zeta_{ми} + \zeta_{грл}$	$\Delta p_i = \zeta_i \frac{\rho_i w_i^2}{2}$ , Па	Основание для определения $\zeta_i$ (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	$w_{гр} = w_c = 13,3$	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	$Q_{пр}$ , м <sup>3</sup> /с
6	Мокрый скруббер. См. диаграмму 12-11 $F=32$ м <sup>2</sup>	На входе $t=120^{\circ}\text{C}$ ; на выходе $t=50^{\circ}\text{C}$ ; плотность орошения $A=0,014$ м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> ·с)	$50 \cdot \frac{273+85}{273+120} =$ $=50 \cdot 0,91 = 45,5$
7	Выходной участок скруббера — симметричный тройник 	$\frac{F_c}{2F_0} = \frac{4,2}{2 \cdot 6,4} = 0,33;$ $\frac{Q_0}{Q_c} = 0,5$	$45,5 \cdot \frac{273+50}{273+85} =$ $=45,5 \cdot 0,9 = 41$
8	Прямой горизонтальный участок 	$\frac{l_0}{D_c} = \frac{10,5}{1,8} = 5,8;$ $\bar{\Delta} = \frac{1,0}{1800} = 0,0006$	$2 \cdot 40 = 80$
9	Вход в дымовую трубу 	$\frac{F_0}{F_1} = \frac{4,2}{15,8} \approx 0,27$	$2 \cdot 40 = 80$
10	Первый прямой участок дымовой трубы 	$\frac{l_0}{D_0} = \frac{22,0}{4,5} = 4,9;$ $\bar{\Delta} = \frac{1,0}{4500} = 0,00022$	$80 \cdot \frac{313}{323} = 77,5$

$t_0, ^\circ\text{C}$	$\rho_0, \text{кг/м}^3$	$\nu_0 \cdot 10^5, \text{м}^2/\text{с}$	$w_0, \text{м/с}$	$\frac{\rho_0 w_0^2}{2}, \text{Па}$	$\text{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu_0} \cdot 10^{-6}$	$\zeta_{\text{эл}}$	$\lambda_1$	$\zeta_{\text{грт}} = \lambda_1 \frac{l}{D_{\text{грт}}}$	$\zeta_{\text{г}} = \zeta_{\text{эл}} + \zeta_{\text{грт}}$	$\Delta p_1 = \zeta_{\text{г}} \frac{\rho_0 w_0^2}{2}, \text{Па}$	Основание для определения $\zeta_{\text{г}}$ (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	—	$\approx 2,0$	—	—	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	$Q_{пр}$ , м <sup>3</sup> /с
11	Переходный участок — конфузор  $D_1 = 4,5 \text{ м}$ $D_0 = 3,0 \text{ м}$ $F_1 = 15,8 \text{ м}^2$ $F_0 = 7,05 \text{ м}^2$ $l_1 = 2,4 \text{ м}$ $\alpha = 34^\circ$	$\frac{F_0}{F_1} = \frac{7,05}{15,8} = 0,45;$ $\frac{l_1}{D_0} = \frac{2,4}{3,0} = 0,8;$ $D_0 = 3000$ $\alpha = 34^\circ;$ $\bar{\Delta} = \frac{1,0}{3000} = 0,00033$	$80 \cdot \frac{313}{323} = 77,5$
12	Второй прямой участок дымовой трубы  $D_0 = 3,0 \text{ м}$ $F_0 = 7,05 \text{ м}^2$ $l_0 = 41,5 \text{ м}$	$\frac{l_0}{D_0} = \frac{41\,500}{3000} = 14;$ $\bar{\Delta} = \frac{1,0}{3000} = 0,00033$	$80 \cdot \frac{313}{323} = 77,5$
	Выход из дымовой трубы Самотяга в дымовой трубе	— —	$80 \cdot \frac{313}{323} = 77,5$ —

5) кинематическая вязкость  $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  
 6) материал трубы — бетон; шероховатость внутренней поверхности  $\Delta = 2,5 \text{ мм}$  (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 со-

противления отдельных элементов сети (см. параграф 1-6).

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

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

Объемный расход воздуха через рабочую часть (сопло)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$v, 10^3, \text{м}^2/\text{с}$	$w, \text{м/с}$	$\frac{\rho_1 w^2}{2}, \text{Па}$	$\text{Re} = \frac{w D_0}{\nu}, 10^{-6}$	$\zeta_{\text{эл}}$	$\lambda_1$	$\zeta_{\text{гр}} = \lambda_1 \frac{l_i}{D_0}$	$\zeta_1 = \zeta_{\text{эл}} + \zeta_{\text{гр}}$	$\Delta p_1 = \zeta_1 \frac{\rho_1 w^2}{2}, \text{Па}$	Основание для определения $\zeta_1$ (ссылка на диаграмму)
40	1,13	1,7	11,0	51,0	$\sim 2,0$	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 1,13	1,7 —	11,0 —	51,0 —	2,15 —	1,0 —	— —	— —	1,0 —	51,0 -72,3	11-1  Формула (1-59): $p_c = z(\rho_a - \rho_r)g$ , где $\rho_a = 1,29$ при $t = 0^\circ \text{C}$ ; $p_{c1} = \frac{\rho_1}{\rho_{12}} p_c =$ $= \frac{0,84}{1,13} p_c = 72,3$ (приведено к $Q_1$ )
$\sum_{i=1}^{12} \Delta p_i = \Delta p_{\text{сети}} \approx 1320 \text{ Па}$											

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

Мощность на валу вентилятора при КПД вентилятора  $\eta_{\text{вал}} \approx 0,7$

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

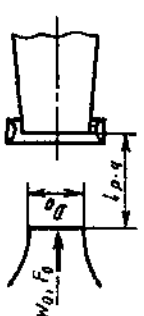
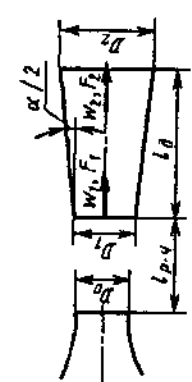
При расчетах аэродинамических труб при-

меняют понятие «качество» трубы  $K$ , под которым понимают отношение скоростного давления в рабочей части трубы к ее общему сопротивлению.

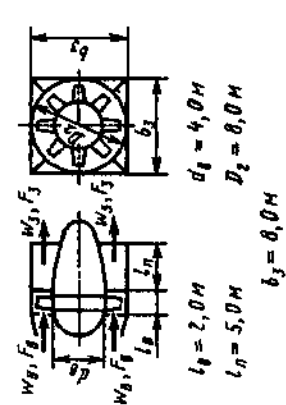
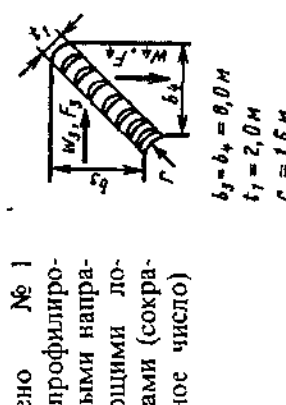
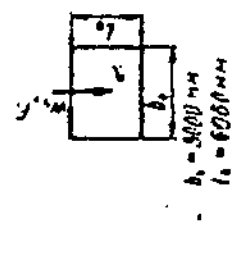
В данном случае

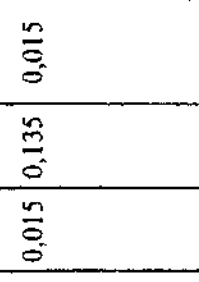
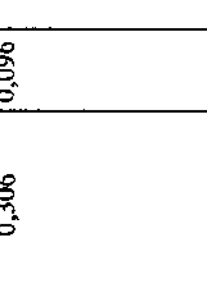
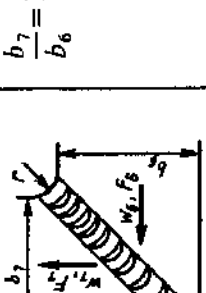
$K = \frac{0,5 \rho w_0^2}{0,5 \rho w_0^2 \sum_i \zeta_{\text{эл}}} = \frac{1}{0,30} \approx 3,3$ .

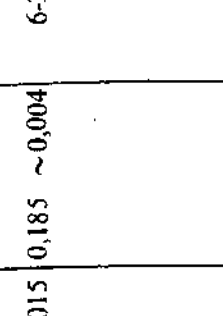

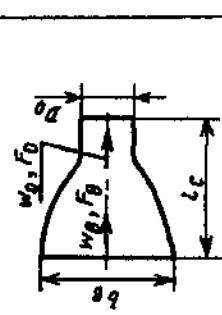
1-15. Расчет сопротивления аэродинамической трубы (рис. 1-23)

№ ЭЛЕМЕНТА СЕТИ	Элемент сети. Схема и основные размеры	Параметры	Отношение площадей $\frac{F_1}{F_0}$	$\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$	$w_1, \text{ м/с}$	$Rc = \frac{w_1 D_{т1}}{v} \cdot 10^{-6}$	$\zeta_{\text{м}}$	$\lambda_1$	$\zeta_{\text{тр}} = \lambda_1 \frac{D_{т1}}{l}$	$\zeta = \zeta_{\text{м}} + \zeta_{\text{тр}}$	$\zeta_0 = \zeta_1 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$	Основные для опре- деления $\zeta_1$ (ссылка на диптраму)
1	Открытая рабочая часть круглого сечения  $D_0 = 5,0 \text{ м}; l_{p-y} = 8,0 \text{ м}$	$\frac{l_{p-y}}{D_0} = \frac{8,0}{5,0} = 1,6$	1,0	1,0	60	20	0,13	—	—	0,13	0,13	4-25
2	Первый диффузор  $D_1 = 5,35 \text{ м}$ $D_2 = 8,0 \text{ м}$ $l_0 = 13,5 \text{ м}$ $F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 5,0^2 = 19,6 \text{ м}^2$	$\alpha = 7^\circ; n_n = \frac{F_2}{F_1} =$ $= \left(\frac{8,0}{5,35}\right)^2 = 2,24;$ $\frac{w_{\text{max}}}{w_0} > 1,12; k_n \approx 1,8;$ $\Delta = \frac{\Delta}{D} \approx 0,0004$	$\left(\frac{5,0}{5,35}\right)^2 = 0,875$	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)	$d_b = \frac{d_b}{D_2} = 0,5; n_n = \frac{F_3}{F_b} =$	$\frac{F_0}{F_b} =$	0,27	31	18	0,19	0,011	0,01	0,20	0,054	5-22



 <p> <math>l_8 = 2,0 \text{ м}</math>  <math>l_9 = 5,0 \text{ м}</math>  <math>b_3 = 0,0 \text{ м}</math>  <math>d_8 = 4,0 \text{ м}</math>  <math>D_2 = 8,0 \text{ м}</math> </p>	$= \frac{F_3}{(1 - \alpha^2) F_B} = \frac{5,0^2}{0,75 \times 8,0^2} = 0,52$ <p> <math>(1 - 0,25) \frac{\pi}{4} 8,0^2 = 1,7;</math>  <math>\alpha_3 \approx 15^\circ; \Delta \approx 0,0004;</math>  <math>\frac{W_{\max}}{W_0} &gt; 1,12; k_1 \approx 1,8</math> </p>	$\frac{b_4}{b_3} = 1,0;$ $\frac{r}{b_3} = 0,2;$ $\Delta = 0,0003$	$\frac{l_4}{b_4} = \frac{6,0}{8,0} = 0,75;$ $\Delta = 0,0003$	$0,306$	$0,096$	$18$	$10$	$0,155$	$0,011$	$0,008$	$0,008$	$0,016$	$0,17$	$0,016$	$0,001$	$2-5$	6-21; учитывая влияние врезки стоящего диффузора, увеличиваем $\zeta$ на 1,2
<p>4 Колено № 1 с профилированными направляющими лопатками (сохраненное чисто)</p>  <p> <math>b_3 = b_4 = 0,0 \text{ м}</math>  <math>t_1 = 2,0 \text{ м}</math>  <math>r = 1,5 \text{ м}</math> </p>	$= \frac{F_3}{(1 - \alpha^2) F_B} = \frac{5,0^2}{0,75 \times 8,0^2} = 0,52$	$\frac{l_4}{b_4} = \frac{6,0}{8,0} = 0,75;$ $\Delta = 0,0003$	$0,306$	$0,096$	$18$	$10$	$0,155$	$0,011$	$0,008$	$0,008$	$0,016$	$0,17$	$0,016$	$0,001$	$2-5$	6-21; учитывая влияние врезки стоящего диффузора, увеличиваем $\zeta$ на 1,2	
<p>5 Цилиндрический участок</p>  <p> <math>b_1 = 500 \text{ мм}</math>  <math>l_1 = 600 \text{ мм}</math> </p>	$= \frac{F_3}{(1 - \alpha^2) F_B} = \frac{5,0^2}{0,75 \times 8,0^2} = 0,52$	$\frac{l_4}{b_4} = \frac{6,0}{8,0} = 0,75;$ $\Delta = 0,0003$	$0,306$	$0,096$	$18$	$10$	$0,155$	$0,011$	$0,008$	$0,008$	$0,016$	$0,17$	$0,016$	$0,001$	$2-5$	6-21; учитывая влияние врезки стоящего диффузора, увеличиваем $\zeta$ на 1,2	

<p>6</p> <p>Колено № 2; те же условия, что и в колене № 1</p>  <p><math>b_4 = 8,0 \text{ м}</math> <math>r = 1,6 \text{ м}</math> <math>f_1 = 2,2 \text{ м}</math></p>	<p><math>\frac{b_5}{b_4} = 1,0;</math></p> <p><math>\frac{r}{D_5} = 0,2</math></p>	<p>0,306</p>	<p>0,096</p>	<p>18</p>	<p>10</p>	<p>0,12</p>	<p>0,011</p>	<p>0,015</p>	<p>0,135</p>	<p>0,015</p>	<p>6-21</p>
<p>7</p> <p>Обратный канал (второй диффузор)</p>  <p><math>b_5 = 8,0 \text{ м}</math> <math>b_6 = 12,0 \text{ м}</math> <math>l = 0,5 \text{ м}</math></p>	<p><math>\alpha_2 = 5,5^\circ; n_{\text{ш}} = \frac{F_6}{F_5} =</math> <math>= \left(\frac{12,0}{8,0}\right)^2 = 2,25;</math> <math>\frac{w_{\text{max}}}{w_0} \approx 1,1; k_1 \approx 1,8</math></p>	<p>0,306</p>	<p>0,096</p>	<p>18</p>	<p>10</p>	<p>0,046</p>	<p>0,011</p>	<p>0,011</p>	<p>0,057</p>	<p>0,006</p>	<p>5-4</p>
<p>8</p> <p>Колено № 3; те же условия, что и в колене № 1</p>  <p><math>b_6 = b_7 = 12,0 \text{ м}</math> <math>r = 1,6 \text{ м}</math> <math>f_1 = 1,5 \text{ м}</math></p>	<p><math>\frac{b_7}{b_6} = 1,0; \frac{r}{D_6} = 0,13</math></p>	<p><math>\frac{\pi \cdot 5,0^2}{4 \cdot 12,0^2} = 0,137</math></p>	<p>0,181</p>	<p>8,2</p>	<p>6,5</p>	<p>0,15</p>	<p>0,011</p>	<p>0,015</p>	<p>0,165</p>	<p>0,003</p>	<p>6-21</p>

<p>9</p> <p>Колено № 4, те же условия, что и в колене № 3, но число лопаток нормальное</p>  <p><math>b_7 = b_8 = 12,0 \text{ M}</math>  <math>r = 1,5 \text{ M}</math>  <math>l_2 = 1,5 \text{ M}</math></p>	<p><math>\frac{b_8}{b_7} = 1,0;</math>  <math>\frac{r}{D_8} = 0,13</math></p>	<p>0,137</p>	<p>0,0181</p>	<p>8,2</p>	<p>6,5</p>	<p>0,17</p>	<p>0,011</p>	<p>0,015</p>	<p>0,185 ~ 0,004</p>	<p>6-21</p>
<p>10</p> <p>Выпрямляющая решетка (хоней-комб); изготовлена из листового железа, покрытого лаком</p>  <p><math>l_1 = 1,5 \text{ M}; d_1 = 0,2 \text{ M}</math></p>	<p><math>\frac{l_x}{d_x} = 7,5;</math>  <math>f = \frac{F_x}{F_8} = 0,9;</math>  <math>\bar{\Delta} = \frac{0,2}{200} = 0,001</math></p>	<p><math>\frac{0,137}{0,9} = 0,152</math></p>	<p>0,0232</p>	<p>9,1</p>	<p><math>\frac{w d_x}{v} \approx 0,12</math></p>	<p>0,11</p>	<p>0,060</p>	<p>0,45</p>	<p>0,56 0,013</p>	<p><math>\zeta_i = \zeta_{вх} + \zeta_{впл} + \zeta_{тр}</math>  где <math>\zeta_{вх} \approx 1-f</math> (см. диаграмму 3-1); <math>\zeta_{впл} = (1-f)^2</math> (см. диаграмму 4.1);  <math>\zeta_{тр} = \lambda \frac{l_x}{d_x}</math></p>
<p>11</p> <p>Сопло (кри-волнейный конфузор)</p>  <p><math>D_0 = 5,0 \text{ M}</math>  <math>b_8 = 12,0 \text{ M}</math>  <math>l_C = 13,5 \text{ M}</math></p>	<p><math>\alpha \approx 35^\circ;</math>  <math>n_n = \frac{12,0^2}{\pi \frac{5,0^2}{4}} = 7,35</math></p>	<p>7,35</p>	<p>54</p>	<p>60</p>	<p>20</p>	<p>—</p>	<p>0,008</p>	<p>0,003</p>	<p>0,003 0,003</p>	<p>5-23</p> <p><math>\sum_{i=1}^{11} \zeta_{от} = 0,30</math></p>

## 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:

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

или

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

где  $\Pi_0$  — периметр;  $R_r$  — гидравлический радиус;  $S_0$  — площадь поверхности трения.

2. Использование гидравлического (эквивалентного) диаметра  $D_r$  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  $\delta_0$  пристеночного слоя (в пределах которого скорость изменяется от нуля до значения, близкого к максимуму) очень мала по сравнению с размером поперечного сечения канала ( $\delta_0 \ll D_r$ ) [2-88].

3. В случае турбулентного течения при больших числах  $Re = w_0 D_0 / \nu$  скорость в основном изменяется в пределах тонкого пристеночного слоя. Поэтому, если использовать  $D_r$  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  $D_r$  нельзя. При этом режиме его применение допустимо только для входной части начального участка трубы, когда толщина  $\delta_0$  еще очень мала [2-42]. Для определения сопротивления по (2-1) и (2-2) вводят соответствующие поправ-

ки, 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\*<sup>1</sup>.

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

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

\*<sup>1</sup> Вместе с тем, поскольку коэффициент сопротивления  $\lambda$  определяется как отношение потерь полного давления к динамическому давлению  $\left[ \lambda = \Delta p_{тр} / \left( \frac{l}{D_r} \frac{\rho w_0^2}{2} \right) \right]$ , 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  $\Delta_0$  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

$$\bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_r} \left( \bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_r} \right),$$

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  $\Delta$ , 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  $\lambda$  при неизменной геометрической шероховатости. Объясняется это влиянием вязкого подслоя. Если толщина вязкого подслоя больше выступов ( $\delta_m > \Delta$ , 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  $\lambda$  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 ( $\delta_m < \Delta$ , рис. 2-1, б). При этом выступы усиливают вихреобразование, а следовательно, повышают потери давления, что выражается в увеличении  $\lambda$  с увеличением числа  $Re$ .

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

12. Эквивалентная шероховатость  $\Delta$  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

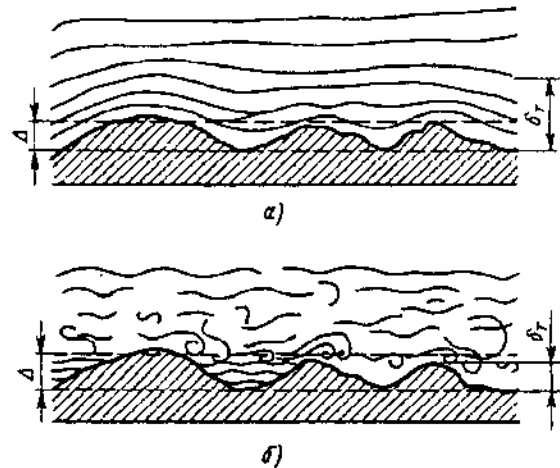


Рис. 2-1. Схема обтекания шероховатых выступов при различных режимах течения: а— $\delta_m > \Delta$ ; б— $\delta_m < \Delta$

в виде коррозии стенок, образования наростов и выпадения осадка;

в) от продолжительности эксплуатации труб.

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

14. Первый режим, называемый ламинарным, относится к малым значениям чисел  $Re$  (до  $Re \approx 2000$ ) и характеризуется тем, что шероховатость не оказывает никакого влияния на величину  $\lambda$ . По закону Гагена—Пуазейля [2-172]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2-3)$$

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  $Re = 2000 \div 4000$ ). В этой области коэффициент сопротивления  $\lambda$  возрастает с увеличением числа  $Re$ . Вместе с тем этот коэффициент

\*<sup>1</sup> 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].

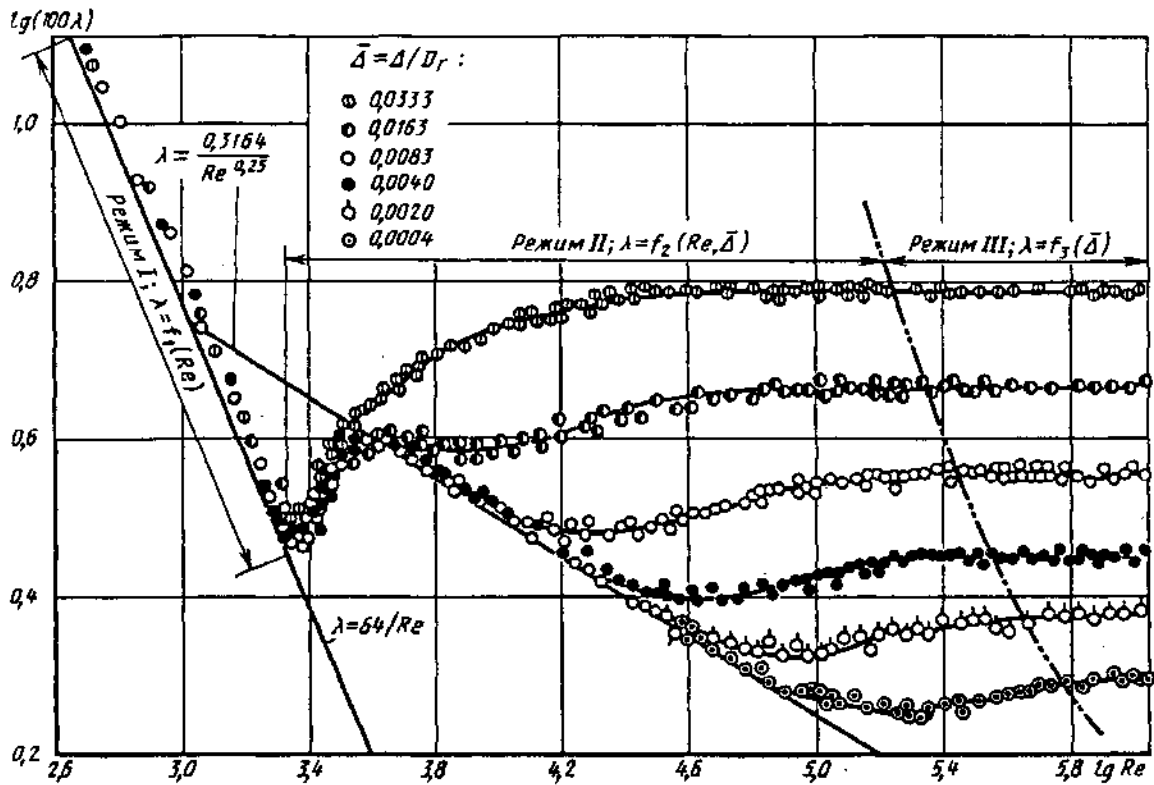


Рис. 2-2. Зависимость коэффициента сопротивления  $\lambda$  от числа Рейнольдса для труб с равномерно-зернистой шероховатостью [2-190]

продолжает оставаться одинаковым для различных значений относительной шероховатости.

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

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (2-4)$$

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  $Re$ .

\*1 В этих интервалах значений  $Re$  возрастание  $\lambda$  прекращается.

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

$$\bar{\Delta} \leq \bar{\Delta}_{пред}$$

где

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

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

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

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

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

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

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

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

ной и квадратичной областях, т. е. в пределах

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

Эта формула имеет следующий вид:

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

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

при  $10 \leq \bar{\Delta} Re \sqrt{\lambda} \leq 20$   $a_1 = +0,068$ ;  $b_1 = 1,13$ ;  $c_1 = -0,87$ ;

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

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

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

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

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:

$$\lambda = \lambda_{л} p_{л} + \lambda_{тл} p_{тл} + \lambda_{тш} p_{тш}, \quad (2-7)$$

где  $\lambda_{л}$ ,  $\lambda_{тл}$ ,  $\lambda_{тш}$  — коэффициенты сопротивления трения соответственно при ламинарном тече-

\*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].

нии (2.3), турбулентном течении в гладких (2-4) и шероховатых трубах (2-6);  $p_{л} = 1 - p_{т}$ ,  $p_{тл} = (1 - p_{тл,т}) p_{т}$ ,  $p_{тш} = p_{тл,т} p_{т}$  — соответственно вероятности появления при данном числе Рейнольдса режимов ламинарного и турбулентного течений в гладких и шероховатых трубах; при этом

$$p_{тл,т} = 2\Phi(U), \quad \text{где } U = \frac{Re}{\sigma_{ш}}; \quad \sigma_{ш} = \frac{275}{\bar{\Delta}};$$

$$p_{т} = \frac{1}{2} + \Phi(U), \quad \text{где } U = \frac{Re - Re_m}{\sigma_{т}} = \frac{Re - 2850}{600};$$

$$\Phi(U) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^U \exp(-t^2/2) dt \text{ — нормированная}$$

функция Лапласа (интеграл вероятностей; см. [2-56] табл. 18.8-9).

20. Кривые сопротивления  $\lambda = f(Re, \bar{\Delta})$  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  $\lambda$  при течениях 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

\*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].

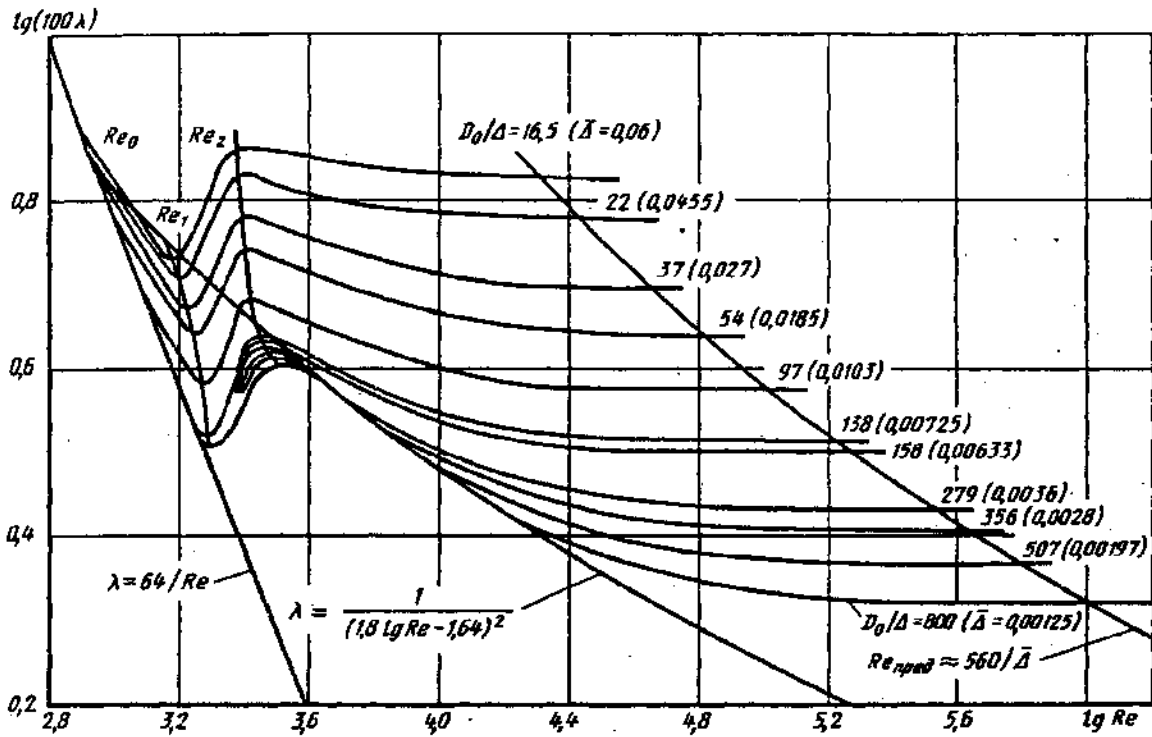


Рис. 2-3. Зависимость коэффициента сопротивления  $\lambda$  от числа Рейнольдса и относительной шероховатости  $\bar{\Delta}$  при неравномерной шероховатости [2-100, 2-106]

закона Гагена—Пуазейля в сторону увеличения  $\lambda$ , 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]:

$$Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0,0065}{\bar{\Delta}}\right).$$

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],

$$Re_1 = 1160 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,11},$$

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

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

$$Re_2 = 2090 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,0635}.$$

23. Трубы с неравномерной шероховатостью (технические трубы) в области  $Re > Re_2$  могут считаться гидравлически гладкими, если (с точностью до 3—4%)

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

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

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

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)

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

25. При стабилизированном ламинарном течении (до  $Re \approx 2000$ ) коэффициент сопротивления  $\lambda$  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 ( $Re = 2000 \div 4000$ ) коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  труб круглого сечения с гидравлически (технически) гладкими стенками находят по диаграмме 2-1, б.

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



2-1,6 или вычисляют по формуле Филоненко—Альтшуля\*<sup>1</sup> [2-6, 2-141]:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2} \quad (2-8)$$

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

при  $Re_0 < Re < Re_1$  и  $\bar{\Delta} \geq 0,007$

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

при  $Re_1 < Re < Re_2$

$$\lambda = (\lambda_2 - \lambda^*) \exp\{-[0,0017(Re_2 - Re)]^2\} + \lambda^*,$$

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

при  $\bar{\Delta} > 0,007$

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

Коэффициенты  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ , соответствующие границам  $Re_1$  и  $Re_2$ :

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

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

при  $\bar{\Delta} \leq 0,007$   $\lambda_2 = 7,244 (Re_2)^{-0,643}$ ;

при  $\bar{\Delta} > 0,007$

$$\lambda_2 = \frac{0,145}{\bar{\Delta}^{-0,244}}; \quad Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0,0065}{\bar{\Delta}}\right);$$

$$Re_1 = 1160 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,11}; \quad Re_2 = 2090 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,0635}$$

29. Коэффициенты сопротивления трения  $\lambda$  всех технических труб\*<sup>2</sup> (с неравномерной шероховатостью стенок) круглого сечения, кроме специальных, для которых значения  $\lambda$  даны отдельно, при стабилизированном течении и на участке чисто турбулентного режима ( $Re > Re_2$ ) можно определить по диаграмме 2-4, построенной на основании формулы Кольбука—Уайта\*<sup>3</sup> [2-171]:

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

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

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

\*<sup>2</sup> Включая стальные, бетонные и железобетонные напорные водоводы [2-7].

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

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

$$\lambda = \lambda_x (1 - \rho) + \lambda_r \rho,$$

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

$$\rho = \frac{1}{2} \left[ \operatorname{erf} \left( \frac{Re - Re_0}{\sqrt{2} \sigma} \right) + \operatorname{erf} \left( \frac{Re_0}{\sqrt{2} \sigma} \right) \right],$$

в которой  $Re_0 = 1530 (\bar{\Delta})^{-0,08}$  и  $\sigma = 540$ . При этом используют табулированную функцию ошибок вида

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

(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]:

$$\lambda = \lambda_x (1 - \gamma) + \lambda_r \gamma,$$

где  $\gamma$ —коэффициент перемежаемости:

$$\gamma = \sin^{3/2} \left( \pi/2 \frac{Re - Re_x}{Re_s - Re_x} \right);$$

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

\*<sup>3</sup> Кривые Кольбука—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 Кольбука получила теоретическое обоснование [2-6].

\*<sup>4</sup> Формула, близкая к (2-10), получена также Г. А. Адамовым [2-4]; при  $68/Re \ll \bar{\Delta}$  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:

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

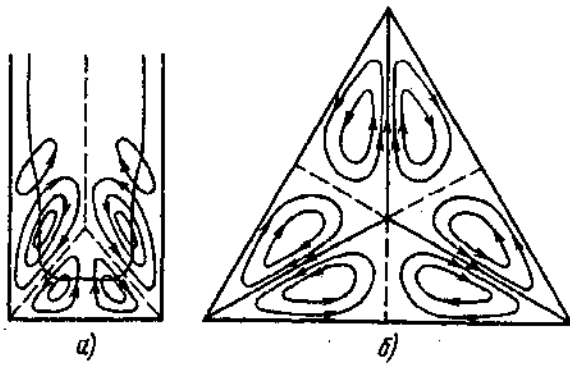


Рис. 2-4. Схемы вторичных течений: а — в прямоугольной трубе; б — в равносторонней треугольной трубе

$$Re_p = 1600 (\bar{\Delta})^{-0.16},$$

здесь  $Re_p$  и  $Re_n$  — нижняя и верхняя границы переходной зоны.

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

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

32. Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  труб круглого сечения, кроме специальных, для которых значения  $\lambda$  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)\*<sup>1</sup>. 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  $w_{ст}$ :

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

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

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

$l$  — 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

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

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

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

$$(\lambda_{пл})_x = f[(Re_{пл})_x, \bar{\Delta}_x]; \quad (\lambda_{пл})_d = f[(Re_{пл})_d, \bar{\Delta}_d],$$

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

$$Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}.$$

Для гладких стенок

$$\lambda_{пл} = \frac{1}{(3,6 \lg Re_{пл} - 2)^2};$$

для технических стенок

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

\*<sup>1</sup> Необходимо различать вторичные токи, наблюдаемые в прямолинейных каналах сложного поперечного сечения, и возникающие в криволинейных каналах по иным причинам.

для шероховатых стенок

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

35. Во многих случаях коэффициент сопротивления трения труб некруглого сечения проще определять введением в формулы для труб круглого сечения соответствующих поправочных коэффициентов  $\lambda_n = k_n \lambda$ , где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения труб круглого сечения при том же числе  $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}$

$= \frac{w_0 D_0}{\nu}$ ;  $\lambda_n$  — то же для труб некруглого сечения;  $k_n$  — 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  $k_n \approx 1,0$ .

Для труб прямоугольного сечения поправочный коэффициент, зависящий от отношения сторон  $a_0/b_0$ , при ламинарном течении ( $Re \leq 2000$ )  $k_n = k_{\text{пр}} = 0,89 \div 1,50$ . При этом в случае  $a_0/b_0 = 1,0$  (квадрат)  $k_{\text{пр}} = k_{\text{кв}} = 0,89$  или

$$\lambda_{\text{кв}} = \frac{57}{Re}$$

а в случае  $a_0/b_0 \rightarrow 0$  (плоская щель)  $k_{\text{пр}} = k_{\text{пл}} = 1,50$  или

$$\lambda_{\text{пл}} = \frac{96}{Re}$$

При турбулентном течении ( $Re > 2000$ )  $k_{\text{пр}} = 1,0 \div 1,1$ . Если  $a_0/b_0 = 1,0$ , то  $k_{\text{кв}} \approx 1,0$ , а если  $a_0/b_0 \rightarrow 0$ , то  $k_{\text{пл}} \approx 1,1$  [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 ( $Re \leq 2000$ )

$$k_n \equiv k_{\text{эл}} = \frac{1}{8} \left( \frac{D_r}{b_0} \right)^2 \left[ 1 + \left( \frac{b_0}{a_0} \right)^2 \right],$$

где  $a_0$  и  $b_0$  — большая и малая полуоси эллипса.

При турбулентном течении с некоторым приближением можно принять  $k_{\text{эл}} \approx 1,0$ .

\*1 А. Г. Темкин [2-125, 2-126] предлагает поправочный коэффициент  $k_n$  называть критерием Л. С. Лейбензона ( $Le$ ), внесшего большой вклад в гидравлику трубопроводов. В указанных работах А. Г. Темкин приводит соответствующие формулы расчета критерия  $Le$ .

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 ( $Re \leq 2000$ )

$$k_n \equiv k_{\text{кол}} = \frac{\left(1 - \frac{d}{D_0}\right)^2}{1 + \left(\frac{d}{D_0}\right)^2 + \frac{1 - (d/D_0)^2}{\ln(d/D_0)}}$$

где  $d$  и  $D_0$  — диаметры внутреннего и наружного цилиндров кольцевой трубы.

При турбулентном течении  $k_{\text{кол}}$  слабо зависит от  $d/D_0$  и находится в пределах 1,0 — 1,07 [2-29]. Коэффициент сопротивления  $\lambda_{\text{кол}}$  такой трубы может быть также вычислен по формуле [2-39]

$$\lambda_{\text{кол}} = (0,02d/D_0 + 0,98) \left( \frac{1}{\lambda} - 0,27 \frac{d}{D_0} + 0,1 \right)$$

39. Для центрирования внутреннего цилиндра в кольцевой трубе используют продольные или спиральные ребра (см. диаграмму 2-7). Узкая кольцевая труба ( $d/D_0 \approx 0,9$ ) с тремя продольными ребрами приблизительно эквивалентна прямоугольному каналу с отношением сторон  $a_0/b_0 \approx 0,06$ , для которого при ламинарном течении поправочный коэффициент (на основании опытов В. И. Субботина и др. [2-119])  $k_{\text{кол}} = k_{\text{пр}} \approx 1,36$ .

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 приблизительно [2-120]

$$k_{\text{кол}}'' = \left( 1 + \frac{20}{(T/d)^2} \right) k_{\text{кол}}'$$

где  $k_{\text{кол}}'$  — 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. Римаком [2-30]:

$$k_n \equiv k_s = \frac{1}{(1 + B_1 \bar{e})^2} k_{\text{кол}}'$$

где  $\bar{e} = \frac{2e}{D_0 - d}$  — эксцентриситет ( $e$  — расстояние между центрами внутреннего и наружного

цилиндров);  $B_1$  — коэффициент, зависящий от отношения  $d/D_0$ , полученный на основании данных З. Джонстона и Е. Спорой [2-178] (см. диаграмму 2-7, график в);  $k_{\text{кол}}$  — поправочный коэффициент для концентрического кольца.

43. При турбулентном течении поправочный коэффициент

$$k_3 = k'_3 k_{\text{кол}},$$

где  $k'_3 = \frac{\lambda}{\lambda_{\text{кол}}}$  — отношение коэффициента сопротивления эксцентрической кольцевой трубы к коэффициенту сопротивления концентрической кольцевой трубы.

Коэффициент  $k'_3$  для узких кольцевых каналов ( $d/D_0 \geq 0,7$ ) почти не зависит от отношения  $d/D_0$  и зависит только от эксцентриситета (см. диаграмму 2-7, график з, для  $d/D_0 = 0,5$  и  $d/D_0 \geq 0,7$ ).

При  $d/D_0 \geq 0,7$  поправочный коэффициент может быть определен по формуле, полученной А. В. Колесниковым [2-21]:

$$k'_3 = 1 - 0,9(1 - 2/3\bar{e})\bar{e}^2.$$

44. Поправочный коэффициент  $k_u$  для труб с сечением в виде равнобедренного треугольника при ламинарном течении (см. В. К. Мигай [2-76])

$$k_u = k_{\text{тр}} = \frac{3}{4} \cdot \frac{(1 - \text{tg}^2 \beta)(B + 2)}{(B - 2)(\text{tg} \beta + \sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta})^2},$$

где  $B = \sqrt{4 + \frac{5}{2} \left( \frac{1}{\text{tg}^2 \beta} - 1 \right)}$  — параметр;  $\beta$  — половина угла при вершине равнобедренного треугольника, °.

Для равностороннего треугольника ( $\beta = 30^\circ$ )

$$k'_{\text{тр}} = 0,833;$$

для прямоугольного треугольника

$$k''_{\text{тр}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{(1 - 3 \text{tg}^2 \beta)(B + 2)}{(3/B - 4)(\text{tg} \beta + \sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta})^2};$$

для равнобедренного прямоугольного треугольника ( $\beta = 45^\circ$ )

$$k''_{\text{тр}} = 0,825.$$

45. При турбулентном течении поправочный коэффициент  $k_u$  для равнобедренного треугольника меняется в пределах  $k_u = k_{\text{тр}} = 0,75 \div 1,0$  в зависимости от угла  $\beta$ ; чем больше этот угол, тем больше  $k_{\text{тр}}$  [2-170]. Для равностороннего треугольника можно принять  $k_{\text{тр}} = 0,95$  [2-158].

46. Для трубы с сечением в виде сектора круга при ламинарном течении  $k_u = k_c = 0,75 \div 1,0$  в зависимости от угла  $\beta$  [2-95]; при турбулентном течении  $k_c$  можно принять таким же, как для равнобедренного треугольника (см. п. 45).

47. Сопротивление начальных участков труб (помешенных 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  $\lambda'_{\text{вст}}$  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  $Re > Re_{\text{кр}}$  создается «смешанный» режим течения, коэффициент  $\lambda'_{\text{вст}}$  коротких труб (длина которых намного меньше начального участка) при определенных значениях числа  $Re$  значительно меньше  $\lambda$  для стабилизированного турбулентного течения, что объясняется влиянием ламинарности пограничного слоя во входном участке трубы (см. параграф 1-3). При  $Re = 2 \cdot 10^5$  средний коэффициент сопротивления трения для короткой трубы длиной  $l_u/D_0 = 2,0$  меньше  $\lambda$  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  $\lambda'_{\text{вст}}$  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  $\lambda'_{\text{вст}}$  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:

$$\lambda'_{\text{вст}} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2 \cdot \Delta x/D_0} = \frac{0,344}{(Re \cdot x/D_0)^{0,2}} = k'_{\text{вст}} \lambda, \quad (2-11)$$

где

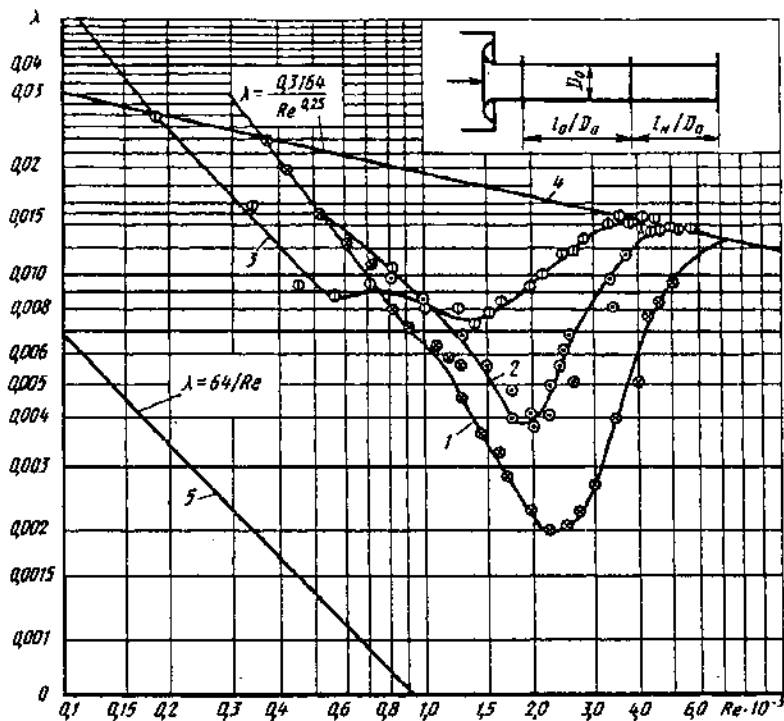
$$k'_{\text{вст}} \approx 1,09 \frac{Re^{0,05}}{(x/D_0)^{0,2}}; \quad (2-12)$$

$\lambda$  — 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  $\lambda'_{\text{вст}}$  по всей заданной длине  $l$  начального участка трубы для условий

Рис. 2-5. Зависимость коэффициента сопротивления  $\lambda$  от числа Рейнольдса для короткого начального участка ( $l_n/D_0=2$ ) 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:

$$\lambda''_{\text{нест}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2 \cdot x / D_0} = \frac{0,43}{(Re \cdot x / D_0)^{0,2}} = k''_{\text{нест}} \lambda, \quad (2-13)$$

где

$$k''_{\text{нест}} \approx 1,36 \frac{Re^{0,05}}{(x / D_0)^{0,2}}. \quad (2-14)$$

Формулы (2-11) — (2-14) верны, по крайней мере, в пределах  $1,7 \cdot 10^4 \leq Re \leq 10^6$ . 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  $x/(D_r Re)$ , 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]

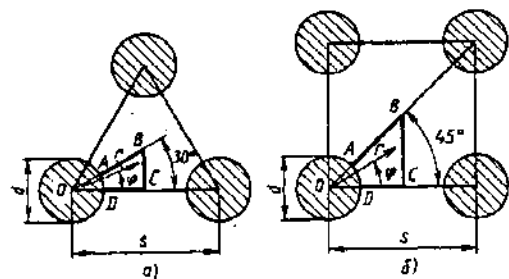


Рис. 2-6. Схемы расположения цилиндрических труб или стержней по углам: а — равностороннего треугольника; б — квадрата

$$k_n = k_n = \frac{(d^2 - 1)^3}{4d^4 \ln d - 3d^2 + d^2 - 1},$$

где  $\bar{d} = d_*/d$ ;

а) при расположении цилиндров по углам равностороннего треугольника (треугольная упаковка)

$$d_* = \left( \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \right)^{1/2} s;$$

$$D_r = d \left[ \frac{6}{\pi\sqrt{3}} \left( \frac{s}{d} \right)^2 - 1 \right].$$

В этом случае при  $1,0 \leq \frac{s}{d} \leq 1,5$  поправочный коэффициент

$$k_n \approx 0,89s/d + 0,63;$$

б) при расположении цилиндров по углам квадрата со стороной  $s$

$$d_* = 2s/\sqrt{\pi};$$

$$D_r = 4s^2/(\pi d) - d$$

и

$$k_n \approx 0,96s/d + 0,64.$$

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  $k_n=0,64$  (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 раздутя 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  $4 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^4$

$$\lambda = \frac{A_1}{Re^{0,25}},$$

а при  $4 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$

$$\lambda = \frac{A_2}{Re^{0,12}},$$

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  $T = l_{ст}/\delta_{ст} \geq 50$  можно принять постоянным, не зависящим от  $T$ .

В пределах  $T \leq 50$  влияние стыка снижается с уменьшением относительного расстояния между ними, так что

$$\zeta_{ст} = k_4 \zeta_{ст}^0,$$

где  $\zeta_{ст}$  и  $\zeta_{ст}^0$  — коэффициенты сопротивления одного стыка соответственно на любом расстоянии  $T$  и на расстоянии  $T \geq 50$ ;  $k_4$  — 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  $T = l_{ст}/d = l_{ст}/d$  между цилиндрами — в виде [2-18]:

$$\zeta_{ст} = n_{ст} [2 \lg T + 1] (d/D_0)^{1,4}, \quad (2-15)$$

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  $T=50$ . Взаимное влияние стыков аналогично такому же влиянию цилиндров в продольном ряду. Поэтому поправку  $k_4$  можно приближенно определять как отношение  $\zeta_{ст}/\zeta_{ст}^0$ . Это значит, что на основании (2-15) после соответствующих сокращений будет получено

$$k_n = 0,23 [2 \lg T + 1].$$

Коэффициент  $\zeta_{ст}^0$  определяют в зависимости от  $\delta_{ст}/D_0$  по графику  $a$  диаграммы 2-1 или по формуле [2-6]:

$$\zeta_{ст}^0 = 13,8 (\delta_{ст}/D_0)^{3/2} = k_5 (\delta_{ст}/D_0)^{3/2 * 1}.$$

Общее сопротивление участка труб со стыками

$$\zeta = n_{ст} \left( \lambda \frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_{ст} \right),$$

где  $\lambda$  определяют в зависимости от  $Re$  и  $\bar{A}$  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»<sup>\*1</sup>  $\delta_{\text{ст}} = 3$  мм, в то время как высота стыка с подкладными кольцами  $\delta_{\text{ст}} = 5$  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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w^2/2} = n_s \left( \lambda \frac{l_s}{D_0} + \zeta_s \right),$$

где  $n_s$  — число выемок на рассматриваемом участке трубы;  $l_s$  — расстояние между выемками;  $\zeta_s$  — коэффициент сопротивления одной выемки; при  $l_s/D_0 \geq 4$  [2-133]

$$\zeta_s = 0,046 b/D_0,$$

где  $b$  — ширина выемки;  
при  $l_s/D_0 = 2$

$$\zeta_s = 0,059 b/D_0;$$

при  $l_s/D_0 < 4$

$$\zeta_s = f(b/D_0, l_s/D_0)$$

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  $\alpha_m$  (поправка на местную шероховатость), так что указанная формула приобретает вид

$$\lambda = 0,11 \left( \bar{\Delta} + \alpha_m \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (2-16)$$

Параметр  $\alpha_m$  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 увели-

чивается. При расчете сопротивления таких трубопроводов влияние стыков, местных сопротивлений, зарастаний и других осложняющих факторов можно также учитывать по (2-16), в которую входит поправка  $\alpha_m$ , 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  $3 \text{ г/м}^3$ .

Группа III. Весьма коррозионные воды с показателем стабильности от  $-1,0$  до  $+2,5$ , но с малым содержанием хлоридов и сульфатов (меньше  $100-150 \text{ г/м}^3$ ); воды с содержанием железа больше  $3 \text{ г/м}^3$ .

Группа IV. Коррозионные воды с отрицательным показателем стабильности, но с большим содержанием сульфатов и хлоридов (больше  $500-700 \text{ г/м}^3$ ); 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  $\Delta_t$  (в мм) от числа лет эксплуатации определяется формулой, полученной Мостковым на основании опытов Камерштейна:

$$\Delta_t = \Delta + \alpha_n t_n, \quad (2-17)$$

где  $\Delta$  — начальное значение высоты выступов шероховатости (см. табл. 2-5);  $\alpha_n$  — 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

<sup>\*1</sup> Под «эквивалентной высотой дугового и контактного стыков» понимается высота стыка с подкладным кольцом, сопротивление которого эквивалентно сопротивлению стыков, выполненных дуговой или контактной сваркой.

$$Q_1 = Q(1 - 0,01nt_n^m),$$

где  $Q$  — расчетная пропускная способность трубопровода;  $t_n$  — продолжительность эксплуатации в годах;  $n$  и  $m$  — параметры, зависящие от физико-химических свойств транспортируемой воды (см. табл. 2-1)\*<sup>1</sup>.

2-1. Значения параметров  $\alpha_n^*$ ,  $n$ ,  $m$

Группа воды	Диаметр трубопровода $D_0$ , мм	$\alpha_n$ , 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  $\alpha_n$  возрастает с уменьшением диаметра трубопровода.

Примечание. В числителе приведены пределы изменения  $\alpha_n$ , 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 вентиляцион-

\*<sup>1</sup> Увеличение гидравлического сопротивления трубопроводов водоснабжения в процессе эксплуатации уточнено в работе [2-128].

ных воздухопроводов в процессе эксплуатации можно учесть по формуле, аналогичной выражению (2-17) [2-62]:

$$\Delta_1 = \Delta + \alpha_m t_m,$$

где  $\alpha_m$  — скорость увеличения выступов шероховатости, мм в месяц (см. табл. 2-2);  $t_m$  — 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 воздухопроводов во время эксплуатации [2-62]

Область применения воздухопроводов	Местный отсос	$\alpha_m$ , 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 воздухопровода, расположенный вне здания	—	0,03

71. Сопротивление гибких труб, выполненных из металлической ленты (металло-рукава, 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 сбегающем потоке с кромок внутренней ленты  $\lambda$  несколько меньше, чем при набегающем на них потоке [2-146].

72. Повышенным гидравлическим сопротивлением обладают и гибкие воздухопроводы, изготовленные путем навивки ленты из стеклоткани на каркас из стальной проволоки.



Сопротивление таких воздухопроводов в основном определяется складчатостью их поверхности (а не обычной шероховатостью). Коэффициент сопротивления трения стеклотканевых воздухопроводов с регулярной складчатой поверхностью может быть определен по предложенной в работе Л. С. Клячко и Т. Г. Макаренко [2-53] приближенной формуле, отражающей структурную зависимость  $\lambda$  от диаметра воздухопровода и ширины ленты  $b$ :

$$\lambda \approx \lambda_0 (D_0/D'_0)^{D'_0/D_0} (b/b_0)^m,$$

где  $\lambda_0$ ,  $D'_0$ ,  $b_0$  — соответственно коэффициент сопротивления трения, диаметр и ширина ленты базового воздухопровода;  $\lambda_0 = 0,052$ ;  $D'_0 = 0,1$  м;  $b_0 = 0,02$  м;  $m$  — коэффициент, учитывающий изменение шага навивки; для рассматриваемой конструкции  $m = 1/5$ . Воздуховоды диаметром  $D_0 \leq 0,2$  м имеют ширину стеклотканевой ленты  $b = 0,02$  м, а диаметром  $D_0 > 0,2$  м — ширину  $b = 0,03$  м.

Более точные значения  $\lambda$  стеклотканевых воздухопроводов, полученные экспериментально [2-53], приведены в соответствующей 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  $l$ , и мало зависит от числа Рейнольдса.

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  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  $\lambda$  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  $d_{\text{вср}}$  следует подставлять  $d_{\text{расч}}$ , определенное по графику  $b$  диаграммы 2-14 в зависимости от среднего внутреннего давления.

75. Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  гладких резиновых рукавов, характеристики которых приведены на диаграмме 2-15, можно найти по формуле В. Ф. Тольцмана и Ф. А. Шевелева [2-132]:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}^{0,265}},$$

где при числе Рейнольдса ( $\text{Re} = w_0 d_{\text{вср}}/\nu$ ) 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  $b$  диаграммы 2-16).

76. Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  гладких армированных резиновых рукавов

определяют по графикам диаграммы 2-16 в зависимости от среднего внутреннего давления и  $d_{\text{вср}}$ .

При определении потерь давления по (2-2) следует подставлять не условный диаметр рукава, а расчетный и длину рукава умножить на поправочный коэффициент  $k$ , который находят по графикам  $v$  и  $z$  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:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_c \left( \lambda \frac{l_{\text{ср}}}{D_0} + \zeta_c \right),$$

где  $n_c$  — число соединений;  $\lambda$  (см. диаграмму 2-17) определяют для различных степеней натяжения: плохого (с большими складками и изломами), среднего (с незначительными складками) и хорошего (без складок);  $l_{\text{ср}}$  — расстояние между стыками, м;  $\zeta_c$  — коэффициент сопротивления одного соединения (см. диаграмму 2-17).

78. Коэффициенты сопротивления трения  $\lambda$  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 ( $\Delta \leq 30$  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  $5 \cdot 10^4 \leq \text{Re} \leq 3 \cdot 10^5$  (с погрешностью до 25% и более) для гидравлического расчета пластмассовых труб можно использовать формулу Кольбука — Уайта (2-9) или близкие к ней формулы (см. выше) с подстановкой значений  $\Delta$ , приведенных в табл. 2-4. Для полиэтиленовых (нестабилизированных), фторопластовых и полипропиленовых труб значение  $\Delta$  не определяют, так как для них коэффициент  $\lambda$  может быть найден по формулам для гладких труб [2-92].

80. Коэффициенты местных сопротивлений различных видов стыковых соединений пласт-

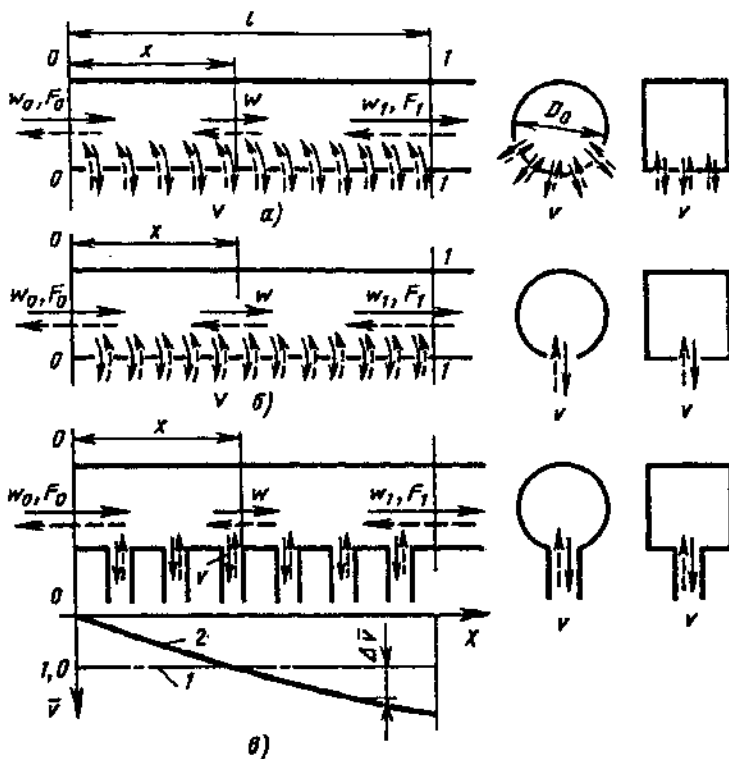


Рис. 2-7. Схемы течения жидкости в коллекторах с изменением расхода вдоль пути; коллекторы: а—с перфорированными стенками; б—с продольной щелью; в—с боковыми ответвлениями: 1— $\bar{v}=1,0=\text{const}$ ; 2— $\bar{v}$  при неравномерном оттоке

трения  $\lambda_n$  цилиндрической трубы с пористыми стенками при равномерном и круговом (по всему периметру) оттоке, т. е. когда

$$\bar{v} \equiv v/v_0 = 1 \text{ и } \bar{w} \equiv w/w_0 = 1 - \alpha_0 \bar{x},$$

в случае ламинарного течения вычисляется на основе формулы, полученной П. И. Быстровым и В. С. Михайловым [2-18]\*:

$$\lambda_n = 32(3 + \bar{a}_0) / [\text{Re}_0(1 - \alpha_0 \bar{x})].$$

Здесь  $v_0 = \alpha_0 w_0 / \bar{f}$  — средняя скорость оттока (притока) через боковые отверстия;  $\bar{f} = \sum f / F_0$  — отношение суммарной площади боковых отверстий (ответвлений) пористого участка трубы;  $\alpha_0 = 1 - w_1/w_0$ ;  $\bar{x} = x/l$ ;  $\text{Re}_0 = w_0 D_0 / \nu$ ;  $\bar{a}_0$  определя-

ется профилем скорости на входе в раздающий коллектор (для параболического профиля  $\bar{a}_0 \approx -0,17$ ; для косинусоидального  $\bar{a}_0 \approx -0,33$ );  $w_0$  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]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = l / D_0 \left[ \frac{32(3 + \bar{a}_0)}{\text{Re}_0} (1 - 0,5 \alpha_0) \right].$$

84. Локальный коэффициент сопротивления трения  $\lambda_n$  при тех же условиях, что в п. 83, в случае турбулентного течения и при  $20 \leq L/D \leq 125$  вычисляется по формулам [2-18]:

при  $\varepsilon' \leq 0,2$

$$\lambda_n = \lambda + 5,54 \varepsilon' v/w; \quad (2-18)$$

при  $\varepsilon' > 0,2$

$$\lambda_n = \lambda + 5,54 \varepsilon' v/w + \frac{N_v}{\varepsilon' \cdot v/w} \left( 1 - \frac{v/w_0}{v/w} \right). \quad (2-19)$$

Здесь  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения гладкой трубы, определяемый по диаграмме 2-1;

$$N_v = 0,0256 B (\varepsilon' \cdot v/w)^{0,433},$$

$$B = \frac{\lambda_s - \lambda}{0,2 - \lambda};$$

\*1 Введенный автором в эту формулу коэффициент  $\alpha_0$  распространяет ее и на случай транзитного расхода ( $\alpha_0 < 1$ ).

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  $\lambda$  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]:

$$\lambda_{сж} = \lambda \left( 1 + \frac{k-1}{2} \text{Ma}^2 \right)^{-0,47},$$

где  $\lambda$ ,  $\lambda_{сж}$  — коэффициенты сопротивления трения соответственно при несжимаемой и сжимаемой жидкости (газе).

Формула подтверждает, что с точностью до 3% влиянием сжимаемости можно пренебречь для значений  $\text{Ma}$  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  $\lambda$  изменяется вследствие изменения вдоль пути скорости потока (числа  $\text{Re}$ ).

83. Локальный коэффициент сопротивления

$\lambda_\epsilon$  находят из выражения

$$\lg \lambda_\epsilon = \lg \lambda \exp(-6,63 \epsilon'^3),$$

где  $\epsilon'$  — коэффициент пористости стенок трубы.

В интервале  $20 \leq l/D \leq 125$  коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка трубы длиной  $l$ :

при  $\epsilon' \leq 0,2$

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0} \left[ \lambda \left( 1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0^2}{3} \right) + 5,54 \epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f} \cdot (1 - 0,5 \alpha_0) \right];$$

при  $\epsilon' > 0,2$

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0} \left\{ \lambda \left( 1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0^2}{3} \right) + 5,54 \epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f} \times \right. \\ \left. \times (1 - 0,5 \alpha_0) + \frac{0,00157 \alpha_0^{0,435} \bar{f}^{0,565}}{(\epsilon')^{0,565}} \times \right. \\ \left. \times [1 - 4,565(1 - \alpha_0)^{3,565} + 3,565(1 - \alpha_0)^{4,565}] \right\}.$$

85. Локальный коэффициент сопротивления трения  $\lambda_n$  раздающего коллектора с односторонним и равномерным оттоком при турбулентном течении [2-18]

$$\lambda_n = \lambda + 8 \epsilon' v/w,$$

а коэффициент гидравлического сопротивления всего участка коллектора длиной  $l$  [2-44]

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0} \left[ \lambda \left( 1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0^2}{3} \right) + 8 \epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f} \times \right. \\ \left. \times (1 - 0,5 \alpha_0) \right].$$

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  $\bar{w} \equiv w/w_0 = 1 - \alpha_0(1 - \Delta \bar{v})\bar{x} - \alpha_0 \Delta \bar{v} \bar{x}^2$ ,  $\bar{v} \equiv v/v_0 = 1 - \Delta \bar{v} + 2 \Delta \bar{v} \bar{x}$ , где  $\Delta \bar{v} \equiv \Delta v/v_0$  — отклонение относительной скорости от среднего ее значения (от единицы — см. рис. 2-7).

Локальный коэффициент сопротивления трения в случае ламинарного течения

$$\lambda_n = \frac{32(3 + \bar{a}_0)}{Re_0 [1 - \alpha_0(1 - \Delta \bar{v})\bar{x} - \alpha_0 \Delta \bar{v} \bar{x}^2]}.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной  $l$  [2-44]

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{32(3 + \bar{a}_0)}{Re_0} \cdot l/D_0 [1 - 0,5 \alpha_0 + 1/6 \alpha_0 \Delta \bar{v}].$$

87. В случае турбулентного течения при тех же условиях, что в п. 86, локальный коэффициент сопротивления трения  $\lambda_n$  принимают приближенно по (2-18) и (2-19).

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной  $l$  [2-44]:

при  $\epsilon' \leq 0,2$

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = l/D_0 \{ \lambda [1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0}{3} (\Delta \bar{v} + \alpha_0 - 0,5 \alpha_0 \Delta \bar{v} + 0,1 \alpha_0 \Delta \bar{v}^2)] + 5,54 \epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f} \cdot (1 - 0,5 \alpha_0) \};$$

при  $\epsilon' > 0,2$

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = l/D_0 \left\{ \lambda \left[ 1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0}{3} (\Delta \bar{v} + \alpha_0 - 0,5 \alpha_0 \Delta \bar{v} + 0,1 \alpha_0 \Delta \bar{v}^2) \right] + 5,54 \epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f} \cdot (1 - 0,5 \alpha_0) + \Delta \lambda \right\},$$

$$\text{где } \Delta \lambda = \frac{0,0256 B}{(\epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f})^{0,565}} \times$$

$$\times \left\{ \int_0^1 \frac{[1 - \alpha_0(1 - \Delta \bar{v})\bar{x} - \alpha_0 \Delta \bar{v} \bar{x}^2]^{2,565}}{(1 - \Delta \bar{v} + 2 \Delta \bar{v} \bar{x})^{0,565}} d\bar{x} - \int_0^1 \frac{[1 - \alpha_0(1 - \Delta \bar{v})\bar{x} - \alpha_0 \Delta \bar{v} \bar{x}^2]^{3,565}}{(1 - \Delta \bar{v} + 2 \Delta \bar{v} \bar{x})^{0,565}} d\bar{x} = \right.$$

$$\left. = \frac{0,0256 B}{(\epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f})^{0,565}} (J_1 - J_2) \right\};$$

$J_1$  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  $\epsilon' \leq 0,2$

$$\lambda_n = \lambda + 6,5 \epsilon' v/w;$$

при  $\epsilon' > 0,2$

$$\lambda_n = \lambda + N_{p,x} \epsilon' v/w,$$

где  $N_{p,x} \approx 7,4 \epsilon' (l/D_0)^{0,5} [1 - \exp(-0,016 l/D_0 \times \zeta_{\text{отв}} / \bar{f}^2)^{0,6}]$ ;

$\zeta_{\text{отв}} = \frac{\Delta p}{\rho v_0^2/2}$  — суммарный коэффициент сопротивления бокового ответвления коллектора, приведенный к скорости  $v_0$ .

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной  $l$  [2-44]:

при  $\epsilon' \leq 0,2$

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = l/D_0 \{ \lambda [1 - \alpha_0 + \alpha_0/3 \times (\Delta \bar{v} + \alpha_0 - 0,5 \alpha_0 \Delta \bar{v} + 0,1 \alpha_0 \Delta \bar{v}^2)] + 6,5 \epsilon' \cdot \alpha_0 / \bar{f} \times (1 - 0,5 \alpha_0) \};$$

2-3. Значения  $J_1 - J_2$

$\alpha_0$	$\Delta\bar{v}$							
	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  $\varepsilon' > 0,2$

$$\zeta \cong \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = l / D_0 \{ \lambda [ 1 - \alpha_0 + \alpha_0 / 3 (\Delta \bar{v} + \alpha_0 - 0,5 \alpha_0 \Delta \bar{v} + 0,1 \alpha_0 \Delta \bar{v}^2) ] + N_{p,r} \varepsilon' \cdot \alpha_0 / f' \cdot (1 - 0,5 \alpha_0) \}.$$

89. В случае турбулентного течения и равномерного притока (вдува) локальный коэффициент сопротивления трения

$$\lambda_n = 1,5 \varepsilon' v / w. \quad (2-20)$$

При этом коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной  $l$  [2-44]

$$\zeta \cong \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 1,5 \varepsilon' \cdot \alpha_0 / f' \cdot l / D_0 \cdot (1 - 0,5 \alpha_0).$$

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  $l$

$$\zeta \cong \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 1,5 \varepsilon' \cdot \alpha_0 / f' \cdot l / D_0 (1 - 0,5 \alpha_0 - 0,17 \alpha_0 \cdot \Delta \bar{v}).$$

91. Коэффициент сопротивления бокового ответвления коллекторов [7-15, 7-16]: при оттоке (раздающий коллектор)

$$\zeta_{отв} \cong \frac{\Delta p}{\rho v^2 / 2} = 0,25 f'^2 + (f_6 / f_a)^2 + \zeta_{app} + \zeta_{yч} + 1;$$

при вдуве (собирающий коллектор)

$$\zeta_{отв} = 1,5 f'^2 \left( \frac{1}{n_6} - \frac{1}{n_6^2} - 0,125 \right) + 0,75 + (f_6 / f_a)^2 + \zeta_{app} + \zeta_{yч};$$

при спаренных коллекторах (П-образная или Z-образная форма)

$$\zeta_{отв} = 0,25 f'^2 + 1,75 + \zeta_{app} + \zeta_{yч}.$$

Здесь  $f_6$  и  $f_a$  — соответственно площади бокового ответвления и конечного сечения всего ответвления (выход в неограниченное пространство):  $\zeta_{app}$  — коэффициент сопротивления любого аппарата, включенного в сеть бокового ответвления, приведенный к скорости  $v_6$ ;  $\zeta_{yч}$  — 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 значительно снижается коэффициент  $\lambda$  (ана-

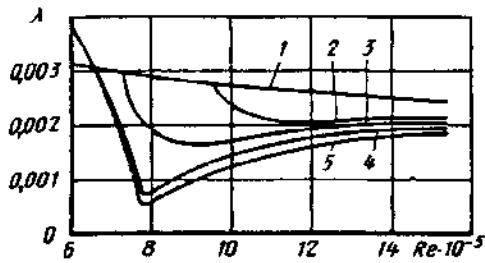


Рис. 2-8. Коэффициент сопротивления трения гладкой пластины в запыленном потоке воздуха ( $G_m = 3,7$  г/с) [2-214]:

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  $\lambda$  определяют [2-210] по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \left( \frac{Re_{пор}}{Re_*} \right)^{0,75} \left( \frac{2,51}{Re_* \sqrt{\lambda}} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7} \right) \right],$$

где  $Re_* = \frac{w_* D_0}{\nu}$  — динамическое число Рейнольдса;

$Re_{пор} = \frac{w_{пор} D_0}{\nu}$  — пороговое число Рейнольдса,

отвечающее началу снижения гидравлического сопротивления; [ $w_* = \sqrt{\tau_0 / \rho}$  — динамическая скорость ( $\tau_0$  — касательное напряжение на стенке);  $w_{пор}$  — пороговая динамическая скорость;]  $\alpha_n$  — параметр, зависящий от вида и концентрации полимера (находится из опытных данных).

94. С увеличением концентрации твердых частиц  $\mu_x$  (рис. 2-10) коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  вначале резко уменьшается или, что то же, отношение  $(\lambda_0 - \lambda) / \lambda_0$  (где  $\lambda_0$  —

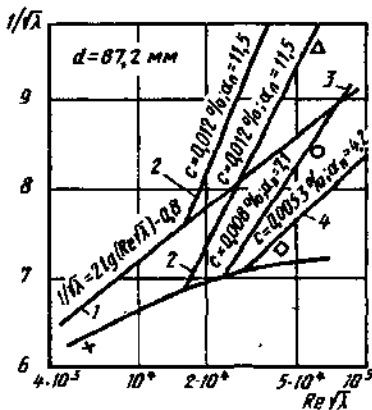


Рис. 2-9. Зависимость  $1/\sqrt{\lambda} = f(Re \sqrt{\lambda})$  для воды с добавками ПАА различных концентраций [2-210]:

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 ( $c = 0,012\%$ )

значение  $\lambda$  при  $\mu = 0$ ) резко возрастает [2-214]; при  $\mu_x = 0,8 \div 1,5$  отношение  $(\lambda_0 - \lambda) / \lambda_0$  достигает максимума, после чего эта величина начинает уменьшаться, пока при  $\mu_x = 2 \div 3$  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  $\mu$  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,

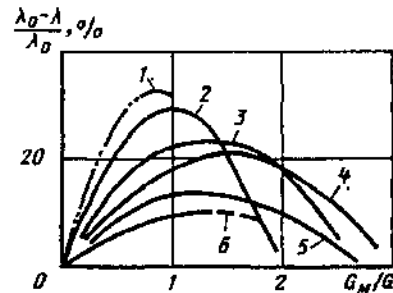


Рис. 2-10. Сопротивление трения на поверхности круглой трубы при различных отношениях массовых расходов [2-214]; размеры твердых частиц:

1—60 мкм; 2—15 мкм; 3—100 мкм; 4—200 мкм; 5—840 мкм; 6—1680 мкм;  $\lambda_0$  — значение  $\lambda$  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

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

$$\frac{\lambda_{неиз}}{\lambda_{из}} = \left( \frac{\eta_{ст}}{\eta_{ж}} \right)^n, \quad (2-21)$$

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;  $Re = \frac{wl}{a_{\tau}}$  — критерий Пекле;  $a_{\tau}$  — температуропроводность,  $m^2/c$ .

При охлаждении жидкости  $\eta_{ст}/\eta_{ж} > 1$ ; из (2-21) следует, что коэффициент сопротивления трения возрастает. При нагрева-

нии 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  $T_{г}$  — среднemasсовая 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	$\Delta$ , мм
I	Цельнотянутые из латуни, меди и свинца Алюминиевые	Металлические трубы Технически гладкие	0,0015—0,0100
		[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.

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	$\Delta$ , 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]	$\approx 0,4$
		При небольших отложениях накипи [2-197]	$\approx 0,4$
		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]	$\geq 5,0$
III	Цельно сварные стальные	Новые или старые, в хорошем состоянии [2-179, 2-187]	0,04—0,10
		Новые, битумизированные [2-186]	$\approx 0,05$
		Бывшие в эксплуатации (битум частично растворен), корродированные [2-197]	$\approx 0,10$
		Бывшие в эксплуатации (равномерная коррозия [2-197])	$\approx 0,15$
		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]	$\approx 0,5$
		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 покрыты лаком, но не свободные от окисления; загрязненные в процессе эксплуатации на воде, но некорродированные [2-179]	0,95—1,0

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	$\Delta$ , 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]	$\geq 5,0$		
IV	Клепаные стальные	Клепаные вдоль и поперек по одному ряду 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 покрыты 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]	$\geq 5,0$
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	$\Delta$ , мм
VIII	Стальные	С двусторонним стекломалевым 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		

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	$\Delta$ , мм
X	Водоводы ГЭС, стальные [2-7, 2.26]	<p>Бывшие в эксплуатации, с внутренним покрытием:</p> <p>Покрытые битумом (кузбаслаком, каменноугольной смолой); срок эксплуатации до 3 лет</p> <p>Примечание. Для новых водоводов <math>\alpha_{ш} = 1,3 \div 1,5</math>.</p> <p>Для новых водоводов, покрытых битумом, <math>\alpha_{ш} = 1,3</math>.</p> <p>Для водоводов, бывших в эксплуатации, величина <math>\alpha_{ш}</math> может меняться в широких пределах (до 85) в зависимости от срока эксплуатации, свойств воды, характера отложений и пр.</p> <p><b>Бетонные, цементные и другие трубы и каналы</b></p>	0,1—0,35
I	Бетонные [2-7, 2-26]	<p>Водоводы без отделки поверхности</p> <p>Новые, с исключительно гладкой (полированной) поверхностью, выполненной с помощью стальной опалубки при первоклассном качестве работ (секции тщательно состыкованы, стыки хорошо загрунтованы и заглажены) (<math>\alpha_{ш} = 1</math>)</p> <p>Бывшие в эксплуатации, с корродированной и волнистой поверхностью; сформированные с помощью деревянной опалубки (<math>\alpha_{ш} &gt; 3,0</math>)</p> <p>Старые, плохо выполненные, не тщательно уложенные, поверхность заросшая, при наличии отложений песка, гравия, глинистых частиц (<math>\alpha_{ш} &gt; 3</math>)</p> <p>Очень старые, с сильно разрушенной и заросшей поверхностью в процессе длительной эксплуатации (<math>\alpha_{ш} &gt; 3</math>)</p> <p>Водоводы с последующей отделкой поверхности (оштукатуренные, заглаженные)</p> <p>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) (<math>\alpha_{ш} = 1</math>)</p> <p>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 (<math>\alpha_{ш} &gt; 1</math>, но <math>&lt; 1,5</math>)</p>	<p>0,05—0,15</p> <p>1,0—4,0</p> <p>3,0—6,0</p> <p>5,0 и более</p> <p>0,10—0,20</p> <p>0,15—0,35</p>

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	$\Delta$ , 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 $\leq 2,5$ )	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 $\leq 3,0$ )	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] Необработанные [2-187]	0,25—0,34 2,5
III	Асбестоцементные	Новые Средние	0,05—0,10 $\approx 60$
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

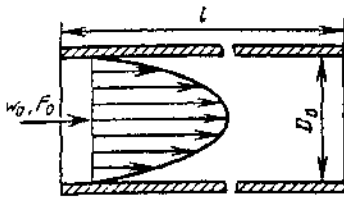
Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
IX  I	Каналы из шлако- и опилкоалебастровых плит  Деревянные	Из тщательно выполненных плит [2-171]	1,0—1,5
		<b>Деревянные, фанерные и стеклянные трубы</b>	
		Из весьма тщательно остроганных досок	0,15
		Из хорошо остроганных досок	0,30
		Из нестроганных 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	<b>Туннели необлицованные</b>	
	Горные породы:	
	гнейс ( $D=3 \div 13,5$ м)	300—700
	гранит ( $D=3 \div 9$ м)	200—700
	сланец ( $D=9 \div 12$ м)	250—650
	кварц, кварциты ( $D=7 \div 10$ м)	200—600
	осадочные ( $D=4 \div 7$ м)	400
нефритоносные ( $D=3 \div 8$ м)	200	

## 2-2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Труба круглого сечения (гладкостенная); стабилизированное течение [2-6, 2-175, 2-193]	Диаграмма 2-1
--	------------------



$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

2. Переходный режим ( $2000 \leq Re \leq 4000$ ):

$$\lambda = f(Re) \text{ см. график б.}$$

3. Турбулентный режим ( $4000 \leq Re \leq 10^5$ ):

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \text{ см. график б.}$$

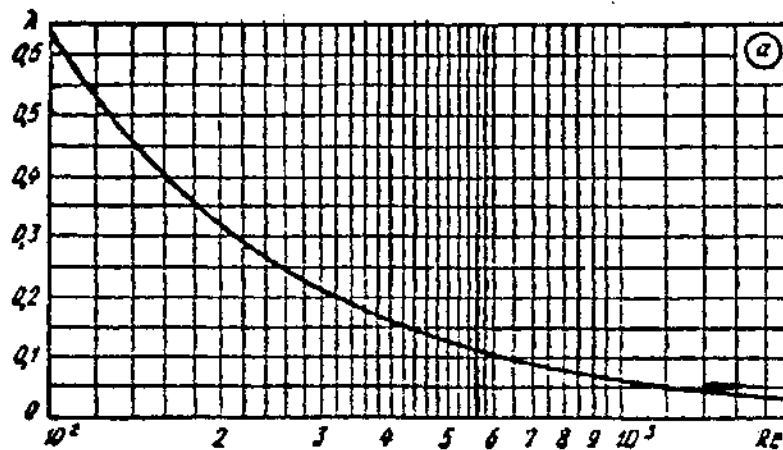
1. Ламинарный режим ( $Re \leq 2000$ ):

$$\lambda = \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2)(l/D_0)} = \frac{64}{Re} = f(Re) \text{ см. график а.}$$

4. Турбулентный режим (любое  $Re > 4000$ ):

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2} \text{ см. графики б и в}$$

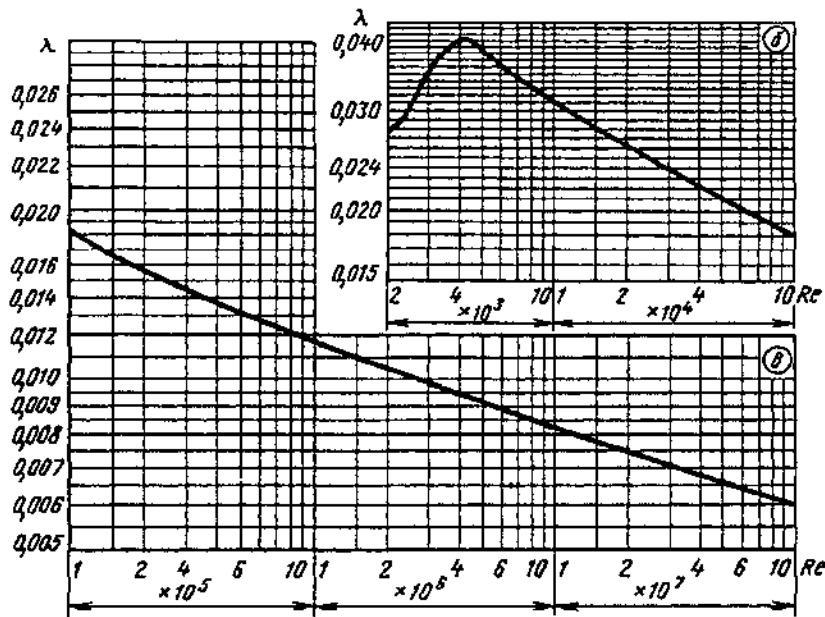
Re	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
$\lambda$	0,640	0,320	0,213	0,160	0,128	0,107	0,092	0,080	0,071	0,064
Re	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
$\lambda$	0,058	0,053	0,049	0,046	0,043	0,040	0,038	0,036	0,034	0,032



Re	$2 \cdot 10^3$	$2,5 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$10^4$	$1,5 \cdot 10^4$	
$\lambda$	0,032	0,034	0,040	0,040	0,038	0,036	0,033	0,032	0,028	
Re	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	$10^5$	$1,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
$\lambda$	0,026	0,024	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015
Re	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	$10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	
$\lambda$	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010	
Re	$5 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$	$10^7$	$1,5 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	$3 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$10^8$	
$\lambda$	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006	0,006	

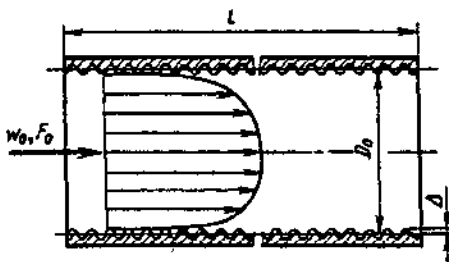
Труба круглого сечения (гладкостенная); стабилизированное течение [2-6, 2-175, 2-193]

Диаграмма 2-1



Труба круглого сечения с равномерно-зернистой шероховатостью стенок; стабилизированное течение;  $Re > 2000$  [2-87, 2-190]

Диаграмма 2-2



$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^3 / 2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2 / 2) \cdot (l / D_0)} = \frac{1}{[a_1 + b_1 \lg(Re \sqrt{\lambda}) + c_1 \lg \bar{\Delta}]^2};$$

$\lambda \equiv f(Re)$  см. график; величины  $a_1$ ,  $b_1$  и  $c_1$  приведены ниже

Единую формулу расчета  $\lambda$  см. п. 19, параграф 2-1

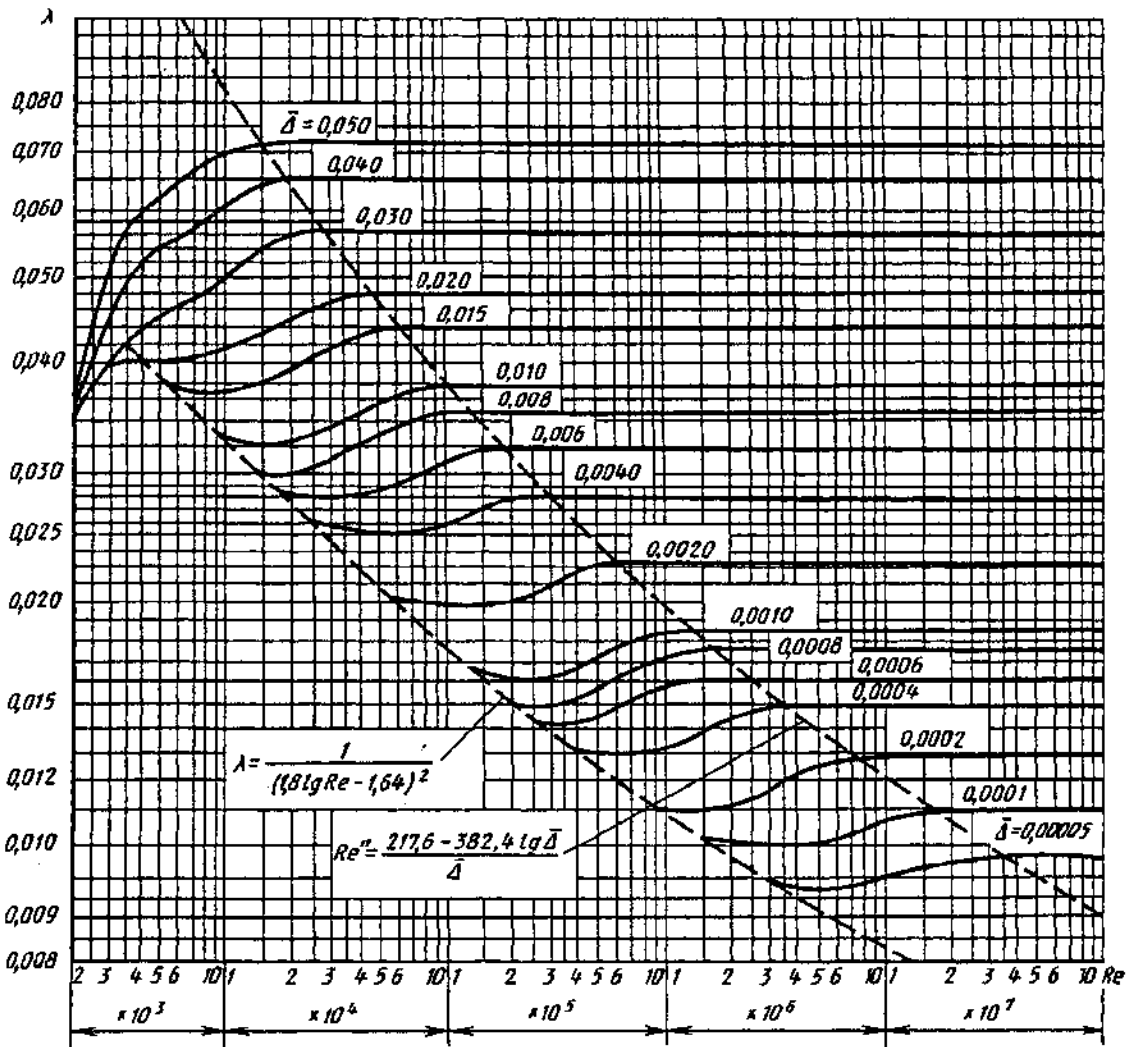
$\bar{\Delta} Re \sqrt{\lambda}$	$a_1$	$b_1$	$c_1$	$\bar{\Delta} Re \sqrt{\lambda}$	$a_1$	$b_1$	$c_1$
3,6—10	-0,800	2,000	0	40—191,2	2,471	-0,588	-2,588
10—20	0,068	1,130	-0,870	>191,2	1,138	0	-2,000
20—40	1,538	0,000	-2,000				

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}; \Delta \text{ см. табл. 2-5 (параграф 2-1); } \nu \text{ см. параграф 1-2.}$$

При  $\Delta < \bar{\Delta}_{\text{пред}} D_0$  значения  $\lambda$  см. диаграмму 2-1, где  $\bar{\Delta}_{\text{пред}} \approx 17,85 Re^{-0,875}$

Труба круглого сечения с равномерно-зернистой шероховатостью стенок; стабилизированное течение;  $Re > 2000$  [2-87, 2-190]

Диаграмма 2-2



Значения  $\lambda$

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	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]

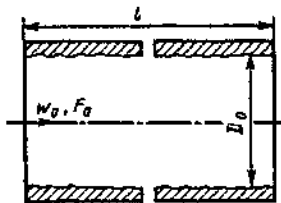
Диаграмма  
2-2

Значения  $\lambda$ 

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	Re								
	$4 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$10^6$	$2 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^6$	$10^7$	$2 \cdot 10^7$	$> 10^8$
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.  $Re_0 < Re < Re_1$ ;  $\bar{\Delta} \geq 0,007$

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

2.  $Re_1 < Re < Re_2$

$$\lambda = (\lambda_2 - \lambda^*) \exp\{-[0,0017(Re_2 - Re)]^2\} + \lambda^* = f(Re, \bar{\Delta})$$

При  $\bar{\Delta} \leq 0,007$ :  $\lambda^* = \lambda_1 \approx 0,032$  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  $\bar{\Delta} > 0,007$ :  $Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0,0065}{\bar{\Delta}}\right)$ ;  $Re_1 = 1160 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,11}$ ;

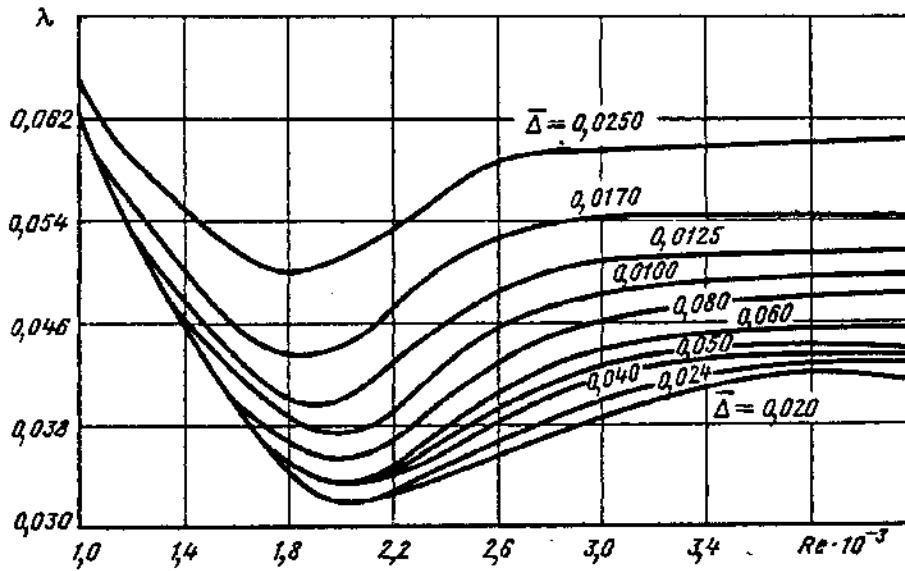
при любом  $\bar{\Delta}$ :  $Re_2 = 2090 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,0635}$ .



Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; критическая зона ( $Re_0 < Re < Re_2$ ) [2-100, 2-106]	Диаграмма 2-3
---	---------------

Значения  $Re_0$ ,  $Re_1$ ,  $Re_2$ ,  $\lambda_1$ ,  $\lambda'_2$  и  $\lambda''_2$  см. также таблицу;  $Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$ ;  $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$ , где  $\Delta$  см. табл. 2-5, параграф 2-1;  $\nu$  см. параграф 1-2.

3. Единую формулу расчета  $\lambda$  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  $\lambda$

$\bar{\Delta}$	$Re_0$	$Re_1$	$Re_2$	$\lambda_1$	$\lambda'_2$	$\lambda''_2$	$\bar{\Delta}$	$Re_0$	$Re_1$	$Re_2$	$\lambda_1$	$\lambda'_2$	$\lambda''_2$
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; стабилизированное течение; критическая зона ( $Re_0 < Re < 4000$ )	Диаграмма 2-3
--	---------------

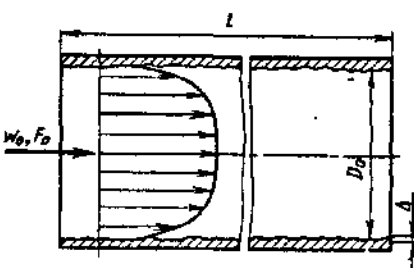
Значения  $\lambda$

$\bar{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-3}$									
	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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \frac{l}{D_0}} = \frac{1}{\left[ 2 \lg \left( \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7} \right) \right]^2} \quad \text{или в пределах } \bar{\Delta} = 0,00008 \div 0,0125:$$

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение;  $Re > Re_2$  [2-6, 2-171]

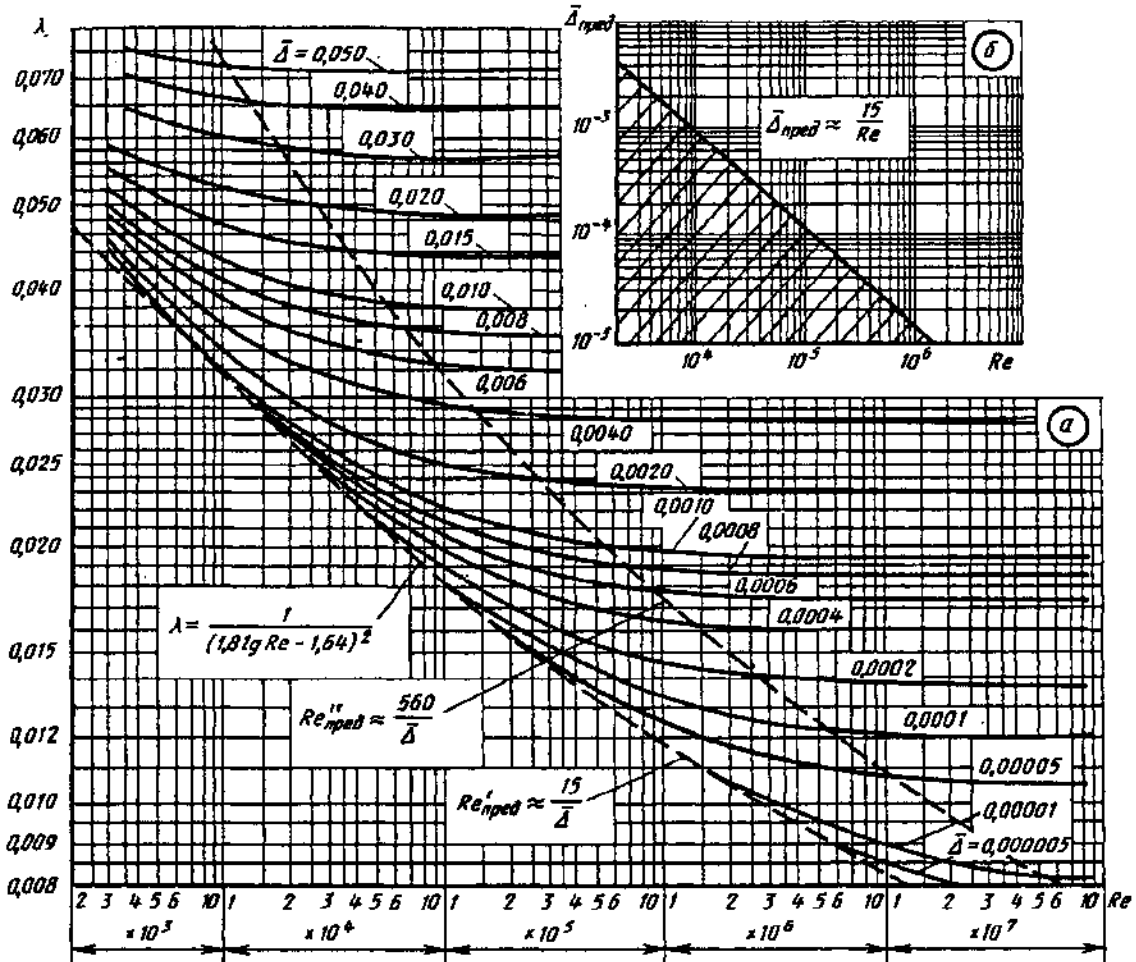
Диаграмма 2-4

$$\lambda \approx 0,11 \left( \bar{\Delta} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \text{ см. график а.}$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}; \Delta \text{ см. табл. 2-5, параграф 2-1; } \nu \text{ см. параграф 1-2.}$$

При  $\Delta < \bar{\Delta}_{пред} D_0$   $\lambda$  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  $\lambda$

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_2}$	Re								
	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$10^4$	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$10^5$	$2 \cdot 10^5$
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

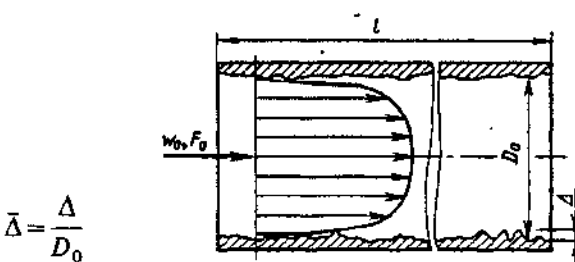
Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение;  $Re > Re_2$  [2-6, 2-171] Диаграмма 2-4

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
$2 \cdot 10^{-4} - 5 \cdot 10^{-6}$	0,036	0,040	0,036	0,032	0,027	0,022	0,021	0,019	0,017

Значения  $\lambda$

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_1}$	Re								
	$4 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$10^6$	$2 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^6$	$10^7$	$2 \cdot 10^7$	$> 10^8$
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 ( $Re > \frac{560}{\bar{\Delta}}$ ) [2-99, 2-190] Диаграмма 2-5



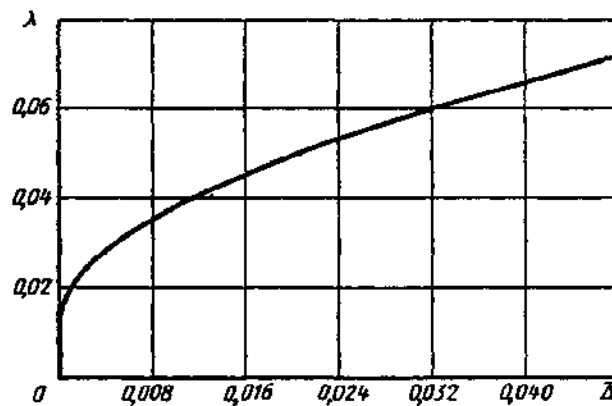
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2} \cdot \frac{l}{D_0} = \frac{l}{\left(2 \lg \frac{3,7}{\bar{\Delta}}\right)^2} = f(\bar{\Delta});$$

Труба круглого сечения с шероховатыми стенками; стабилизированное течение; режим квадратичного закона сопротивления ( $Re > \frac{560}{\bar{\Delta}}$ ) [2-99, 2-190]	Диаграмма 2-5
---	---------------

$\Delta$  см. табл. 2-5, параграф 2-1;  $v$  см. параграф 1-2.  
 При увеличении шероховатости стенок трубопроводов во время эксплуатации см. пп. 63—69.

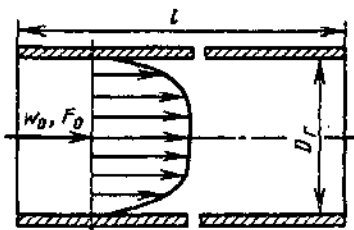
$\bar{\Delta} = \Delta/D_0$	0,00005	0,0001	0,0002	0,0003	0,0004	0,0005	0,0006	0,0007	0,0008
$\lambda$	0,010	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,018
$\bar{\Delta} = \Delta/D_0$	0,0009	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,008	0,010
$\lambda$	0,019	0,020	0,023	0,026	0,028	0,031	0,032	0,035	0,039
$\bar{\Delta} = \Delta/D_0$	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,045	0,050	
$\lambda$	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
---	---------------

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda_{\text{н}} \frac{l}{D_r}$$

$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}$$

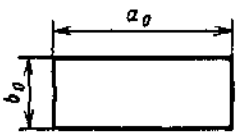
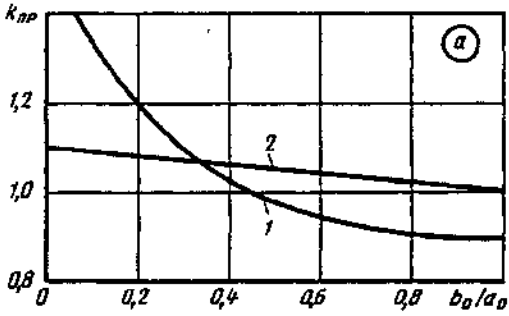
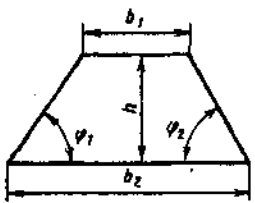
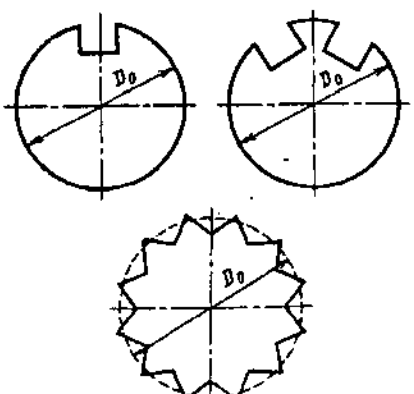


$$\lambda_{\text{н}} = \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2 / 2) \cdot (l / D_r)} = k_{\text{н}} \lambda,$$

где  $\lambda$  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]

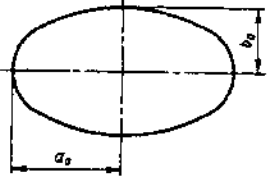
Диаграмма 2-6

Форма поперечного сечения трубы (канала) и схемы	Поправочный коэффициент																								
<p>Прямоугольник:</p>  $D_r = \frac{2a_0b_0}{a_0 + b_0}$	<p>Ламинарный режим (<math>Re &lt; 2000</math>, кривая 1)</p> <table border="1" data-bbox="766 492 1404 638"> <tr> <td><math>b_0/a_0</math></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><math>k_n = k_{np}</math></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> </table> <p>Турбулентный режим (<math>Re &gt; 2000</math>, кривая 2)</p> <table border="1" data-bbox="766 716 1404 795"> <tr> <td><math>k_n = k_{np}</math></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> 	$b_0/a_0$	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	$k_n = k_{np}$	1,50	1,34	1,20	1,02	0,94	0,90	0,89	$k_n = k_{np}$	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02	1,01	1,0
$b_0/a_0$	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0																		
$k_n = k_{np}$	1,50	1,34	1,20	1,02	0,94	0,90	0,89																		
$k_n = k_{np}$	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02	1,01	1,0																		
<p>Трапеция:</p>  $D_r = \frac{2h}{1 + \frac{h}{b_1 + b_2} \left( \frac{1}{\sin \varphi_1} + \frac{1}{\sin \varphi_2} \right)}$	<p><math>k_n</math> находят приближенно так же, как для прямоугольника</p>																								
<p>Круг с одной или двумя выемками. Круг звездообразной формы</p> 	<p><math>k_n = k_{выемк} = k_{зв} \approx 1,0</math></p>																								

Трубы прямоугольного, эллиптического и других видов поперечного сечения; стабилизированное течение: [2-87, 2-158]

Диаграмма 2-6

Эллипс

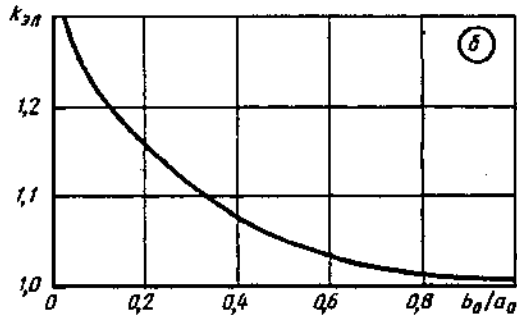


$$D_r \approx \frac{4a_0b_0}{1,5(a_0+b_0) - \sqrt{a_0b_0}}; \text{ точнее } D_r \approx \frac{\pi a_0b_0}{0,983a_0 + 0,311b_0 + 0,287b_0^2/a_0}$$

Ламинарный режим ( $Re \leq 2000$ ):

$$k_n = k_{\text{эл}} = \frac{1}{8} \left( \frac{D_r}{b_0} \right)^2 \left[ 1 + \left( \frac{b_0}{a_0} \right)^2 \right] \text{ см. график б}$$

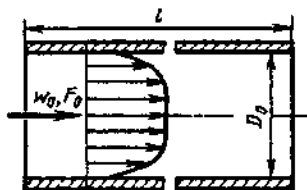
$b_0/a_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$k_{\text{эл}}$	1,21	1,16	1,11	1,08	1,05	1,03	1,02	1,01	1,01	1,0



Турбулентный режим ( $Re > 2000$ ):  $k_{\text{эл}} \approx 1,0$

Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [2-29, 2-30, 2-39, 2-68, 2-95, 2-120, 2-205]

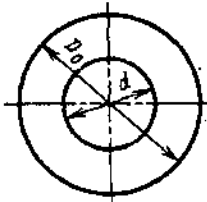
Диаграмма 2-7



$$D_r = D_0 - d; \quad Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}; \quad \zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda_n \frac{l}{D_r};$$

$$\lambda_n = \Delta p / \left( \frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \frac{l}{D_r} \right) = k_n \lambda,$$

$\lambda$  — по диаграмме 2-1—2-5

Форма поперечного сечения трубы (канала) и схема	Поправочный коэффициент																	
	Ламинарный режим ( $Re \leq 2000$ ):																	
	$k_n = k_{1\text{кол}} = \frac{1 - (d/D_0)^2}{1 + (d/D_0)^2 + \frac{1 - (d/D_0)^2}{\ln d/D_0}} \text{ см. кривую } k_{1\text{кол}} \text{ графика а}$																	
	<table border="1"> <tr> <td><math>d/D_0</math></td> <td>0</td> <td>0,1</td> <td>0,2</td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td><math>\geq 0,7</math></td> </tr> <tr> <td><math>k_{1\text{кол}}</math></td> <td>1,0</td> <td>1,40</td> <td>1,44</td> <td>1,47</td> <td>1,48</td> <td>1,49</td> <td>1,49</td> <td>1,50</td> </tr> </table>	$d/D_0$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	$\geq 0,7$	$k_{1\text{кол}}$	1,0	1,40	1,44	1,47	1,48	1,49	1,49
$d/D_0$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	$\geq 0,7$										
$k_{1\text{кол}}$	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

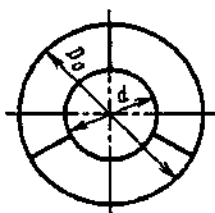
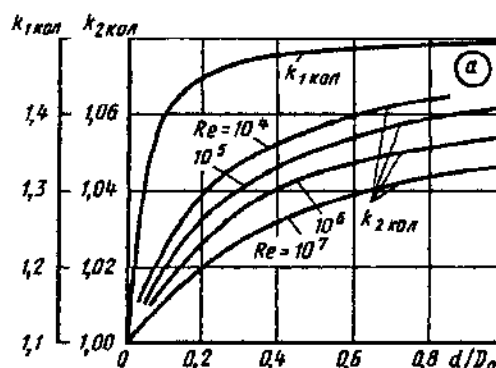
$$D_r = D_0 - d$$

Турбулентный режим ( $Re > 2000$ ):

$$\lambda_u \equiv \lambda_{хол} = (0,02d/D_0 + 0,98) \left( \frac{1}{\lambda} - 0,27 \frac{d}{D_0} + 0,1 \right)$$

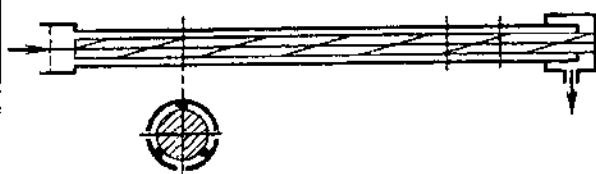
$k_n = k_{2 хол}$  см. кривые графика а  
Значения  $k_{2 хол}$

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

$$D_r = D_0 \frac{(1-d/D_0) \left[ (1+d/D_0) - \frac{6b}{\pi D_0} \right]}{(1+d/D_0) + \frac{3}{\pi} (1-d/D_0) - \frac{6b}{\pi D_0}}$$



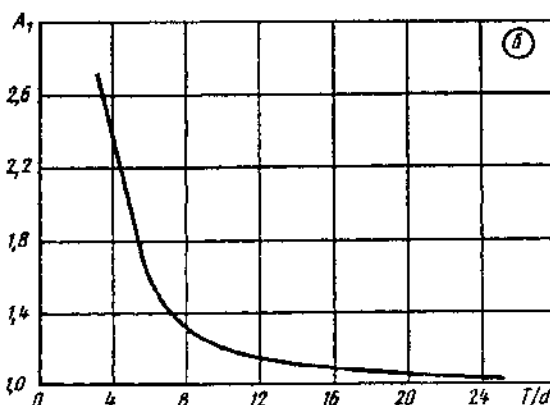
Продольные ребра ( $d/D_0 \approx 0,9$ )

Ламинарный режим при  $Re \leq 3 \cdot 10^3$ :

$$k_n = k''_{хол} = 1,36.$$

Турбулентный режим при  $Re > 3 \cdot 10^3$ :

$k'_{хол}$  см.  $k_{2 хол}$ , кольца без ребер.



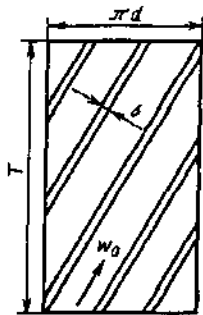


Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [2-29, 2-30, 2-39, 2-68, 2-95, 2-120, 2-205]

Диаграмма 2-7

спиральными

$$D_r = \frac{(1-d/D_0) \left[ 2 \frac{T}{\pi d} \frac{d/D_0}{1-d/D_0} (A-B) - \frac{6b}{\pi D_0} \right]}{d/D_0 \frac{T}{\pi d} \left( \frac{1}{A} + \frac{d/D_0}{B} \right) + \frac{3}{\pi} (1-d/D_0) - \frac{6b}{\pi D_0}}$$



$$A = \sqrt{1 + \left( \frac{d}{D_0} \cdot \frac{T}{\pi d} \right)^2}$$

$$B = d/D_0 \sqrt{1 + \left( \frac{T}{\pi d} \right)^2}$$

Спиральные ребра для всех чисел Re

$$k''_{\text{кол}} \approx k_x = \left( 1 + \frac{20}{(T/d)^2} \right) k'_{\text{кол}} = A_1 k'_{\text{кол}}$$

где  $A_1$  см. график б.

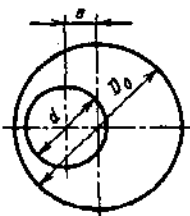
$k'_{\text{кол}}$  см. кольцо с ребрами

$T/d$	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

$$D_r = D_0 - d;$$

$$\bar{e} = \frac{2e}{D_0 - d}$$

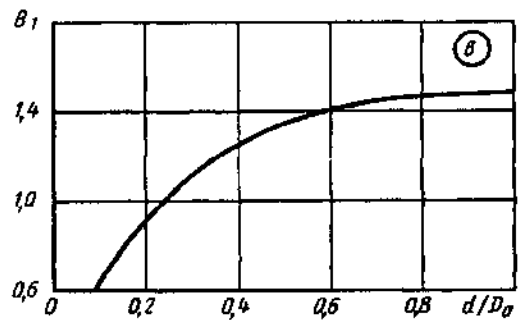


Ламинарный режим ( $Re_1 \leq 2000$ ):

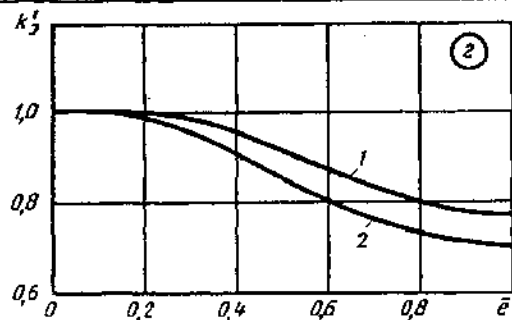
$$k_x \equiv k_s = \frac{1}{(1 + B_1 \bar{e})^2} k'_{1 \text{ кол}}$$

где  $B_1 = f(d/D_0)$  см. график а;

$k'_{1 \text{ кол}}$  см. кольцо без ребер



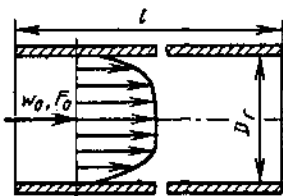
$d/D_0$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$B_1$	0	0,65	0,90	1,10	1,22	1,30	1,39	1,45	1,48



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 ( $Re > 2000$ ): $k'_3 = k'_2 k_{2,кор}$ , где $k_{2,кор}$ см. кольцо без ребер; $k'_3$ при $d/D_0 = 0,5$ — см. кривую 1 графика 2, при $d/D_0 \geq 0,7$ см. кривую 2 графика 2 или $k'_3 = 1 - 0,9(1 - 2/3\bar{e})\bar{e}^2$ Значения $k'_3$						
	$d/D_0$	$\bar{e}$					
		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	
$\geq 0,7$ (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
---	---------------

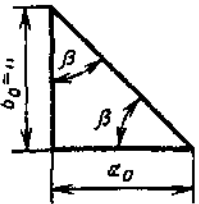
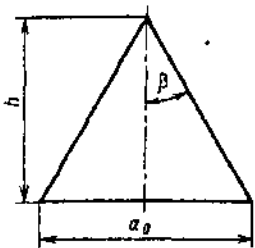
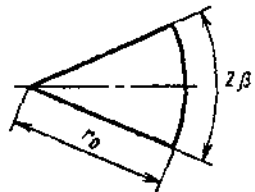
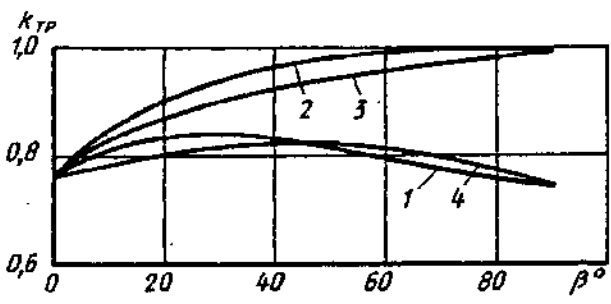


$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}; \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda_n \frac{l}{D_r}; \lambda_n \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2 / 2) \cdot (l/D_r)} = k_n \lambda, \text{ где } \lambda \text{ находят по диаграммам 2-1—2-5 (как для труб круглого сечения)}$$

Форма поперечного сечения трубы (канала) и схема	Поправочный коэффициент								
 Равнобедренный треугольник: $B = \sqrt{4 + \frac{5}{2} \left( \frac{1}{\text{tg}^2 \beta} - 1 \right)}$ $D_r = \frac{2h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\text{tg}^2 \beta} + 1}}$	Ламинарный режим ( $Re \leq 2000$ ): $k_n \equiv k'_{тр} = \frac{3}{4} \frac{1 - \text{tg}^2 \beta (B+2)}{(B-2)(\text{tg} \beta + \sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta})^2}$ см. кривую 1								
	$\beta, ^\circ$	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	

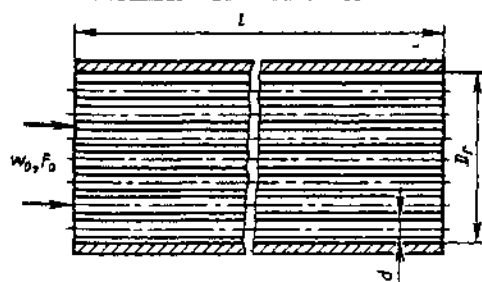
Трубы треугольного (и близкого к нему) поперечного сечения:  
стабилизированное течение [2-76, 2-95, 2-158]

Диаграмма  
2-8

 <p>Прямоугольный треугольник: <math>D_r</math> см. равнобедренный треугольник</p>	<p>Ламинарный режим:  <math display="block">k_n \equiv k''_{тр} = \frac{3(1-3\text{tg}^2\beta)(B+2)}{2(3/B-4)(\text{tg}\beta + \sqrt{1+\text{tg}^2\beta})^2}</math>                     см. кривую 4</p> <table border="1" data-bbox="502 504 1414 638"> <tr> <td><math>\beta,^\circ</math></td> <td>0</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>60</td> <td>80</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td><math>k''_{тр}</math></td> <td>0,75</td> <td>0,78</td> <td>0,80</td> <td>0,81</td> <td>0,82</td> <td>0,81</td> <td>0,77</td> <td>0,75</td> </tr> </table> <p>Турбулентный режим: <math>k''_{тр}</math> см. <math>k'_{тр}</math> равнобедренного треугольника (кривая 2)</p>	$\beta,^\circ$	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
$\beta,^\circ$	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											
 <p>Равносторонний треугольник (<math>\beta = 30^\circ</math>): <math>D_r</math> см. равнобедренный треугольник</p>  <p>Сектор круга:  <math display="block">D_r = \frac{2\pi r_0 \beta / 180^\circ}{1 + \pi \beta / 180^\circ}</math>                     (<math>\beta - \text{в}^\circ</math>)</p>	<p>Ламинарный режим: <math>k_n \equiv k'''_{тр} = 0,835</math>.                      Турбулентный режим: <math>k_n \equiv k'''_{тр} \approx 0,95</math>.                      Ламинарный режим: <math>k_c = k_{тр}</math> см. кривую 3</p> <table border="1" data-bbox="502 884 1414 1041"> <tr> <td><math>\beta,^\circ</math></td> <td>0</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>60</td> <td>80</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td><math>k_n = k_c</math></td> <td>0,75</td> <td>0,82</td> <td>0,86</td> <td>0,89</td> <td>0,92</td> <td>0,95</td> <td>0,98</td> <td>1,0</td> </tr> </table> <p>Турбулентный режим: <math>k_c</math> см. <math>k'_{тр}</math> равнобедренного треугольника (кривая 2)</p> 	$\beta,^\circ$	0	10	20	30	40	60	80	90	$k_n = k_c$	0,75	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0
$\beta,^\circ$	0	10	20	30	40	60	80	90											
$k_n = k_c$	0,75	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0											

Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение  
[2-40, 2-41, 2-68, 2-119, 2-120, 2-157]

Диаграмма  
2-9

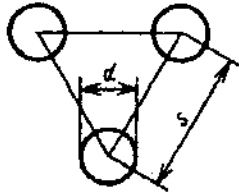
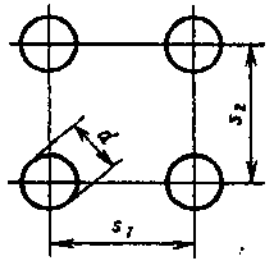
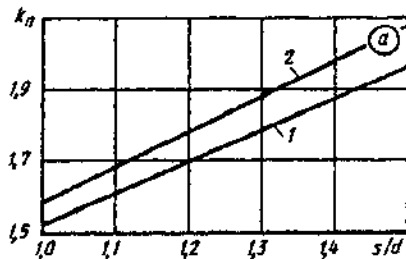
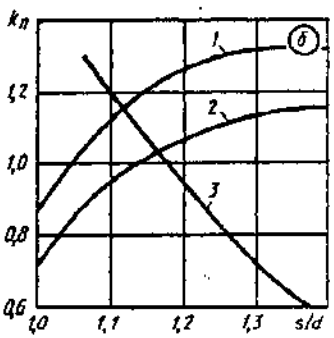


$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad \text{Re} = \frac{w_0 D_r}{\nu}; \quad \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda_n \frac{l}{D_r};$$

$\lambda_n \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2 / 2) \cdot (l / D_r)} = k_n \lambda$ , где  $\lambda$  находят по диаграммам 2-1—2-5 (как для труб круглого сечения)

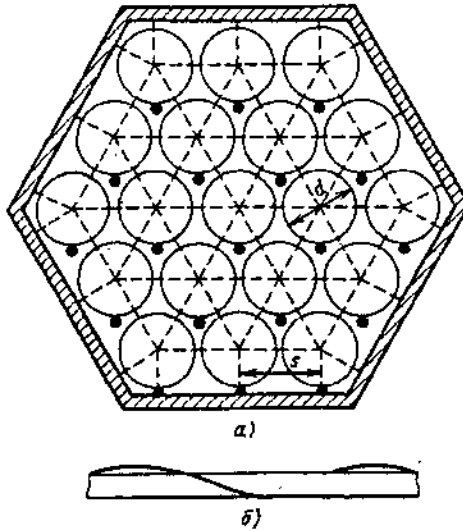
Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение  
[2-40, 2-41, 2-68, 2-119, 2-120, 2-157]

Диаграмма  
2-9

Форма поперечного сечения канала и схема	Поправочный коэффициент																	
<p>Треугольная свободная упаковка (без обечайки, равносторонний треугольник)</p>  $D_r = d \left[ \frac{6}{\pi \sqrt{3}} (s/d)^2 - 1 \right]$	<p>Ламинарный режим (<math>Re \leq 2000</math>); <math>1,0 \leq s/d \leq 1,5</math>:  <math>k_n \approx 0,89s/d + 0,63</math> или см. кривую 1 графика а (табл. 1)                      Таблица 1</p> <table border="1" data-bbox="678 571 1412 716"> <thead> <tr> <th><math>s/d</math></th> <th>1,0</th> <th>1,05</th> <th>1,10</th> <th>1,20</th> <th>1,30</th> <th>1,40</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>k_n</math></td> <td>1,52</td> <td>1,56</td> <td>1,61</td> <td>1,70</td> <td>1,79</td> <td>1,88</td> <td>1,97</td> </tr> </tbody> </table> <p>Турбулентный режим при <math>s/d=1,0</math>:  <math>k_n=0,64</math></p>		$s/d$	1,0	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	$k_n$	1,52	1,56	1,61	1,70	1,79	1,88	1,97
$s/d$	1,0	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50											
$k_n$	1,52	1,56	1,61	1,70	1,79	1,88	1,97											
<p>Прямоугольная свободная упаковка (без обечайки)</p>  $D_r = d \left( \frac{4 s_1 s_2}{\pi d^2} - 1 \right)$	<p>Ламинарный режим при <math>1,0 \leq s/d \leq 1,5</math>:  <math>k_n \approx 0,96s/d + 0,64</math> или см. кривую 2 графика а (табл. 2)                      Таблица 2</p> <table border="1" data-bbox="678 1198 1412 1355"> <thead> <tr> <th><math>s/d</math></th> <th>1,0</th> <th>1,05</th> <th>1,10</th> <th>1,20</th> <th>1,30</th> <th>1,40</th> <th>1,50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>k_n</math></td> <td>1,59</td> <td>1,64</td> <td>1,68</td> <td>1,78</td> <td>1,88</td> <td>1,98</td> <td>2,07</td> </tr> </tbody> </table> <p>Турбулентный режим при <math>s/d=1,0</math>:  <math>k_n=0,64</math></p> 		$s/d$	1,0	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	$k_n$	1,59	1,64	1,68	1,78	1,88	1,98	2,07
$s/d$	1,0	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50											
$k_n$	1,59	1,64	1,68	1,78	1,88	1,98	2,07											
<p>Треугольная упаковка в обечайке:  <math>z</math> — число стержней (цилиндров) в пучке;  <math>D_r</math> см. треугольную свободную упаковку</p>	<p>Турбулентный режим (<math>Re &gt; 2000</math>):                      а) упаковка без обрешетки: <math>k_n = f(s/d)</math> см. график б</p> 																	

Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение  
[2-40, 2-41, 2-68, 2-119, 2-120, 2-157]

Диаграмма  
2-9



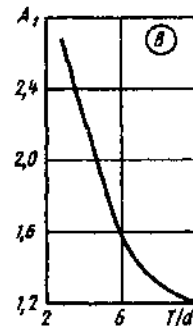
Значения  $k_n$

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:

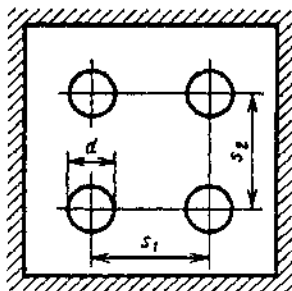
$$k'_n = \left(1 + \frac{20}{(T/d)^2}\right) k_n = A_1 k_n,$$

где  $k_n$  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:  
 $D_c$  см. прямоугольную свободную упаковку



Турбулентный режим:

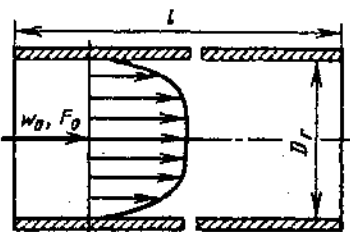
а) упаковка без оребрения:

- 1) при  $s/d=1,45$   $k_n=0,97$ ;
- 2) если стержень касается стенок, то  $k_n=0,71$ ;
- 3) при взаимном касании стержней и стенок  $k_n=0,68$ ;

б) упаковка со спиральным оребрением;  
 $k_n$  см. треугольную упаковку в обечайке

Трубы из алюминиевых или стальных лент (плоскосварные):  
стабилизированное течение [2-74]

Диаграмма  
2-10



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{l}{D_r};$$

а)  $4 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^4$ ;

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \cdot \frac{l}{D_r} = \frac{A_1}{Re^{0.25}};$$

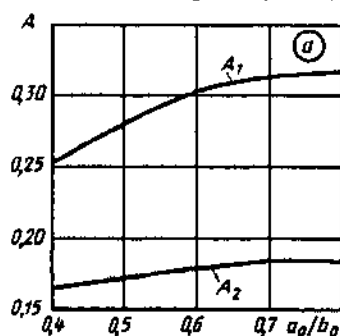
где  $A_1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$  см. график а;

б)  $4 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$ ;

$$\lambda = \frac{A_2}{Re^{0.12}};$$

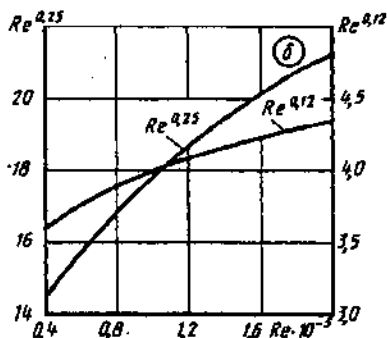
$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad Re = \frac{w_0 D_r}{\nu};$$

$D_r$  находят, как для эллипса  
(см. диаграмму 2-6)



где  $A_2 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$  см. график а;  $Re^{0.25}$  и  $Re^{0.12}$  см. график б

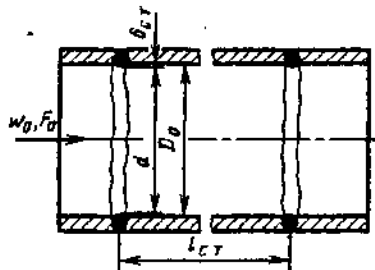
$a_0/b_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$A_1$	0,250	0,275	0,300	0,310	0,316
$A_2$	0,165	0,17	0,18	0,185	0,185



$Re \cdot 10^{-5}$	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$Re^{0.25}$	14,1	15,7	16,8	17,8	18,6	19,3	20,0	20,6	21,1
$Re^{0.12}$	3,57	3,75	3,88	3,98	4,07	4,15	4,21	4,27	4,33

Труба со стыками (сварная); стабилизированное течение [2-6, 2-194]

Диаграмма  
2-11



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = n_{cr} \left( \lambda \frac{l_{cr}}{D_0} + \zeta_{cr} \right),$$

где  $n_{cr}$  — число стыков на участке;  $\lambda$  см. диаграммы 2-2—2-6;  $\zeta_{cr}$  — коэффициент сопротивления одного стыка:

1) при  $l_{cr}/D_0 < 50$ ;  $\zeta_{cr} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_4 \zeta_{cr}^0$

где  $\zeta_{cr}^0 = 13,8 (\delta_{cr}/D_0)^{3/2}$  см. график а;  
 $k_4 = 0,23 (2 \lg(l_{cr}/D_0) + 1)$  см. график б;

2) при  $l_{cr}/D_0 \geq 50$ ;  $\zeta_{cr} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$  см. табл. 3

Таблица 1

$\delta_{cr}/D_0$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
$\zeta_{cr}^0$	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

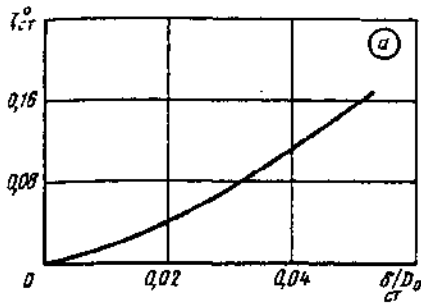


Таблица 2

$l_{ст}/D_0$	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

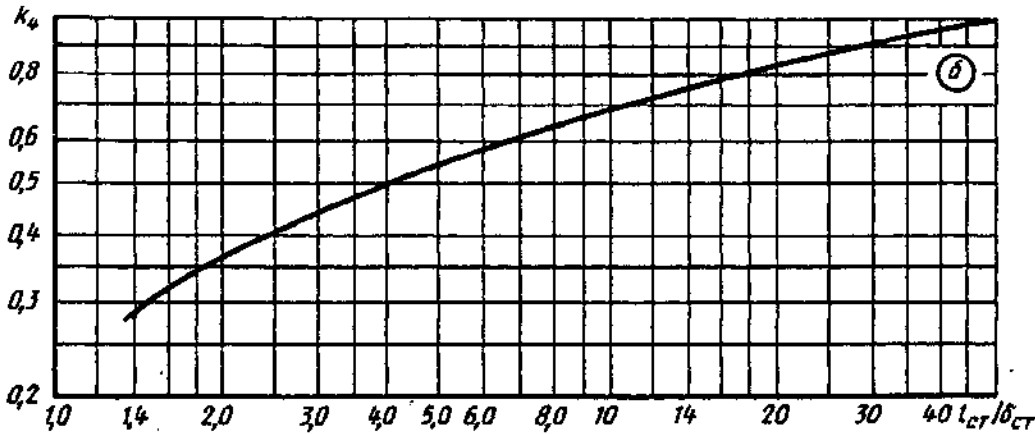


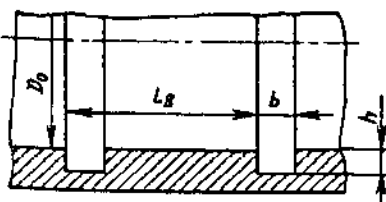
Таблица 3

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;  $Re \geq 10^5$  [2-133]

Диаграмма 2-12



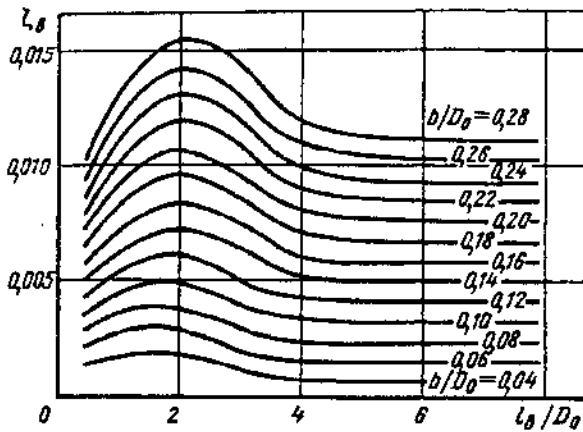
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w \delta^2 / 2} = n_s (\lambda l_s / D_0 + \zeta_s),$$

где  $n_s$  — число выемок на участке;  $\lambda$  см. диаграммы 2-2—2-6;  $\zeta_s$  — коэффициент сопротивления одной выемки: при  $l_s/D_0 \geq 4$

$$\zeta_s \approx 0,046b/D_0;$$

Труба с прямоугольными кольцевыми выемками; стабилизированное течение;  
 $Re \geq 10^5$  [2-133]

Диаграмма  
 2-12



при  $l_0/D_0 = 2$

$$\zeta_n = \zeta_{\max} \approx 0,059b/D_0;$$

при  $l_0/D_0 < 4$

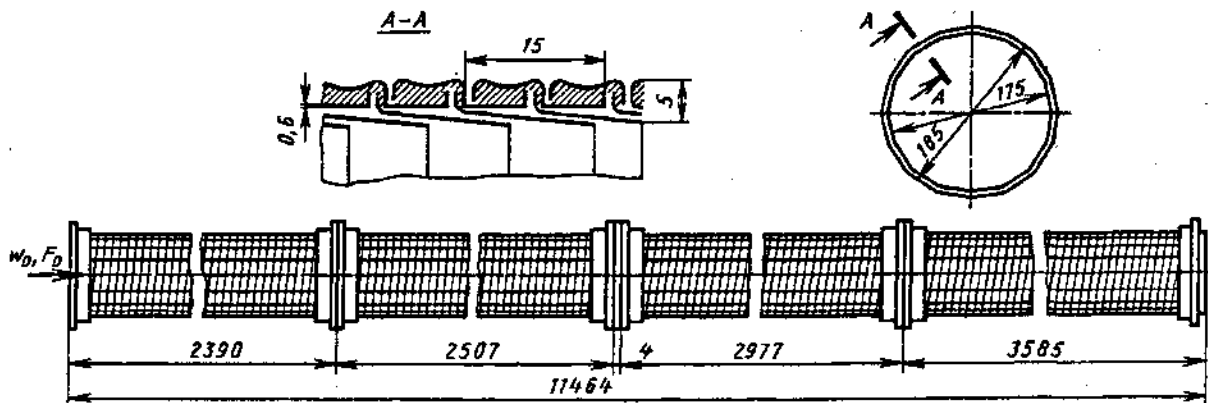
$\zeta_n = f(b/D_0, l_0/D_0)$  см. кривые

Значения  $\lambda$

$l_0/D_0$	$b/D_0$						
	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



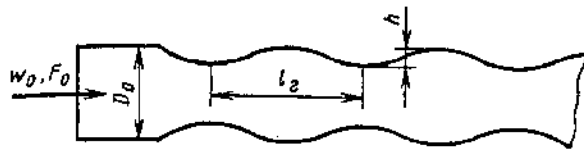
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{1}{D_0}$$

1. Труба из металлической ленты (металлорукав) [2-146]  $\lambda$  см. график а



Трубы круглого сечения гибкой конструкции;  
стабилизированное турбулентное течение [2-53, 2-146, 2-194]

Диаграмма  
2-13



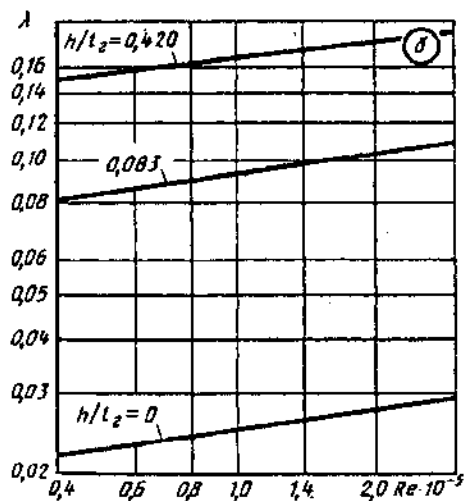
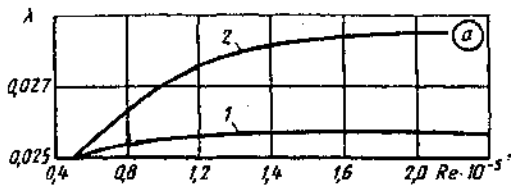
Значения  $\lambda$

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 набегаёт на кромки					
2	0,0250	0,0262	0,0275	0,0284	0,0285

2. Труба гофрированная [2-194];  $\lambda$  см. график б

Значения  $\lambda$

$h/l_2$	$Re \cdot 10^{-5}$							
	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)  
 $\lambda \approx 0,052 (10D_0)^{0,1} (50b)^{0,2}$  см. таблицу;  $b$  — ширина ленты, навиваемой на проволочный каркас стеклотканевой трубы (при  $D_0 \leq 0,2$  м  $b = 0,02$  м; при  $D_0 > 0,2$  м  $b \geq 0,03$  м)

Значения  $\lambda$

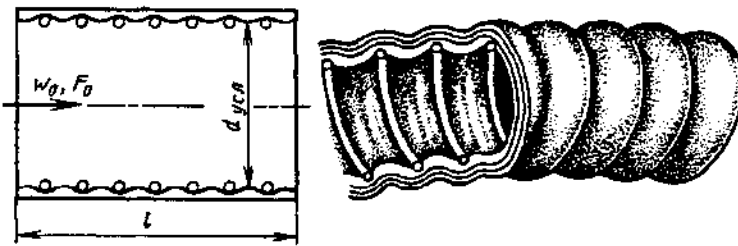
$D_0$ , м	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,0	1,1	1,4	1,6—1,7	1,8	1,9	2,3	2,6—2,7	2,8	2,9	3,3
0,100	—	0,053	0,053	0,051	0,05	—	—	—	—	—	—
0,155	—	0,063	—	—	—	0,063	0,064	0,064	—	—	—
0,193	0,070	—	—	—	—	0,072	0,072	0,073	—	—	—
0,250	—	—	—	—	—	—	—	—	0,085	0,077	0,082

Рукава из армированной резины; стабилизированное течение [2-132]

Диаграмма

$$Re = \frac{w_0 d_{усл}}{\nu} > 4 \cdot 10^4$$

2-14



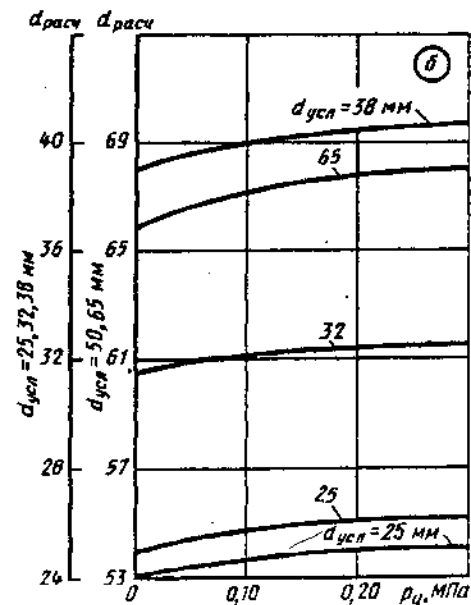
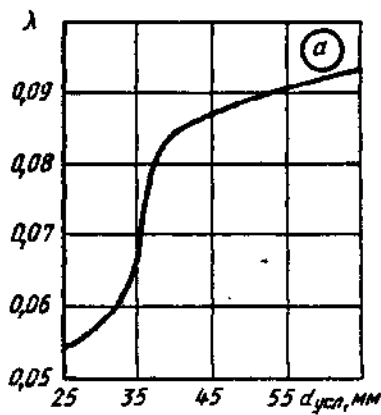
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{l}{d_{расч}}$$

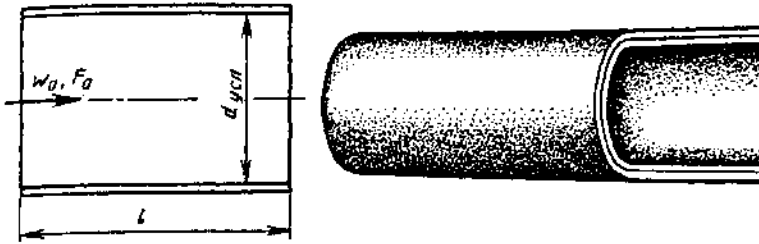
где  $\lambda$  — в зависимости от условного диаметра  $d_{усл}$ , см. график а;  $d_{расч}$  — расчетный диаметр, определяемый в зависимости от внутреннего избыточного давления  $p_{и}$  при различных  $d_{усл}$  (см. график б;  $\nu$  см. параграф 1-2)

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
$\lambda$	0,051—0,057	0,053—0,066	0,072—0,090	0,083—0,094	0,085—0,100





$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{l}{d_{расч}}$$

где  $\lambda = \frac{A}{Re^{0.265}}$  см. кривые  
 $\lambda = f(Re)$  графика а;  $A =$   
 $= 0,38 \div 0,52$  — в пределах

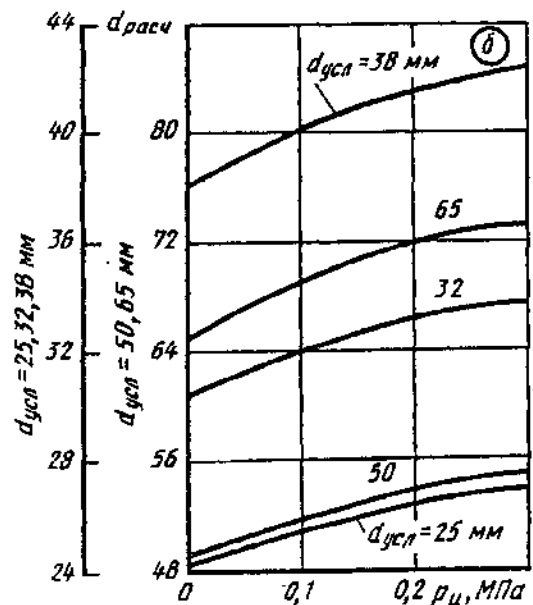
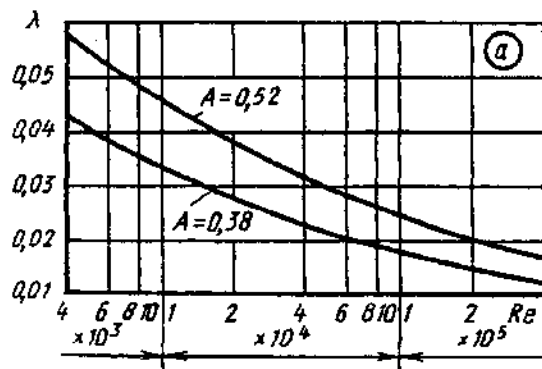
$Re = \frac{w_0 d_{расч}}{\nu} = 5000 \div 120\,000$  и в зависимости от качества рукавов;  $d_{расч}$  — расчетный диаметр, определяемый в зависимости от внутреннего избыточного давления  $p_{и}$ , см. график б;  $\nu$  см. параграф 1-2.

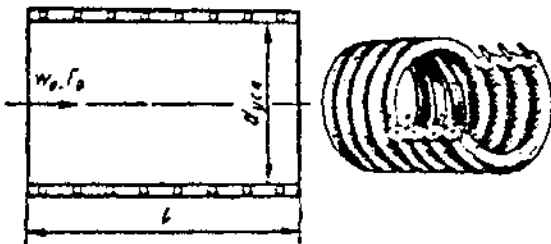
Характеристики рукавов

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  $\lambda$

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



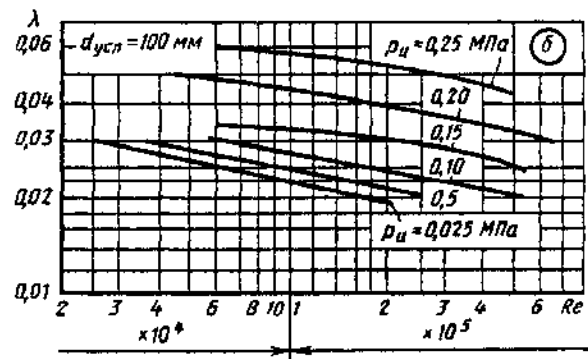
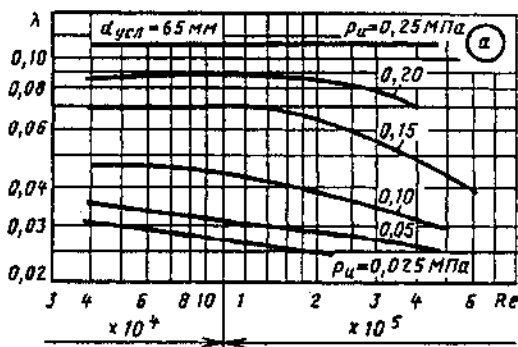


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{l_{\text{нст}}}{d_{\text{расч}}}$$

где  $\lambda = f(\text{Re}, d_{\text{усл}}, p_{\text{и}})$  см. графики а и б;  $d_{\text{расч}}$  — расчетный диаметр, определяемый в зависимости от среднего внутреннего давления  $p_{\text{и}}$ , см. график в;  $l_{\text{нст}} = kl$ ;  $k$  — в зависимости от среднего внутреннего избыточного давления  $p_{\text{и}}$ , см. график з;  $\text{Re} = \frac{w_0 d_{\text{усл}}}{\nu}$ ;  $\nu$  см. параграф 1-2

Значения  $\lambda$  при  $d_{\text{усл}} = 65$  мм

$p_{\text{и}}, \text{МПа}$	$\text{Re} \cdot 10^{-5}$							
	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	—

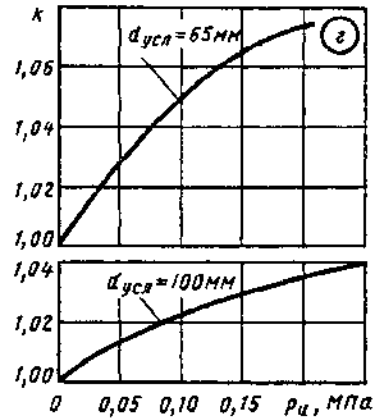
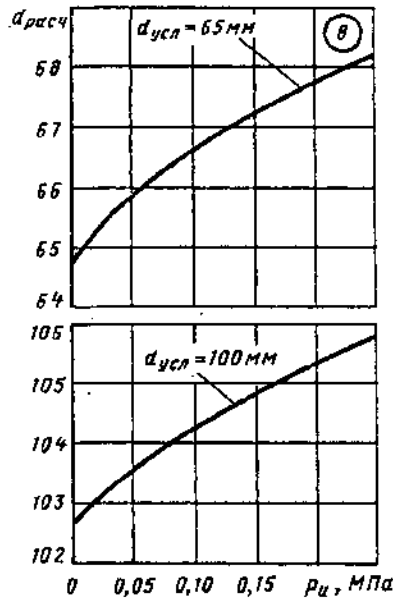


Значения  $\lambda$  при  $d_{\text{усл}} = 100$  мм

$p_{\text{и}}, \text{МПа}$	$\text{Re} \cdot 10^{-5}$									
	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	—

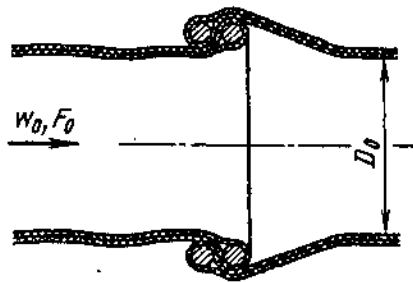
Рукав из гладкой армированной резины; стабилизированное течение [2-132]

Диаграмма 2-16



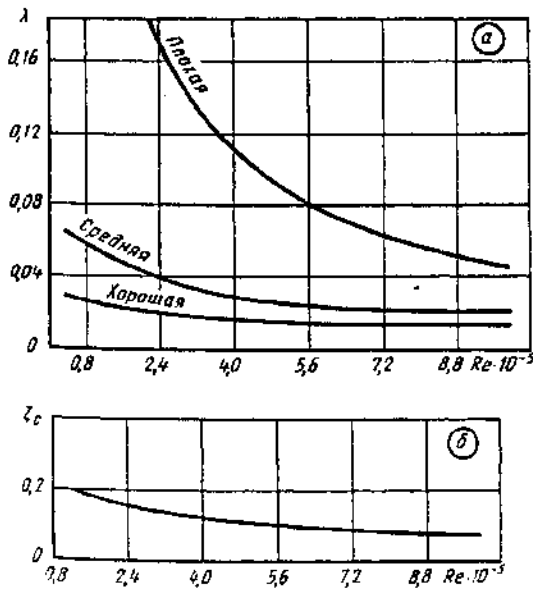
Труба из прорезиненного материала типа брезента; стабилизированное течение (по Адамову)

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;  $\lambda \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2 / 2) \cdot (l_c / D_0)} = f_1(Re)$  см. график а для разных степеней натяжения трубы;  $\zeta_c = f_2(Re)$  см. график б;  $Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$ ;  $\nu$  см. параграф 1-2



Значения  $\lambda$

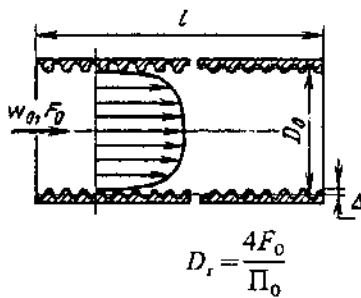
Степень натяжения трубы	$Re \cdot 10^{-5}$				
	1	2	3	4	5
Хорошая	0,024	0,020	0,018	0,016	0,014
Средняя	0,064	0,042	0,034	0,028	0,025
Плохая	0,273	0,195	0,139	0,110	0,091

Степень натяжения трубы	$Re \cdot 10^{-5}$			
	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
$\zeta_c$	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	
--	--	--	--	--	--	--	--	-------------------	--



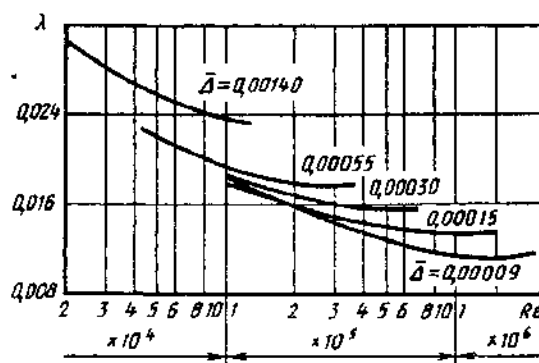
$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2) \cdot (l/D_r)}$  см. кривые  $\lambda = f(Re)$  для различных  $\bar{\Delta}$ ;

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_r}$ ;  $\Delta$  см. табл. 2-3;  $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}$ ;  $\nu$  см. параграф 1-2

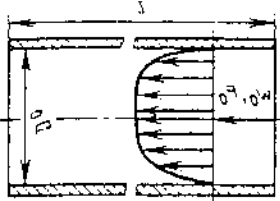
Значения  $\zeta$

$\bar{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-5}$						
	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



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda l / D_0$$



1. Полиэтилен (стабилизированный), винипласт  
при  $40 \text{ мм} \leq D_0 \leq 300 \text{ мм}$  и  $8 \cdot 10^3 \leq Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \leq 7,5 \cdot 10^5$ :

$$\lambda = \frac{0,29 - 0,00023 D_0}{Re^{0,22}} \text{ см. табл. 1.}$$

Таблица 1

Значения  $\lambda$  для полиэтилена и винипласта

$Re \cdot 10^{-4}$	$D_0$ , 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<sup>-1</sup>).

2. Стеклопластик  
при  $100 \text{ мм} \leq D_0 \leq 150 \text{ мм}$  и  $10^4 \leq Re \leq 3 \cdot 10^5$ :

$$\lambda = \frac{0,282 - 0,000544 D_0}{Re^{0,19}} \text{ см. табл. 2.}$$

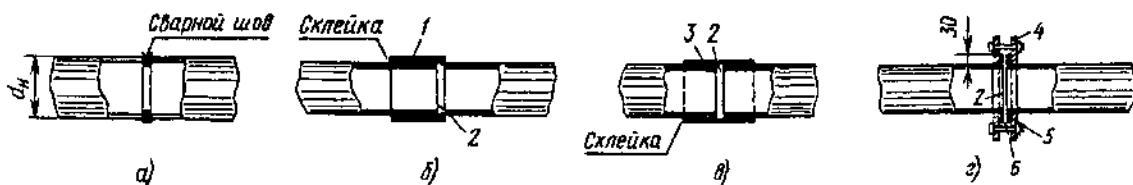
3. Фаолит  
при  $70 \text{ мм} \leq D_0 \leq 150 \text{ мм}$  и  $10^4 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$ :

$$\lambda = \frac{0,274 - 0,000662 D_0}{Re^{0,2}} \text{ см. табл. 2.}$$

Таблица 2

Значения  $\lambda$  для стеклопластика и фаолита

$Re \cdot 10^{-4}$	$D_0$ , мм					
	60	80	100	120	140	160
<b>Стеклопластик</b>						
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
<b>Фаолит</b>						
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
---	----------------

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;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1 — 2-5;  $\zeta_{ст}$  — коэффициент сопротивления одного стыка;

при  $50 \leq D_0 \leq 300$  мм:

а) сварное соединение

при  $1,8 \cdot 10^5 \leq Re \leq 5 \cdot 10^5$

$$\zeta_{ст} = \frac{0,0046}{D_0^{1,75}} \text{ см. таблицу.}$$

Здесь и далее  $D_0$  — в м (коэффициент при  $D_0$  м<sup>-1</sup>);

б) соединение с помощью раструба

№	Соединение	Материал
а	С помощью сварки	Полиэтилен
б	» раструба	Винипласт
в	» муфты	»
г	» фланцев	Полиэтилен

при  $2,4 \cdot 10^5 \leq Re \leq 5,6 \cdot 10^5$

$\zeta_{ст} = 0,113 - 0,225 D_0$  (см. таблицу);

в) соединение с помощью муфты

при  $1,8 \cdot 10^5 \leq Re \leq 6 \cdot 10^5$

$\zeta_{ст} = 0,045 - 0,156 D_0$  (см. таблицу);

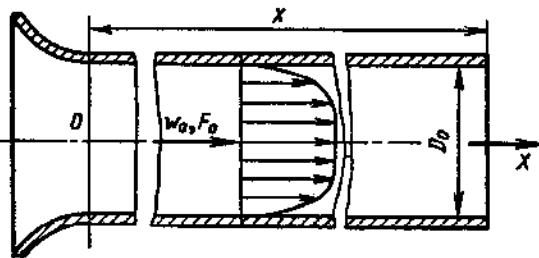
г) соединение с помощью фланцев при  $2,8 \cdot 10^5 \leq Re \leq 5 \cdot 10^5$

$\zeta_{ст} = 0,148 - 0,344 D_0$  (см. таблицу)

Значения  $\zeta_{ст}$  для различных типов соединения и  $D_0$

Соединение	$D_0, \text{ м}$						
	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
---	----------------



$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda''_{нест} l/D_r,$$

Турбулентное течение:

$$\lambda''_{нест} \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2) \cdot (x/D_r)} = \frac{0,43}{(Re \cdot x/D_r)^{0,2}} = k''_{нест} \lambda,$$

где  $k''_{нест} \approx 1,36 \frac{Re^{0,05}}{(x/D_r)^{0,2}}$  см. табл. 1;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1 — 2-20

$$\lambda'_{нест} \equiv \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2/2) \cdot (\Delta x/D_r)} = \frac{0,344}{(Re \cdot x/D_r)^{0,2}} = k'_{нест} \lambda,$$

где  $k'_{нест} \approx 1,09 \frac{Re^{0,05}}{(x/D_r)^{0,2}}$  см. табл. 1



Труба любого сечения за плавным входом (начальный участок);  
нестабилизированное течение [2-22, 2-144]Диаграмма  
2-21

Таблица 1

Параметр	$x/D_r$											
	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	1,85	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 ( $Re \leq 2000$ ):  $k_{нест} = f\left(\frac{x}{D_r} \cdot \frac{1}{Re}\right)$  см. табл. 2

Таблица 2

$\frac{x}{D_r} \cdot \frac{1}{Re} \cdot 10^3$	2	5	10	15	20	25	30	$\geq 40$
$k_{нест}$	1,95	1,64	1,37	1,25	1,17	1,12	1,08	1,0

## 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  $\delta_1/D_r$  стенки входной кромки трубы и относительным расстоянием  $b/D_r$  от места обреза трубы до стенки, в которую она заделана.

2. Максимальное значение коэффициент сопротивления  $\zeta$  прямого входного участка имеет при совершенно острой кромке ( $\delta_1/D_r = 0$ ) и удалении обреза трубы от стенки, в которую она заделана, на бесконечно большое расстояние ( $b/D_r = \infty$ ). В этом случае  $\zeta = 1,0$ .

3. Минимальное значение коэффициента сопротивления  $\zeta$ , которое может быть достигнуто при утолщении входной кромки, равно 0,5. Такое же значение имеет  $\zeta$  при заделке обреза трубы заподлицо со стенкой ( $b/D_r = 0$ ).

4. Влияние стенки на коэффициент сопротивления входа практически перестает сказываться при  $b/D_r \geq 0,5$ . 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 им 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  $r/D_r = 0,2$  коэффициент сопротивления  $\zeta$  снижается до 0,04—0,05 вместо  $\zeta = 1,0$  при  $r/D_r = \frac{\delta_1}{D_r} = 0$  (острая кромка)\*<sup>1</sup>.

\*<sup>1</sup> 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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{\frac{1}{F_0} \int (p_0 - p'_0) w dF}{\frac{\rho w_0^2}{2} F_0}$$

где  $w$ — скорость в выходном сечении коллектора;  $p_0, p'_0$ — полное давление соответственно перед входом в коллектор и на выходе из него.

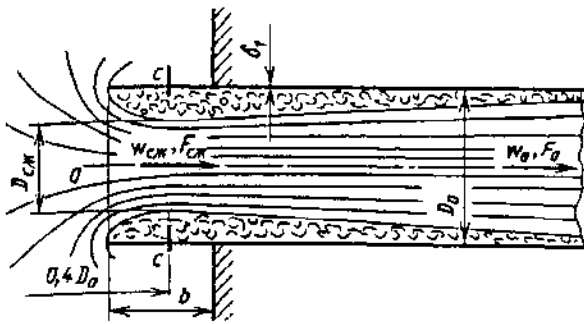


Рис. 3-1. Схема входа потока в прямую трубу из неограниченного пространства

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  $\alpha$ , так и относительной длины  $l/D_r$  сужающегося участка. Каждой длине конического коллектора соответствует свое оптимальное значение  $\alpha$ , при котором коэффициент сопротивления  $\zeta$  принимает минимальное значение. Практически оптимум  $\alpha$  для широкого диапазона  $l/D_r$  (порядка 0,1—1,0) находится в пределах  $40-60^\circ$ . При этих углах и, например, при относительной длине  $l/D_r=0,2$  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  $\alpha$  конического коллектора сравнительно мал (рис. 3-2, б), во втором случае потери начинают преобладать при больших значениях  $\alpha$  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  $\alpha=180^\circ$  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]:

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0,5 + 0,3 \cos \delta + 0,2 \cos^2 \delta.$$

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  $w_\infty$ , 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  $\delta > 90^\circ$  вследствие усиления явления наддува  $\zeta$  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  $h/D_r < 0,8-1,0$  повышает сопротивление входа, и тем значительнее, чем ближе придвинут в этих пределах экран к входному отверстию трубы, т. е. чем меньше  $h/D_r$ .

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]:

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta' + \frac{\sigma_1}{n},$$

где  $\zeta'$  — коэффициент, учитывающий влияние формы входной кромки; определяется как  $\zeta$  входа по диаграммам 3-1, 3-4 и 3-6;  $\sigma_1$  — коэффициент, учитывающий влияние экрана;  $\sigma_1 = f(h/D_r)$  см. кривую диаграммы 3-8.

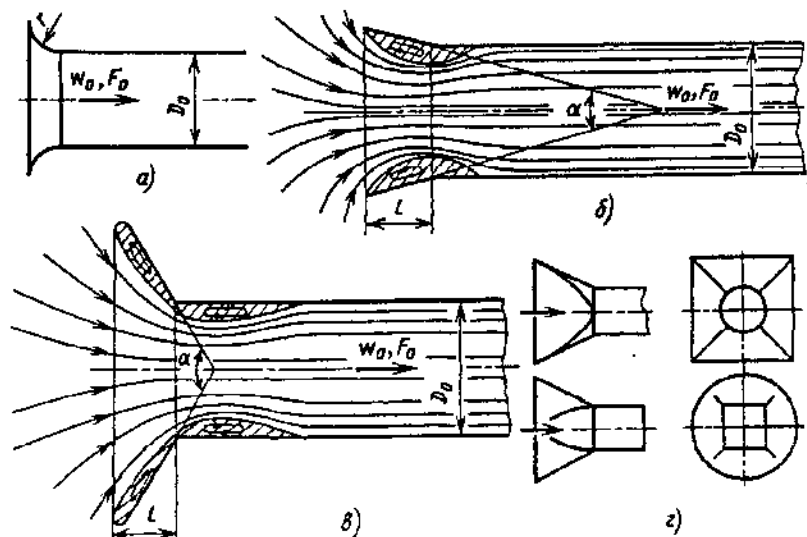


Рис. 3-2. Схемы входов потока в плавные участки

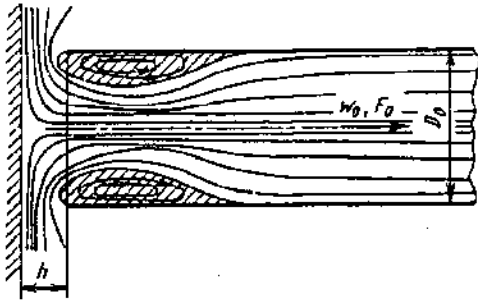


Рис. 3-3. Входной участок с экраном перед входом

Коэффициент сопротивления плавных коллекторов, заделанных заподлицо со стенкой, при наличии экрана определяется по кривым  $\zeta = f\left(\frac{h}{D_r}, \frac{r}{D_r}\right)$  диаграммы 3-5.

14. На входных участках с внезапным переходом от большого сечения с площадью  $F_1$  к меньшему сечению с площадью  $F_0$  (насадок Борда, рис. 3-4), при больших числах Рейнольдса ( $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$ ) коэффициент сопротивления зависит от отношения площадей  $F_0/F_1$  и может быть вычислен по формуле автора:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^m, \quad (3-1)$$

где  $\zeta'$  — коэффициент смягчения входа, зависящий от формы входной кромки узкого канала (см. диаграмму 3-9); определяется как  $\zeta$  входа по диаграммам 3-1, 3-2 и 3-6;  $m$  — показатель степени, зависящий от условий входа; в пределах  $b/D_r = 0 \div 0,01$  он меняется от 0,75 до 1,0, а при  $b/D_r > 0,01$  может быть принят равным 1,0 [3-12, 3-13].

При заделке входной кромки узкого канала заподлицо с торцевой стенкой канала более широкого сечения ( $b/D_r = 0$ ) 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

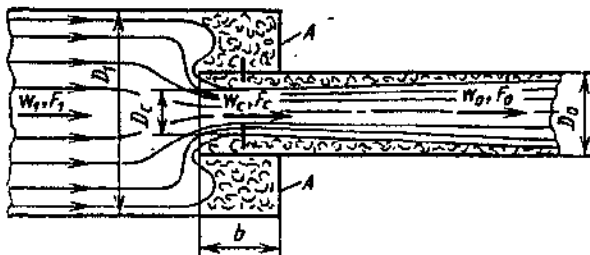


Рис. 3-4. Схема движения потока при внезапном сужении сечения

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  $\zeta$  для других способов заделки входных участков (в торцевой 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  $Re = w_{отв} d_r / \nu > 10^5$  в общем случае (любая форма краев отверстия и любая толщина) вычисляется по приближенной формуле автора [3-13, 3-14]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left[ \zeta' + (1 - \bar{f})^2 + \tau(1 - \bar{f}) + \lambda \frac{l}{d_r} \right] \frac{1}{\bar{f}^2}, \quad (3-2)$$

где  $\zeta'$  — коэффициент, учитывающий форму входа, определяемый как  $\zeta$  входных участков с торцевой стенкой по диаграммам 3-1, 3-2, 3-4 и 3-7;  $\tau$  — коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки решетки (шайбы), формы входной кромки отверстия и условия протекания потока через отверстие;  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения по длине (глубине) отверстий решетки, определяемый в зависимости от  $Re$  и  $\Delta = \Delta/d_r$  по диаграммам 2-2—2-6;  $\bar{f} = F_{отв}/F_0 = F_{отв}/F_p$  — коэффициент живого сечения решетки (шайбы).

19. Общий случай входа через шайбу или решетку состоит из ряда частных случаев:

а) острые края отверстий ( $\bar{l} = l_1/d_r \approx 0$ ), для которых  $\zeta' = 0,5$  и  $\tau = 1,41$ ; в этом случае выражение (3-2) приводится к следующей формуле автора [3-12, 3-13]:

$$\zeta \equiv \Delta p / \frac{\rho w_0^2}{2} = (1,707 - \bar{f})^2 \frac{1}{\bar{f}^2} = \left( \frac{1,707}{\bar{f}} - 1 \right)^2; \quad (3-3)$$

б) утолщенные края отверстий, для которых коэффициент  $\zeta' = 0,5$ , а

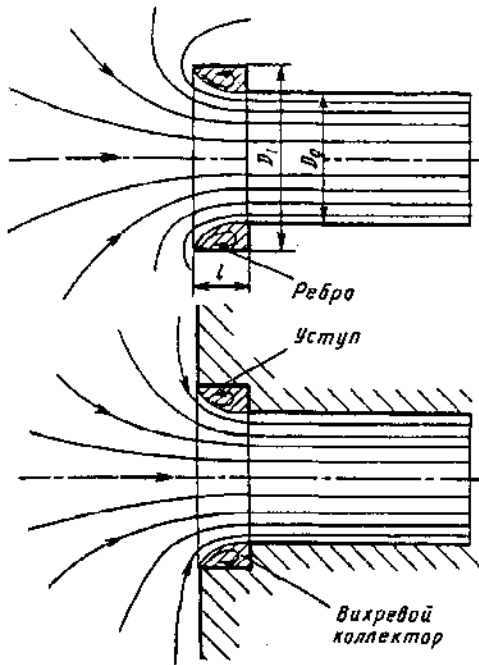


Рис. 3-5. Схема входа потока через кольцевое ребро или уступ

$$\tau = (2,4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\alpha(\bar{l})}, \quad (\bar{l} = l/D_r), \quad (3-4)$$

где

$$\alpha(\bar{l}) = 0,25 + 0,535\bar{l}^3 / (0,05 + \bar{l}^2); \quad (3-5)$$

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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (1 - \sqrt{\zeta'} - \bar{f})^2 \frac{1}{\bar{f}^2}. \quad (3-6)$$

При срезанных по направлению потока краях отверстий коэффициент  $\zeta'$  определяют как  $\zeta$  конического коллектора с торцевой стенкой в зависимости от угла сужения  $\alpha$  и относительной длины  $\bar{l} = l/D_r$  по диаграмме 3-7 или при  $\alpha = 40 \div 60^\circ$  по формуле

$$\zeta' = 0,13 + 0,34 \cdot \exp(-7,94\bar{l} - 203,5\bar{l}^{2,3}). \quad (3-7)$$

При закругленных краях отверстий коэффициент  $\zeta'$  находят как  $\zeta$  кругового коллектора с торцевой стенкой в зависимости от  $\bar{r} = r/D_r$  по диаграмме 3-4 или по формуле

$$\zeta = 0,03 + 0,47 \cdot \exp(-17,73\bar{r}). \quad (3-8)^{*1}$$

20. Для переходной и ламинарной областей течения ( $Re = w_0 D_r / \nu < 10^4 \div 10^5$ ) и обычных входов потока (без шайб или решеток) коэффициент сопротивления может быть определен по формуле, аналогичной (1-3):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{Re} + \zeta_{\text{вн}},$$

\*1 Расчет по пп. б и в можно выполнять практически начиная со значений  $Re = 10^4$  и более [3-5].

где  $\zeta_{\text{вн}}$  принимается как  $\zeta$  для автомодельной области ( $Re > 10^4 \div 10^5$ );  $A \approx 30$  [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  $30 < Re < 10^4 \div 10^5$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_\phi \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\epsilon}_{ORc} \zeta_{\text{вн}};$$

при  $10 < Re < 30$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\epsilon}_{ORc} \zeta_{\text{вн}};$$

при  $Re < 10$

$$\zeta = \frac{33}{Re} \frac{1}{\bar{f}^2}.$$

Здесь  $\zeta_\phi = f_1(Re, F_0/F_1)$  см. график диаграммы 4-19 (имеется в виду, что  $\bar{f} = F_{\text{отв}}/F_0$  соответствует отношению  $F_0/F_1$ );  $\bar{\epsilon}_{ORc} = f_2(Re)$  см. диаграмму 4-19;  $\zeta_{\text{вн}}$  — коэффициент сопротивления входа с данным видом шайбы (решетки), определяемый как  $\zeta$  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 струй идет в конец трубы с закрытым торцом, поворачивается на  $180^\circ$  и уходит в другой конец трубы в виде двух вращающихся вихревых жгутов (рис. 3-6, а).

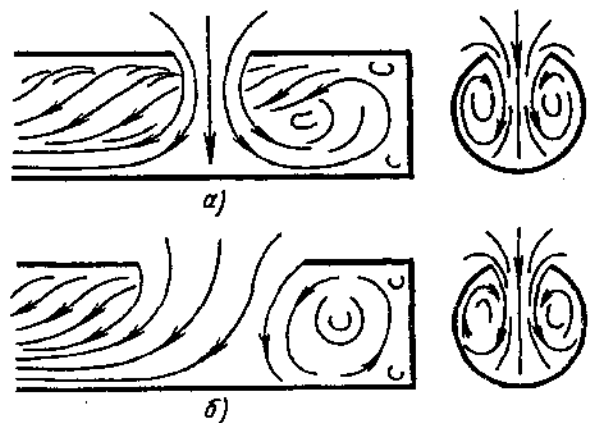


Рис. 3-6. Схемы входа потока в боковое отверстие концевой участка трубы:

а — при малых значениях  $\bar{f}$  б — при больших значениях  $\bar{f}$

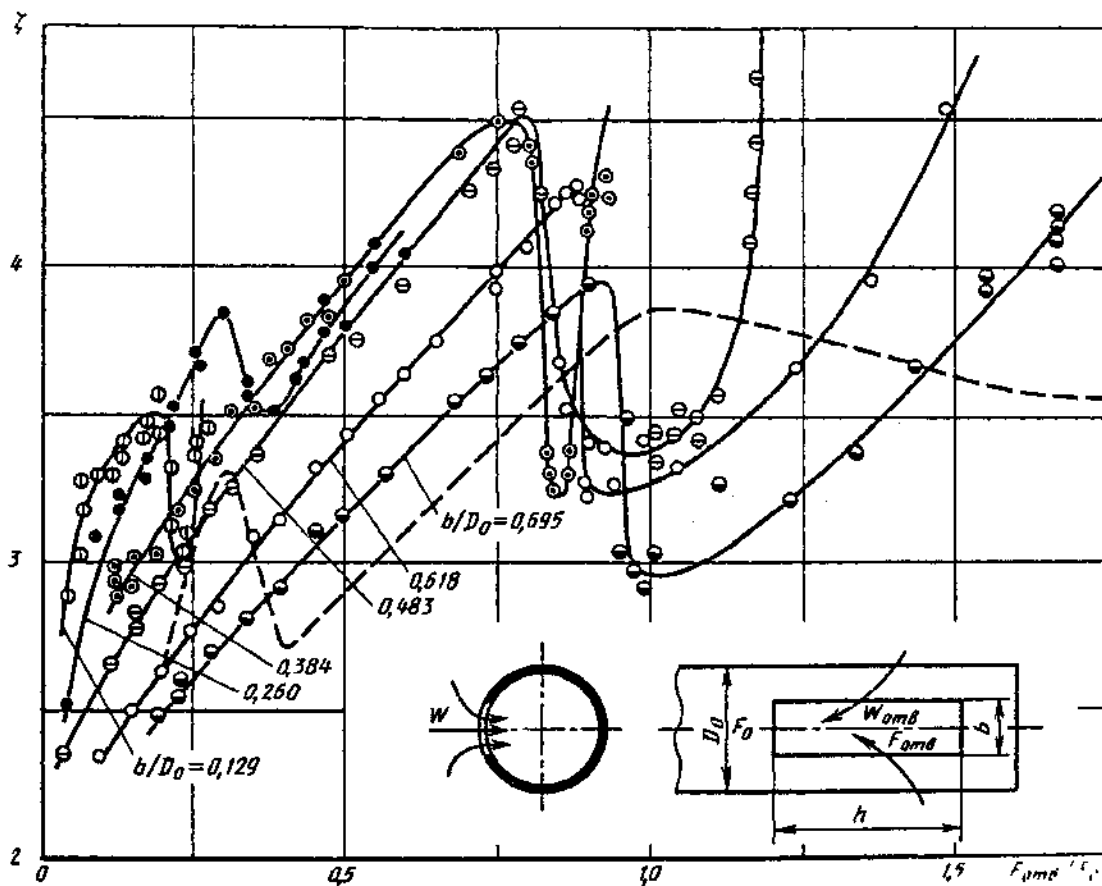


Рис. 3-7. Зависимость коэффициента сопротивления входа в боковое отверстие конечного участка трубы от относительной площади  $\bar{f}$ ; сплошные линии—опыты [3-31] при одном отверстии; штриховые линии—опыты автора [3-15] при двух боковых отверстиях, расположенных одно

против другого;  $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_{отв}^2 / 2}$

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 обуславливает не только повышенное сопротивление бокового входа, но и сложную зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta$  от отношения площадей  $\bar{f}$  (рис. 3-7). Резкое падение  $\zeta$  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  $\zeta$  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  $\delta_1$  входных кромок лежит в пределах 0,01—0,002, можно пренебречь влиянием этого параметра и принимать значение коэффициента сопротивления  $\zeta$ , как для шахт, имеющих острую кромку.

Относительное расстояние  $h/D_0$  между зонтом-колпаком и входной кромкой шахты может быть принято равным 0,4. Увеличение этого расстояния вызывает необходимость устройства зонтика-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  $\zeta'$  — коэффициент сопротивления входа без сетки, определяемый как  $\zeta$  при данной форме входной кромки по диаграммам 3-1, 3-4—3-8;  $\zeta_c$  — коэффициент сопротивления сетки, определяемый как  $\zeta$  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  $\bar{f} = F_{\text{отв}}/F_p$  и относительной глубины каналов  $l/b'_1$ . При этом для каждого коэффициента живого сечения решетки существует оптимальная величина относительной глубины  $(l/b'_1)_{\text{опт}}$ , при которой получается минимальный коэффициент сопротивления. Поэтому рекомендуются решетки, как правило, с оптимальными значениями  $l/b'_1$ :

$$(l/b'_1)_{\text{опт}} \approx 11(1-\bar{f})^{*1}.$$

30. В стандартных решетках с неподвижными жалюзи входные кромки перьев срезают по вертикали (см. схему *a* 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<sup>\*2</sup>:

1) при  $l/b'_1 \geq (l/b'_1)_{\text{опт}}$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k \left[ 0,85 + \left( 1 - \bar{f} \frac{F_p}{F_0} \right)^2 + \zeta_{\text{тр}} \right] \frac{1}{\bar{f}^2} \left( \frac{F_0}{F_p} \right)^2;$$

2) при  $l/b'_1 < (l/b'_1)_{\text{опт}}$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k \left[ 0,85 + \left( 1 - \bar{f} \frac{F_p}{F_0} \right)^2 + \zeta_{\text{тр}} \right] \frac{1}{\bar{f}^2} \left( \frac{F_0}{F_p} \right)^2 + \Delta \zeta,$$

$$\text{где } \Delta \zeta = 0,5 \left[ 11(1-\bar{f}) - \frac{l}{b'_1} \right]; \quad \zeta_{\text{тр}} = \lambda l/b'_1;$$

\*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].

$\bar{f} = F_{\text{отв}}/F_0$  см. диаграмму 3-19;  $k=1,0$  для стандартной решетки (входные кромки срезаны вертикально);  $k=0,6$  для улучшенной решетки (входные кромки срезаны горизонтально);  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения по длине (глубине) каналов жалюзи, определяемый в зависимости от  $Re = w_{\text{отв}} b'_1/\nu$  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 турбомашин.

33. Для патрубков, построенных на основе использования коллектора с двумя криволинейными поверхностями (рис. 3-8, *a*), как показали опыты С. А. Довжика и В. М. Картавенко [3-10], эти условия лучше всего выполняются при высокой степени поджатия патрубка ( $n_n \geq 3,5$ , где  $n_n = F_{\text{вх}}/F_0$ ,  $F_{\text{вх}} = H \cdot B$  — площадь входа в улитку). При этом степень поджатия коллектора должна быть близкой

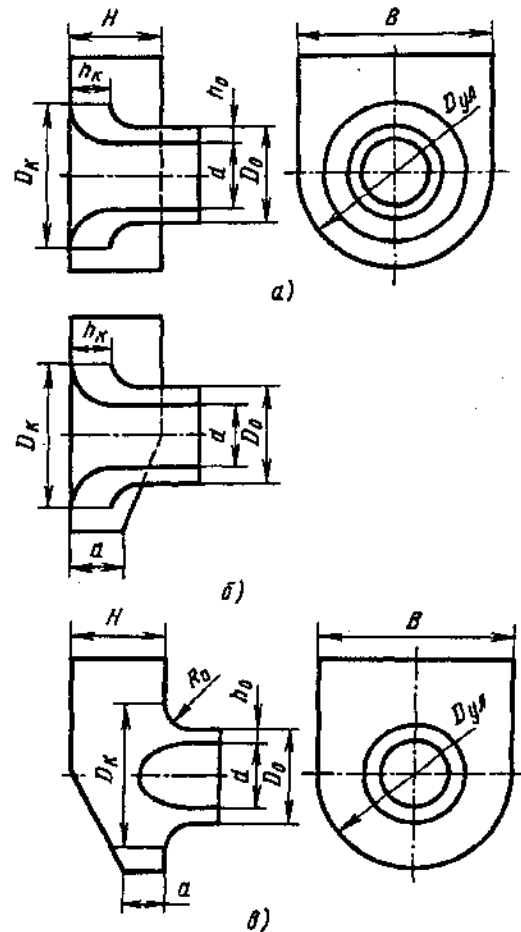


Рис. 3-8. Входные патрубки осевых стационарных турбомашин:

*a* — кольцевой коллектор, образованный двумя криволинейными поверхностями; *б* — то же с наклоном нижней части улитки; *в* — кольцевой коллектор

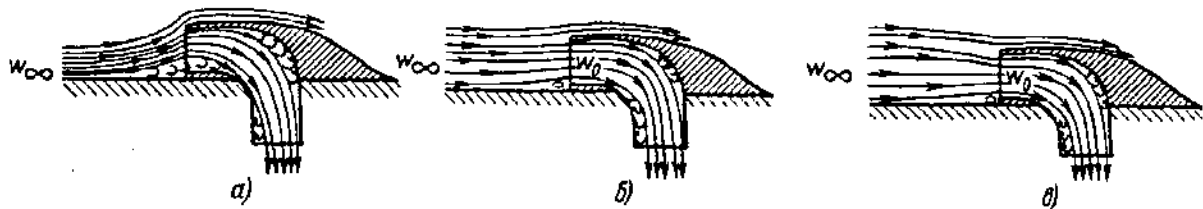


Рис. 3-9. Различные случаи входа потока в патрубок [3-11]:

а — при малых коэффициентах расхода ( $w_{вх}/w_{\infty}$  существенно меньше единицы); б — при больших коэффициентах расхода; в — при  $w_{вх}/w_{\infty} \geq 1$

к степени поджатия патрубка ( $n_r = n_n$ , где  $n_r = \frac{F_r}{F_0} = \frac{2h_r}{h_0} \cdot \frac{D_r}{D_0(1+d)}$ ,  $d = d/D_0$ ), а радиальные

габариты патрубка должны быть достаточно большими ( $\bar{D}_{ул} = D_{ул}/D_0 \geq 1,3$ ). 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  $\zeta \equiv \Delta p / \left( \frac{\rho_0 w_0^2}{2} \right) = 0,12 \div 0,15$  [где  $w_0 = c_a$  — средняя осевая скорость в выходном сечении кольцевого коллектора (в сечении  $F_0$ );  $\rho_0$  — 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  $n_r \geq 3,5$ ;  $H/D_0 \geq 0,95$ ;  $\bar{D}_{ул} = 1,15 \div 1,25$ . При больших 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  $w_{\infty}$  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 ( $\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ ) при различных вариантах расположения сечения входа относительно твердой поверхности (в данном случае — поверхности капота авиадвигателя) и различных отношениях скоростей  $w_0/w_\infty$  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  $\Delta p$  во всасывающем патрубке (воздухоприемном устройстве) складываются из потерь энергии  $\Delta p_{вх}$  при входе в него потока и внутренних потерь  $\Delta p_{вт}$  во всем участке патрубка от входа до выхода потока из него. Соответственно общий

(полный) коэффициент сопротивления всасывающего патрубка

$$\zeta_{п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вх} + \zeta_{вт},$$

где  $\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p_{вх}}{\rho w_0^2/2}$  — коэффициент сопротивления входа, зависящий от отношения скоростей  $w_0/w_\infty$  и местоположения патрубка (воздухоприемного устройства) на данном объекте;  $\zeta_{вт} \equiv \frac{\Delta p_{вт}}{\rho w_0^2/2}$  — коэффициент внутреннего сопротивления всего участка воздухоприемного устройства от входа до выхода потока из него.

43. Лобовое сопротивление патрубка складывается из двух величин: «гидравлического»  $\zeta_{гх}$  и внешнего лобового сопротивления  $\zeta_{л0}$ . 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).

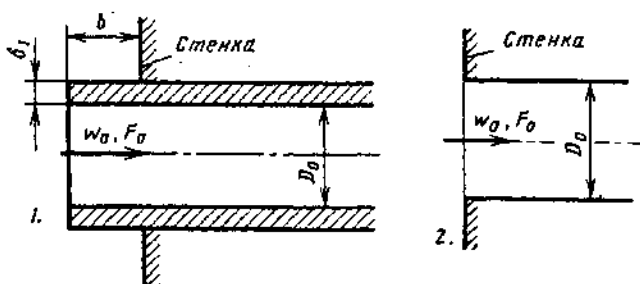
44. На диаграмме 3-23 показаны некоторые схемы входных элементов вентиляторных установок с осевыми вентиляторами общепромышленного назначения. Там же для различных условий входа и режимов работы вентилятора приведены значения коэффициентов сопротивления входных элементов по рекомендациям, разработанным 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;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма  
3-1



$$D_r = 4F_0 / \Pi_0$$

1. Вход в трубу, заделанную в стенку на конечном расстоянии ( $b/D_r < 0,5$ ).
2. Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку ( $b/D_r = 0$ ).
3. Вход в трубу, удаленную от стенки ( $b/D_r > 0,5$ ).

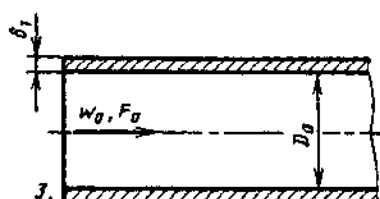
1 и 2.  $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$  см. кривую  $\zeta = f(\delta_1 / D_r)$  при заданных  $b/D_r$ .

3.  $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$  см. кривую  $\zeta = f(\delta_1 / D_r)$  при  $b/D_r \geq 0,5$ .

Для вычисления на ЭВМ при  $\delta_1 / D_r < 0,05$  и  $0,01 < b/D_r < 0,05$ :

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \sum_{i=0}^3 \left\{ \sum_{j=0}^4 [a_{i,j} (b/D_r)^j] \right\} (\delta_1 / D_r)^i,$$

где  $a_{i,j}$  см. таблицу



Значения  $a_{i,j}$

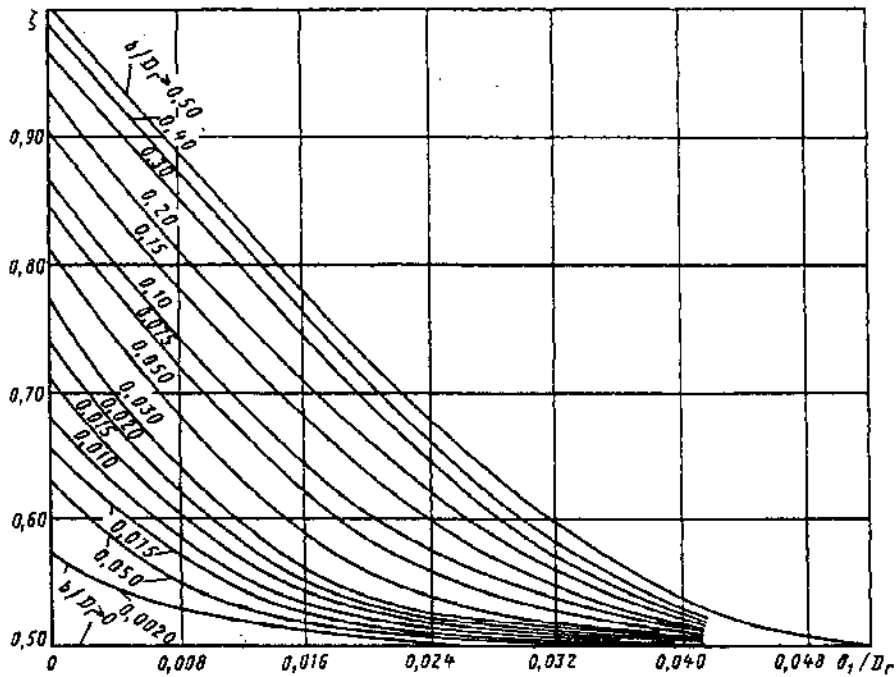
i	j				
	0	1	2	3	4
0	0,549356	9,22856	-79,0065	258,742	-268,925
1	-4,93702	-681,756	7189,72	-24896,6	26416,2
2	160,273	17313,6	-212416,0	766932	-827816
3	1650,38	-139018	1930080	-7239530	795042

Значения  $\zeta$

$\delta_1 / D_r$	$b/D_r$										
	0	0,002	0,005	0,010	0,020	0,050	0,100	0,200	0,300	0,500	$\infty$
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

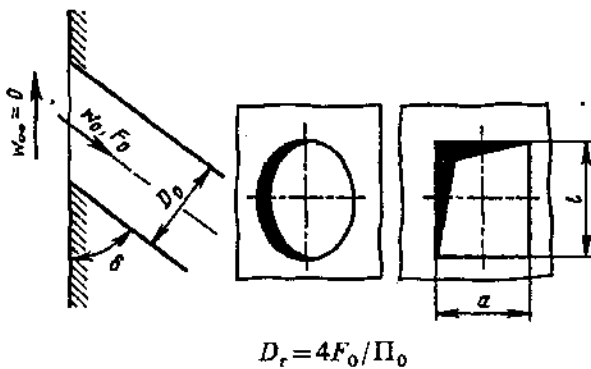
Вход в прямую трубу постоянного поперечного сечения;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма  
 3-1



Вход из неограниченного пространства ( $w_\infty = 0$ ) в трубу, заделанную  
 заподлицо в стенку под любым углом  $\delta$ ;  
 $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$  [3-20, 3-49]

Диаграмма  
 3-2



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

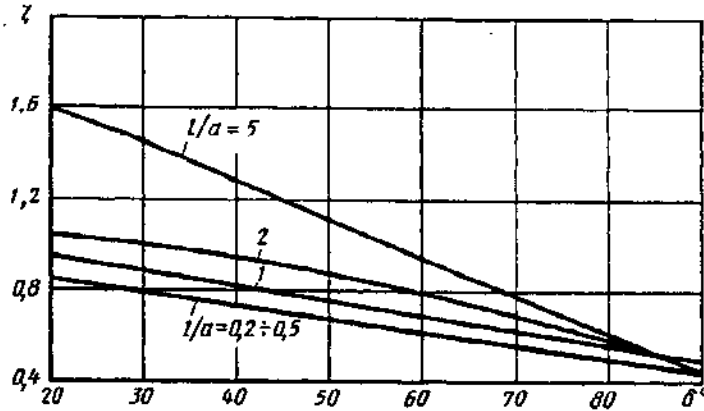
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(\delta)$$

Значения  $\zeta$  (округленно до 10%)

$l/a$	$\delta^\circ$						
	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

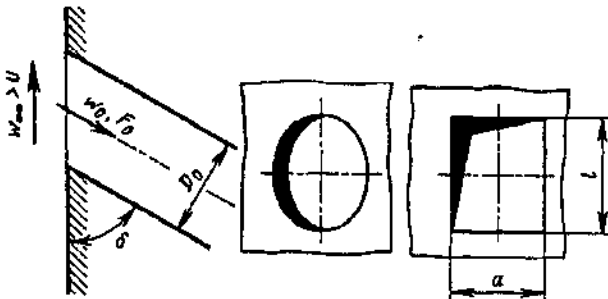
Вход из неограниченного пространства ( $w_\infty = 0$ ) в трубу, заделанную заподлицо в стенку под любым углом  $\delta$ ;  
 $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$  [3-20, 3-49]

Диаграмма  
3-2

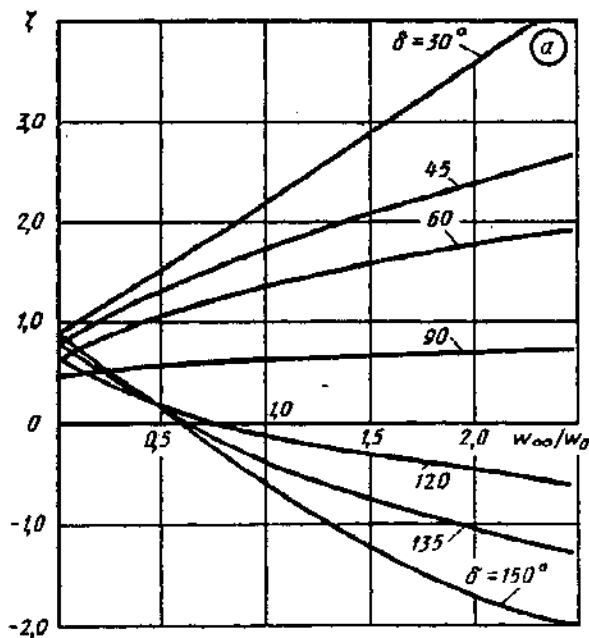


Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока ( $w_\infty > 0$ );  
 $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$  [3-20]

Диаграмма  
3-3



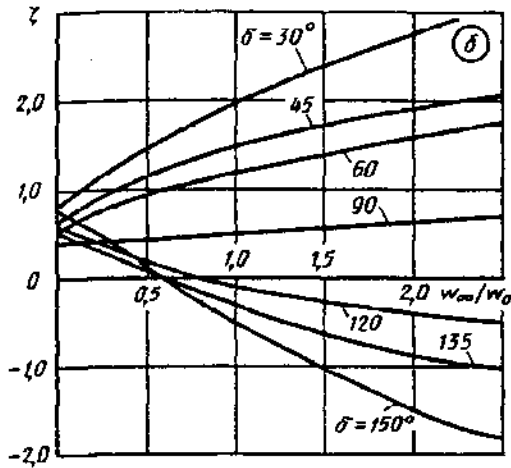
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. кривые } \zeta = f(w_\infty / w_0)$$



Значения  $\zeta$  (с округлением до 10%) для круглого и квадратного сечений, т. е. при  $l/a = 1,0$  (см. график а)

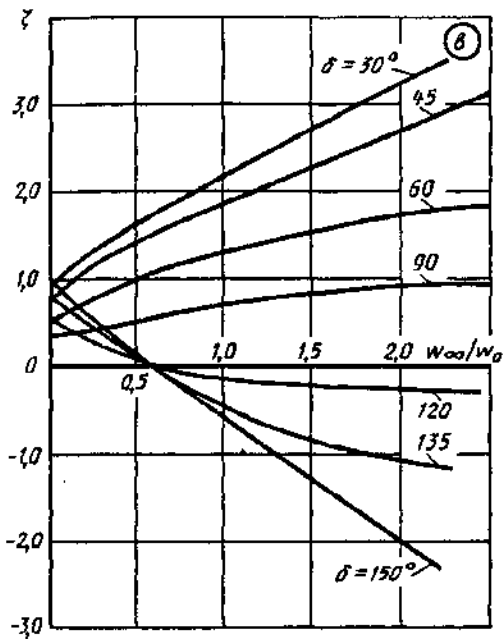
$\delta^\circ$	$w_\infty / w_0$					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	0,90	1,55	2,18	2,85	3,50	4,00
45	0,80	1,30	1,72	2,08	2,30	2,60
60	0,65	1,04	1,35	1,58	1,70	1,86
90	0,50	0,56	0,62	0,66	0,70	0,70
120	0,65	0,15	-0,15	-0,30	-0,50	-0,60
150	0,85	0,15	-0,60	-1,22	-1,70	-2,0

Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока ( $w_\infty > 0$ ); $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$ [3-20]	Диаграмма 3-3
---	------------------



Значения  $\zeta$  (с округлением до 10%) при  $l/a = 0,2 \div 0,5$  (см. график а)

$\delta^\circ$	$w_\infty/w_0$					
	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

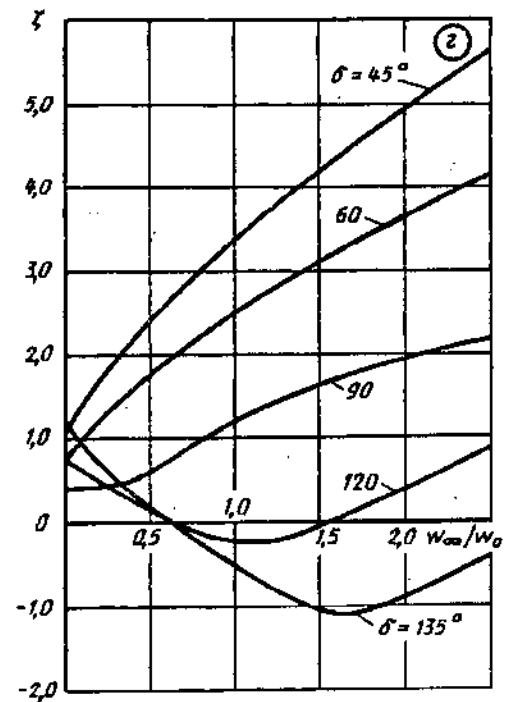


Значения  $\zeta$  при  $l/a = 5,0$  (см. график б)

$\delta^\circ$	$w_\infty/w_0$					
	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  $\zeta$  при  $l/a = 2,0$  (см. график в)

$\delta^\circ$	$w_\infty/w_0$					
	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

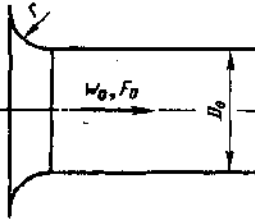


Коллектор, очерченный по дуге круга, без экрана;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

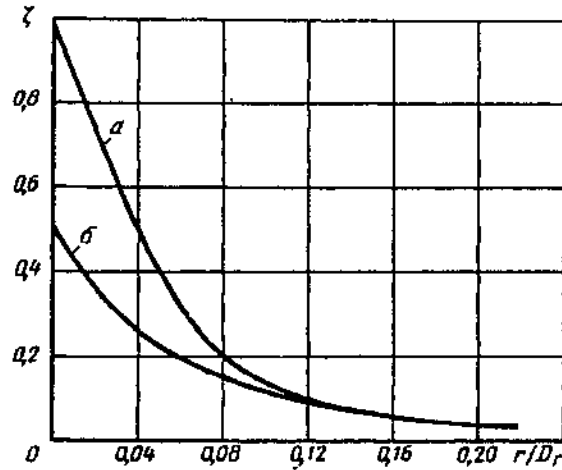
Диаграмма  
 3-4

Без торцевой стенки

$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$



$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$  см. кривые *a*, *b* в зависимости от  $r/D_r$ ,  
 для случая *b*):  $\zeta = 0,03 + 0,47 \cdot \exp(-17,73\bar{r})$ ;  $\bar{r} = r/D_r$

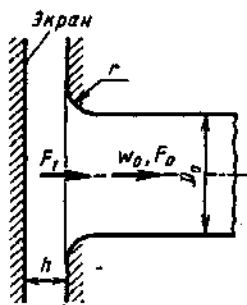


Значения  $\zeta$

Характеристика коллектора	$r/D_r$										
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	$\geq 0,20$
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 торцевой стенкой	0,5	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,09	0,06	0,03

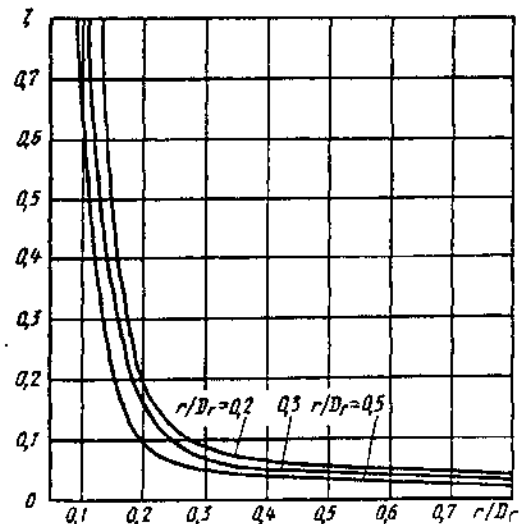
Коллектор, очерченный по дуге круга, с плоской торцевой стенкой  
 и с экраном  $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [3-18]

Диаграмма  
 3-5



$$D_r = 4F_0 / \Pi_0$$

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$  см. кривые  $\zeta = f\left(\frac{h}{D_r}, \frac{r}{D_r}\right)$



Коллектор, очерченный по дуге круга, с плоской торцевой стенкой и с экраном $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$ [3-18]	Диаграмма 3-5
--	---------------

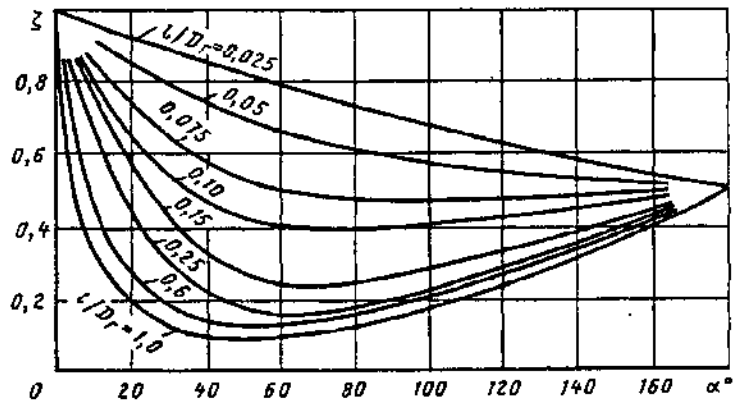
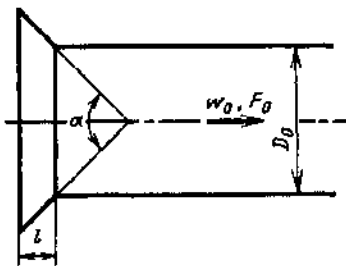
Значения  $\zeta$

$r/D_r$	$h/D_r$									
	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 торцевой стенки; $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$ [3-12, 3-13]	Диаграмма 3-6
--	---------------

$$D_r = 4F_0 / \Pi_0$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. кривые } \zeta = f(\alpha) \text{ для различных } l/D_r$$

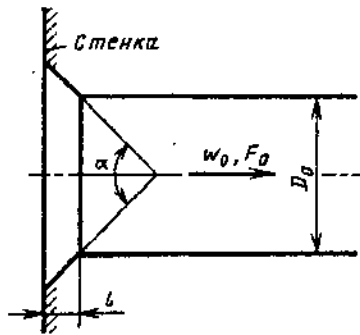


Значения  $\zeta$  (приблизительно)

$l/D_r$	$\alpha^\circ$									
	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	

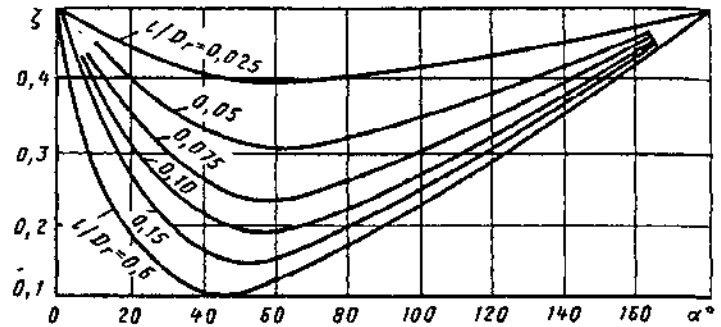
Раструб (конический коллектор) с торцевой стенкой;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма  
3-7



$$D_r = 4F_0 / \Pi_0$$

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$  см. кривые  $\zeta = f(\alpha)$  для различных  $l/D_r$

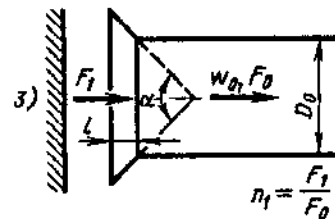
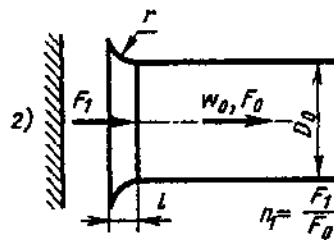
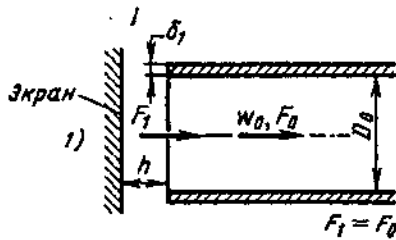


Значения  $\zeta$  (приближенно)

$l/D_r$	$\alpha^\circ$								
	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;  $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

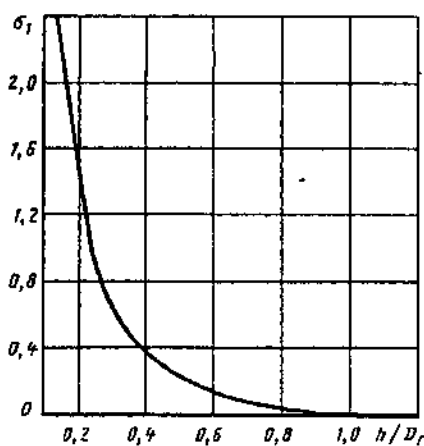
Диаграмма 3-8



$$D_r = 4F_0 / \Pi_0$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx \zeta' + \frac{\sigma_1}{n_1^2}$$

где 1)  $\zeta'$  см. кривую  $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_r}\right)$  при  $\frac{b}{D_r} \geq 0,50$  на диаграмме 3-1; 2)  $\zeta'$  см. кривые  $\zeta = f\left(\frac{r}{D_r}\right)$  на диаграмме 3-4; 3)  $\zeta'$  см. кривую  $\zeta = f\left(\alpha, \frac{l}{D_r}\right)$  на диаграмме 3-6;  $\sigma_1$  см. кривую  $\sigma_1 = f(h/D_r)$



$h/D_r$	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	1,0	$\infty$
$\sigma_1$	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  $b/D_r > 0$ ;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма  
3-9

$$D_r = 4F_0 / \Pi_0; \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta' \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)$$

Кромка входа	Схема	Коэффициент $\zeta'$
Острая или утолщенная		По кривым $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_r}, \frac{b}{D_r}\right)$ диаграммы 3-1
Закругленная		По кривым $\zeta = f\left(\frac{r}{D_r}\right)$ диаграммы 3-4 (графики а и б)
Срезана под углом (раструб)		По кривым $\zeta = f\left(\alpha, \frac{l}{D_r}\right)$ диаграммы 3-6

Входы при различной заделке прямой трубы в торцевой стенке;  
 толщина входной кромки  $\delta_1 = (0,03 \div 0,04) a_0$ ;  $Re = w_0 a_0 / \nu > 10^4$  [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 торцевой стенке;  
 толщина входной кромки  $\delta_1 = (0,03 \div 0,04) a_0$ ;  $Re = w_0 a_0 / \nu > 10^4$  [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 двух смежных сторон трубы (канала)		0,55
С трех сторон трубы (канала)		0,52
С четырех сторон трубы (канала)		0,50

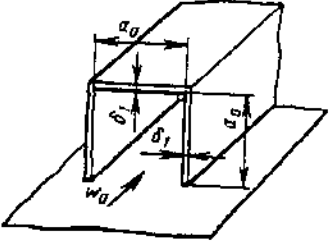
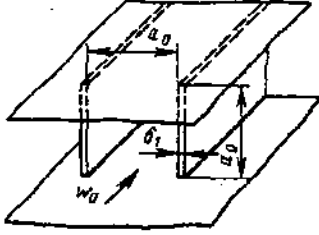
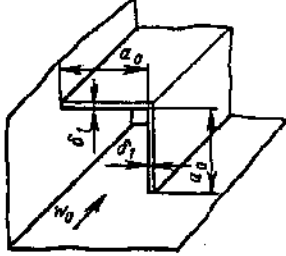
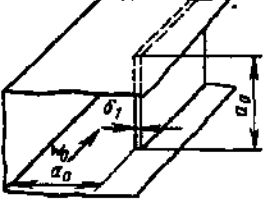
Входы при различной заделке прямой трубы между стенками;  
 толщина входной кромки  $\delta_1 = (0,03 \div 0,04) a_0$ ;  $Re = w_0 a_0 / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма  
 3-11

Вход в трубу (канал)	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$														
С козырьком с одной стороны		<table border="1"> <tr> <td><math>l/a_0</math></td> <td>0</td> <td>0,10</td> <td>0,20</td> <td>0,30</td> <td>0,40</td> <td>0,50</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta</math></td> <td>0,60</td> <td>0,63</td> <td>0,65</td> <td>0,67</td> <td>0,68</td> <td>0,68</td> </tr> </table>	$l/a_0$	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	$\zeta$	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,68
		$l/a_0$	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50								
$\zeta$	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														

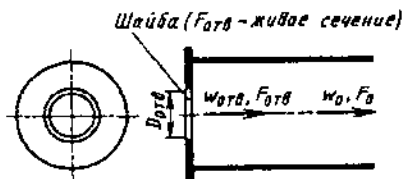
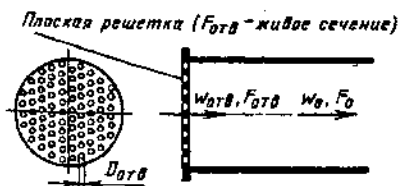
Входы при различной заделке прямой трубы между стенками;  
 толщина входной кромки  $\delta_1 = (0,03 \div 0,04) a_0$ ;  $Re = w_0 a_0 / \nu > 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма  
 3-11

Вход в трубу (канал)	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
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 ( $l/d_1 = 0 \div 0,015$ );  $Re = w_{отв} d_1 / \nu \geq 10^5$  [3-12, 3-13]

Диаграмма  
 3-12

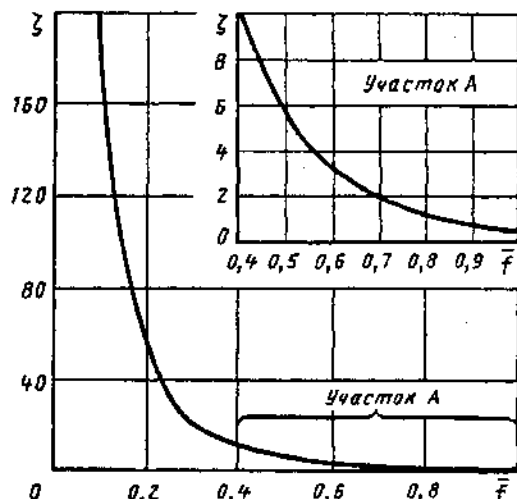


$$d_r = \frac{4f_{отв}}{\Pi_{отв}}; \quad \bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_p} = \frac{F_{отв}}{F_0} = \frac{\sum f_{отв}}{F_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = (1,707 - \bar{f})^2 \frac{1}{\bar{f}^2} \text{ см. кривую } \zeta = f(\bar{f})$$

Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с острыми краями отверстий ( $l/d_r = 0-0,015$ );  $Re = w_{отв} d_r / \nu \geq 10^5$  [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-12



$\bar{f}$	$\zeta$	$\bar{f}$	$\zeta$
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;  $Re = w_{отв} d_r / \nu \geq 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-13

$$d_r = \frac{4f_{отв}}{\Pi_{отв}}; \quad \bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0} = \frac{\sum f_{отв}}{F_0}$$

Характеристика шайбы, решетки. Края отверстий	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$												
1	2	3												
Утолщенные		$\zeta \approx \left[ 0,5 + (1 - \bar{f})^2 + \tau(1 - \bar{f}) + \lambda \frac{l}{d_r} \right] \frac{1}{\bar{f}^2},$ <p>где <math>\tau</math> см. график а</p> <p>или</p> $\tau = (2,4 - T) \cdot 10^{-\varphi(T)},$ $\varphi(T) = 0,25 + 0,5357^8 / (0,05 + T^7);$ <p><math>\lambda</math> см. диаграммы 2-2—2-6</p>												
		<table border="1"> <tr> <td><math>T \equiv l/d_r</math></td> <td>0</td> <td>0,2</td> <td>0,4</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> </tr> <tr> <td><math>\tau</math></td> <td>1,35</td> <td>1,22</td> <td>1,10</td> <td>0,84</td> <td>0,42</td> </tr> </table>	$T \equiv l/d_r$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	$\tau$	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42
		$T \equiv l/d_r$	0	0,2	0,4	0,6	0,8							
		$\tau$	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42							
<table border="1"> <tr> <td><math>T \equiv l/d_r</math></td> <td>1,0</td> <td>1,2</td> <td>1,6</td> <td>2,0</td> <td>2,4</td> </tr> <tr> <td><math>\tau</math></td> <td>0,24</td> <td>0,16</td> <td>0,07</td> <td>0,02</td> <td>0</td> </tr> </table>	$T \equiv l/d_r$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4	$\tau$	0,24	0,16	0,07	0,02	0		
$T \equiv l/d_r$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4									
$\tau$	0,24	0,16	0,07	0,02	0									

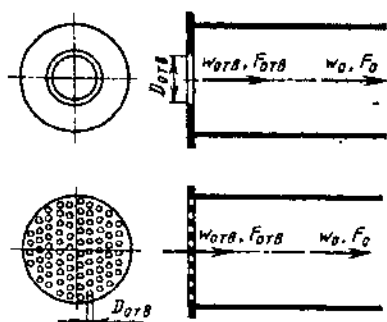
Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий;  $Re = w_{отв} d_r / \nu \geq 10^4$  [3-12, 3-13]

Диаграмма 3-13

1	2	3						
Срезанные		$\zeta = (1 + \sqrt{\zeta' - \bar{f}})^2 / \bar{f}^2,$ <p>где при <math>\alpha = 40 \div 60^\circ</math> <math>\zeta'</math> см. график б или <math>\zeta' = 0,13 + 0,34 \cdot 10^{-(3,457 + 88,47 \cdot \alpha)}</math>; при других <math>\alpha</math> <math>\zeta'</math> — как <math>\zeta</math> по диаграмме 3-7</p>						
		$\alpha = 40 \div 60^\circ$						
		$\bar{T} \equiv l/d_r$	0,01	0,02	0,03	0,04		
		$\zeta'$	0,46	0,42	0,38	0,35		
$\bar{T} \equiv l/d_r$	0,06	0,08	0,12	0,16				
$\zeta'$	0,29	0,23	0,16	0,13				
Скругленные		$\zeta = (1 + \sqrt{\zeta' - \bar{f}})^2 / \bar{f}^2,$ <p>где <math>\zeta'</math> см. график в или <math>\zeta' = 0,03 + 0,47 \cdot 10^{-7,7\bar{r}}</math></p>						
		$\bar{r} \equiv r/d_r$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
		$\zeta'$	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22
		$\bar{r} \equiv r/d_r$	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	
$\zeta'$	0,19	0,15	0,09	0,06	0,02			

Вход в прямую трубу (канал) через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; переходная и ламинарная области течения ( $Re = w_{отв} D_r / \nu < 10^4 \div 10^5$ ) [3-16]

Диаграмма 3-14


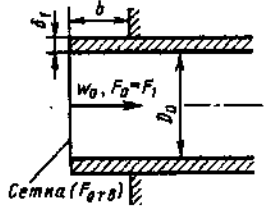
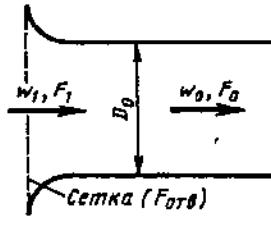
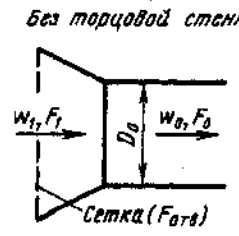
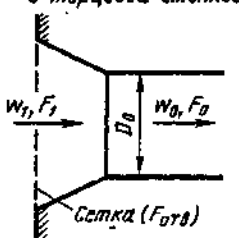


1)  $30 < Re < 10^4 \div 10^5$ : 
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_{\text{в}} \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\epsilon}_{\text{ORc}} \zeta_{\text{хв}}$$

2)  $10 < Re < 30$ : 
$$\zeta = \frac{33}{Re} \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\epsilon}_{\text{ORc}} \zeta_{\text{хв}}$$

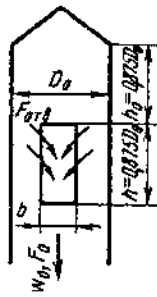
3)  $Re < 10$ : 
$$\zeta = \frac{33}{Re} \frac{1}{\bar{f}^2}$$

где  $\zeta_{\text{в}} = f_1(Re, F_0/F_1)$  см. диаграмму 4-19 (следует иметь в виду, что  $\bar{f} = F_{\text{отв}}/F_0$  соответствует  $F_0/F_1$ ),  $\bar{\epsilon}_{\text{ORc}} = f_2(Re)$  см. тот же график;  $\zeta_{\text{хв}}$  — как  $\zeta$  при  $Re > 10^4 \div 10^5$  см. диаграммы 3-12 и 3-13

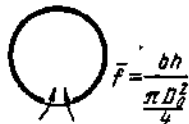
Характеристика входа	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w \delta / 2}$
Вход с острой входной кромкой ( $\delta_1/D_r = 0$ )	<p>Сетка (<math>F_{078}</math> - живое сечение)</p> 	$\zeta \approx 1 + \zeta_c,$ <p>где <math>\zeta_c</math> определяют как <math>\zeta</math> для сетки по диаграмме 8-6</p>
Вход с утолщенной входной кромкой ( $\delta_1/D_r > 0$ )		$\zeta = \zeta' + \zeta_c,$ <p>где <math>\zeta'</math> см. кривые <math>\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_r}, \frac{b}{D_r}\right)</math> диаграммы 3-1; <math>\zeta_c</math> см. выше</p>
Коллектор по дуге круга		$\zeta \approx \zeta' + \frac{\zeta_c}{n^2},$ <p>где <math>\zeta'</math> см. кривые <math>\zeta = f\left(\frac{r}{D_r}\right)</math> диаграммы 3-4; <math>\zeta_c</math> см. выше</p>
Конический коллектор	<p>Без торцевой стенки</p>  <p>С торцевой стенкой</p> 	$\zeta \approx \zeta' + \frac{\zeta_c}{n^2},$ <p>где <math>\zeta'</math> см. кривые <math>\zeta = f\left(\alpha, \frac{l}{D_r}\right)</math> соответственно на диаграммах 3-6 и 3-7; <math>\zeta_c</math> см. выше</p>

Вход в прямую трубу круглого сечения через первое боковое отверстие;  
 $Re = w_{отв} b / \nu > 10^4$  [3-15]

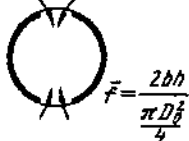
Диаграмма  
 3-16



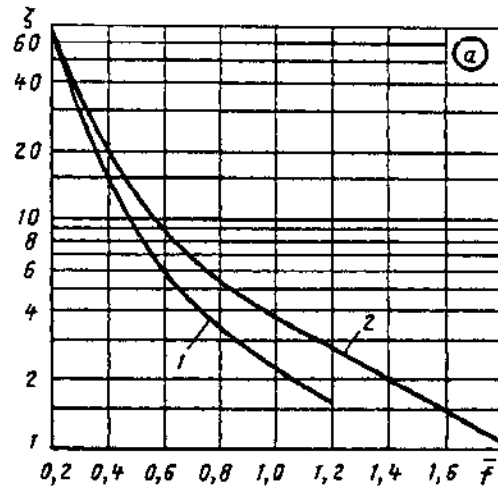
1. Одно отверстие



2. Два отверстия с противоположных сторон



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. кривые } \zeta = f(\bar{f})$$



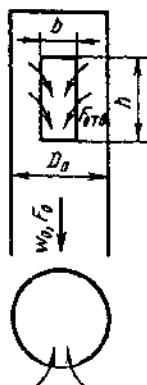
Значения  $\zeta$  (график а)

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  $\zeta$  (график б)

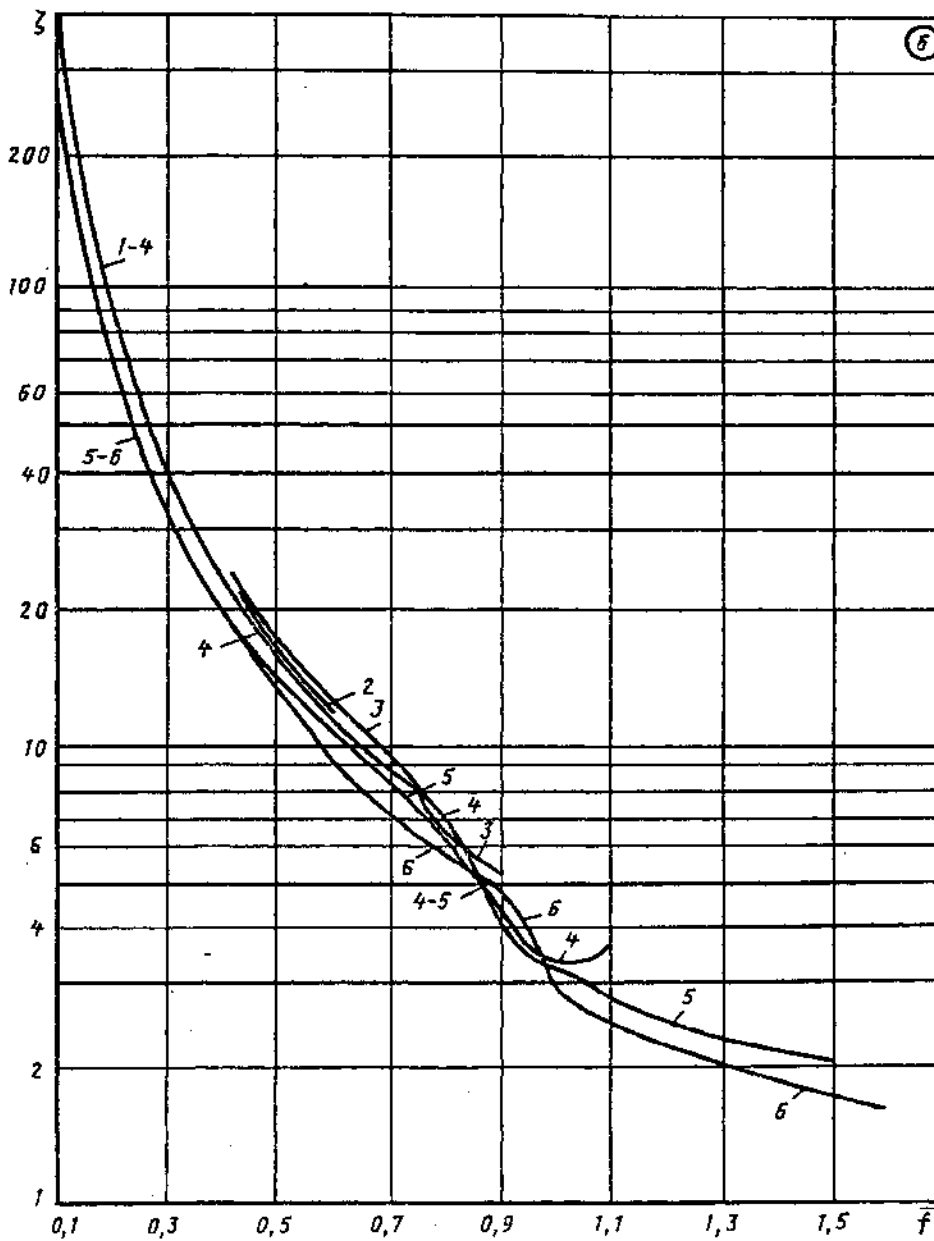


Кривая	$b/D_0$	$\bar{f}$							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
1	0,13	335	85,0	—	—	—	—	—	—
2	0,26	305	85,0	42,2	22,5	15,6	11,6	—	—
3	0,38	280	79,0	38,3	23,2	16,0	11,7	9,30	6,40
4	0,48	260	75,0	36,3	22,0	15,2	11,3	8,80	6,85
5	0,62	235	67,0	32,5	20,0	13,8	10,2	8,00	6,50
6	0,7	230	63,0	30,2	18,4	12,8	9,40	7,35	5,95

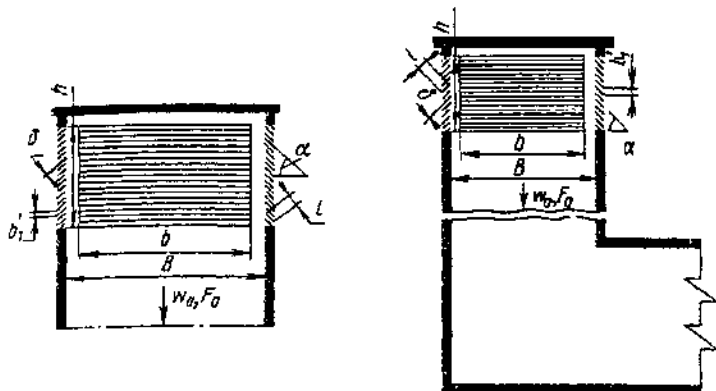
Вход в прямую трубу круглого сечения через первое боковое отверстие;  
 $Re = w_{отв} b / \nu > 10^4$  [3-15]

Диаграмма  
 3-16

Кривая	$b/D_0$	$f$							
		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







$$\frac{h}{B} = 0,5; \quad \bar{f}' = \frac{nbh}{F_0} = \frac{F_p}{F_0}$$

Прямые шахты

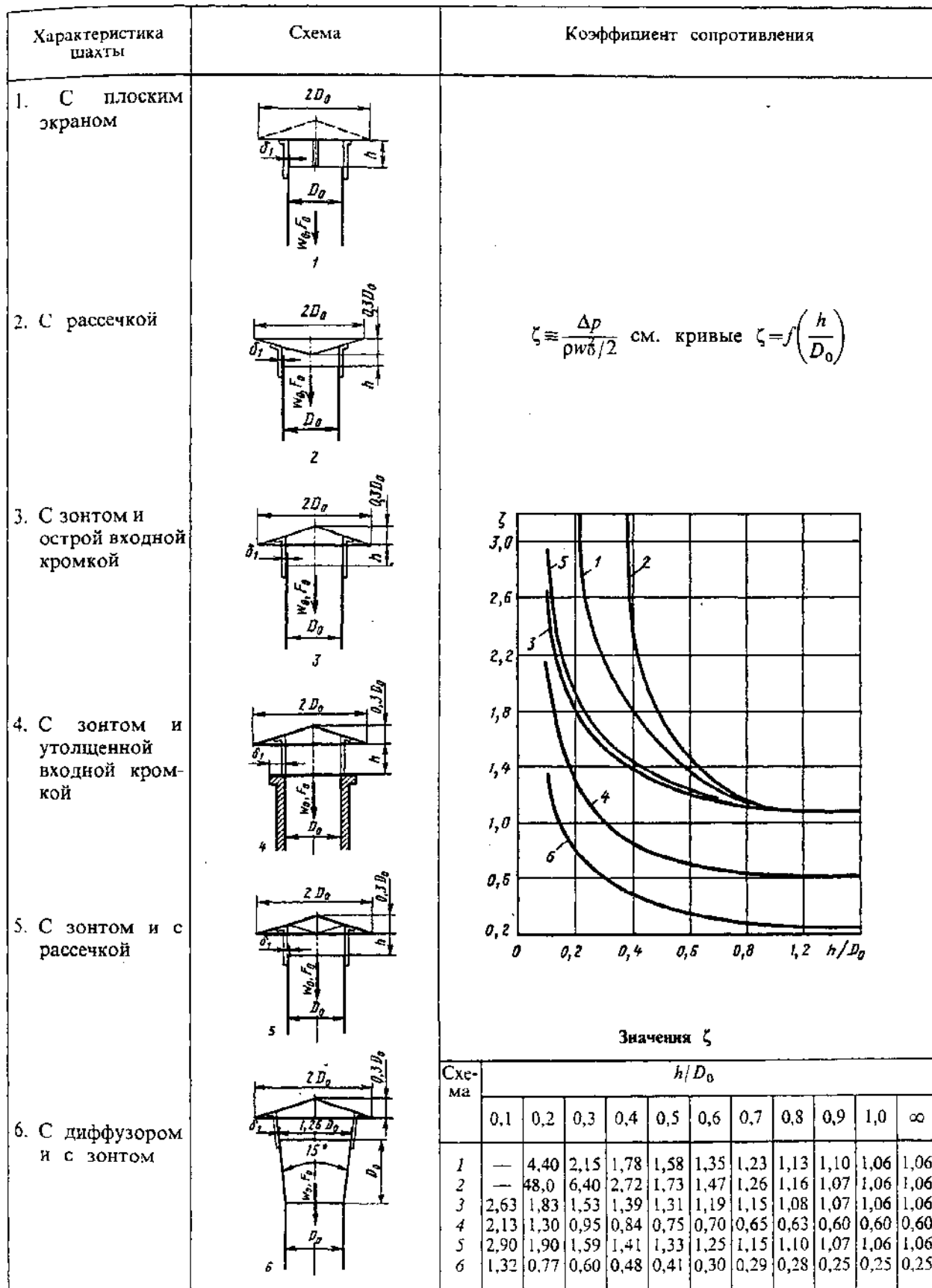
Число отверстий	Схема расположения отверстий		$\bar{f}'$	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha = 30^\circ; \quad b'_1/h = 0,029; \quad l/b'_1 = 1,6; \quad \delta/b'_1 = 0,058$	$\alpha = 45^\circ; \quad b'_1/h = 0,024; \quad l/b'_1 = 1,4; \quad \delta/b'_1 = 0,07$
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]

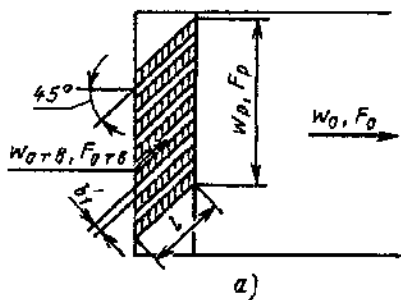
Диаграмма  
3-17

## Шахты с поворотом

Число отверстий	Схема расположения отверстий		$f'$	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha=30^\circ; b'_1/h=0,029;$ $l/b'_1=1,6;$ $\delta/b'_1=0,058$	$\alpha=45^\circ; b'_1/h=0,024;$ $l/b'_1=1,4;$ $\delta/b'_1=0,07$
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



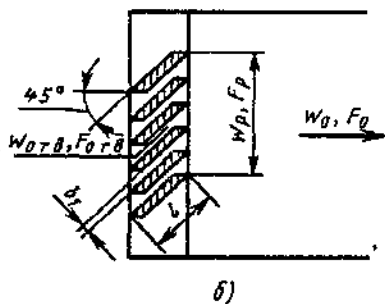
$$\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_p} = 0,1 \div 0,9$$



$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx k \left[ 0,85 + \left( 1 - \bar{f} \frac{F_p}{F_0} \right)^2 + \zeta_{гр} \right] \times \frac{1}{\bar{f}} \left( \frac{F_0}{F_p} \right)^2 = k \zeta'$$

где  $\left( \frac{l}{b'_1} \right)_{опт} \approx 11(1 - \bar{f})$

Входные кромки перьев срезаны вертикально

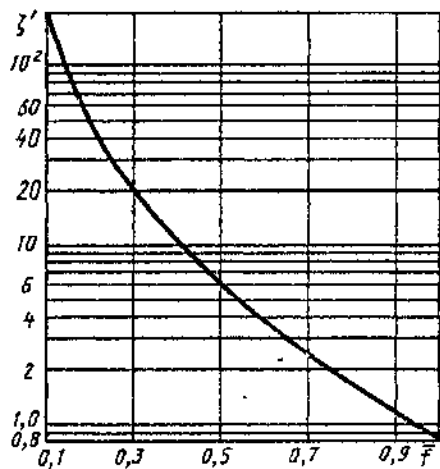


$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx k \zeta' + \Delta \zeta, \text{ где } k = 1,0 \text{ для схемы а; } k = 0,6 \text{ для схемы б; } \Delta \zeta \approx 0,5 \left[ 11(1 - \bar{f}) - \frac{l}{b'_1} \right];$$

$$\zeta_{гр} = \lambda \frac{l}{b'_1}; \lambda \text{ см. диаграммы 2-1—2-6.}$$

При  $\frac{l}{b'_1} = \left( \frac{l}{b'_1} \right)_{опт}$ ,  $\frac{F_{отв}}{F_p} = \frac{F_{отв}}{F_0}$  и  $\lambda = 0,064$  (при  $Re = w_{отв} b'_1 / \nu \approx 10^3$ ) значения  $\zeta'$  см. кривую  $\zeta' = f(\bar{f})$

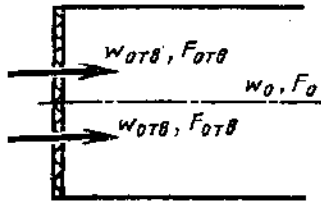
Входные кромки перьев срезаны горизонтально



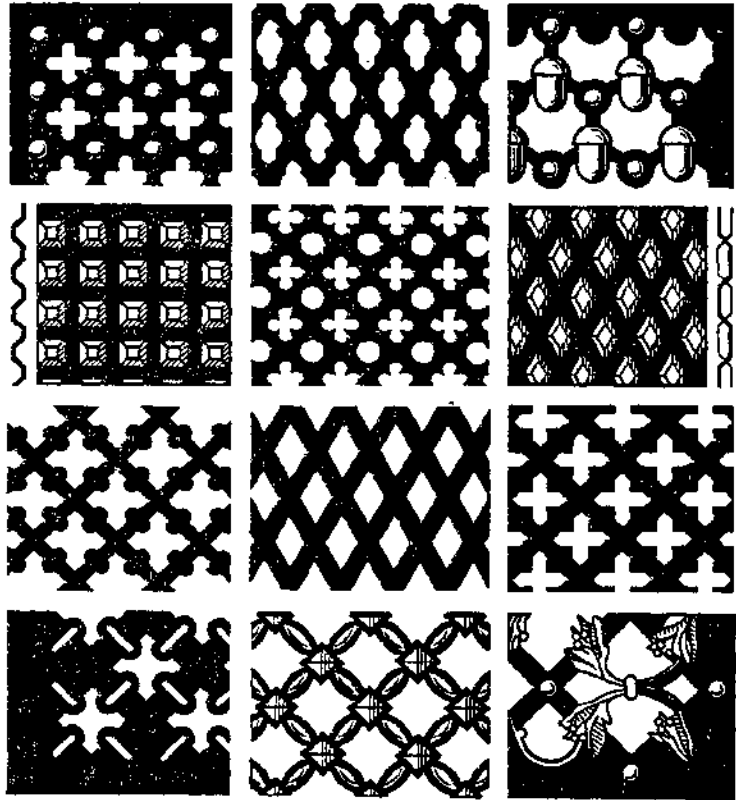
$\bar{f}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta'$	235	52,5	20,5	10,5	6,00	3,60	2,35	1,56	1,18	0,85

Вход в прямой канал через штампованные или литые фигурные решетки

Диаграмма 3-20

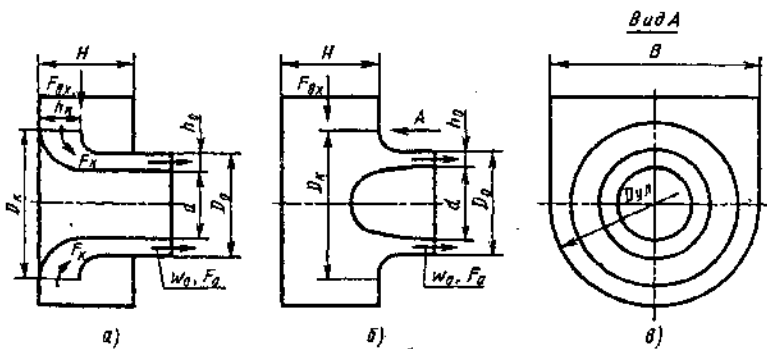


$w_{отв} = Q/F_{отв}$ ;  $F_{отв}$  — живое сечение решетки;  $\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$  приближенно см. кривую  $\zeta = f(\bar{f})$  диаграммы 3-12



Входные патрубки осевых стационарных турбомашин [3-10]

Диаграмма 3-21



Коллектор (схема а), образованный двумя криволинейными поверхностями при  $n_n \geq 3,5$ ;  $n_x \approx n_n$ ;  $\bar{D}_{yn} \geq 1,3$  (оптимальные параметры)

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0,07$$

$$n_n = F_{вх}/F_0; \quad n_x = F_k/F_0 = 2 \frac{h_x D_x}{h_0 D_0 (1 + \bar{d})};$$

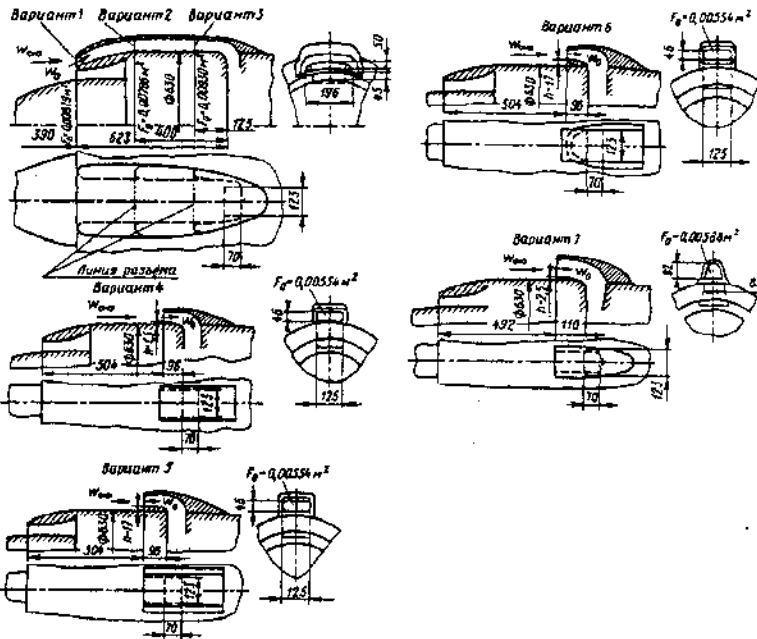
$$\bar{d} = d/D_0; \quad \bar{D}_{yn} = D_{yn}/D_0; \quad \bar{H} = H/D_0$$

Коллектор (схема б), образованный одной криволинейной поверхностью при  $n_n \geq 3,5$ ;  $\bar{H} \geq 0,95$ ;  $\bar{D}_{yn} \geq 1,15 \div 1,25$  (оптимальные параметры)

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0,08$$

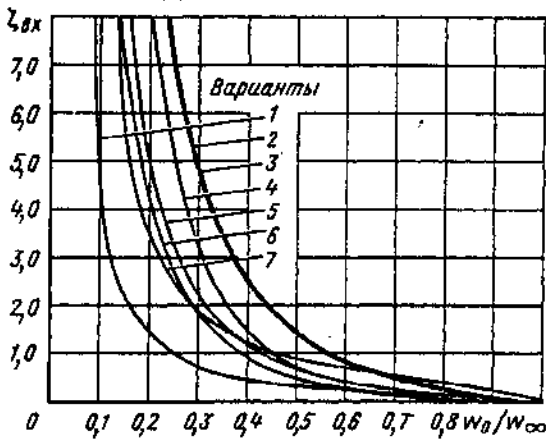
Воздухоприемные устройства (всасывающие патрубки)  
(при скоростях значительно ниже звуковых) [3-11]

Диаграмма  
3-22



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{из}}$$

где  $\zeta_{\text{вх}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{вх}}}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(\frac{w_0}{w_\infty}\right)$  см. график  
( $w_\infty$  — скорость набегающего потока);  $\zeta_{\text{из}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{из}}}{\rho w_0^2 / 2}$  определяется в зависимости от формы и геометрических параметров всего участка воздухоприемного устройства по материалам справочника

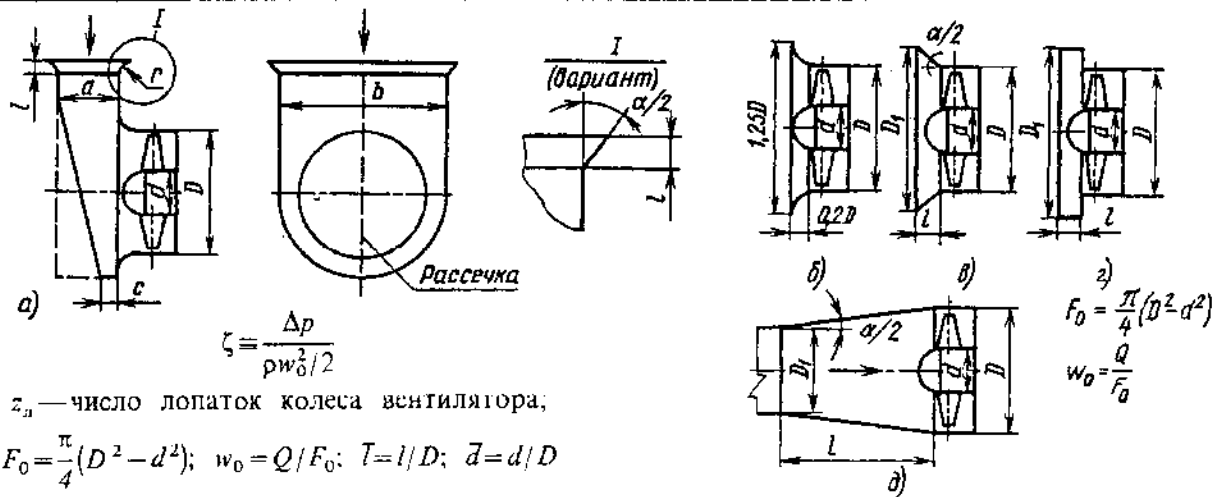


Значения  $\zeta_{\text{вх}}$

Вариант	$w_0/w_\infty$									
	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



Входные элементы осевых вентиляторов [3-3, 3-4, 3-26]	Диаграмма 3-23
---	-------------------

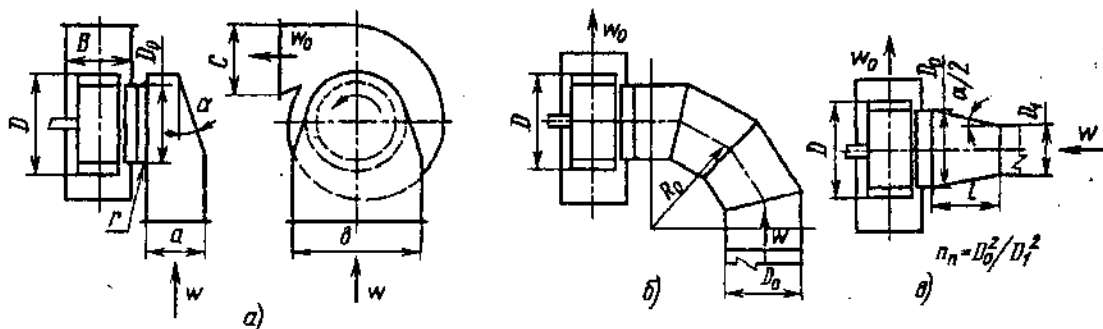
Значения  $\zeta$  элементов  
( $\bar{d}=0,3-0,45$ ;  $z_n=3-4$ )

Входной элемент	Режим работы вентилятора		Входной элемент	Режим работы вентилятора		
	Максимальное полное давление $P_{max}$	Максимальный расход $Q_{max}$		Максимальное полное давление $P_{max}$	Максимальный расход $Q_{max}$	
Входная коробка (а): $a=0,75D$ ; $b=2D$ ; $c=0,2D$ ; $l=0$ $c=a$	0,15	0,07	$T=0,1$ ; $\alpha=80^\circ$	0,07	0,06	
			$T=0,2$ ; $\alpha=80^\circ$	0,03	0,05	
	0,34	0,2	Уступ (з): $D_1/D=1$ ; $T=0$	Срыв потока	0,35	
	0,03	0,08				
$c=0,2D$ ; $T=l/D=0,1$	0,03	0,06	$D_1/D=1,25$ ; $T=0,1$	0,07	0,15	
$c=0,2D$ ; $0,1 < T \leq 0,3$ ; $\alpha=40^\circ$	0,03	0,06	$0,1 < T \leq 0,3$	0,03	0,10	
Конфузор, конус (б, в): $\alpha=60^\circ$ ; $T=0,1$	0,07	0,09	Диффузор (д): $\alpha=8 \div 12^\circ$ ; $n_n=2$	0,12	0,15	
						$T=0,2$
	$T=0,3$ ; $\alpha=60^\circ$	0,03				0

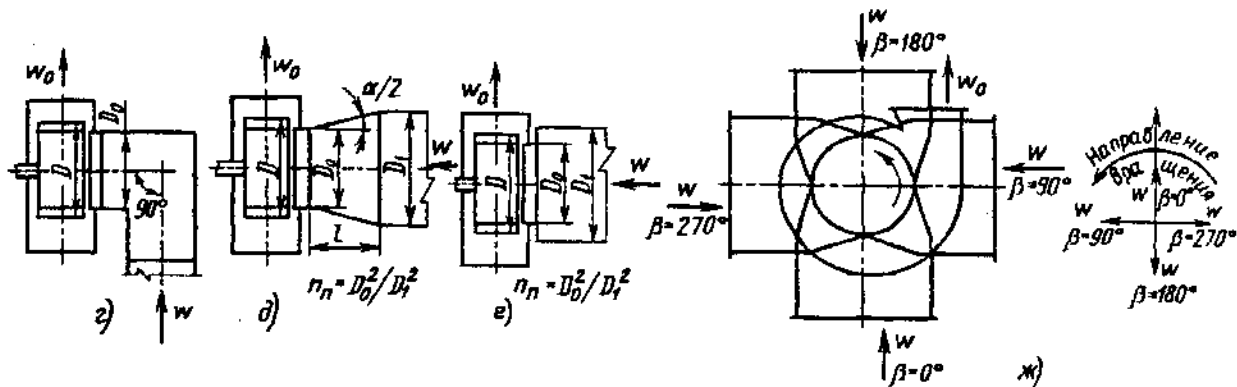
Примечание. Тип вентилятора К-121.

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
 $\eta^* — \text{КПД вентилятора; } F'_0 = B \cdot C; w_0 = Q/F'_0; F_x = ab; F_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2; T = l/D_0$ 
Значения  $\zeta$  элементов (лопатки рабочего колеса загнуты назад)

Входной элемент	Угол установки элемента $\beta_{(ж)}$	Режим работы вентилятора *1			Тип вентилятора
		$Q < Q_n; \eta^* \geq 0,9\eta_{\max}$	НОМИНАЛЬНЫЙ $Q = Q_n; \eta^* = \eta_{\max}$	$Q > Q_n; \eta^* \geq 0,9\eta_{\max}$	
Входная коробка (а): $F_x/F_0 = 1,7; b/a = 2,3; \alpha = 12^\circ$	0	0,3	0,3	0,3	Ц4-76
	90	0,5	0,5	0,5	
	180	0,6	0,6	0,7	
	270	0,5	0,5	0,3	
$F_x/F_0 = 1,2; b/a = 2,3; \alpha = 12^\circ$					
$F_x/F_0 = 1 \div 1,5; b/a = 2,3; \alpha = 0^\circ$	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): $T = 0,8; n_n = 1,5$ $T = 0,8; n_n = 2$ $T = 1,4; n_n = 1,5$ $T = 1,4; n_n = 2$	—	0,5	0,5	0,5	Ц4-76
	—	0,5	0,8	0,8	
	—	0,2	0,3	0,3	
	—	0,2	0,3	0,65	
Простое колено (г)	0—270	1,0	1,0	1,0	Ц4-70
Конический конфузор (д): $T = 1; n_n = 0,67$ $T = 1,2; n_n = 0,5$ $T = 1,4; n_n = 0,4$	—	0,7	0,3	0,2	Ц4-76
	—	0,8	0,4	0,3	
	—	0,5	0,1	0,1	



Входные элементы центробежных вентиляторов [3-3, 3-4, 3-25, 3-33)

Диаграмма  
3-24Значения  $\zeta$  элементов (лопатки рабочего колеса загнуты вперед)

Входной элемент	Угол установки элемента $\beta_{(ж)}$	Режим работы вентилятора *1			Тип вентилятора
		$Q < Q_n; \eta^* \geq 0,9\eta_{max}^*$	номинальный $Q = Q_n; \eta^* = \eta_{max}^*$	$Q > Q_n; \eta^* \geq 0,9\eta_{max}^*$	
Входная коробка (а) $F_x/F_0=1,3; b/a=2,4; \alpha=12^\circ$	0	0,3	0,35	0,3	Ц9-55
	90	0,4	0,4	0,3	
	180	0,45	0,45	0,5	
	270	0,2	0,2	0,3	
$F_x/F_0=1,1; b/a=2,3; \alpha=12^\circ$	0	0,5	0,5	0,5	Ц9-55
$F_x/F_0=1,2 \div 1,8; b/a=2,3; \alpha=0^\circ$	0—270	0,85	0,85	0,85	
Составное колено (б): $R_0 \geq 1,5D_0$	0	0,3	0,3	0,4	
	90	0,4	0,4	0,4	
	180	0,5	0,5	0,4	
	270	0,3	0,3	0,35	
Диффузор (в): $T=0,5; n_n=1,5$ $T=0,5; n_n=2,0$ $T=0,8; n_n=1,5$ $T=0,8; n_n=2,0$ $T=0,4; n_n=1,5$ $T=0,4; n_n=2,0$	—	0	0,2	0,2	Ц14-46
	—	0,5	0,8	0,7	
	—	0,1	0,15	0,1	
	—	0,3	0,3	0,2	
	—	0,2	0,2	0,15	
	—	0,4	0,5	0,4	
Простое колено (г)	0—270	2,0	2,0	2,0	Ц9-55
Конический конфузор (д): $T=1,5; n_n=0,4 \div 0,7$	—	0	0	0	Ц14-46
	—	0	0	0	
Уступ (вихревой коллектор) (е): $n_n \geq 0,7$	—	0	0	0	

\*1 Режим работы вентилятора, соответствующий максимальному значению КПД  $\eta_{max}^*$ , называют номинальным, с расходом  $Q_n$ . Рабочей областью характеристики вентилятора называют ту ее часть, для которой  $\eta^* \geq 0,9\eta_{max}^*$ .

**СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ С ВНЕЗАПНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТИ И ПРИ ПЕРЕКЕКАНИИ 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 ( $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$ ) зависит только от отношения площадей узкого и широкого сечений  $F_0/F_2$  (степени расширения  $n_n = F_2/F_0$ ) и вычисляется по формуле Борда—Карно:

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 \quad (4-1)$$

Суммарный коэффициент сопротивления участка с внезапным расширением\*<sup>1</sup>

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta_{тр} = \zeta_m + \frac{\zeta'_{тр}}{n_n^2} \quad (4-2)$$

где  $\zeta'_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda l_2 / D_{2r}$ .

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  $D_{2r}$  ( $D_{2r}$  — 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

$$\zeta_m = k_1 \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2,$$

где  $k_1 \leq 1$  — 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]:

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{1}{n_n^2} + N - \frac{2M}{n_n} \quad (4-3)$$

Суммарный коэффициент сопротивления вычисляют по формуле, аналогичной (4-2).

В (4-3)  $M = \frac{1}{F_0} \int_{F_0} (w/w_0)^2 dF$  — коэффициент количества движения потока (коэффициент Буссинеска) на выходе из узкого канала в широкий;  $N = \frac{1}{F_0} \int_{F_0} (w/w_0)^3 dF$  — 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.

\*<sup>1</sup> Добавочный коэффициент  $\zeta'_{тр}$  применяют в том случае, если он не был учтен при определении потерь на трение на всем участке данной сети.

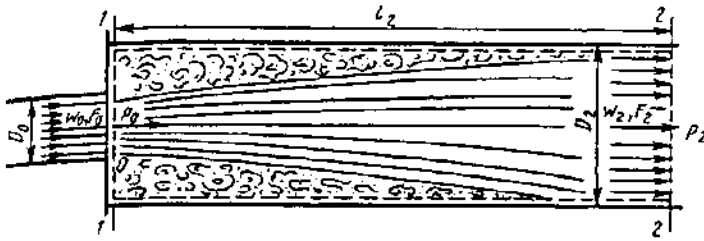
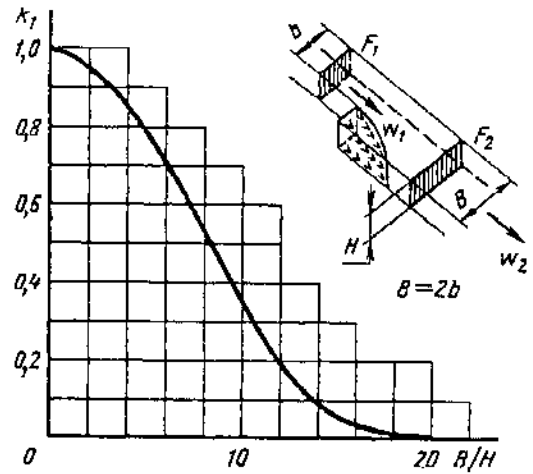


Рис. 4-1. Схема движения потока при внезапном расширении сечения трубы

Рис. 4-2. Зависимость  $k_1$  от  $B/H$



Последнее выражение приводит к следующей приближенной формуле для определения коэффициента местного сопротивления:

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx N \left( 1 - \frac{2}{3n_n} \right) + \frac{1}{n_n^2} - \frac{4}{3n_n}$$

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  $\alpha = 8-10^\circ$  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  $\infty$ .

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  $m=8-10$ . Такое значение  $m$  может быть принято для длинных прямых участков при турбулентном течении. Значения  $m=2-6$  для длинных диффузоров ( $n_1 = F_1/F_0 > 2$ ) принимают:

при  $\alpha = 2^\circ$   $m \approx 6$ ; при  $\alpha = 6^\circ$   $m \approx 3$ ;  
при  $\alpha = 4^\circ$   $m \approx 4$ ; при  $\alpha = 8^\circ$   $m \approx 2$ .

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  $a_0/b_0 = 0,3-3,0$ )

$$M = \frac{(m+1)^2}{m(m+2)}$$

$$N = \frac{(m+1)^3}{m^2(m+3)}$$

9. На длинных прямых участках труб и каналов (практически на расстоянии более  $10D_c$  от входа) при ламинарном течении устанавливается параболический профиль скоростей

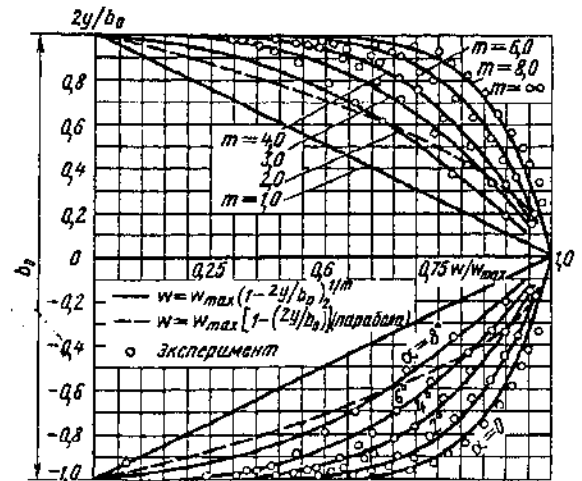


Рис. 4-3. Схемы распределения скоростей в плоских диффузорах с углами расширения  $\alpha$  до  $8^\circ$  и сравнения со степенным законом

$$\frac{w}{w_{\max}} = 1 - \left(\frac{y}{R_0}\right)^2.$$

При этом для трубы круглого или квадратного сечения  $M=1,33$  и  $N=2$ , а для плоской трубы  $M=1,2$  и  $N=1,55$ .

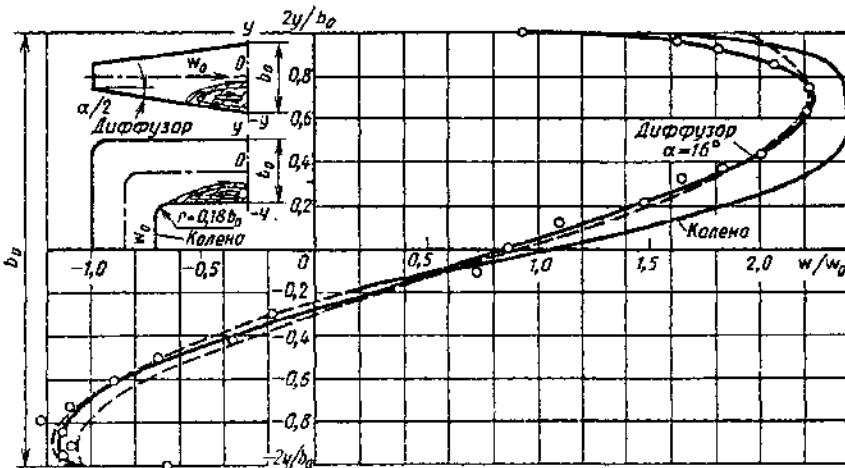
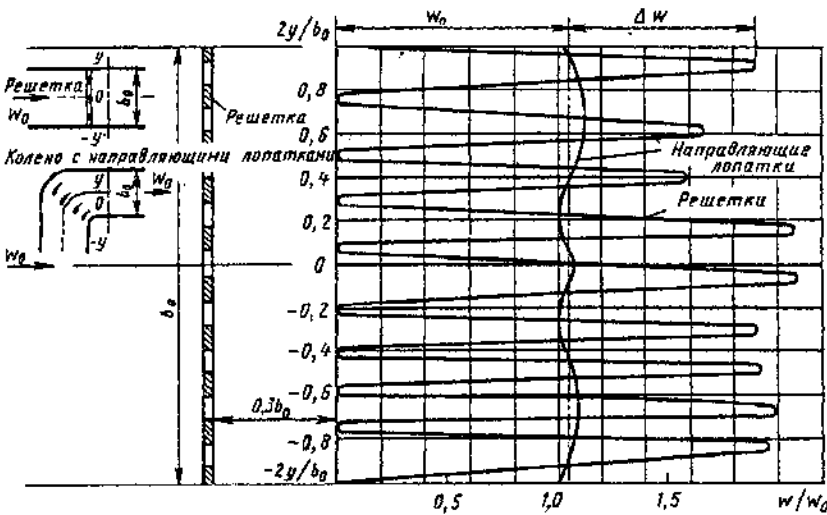
10. В трубах и каналах непосредственно за решетками, в коленах за направляющими лопатками и в других подобных случаях устанавливается профиль скоростей, близкий к тригонометрической функции (рис. 4-4), которую для плоского канала вычисляют по формуле автора [4-13, 4-15]:

$$\frac{w}{w_0} = 1 + \frac{\Delta w}{w_0} \sin 2k_1 \pi \frac{2y}{b_0},$$

где  $b_0$  — ширина плоского канала, м;  $\Delta w$  — 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 ( $\alpha \geq 14^\circ$ ), колена, отводы и т. п., устанавливается несимметричное поле скоростей (рис. 4-5). В частности, в плоских диффузорах с углом расширения  $\alpha = 15-20^\circ$  и в прямых коленах ( $\delta = 90^\circ$ ) 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):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 1 + N - 2M + \zeta_{\text{тр}} \quad (4-4)$$

или соответственно

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx \frac{1}{3} (N - 1) + \zeta_{\text{тр}}.$$

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»<sup>\*1</sup> 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  $s/D_T$  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<sup>\*2</sup> потери снижаются на 35—40%, так что коэффициент местного сопротивления такого участка

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p_m}{\rho w \delta^2 / 2} \approx 0,6 \zeta'_m,$$

где  $\zeta'_m$  — коэффициент сопротивления участка с внезапным расширением без дефлекторов, определяемый как  $\zeta$  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),

\*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).

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  $v-v$  (рис. 4-9) близка к скорости звука и на участке струи между сечениями  $c-c$  и  $n-n$  остается дозвуковой, то [4-7] с достаточной точностью потери на «удар» можно определять по приведенным выше формулам для несжимаемой жидкости [при относительной (приведенной) скорости  $\lambda_b = \frac{w}{a_{кр}} \leq 0,75$  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  $F_n$ . В частном случае  $F_{кр} = F_b$  и сверхзвуковое сопло отсутствует.

19. Если в каком-либо сечении струи на участке  $c-n$  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  $n-n$  [4-7].

20. Относительные потери полного давления в ступенчатом канале можно определять как

$$\frac{\Delta p_n}{p^*} = 1 - \sigma,$$

где  $\sigma$  — отношение полных давлений в сечениях  $n-n$  и  $0-0$ :

$$\sigma = \frac{p_n^*}{p_0^*} \approx \frac{p_n}{p_0^*} + \frac{\rho_n w_n^2}{2 p_0^*}$$

или после соответствующих преобразований

$$\delta = \frac{p_n}{p_0^*} + \frac{k}{2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \left( \frac{F_{кр}}{F_n} \right)^2 \frac{1}{\lambda_1^2} \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (4-5)$$

где  $\lambda_1 = \frac{w_1}{a_{кр}}$  — приведенная скорость в сечении 1—1; она определяется из соотношения



$$\frac{p_n}{p_0^*} = \left( \lambda_1^2 - \frac{k-1}{k+1} \right) \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} + \frac{km}{\lambda_1} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \left[ 1 - \frac{m}{\lambda_1} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{1-k}} \times \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right) \right]^{\frac{1}{1-k}}, \quad (4-6)$$

где  $m = F_{xp} / F_n$ .

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

$$\frac{p_n}{p_0^*} = \left( \lambda_1^2 - \frac{1}{6} \right) \left( 1 - \frac{\lambda_1^2}{6} \right)^{2,5} + 0,7396 \frac{m}{\lambda_1} \times \left[ 1 - \frac{m}{1,5774 \left( 1 - \frac{1}{6} \lambda_1^2 \right)^{2,5} \lambda_1} \right]$$

21. Зависимость  $p_n/p_0^*$  от  $\lambda_1$  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  $\lambda_1$  для заданных значений  $p_n/p_0^*$  и  $m$  получаются два значения  $\lambda_1$ . Однако вследствие слабой зависимости  $\sigma$  от  $\lambda_1$  при малых  $\lambda_1$  выбор  $\lambda_1$  практически не отражается на величине  $\sigma$  [4-7]).

Представленные формулы применимы для значений  $1 \leq \lambda_1 \leq \lambda_{lim}$ , где  $\lambda_{lim}$  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  $\theta-\theta$ ).

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)):

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p_m}{\rho w_0^2 / 2} = 0,5 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)$$

или более точно по формуле, полученной автором на основе обработки результатов опытов различных исследователей:

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p_m}{\rho w_0^2 / 2} = 0,5 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4};$$

при этом суммарный коэффициент сопротивления

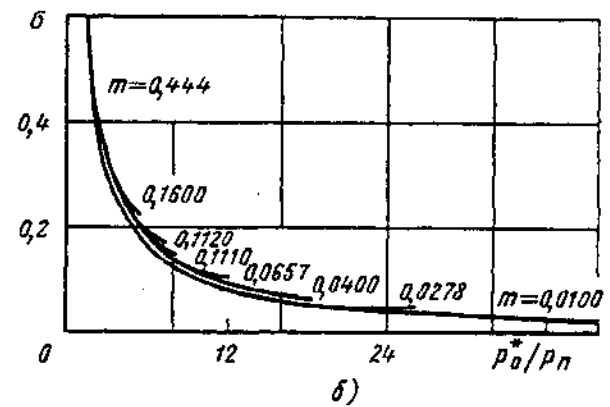
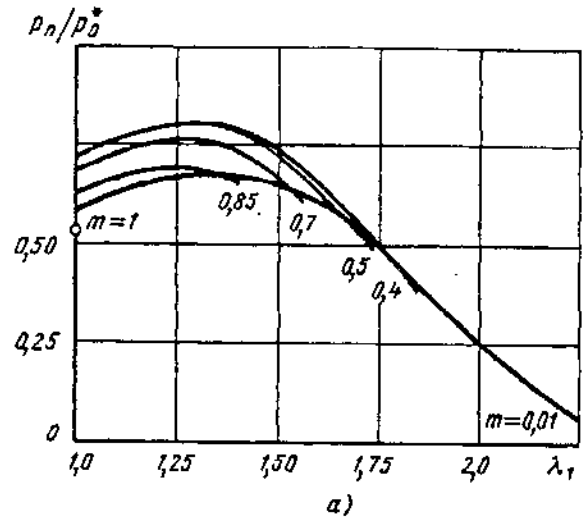


Рис. 4-10. Зависимости отношений давлений  $p_n/p_0^*$  от  $\lambda_1$  (а) и коэффициента восстановления давления  $\sigma$  от  $p_0^*/p_n$  (б) [4-7]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta'_{tr},$$

где  $\zeta'_{tr} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda \frac{l_0}{D_{or}}$  ( $l_0$  — 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

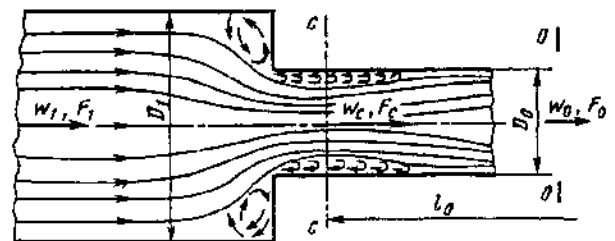


Рис. 4-11. Схема движения потока при внезапном сужении сечения

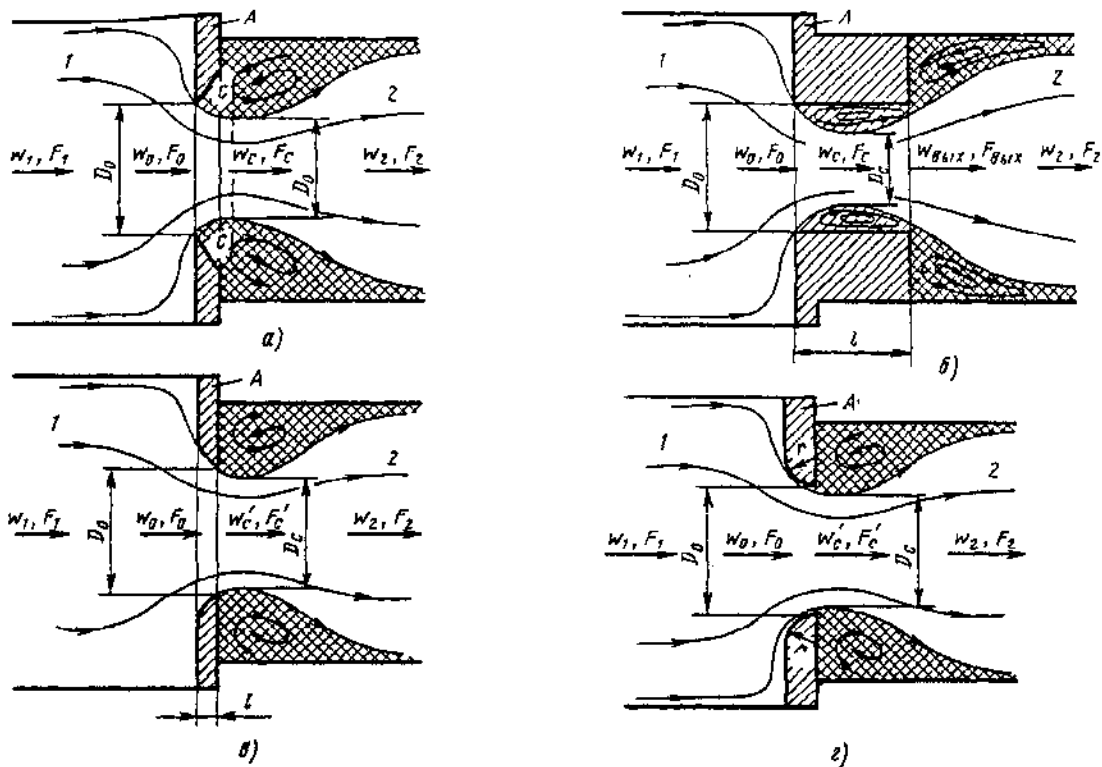


Рис. 4-12. Схемы перетекания потока через отверстие в стенке из одного объема в другой: *a*—отверстие в стенке с тонкими краями ( $l/D_0 \approx 0$ ); *б*—отверстие в стенке с утолщенными краями ( $l/D_0 > 0$ ); *в*—отверстие в стенке с краями, срезанными по движению потока; *г*—закругленные по потоку края отверстия

местного сопротивления такого сужающегося участка при  $Re > 10^4$  автор рекомендует определять по формуле

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p_m}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta' \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4 + 1},$$

где  $\zeta'$ —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 большими 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 перво-

начальной 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 ( $l/D_0 = 0$ , рис. 4-12, *a*) в общем случае вычисляется для автоматической (квадратичной) области течения ( $Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 10^5$ ) по уточненной формуле автора:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left[ 1 + 0,707 \sqrt{\left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4} - \frac{F_0}{F_2}} \right]^2 = \left[ 0,707 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375} + \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right) \right]^2. \quad (4-7)$$

27. Утолщение (рис. 4-12, *б*), срез по потоку (рис. 4-12, *в*) или округление (рис. 4-12, *г*) краев отверстия снижает эффект сжатия струи в отверстии (увеличивает коэффициент заполнения  $\epsilon$ ), 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 Рекомендованная 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  $Re \geq 10^5$ ) по обобщенной и уточненной формуле автора:

$$\begin{aligned} \zeta &\equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \\ &+ \tau \sqrt{\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)} + \zeta_{\text{тр}} = \\ &= \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375} \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right) + \\ &+ \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \zeta_{\text{тр}}, \end{aligned} \quad (4-8)$$

где  $\zeta'$  — коэффициент смягчения входа в отверстие, зависящий от формы его входной кромки и определяемый как  $\zeta$  по диаграммам 3-1—3-4 и 3-7;  $\tau$  — 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  $\tau = f(l/D_r)$  на диаграмме 4-12, а при срезанных или закругленных по потоку краях отверстия — приближенно по формуле  $\tau \approx 2\sqrt{\zeta'}$ , где  $\zeta'$  определяется по формулам, аналогичным (3-7) и (3-8), или по диаграмме 4-13);  $\zeta_{\text{тр}} = \lambda \cdot l/D_r$  — коэффициент сопротивления трения на всей глубине отверстия, определяемый по диаграммам второго раздела.

При срезанных или закругленных по потоку краях отверстия принимается  $\zeta_{\text{тр}} = 0$ .

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  $\zeta$  приведен к скорости  $w_2$  за отверстием) \*1

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_2^2/2} = \left[ \zeta' + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \right.$$

$$\left. + \tau \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right) + \zeta_{\text{тр}} \right] \left(\frac{F_2}{F_0}\right)^2; \quad (4-9)$$

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  $\zeta$  приведен к скорости  $w_1$  перед отверстием) \*2

$$\begin{aligned} \zeta &\equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[ 1 + \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \right. \\ &+ \tau \sqrt{\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \zeta_{\text{тр}}} \left. \right] \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \end{aligned} \quad (4-10)$$

д)  $F_1 = F_2$  — диафрагма (шайба, решетка, см. диаграммы 4-14—4-17); в этом случае (4-8) имеет вид (если  $\zeta$  приведен к скорости  $w_1$  перед отверстием)

$$\begin{aligned} \zeta &\equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[ \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \right. \\ &+ \tau \sqrt{\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2} + \\ &+ \zeta_{\text{тр}} \left. \right] \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 = \left[ \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{1,375} + \right. \\ &+ \left. \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \zeta_{\text{тр}} \right] \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \end{aligned} \quad (4-11)$$

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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta' + \tau + 1 + \zeta_{\text{тр}}. \quad (4-12)$$

30. Коэффициент сопротивления диафрагмы при различных формах краев отверстия и  $Re \geq 10^5$  получает следующие выражения:

а) при острых краях отверстий  $\zeta' = 0,5$ ,  $\tau = 1,41$  и  $\zeta_{\text{тр}} = 0$ , а (4-8) приводится к формуле автора вида

$$\begin{aligned} \zeta &\equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[ 0,707 \sqrt{\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \right. \\ &+ \left. 1 - \frac{F_0}{F_1} \right]^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \end{aligned} \quad (4-13)$$

\*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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[ 0,5 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4} + \right. \\ \left. + \tau \sqrt{\left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4} \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right) + \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^2 + \zeta_{тр}} \right] \times \\ \times \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2 = \left[ 0,5 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,75} + \tau \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{1,375} + \right. \\ \left. + \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^2 + \zeta_{тр} \right] \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2, \quad (4-14)$$

$$\text{где } \tau = (2,4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\varphi/\bar{l}}; \quad (4-15)$$

$$\varphi(\bar{l}) = 0,25 + 0,535\bar{l}^3 / (0,05 + \bar{l}^3) \quad (\bar{l} = l/D_r); \quad (4-16)$$

в) при срезанных или закругленных по потоку краях отверстий  $\tau \approx 2\sqrt{\zeta'}$  и  $\zeta_{тр} = 0$ ; тогда

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[ 1 + \sqrt{\zeta' \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{3/4} - \right. \\ \left. - \frac{F_0}{F_1} \right]^2 \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2 = \left[ 1 - \frac{F_0}{F_1} + \right. \\ \left. + \sqrt{\zeta' \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375}} \right]^2 + \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2. \quad (4-17)$$

Для срезанных по потоку краев отверстий при  $\alpha = 40^\circ - 60^\circ$

$$\zeta' = 0,13 + 0,34 \cdot \exp(-7,94\bar{l} - 203,55\bar{l}^{2,3}) \quad (4-18)$$

или см. диаграмму 4-13; при других  $\alpha$   $\zeta'$  принимается как  $\zeta$  по диаграмме 3-7.

Для закругленных по потоку краев отверстий  $\zeta'$  определяют так же, как  $\zeta$  для кругового коллектора с торцевой стенкой, т. е.

$$\zeta' = 0,03 + 0,47 \cdot \exp(-17,73\bar{r}) \quad (\bar{r} = r/D_r) \quad (4-19)$$

или по графику диаграммы 4-13.

31. Коэффициент сопротивления проема в стенке неограниченной площади при различных формах краев отверстия и  $Re \geq 10^5$  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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1,5 + \left[ \zeta_{тр} = \zeta_0 + \zeta_{тр} \right] \quad (4-20)$$

где  $\zeta_0 = 1,5 + \tau$  получен автором экспериментально и представлен в виде зависимости  $\zeta_0 = f(l/D_r)$  на диаграмме 4-18. Согласно (4-15)

$$\zeta_0 = 1,5 + (2,4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\varphi/\bar{l}}, \quad (4-21)$$

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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (1 + \sqrt{\zeta'})^2, \quad (4-22)$$

где  $\zeta'$  определяют, как указано в п. 30, а.

32. Коэффициент сопротивления внезапно изменению сечения потока зависит (рис. 4-13) не только от геометрических параметров данного участка, но и от режима течения (числа Рейнольдса  $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}$ ) [4-20]. В рассматриваемом случае, как и для случая трения, можно выделить три характерные области течения:

а) ламинарного режима, в которой зависимость  $\zeta$  от  $Re$  (в логарифмических координатах) прямолинейна;

б) переходного режима, в которой нарушается линейная зависимость  $\zeta = f(Re)$ ;

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.

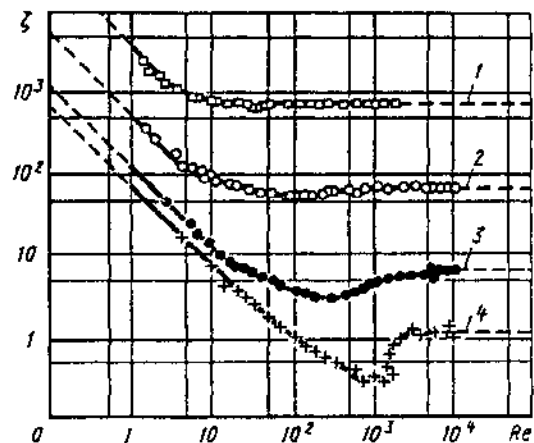


Рис. 4-13. Зависимость коэффициента сопротивления диафрагм от числа Рейнольдса  $Re$  для различных значений  $F_0/F_1$  [4-20]: 1—0,05; 2—0,16; 3—0,43; 4—0,64

33. В общем виде для всех областей течения коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения может быть выражен по (1-3) при  $k_3=1$ :

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \zeta_{\text{вз}}, \quad (4-23)$$

где  $A$  — коэффициент, зависящий от геометрии рассматриваемого участка сопротивления.

34. При внезапном расширении сечения коэффициент сопротивления в переходной области ( $10 < Re < 10^4$ ) может быть определен по опытным кривым  $\zeta = f\left(Re, \frac{F_0}{F_1}\right)$ , полученным А. Д. Альтшулем [4-3], В. Н. Каревым [4-17] и Р. Е. Везирином [4-6] (см. диаграмму 4-1).

Для ламинарной области ( $Re < 10$ ) коэффициент сопротивления

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \frac{30}{Re}. \quad (4-24)$$

35. Для случая внезапного сужения сечения коэффициент сопротивления в переходной области ( $10 < Re < 10^4$ ) можно определить (см. [4-18]) по кривым  $\zeta = f(Re, F_0/F_1)$  диаграммы 4-10, а в ламинарной области ( $Re < 6-7$ ) — 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  $30 < Re < 10^4 \div 10^{5 \times 1}$  — по выражению автора [4-16]

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) + \frac{0,342}{\varepsilon_{0Re}^2} \times \\ \times \left[1 + 0,707 \sqrt{\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} - \frac{F_0}{F_2}}\right]^2 = \\ = \zeta_{\varphi} + \bar{\varepsilon}_{0Re} \zeta_{\text{вз}}, \quad (4-25)$$

где  $\varphi$  — коэффициент скорости истечения из отверстия с острыми краями, зависящий от числа Рейнольдса и отношения площадей  $F_0/F_1$ ;  $\varepsilon_{0Re} = F_{\text{вз}}/F_0$  — 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

$\zeta_{\varphi} = f_1(Re, F_0/F_1)$  диаграммы 4-19;  $\bar{\varepsilon}_{0Re} = \frac{0,342}{\varepsilon_{0Re}^2}$  находят по кривой  $\bar{\varepsilon}_{0Re} = f(Re)$  на том же

графике;  $\zeta_{\text{вз}}$  — коэффициент сопротивления данного типа диафрагмы для автомодельной (квадратичной) области, определяемый как  $\zeta$  по (4-7) — (4-22), где  $\zeta = \Delta p / \left(\frac{r w_0^2}{2}\right)$ ;

б) в пределах  $10 < Re < 30$  — по предлагаемой автором приближенной формуле

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{Re} + \bar{\varepsilon}_{0Re} \zeta_{\text{вз}}, \quad (4-26)$$

а при  $Re < 10$

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{Re}, \quad (4-27)$$

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

$$\zeta_1 \approx \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left(\zeta_{\varphi} + \bar{\varepsilon}_{0Re} \zeta_{\text{вз}}\right) \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$$

$$\zeta_1 \approx \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left(\frac{33}{Re} + \bar{\varepsilon}_{0Re} \zeta_{\text{вз}}\right) \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$$

$$\zeta_1 \approx \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \frac{33}{Re} \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2.$$

38. При малых коэффициентах живого сечения  $F_0/F_1$  диафрагмы поток через отверстия приобретает большие скорости (большее число Маха) даже при сравнительно небольшой скорости в трубопроводе перед диафрагмой. При этом начинает сказываться влияние сжимаемости, резко повышающее коэффициент сопротивления диафрагмы.

В этом случае

$$\zeta_{\text{м}} \approx \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = k_{\text{м}} \zeta,$$

где  $\zeta$  — коэффициент сопротивления диафрагмы при малых числах Маха, 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);  $Ma_1 = \frac{w_1}{a_1}$  — 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  $D_1/D_0 \approx 1,22$  и  $l/D_0 \approx 0,25$ ) коэффициент сопротивления отверстия в стенке неограниченной площади уменьшается до  $\zeta \approx 1,15$  вместо  $\zeta \approx 2,7 + 2,8$ , 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  $10^4$ .

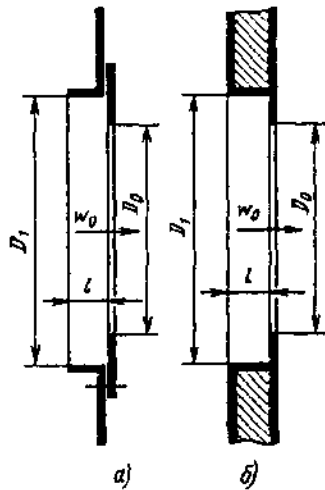


Рис. 4-14. Схемы входа в отверстие:  
 а — через кольцевое ребро; б — через уступ

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  $\zeta'$  — коэффициент, учитывающий потери входа и выхода, определяемый по кривым  $\zeta = f(l/D_r, r/D_r)$  на диаграмме 4-21;  $\zeta_{тр} = \lambda l/D_r$  — коэффициент сопротивления трения на прямом участке коллектора.

41. В случае истечения через отверстие в стенке при наличии проходящего потока\*<sup>1</sup> (см. диаграмму 4-22) коэффициент сопротивления как при входе (отсосе), так и выходе (притоке) является, как показано в [4-27], функцией отношения скоростей  $w_\infty/w_0$ .

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 обуславливает 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 над-

дува, создаваемого динамическим давлением набегающего потока. Такой наддув способствует истечению через отверстие, что равносильно уменьшению коэффициента сопротивления  $\zeta$ .

При больших скоростях  $w_\infty$  увеличение динамического давления струи из-за большего поджатия ее за отверстием становится значительнее эффекта наддува; в результате коэффициент  $\zeta$  возрастает.

44. В случае притока увеличение скорости проходящего потока в пределах  $w_\infty/w_0 = 1 \div 2$  также уменьшает  $\zeta$ . 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  $w_\infty$  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  $\zeta$  увеличивается.

45. Коэффициенты сопротивления  $\zeta$  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  $\zeta$  получаются при расположении отверстий большими сторонами поперек потока.

46. В случае отсоса увеличение коэффициента  $\zeta$  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 большую скорость. Это усиливает эффект наддува и соответственно уменьшает коэффициент сопротивления.

47. В случае притока увеличение  $\zeta$  для продолговатых отверстий при расположении их большей стороной поперек потока объяс-

\*<sup>1</sup> 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  $\zeta$  как при отсосе, так и при токе 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  $\alpha$  и относительной длины створок  $l_{ств}/b_{ств}$ .

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

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0,1 \frac{l_{р.ч}}{D_r} - 0,008 \left( \frac{l_{р.ч}}{D_r} \right)^2,$$

где  $D_r = 4F_0/\Pi_0$  — гидравлический диаметр выходного сечения сопла трубы, м.

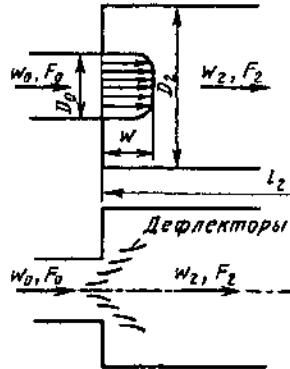
Для эллиптического сечения

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0,145 \frac{l_{р.ч}}{D_r} - 0,0017 \frac{l_{р.ч}}{a_0 b_0},$$

где  $D_r \approx \frac{4a_0 b_0}{1,5(a_0 + b_0) - \sqrt{a_0 b_0}}$ ;  $l_{р.ч}$  — 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  $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 3,3 \cdot 10^3$ :

а) без дифлекторов

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2} = \zeta_m + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2},$$

где  $\zeta_m = f\left(\frac{F_0}{F_2}\right)$  см. график а;  $\zeta_{тр} = \lambda l_2 / D_{2r}$ ;  $\lambda$  см. второй раздел;

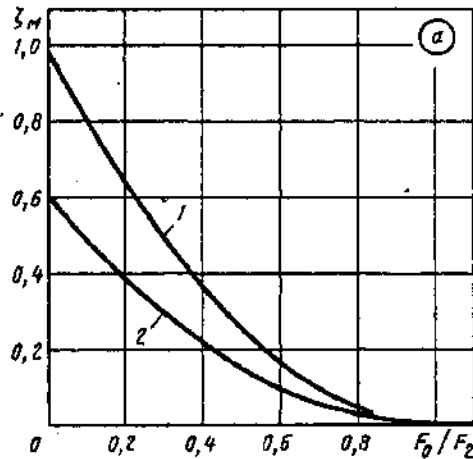
б) с дифлекторами

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx 0,6 \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2}$$

$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad \Pi_0 \text{ — периметр};$$

$$n_n = F_2 / F_0$$

Относительные потери при внезапном расширении при сверхзвуковых скоростях см. пп. 20-21 параграфа 4-1.



Значения  $\zeta$

$F_0/F_2 = \frac{1}{n_n}$									
0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Без дифлекторов (кривая 1)									
1,00	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0
С дифлекторами (кривая 2)									
0,60	0,49	0,39	0,30	0,21	0,15	0,10	0,05	0,02	0

2. При  $500 \leq Re < 3,3 \cdot 10^3$   $\zeta_m$  см. график б или по формуле

$$\zeta_m = -8,44556 - 26,163(1 - F_0/F_2)^2 - 5,38086(1 - F_0/F_2)^4 + \lg Re [6,007 + 18,5372(1 - F_0/F_2)^2 + 3,9978(1 - F_0/F_2)^4] + (\lg Re)^2 [-1,02318 - 3,0916(1 - F_0/F_2)^2 - 0,680943(1 - F_0/F_2)^4]$$

Значения  $\zeta$

$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_n}$	Re												
	10	15	20	30	40	50	$10^2$	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$\geq 3,3 \cdot 10^3$
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

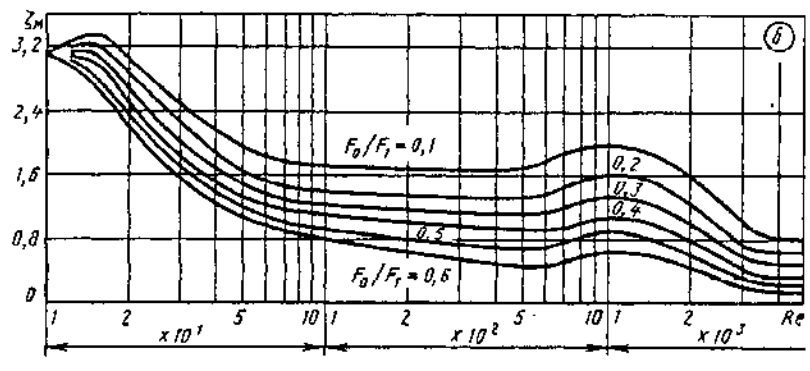
Расширение (внезапное) потока с равномерным распределением скоростей [4-13, 4-15, 4-17]	Диаграмма 4-1
---	---------------

3. При  $10 \leq Re \leq 500$   $\zeta_m$  см. график б или по формуле

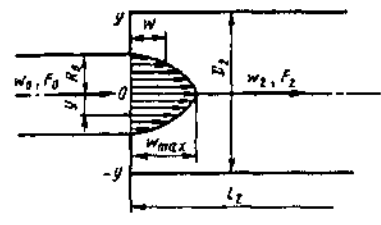
$$\zeta_m = 3,62536 + 10,744(1 - F_0/F_2)^2 - 4,41041(1 - F_0/F_2)^4 + \frac{1}{\lg Re} [-18,13 - 56,77855(1 - F_0/F_2)^2 + 33,40344(1 - F_0/F_2)^4] + \frac{1}{(\lg Re)^2} \times [30,8558 + 99,9542(1 - F_0/F_2)^2 - 62,78(1 - F_0/F_2)^4] + \frac{1}{(\lg Re)^3} \times [-13,217 - 53,9555(1 - F_0/F_2)^2 + 33,8053(1 - F_0/F_2)^4]$$

4. При  $Re < 10$

$$\zeta_m \approx \frac{30}{Re}$$



Расширение (внезапное) за длинным прямым участком, диффузором и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; круглое или прямоугольное сечение; $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$ [4-13, 4-15]	Диаграмма 4-2
--	---------------



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{1}{n_n^2} + N - \frac{2M}{n_n} + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2} = \zeta_m + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2}$$

где  $M = \frac{(2m+1)^2(m+1)}{4m^2(m+2)}$ ;  
 $N = \frac{(2m+1)^3(m+1)^3}{4m^4(2m+3)(m+3)}$  } см. график б

$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$ ;  $\Pi$  — периметр;  $n_n = \frac{F_2}{F_0}$ ;

$D_{2r} = 4F_2 / \Pi_2$ ;

$\frac{w}{w_{max}} = \left(1 - \frac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}}$ ;  $m \geq 1$

$\zeta_m = f(m, F_0/F_2)$  см. график а

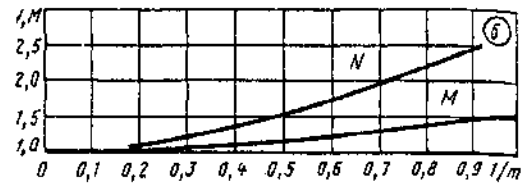
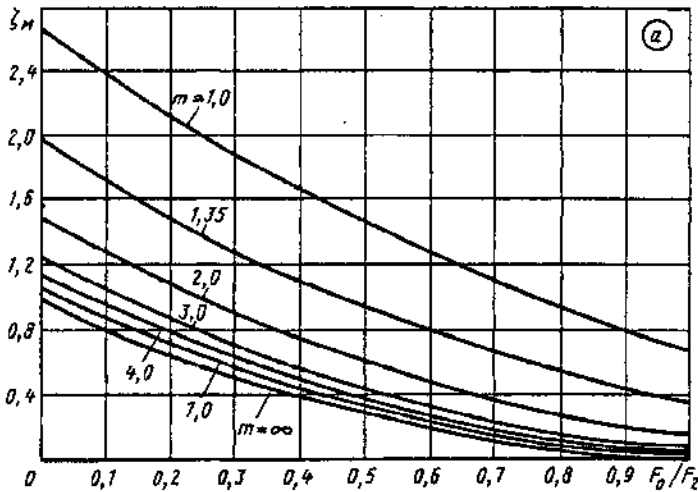
$\zeta_{тр} = \lambda l_2 / D_{2r}$ ;  $\lambda$  см. второй раздел

Значения  $\zeta$

m	$F_0/F_2 = 1/n_n$									
	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
$\infty$	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;  $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

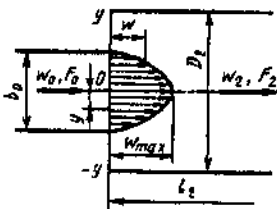
Диаграмма 4-2



$m$	1,0	1,35	2,0	3,0	4,0	7,0	$\infty$
$N$	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;  $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-3



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{1}{n_\alpha^2} + N - \frac{2M}{n_\alpha} + \frac{\zeta_{\text{стр}}}{n_\alpha^2} = \zeta_m + \frac{\zeta_{\text{стр}}}{n_\alpha^2}$$

где  $M = \frac{(m+1)^2}{m(m+2)}$   
 $N = \frac{(m+1)^3}{m^2(m+3)}$

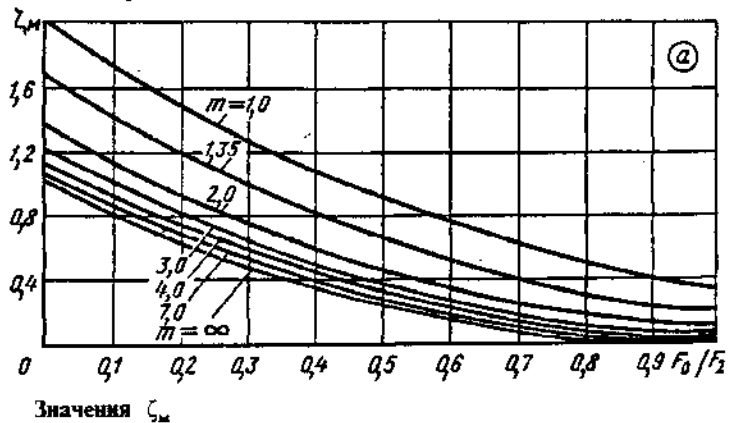
см. график б;  $\zeta_m = f(m, F_0/F_2)$  см. график а;  $\zeta_{\text{стр}} = \lambda l_2 / D_{2r}$ ;  $\lambda$  см. второй раздел

$$D_r = 4F_0/\Pi_0; \quad D_{2r} = 4F_2/\Pi_2;$$

$\Pi$  — периметр;

$$n_\alpha = F_2/F_0;$$

$$\frac{w}{w_{\text{max}}} = \left(1 - \frac{2y}{b_0}\right)^{\frac{1}{m}}; \quad m \geq 1$$



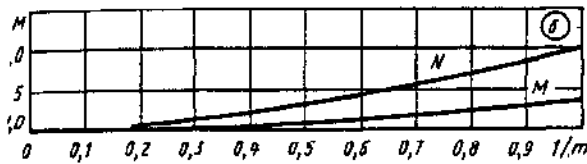
$m$	$F_0/F_2 = 1/n_\alpha$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
1,0	2,00	1,74	1,51	1,28	1,19	0,92	0,77	0,64	0,51	0,34
1,35	1,65	1,40	1,20	1,00	0,83	0,67	0,53	0,41	0,32	0,20
2,0	1,35	1,14	0,94	0,77	0,62	0,48	0,36	0,26	0,19	0,10



Расширение (внезапное) за длинными плоскими прямыми участками, плоскими диффузорами и т. п. с распределением скоростей по степенному закону;  $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-3

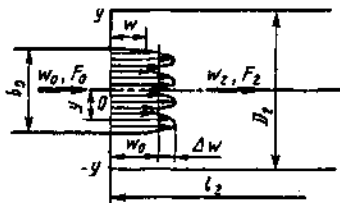
m	$F_0/F_2 = 1/n_n$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
3,0	1,19	0,98	0,80	0,64	0,49	0,37	0,24	0,18	0,12	0,05
4,0	1,12	0,92	0,74	0,60	0,46	0,33	0,23	0,14	0,09	0,04
7,0	1,04	0,85	0,64	0,54	0,41	0,28	0,18	0,08	0,05	0,02
$\infty$	1,00	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,15	0,08	0,04	0



m	1,0	1,35	2,0	3,0	4,0	7,0	$\infty$
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;  $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-4



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{1}{n_n^2} + N - \frac{2M}{n_n} + \zeta_{тр} / n_n^2 = \zeta_m + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2}$$

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;

$\zeta_m = f\left(m, \frac{F_0}{F_2}\right)$  см. график а;  $\zeta_{тр} = \lambda l_2 / D_{2r}$ ;  $\lambda$  см. второй раздел

$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad D_{2r} = \frac{4F_2}{\Pi_2}; \quad n_n = \frac{F_2}{F_0};$$

$\Pi$  — периметр

$$\frac{w}{w_0} = 1 + \frac{\Delta w}{w_0} \sin 2k_1 \pi \frac{2y}{b_0};$$

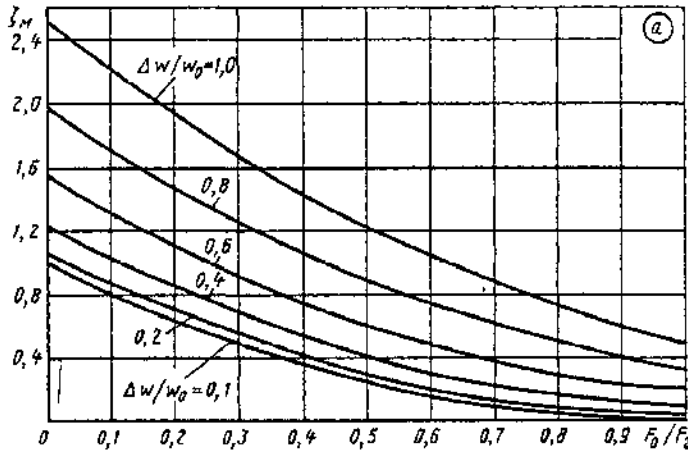
$k_1$  — целое число;

Значения  $\zeta_m$

$\Delta w/w_0$	$F_0/F_2 = 1/n_n$									
	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;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

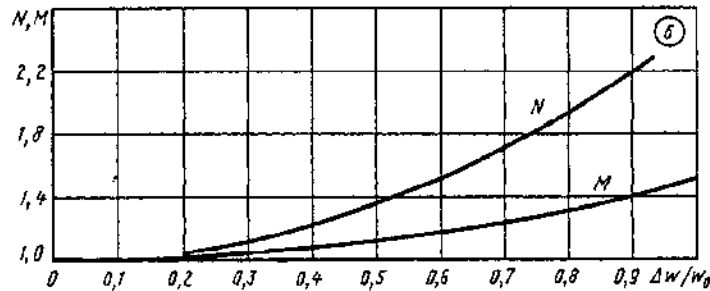
Диаграмма 4-4



$\Delta w/w_0$	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

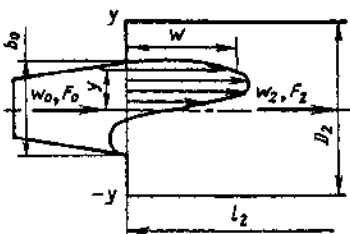
  

$\Delta w/w_0$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$N$	1,54	1,73	1,96	2,22	2,50
$M$	1,18	1,24	1,32	1,40	1,50



Расширение (внезапное) за плоскими диффузорами при  $\alpha > 10^\circ$ , за коленами и т. п. с несимметричным распределением скоростей;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

Диаграмма 4-5



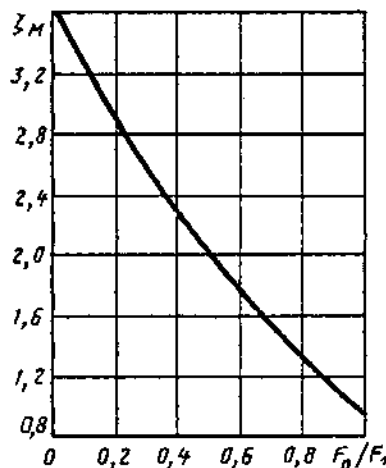
$$D_c = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad D_{2r} = \frac{4F_2}{\Pi_2};$$

$\Pi$  — периметр;

$$n_n = \frac{F_2}{F_0};$$

$$\frac{w}{w_0} = 0,585 + 1,64 \sin \beta;$$

$$\beta = \left( 0,2 + 1,95 \frac{2y}{b_0} \right)$$



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{1}{n_n^2} + 3,7 -$$

$$- \frac{3,74}{n_n} + \frac{\zeta_{rp}}{n_n^2} = \zeta_M + \frac{\zeta_{rp}}{n_n^2},$$

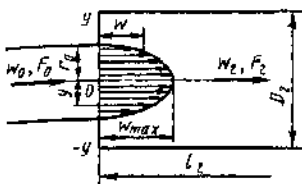
где  $\zeta_M = f(F_0/F_2)$

см. график;  $\zeta_{rp} = \lambda l_2 / D_{2r}$ ;  
 $\lambda$  см. второй раздел

$F_0/F_2 = 1/n_n$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
$\zeta$	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;  $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

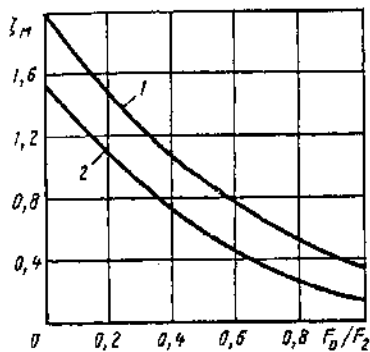
Диаграмма  
4-6



$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad D_{2r} = \frac{4F_2}{\Pi_2};$$

$\Pi$  — периметр;

$$n_n = \frac{F_2}{F_0}; \quad \frac{w}{w_{\max}} = 1 - \left(\frac{y}{R_0}\right)^2$$



1. Труба круглого сечения:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{1}{n_n^2} + 2 - \frac{2,66}{n_n} + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2} = \zeta_m + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2}$$

2. Плоский канал:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{1}{n_n^2} + 1,55 - \frac{2,4}{n_n} + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2} = \zeta_m + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2},$$

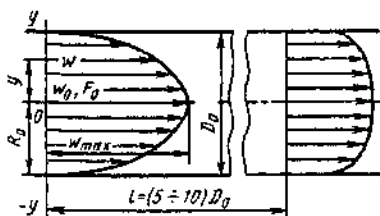
где  $\zeta_m = f(F_0/F_2)$ ;  $\zeta_{тр} = \lambda l_2 / D_{2r}$ ;  $\lambda$  см. второй раздел

Значения  $\zeta$

$\frac{F_0}{F_2} = 1/n_n$									
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

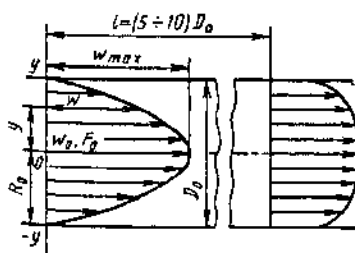
Деформация потока в прямой трубе (канале);  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

Диаграмма  
4-7



$$D_r = 4F_0 / \Pi_0;$$

$\Pi$  — периметр



Степенной закон распределения скоростей:

$$\frac{w}{w_{\max}} = \left(1 - \frac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}}; \quad m \geq 1; \quad \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 1 + N - 2M + \zeta_{тр} = \zeta_m + \zeta_{тр};$$

$$\zeta_m = f\left(\frac{1}{m}\right); \quad M \text{ и } N \text{ см. график б диаграмм 4-2 и 4-3;}$$

$$\zeta_{тр} = \lambda l_0 / D_0; \quad \lambda \text{ см. второй раздел.}$$

Параболический закон распределения скоростей:

$$\frac{w}{w_{\max}} = 1 - \left(\frac{y}{R_0}\right)^2$$

1. Труба круглого сечения:

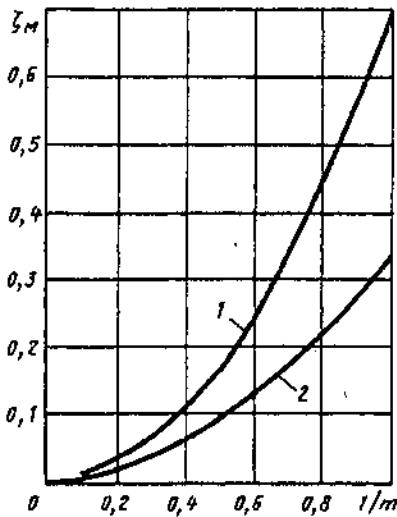
$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0,34.$$

2. Плоский канал:

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0,15$$

Деформация потока в прямой трубе (канале);  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

Диаграмма  
4-7



$m$	1,0	1,35	2,0	4,0	7,0	$\infty$
1. Труба круглого сечения						
$\zeta_m$	0,7	0,36	0,16	0,05	0,02	0
2. Плоский канал						
$\zeta_m$	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);  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 3,5 \cdot 10^3$  [4-13, 4-15]

Диаграмма  
4-8

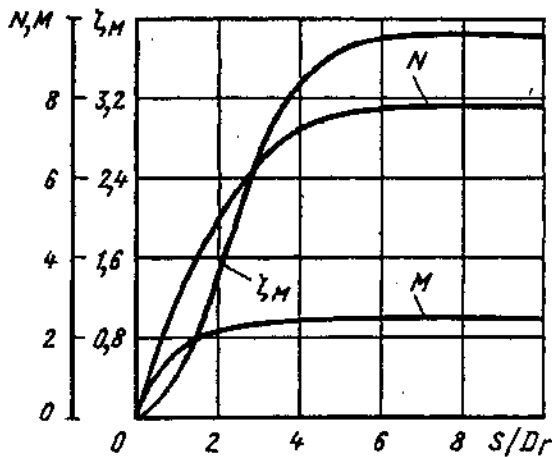


$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad D_{2r} = \frac{4F_2}{\Pi_2}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_2^2 / 2} = 1 + N - 2M + \zeta_{тр} = \zeta_m + \zeta_{тр};$$

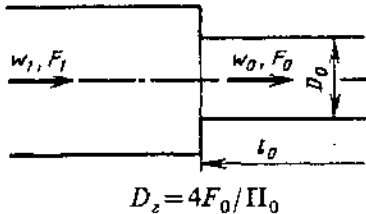
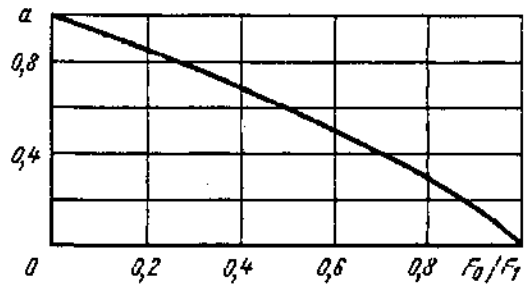
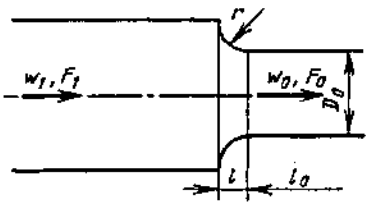
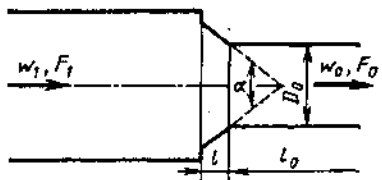
$$M = \frac{1}{\bar{q}^2} \left( \frac{F_2}{F_0} \right); \quad N = \frac{1}{\bar{q}^3} \left( \frac{F_2}{F_0} \right)^2 \bar{\epsilon}.$$

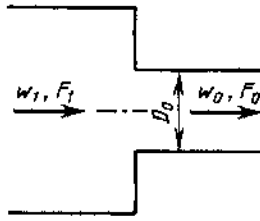
Величины  $\zeta_m$ ,  $M$  и  $N$  определяют по графику в зависимости от длины свободной струи  $S/D_r$ ;  $\bar{F} = F_2/F_0 = F_{стр}/F_0$ ,  $\bar{q}$  и  $\bar{\epsilon}$  находят в зависимости от длины свободной струи  $S/D_r$  по диаграммам 11-28 и 11-29;  $\zeta_{тр} = \lambda l_2 / D_{2r}$ ;  $\lambda$  см. второй раздел



Параметры	$S/D_r$					
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\zeta_m$	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	$S/D_r$				
	4,0	5,0	6,0	8,0	10
$\zeta_m$	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

№ по пор.	Тип кромки на входе	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$																
1	Острая	 <p style="text-align: center;"><math>D_2 = 4F_0 / \Pi_0</math></p>	<p style="text-align: center;"><math>\zeta = 0,5(1 - F_0/F_1)^{3/4} + \zeta_{тр} = 0,5a + \zeta_{тр}</math>,</p> <p style="text-align: center;">где <math>a</math> см. кривую <math>a = f(F_0/F_1)</math>; <math>\zeta_{тр} = \lambda \frac{l_0}{D_r}</math>;  <math>\lambda</math> см. второй раздел</p> <table border="1" data-bbox="766 683 1404 840"> <thead> <tr> <th><math>F_0/F_1</math></th> <th>0</th> <th>0,2</th> <th>0,4</th> <th>0,6</th> <th>0,8</th> <th>0,9</th> <th>1,0</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>a</math></td> <td>1,0</td> <td>0,850</td> <td>0,680</td> <td>0,503</td> <td>0,300</td> <td>0,178</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table> 	$F_0/F_1$	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
$F_0/F_1$	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		<p style="text-align: center;"><math>\zeta = \zeta' (1 - F_0/F_1)^{3/4} + \zeta_{тр} = \zeta' a + \zeta_{тр}</math>,</p> <p style="text-align: center;">где <math>\zeta'</math> см. кривую <math>\zeta = f(r/D_r)</math> диаграммы 3-4          (кривая б); <math>a</math> см. кривую <math>a = f\left(\frac{F_0}{F_1}\right)</math>          (п.1); <math>\zeta_{тр} = \lambda l_0 / D_r</math>; <math>\lambda</math> см. второй раздел</p>																
3	Срезана под углом		<p style="text-align: center;"><math>\zeta = \zeta'' (1 - F_0/F_1)^{3/4} + \zeta_{тр} = \zeta'' a + \zeta_{тр}</math>,</p> <p style="text-align: center;">где <math>\zeta''</math> см. кривую <math>\zeta = f(\alpha, l/D_r)</math> диаграммы 3-7;  <math>a</math> см. кривую <math>a = f(F_0/F_1)</math> (п.1); <math>\zeta_{тр} = \lambda l_0 / D_r</math>;  <math>\lambda</math> см. второй раздел</p>																



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta_{гр}$$

1. При  $10 \leq Re < 10^4$   $\zeta_m$  см. кривые  $\zeta_m = f(Re, F_0/F_1)$  или по формуле

$$\zeta_m = A \cdot B (1 - F_0/F_1),$$

где  $A = \sum_{i=0}^7 a_i (\lg Re)^i$ ;  $a_0 = -25,12458$ ;  $a_1 = 118,5076$ ;  $a_2 = -170,4147$ ;  $a_3 = 118,1949$ ;  $a_4 = -44,42141$ ;  $a_5 = 9,09524$ ;  $a_6 = -0,9244027$ ;  $a_7 = 0,03408265$ ;

$$B = \sum_{i=0}^2 \left\{ \left[ \sum_{j=0}^2 a_{ij} (F_0/F_1)^j \right] (\lg Re)^i \right\}, \quad a_{ij} \text{ см. ниже.}$$

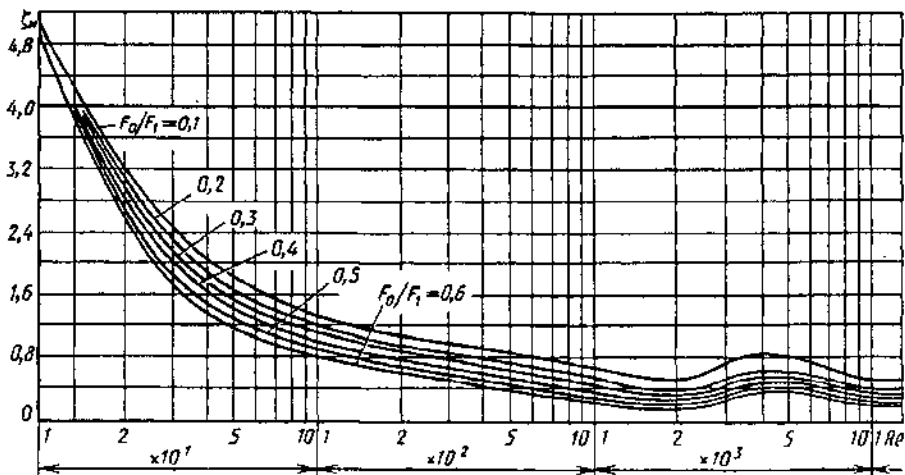
2. При  $Re < 10$   $\zeta_m \approx \frac{30}{Re}$

Значения  $a_{ij}$

i/j	$10 \leq Re \leq 2 \cdot 10^3$			$2 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^3$		
	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

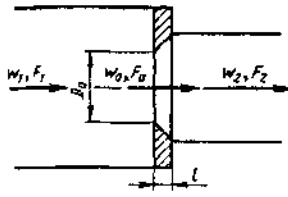
Значения  $\zeta_m$

$F_0/F_1$	Re													
	10	20	30	40	50	$10^2$	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$10^4$	$> 10^4$
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 ( $l/D_r = 0 \div 0,015$ ), установленная на переходном участке;  $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [4-13, 4-14]

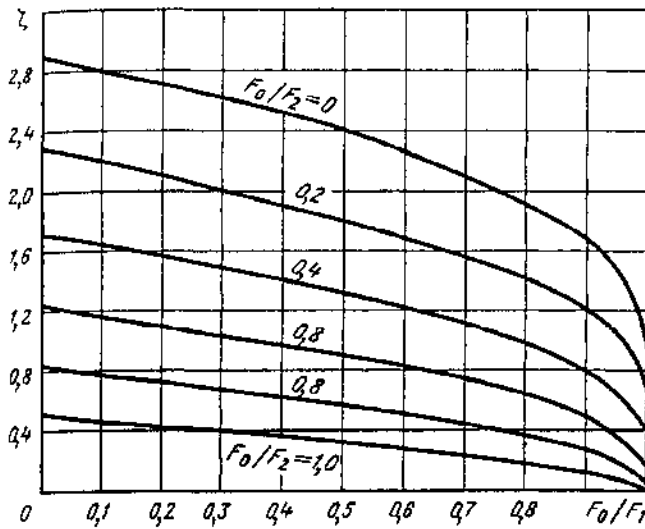
Диаграмма 4-11



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left[ 0,707 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375} + \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right) \right]^2 = f \left( \frac{F_0}{F_1}, \frac{F_0}{F_2} \right)$$

Значения  $\zeta$

$$D_r = 4F_0 / \Pi_0$$

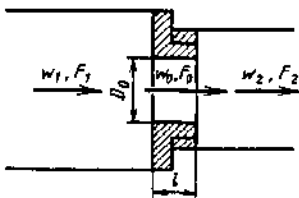


$F_0/F_2$	$F_0/F_1$					
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0	2,91	2,82	2,72	2,61	2,51	2,39
0,2	2,27	2,19	2,10	2,01	1,91	1,81
0,4	1,71	1,64	1,56	1,48	1,40	1,31
0,6	1,23	1,17	1,10	1,03	0,97	0,89
0,8	0,82	0,77	0,72	0,67	0,61	0,56
1,0	0,50	0,46	0,42	0,38	0,34	0,30

$F_0/F_2$	$F_0/F_1$				
	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 ( $l/D_r > 0,015$ ), установленная на переходном участке;  $Re = w_0 D_r / \nu > 10^3$  [4-13, 4-14]

Диаграмма 4-12



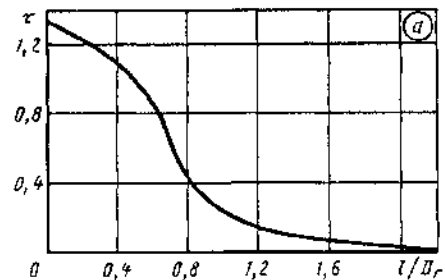
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx 0,5 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,75} + \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + \tau \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375} \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right) + \lambda \frac{1}{D_r}$$

$$\tau = (2,4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}, \quad \varphi(\bar{l}) = 0,25 + 0,535 \bar{l}^3 / (0,05 + \bar{l}^2)$$

где  $\tau = f \left( \frac{l}{D_r} \right)$  см. график или  $\lambda$  — см. второй раздел

$$D_r = 4F_0 / \Pi_0$$

$T \equiv l/D_r$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
$\tau$	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42
$T \equiv l/D_r$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
$\tau$	0,24	0,16	0,07	0,02	0

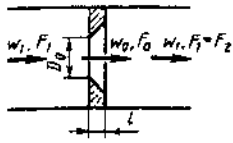


Диафрагма	Схема	Коэффициент сопротивления																								
Со срезанными по потоку краями	<p><math>D_r = 4F_0 / \Pi_0</math></p>	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta' \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.75} + \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + 2\sqrt{\zeta'} \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right),$ <p>где при <math>\alpha = 40 \div 60^\circ</math> <math>\zeta'</math> см. график а или <math>\zeta' = 0.13 + 0.34 \cdot 10^{-(3.47 + 88.47^2 \cdot \alpha)}</math>. При других <math>\alpha</math> <math>\zeta'</math> — как <math>\zeta</math> по диаграмме 3-7</p> <table border="1"> <tr> <td><math>l/D_r</math></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><math>\geq 0,16</math></td> </tr> <tr> <td><math>\zeta'</math></td> <td>0,46</td> <td>0,42</td> <td>0,38</td> <td>0,35</td> <td>0,29</td> <td>0,23</td> <td>0,16</td> <td>0,13</td> </tr> </table>	$l/D_r$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,12	$\geq 0,16$	$\zeta'$	0,46	0,42	0,38	0,35	0,29	0,23	0,16	0,13						
		$l/D_r$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,12	$\geq 0,16$																
		$\zeta'$	0,46	0,42	0,38	0,35	0,29	0,23	0,16	0,13																
		С закругленными краями		$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta' \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.75} + \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right)^2 + 2\sqrt{\zeta'} \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.375} \left( 1 - \frac{F_0}{F_2} \right),$ <p>где <math>\zeta' = f(r/D_r)</math> см. график б или <math>\zeta' = 0,03 + 0,47 \times \exp(-17,73\bar{r})</math>, <math>\bar{r} = r/D_r</math></p> <table border="1"> <tr> <td><math>r/D_r</math></td> <td>0</td> <td>0,01</td> <td>0,02</td> <td>0,03</td> <td>0,04</td> <td>0,05</td> <td>0,06</td> <td>0,08</td> <td>0,12</td> <td>0,16</td> <td><math>\geq 0,2</math></td> </tr> <tr> <td><math>\zeta'</math></td> <td>0,50</td> <td>0,44</td> <td>0,37</td> <td>0,31</td> <td>0,26</td> <td>0,22</td> <td>0,19</td> <td>0,15</td> <td>0,09</td> <td>0,06</td> <td>0,03</td> </tr> </table>	$r/D_r$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	$\geq 0,2$	$\zeta'$	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,19	0,15	0,09
$r/D_r$	0			0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	$\geq 0,2$													
$\zeta'$	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 ( $l/D_c = 0 \div 0.015$ );  
в прямой трубе;  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^5$  [4-13, 4-14]

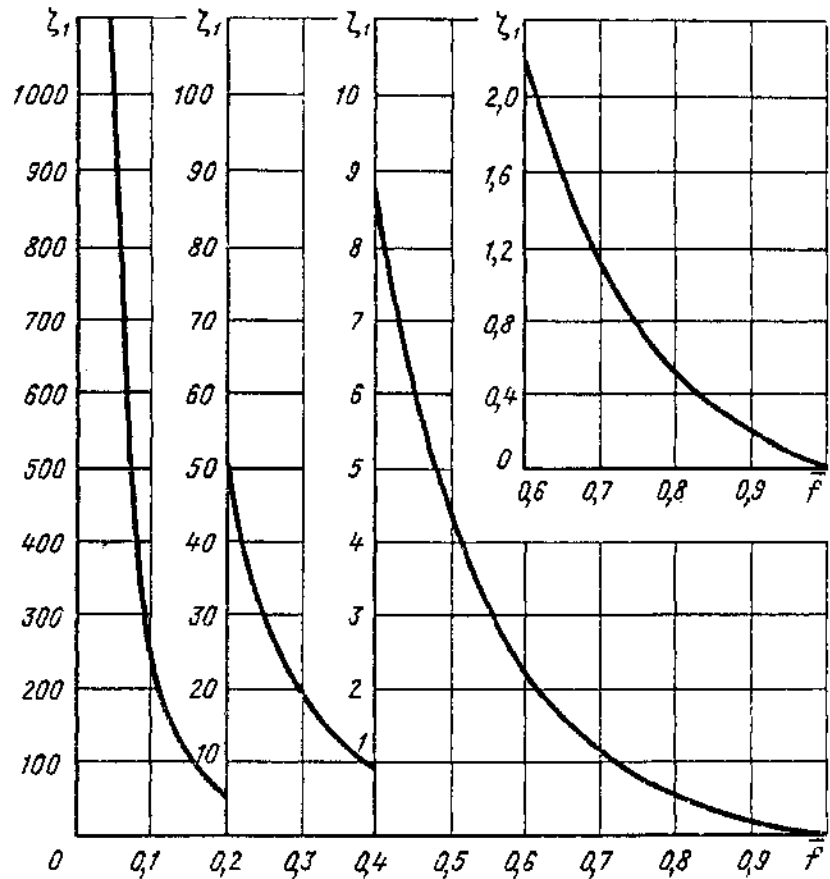
Диаграмма  
4-14



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \left[ \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right) + 0,707 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375} \right]^2 \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

см. кривую  $\zeta = f(F_0/F_1)$ ;  $J = F_0/F_1$

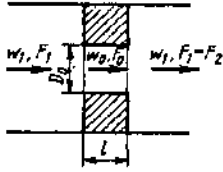
$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$



$F_0/F_1$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	
$\zeta$	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
$\zeta$	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	
$\zeta$	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



$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \left[ 0,5 \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,75} + \tau \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{1,375} + \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^2 + \lambda \frac{l}{D_r} \right] \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2$$

$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad l = l/D_r$$

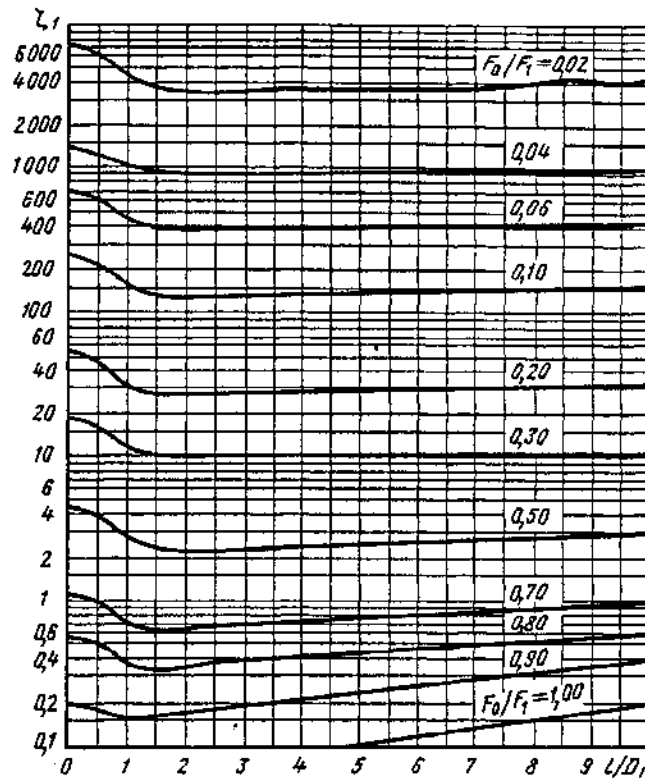
где  $\tau$  см. таблицу (ниже), график  $a$  диаграммы 4-12 или  $\tau = (2,4 - l) \cdot 10^{-\varphi(l)}$ ;  $\varphi(l) = 0,25 + 0,535l^8 / (0,05 + l^7)$  см. второй раздел. При  $\lambda = 0,02$  значения  $\zeta_1 = f(l/D_r, F_0/F_1)$  см. график

Значения  $\zeta_1$  при  $\lambda = 0,02$

$l = l/D_r$	$\tau$	$F_0/F_1$															
		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

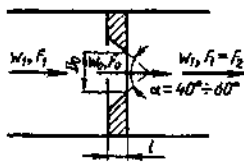
Диафрагма с утолщенными краями ( $l/D_r > 0,015$ ) в прямой трубе (канале);  $Re = w_0 D_r / \nu > 10^5$  [4-13, 4-14]

Диаграмма 4-15



Диафрагма (отверстие) со срезанными по потоку краями ( $\alpha = 40^\circ \div 60^\circ$ ) в прямой трубе;  $Re = \frac{w_0 D_c}{\nu} > 10^4$  [4-13, 4-14]

Диаграмма 4-16



$$\zeta_1 = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} \left[ 1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'} \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0,375} \right]^2 \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2 \text{ см. график;}$$

$$\zeta' = f\left(\frac{l}{D_r}\right) \text{ см. таблицу (ниже), график а диаграммы 4-13}$$

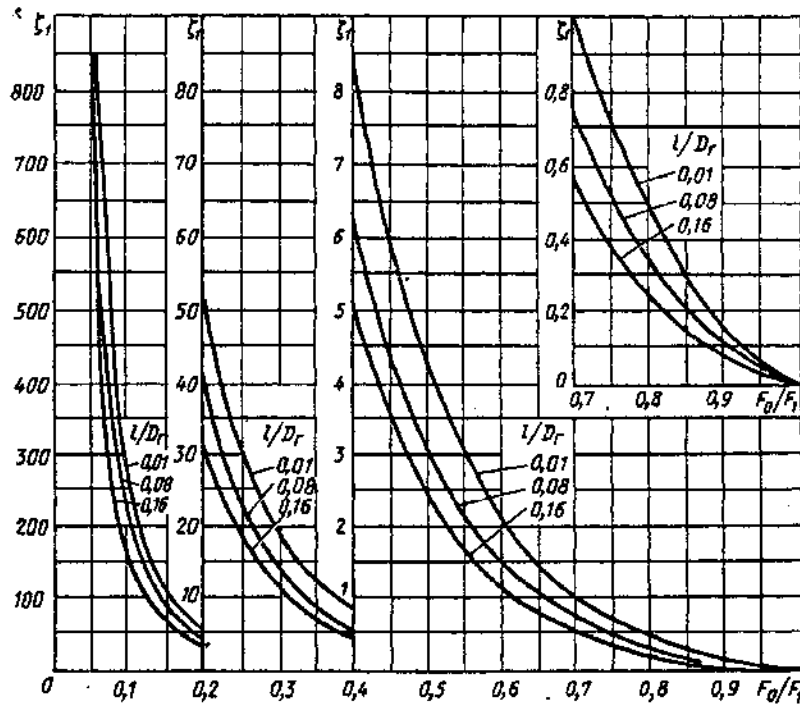
или  $\zeta' = 0,13 + 0,34 \exp(-7,94l - 203,55l^{2,3}); l = l/D_r$

Значения  $\zeta_1$

$l = l/D_r$	$\zeta'$	$F_0/F_1$															
		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

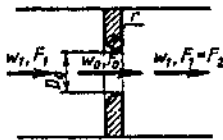
Диафрагма (отверстие) со срезанными по потоку краями ( $\alpha = 40 \div 60^\circ$ )  
 в прямой трубе;  $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} > 10^4$  [4-13, 4-14]

Диаграмма  
 4-16



Диафрагма с закругленными по потоку краями в прямой трубе;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [4-13, 4-14]

Диаграмма  
 4-17



$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = - \left[ 1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'} \left( 1 - \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.75} \right]^2 \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2 \text{ см. график;}$$

$$\zeta' = f_1 \left( \frac{r}{D_r} \right) \text{ см. таблицу (ниже), график б диаграммы 4-13}$$

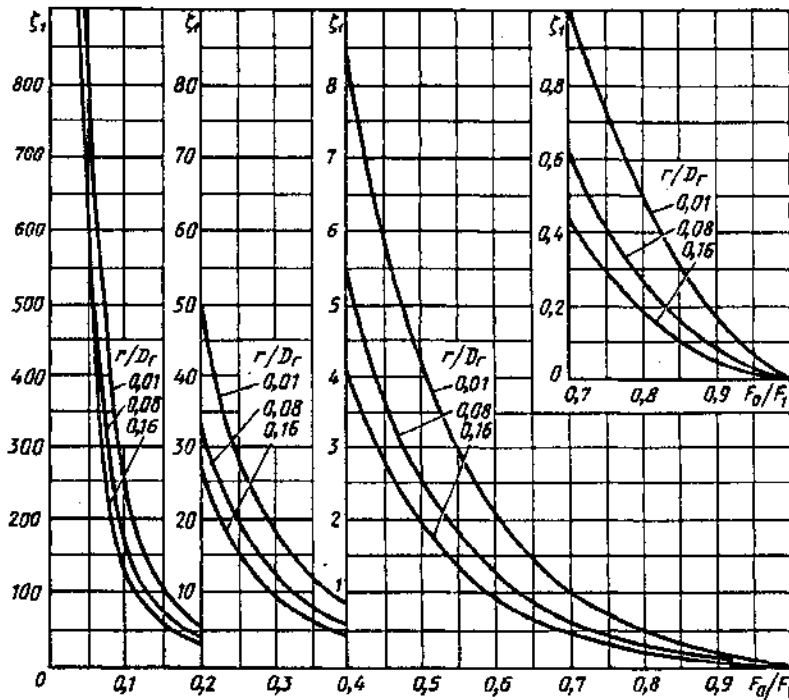
или  $\zeta' = 0,03 + 0,47 \exp(-17,73\bar{r})$ ;  $\bar{r} = r/D_r$

Значения  $\zeta_1$

$r/D_r$	$\zeta'$	$F_0/F_1$																				
		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

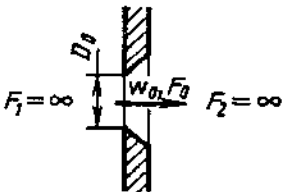
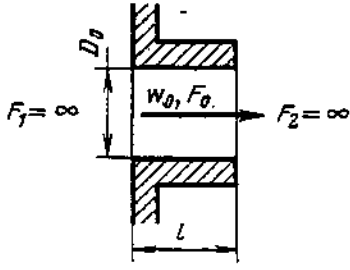
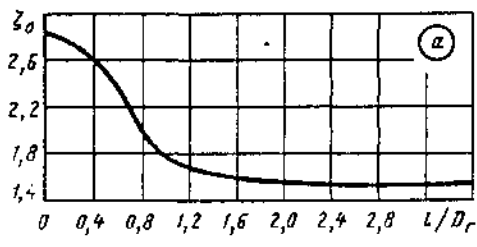
Диафрагма с закругленными по потоку краями в прямой трубе;  
 $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [4-13, 4-14]

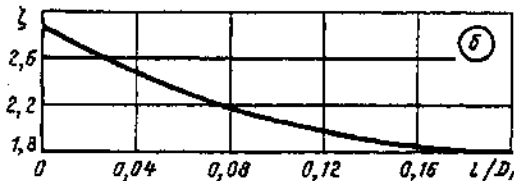
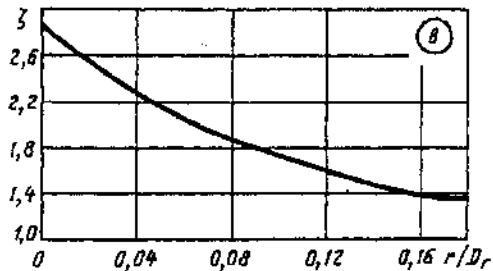
Диаграмма  
4-17



Отверстия с различными краями в стенке с неограниченной площадью [4-13, 4-14]

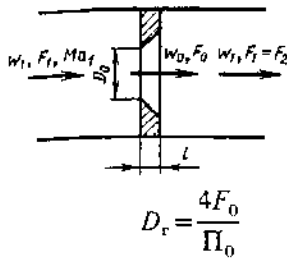
Диаграмма  
4-18

Края отверстия	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
1	2	3
Острые ( $l/D_r = 0 \div 0,015$ )	$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$ 	$Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$ $\zeta = 2,7 \div 2,8$
Утолщенные (глубокое отверстие) ( $l/D_r > 0,015$ )		 $Re \geq 10^4$ $\zeta = \zeta_0 + \lambda \frac{l}{D_r}$

Отверстия с различными краями в стенке с неограниченной площадью [4-13, 4-14]		Диаграмма 4-18																												
1	2	3																												
		<p>где <math>\zeta_0 = f(l)</math> см. график а или <math>\zeta = 1,5 + (2,4 - \bar{l}) \times 10^{-\varphi(l)} + \lambda l / D_r</math> <math>\varphi(l) = 0,25 + 0,535 l^0 / (0,05 + l)</math>; <math>\lambda</math> см. второй раздел</p> <table border="1"> <tr> <td><math>\bar{l} \equiv l / D_r</math></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><math>\zeta_0</math></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> </table> <table border="1"> <tr> <td><math>\bar{l} \equiv l / D_r</math></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><math>\zeta_0</math></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>	$\bar{l} \equiv l / D_r$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	$\zeta_0$	2,85	2,72	2,60	2,34	1,95	1,76	$\bar{l} \equiv l / D_r$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	4,0	$\zeta_0$	1,67	1,62	1,60	1,58	1,55	1,55
$\bar{l} \equiv l / D_r$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0																								
$\zeta_0$	2,85	2,72	2,60	2,34	1,95	1,76																								
$\bar{l} \equiv l / D_r$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	4,0																								
$\zeta_0$	1,67	1,62	1,60	1,58	1,55	1,55																								
Срезанные по потоку		<p><math>Re \geq 10^4</math> <math>\zeta = f(l)</math> см. график б или <math>\zeta = (1 + \sqrt{\zeta'})^2</math>, где <math>\zeta' = 0,13 + 0,34 \cdot \exp(-7,94l - 203,55l^{2,3})</math></p>  <p><math>\alpha = 40 - 60^\circ</math></p> <table border="1"> <tr> <td><math>\bar{l} \equiv l / D_r</math></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><math>\zeta</math></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> </table> <table border="1"> <tr> <td><math>\bar{l} \equiv l / D_r</math></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><math>\zeta</math></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>	$\bar{l} \equiv l / D_r$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	$\zeta$	2,85	2,80	2,70	2,60	2,50	2,41	$\bar{l} \equiv l / D_r$	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	$\zeta$	2,33	2,18	2,08	1,98	1,84	1,80
$\bar{l} \equiv l / D_r$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05																								
$\zeta$	2,85	2,80	2,70	2,60	2,50	2,41																								
$\bar{l} \equiv l / D_r$	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20																								
$\zeta$	2,33	2,18	2,08	1,98	1,84	1,80																								
Закругленные по потоку		<p><math>Re \geq 10^4</math>  <math>\zeta = f(\bar{r})</math> см. график в или <math>\zeta = (1 + \sqrt{\zeta'})^2</math>, где <math>\zeta' = 0,03 + 0,47 \cdot \exp(-17,73\bar{r})</math></p>  <table border="1"> <tr> <td><math>\bar{r} \equiv r / D_r</math></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><math>\zeta</math></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>	$\bar{r} \equiv r / D_r$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	$\zeta$	2,72	2,56	2,40	2,27	2,06	1,90	1,67	1,54	1,46								
$\bar{r} \equiv r / D_r$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20																					
$\zeta$	2,72	2,56	2,40	2,27	2,06	1,90	1,67	1,54	1,46																					

Диафрагмы (отверстия) с любыми формами краев для различных условий перетекания потока в переходной и ламинарной областях ( $Re = w_0 D_r / \nu < 10^4 + 10^5$ ) [4-16]

Диаграмма 4-19



1. При  $30 < Re < 10^4 + 10^5$   $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_{\text{ф}} + \bar{\epsilon}_{0Re} \zeta_{\text{окв}}$  и соответственно  $\zeta_1 = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \zeta_{\text{ф}} \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2 + \bar{\epsilon}_{0Re} \zeta_{1\text{кв}}$ .
2. При  $10 < Re < 30$   $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{33}{Re} + \bar{\epsilon}_{0Re} \zeta_{\text{окв}}$  и  $\zeta_1 = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \frac{33}{Re} \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2 + \bar{\epsilon}_{0Re} \zeta_{1\text{кв}}$ , где  $\bar{\epsilon}_{0Re}$  см. ниже.

3. При  $Re < 10$ :

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{33}{Re} \text{ и } \zeta_1 = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \frac{33}{Re} \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2;$$

$\zeta_{\text{окв}} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ ,  $\zeta_{1\text{кв}} = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2}$  — как  $\zeta$  при  $Re > 10^4$  по соответствующим диаграммам 4-1—4-18;

$\zeta_{\text{ф}}$  см. табл. 1 или по формуле

$$\zeta_{\text{ф}} = [18,78 - 7,768 F_1 / F_0 + 6,337 (F_1 / F_0)^2] \exp \{ [-0,942 - 7,246 F_0 / F_1 - 3,878 (F_0 / F_1)^2] \lg Re \};$$

$\bar{\epsilon}_{0Re}$  см. табл. 2 или по формуле

$$\bar{\epsilon}_{0Re} = \sum_{i=0}^5 a_i (\lg Re)^i, \text{ где } a_0 = 0,461465;$$

$$a_1 = -0,2648592; a_2 = 0,2030479; a_3 = -0,06602521; a_4 = 0,01325519; a_5 = -0,001058041$$

### 1. Значения $\zeta_{\text{ф}}$

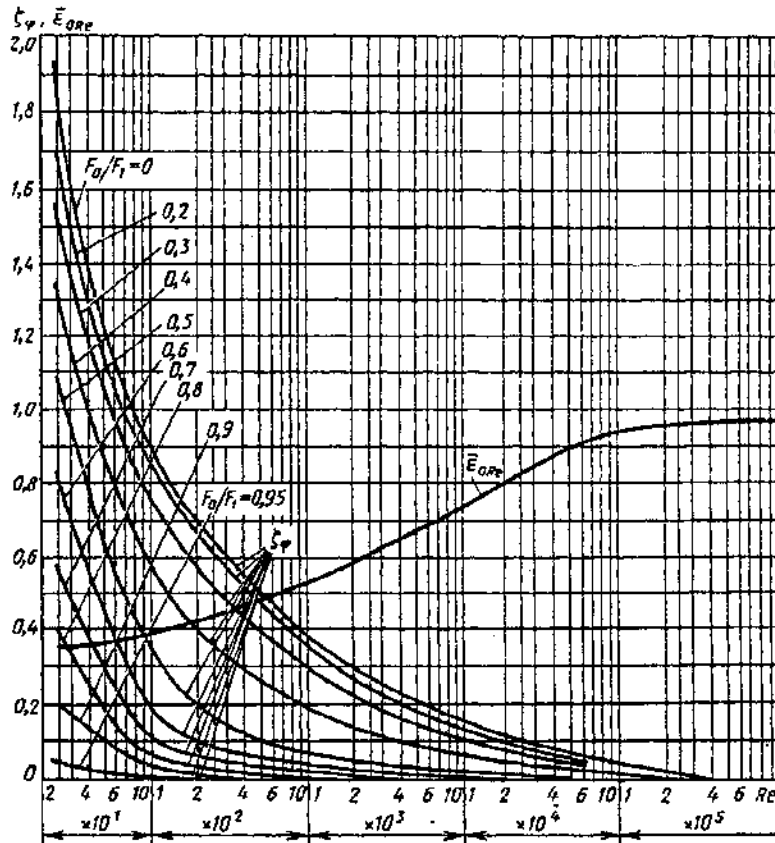
$\frac{F_0}{F_1}$	Re													
	30	40	60	$10^2$	$2 \cdot 10^2$	$4 \cdot 10^2$	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$10^4$	$2 \cdot 10^4$	$10^5$	$2 \cdot 10^5$	$10^6$
0	1,94	1,38	1,14	0,89	0,69	0,64	0,39	0,30	0,22	0,15	0,11	0,04	0,01	0
0,2	1,78	1,36	1,05	0,85	0,67	0,57	0,36	0,26	0,20	0,13	0,09	0,03	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 $\bar{\epsilon}_{0Re}$

Re	10	20	30	40	60	80	$10^2$	$2 \cdot 10^2$	$4 \cdot 10^2$	$6 \cdot 10^2$	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$10^4$	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$
$\bar{\epsilon}_{0Re}$	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 ( $Re = w_0 D_1 / \nu < 10^4 = 10^5$ ) [4-16]

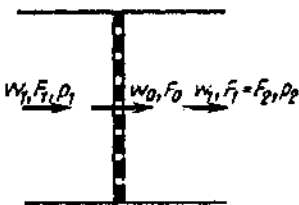
Диаграмма 4-19



Диафрагма в трубах при больших дозвуковых скоростях (больших числах Маха) [4-34]

Диаграмма 4-20

Острые кромки отверстий:



$$\zeta_M = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_M \zeta,$$

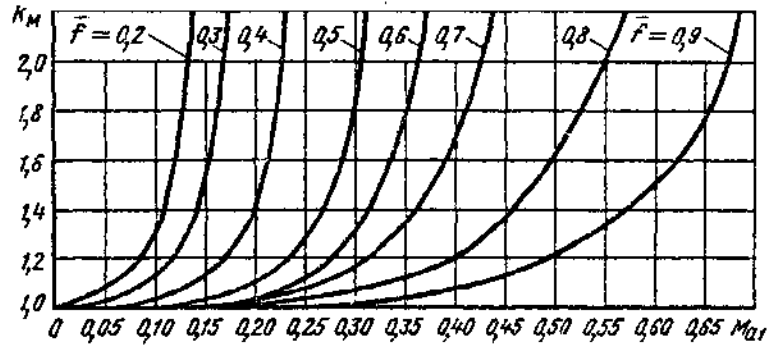
где  $\zeta$  см. диаграммы 4-11, 4-12;  $k_M = f(Ma_1)$ ;  $Ma_1 = \frac{w_1}{a_1}$ ;  $a_1 = \sqrt{\frac{k p_1}{\rho_1}}$  — скорость звука;  $k$  см. табл. 1-4. При срезанных или закругленных кромках отверстий см. диаграмму 8-7

Значения  $k_M$

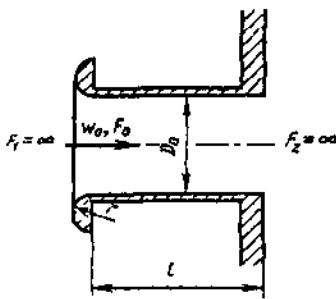
J	Ma <sub>1</sub>													
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
0,2	1,00	1,09	1,30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	1,00	1,03	1,13	1,51	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,4	1,00	1,00	1,03	1,14	1,41	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,5	1,00	1,00	1,00	1,03	1,10	1,27	1,85	—	—	—	—	—	—	—
0,6	1,00	1,00	1,00	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



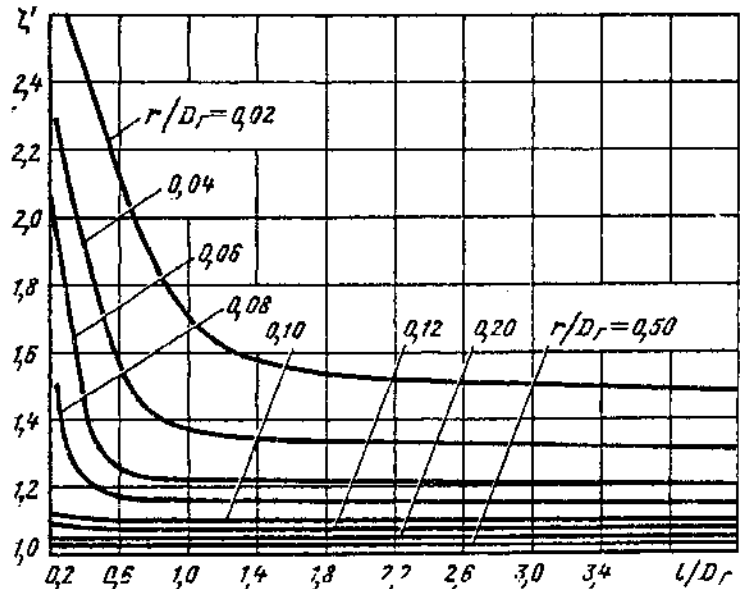
Коллектор, вделанный в стенку с неограниченной площадью;  $Re = w_0 D_r / \nu > 10^4$  [4-27] Диаграмма 4-21



$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

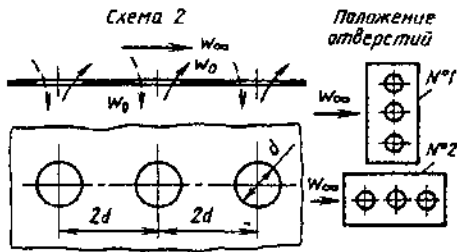
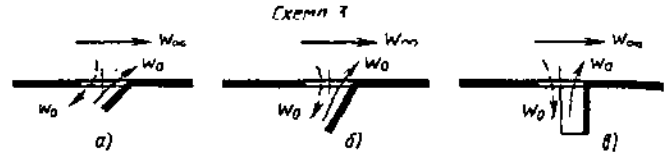
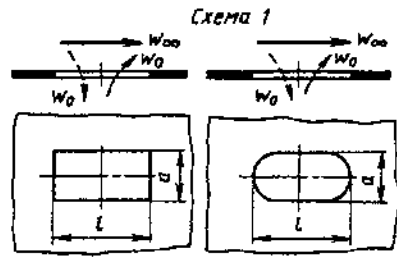
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta' + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_{тр} = \lambda \frac{l}{D_r}$ ;  $\zeta' = f\left(\frac{l}{D_r}, \frac{r}{D_r}\right)$ ,  
 $\lambda$  см. второй раздел



Значения  $\zeta'$

$r/D_r$	$l/D_r$											
	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



Без козырьков (схемы 1 и 2):  $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$

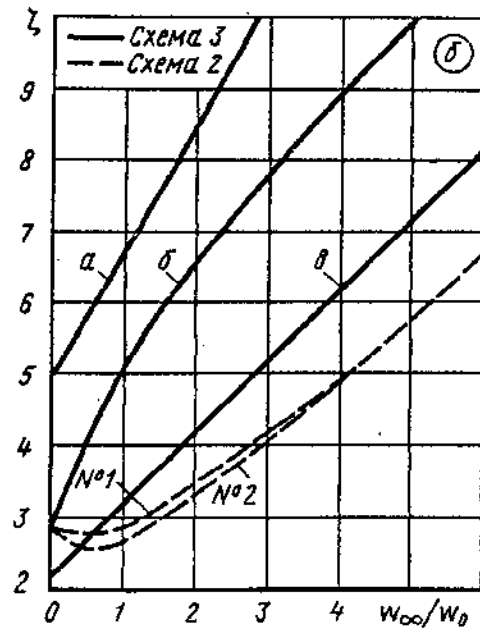
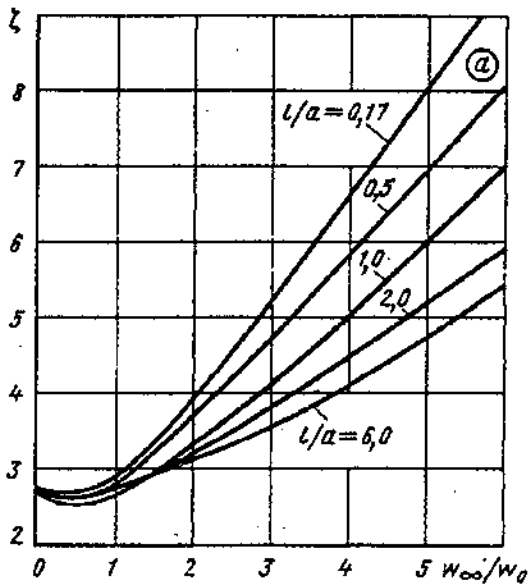
см. графики а—в.

С козырьками у круглого отверстия (схема 3):  $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$  см. графики б и г.

А. Относные отверстия (вход  $w_0$  — штриховые стрелки)

Значения  $\zeta$  для схемы 1 (график а)

$l/a$	$w_\infty/w_0$							
	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  
( $w_\infty > 0$ );  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$  [4-28]

Диаграмма  
4-22

Значение  $\zeta$  для схемы 2 (график *б*)

Положение отверстий	$w_\infty/w_0$							
	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  $\zeta$  для схемы 3 (график *б*)

Кривая	$w_\infty/w_0$							
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
<i>a</i>	4,95	5,75	6,60	8,45	10,0	—	—	—
<i>б</i>	2,73—2,85	4,00	5,00	6,50	7,80	8,95	10,0	—
<i>в</i>	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  $\zeta$  для схемы 1 (график *а*)

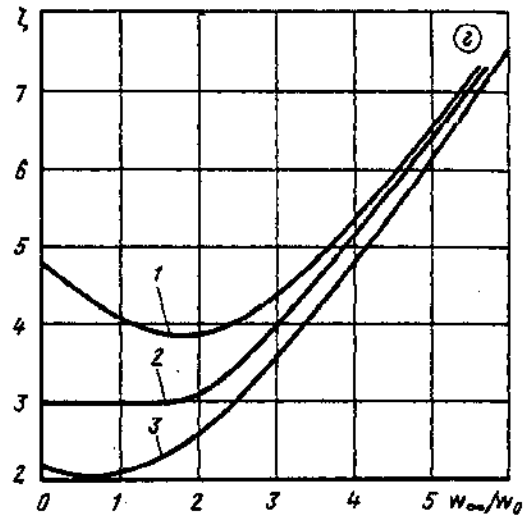
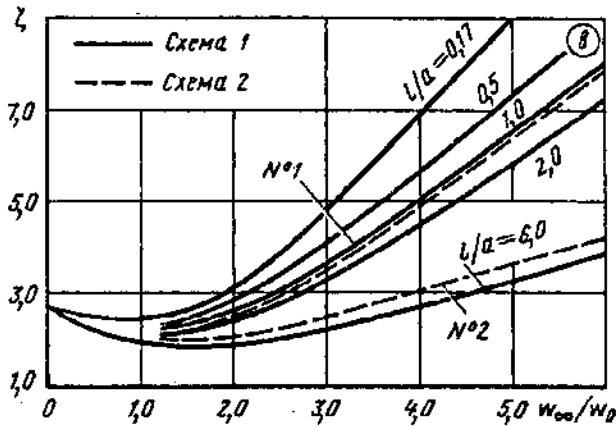
$l/a$	$w_\infty/w_0$								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,17	2,70— 2,80	2,50— 2,60	2,45— 2,55	2,55— 2,65	3,05	4,75	7,00	9,00	—
0,5	2,70— 2,80	2,40— 2,50	2,25— 2,35	2,45— 2,55	2,80— 2,90	4,10	5,70	7,30	9,00
1,0	2,70— 2,80	2,25— 2,35	2,20— 2,30	2,25— 2,35	2,60— 2,70	3,65	5,00	6,50	8,00
2,0	2,70— 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  $\zeta$  для схемы 2 (график *а*)

Положение отверстий	$w_\infty/w_0$								
	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  
 ( $w_\infty > 0$ );  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$  [4-28]

Диаграмма  
4-22



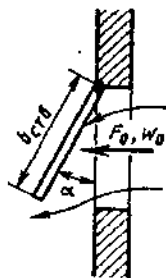
Значения  $\zeta$  для схемы 3 (график 2)

Кривая	$w_\infty/w_0$								
	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

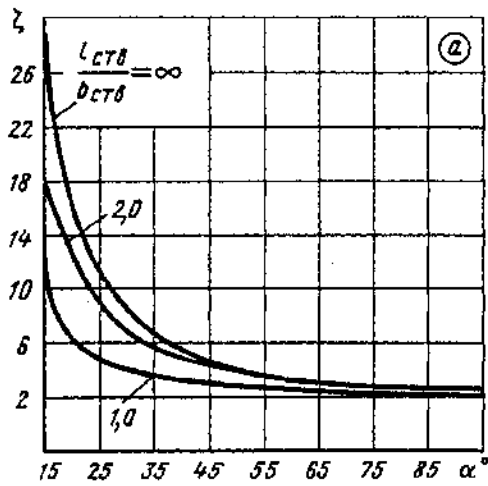


$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

$l_{ств}$  — длина створки;  $w_0 = Q/F_0$

Створки [4-5]

Диаграмма 4-23



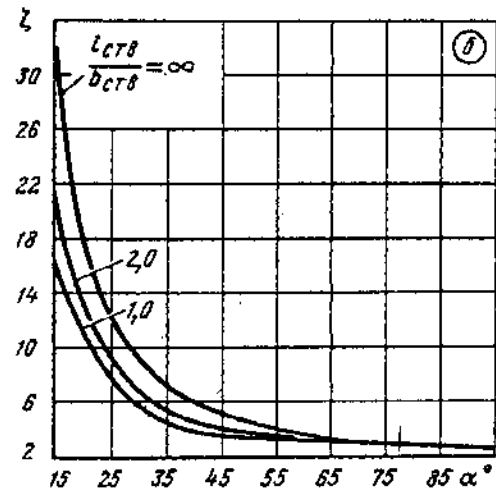
Значения  $\zeta$  (график а)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	$\alpha^\circ$						
	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
$\infty$	30	16	11	8,6	4,7	3,3	2,5

Приточная одинарная верхнеподвесная створка

Значения  $\zeta$  (график б)

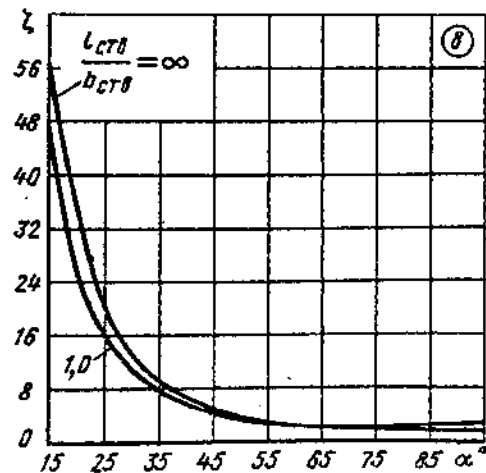
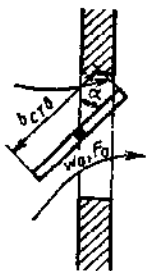
$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	$\alpha^\circ$						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	16	11	8,5	5,7	3,7	3,1	2,6
2,0	21	13	9,3	6,9	4,0	3,2	2,6
$\infty$	31	18	12,5	9,2	5,2	3,5	2,6



Одинарная среднеподвесная створка

Значения  $\zeta$  (график в)

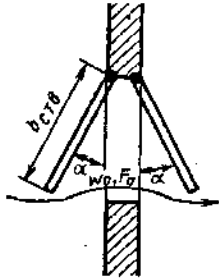
$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	$\alpha^\circ$						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	46	26	16	11	5,0	3,0	2,0
$\infty$	59	35	21	14	5,0	3,0	2,4



Створки [4-5]

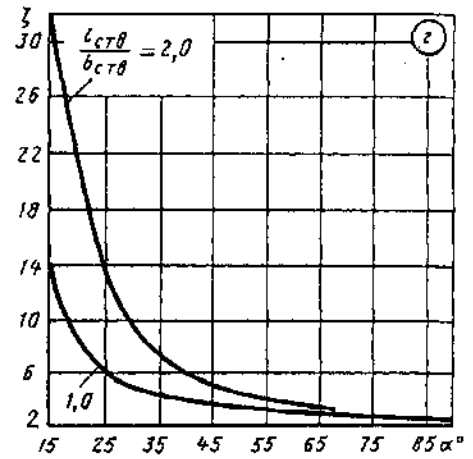
Диаграмма  
4-23

Двойные створки на верхнем подвесе



Значения  $\zeta$  (график *з*)

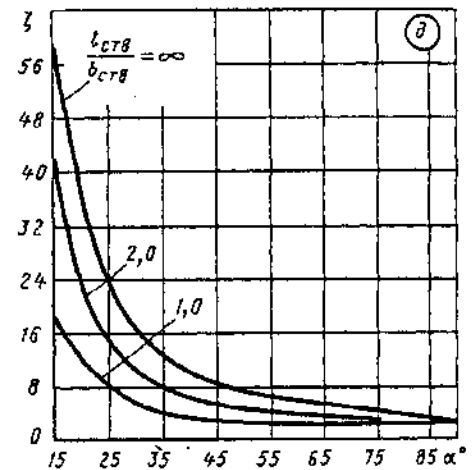
$\frac{l_{\text{ств}}}{b_{\text{ств}}}$	$\alpha^\circ$						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	14	9	6	4,9	3,8	3,0	2,4
2,0	31	21	14	9,8	5,2	3,5	2,4



Двойная створка на верхнем и нижнем подвесах

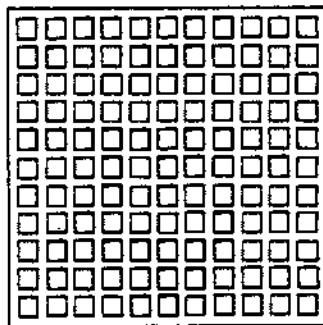
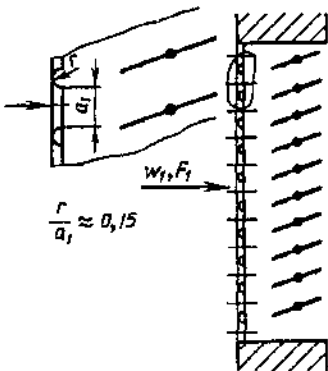
Значения  $\zeta$  (график *д*)

$\frac{l_{\text{ств}}}{b_{\text{ств}}}$	$\alpha^\circ$						
	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
$\infty$	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)

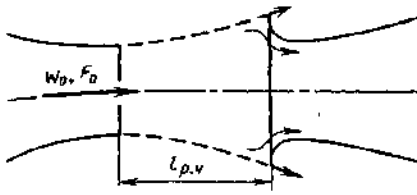
Диаграмма  
4-24



$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} \approx 1,6$ , где  $w_1$  — средняя скорость по полному сечению решетки в стенке

$$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1}$$

$F_0$  — живое сечение решетки



Для прямоугольника

$$D_r = \frac{2a_0b_0}{a_0 + b_0};$$

для эллипса

$$D_r = \frac{4a_0b_0}{1,5(a_0 + b_0) - \sqrt{a_0b_0}};$$

$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

где  $a_0$  и  $b_0$  — стороны прямоугольника или полуоси эллипса.

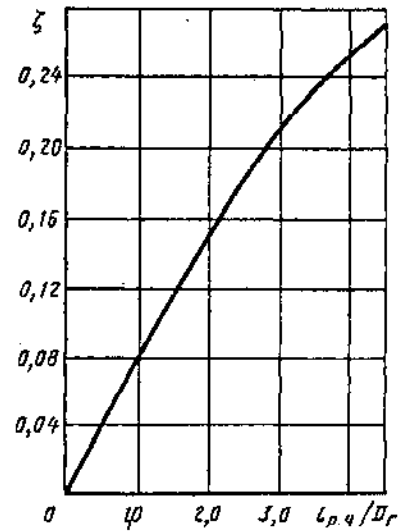
Круглое (или прямоугольное) сечение:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0,1 \frac{l_{p,y}}{D_r} - 0,008 \left( \frac{l_{p,y}}{D_r} \right)^2 \text{ см. кривую } \zeta = f \left( \frac{l_{p,y}}{D_r} \right)$$

$\frac{l_{p,y}}{D_r}$	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
$\zeta$	0	0,04	0,08	0,12	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29

Эллиптическое сечение:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0,145 \frac{l_{p,y}}{D_r} - 0,0017 \frac{l_{p,y}}{a_0 b_0}$$



## РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

### СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ С ПЛАВНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТИ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИФFUЗОРОВ, КОНFUЗОРОВ 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)\*<sup>1</sup>. Вследствие того, что в диффузоре с ростом площади поперечного сечения средняя скорость потока при увеличении угла расширения  $\alpha$  падает, общий коэффициент сопротивления диффузора, приведенный к скорости в узком (начальном) сечении, становится до определенных пределов  $\alpha$  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 большим, чем для прямой трубы той же длины.

2. Возрастание коэффициента сопротивления диффузора заданной длины с дальнейшим

увеличением угла расширения вызывается усиливющимся 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  $l_n$  или степени расширения диффузора  $n_{n1} = F_1/F_0$  увеличение угла расширения,

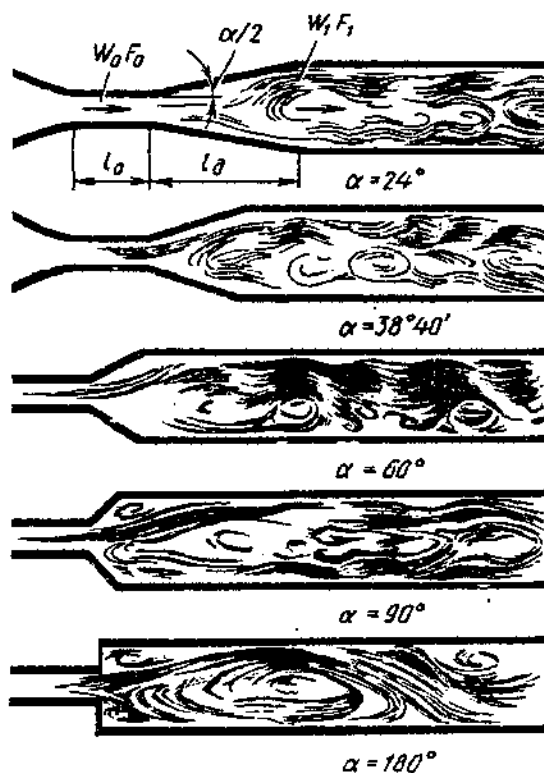


Рис. 5-1. Спектр потока в диффузорах с различными углами расширения при  $n_{n1} = F_1/F_0 = 3,3$  [5-48]

\*<sup>1</sup> Основными геометрическими характеристиками диффузоров с прямыми стенками являются угол расширения  $\alpha$ , степень расширения  $n_{n1} = F_1/F_0$  и относительная длина  $l_n/D_0$ . Эти величины связаны между собой соотношениями:

$$\begin{aligned} & \text{для конического диффузора } \frac{l_n}{D_0} = \\ & = \frac{n_{n1} - 1}{2 \operatorname{tg} \alpha/2}, \quad \text{для плоского диффузора } \frac{l_n}{a_0} = \\ & = \frac{n_{n1} - 1}{2 \operatorname{tg} \alpha/2}. \end{aligned}$$



начиная с  $\alpha=0^\circ$ , 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 (чисел Рейнольдса  $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu}$

и Маха  $Ma_0 = \frac{w_0}{a_1}$ ) и состояния потока на входе (толщины вытеснения пограничного слоя  $\delta^*$  или толщины «потери импульса»  $\delta^{**}$ , степени турбулентности и т. п.). Опыты И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [5-54] показывают, что при наличии конического диффузора с углом  $\alpha=4^\circ$ , 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.

\*1

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{w}{w_x}\right) dy;$$

\*2

$$\delta^{**} = \int_0^{\delta} \frac{w}{w_x} \left(1 - \frac{w}{w_x}\right) dy,$$

где  $w_x$  — скорость в потенциальном ядре или по оси потока.

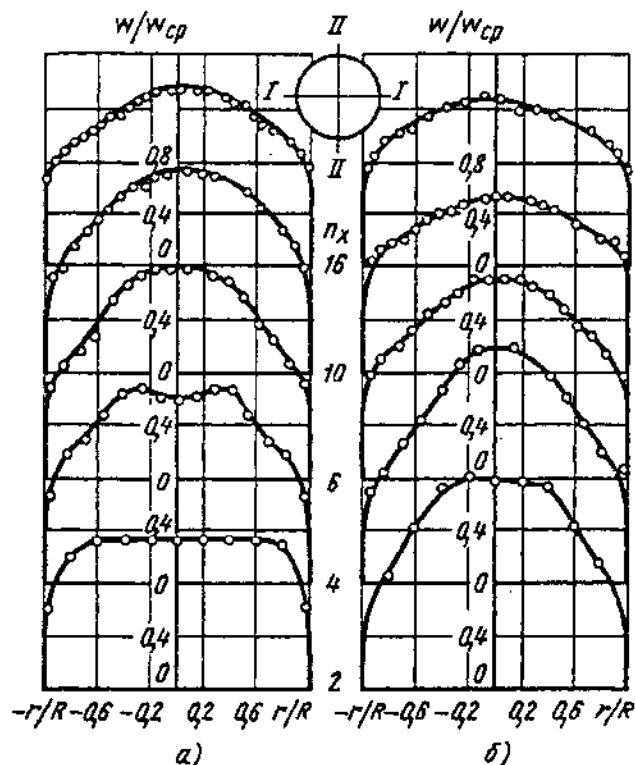


Рис. 5-2. Поля скоростей по диаметру II—II различных сечений (различных  $n_x$ ) конического диффузора при  $\alpha=4^\circ$  и  $Re=(4 \div 5) \cdot 10^5$  [5-54]: а —  $l_0/D_0=0$ ; б —  $l_0/D_0=20$

5. При наличии прямой проставки ( $l_0/D_0 \neq 0$ ) длина начального участка диффузора (с ядром постоянных скоростей) сокращается. Например, при  $l_0/D_0=20$  и  $\alpha=4^\circ$  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 ( $n_x \geq 6$ ) 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  $\alpha$  (до  $10-14^\circ$ ), 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

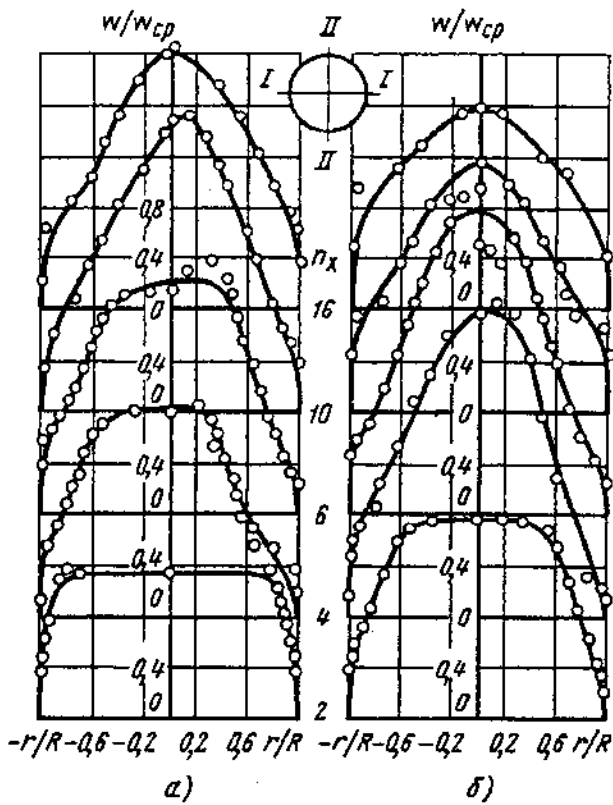


Рис. 5-3. Поля скоростей по диаметру I—II различных сечений (различных  $n_x$ ) конического диффузора при  $\alpha=8^\circ$  и  $Re=(4\div 5)\cdot 10^5$  [5-54]:  
 а— $l_0/D_0=0$ ; б— $l_0/D_0=10$

части: безотрывных диффузоров (область I) и отрывных диффузоров (область II). Кривая I относится к более благоприятным условиям входа ( $l_0/D_0 \approx 0$ ;  $\delta_0^* \approx 0$ ). Кривая

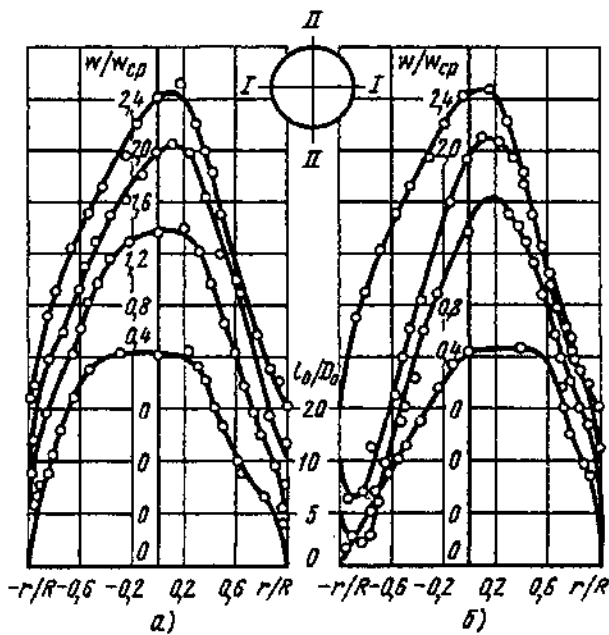


Рис. 5-4. Поля скоростей в коническом диффузоре при  $\alpha=10^\circ$  по сечению  $n_x=4$  при  $Re=(4\div 5)\cdot 10^5$  и различных  $l_0/D_0$  [5-54]:  
 а—диаметр I—I; б—диаметр II—II

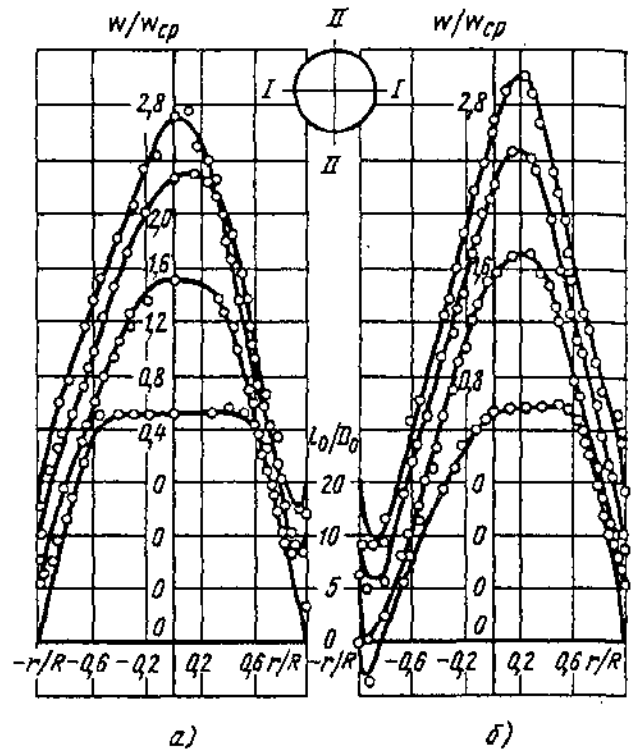


Рис. 5-5. Поля скоростей в коническом диффузоре при  $\alpha=10^\circ$  по сечению  $n_x=4$  при  $Re=(4\div 5)\cdot 10^5$  и различных  $l_0/D_0$  [5-54]:  
 а—диаметр I—I; б—диаметр II—II

2 относится к случаю установки диффузора за длинным входным участком, при котором  $\delta_0^*/D_0 \gg 0$ .

8. Отрыв потока от стенок диффузоров с углами расширения примерно до  $\alpha=40^\circ$  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

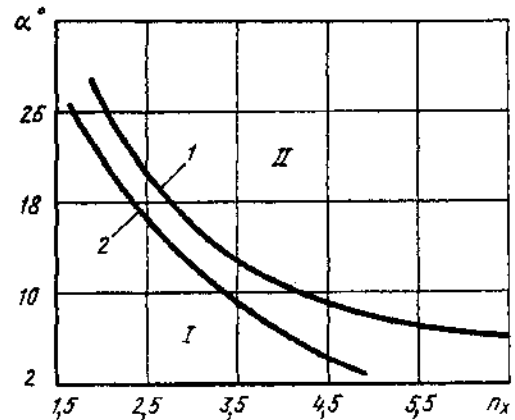


Рис. 5-6. Области отрыва потока в диффузорах:  
 1— $l_0/D_0 \approx 0$ ; 2— $l_0/D_0 \geq 0$  [5-54, 5-129]

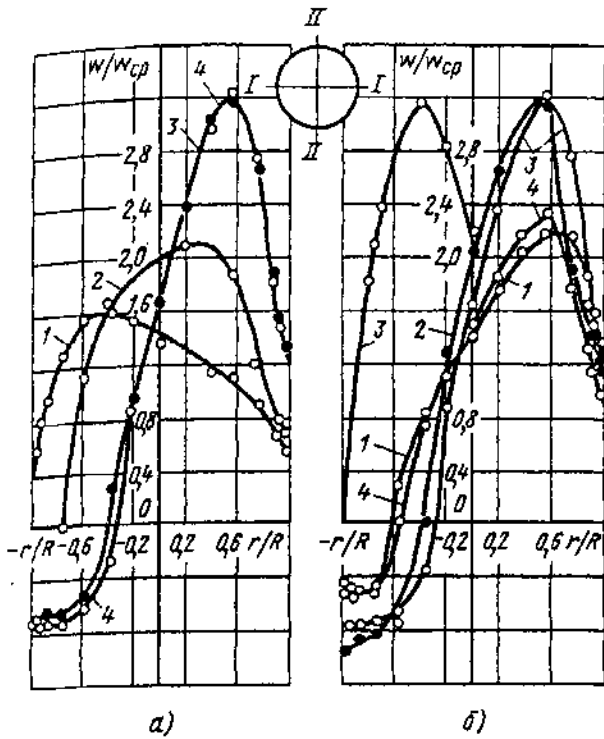


Рис. 5-7. Поля скоростей в коническом диффузоре при  $\alpha=20^\circ$  по сечению  $n_x=4$  при  $Re=(4-5) \cdot 10^5$  и различных  $l_0/D_0$  [5-54]: а—диаметр I—I; б—диаметр II—II; 1— $l_0/D_0=0$ ; 2— $l_0/D_0=5$ ; 3— $l_0/D_0=10$ ; 4— $l_0/D_0=20$

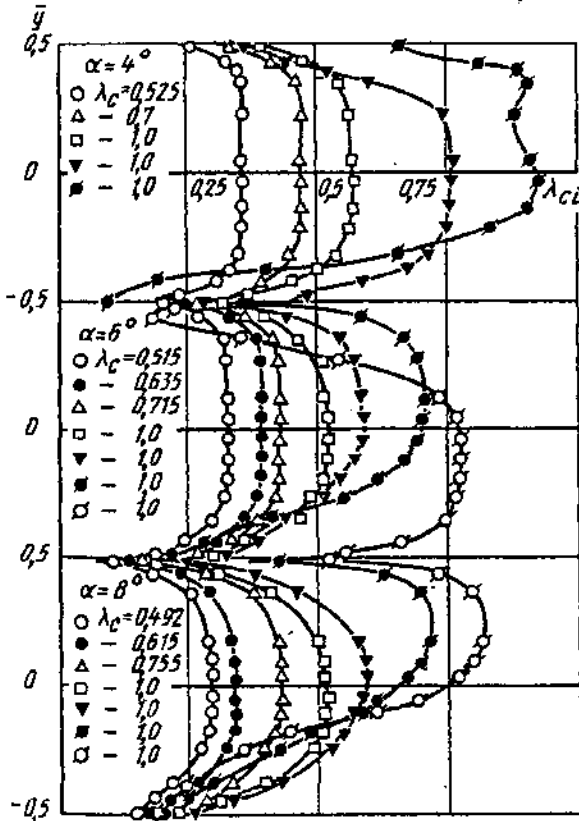


Рис. 5-8. Профили приведенной скорости в выходном сечении плоских диффузоров при  $\beta=0$  и  $\alpha=4; 6$  и  $8^\circ$ ;  $\lambda_c$ —приведенная скорость на выходе из диффузора

прекращается или ослабляется, и отрыв потока от поверхности диффузора на противоположной стороне уже не возникает. Это обстоятельство обуславливает 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  $\alpha$ , равными  $4; 6$  и  $8^\circ$  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  $px$  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 диффузо-

ров  $\zeta_d = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ , как и структура потока в них

и отрывные явления, зависят от многих параметров, основные из которых — угол расширения  $\alpha$  (для диффузоров с прямолинейными стенками); степень расширения  $n_{a1} = F_1/F_0$ ; 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  $\zeta_d = f(Re)$  близок к характеру зависимости  $\lambda = f(Re)$  прямых труб: значения  $\zeta_d$  падают монотонно с ростом  $Re$  (рис. 5-9).

С увеличением угла расширения диффузоров зависимость  $\zeta_d$  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  $\alpha$  непосредственно за плавным коллектором ( $l_0/D_0=0$ ) течение в пограничном

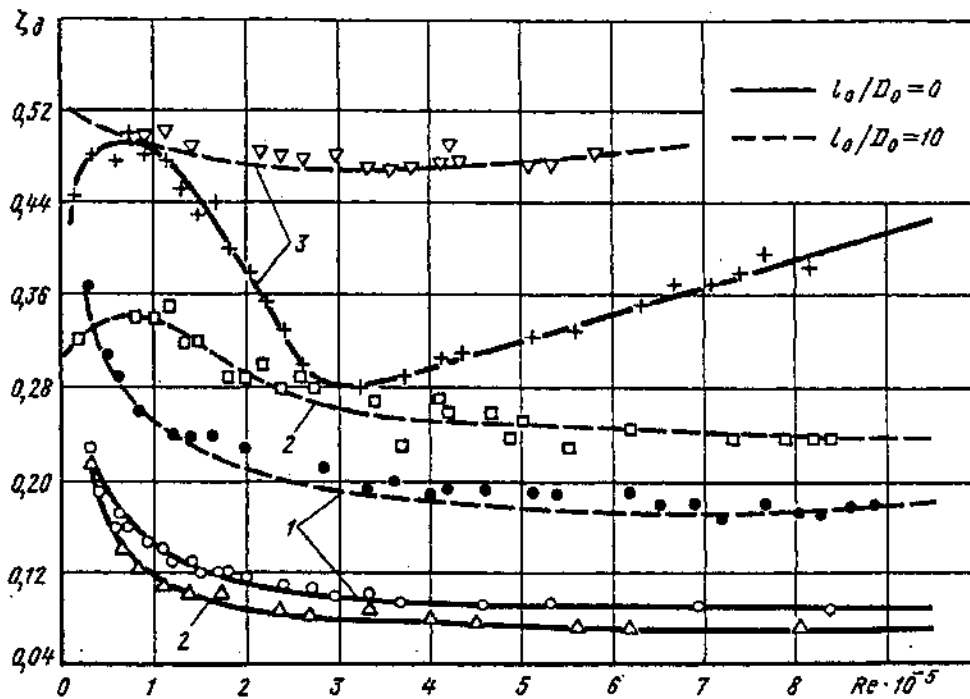


Рис. 5-9. Зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta_d$  конического диффузора от числа  $Re$  при  $n_{01}=4$  и различных  $\alpha$  и  $l_0/D_0$  [5-54]:  
1— $\alpha=4^\circ$ ; 2— $\alpha=10^\circ$ ; 3— $\alpha=30^\circ$

слое диффузора на некотором расстоянии за входом сохраняется ламинарным даже при числах  $Re$  общего потока, существенно больших критического числа  $Re_{кр}$ . Это обуславливает, как и для  $\lambda$  прямых труб, более глубокое падение с увеличением  $Re$  коэффициента сопротивления безотрывных диффузоров и диффузоров с местным отрывом потока ( $\alpha < 14^\circ$ ), 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  $\delta$  диаграммы 5-1).

Оба эти фактора оказывают противоположное действие на сопротивление диффузора.

15. При длине прямой проставки примерно до  $l_0/D_0 \approx 10$  преобладающим является первый фактор. При больших 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  $k_d = \zeta_{d, l_0 > 0} / \zeta_{d, l_0 = 0}$ , 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  $\alpha$  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 ( $\alpha > 14^\circ$ ), влияние числа Рейнольдса и условий входа на изменение коэффициента сопротивления обуславливается несколько иными факторами, а именно: перемещением точки отрыва вдоль стенок диффузора и изменением толщины срывной зоны вместе с изменением режима течения в пограничном слое.

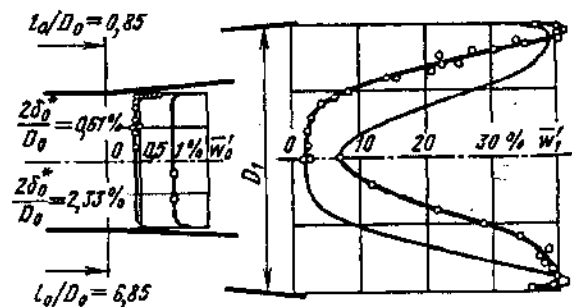


Рис. 5-10. Изменение продольной пульсационной скорости  $\bar{w}' = w'/w_0$  во входном сечении диффузора с изменением относительной длины прямого входного участка  $l_0/D_0$  [5-172, 5-173]

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  $\zeta_n^*$ , пока он не достигнет определенного минимума (участок *A*, рис. 5-11, *a*), затем  $\zeta_n$  начинает резко возрастать до максимальной величины, которая наступает в пределах  $Re=(0,8-1,4) \cdot 10^5$  (участок *B*). За этим максимумом начинается новое резкое падение  $\zeta_n$  (кризис сопротивления), пока при  $Re \approx 3,3 \cdot 10^5$  не достигается второй минимум значений  $\zeta_n$  (участок *B*). После этого минимума коэффициент  $\zeta_n$  начинает опять вначале сравнительно резко (участок *Г*), затем незначительно (участок *Д*) возрастать с увеличением  $Re$ .

19. Участок *A* кривой *I* (см. рис. 5-11, *a*) соответствует безотрывному ламинарному течению, когда коэффициент сопротивления об-

ратно пропорционален числу Рейнольдса, а участок *B*—развитию отрыва ламинарного пограничного слоя. Максимум  $\zeta_n$  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  $\alpha$ ), а живое сечение основного потока наименьшим, отсюда и максимум потерь давления.

20. Резкое падение  $\zeta_n$  на участке *B* кривой *I* (см. рис. 5-11, *a*) 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  $\beta$ ), что и приводит к резкому снижению коэффициента сопротивления диффузора.

21. Дальнейшее увеличение коэффициента сопротивления  $\zeta_n$  в закризисной области (участки *Г* и *Д*, рис. 5-11, *a*) объясняется некоторым обратным перемещением точки турбулентного отрыва вверх по потоку

\*1 В качестве примера рассматривается диффузор, установленный на выходе из сети, для которого  $\zeta_n$  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  $\zeta_x$ .

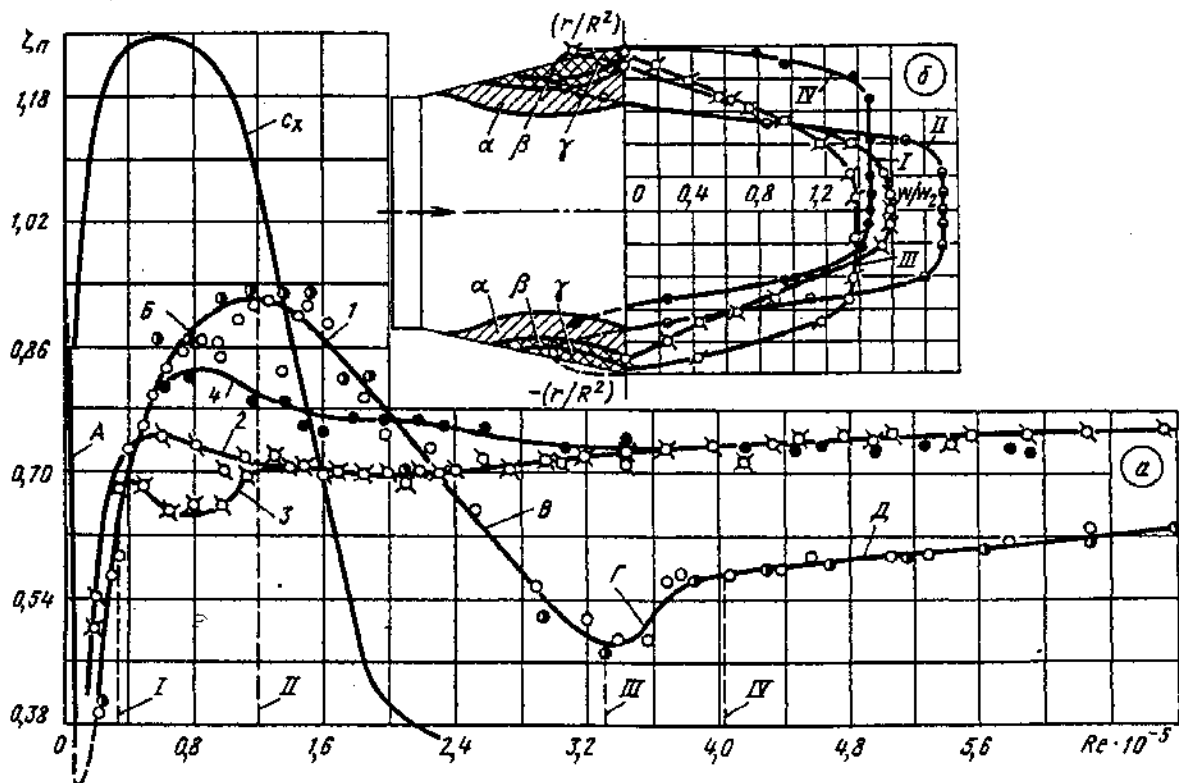


Рис. 5-11. Зависимость  $\zeta_n = f_1(Re)$  и  $c_x = f_2(Re)$  (*a*) и поля скоростей по сечению  $n_x=2$  в коническом диффузоре при  $\alpha=30^\circ$ ,  $n_1=2$  и  $l_1/D_1=0$  (*б*) [5-54]:

*I*— $Re=0,3 \cdot 10^5$ ; *II*( $\alpha$ )— $Re=1,2 \cdot 10^5$ ; *III*( $\beta$ )— $Re=3,3 \cdot 10^5$ ; *IV*( $\gamma$ )— $Re=4 \cdot 10^5$ ; 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  $\gamma$ ). Такое перемещение в диффузоре может происходить под влиянием сил инерции, которые возрастают с увеличением  $Re$ .

22. Характер кривых зависимости  $\zeta_n = f(Re)$  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  $0,4 \cdot 10^5 < Re < 2,3 \cdot 10^5$  уменьшается максимум  $\zeta_n$ , а с другой, при  $Re > 2,3 \cdot 10^5$  значения  $\zeta_n$  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  $\alpha > 30^\circ$  влияние прямой проставки перед диффузором начинает резко падать и при  $\alpha \geq 60^\circ$  практически исчезает. При очень больших  $\alpha$  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  $\alpha$  сопротивление диффузора будет возрастать, а при больших  $\alpha$ , 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 ко-

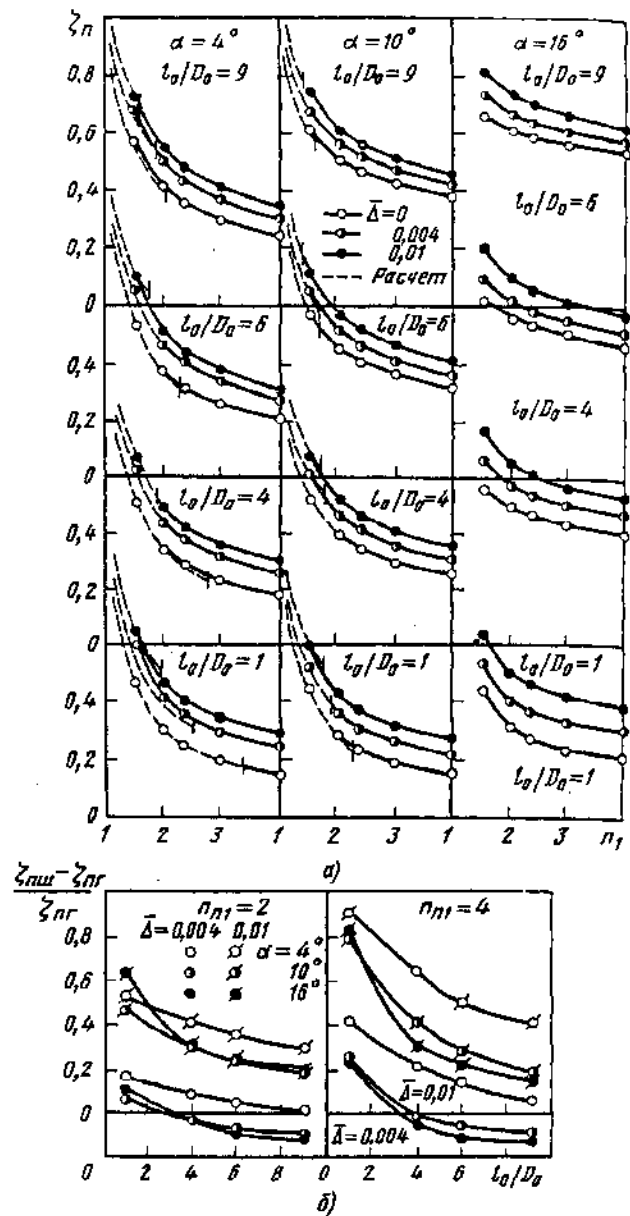


Рис. 5-12. Зависимость сопротивления диффузоров от шероховатости  $\bar{\Delta}$  [5-14]: а —  $\zeta_n = f(n_{п1}, \alpha, l_0/D_0, \bar{\Delta})$ ; б —  $(\zeta_{max} - \zeta_{min}) / \zeta_{min} = f(l_0/D_0, n_{п1}, \bar{\Delta})$

эффициента сопротивления  $(\zeta_{n,ш} - \zeta_{n,г}) / \zeta_{n,г}$  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.

27. Во всех случаях шероховатость существенно влияет только на начальном участке диффузора, соответствующем степени расширения  $n_x \leq 1,5$ , 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-

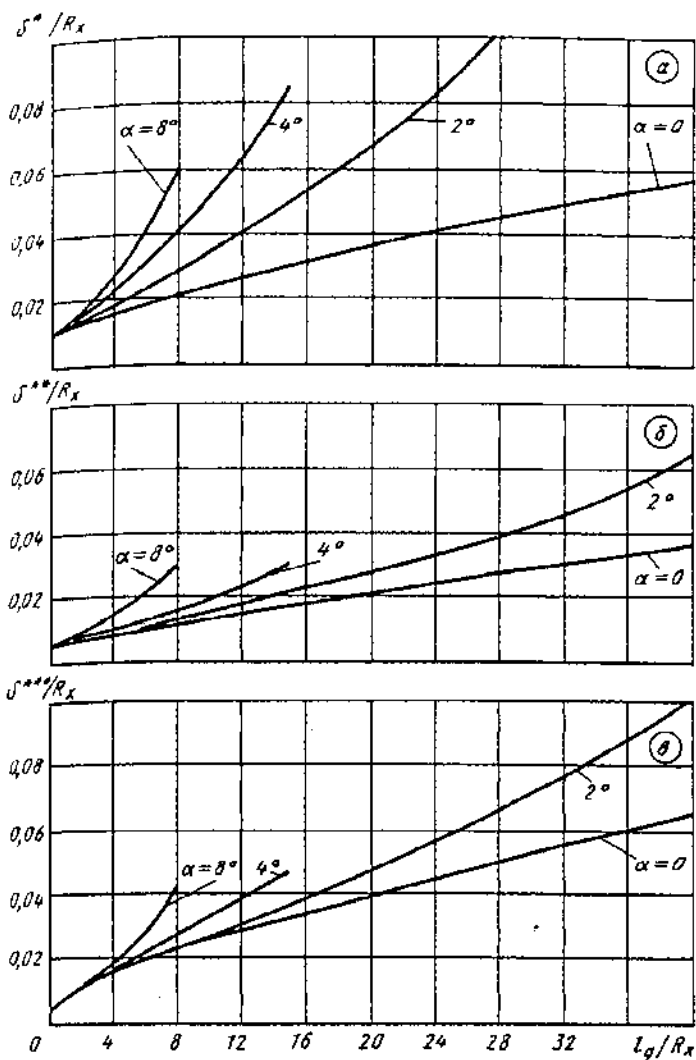


Рис. 5-13. Зависимость толщин пограничного слоя в доотрывных конических диффузорах от их относительной длины при различных углах расширения.  $Re = 5 \cdot 10^4$  и  $\Delta_0^* = 0,02$  [5-14]: а— $\delta^*/R_x = f(l_g/R_x, \alpha)$ ; б— $\delta^{**}/R_x = f(l_g/R_x, \alpha)$ ; в— $\delta^{***}/R_x = f(l_g/R_x, \alpha)$

гивления в основном такие же, как и для конических диффузоров. Однако на условия течения в диффузорах прямоугольного сечения дополнительно накладываеся 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]

$$\zeta_a = \frac{\Delta p}{\rho w^2/2} = \frac{1}{n_{n1}^2} + \frac{1}{n_{n1}^2 (1 - \Delta_1^*)^3} - \frac{2(1 - \Delta_1^* - \Delta_1^{**})}{n_{n1}^2 (1 - \Delta_1^*)^2} - \frac{1}{\Delta_0^{***} (1 - \Delta_0^*)^3},$$

где для конического диффузора

$$\Delta^* = 2 \frac{\delta^*}{R_x} - \left(\frac{\delta^*}{R_x}\right)^2; \quad \Delta^{**} = 2 \frac{\delta^{**}}{R_x} - \left(\frac{\delta^{**}}{R_x}\right)^2; \\ \Delta^{***} = 2 \frac{\delta^{***}}{R_x} - \left(\frac{\delta^{***}}{R_x}\right)^2;$$

$\delta^*$  и  $\delta^{**}$ —см. сноску на с. 185;  $\delta^{***} = \int_0^{\delta_r} \frac{w}{w_*} \left[ 1 - \left(\frac{w}{w_*}\right)^2 \right] r dr$ —толщина потери энергии;  $R_x$ —радиус текущего сечения ( $x-x$ ) диффузора;  $\delta_r$ —толщина пограничного слоя; индекс 0 относится к начальному сечению диффузора, а индекс 1—к конечному.

Зависимости  $\delta^*/R_x$ ,  $\delta^{**}/R_x$  и  $\delta^{***}/R_x$  от относительной длины конического диффузора  $l_g/R_x$  и углов расширения  $\alpha$  приведены на рис. 5-13. Аналогичные зависимости получены [5-5] для плоских диффузоров.

32. На диаграммах 5-1—5-5 приведены общие коэффициенты сопротивления  $\zeta$ , 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 ( $\alpha, n_1$ ),

условий входа ( $l_0/D_0 \geq 0$ ) и режима течения (числа Re).

33. Общий коэффициент сопротивления диффузора, установленного внутри сети, в общем случае (при любых условиях входа)

$$\zeta_{l_0 > 0} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_d \zeta_{l_0 = 0}, \quad (5-1)$$

где  $\zeta_{l_0 = 0}$  — общий коэффициент сопротивления диффузора при  $l_0/D_0 = 0$  (см. диаграмму 5-1);  $\zeta_{l_0 > 0}$  — 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  $k_d$ , 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  $\lambda_0 = w_0/a_{\text{тр}}$ . 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  $\lambda_0$  изменяются одновременно.

36. Для инженерных расчетов иногда удобно применять условный метод разделения общих потерь в диффузоре  $\Delta p$  на две части<sup>\*1</sup>:  $\Delta p_{\text{тр}}$  — потери на трение по длине диффузора и  $\Delta p_{\text{расш}}$  — местные потери, связанные с расширением сечения. Соответственно общий коэффициент сопротивления диффузора  $\zeta_d$  делится условно на коэффициент сопротивления трения  $\zeta_{\text{тр}}$  и коэффициент сопротивления расширения  $\zeta_{\text{расш}}$ :

$$\zeta_d \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{расш}}. \quad (5-2)$$

<sup>\*1</sup> Поскольку такой метод не имеет четкого обоснования, приводимые ниже выражения следует рассматривать как удобные для практических расчетов интерполяционные формулы.

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 ( $\alpha = 180^\circ$ ), т. е.

$$\Phi_{\text{расш}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{расш}}}{\rho/2 \cdot (w_0^2 - w_1^2)}. \quad (5-3)$$

При равномерном профиле скорости во входном сечении ( $k_d = 1,0$ ) и больших числах Рейнольдса ( $Re \geq 2 \cdot 10^5$ ) коэффициент полноты удара диффузоров с углами расширения в пределах  $0 < \alpha < 40^\circ$  может быть вычислен по предложенной автором формуле [5-47, 5-49]

$$\Phi_{\text{расш}} = 32k_d \text{tg}^{1.25}(\alpha/2), \quad (5-4)$$

где на основании опытов [5-26, 5-52, 5-54] для конических диффузоров  $k_d \approx 1$ ; для пирамидальных диффузоров с расширением в двух плоскостях

$k_d = 0,66 + 0,12\alpha$  при  $4^\circ < \alpha < 12^\circ$ ;  $k_d = 3,3 - 0,03\alpha$  при  $12^\circ < \alpha < 30^\circ$ ;

для плоских диффузоров

$k_d = 2,0 - 0,03\alpha$  при  $4^\circ < \alpha < 12^\circ$ ;  $k_d = 2,0 - 0,04\alpha$  при  $12^\circ < \alpha < 20^\circ$ , где  $\alpha^\circ$ .

Коэффициент сопротивления расширения выражается через коэффициент полноты удара:

$$\zeta_{\text{расш}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \Phi_{\text{расш}} \left(1 - \frac{1}{n_{\alpha 1}}\right)^2 = 3,2k_d \text{tg}^{1.25} \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{1}{n_{\alpha 1}}\right)^2. \quad (5-5)$$

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:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{\text{тр}} + \zeta_{\text{равн}} + \zeta_{\text{пер}},$$

$$\text{где } \zeta'_{\text{тр}} = \left(1 + \frac{0,5}{1,5^{\bar{l}_0}}\right) \zeta_{\text{тр}};$$

$\zeta_{\text{равн}}$  — коэффициент, характеризующий потери на расширение, которые имели бы место в диффузоре при равномерном профиле скорости в его начальном сечении, т. е. при

$\bar{l}_0 \equiv \frac{l_0}{D_{i0}} = 0$ ;  $\zeta_{\text{пер}}$  — коэффициент, учитывающий

дополнительные потери на расширение, обусловленные неравномерностью профиля скорости в начальном сечении диффузора, т. е. при наличии перед ним прямой проставки длиной  $T_0$ .

39. Для конических диффузоров коэффициент сопротивления трения [5-47, 5-49]



$$\zeta_{\text{тр}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{n_{\text{н1}}^2} \right), \quad (5-6)$$

где  $\lambda$  — в зависимости от числа  $Re$  и  $\bar{\Delta}$  см. диаграммы 2-2 — 2-6;

$$\bar{x} = \int_0^x \frac{dx}{D_0} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d(x/D_0)}{1 + 2x/D_0 \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{\ln \left( 1 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2} \right)}{2 \text{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

где  $\bar{x} = x/D_0$ ;

$$\zeta_{\text{равн}} = \Phi \left( 1 - \frac{1}{n_{\text{н1}}} \right)^m, \quad (5-7)$$

где  $\Phi = f(\alpha, Re)$  — аналог коэффициента полноты удара, приведенный на графике 2 диаграммы 5-2;  $m = 1,92$ ;  $\zeta_{\text{нер}} = 0,044(0,345\alpha)^a \left[ 1 - (0,2n_{\text{н1}} + 0,8)^{-3,82} \right] (0,154\bar{I}_0)^b \left[ 2,31 \cdot 10^{-6} Re_0 + 0,2 + 2,54(1 + 0,081\alpha)^{-1,51} \right]^c$ , где  $a = 0,924/(1 + 1,3 \times 10^{-5}\alpha^{3,14})$ ;  $b = (0,3 + 1,55 \cdot 1,1^{-\alpha})/(1 + 1,03 \times 10^{-8}\bar{I}_0^{0,5})$ ;  $c = 1,05/(1 + 2,3 \cdot 10^{-62} Re_0^{11})$ ;

$$Re_0 = w_0 D_0 / \nu; \quad \alpha^\circ.$$

40. Для пирамидальных диффузоров со сторонами входного сечения  $a_0$  и  $b_0$  и с одинаковыми углами расширения в обеих плоскостях коэффициент трения  $\zeta_{\text{тр}}$  вычисляется по (5-6).

Для пирамидального диффузора с неодинаковыми углами расширения ( $\alpha \neq \beta$ ) в обеих плоскостях [5-47, 5-49]

$$\zeta_{\text{тр}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{16} \left( 1 - \frac{1}{n_{\text{н1}}^2} \right) \left( \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{1}{\sin \frac{\beta}{2}} \right). \quad (5-8)$$

Коэффициент  $\zeta_{\text{равн}}$  принимают по (5-7), где  $\Phi$  см. график 6 диаграммы 5-4;  $m = 1,76$ , а коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скорости, т. е. при  $\bar{I}_0 > 0$  [5-97, 5-98],

$$\zeta_{\text{нер}} = 0,024(0,625\alpha)^s \left[ 1 - (2,81n_{\text{н1}} - 1,81)^{-1,04} \right] \times (0,303\bar{I}_0)^t (4,8 \cdot 10^{-7} Re_0 + 1,8)^u,$$

где  $s = 1,06/(1 + 2,82 \cdot 10^{-3}\alpha^{2,24})$ ;  $t = 0,73/(1 + 4,31 \cdot 10^{-6}\bar{I}_0^{0,31})$ ;  $u = 1,0/(1 + 1,1 \cdot 10^{-30,1} Re_0^{5,62})$ .

Безразмерный гидравлический диаметр диффузора при  $a_0 \neq b_0$  ( $a_x \neq b_x$ ) и  $\alpha \neq \beta$ , а следовательно, при  $a_x = a_0 + 2x \text{tg} \frac{\alpha}{2}$  и  $b_x = b_0 + 2x \text{tg} \frac{\beta}{2}$  равен

$$\bar{D}_{\text{гк}} = \frac{D_{\text{гк}}}{D_{r0}} = \frac{2\bar{a}_x \bar{b}_x}{\bar{a}_x + \bar{b}_x}$$

$$= \frac{2\bar{a}_0 \bar{b}_0 + 4\bar{x} \left( \bar{a}_0 \text{tg} \frac{\beta}{2} + \bar{b}_0 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \right) + 8\bar{x}^2 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2}}{\bar{a}_0 + \bar{b}_0 + 2\bar{x} \left( \text{tg} \frac{\alpha}{2} + \text{tg} \frac{\beta}{2} \right)},$$

где  $\bar{a}_x \equiv \frac{a_x}{D_{r0}}$ ;  $\bar{b}_x \equiv \frac{b_x}{D_{r0}}$ .

При этом относительная длина диффузора после интегрирования

$$\bar{x} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{D}_{\text{гк}}} = \left[ \frac{\bar{a}_0 + \bar{b}_0}{4\bar{a}_0 \text{tg} \frac{\beta}{2} - \bar{b}_0 \text{tg} \frac{\alpha}{2}} - \frac{\left( \bar{a}_0 \text{tg} \frac{\beta}{2} + \bar{b}_0 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \right) \left( \text{tg} \frac{\alpha}{2} + \text{tg} \frac{\beta}{2} \right)}{2 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2}} \right] \times \\ \times \ln \frac{2\bar{a}_0 \bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2} + \bar{a}_0 \bar{b}_0 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2}}{2\bar{b}_0 \bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2} + \bar{a}_0 \bar{b}_0 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2}} + \frac{\text{tg} \frac{\alpha}{2} + \text{tg} \frac{\beta}{2}}{8 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2}} \times \\ \times \ln \frac{4\bar{x}^2 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \text{tg} \frac{\beta}{2} + 2\bar{x} \left( \bar{a}_0 \text{tg} \frac{\beta}{2} + \bar{b}_0 \text{tg} \frac{\alpha}{2} \right) + \bar{a}_0 \bar{b}_0}{\bar{a}_0 \bar{b}_0}.$$

При  $\alpha = \beta$

$$\bar{x} = \frac{1}{4 \text{tg} \frac{\alpha}{2}} \ln \frac{4\bar{x}^2 \text{tg}^2 \frac{\alpha}{2} + 2\bar{x}(\bar{a}_0 + \bar{b}_0) \text{tg} \frac{\alpha}{2} + \bar{a}_0 \bar{b}_0}{\bar{a}_0 \bar{b}_0}.$$

При  $a_0 = b_0$  и  $\alpha = \beta$  имеем  $\bar{a}_0 = \bar{b}_0 = 1$  и  $\bar{x} = \frac{1}{4 \text{tg} \frac{\alpha}{2}} \ln \left( 4\bar{x}^2 \text{tg}^2 \frac{\alpha}{2} + 4\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2} + 1 \right)$ .

41. Для плоского диффузора со сторонами  $a_0$  и  $b_0$  (где  $b_0$  постоянно по длине) [5-47, 5-49]

$$\zeta_{\text{тр}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{4} \left[ \frac{a_0}{b_0} \frac{1}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{n_{\text{н1}}} \right) + \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{n_{\text{н1}}^2} \right) \right]. \quad (5-9)$$

Практически можно принять

$$\zeta_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{4 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[ \frac{a_0}{b_0} \left( 1 - \frac{1}{n_{\text{н1}}} \right) + 0,5 \left( 1 - \frac{1}{n_{\text{н1}}^2} \right) \right]. \quad (5-10)$$

Коэффициент  $\zeta_{\text{равн}}$  принимается по (5-7), где  $\Phi$  см. график в диаграммы 5-5,  $m=1,64$ , а коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скорости, т. е. при  $T_0 > 0$  [5-97, 5-98],

$$\zeta_{\text{нер}} = 0,0106(0,625\alpha)^{1,0/(1+4,31 \cdot 10^{-6} \alpha^{2,02})} \times \\ \times \left\{ 1 - [0,658(n_{\text{п1}} - 1) + 1]^{-1,79} \right\} (0,303T_0)^{0,75/(1+6,32 \cdot 10^{-6} T_0^{1,1})} \times \\ \times (1,65 \cdot 10^{-5} \text{Re}_0 + 1,4)^{1,0/(1+6,4 \cdot 10^{-12,9} \text{Re}_0^{0,37})}$$

Безразмерный гидравлический диаметр диффузора при  $a_0 = a_x + 2x \text{tg} \frac{\alpha}{2}$  и  $b_x = b_0$

$$\bar{D}_{\text{rx}} = \frac{2\bar{a}_x \bar{b}_x}{\bar{a}_x + \bar{b}_x} = \frac{2\left(\bar{a}_0 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2}\right) \bar{b}_0}{\bar{a}_0 + b_0 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

и относительная длина диффузора

$$\bar{x} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{D}_{\text{rx}}} = \frac{\bar{a}_0 + \bar{b}_0}{2\bar{b}_0} \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{a}_0 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2}} + \\ + \frac{\text{tg} \frac{\alpha}{2}}{\bar{b}_0} \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{a}_0 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2}} = \\ = \frac{\bar{a}_0(1 - \text{tg} \frac{\alpha}{2}) + \bar{b}_0}{4\bar{b}_0 \text{tg} \frac{\alpha}{2}} \ln \frac{\bar{a}_0 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2}}{\bar{a}_0} + \frac{\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2}}{\bar{b}_0}$$

При  $a_0 = b_0$

$$\bar{x} = \frac{2 - \text{tg} \frac{\alpha}{2}}{4 \text{tg} \frac{\alpha}{2}} \ln \left( 1 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2} \right) + \bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2}$$

42. При  $\alpha \leq 40 + 50^\circ$  коэффициент полноты удара  $\varphi_{\text{расш}}$  получается меньшим единицы (см. рис. 5-12). Это показывает, что потери в диффузоре меньше, чем потери на удар при внезапном расширении ( $\alpha = 180^\circ$ ). При углах  $\alpha = 50 + 90^\circ$  величина  $\varphi_{\text{расш}}$  становится несколько большей единицы, т. е. потери в диффузоре возрастают по сравнению с потерями на удар. Начиная с  $\alpha = 90^\circ$  до  $\alpha = 180^\circ$ , величина  $\varphi_{\text{расш}}$  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  $\alpha > 40 + 50^\circ$ .

Если же из условия ограниченности габаритов требуется очень короткий переходный участок, то применительно к сопротивлению этот участок можно осуществить с внезапным расширением ( $\alpha = 180^\circ$ ).

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 ( $\alpha > 50^\circ$ ), использованию внезапного расширения ( $\alpha = 180^\circ$ ).

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  $\zeta_d = f(\alpha)$  диаграмм 5-2, 5-4, 5-5].

45. Минимум коэффициента сопротивления  $\zeta_{\text{мин}}$  для конических диффузоров наблюдается практически в пределах  $\alpha_{\text{опт}} = 4 + 12^\circ$  и зависит главным образом от степени расширения  $n_{\text{п1}}$  и относительной длины  $l_0/D_0$ : чем меньше  $n_{\text{п1}}$ , тем больше  $\alpha_{\text{опт}}$ , при котором достигается этот минимум (см. график а диаграммы 5-2); параметр  $l_0/D_0$ , наоборот, уменьшает значения  $\alpha_{\text{опт}}$ .

Для прямоугольных (квадратных) диффузоров верхний предел  $\alpha_{\text{опт}}$  получается значительно меньше ( $7^\circ$ ). При этом влияние  $l_0/D_0$  на уменьшение  $\alpha_{\text{опт}}$  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  $\alpha_{\text{опт}} = 6 + 12^\circ$  (см. диаграмму 5-5).

46. Во многих практических случаях важно восстановить максимально возможное статическое давление при минимальной длине диффузора даже путем больших потерь энергии в нем.

Теоретически, чем больше отношение площадей  $n_{\text{п1}}$  или относительная длина  $l_d/D_0$  при данном угле расширения, тем выше коэффициент восстановления статического давления  $\eta_d$  диффузора:

$$\eta_d = \frac{p_1 - p_0}{\rho w_0^2 / 2} \quad (5-11)$$

47. На основании уравнений Бернулли, неразрывности и выражения (5-11) получается следующая связь между коэффициентом восстановления давления и коэффициентом сопротивления диффузора, установленного внутри сети:

где

$$\eta_a = N_0 - N_1 \left( \frac{F_0}{F_1} \right)^2 - \zeta_a. \quad (5-12)$$

$$N_0 = \frac{1}{F_0} \int \left( \frac{w}{w_0} \right)^3 dF;$$

$$N_1 = \frac{1}{F_1} \int \left( \frac{w}{w_1} \right)^3 dF.$$

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

$$\eta_a = 1 - \frac{1}{n_{n1}^2} - \zeta_a. \quad (5-13)$$

Аналогичная связь получается с коэффициентом полного сопротивления диффузора, установленного на выходе из сети:

$$\eta_u = 1 - \zeta_u.$$

48. Иногда эффективность диффузора характеризуют коэффициентом полезного действия (КПД), представляющим собой отношение действительного прироста статического давления к идеальному приросту (без потерь):

$$\eta_{1d} = \frac{p_1 - p_0}{(p_1 - p_0)_{ид}} = \frac{p_1 - p_0}{N_0 \cdot \rho w_0^2 / 2 - N_1 \cdot \rho w_1^2 / 2}, \quad (5-14)$$

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

$$\eta_{1d} = 1 - \frac{\zeta_a}{N_0 - N_1 / n_{n1}^2};$$

при  $N_0 = N_1 = 1$

$$\eta_{1d} = 1 - \zeta_a / (1 - 1/n_{n1}^2).$$

Аналогичная связь получается с коэффициентом полного сопротивления диффузора, установленного на выходе из сети:

$$\eta_{1u} = (1 - \zeta_u) / (1 - 1/n_{n1}^2).$$

49. Вследствие отрыва потока от стенок диффузора с большой степенью расширения и значительной неравномерностью распределения скоростей по сечению эффективное отношение площадей  $n_{n1}$ , 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  $n_{n1}$ , длина  $l_d$ ) не ограничены какими-либо условиями (не заданы), применять диффузоры с оптимальной степенью расширения  $\{(n_n)_{опт}$  и  $(l_d/D_0)_{опт}\}$ , при которой  $\eta_a$  достигает возможного для данных условий входа (толщины пограничного слоя или длины  $l_0/D_0$ ) абсолютного максимума\*1.

50. Значения  $\eta_{a, макс}$ ,  $\zeta_a$ ,  $(n_n)_{опт}$  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  $\eta_{a, макс}$  и  $\zeta_a$ .

51. Коэффициенты восстановления статического давления в диффузорах с заданными геометрическими параметрами могут быть определены по зависимости  $\eta_a$  от  $n_{n1}$  для различных углов расширения  $\alpha$  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  $\alpha = 10^\circ$  в виде зависимости  $\eta'_{1d}$  — КПД диффузора, вычисленного по формуле, аналогичной (5-14), и соответственно коэффициента сопротивления  $\zeta'_a$ , вычисленного как отношение разности полных давлений в сечениях  $0-0$  и  $1-1$  к разности динамических давлений в тех же сечениях, т. е.

$$\zeta'_a = \frac{p_0^* - p_1^*}{N'_0 \cdot \frac{\rho_0 w_0^2}{2} - N'_1 \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2}},$$

от параметров  $n_{n1}$ ,  $\delta^*/D_0$  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  $\lambda_0$  см. (1-41).

53. Данные по коэффициентам  $\eta'_{1d}$  и  $\zeta'_a$  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.  $2a_1$ ).

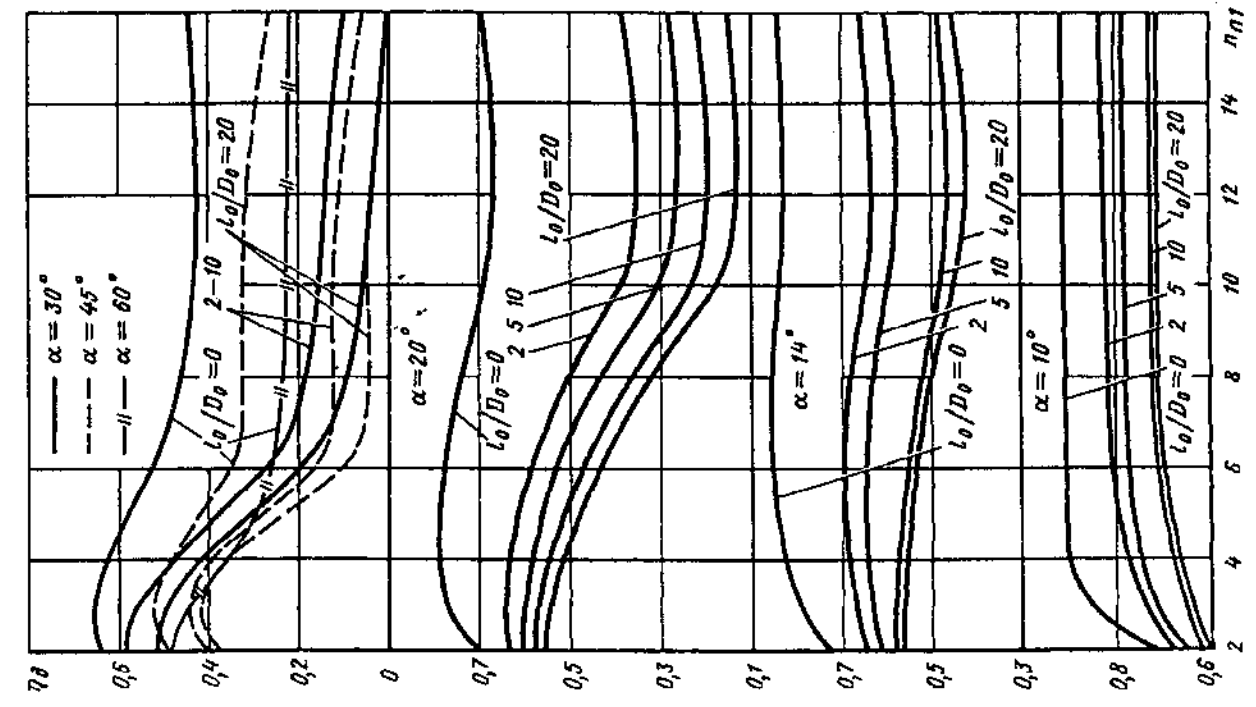


Рис. 5-14. Зависимость  $\eta_d$  от  $\lambda_{n1}$  для конического диффузора

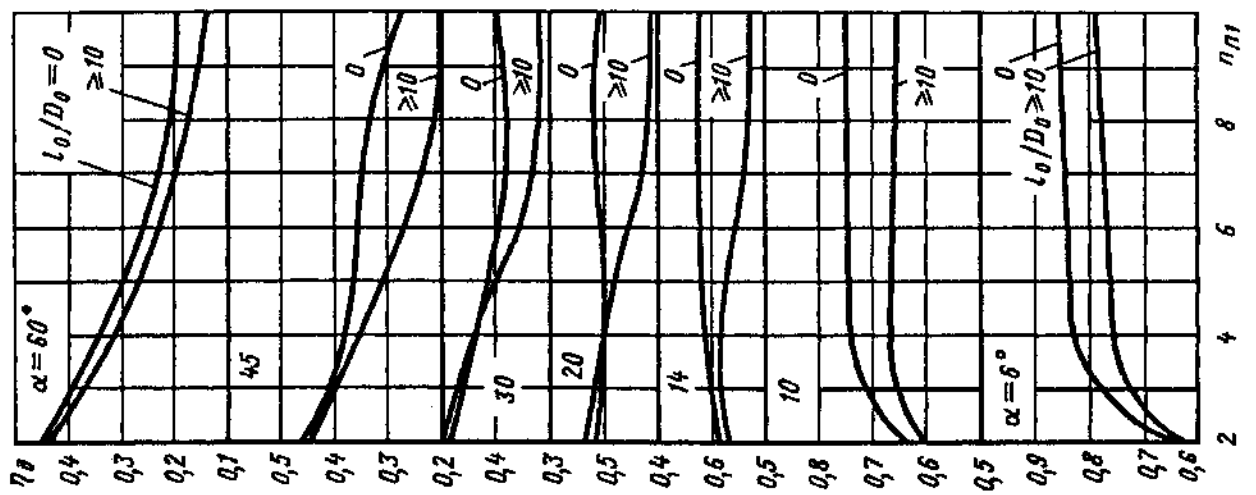


Рис. 5-15. Зависимость  $\eta_d$  от  $\lambda_{n1}$  для диффузора прямоугольного сечения

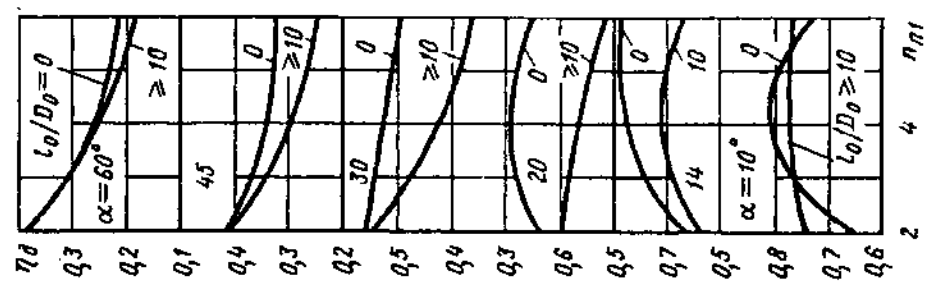


Рис. 5-16. Зависимость  $\eta_d$  от  $\lambda_{n1}$  для плоского диффузора

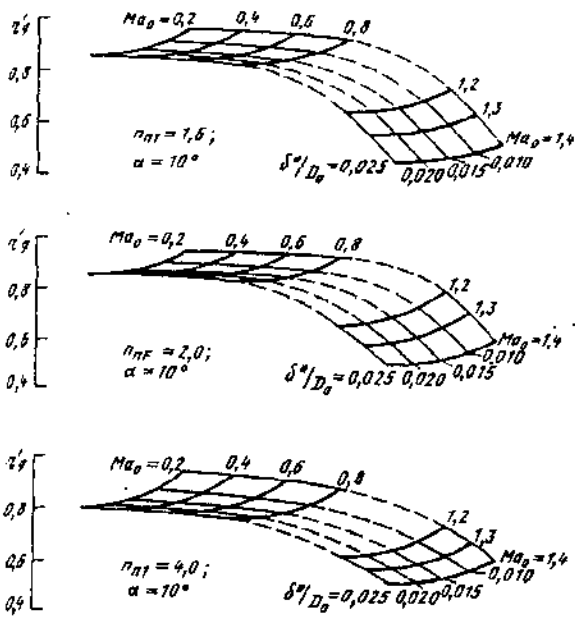


Рис. 5-17. Зависимость КПД диффузора  $\eta'_{1,2}$  с  $\alpha=10^\circ$  от числа Маха ( $Ma_0$ ), условий входа ( $\delta^*/D_0$ ) и степени расширения ( $n_{\pi 1}$ ) [5-144]

скоростях в пределах от  $Ma_0=0,2$  до наступления режима замирания потока и при сверхзвуковых скоростях в пределах  $Ma_0=1,2 \div 1,4$ .

Между величинами  $\zeta'_d$  и  $\eta'_{1,2}$  существует связь  $\zeta'_d = 1 - \eta'_{1,2}$ .

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  $\lambda_0$  и  $Re$  приведены на диаграмме 5-3. Зависимости  $\bar{p}_0 = f(\lambda_0, Re)$  (по опытам И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [5-27, 5-51 ÷ 5-54]) даны для углов расширения  $\alpha = 4 \div 14^\circ$ , степени расширения  $n_{\pi 1} = 2 \div 16$  и относительной длины  $l_0/D_0 = 0 \div 10$ .

При скоростях, близких к звуковой, зависимость  $\bar{p}_0$  от  $\lambda_0$  вырождается в вертикальные прямые (см. диаграмму 5-3). Это объясняется наступлением в диффузоре режима замирания потока, при котором происходит скачок уплотнения. Чем больше относительная длина прямого входного участка, тем раньше, т. е. при тем меньших значениях  $\lambda_0$ , наступает режим замирания.

55. Связь между коэффициентом сопротивления диффузора и коэффициентом полного давления может быть получена на основании следующей формулы [5-19]:

$$\zeta_d \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2 / 2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_0^2} \ln \frac{1}{\bar{p}_0},$$

где  $\rho_0^*$  — плотность заторможенного потока во входном сечении диффузора.

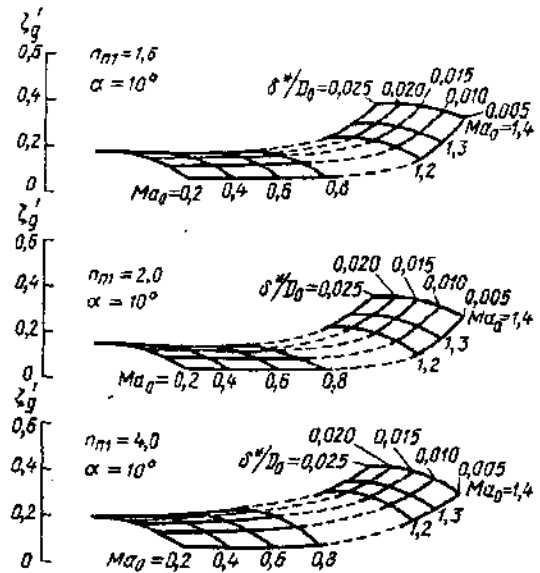


Рис. 5-18. Зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta'_d$  диффузора с  $\alpha=10^\circ$  от числа Маха ( $Ma_0$ ), условий входа ( $\delta^*/D_0$ ) и степени расширения ( $n_{\pi 1}$ ) [5-144]

Для диффузоров с небольшими углами расширения, при которых потери давления невелики [5-2],

$$\zeta_d \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2 / 2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_0^2} (1 - \bar{p}_0);$$

отсюда

$$\bar{p}_0 = 1 - \frac{k}{k+1} \lambda_0^2 \zeta_d,$$

где  $\lambda_0 \equiv \frac{w_0}{a_{*p}}$ ;  $a_{*p} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$ ;  $\rho_0^*$  — 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  $\zeta_d$  плоского пятиканального дозвукового диффузора при следующих геометрических параметрах:  $\alpha$ , равном  $8; 12; 16^\circ$ ;  $l_0$ , равном  $3,23; 6,45; 9,68$ ;  $n_{\pi 1} = 6,45$ ;  $Re = (0,6 \div 4) \cdot 10^5$ .

57. При очень малых числах Рейнольдса (по крайней мере в пределах  $1 < Re < 30 \div 50$ ) коэффициент сопротивления диффузоров описывается тем же уравнением, что и при внезапном расширении [5-4]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{A}{Re}.$$

При этом величина  $A$  является функцией как угла, так и степени расширения:

$$A = f(\alpha, n_{\pi 1}).$$

При  $\alpha \leq 40^\circ$

$$A = \frac{20n_{\alpha 1}^{0,33}}{(\operatorname{tg} \alpha)^{0,75}}$$

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  $\alpha$  до  $40-60^\circ$  и особенно для криволинейных диффузоров эти потери остаются равными сумме потерь, взятых отдельно для диффузора и решетки [5-47—5-49], т. е.

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_{\text{д.р.}} = \frac{\zeta_{\text{р.}}}{n_{\alpha 1}^2},$$

где  $\zeta_{\text{д.р.}} \equiv \Delta p_{\text{д.р.}} / (\rho w_0^2 / 2)$  — коэффициент сопротивления диффузора без решетки, определяемый, как  $\zeta$ , по соответствующим диаграммам

пятого раздела;  $\zeta_{\text{р.}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{р.}}}{\rho w_0^2 / 2}$  — коэффициент сопротивления решетки (сетки, насадки и пр.), приведенный к скорости потока перед ее фронтом, определяемый, как  $\zeta$ , 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-

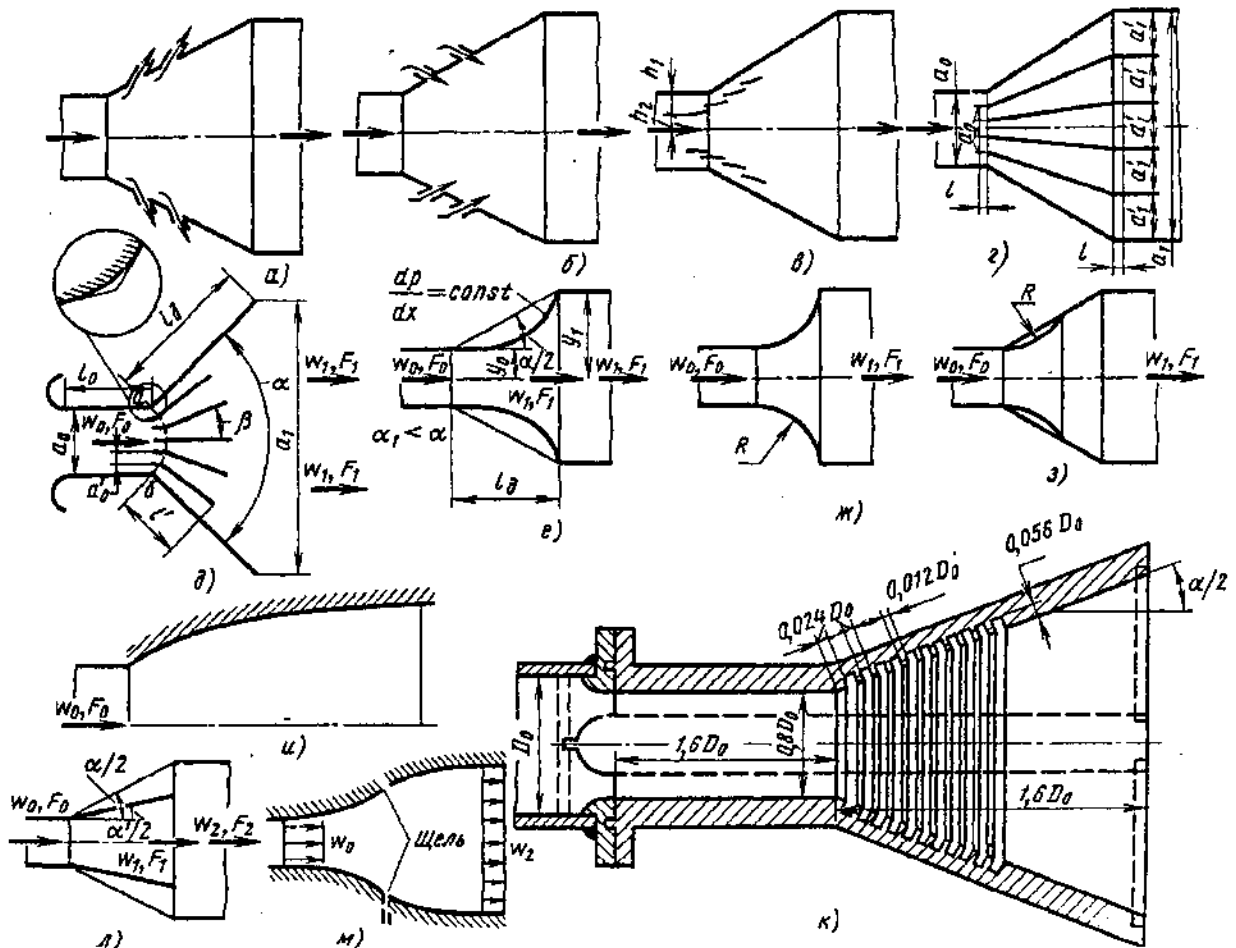


Рис. 5-19. Схемы способов улучшения работы коротких диффузоров

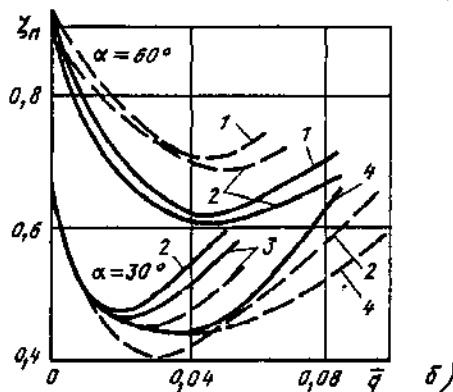
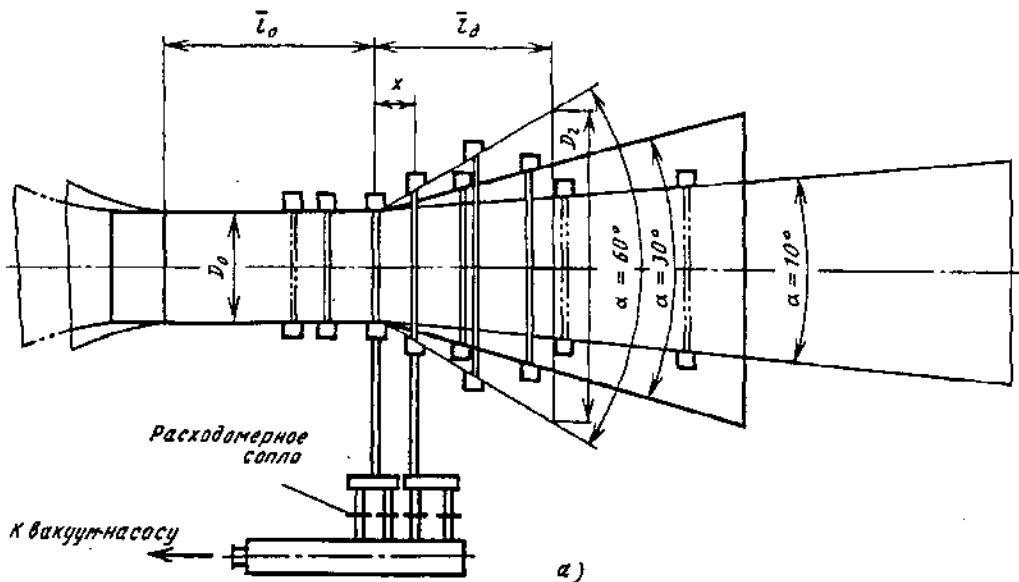


Рис. 5-20. Схема отсасывания пограничного слоя (а) и зависимость  $\zeta_n$  от относительного расхода  $\bar{q}$  (б) [5-93]:

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  $\alpha=30^\circ$ ;  $\bar{x}=0$  и  $\bar{x}_1=0,35D_0$  при  $\alpha=60^\circ$ ; 1 —  $n_{n1}=8$ ; 2 —  $n_{n1}=4$ ; 3 —  $n_{n1}=3$ ; 4 —  $n_{n1}=2$

чатых стенок (ступенчатые диффузоры, рис. 5-19, а) 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  $\bar{q}=0,02 \div 0,03$  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  $\zeta_n$  конических диффузоров, работающих на выхлоп, с углами расширения  $\alpha 30^\circ$  и  $60^\circ$  и степенью расширения  $n_{n1}=2 \div 8$  в зависимости от степени отсоса  $\bar{q} = \frac{q_{отс}}{Q}$  и местоположения отсасывающей щели  $\bar{x}_i = x_i/D_0$  при  $Re = (3,7 \div 4,8) \cdot 10^5$ . Здесь  $\zeta_n$  учитывает и потери в системе отсоса. Для  $\alpha=30^\circ$  оптимальная степень отсоса находится в пределах  $\bar{q} = 0,02 \div 0,03$ . 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  $\alpha=60^\circ$  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  $\alpha (30^\circ \text{ и } 60^\circ)$  оптимальным является нулевое местоположение ( $\bar{x}_0=0$ ) щели сдува [5-95]. Эффективность диффузора со сдуванием зависит от относительной площади

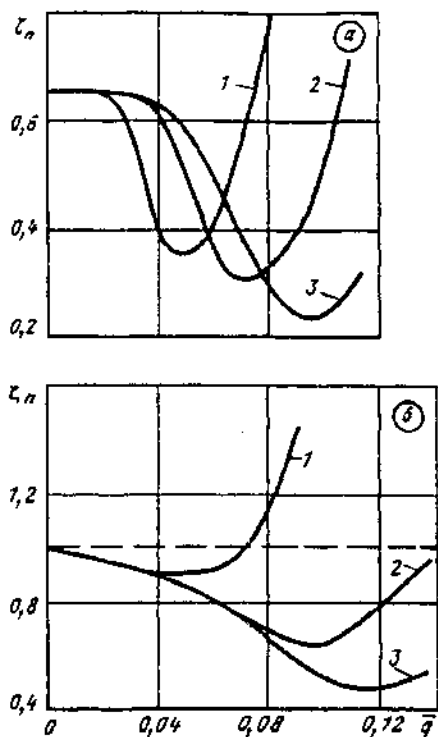


Рис. 5-21. Зависимость  $\zeta_n$  от  $\bar{q}$  при сдувании пограничного слоя [5-95]:

$a - \alpha = 30^\circ$ ,  $n_{n1} = 3 \div 8$ : 1— $f_s = 0,03$ ; 2— $f_s = 0,06$ ; 3— $f_s = 0,08$ ;  $b - \alpha = 60^\circ$ ;  $n_n = 4$  и 8: 1— $f_s = 0,03$ ; 2— $f_s = 0,06$ ; 3— $f_s = 0,08$

сечения щели  $\bar{f}_3 = (f_s/n_n)F_0$  ( $n_n = F_s/F_0$ ). Зависимость коэффициента  $\zeta_n$  (учитывающего и затраты энергии на сдувание) от относительного расхода на сдувание при различных значениях  $\bar{f}_3$  и степени расширения диффузора  $n_{n1}$  для  $\alpha = 30^\circ$  и  $60^\circ$  приведена на рис. 5-21. Оптимальная степень сдувания находится в пределах  $\bar{q} = 0,04 \div 0,12$ ; при этом она не зависит от величины  $n_{n1}$ . Значение  $\zeta_n$  может быть уменьшено путем сдувания пограничного слоя в 2—3 раза, или при одинаковых  $\zeta_n$  во столько же раз может быть уменьшена длина диффузора. Последнее подтверждается рис. 5-22, на котором приведена зависимость минимального коэффициента  $\zeta_{n \min}$  от  $\bar{f}_3$  при различных  $\alpha$ .

65. Направляющие лопатки (дефлекторы) отклоняют часть потока с большими 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  $\alpha_1 = 90 \div 180^\circ$  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. Поток необходимо дать возможность расширяться в каналах у стенок так же, как в центральном канале;

в) для угла расширения  $\alpha = 90^\circ$  относительное расстояние  $h_1/h_2 = 0,95$ ; для  $\alpha = 180^\circ$   $h_1/h_2 = 1,4$  (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 вплотную 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

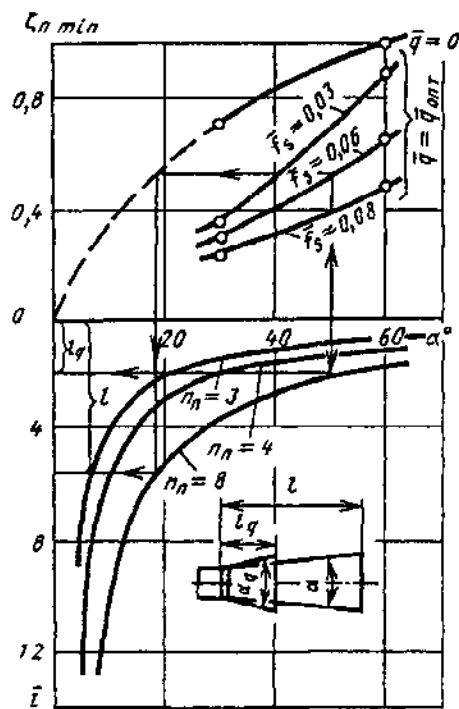


Рис. 5-22. Сводная зависимость минимальных потерь полного давления от площади щели при различных углах раскрытия диффузора и сдувании пограничного слоя [5-95]



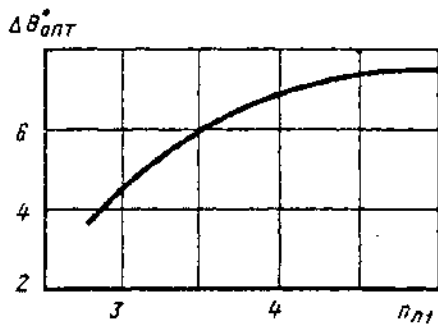


Рис. 5-23. Зависимость угла  $\Delta\theta_{\text{опт}}$  от степени расширения  $n_{n1}$  [5-96]

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  $\alpha$ :

$\alpha$ .....	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  $\Delta\theta_{\text{опт}}$  (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

$$\alpha^* = \alpha + 2\Delta\theta_{\text{опт}}$$

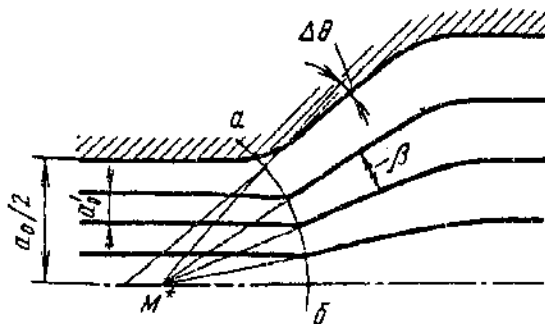


Рис. 5-24. Схема расположения разделительных лопаток в диффузоре [5-96]

и вычерчивают дугу  $a-b$  окружности, соединяющую углы изгиба стенок диффузора (линия перехода потока в горловине к потоку, следующему «радиально» из источника  $M^*$  по радиусу

$$r = \frac{3a_0}{2\alpha_p^*},$$

где  $a_0$  — ширина горловины диффузора;  $\alpha_p^* = 0,01745 \alpha^*$  — 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  $\beta$  (см. рис. 5-19, д):

$\beta^\circ$ .....	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 пересечения линий деления с линией перехода  $a-b$ ; длину лопаток откладывают от линии перехода (см. рис. 5-19, д);

е) лопатки в зоне передних кромок изгибаются 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  $l'/l_d = 0,6$ ;

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  $\beta$  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 ( $\alpha < 15 \div 20^\circ$ ) потери в криволинейных диффузорах становятся даже большими, 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

$$y = \frac{y_1}{\sqrt{1 + \left[ \left( \frac{y_1}{y_0} \right)^4 - 1 \right] \frac{x}{l_n}}}$$

Уравнение образующей для плоского диффузора

$$y = \frac{y_1}{\sqrt{1 + \left[ \left( \frac{y_1}{y_0} \right)^2 - 1 \right] \frac{x}{l_n}}}$$

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]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \varphi_0 \left( 1,43 - \frac{1,3}{n_{n1}} \right) \left( 1 - \frac{1}{n_{n1}} \right)^2,$$

где  $\varphi_0$  — 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  $\alpha = 45^\circ$  и  $60^\circ$  близки к  $\zeta$  для более длинного диффузора с  $\alpha = 30^\circ$  без скругления. Это означает, что вместо прямолинейного диффузора с  $\alpha = 30^\circ$  выгодно применять более короткие диффузоры с эквивалентными углами  $\alpha = 45 \div 60^\circ$ , но со скруглением. Длина таких диффузоров меньше диффузора с  $\alpha = 30^\circ$  на  $40 \div 50\%$ .

70. Эффективны также диффузоры с предотвращением состояния 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  $\alpha = 4^\circ$ , а в плоских диффузорах  $\alpha = 6^\circ$ . Предотрывный диффузор яв-

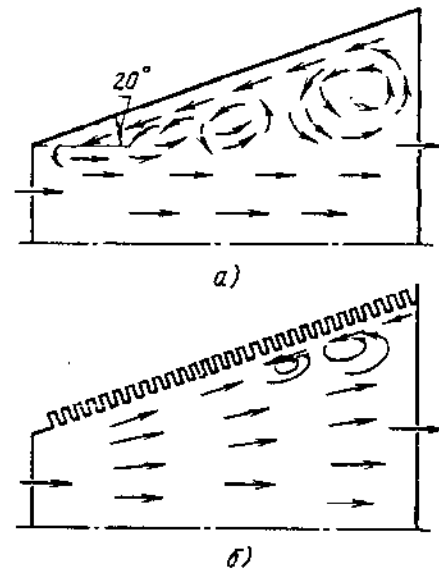


Рис. 5-25. Схема течения потока в диффузоре [5-61, 5-62]: а — без оребрения; б — с оребрением

ляется диффузором с безотрывным течением минимальной длины.

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  $\alpha = 40 \div 45^\circ$ . 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, и), 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]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left( \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \frac{q^2 + 1}{q^2 - 1} + k_1 \operatorname{tg}^{1.25} \frac{\alpha}{2} \right) \times \\ \times (1 - 1/q^2)^2 + (1/q^2 - 1/n_n)^2,$$

где  $q = 1 + 2(l_n/D_r) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ ;  $k_1 = 3,2$  — для диффузоров круглого сечения;  $k_1 \approx 4 \div 6$  — для диффузоров прямоугольного сечения\*<sup>1</sup>;  $n_n = F_2/F_0$  — степень общего расширения ступенчатого диффузора (отношение площади самой широкой части диффузора к площади самой узкой его части, см. рис. 5-19, *а*).

74. Коэффициент суммарного сопротивления плоского ступенчатого диффузора может быть подсчитан приближенно [5-47]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[ \frac{\lambda}{8(l_n/a_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \left( \frac{a_0}{b_0} \frac{q_1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} + \frac{q_2}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) + 3,2 \operatorname{tg}^{1.25} \frac{\alpha}{2} \right] (1 - 1/q_1)^2 + (1/q_1 - 1/n_n)^2,$$

где  $q_1 = 1 + 2(l_n/a_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ ;  $q_2 = 1 + (l_n/a_0) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$  ( $b_0$  постоянно по длине диффузора).

75. Для каждой степени расширения  $n_n$  и каждой относительной длины  $l_n/D_r$  (или  $l_n/a_0$ ) ступенчатого диффузора существует оптимальный угол расширения  $\alpha_{\text{опт}}$ , 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  $\zeta_{\min}$  — минимальный коэффициент сопротивления, зависящий от относительной длины плавной части диффузора  $l_n/D_r$  (или  $l_n/a_0$ ) и степени общего расширения ступенчатого диффузора  $n_n$  (см. диаграммы 5-9—5-11).

76. Предельный угол расширения  $\alpha_{\text{пред}}$  плавной части ступенчатого диффузора, т. е. угол, при котором исчезает ступенчатость при заданных степени общего расширения  $n_n$  и относительной длине плавной части  $l_n/D_r$  (или  $l_n/a_0$ ), находят из выражения

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{пред}}}{2} = \frac{\sqrt{n_n l - 1}}{2l_n/D_r}$$

\*<sup>1</sup> Кривые на диаграмме 5-10 вычислены при  $k_1 = 6,0$ , что дает некоторый запас в расчете.

и соответственно

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_{\text{пред}}}{2} = \frac{n_n l - 1}{2l_n/a_0}.$$

Практически при выборе относительной длины  $l_n/D_r$  ( $l_n/a_0$ ) ступенчатого диффузора целесообразно руководствоваться не наименьшим значением  $\zeta_{\min}$ , а несколько большим (примерно на 10%), что позволяет значительно сократить длину диффузора без существенного увеличения потерь в нем. Линии оптимальных значений  $l_n/D_r$  ( $l_n/a_0$ ) 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 прямой 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  $Q/Q_{\text{опт}}$ , где  $Q_{\text{опт}}$  — расход при максимальном КПД вентилятора.

78. Отклонение потока в сторону вращения колеса вентилятора позволяет применять за центробежными вентиляторами диффузоры с большими, чем обычно, углами расширения. При этом плоские диффузоры с углами расширения  $\alpha > 25^\circ$  целесообразно выполнять несимметричными, так, чтобы наружная стенка либо являлась продолжением обечайки кожуха, либо несколько (не более чем на  $10^\circ$ ) отклонялась в сторону обечайки, а внутренняя — в сторону колеса.

Отклонение оси диффузора в сторону обечайки кожуха вентилятора нецелесообразно, так как сопротивление таких диффузоров при  $\alpha > 15^\circ$  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  $\alpha < 15^\circ$  и пирамидальных с  $\alpha < 10^\circ$  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, больших  $10—15^\circ$ , нельзя пользоваться значениями  $\zeta$  для изолированных диффузоров; они должны определяться по диаграммам 5-13—5-18.

Эти данные практически пригодны при режимах как  $Q = Q_{\text{опт}}$ , так и  $Q \leq Q_{\text{опт}}$ .

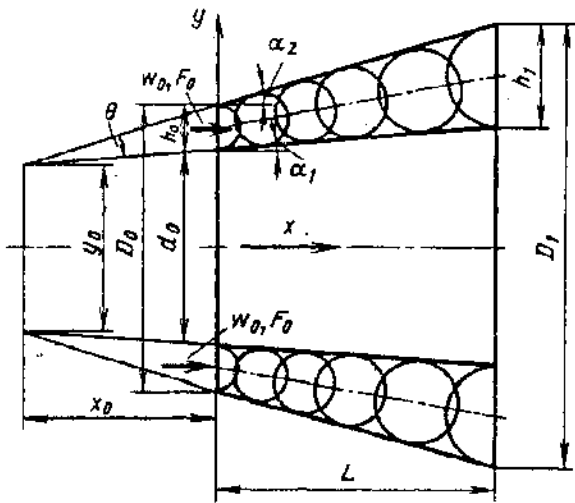


Рис. 5-26. Осекольцевой диффузор

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\*<sup>1</sup>  $\zeta_{\text{вн}} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{\Delta p}{\rho c_a^2/2}$  осекольцевого диффузора с положительными углами  $\alpha_1$  в зависимости от степени расширения  $n_{\text{н1}}$  при заданном  $\bar{d}_0$  имеют для каждого значения  $\bar{L}_d = L/D_0$

\*<sup>1</sup> Под коэффициентами внутреннего сопротивления  $\zeta_{\text{вн}}$  и  $\zeta_{\text{вн}}'$  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.

практически одну кривую. Такие зависимости  $\zeta_{\text{вн}}'$  от  $n_{\text{н1}}$  при  $\bar{d}_0 = 0,650 \div 0,688$  и  $\bar{L}_d = 0,5 - 2,0$  приведены на графике а диаграммы 5-19. Кривые  $\zeta_{\text{вн}} = f(n_{\text{н1}})$  для  $\bar{L}_d$ , 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  $2 < n_{\text{н1}} < 4$  и  $0,5 < \bar{L}_d < 2,0$  можно пользоваться интерполяционной формулой

$$\zeta_{\text{вн}} \approx 0,25 n_{\text{н1}}^2 / \bar{L}_d^{0,5}.$$

При неравномерном поле скоростей на входе в осекольцевой диффузор или при установке его за работающей осевой машиной коэффициент внутреннего сопротивления

$$\zeta_{\text{вн}} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx k_d \zeta_{\text{вн}}',$$

где  $k_d$  — поправочный коэффициент (см. диаграммы 5-1 или 5-19).

83. Коэффициент сопротивления осекольцевого диффузора с задним суживающимся обтекателем (см. диаграмму 5-19)

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_d \varphi_d \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

где  $\varphi_d$  — общий\*<sup>1</sup> коэффициент полноты удара, определяемый в зависимости от угла расширения  $\alpha$  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:

$$a = L_s - (L_s - b \sin \alpha) \text{ и } b = D_1/2 - r_0 - L_s \tan \alpha,$$

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  $\zeta_{\text{вн}}$  указанных типов диффузоров\*<sup>2</sup> даны

\*<sup>1</sup> Общий коэффициент полноты удара учитывает суммарные потери в диффузоре [5-47, 5-49].

\*<sup>2</sup> Значения коэффициентов полного сопротивления  $\zeta_{\text{тр}}$  см. в одиннадцатом разделе.

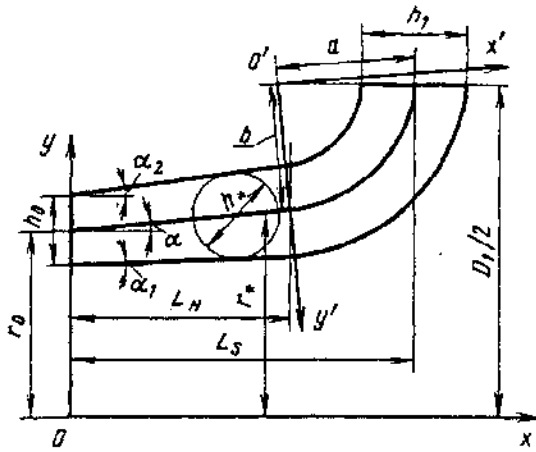


Рис. 5-27. Схема построения осерадиально-кольцевого диффузора

на диаграмме 5-20 в зависимости от степени расширения  $n_{\pi 1}$  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<sup>3</sup>/с) и с неработающим компрессором.

Величина  $\zeta_{\text{ин}}$  при работающем компрессоре превышает соответствующее значение  $\zeta_{\text{ин}}$  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  $\alpha$ , на несколько диффузоров с меньшими значениями  $\alpha$  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  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , 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 обуславливают 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  $\beta$  и относительный радиус кривизны оси  $R_0/D_0(r/b_0)$ .

89. Коэффициенты внутреннего сопротивления  $\zeta_{\text{ин}}$  плоских кривоосных диффузоров постоянной длины ( $l_n/b_0 = 8,3$ ), наиболее часто встречающихся в многоступенчатых насосах, даны на диаграмме 5-21 в зависимости от угла расширения  $\alpha^{*1}$  для четырех значений относительного радиуса изгиба внутренней боковой стенки диффузора:  $r/b_0$ , равного  $\infty$ ; 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 постоянной длине ( $l_n/D_0 = 7,15$ ) и степени расширения ( $n_{\pi 1} = 4$ )<sup>\*2</sup> и различных углах изгиба ( $\beta = 0; 15$  и  $30^\circ$ ,  $R_0/D_0 = \infty$ ; 27,30; 13,65) приведены на диаграмме 5-22<sup>\*3</sup>. Часть данных приведена для постоянного числа Рейнольдса ( $Re = 5,2 \cdot 10^3$ ), а часть — в зависимости от этого числа. Во всех случаях

<sup>\*1</sup> Для диффузора круглого сечения угол расширения  $\alpha = 8^\circ$ .

<sup>\*2</sup> Под углом расширения кривоосного диффузора понимается угол, составленный боковыми стенками прямоосного диффузора, полученного распрямлением кривоосного диффузора.

<sup>\*3</sup> Эти данные получены на основе приближенного пересчета значений КПД, взятых из экспериментальной работы Шпренгера [5-173].

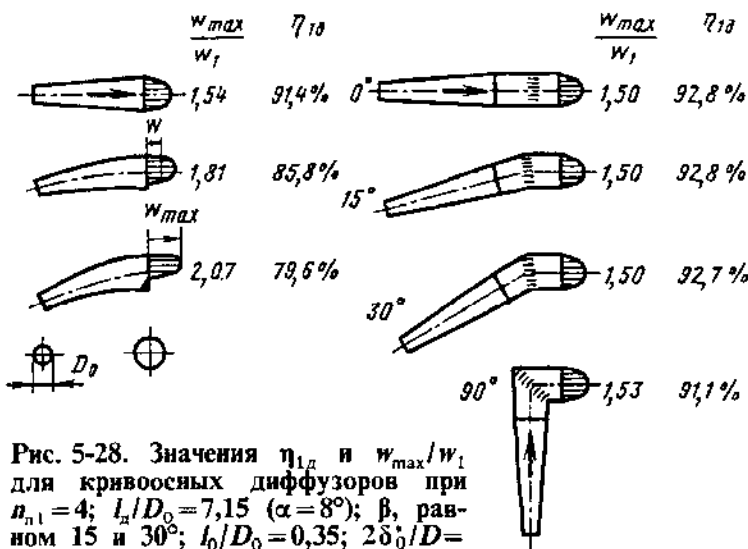


Рис. 5-28. Значения  $\eta_{1d}$  и  $w_{max}/w_1$  для кривоосных диффузоров при  $n_{n1}=4$ ;  $l_0/D_0=7,15$  ( $\alpha=8^\circ$ );  $\beta$ , равном 15 и  $30^\circ$ ;  $l_0/D_0=0,35$ ;  $2\delta_0/D_0=0,51\%$ ;  $Re=5,2 \cdot 10^5$  и для прямоосных диффузоров с отклоняющимися коленами [5-172, 5-173]

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  $\alpha$  и степени сужения  $n_0 = F_0/F_1$  (и соответственно от относительной длины  $l_0/D_0$ ), а при малых числах Рейнольдса также и от числа  $Re$ .

94. При достаточно больших углах ( $\alpha > 10^\circ$ ) и степенях сужения ( $n_0 < 0,3$ ) после перехода от сужающегося участка прямолинейного конфузора к прямой части трубы поток отрывается от стенок, что и обуславливает в основном местные потери полного давления.

Чем больше  $\alpha$  и меньше  $n_0$ , тем значительнее отрыв потока и большее сопротивление конфузора. Максимум сопротивления получается, естественно, при  $\alpha=180^\circ$ , 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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_m + \zeta_{тр}$$

Коэффициент местного сопротивления конфузора [5-136]

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + 0,00444n_0 - 0,00745) \times (\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p)$$

где  $\alpha_p = 0,01745\alpha$  рад ( $\alpha$  — в  $^\circ$ ).

Коэффициент сопротивления трения  $\zeta_{тр}$  сужающегося участка определяется по (5-6), (5-8) — (5-10), в которых  $\lambda$  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  $\zeta$ , полученные Б. И. Янышиным [5-100] опытным путем при  $Re=5 \cdot 10^5$ .

96. В пределах  $10^\circ < \alpha < 40^\circ$  общий коэффициент сопротивления конфузора с прямолинейными образующими имеет минимум, который, по крайней мере при  $Re \geq 10^5$ , остается практически постоянным и равным  $\zeta \approx 0,05$ .

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 ( $\alpha < 10^\circ$ ) 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],

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\text{Re}}$$

В пределах  $5^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$

$$A = 20,5 n_0^{-0,5} \text{tg}^{-0,75} \alpha.$$

### 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, конфузorno-диффузные переходы (диаграмма 5-25). Согласно опытам Б. И. Яньшина [5-100], оптимальные параметры переходов в виде конфузора с прямолинейными образующими следующие:

$$\alpha_x = 30 \div 40^\circ \text{ и } \alpha_d = 7 \div 10^\circ.$$

Для конфузора с криволинейными образующими оптимальный радиус скругления его  $R_x = (0,5 \div 1,0) D_0$ .

101. Коэффициент сопротивления конфузorno-диффузных 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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A(k_1 k_2 \zeta_1 + \Delta \zeta). \quad (5-15)$$

Здесь  $\zeta_1$  — коэффициент сопротивления перехода с плавным (криволинейным) конфузормом при  $l_0/D_0 = 1,0$ , определяется при  $\text{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq$

$\geq 2 \cdot 10^5$  по кривым  $\zeta_1 = f_1(\alpha_d)$  диаграммы 5-25, полученным на основании данных Б. И. Яньшина [5-100]. При  $\text{Re} < 2 \cdot 10^5$  коэффициент  $\zeta_1$  для диффузоров круглого сечения см.  $\zeta$  на диаграмме 5-2;  $k_1 = \zeta_{1n}/\zeta_{1n \geq 4}$  — отношение коэффициента  $\zeta_1$  при  $n_1 = F_1/F_0 < 4$  к его значению при  $n_1 \geq 4$  см. кривые  $k_1 = f_2(\alpha_d, F_1/F_0)$  диаграммы 5-25;  $k_2$  — поправка на влияние относительной длины  $l_0/D_0$ ; в пределах  $0,25 \leq l_0/D_0 \leq 5,0$

$$k_2 \approx 0,66 + 0,35 l_0/D_0; \quad (5-16)$$

$\Delta \zeta$  — дополнительный член, учитывающий влияние  $l_0/D_0$ ;  $A = 1,0$  — для перехода с плавным конфузормом;  $A = f(\alpha_d)$  — для переходов с конфузормом, 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) коэф-

фициент сопротивления может быть определен ориентировочно по (5-15) и (5-16), но вместо  $\zeta_1$  принимается  $\zeta_d$  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 конфузормам. 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 конфузornoго перехода в этом случае следует принимать равной:

$$l_x \approx 1,8(b_1 - D_0) \text{ при } b_1 > 1,5D_0; \\ l_x \approx 1,5b_1 \text{ при } b_1 \leq 1,5D_0.$$

Длину конфузornoных переходов типа *B* и *C* можно сократить в 1,5—2 раза по сравнению с длиной перехода типа *A*. Ориентировочно для этих переходов

$$l_x \approx (1 \div 1,5)b_1.$$

В этих случаях, когда  $b_1 < D_0$ , все стенки конфузornoных переходов оказываются сходя-

Рис. 5-29. Переходные участки с различными формами образующих их стенок [5-84]

шимися, и тогда длина их должна соответствовать оптимальному углу сходимости, как в круговых конфузорах, т. е.  $\alpha = 40 \div 50^\circ$ . В этом случае

$$l_x \approx 1,1(D_0 - a_1) \approx D_0.$$

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  $8-10^\circ$ . Выполнение этого условия в переходах типа А приводит к сравнительно большой их длине; при  $\alpha = 10^\circ$

$$l_d \approx 5,7(D_0 - a_1) \approx 6D_0.$$

Поэтому для сокращения длины следует применять диффузорные переходы формы типа В или С; в этом случае

$$l_d \approx (3 \div 4)D_0.$$

108. При небольшой относительной ширине прямоугольного сечения ( $b_1/D_0 < 2$ ) следует использовать переходы типа В. 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 С.

109. Размеры любого поперечного сечения по длине перехода типа В могут быть найдены аналитически:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_1 - (F_1 - F_2) \frac{x}{l}; \\ F_x &= 4a_x b_x - (4 - \pi) a_x^2; \\ b_x &= D_0 + (b - D_0) \frac{x}{l}. \end{aligned} \right\} \quad (5-17)$$

где  $F_x$  — площадь поперечного сечения на расстоянии  $x$  от входа.

110. Размеры поперечных сечений переходов типа С можно найти по формулам (5-17), применяя их отдельно для каждой из трех характерных частей перехода, показанных на

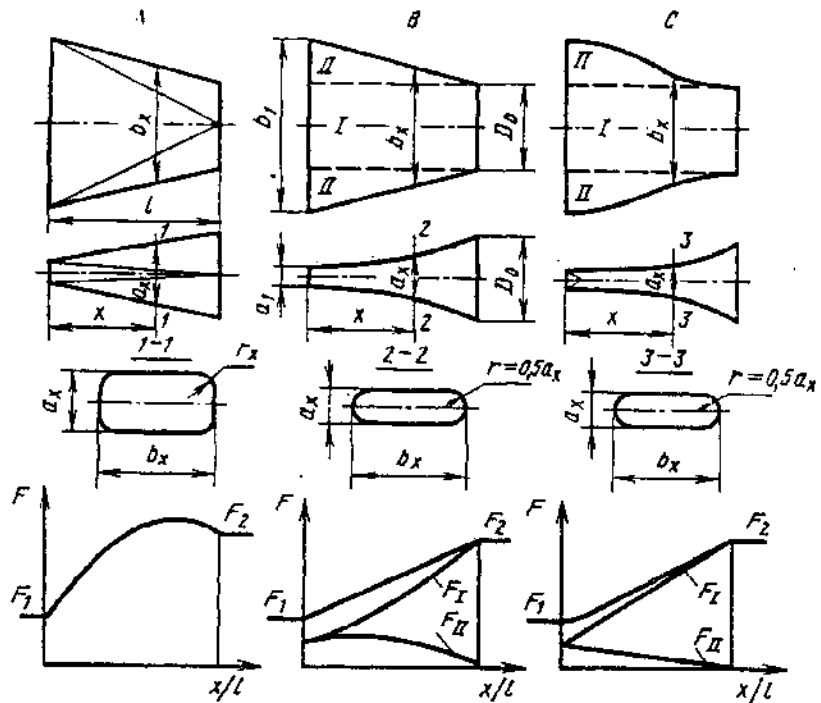


рис. 5-29<sup>\*1</sup>. Например, при расчете средней части I известна ширина  $b_{xI} = D_0$ , а размер  $a_{xI}$  находится по зависимости  $F = f(x/l)$ . При расчете же крайних частей II будет известен размер  $a_{xII} = a_{xI}$ , и размер  $b_{xII}$  определится также из заданной зависимости  $F = f(x/l)$ . 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  $n$ , и относительных длин (переходов  $l_d/D_0$  и  $l_x/D_0$ ), 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]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w D_0^2 / 2} = \zeta_a + A \exp\left(-k_2 \frac{Re}{Re_a}\right), \quad (5-18)$$

где числовые коэффициенты  $A$  и  $k_2$  зависят от закона изменения величин и формы пло-

<sup>\*1</sup> В ответственных случаях уточнение и окончательный выбор оптимальных форм и размеров следует проводить на основе экспериментальных исследований.



шадлей по длине перехода и отношения  $b_1/a_1$ ;  $c_1$  — коэффициент сопротивления в автоматическом режиме течения ( $Re \geq Re_c \approx 5 \cdot 10^5$ );  $w_0$  — средняя скорость потока в круглом сечении перехода;  $A = A_d \approx 0,5$  и  $k_2 = k_u = 5,0$  — для диффузорного перехода;  $A = A_c \approx 0,3$  и  $k_2 = k_c \approx 5,0$  — для конфузорного перехода.

Первый член правой части выражения (5-18)

$$\zeta_x = (c_0 + c_1 b_1/a_1) n_0^2,$$

где  $c_1$  зависит от длины и формы перехода. Для переходных участков с линейным законом изменения площадей значения  $c_1$  см. график в диаграмме 5-27.

Коэффициент  $c_0$  — сопротивление участка трубы постоянного сечения, длина которого равна длине переходного участка:

$$c_0 = \lambda/D_r,$$

где  $D_r$  — среднее значение (по длине перехода) гидравлического диаметра. При длине переходов  $l/D_0 \approx 3,5$  ориентировочно можно принять:  $c_0 \approx 0,06$ ,  $c_{1d} \approx 0,01$  — для диффузорного

перехода и  $c_{1c} \approx 0,002$  — 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 ( $a_1/b_1 \leq 2,0$ ) 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  $\alpha_2$  находится из выражений:

для перехода с круга на прямоугольник

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2} = \frac{2\sqrt{a_1 b_1/\pi} - D_0}{2l_d},$$

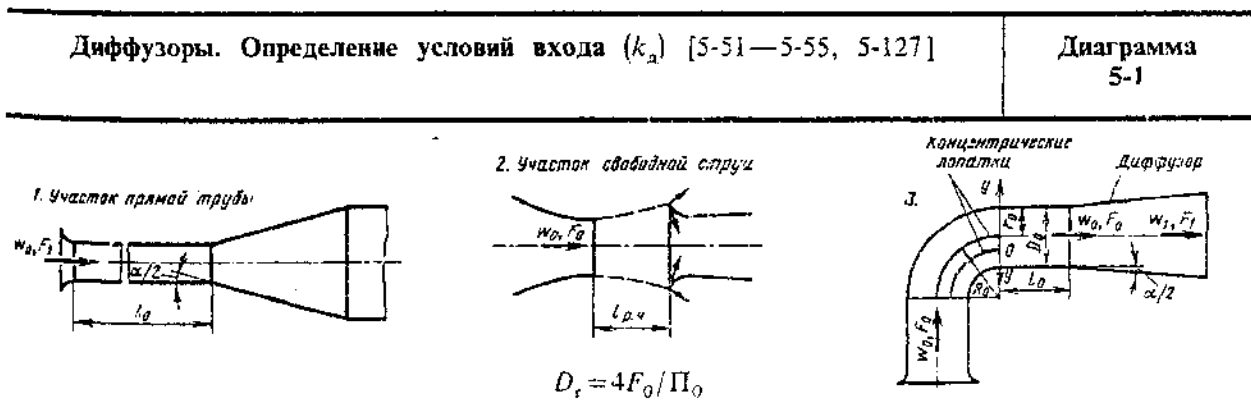
для перехода с прямоугольника на круг

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2} = \frac{D_1 - 2\sqrt{a_0 b_0/\pi}}{2l_d}.$$

### 5-1. Оптимальные характеристики диффузоров

$l_0/D_0$	$\Pi_{1 \max}$	$\zeta_d$	$(n_d)_{\text{опт}}$	$(l_d/D_0)_{\text{опт}}$
<b>Конические диффузоры (<math>\alpha = 14 \div 10^\circ</math>)</b>				
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
<b>Прямоугольные диффузоры (квадратного сечения при <math>\alpha = 10 \div 6^\circ</math>)</b>				
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
<b>Плоские диффузоры (<math>\alpha = 14 \div 10^\circ</math>)</b>				
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



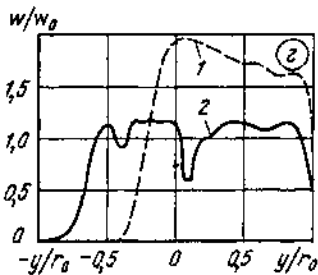
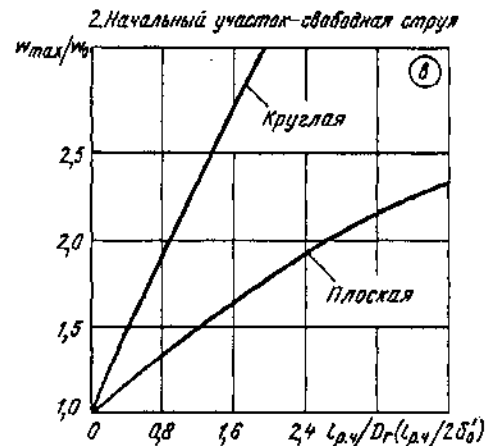
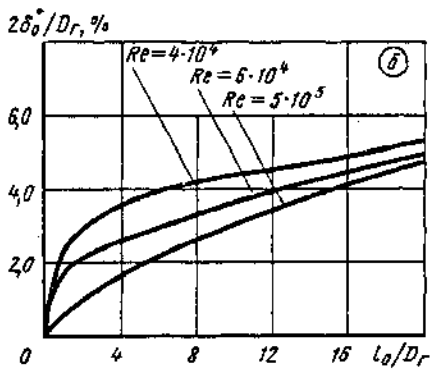
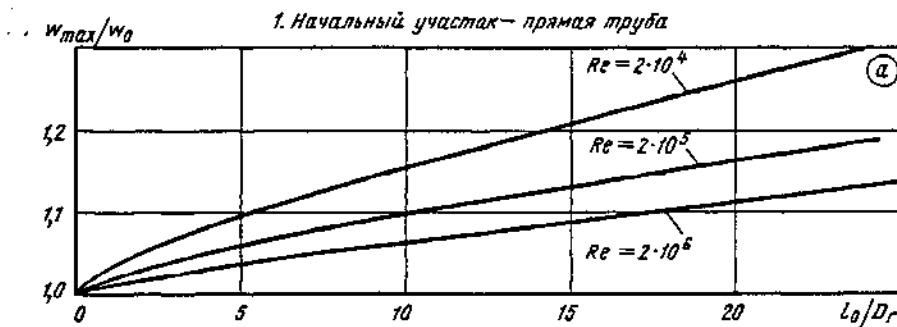
Диффузоры. Определение условий входа ( $k_d$ ) [5-51—5-55, 5-127]

Диаграмма 5-1

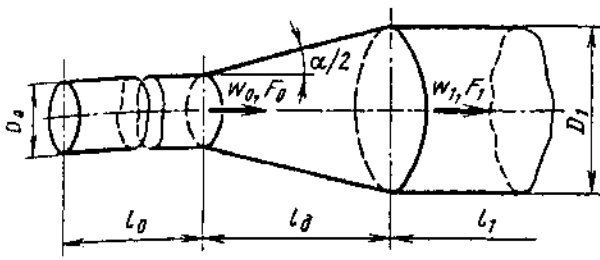
1. При известном  $w_{max}/w_0$  или  $2\delta_0^*/D_r$  в симметричном поле скоростей перед диффузором (схема 1) относительная длина  $l_0/D_r$  определяется по кривым  $w_{max}/w_0 = f_1(l_0/D_r)$  (график а) или соответственно по кривым  $2\delta_0^*/D_r = f_2(l_0/D_r)$  (график б); затем по этим значениям  $l_0/D_r$  на соответствующих диаграммах находится  $k_d$ .

2. Для свободной струи (рабочая часть аэродинамической трубы—схема 2) по известной длине  $l_{p.ч}/D_r$  определяется  $w_{max}/w_0 = f_3(l_{p.ч}/D_r)$  (график в), затем по графику а находится  $l_0/D_r$  и, наконец, по соответствующим диаграммам определяется  $k_d = f(l_0/D_r)$ .

3. При установке диффузоров (любой формы) с  $\alpha = 6 \div 14^\circ$  за отводом (схема 3) или за другими фасонными частями со сходными профилями скоростей перед диффузором (график г)  $k_d = f(w/w_0, R_0/D_r, l_0/D_r, z)$  берется по таблице (см. ниже).



Форма профилей скоростей (график г)	Параметры отвода (схема 3)			$k_d$
	$R_0/D_r$	$l_0/D_r$	Число концентрических лопаток $z$	
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
—	$\geq 3,0$	0	0	1,0



$$n_{n1} = F_1/F_0; \text{Re} = w_0 D_0/\nu$$

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_a \zeta_a$ ; для диффузоров за прямым участком  $k_a = f\left(\alpha, \frac{2\delta^*}{D_0}, l_0/D_0, n_{n1}, \text{Re}\right)$  см. таблицы и графики б и в; для диффузоров за свободной струей (рабочая часть аэродинамической трубы)  $k_a = f(\alpha, w_{\max}/w_0, n_{n1}, \text{Re})$  см. таблицы и графики б и в, где  $w_{\max}/w_0 = f_1(l_0/D_0)$  или  $2\delta^*/D_0 = f_2(l_0/D_0)$  см. диаграмму 5-1; для диффузоров с  $\alpha = 6 \div 14^\circ$  за фасонной частью  $k_a = f(w/w_0)$  см. таблицу диаграммы 5-1.

\*1 Здесь и далее  $l_0/D_0 = 0$  означает, что диффузор установлен непосредственно за плавным коллектором.

Значения  $\zeta_a$  при  $l_0/D_0 = 0$

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$						
	3	4	6	8	10	12	14
<b><math>n_{n1} = 2</math></b>							
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

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$							
	16	20	30	45	60	90	120	180
<b><math>n_{n1} = 2</math></b>								
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

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$						
	3	4	6	8	10	12	14
<b><math>n_{n1} = 4</math></b>							
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  $\alpha = 3-180^\circ$  [5-51—5-55] Диаграмма 5-2

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{\alpha 1} = 4$								
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
≥ 6	0,169	0,240	0,382	0,506	0,560	0,582	0,577	0,567

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{\alpha 1} = 6$							
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
≥ 6	0,092	0,090	0,080	0,079	0,080	0,098	0,137

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{\alpha 1} = 6$								
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
≥ 6	0,160	0,286	0,456	0,600	0,690	0,707	0,700	0,695

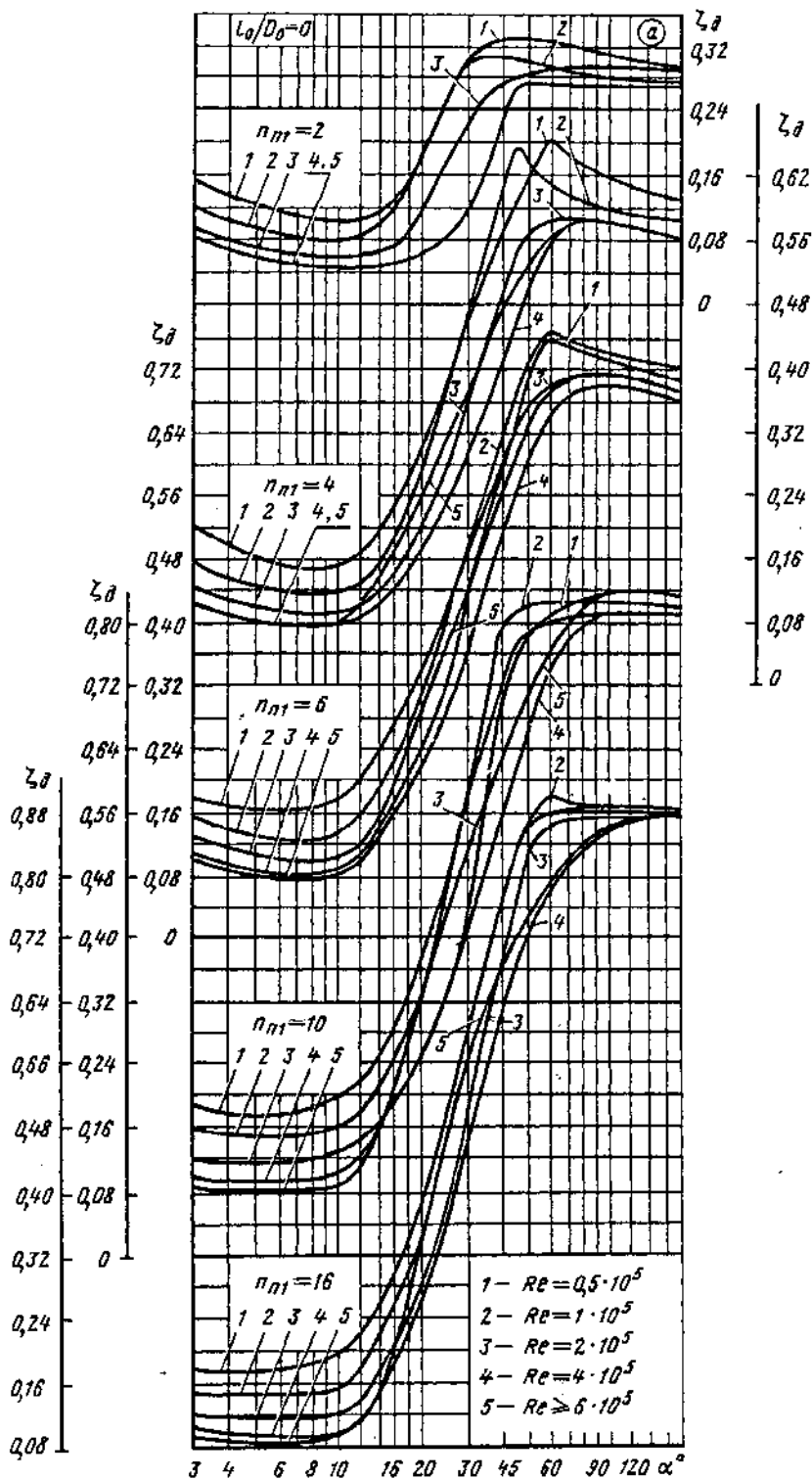
Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{\alpha 1} = 10$							
0,5	0,195	0,181	0,184	0,190	0,200	0,227	0,256
1,0	0,160	0,156	0,155	0,156	0,162	0,184	0,212
2	0,123	0,120	0,120	0,123	0,134	0,151	0,167
4	0,100	0,097	0,097	0,100	0,106	0,128	0,160
≥ 6	0,085	0,084	0,084	0,085	0,086	0,114	0,160

Диффузор круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) при  $\alpha = 3-180^\circ$  [5-51—5-55] | Диаграмма 5-2

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{\alpha 1} = 10$								
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
≥ 6	0,212	0,332	0,520	0,600	0,760	0,825	0,840	0,825

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{\alpha 1} \geq 16$							
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
≥ 6	0,094	0,085	0,084	0,085	0,094	0,118	0,160

Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{\alpha 1} \geq 16$								
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
≥ 6	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  $\alpha = 3-180$  [5-51—5-55] Диаграмма 5-2Значения  $k_n$  при  $n_{nl} = 2$ 

$l_0/D_0$	$\alpha$												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	>90
<b>Re = 0,5 · 10<sup>5</sup></b>													
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
<b>Re = 1 · 10<sup>5</sup></b>													
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
<b>Re = 3 · 10<sup>5</sup> и Re = 4 · 10<sup>5</sup></b>													
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	2,26	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
<b>Re = 2 · 10<sup>5</sup> и Re = 5 · 10<sup>5</sup></b>													
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
<b>Re &gt; 6 · 10<sup>5</sup></b>													
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

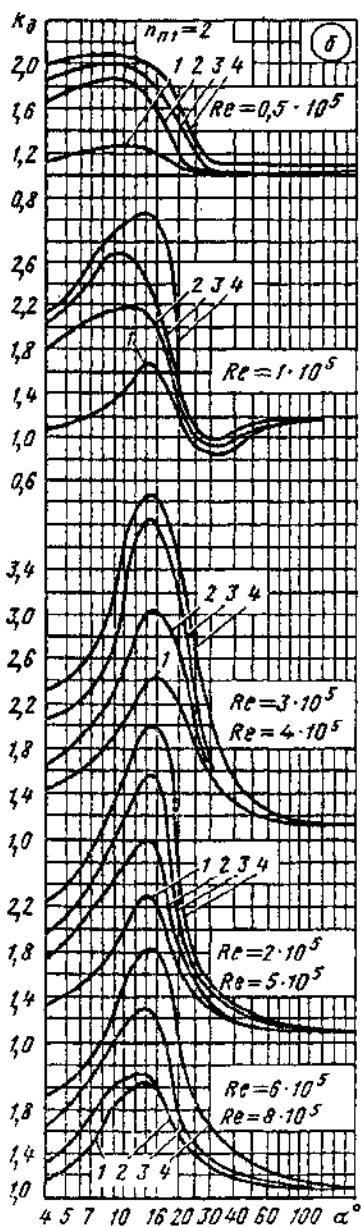
Значения  $k_n$  при  $4 \leq n_{nl} \leq 16$ 

$l_0/D_0$	$\alpha$												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	≥ 90
<b>Re = 0,5 · 10<sup>5</sup></b>													
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
<b>Re = 1 · 10<sup>5</sup></b>													
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
<b>Re = 3 · 10<sup>5</sup> и Re = 4 · 10<sup>5</sup></b>													
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  $\alpha = 3 \div 180^\circ$  [5-51—5-55]

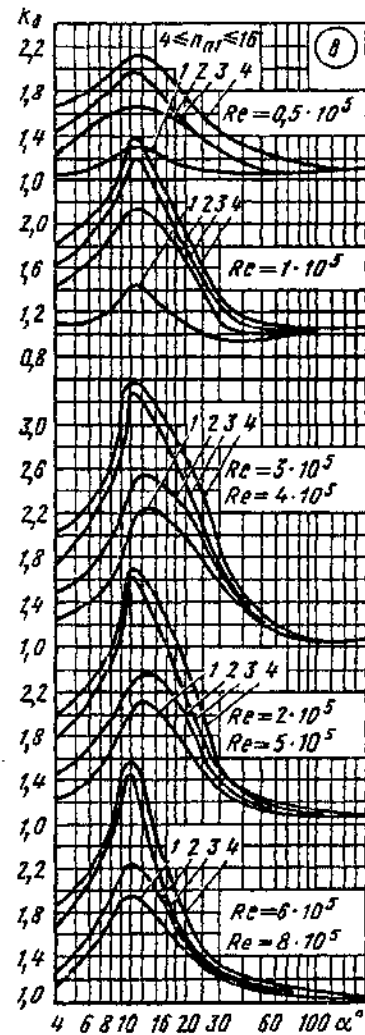
Диаграмма 5-2

$l_0/D_0$	$\alpha^\circ$												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	$\geq 90$
<b><math>Re = 2 \cdot 10^5</math> и <math>Re = 5 \cdot 10^5</math></b>													
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
$\geq 20$	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
<b><math>Re \geq 6 \cdot 10^5</math></b>													
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
$\geq 20$	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

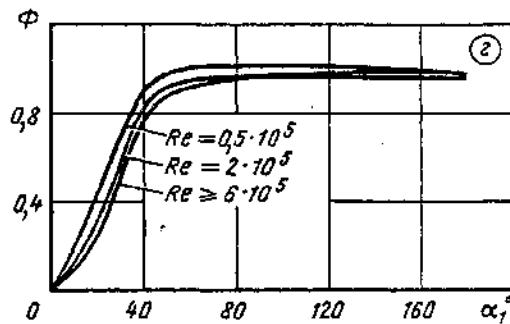




Диффузор круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) при  $\alpha = 3 \div 180^\circ$  [5-51—5-55] Диаграмма 5-2

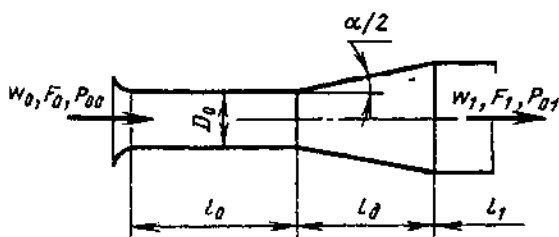
Значения  $\Phi$  при различных числах Re

$\alpha^\circ$													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	180
<b>Re = 0,5 · 10<sup>5</sup></b>													
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
<b>Re = 2 · 10<sup>5</sup></b>													
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
<b>Re ≥ 6 · 10<sup>5</sup></b>													
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



$$\bar{p} \equiv \frac{p_1}{p_0} = f(\lambda_0, \alpha, n_{a1}, l_0/D_0)$$

определяется по графикам а—д;

$$\zeta_a \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0 w_0^2 / 2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_0^2} \ln \frac{1}{\bar{p}_0}$$

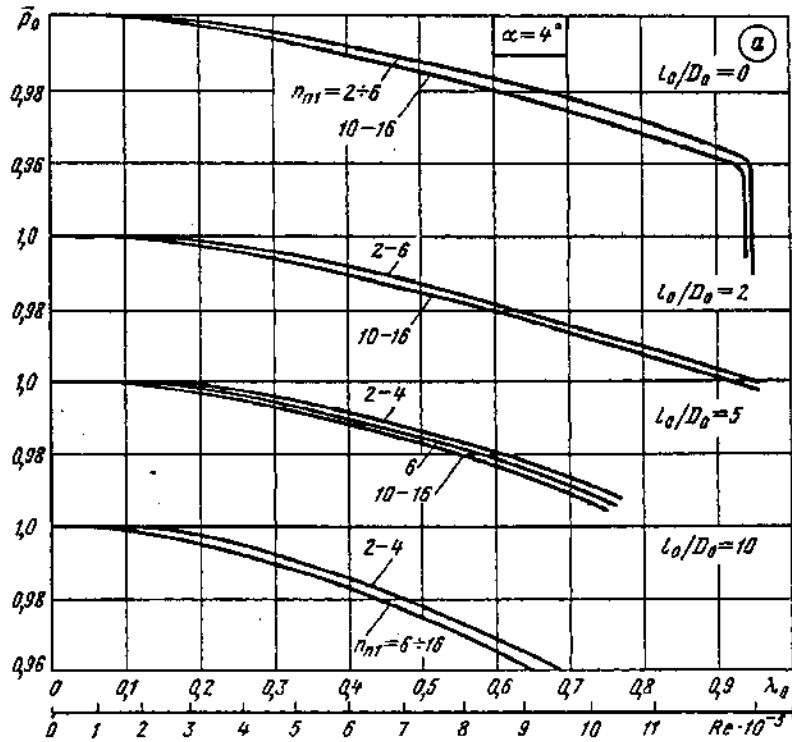
$k = c_p/c_v$  см. табл. 1-4;

$$\lambda_0 \equiv \frac{w_0}{a_{кр}}; \quad a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$$

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 $\alpha = 4^\circ$ (график а)											
$n_{a1}$	$\lambda_0$										
	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	—	—	—
$l_0/D_0 \geq 10$											
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	—	—	—	—

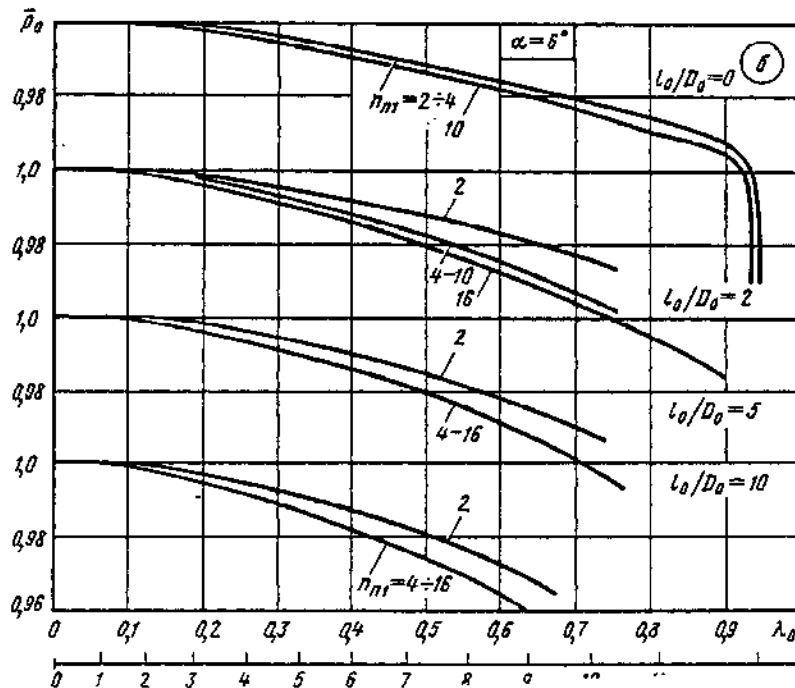


Диффузоры круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]

Диаграмма 5-3

Значения  $\bar{p}_0$  при  $\alpha = 6^\circ$  (график б)

$n_{ст}$	$\lambda_0$										
	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	—	—	—
$l_0/D_0 \geq 10$											
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	—	—	—	—

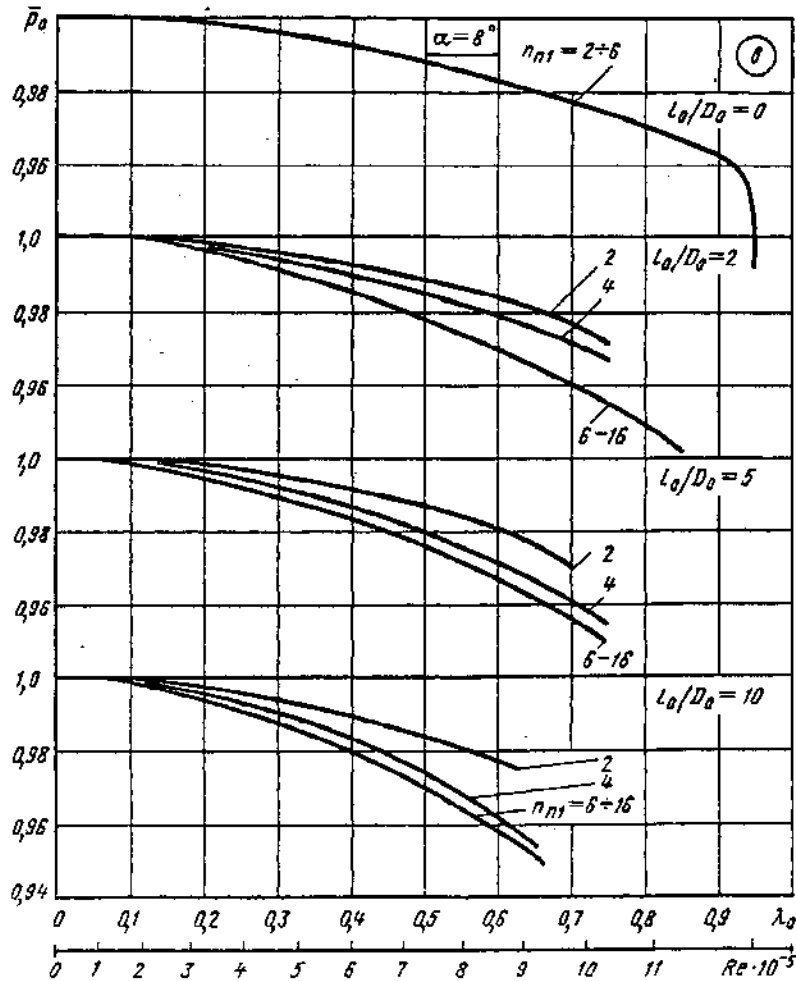


Диффузоры круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]

Диаграмма 5-3

Значения  $\bar{p}_0$  при  $\alpha = 8^\circ$  (график в)

$n_{пт}$	$\lambda_0$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-3}$									
	$l_0/D_0 = 0$									
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	—	—
	$l_0/D_0 \geq 10$									
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	—	—	—	—

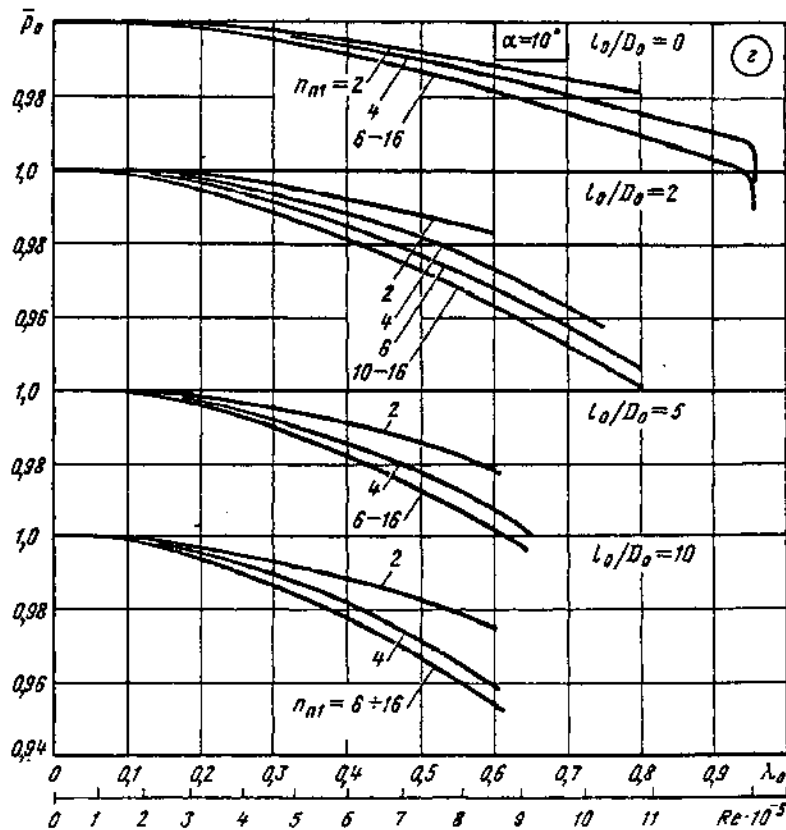


Диффузоры круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]

Диаграмма 5-3

Значения  $\bar{p}_0$  при  $\alpha=10^\circ$  (график з)

$n_{ст}$	$\lambda_0$										
	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	—	—	—	—
$l_0/D_0 \geq 10$											
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	—	—	—	—	—

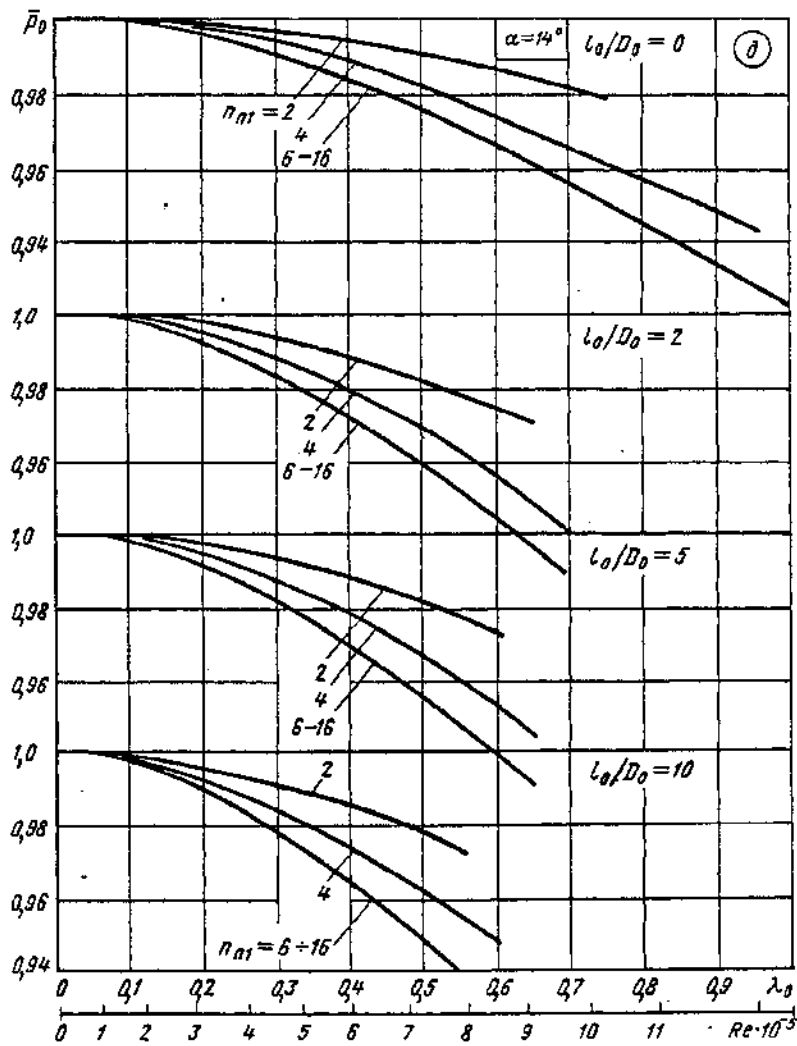


Диффузоры круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]

Диаграмма 5-3

Значения  $\bar{p}_0$  при  $\alpha = 14^\circ$  (график д)

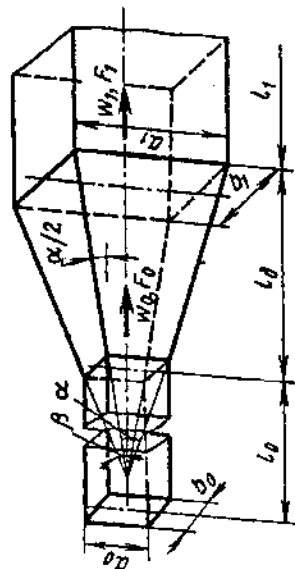
$n_{\text{эл}}$	$\lambda_0$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0
	$l_0/D_0 = 0$									
2	0,999	0,998	0,996	0,993	0,990	0,986	0,982	0,976	—	—
4	0,999	0,997	0,994	0,990	0,982	0,974	0,965	0,957	0,948	0,945
6—16	0,999	0,996	0,990	0,984	0,974	0,966	0,956	0,945	0,934	0,924



Диффузоры круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [5-27]

Диаграмма  
5-3

$n_{\text{пл}}$	$\lambda_0$									
	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	—	—	—
$l_0/D_0 \geq 10$										
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	—	—	—	—



$$D_r = 4F_0/\Pi_0;$$

$$n_{н1} = F_1/F_0;$$

$$Re = w_0 D_r \nu$$

1. Равномерное поле скоростей на входе в диффузор ( $w_{max}/w_0 \approx 1,0$  или  $l_0/D_r \approx 0$ ):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_d = f(\alpha, n_{н1}, Re) \text{ см. таблицу и график а;}$$

Аппроксимационные формулы см. п. 40, параграф 5.1.

2. Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор ( $w_{max}/w_0 > 1,0, 2\delta^*/D_r > 1,0\%$  или  $l_0/D_r \geq 10$ ):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_d = f(\alpha, n_{н1}, Re) \text{ см. таблицу и график б;}$$

3. Для диффузоров с  $\alpha = 6 \div 14^\circ$  за фасонной частью

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_n \zeta_{н1}$$

где  $\zeta_n$  см. таблицу и график а диаграммы 5-4;

$k_n = f(w/w_0)$  см. таблицу диаграммы 5-1;  $w_{max}/w_0 = f(l_0/D_r)$  см. диаграмму 5-1;  $\alpha \geq \beta$

Значения  $\zeta_n$  при  $l_0/D_r = 0$

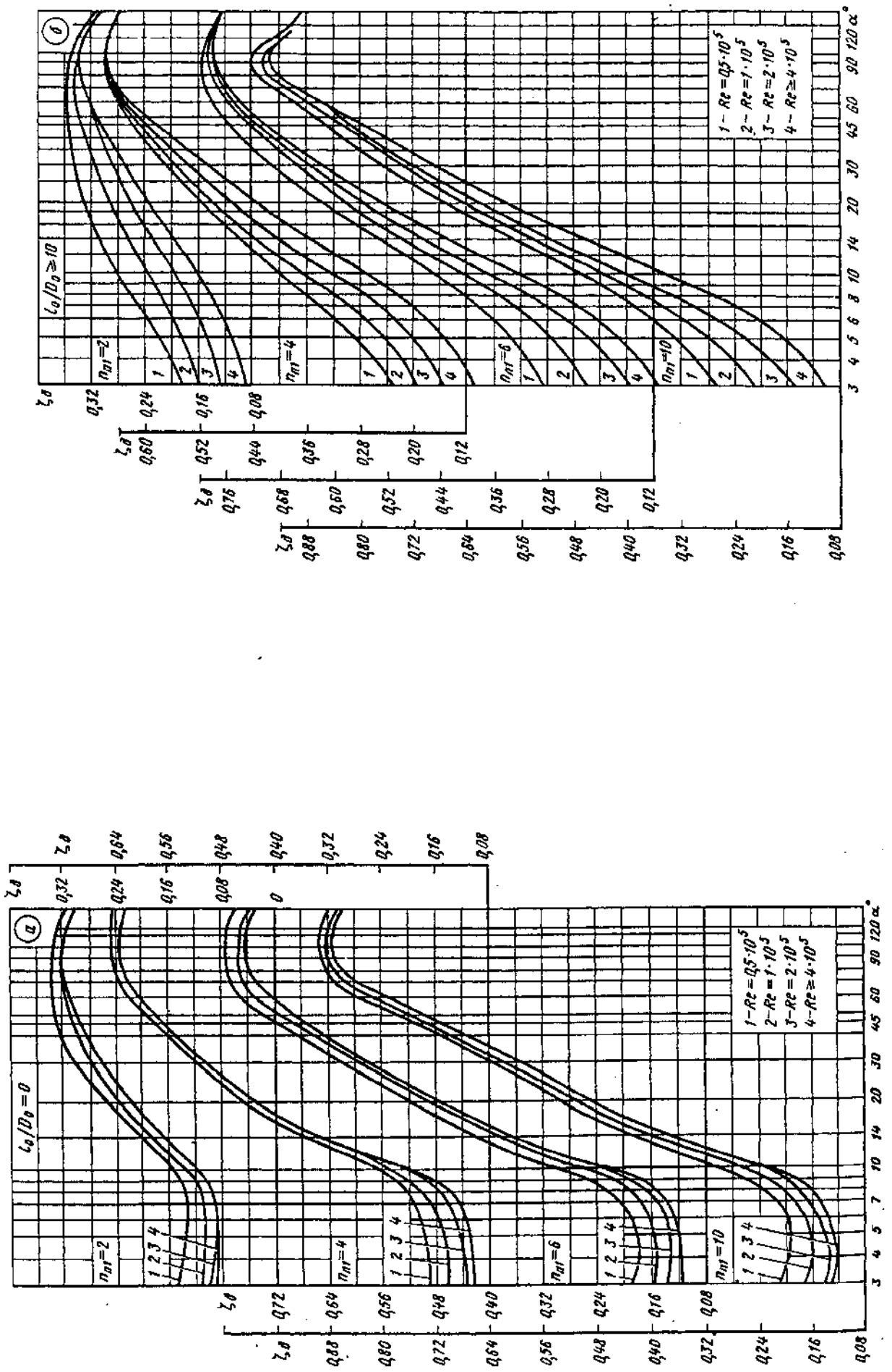
Re · 10 <sup>-5</sup>	$\alpha^\circ$															
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180		
$n_{н1} = 2$																
0,5	0,140	0,136	0,135	0,152	0,175	0,200	0,235	0,250	0,300	0,325	0,326	0,325	0,320	0,300		
1	0,110	0,110	0,105	0,130	0,160	0,185	0,200	0,230	0,270	0,300	0,315	0,310	0,310	0,300		
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		
≥ 4	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		
$n_{н1} = 4$																
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		
≥ 4	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		



		Значение $\zeta_d$ при $l_0/D_f \geq 10$													
		$n_{н1} = 6$													
		$n_{н1} \geq 10$													
$\alpha^\circ$		4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
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
$\geq 4$		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
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
$\geq 4$		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

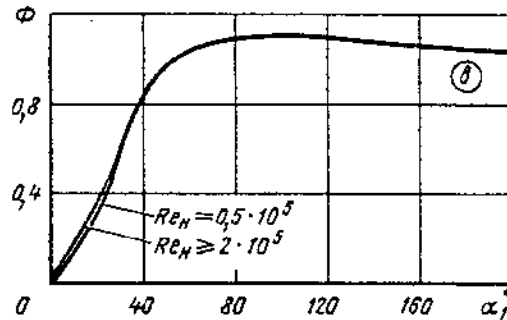
Значение  $\zeta_d$  при  $l_0/D_f \geq 10$ 

		Значение $\zeta_d$ при $l_0/D_f \geq 10$													
		$n_{н1} = 2$													
		$n_{н1} = 4$													
		$n_{н1} = 6$													
		$n_{н1} = 10$													
$\alpha^\circ$		4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
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
$\geq 4$		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
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
$\geq 4$		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
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
$\geq 4$		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
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
$\geq 4$		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



Диффузор прямоугольного сечения в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ )  
при  $\alpha = 4 \div 180^\circ$  [5-26]

Диаграмма 5-4

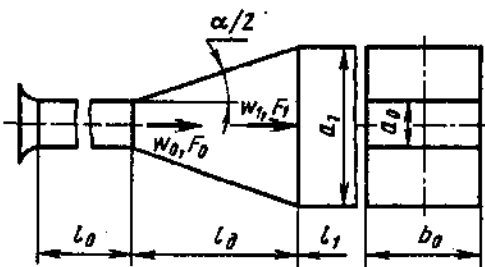


Значения  $\Phi$  при различных числах Re

$\alpha_1^\circ$													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	180
$Re = 0,5 \cdot 10^5$													
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
$Re = 2 \cdot 10^5$													
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 ( $\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1,0$  или  $l_0/D_r \approx 0$ ):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_n = f(\alpha, n_{n1}, Re) \text{ см. таблицу и график а.}$$

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  $l_0/D_r \geq 10$ ):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_n = f(\alpha, n_{n1}, Re) \text{ см. таблицу и график б диаграммы 5-5.}$$

3. Для диффузоров с  $\alpha = 6 \div 20^\circ$  за фасонной частью  $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_n \zeta_n$ , где  $\zeta_n$  см. таблицу и график а;

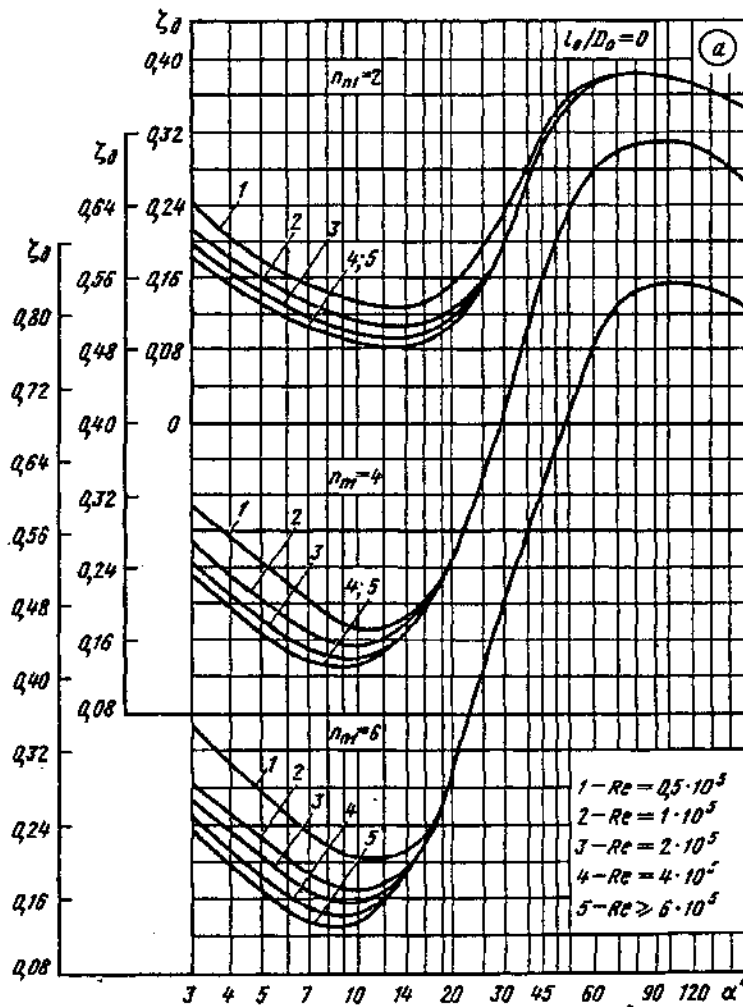
$$k_n = f\left(\frac{w}{w_0}\right) \text{ и } w_{max}/w_0 = f(l_0/D_r) \text{ см. диаграмму 5-1}$$

Диффузор в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) с расширением в одной плоскости [5-26]

Диаграмма 5-5

Значения  $\zeta_a$  при  $l_0/D_r = 0$

$Re \cdot 10^{-3}$	$\alpha^\circ$											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
$n_{n1} = 2$												
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
$\geq 4$	0,150	0,115	0,100	0,096	0,083	0,115	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350



$n_{n1} = 4$												
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
$\geq 4$	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 ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) с расширением в одной плоскости [5-26]

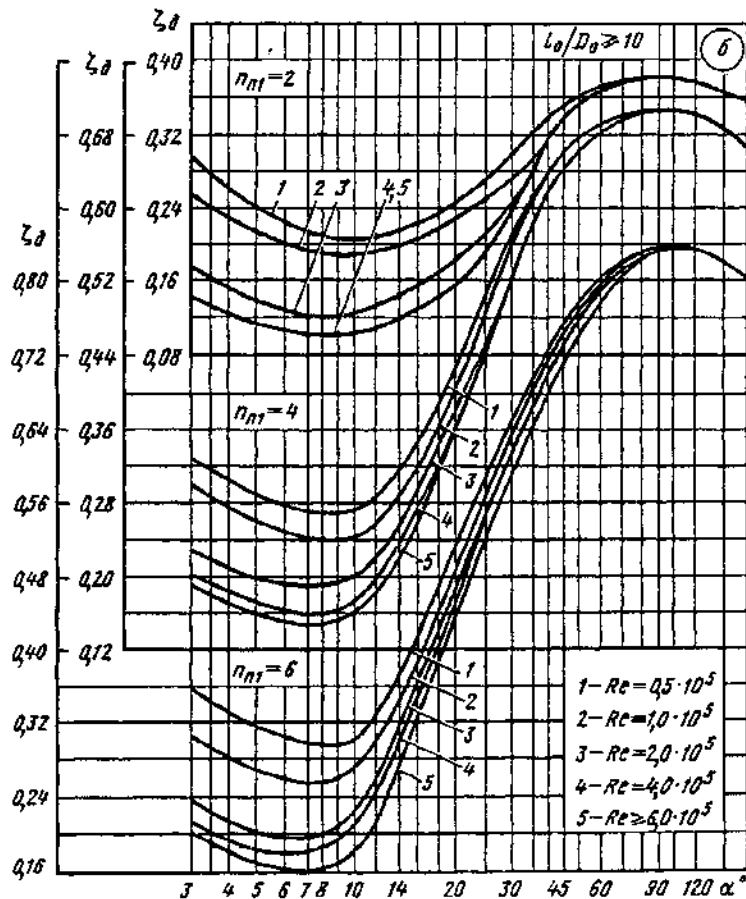
Диаграмма 5-5

$n_{n1} = 6$

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
$\geq 6$	0,200	0,150	0,130	0,130	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800

Значения  $\zeta_n$  при  $l_0/D_r \geq 10$

$Re \cdot 10^{-5}$	$\alpha^2$											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
$n_{n1} = 2$												
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
$\geq 6$	0,125	0,110	0,100	0,105	0,120	0,155	0,205	0,340	0,370	0,380	0,370	0,350

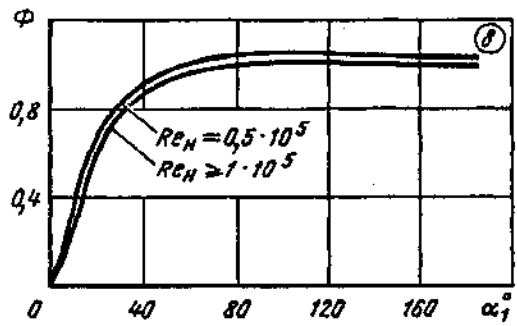


Диффузор в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) с расширением в одной плоскости [5-26]	Диаграмма 5-5
---	------------------

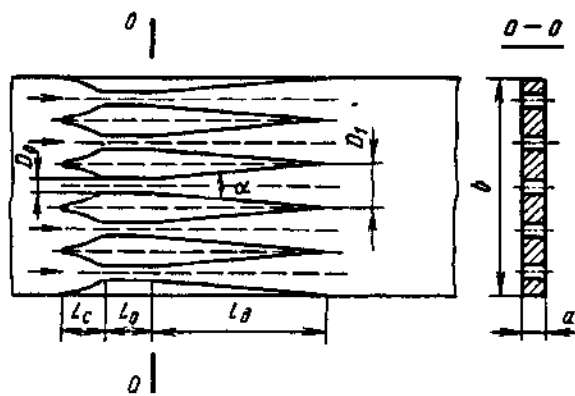
$n_{n1} = 4$												
0,5	0,300	0,280	0,270	0,275	0,320	0,420	0,570	0,660	0,690	0,700	0,700	0,660
1	0,280	0,250	0,240	0,240	0,295	0,400	0,560	0,650	0,690	0,700	0,700	0,660
2	0,210	0,190	0,195	0,200	0,260	0,380	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
4	0,185	0,160	0,160	0,170	0,230	0,375	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
$\geq 6$	0,170	0,155	0,150	0,160	0,210	0,360	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
$n_{n1} = 6$												
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
$\geq 6$	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  $\Phi$  при различных числах Re

$\alpha_i^{\circ}$													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	160
$Re = 0,5 \cdot 10^5$													
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
$Re \geq 1 \cdot 10^5$													
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; $n_{n1} = 6,45$ ; $Re = (0,6 \div 4) \cdot 10^5$ [5-55]	Диаграмма 5-6
--	------------------



$$\bar{p}_0 = \frac{p_1^*}{p_0^*} \text{ см. график а;}$$

$$\zeta_a = \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2 / 2} - 0,024 = \zeta'_a - 0,024; \zeta'_a \text{ см. гра-}$$

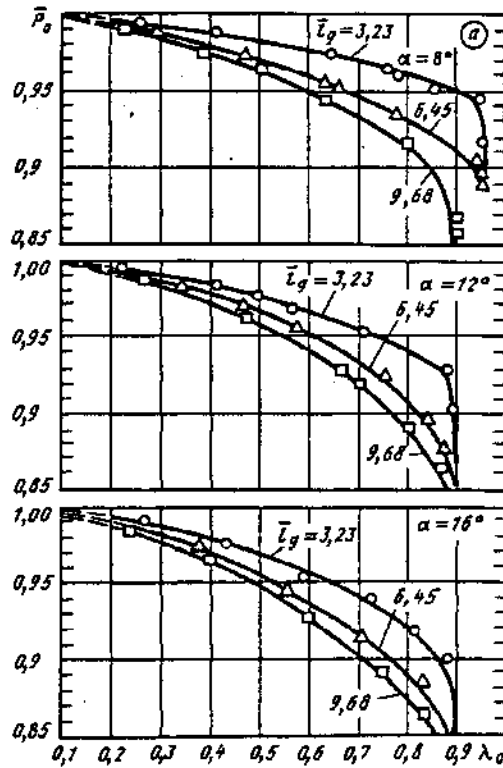
фик б

Плоский пятиканальный дозвуковой диффузор в сети;  
 $n_{\text{н}} = 6,45$ ;  $Re = (0,6 \div 4) \cdot 10^5$  [5-55]

Диаграмма  
 5-6

Значения  $\bar{p}_0$  при различных  $\bar{l}_n$

$\alpha^\circ$	$\lambda_0$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$\bar{l}_n = l_n / D_0 = 3,23$										
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	—
$\bar{l}_n = l_n / D_0 = 6,45$										
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	—
$\bar{l}_n = l_n / D_0 = 9,68$										
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	—	—



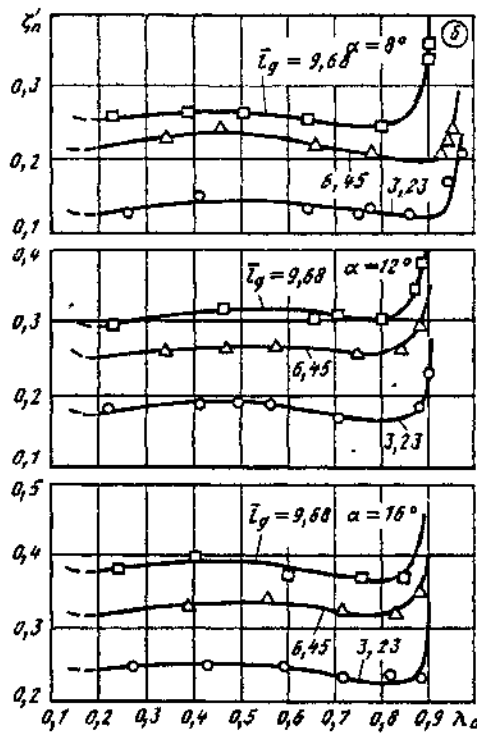
Значения  $\zeta_d$  при различных  $\bar{l}_n$

$\alpha^\circ$	$\lambda_0$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$\bar{l}_n = l_n / D_0 = 3,23$										
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;  
 $n_{n1} = 6,45$ ;  $Re = (0,6-4) \cdot 10^5$  [5-5]

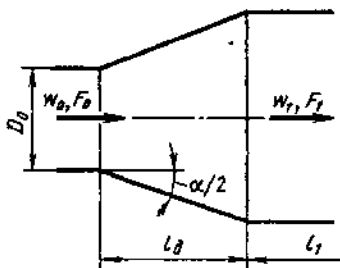
Диаграмма  
5-6

$\alpha^\circ$	$\lambda_0$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$T_n = l_n/D_0 = 6,45$										
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	—
$T_n = l_n/D_0 = 9,68$										
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 ( $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \leq 50$ ) [5-4]

Диаграмма  
5-7



$$D_r = 4F_0/\Pi_0;$$

$$n_{n1} = F_1/F_0$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{Re},$$

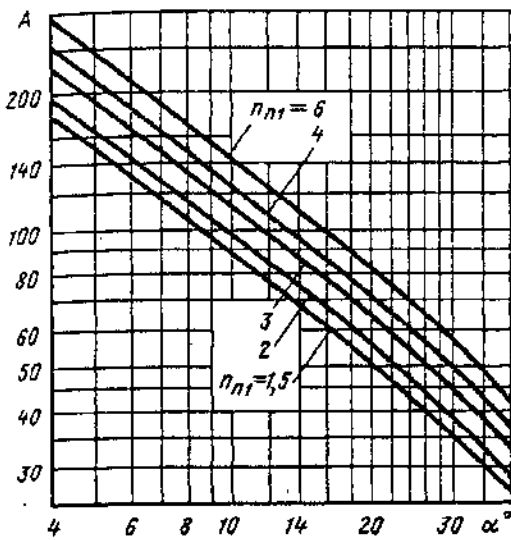
где при  $\alpha \leq 40^\circ$

$$A = \frac{20n_{n1}^{0,33}}{(\operatorname{tg} \alpha)^{0,75}} \text{ см. кривые } A = f(\alpha, n_{n1})$$



Диффузоры круглого сечения в сети ( $l_1/D_1 > 0$ );  
 ламинарный режим течения ( $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \leq 50$ ) [5-4]

Диаграмма  
 5-7

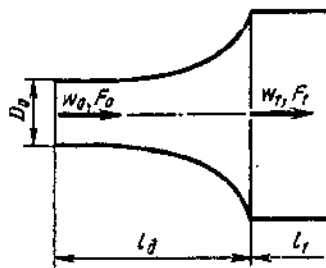


Значения A

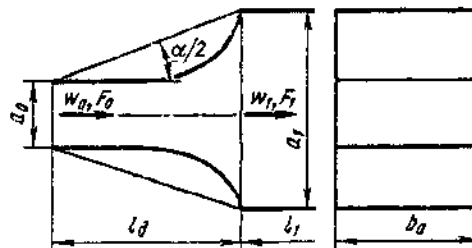
$n_{n1}$	$\alpha^\circ$									
	4	6	8	10	14	20	25	30	35	40
1,5	178	130	104	87,5	67,2	50,1	41,4	35,1	30,3	26,3
2	197	144	115	96,8	74,4	55,4	45,8	38,8	33,5	29,1
3	227	166	133	112	85,7	63,8	52,8	44,7	38,6	33,5
4	251	184	147	123	94,8	70,6	58,4	49,5	42,7	37,1
6	290	212	169	142	109	81,4	67,3	57,0	49,2	42,7

Диффузоры с криволинейными образующими в сети ( $l_1/D_1 > 0$ );  
 $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 10^5$  [5-47 — 5-49]

Диаграмма  
 5-8



Диффузор круглого или  
 прямоугольного сечения



Диффузор плоский

$$D_r = 4F_0/\Pi_0$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \varphi_0 \sigma_0 d^* \quad \left( \text{формула применима в пределах} \right.$$

$$\left. 0,1 \leq \frac{F_0}{F_1} \leq 0,9 \right), \text{ где } \sigma_0 = 1,43 - \frac{1,3F_0}{F_1} = f\left(\frac{F_0}{F_1}\right);$$

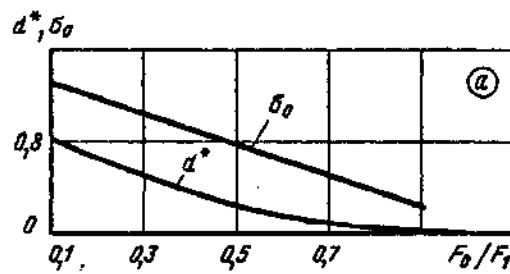
$$d^* = \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 = f_2\left(\frac{F_0}{F_1}\right) \text{ см. график а: } \varphi_0 = f\left(\frac{l_d}{D_r}\right) \text{ или}$$

$$\varphi_0 = f\left(\frac{l_d}{a_0}\right) \text{ см. график б}$$

Диффузоры с криволинейными образующими в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ); $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 10^5$ [5-47—5-49]	Диаграмма 5-8
--	------------------

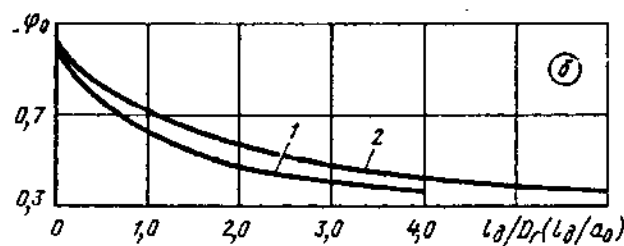
Значения  $\sigma_0$  и  $d^*$

Параметры	$F_0/F_1$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\sigma_0$	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

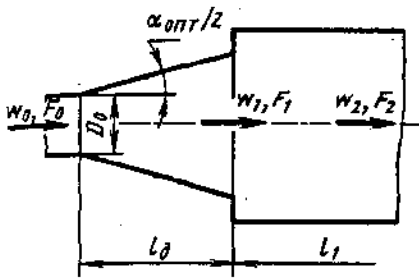


Значения  $\varphi_0$

$l_n/D_r (l_n/a_0)$											
0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0
<b>1. Диффузор круглого или прямоугольного сечения</b>											
1,02	0,75	0,62	0,53	0,47	0,43	0,40	0,38	0,37	—	—	—
<b>2. Плоский диффузор</b>											
1,02	0,83	0,72	0,64	0,57	0,52	0,48	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37



$$(l_1/D_1 > 0); Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 10^5 \quad [5-47 - 5-49]$$



$$\zeta_d \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx \zeta_{min}$$

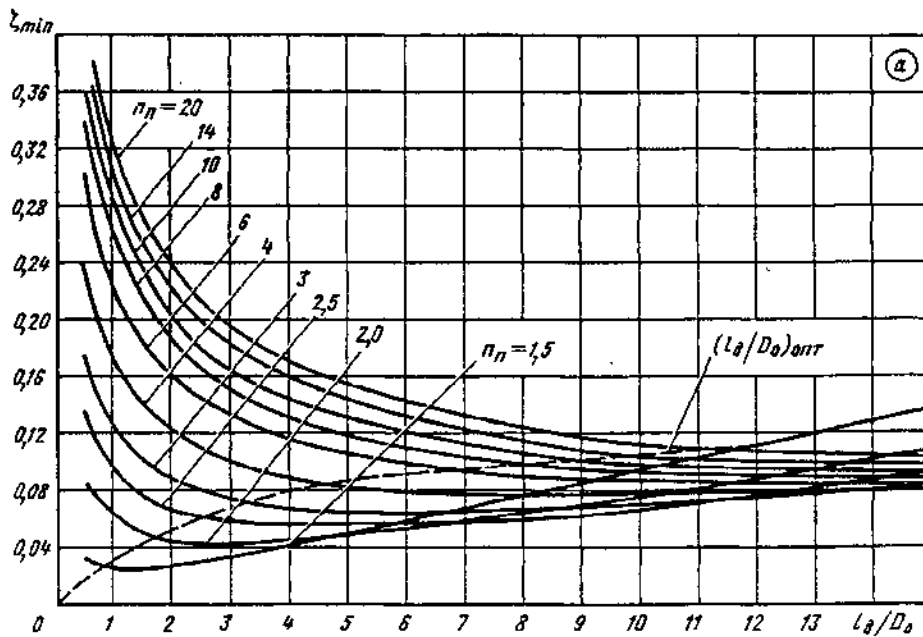
Формула применима при выборе оптимального угла  $\alpha_{opt}$  по графику б;  $\zeta_{min}$  см. график а в зависимости от  $l_d/D_0$  и  $n_n$

$$n_{n1} = F_1/F_0 = \left(1 + 2 \frac{l_d}{D_0} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right)^2;$$

$$n_{n2} = F_2/F_1; \quad n_n = F_2/F_0$$

Значения  $\zeta_{min}$

$n_n$	$l_d/D_0$										
	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

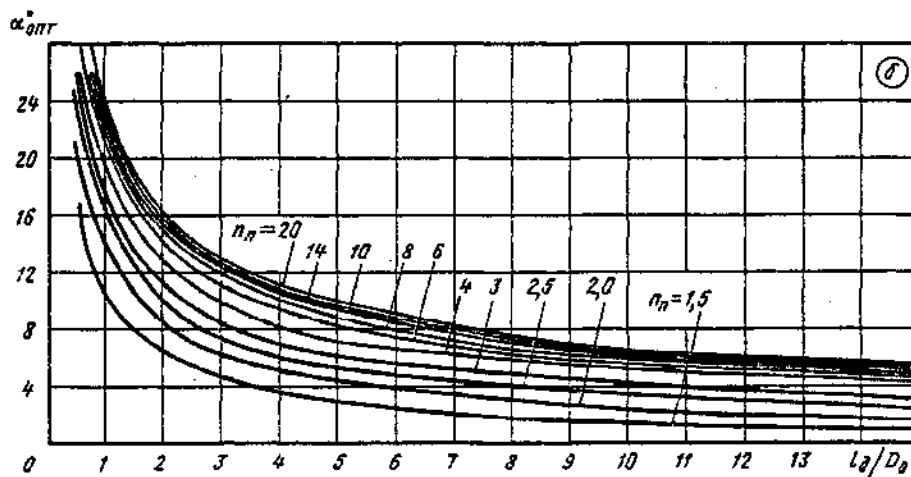
$$(l_1/D_1 > 0); Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 10^5 \quad [5-47 - 5-49]$$

Диаграмма

5-9

Значения  $\alpha_{opt}^{\circ}$

$n_n$	$l_2/D_0$										
	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

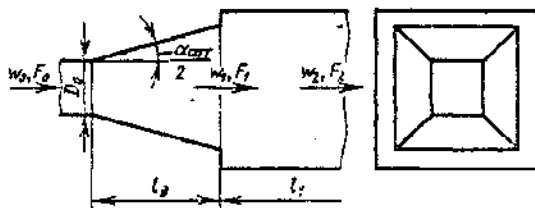


Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети

$$(l_1/D_{1r} > 0); Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 10^5 \quad [5-47 - 5-49]$$

Диаграмма

5-10



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx \zeta_{min}$$

Формула применима при выборе оптимального угла  $\alpha_{opt}^{\circ}$  по графику б;  $\zeta_{min}$  определяется по графику а в зависимости от  $l_2/D_r$  и  $n_n$  (с большим запасом)

$$D_r = 4F_0 / \Pi_0; \quad n_{n1} = F_1 / F_0 = \left( 1 + 2 \frac{l_n}{D_r} \left( \lg \frac{\alpha}{2} \right)^2 \right);$$

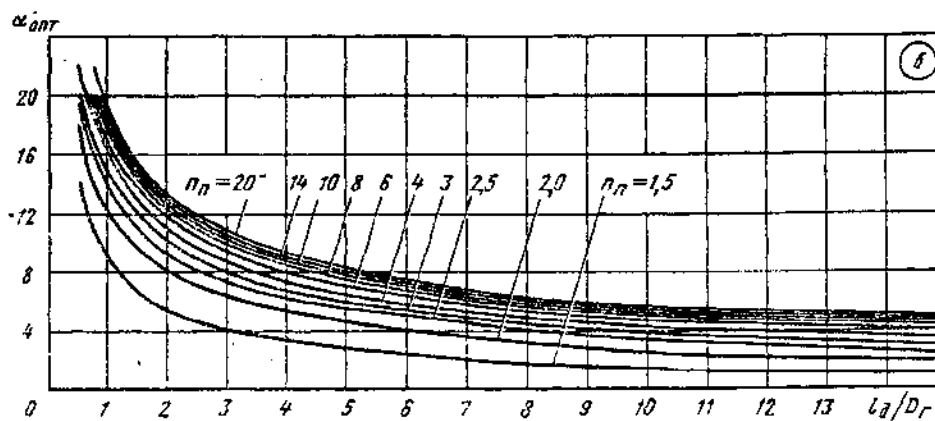
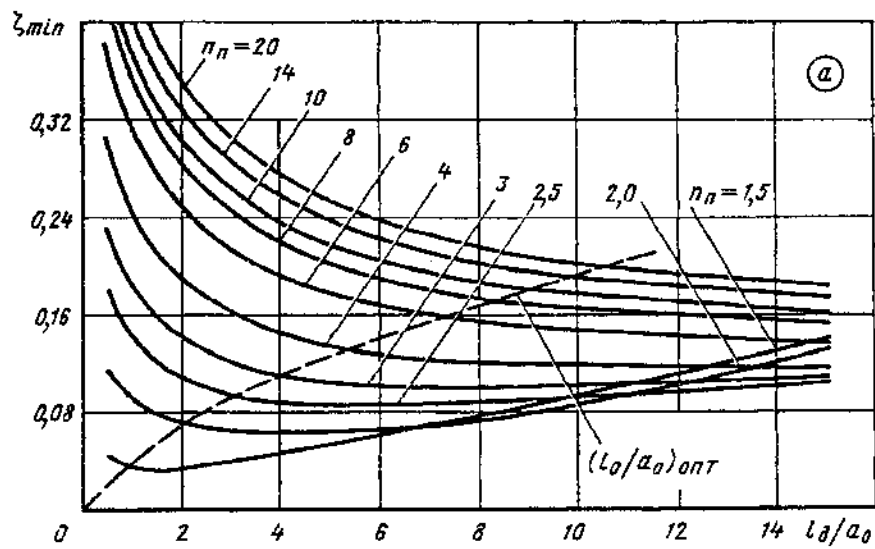
$$n_{n2} = F_2 / F_1; \quad n_n = F_2 / F_0.$$

Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети  
 $(l_1/D_{1r} > 0); Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 10^5$  [5-47 — 5-49]

Диаграмма  
 5-10

Значения  $\zeta_{min}$

$n_n$	$l_1/D_r$										
	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

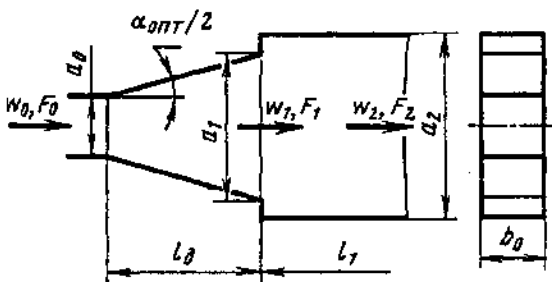


Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети $(l_1/D_{1r} > 0); Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 10^5$ [5-47—5-49]	Диаграмма 5-10
---	-------------------

Значения  $\alpha_{opt}^2$

$n_n$	$l_2/D_r$										
	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 $(l_1/D_{1r} > 0); Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 10^5$ [5-47—5-49]	Диаграмма 5-11
---	-------------------



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx \zeta_{min}$$

Формула применима при выборе оптимального угла  $\alpha_{opt}$  по графику б;  $\zeta_{min}$  определяется по графику а в зависимости от  $l_n/a_0$  и  $n_n$

$$D_r = 4F_0/\Pi_0; n_{n1} = a_1/a_0 = 1 + 2 \frac{l_n}{a_0} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2};$$

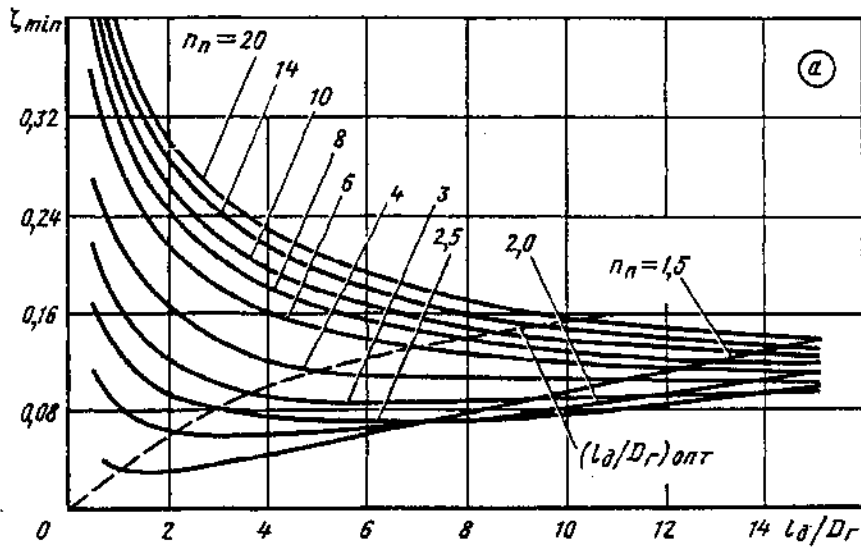
$$n_{n2} = a_2/a_1; n_n = F_2/F_0 = a_2/a_0$$

Значения  $\zeta_{min}$

$n_n$	$l_n/a_0$										
	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

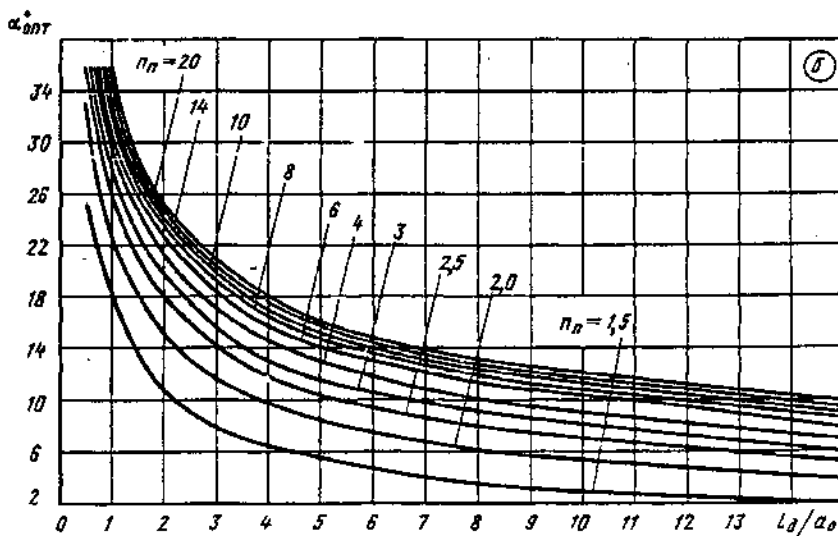
Диффузор с расширением в одной плоскости, со ступенчатыми стенками  
 в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ );  $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 10^5$  [5-47—5-49]

Диаграмма  
 5-11



Значения  $\alpha_{opt}^0$

$n_n$	$l_n/a_0$										
	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

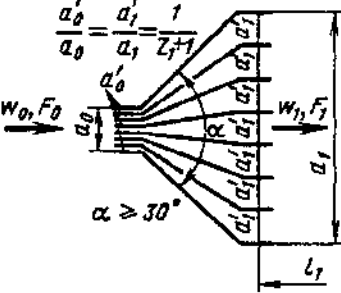
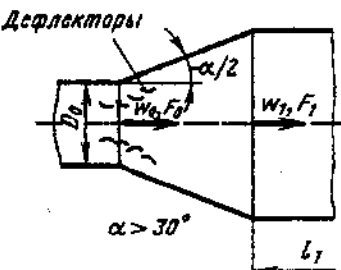
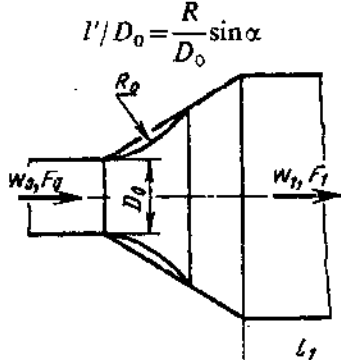
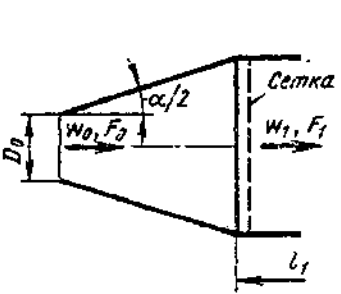


Диффузоры пониженного сопротивления в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ):

$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 10^5 \quad [5-50, 5-55]$$

Диаграмма

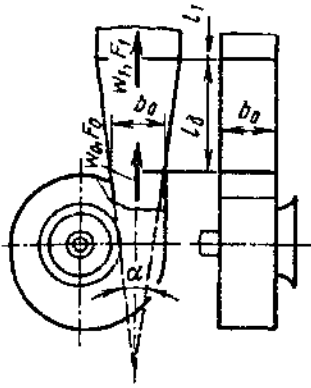
5-12

Внутреннее устройство диффузора	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$												
Разделительные стенки. Количество стенок $z_1$ <table border="1" data-bbox="164 600 587 734"> <tr> <td><math>\alpha^\circ</math></td> <td>30</td> <td>45</td> <td>60</td> <td>90</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td><math>z_1</math></td> <td>2</td> <td>4</td> <td>6</td> <td>6</td> <td>6—8</td> </tr> </table>	$\alpha^\circ$	30	45	60	90	120	$z_1$	2	4	6	6	6—8		$\zeta \approx 0,65 \zeta_d$ , где $\zeta_d$ определяется, как $\zeta$ , по диаграммам 5-2, 5-4 и 5-5
$\alpha^\circ$	30	45	60	90	120									
$z_1$	2	4	6	6	6—8									
Дефлекторы		$\zeta \approx 0,65 \zeta_d$ , где $\zeta_d$ определяется, как $\zeta$ , по диаграммам 5-1—5-5												
Скруленная вставка длиной $l'$ входной части; $n_{a1} = F_1/F_2 = 2+4$		$\zeta = k \zeta_d$ , где $\zeta_d$ см. диаграммы 5-1—5-5: а) при $l'/D_0 \approx 0,5$ и $\alpha = 45$ и $60^\circ$ $k_1 \approx 0,72$ ; б) при $l'/D_0 \approx 0,8$ и $\alpha = 60^\circ$ $k_1 \approx 0,67$												
Сетка или решетка на выходе		а) при $\alpha = 0 \div 60^\circ$ $\zeta = \zeta_0 + \zeta_p / n_{a1}^2$ ; б) при $\alpha > 60^\circ$ $\zeta = (1,2 \div 1,3) (\zeta_0 + \zeta_p / n_{a1}^2)$ , где $\zeta_0$ определяется, как $\zeta$ , по диаграммам 5-2, 5-4 и 5-5, а $\zeta_p$ , как $\zeta$ сетки или решетки, по диаграммам 8-1—8-7; $n_{a1} = F_1 / F_0$												



Диффузор с симметричным расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) [5-58]

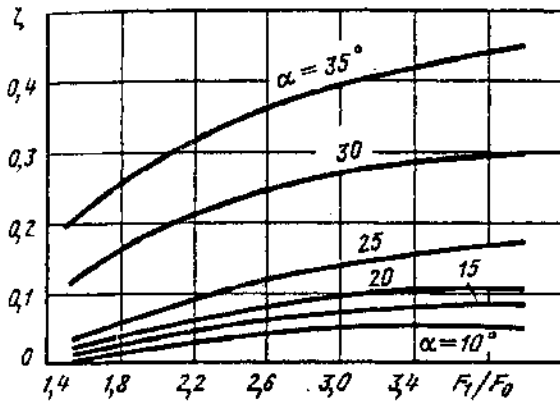
Диаграмма 5-13



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(F_1/F_0) \text{ см. кривые при различных } \alpha$$

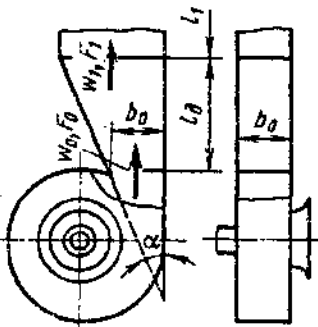
Значения  $\zeta$

$\alpha^\circ$	$F_1/F_0$					
	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]

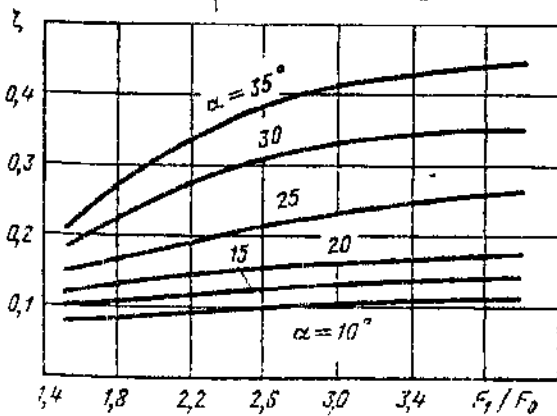
Диаграмма 5-14



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(F_1/F_0) \text{ см. кривые при различных } \alpha$$

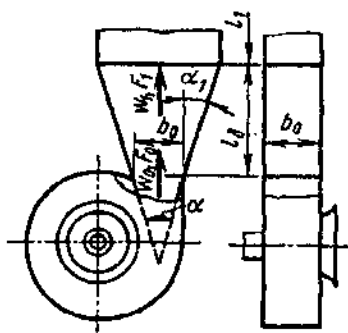
Значения  $\zeta$

$\alpha^\circ$	$F_1/F_0$					
	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  $\alpha_1 = 10^\circ$ ) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) [5-58]

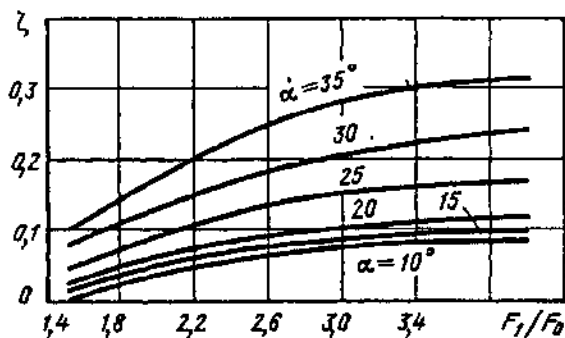
Диаграмма 5-15



$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(F_1/F_0)$  см. кривые при различных  $\alpha$

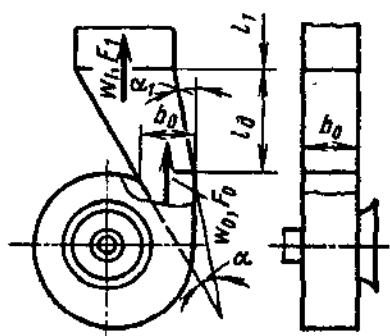
Значения  $\zeta$

$\alpha^\circ$	$F_1/F_0$					
	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  $\alpha_1 = -10^\circ$ ) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) [5-58]

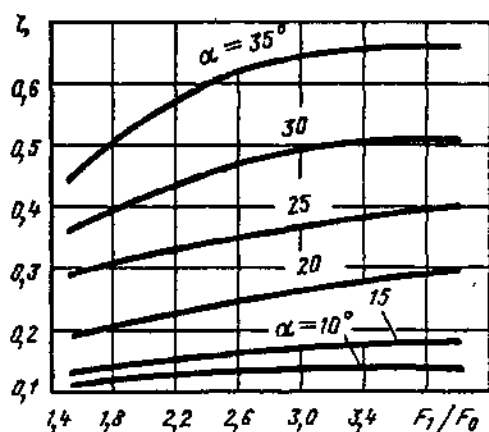
Диаграмма 5-16



$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(F_1/F_0)$  см. кривые при различных  $\alpha$

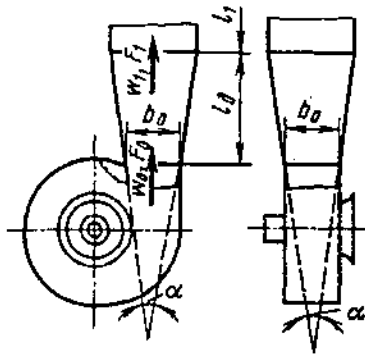
Значения  $\zeta$

$\alpha^\circ$	$F_1/F_0$					
	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

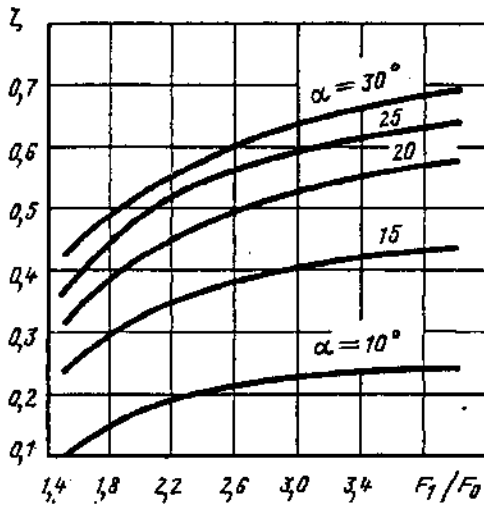


Диффузор прямоугольного сечения, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) [5-58]

Диаграмма 5-17



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(F_1/F_0) \text{ см. кривые при различных } \alpha$$

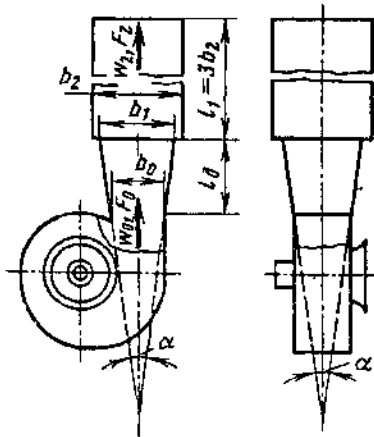


Значения  $\zeta$

$\alpha^\circ$	$F_1/F_0$					
	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 ( $l_1/D_{1r} > 0$ ) [5-58]

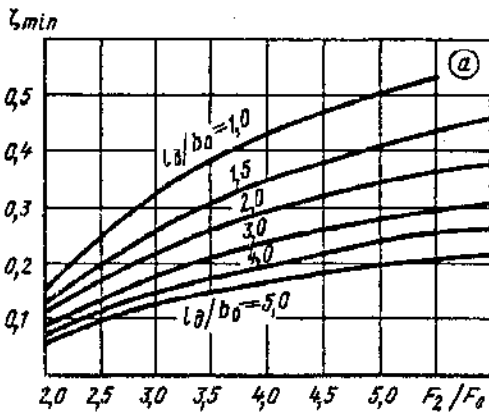
Диаграмма 5-18



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}; \zeta_{\min} = f(F_2/F_0) \text{ см. кривые при различных } l_n/b_0 \text{ на графике а; } \alpha_{\text{опт}} = f(F_2/F_0) \text{ см. кривые при различных } l_n/b_0 \text{ на графике б}$$

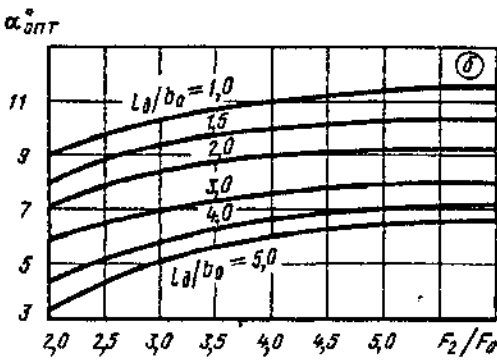
Диффузор со ступенчатыми стенками, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети ( $l_1/D_1 > 0$ ) [5-58]

Диаграмма 5-18



Значения  $\zeta_{\min}$

$l_\delta/b_0$	$F_2/F_0$							
	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

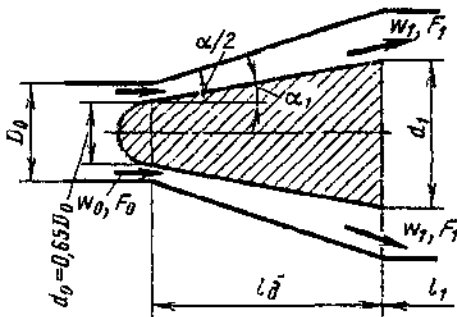


Значения  $\alpha_{\text{опт}}$

$l_\delta/b_0$	$F_2/F_0$							
	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



1. Внутренний расширяющийся обтекатель ( $\alpha_1 = 8 \div 16^\circ$ ):

$$\zeta_{\text{вн}} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_x \zeta'_{\text{вн}}$$

где  $\zeta'_{\text{вн}}$  см. график а или в пределах  $2 < n_{n1} < 4$  и  $\bar{l}_\delta = 0,5 \div 1,0$  определяется по формуле

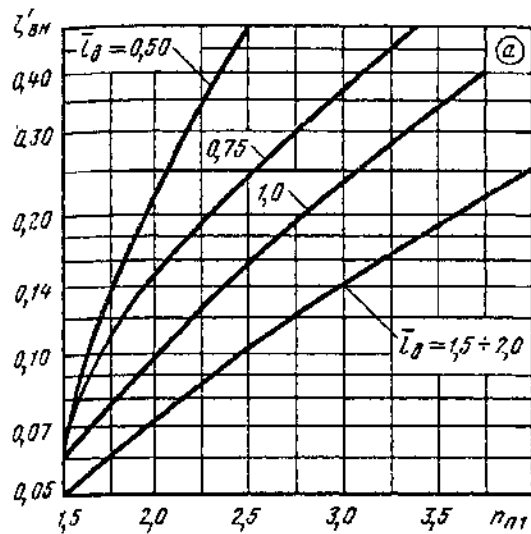
$$\zeta_{\text{вн}} \approx 0,25 n_{n1}^3 / \bar{l}_\delta^{1,5}$$

$k_x$  см. диаграмму 5-1 или график б (при установке за работающей осевой машиной)

$$n_{n1} = 1 + \frac{4\bar{l}_\delta}{1 - \bar{d}_0^2} (\text{tg}^2 \alpha_2 - \text{tg}^2 \alpha_1) + \frac{4\bar{l}_\delta}{1 + \bar{d}_0} (\text{tg} \alpha_2 - \bar{d}_0 \text{tg} \alpha_1)$$

Диффузоры кольцевые с внутренним обтекателем в сети  
 ( $l_1/D_1 > 0$ );  $\bar{d}_0 = 0,688$  [5-40, 5-128]

Диаграмма  
 5-19



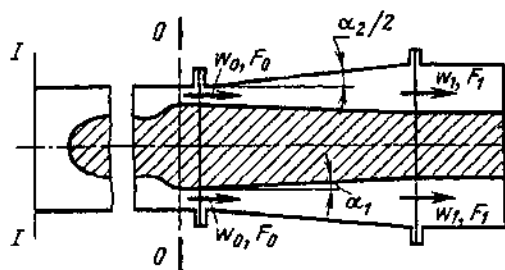
Значения  $\zeta'_{ин}$

$l_0$	$n_{\pi 1}$					
	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  
 ( $\alpha_1 < 0$ ):

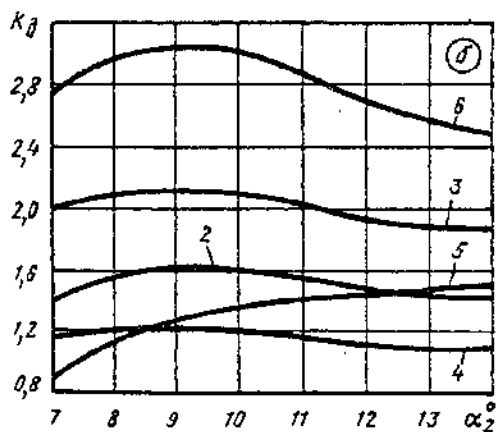
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_d \varphi_d \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

где  $\varphi_d$  см. график *в* в зависимости от угла расширения  $\alpha$ ;  $k_d$  см. график *б* в зависимости от угла расширения  $\alpha_2$  для различных профилей скоростей, показанных на графике *г*

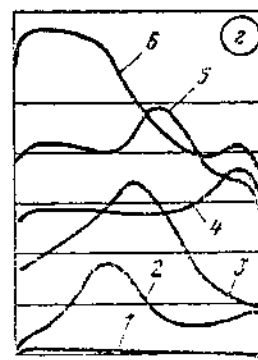
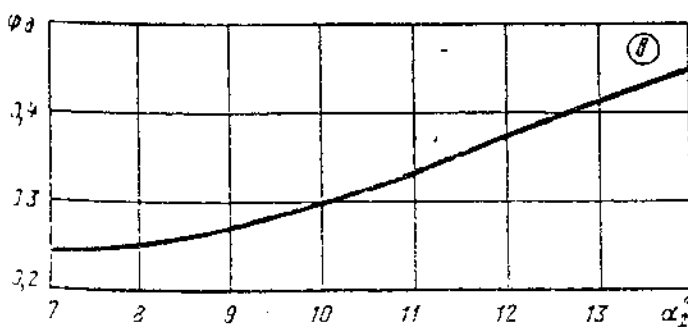


Значения  $k_d$

$\alpha_2^\circ$	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

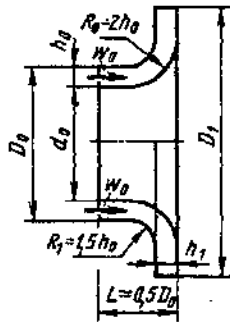


Сечение I-I



$\alpha_2^\circ$	$\varphi_d$
7	0,25
8	0,25
10	0,30
12	0,37
14	0,44

1. Радиально-кольцевой



$$\zeta_{\text{вн}} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(n_n, \alpha_1),$$

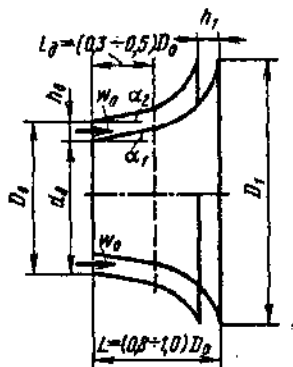
где  $\zeta_{\text{вн}} = f_1(n_n, D_1)$ ;  $\zeta_{\text{вн}} = f(n_n, \alpha_1)$

см. графики а—в

1. Значения  $\zeta_{\text{вн}}$

$\bar{D}_1$	$n_n$							
	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. Осерадиально-кольцевой

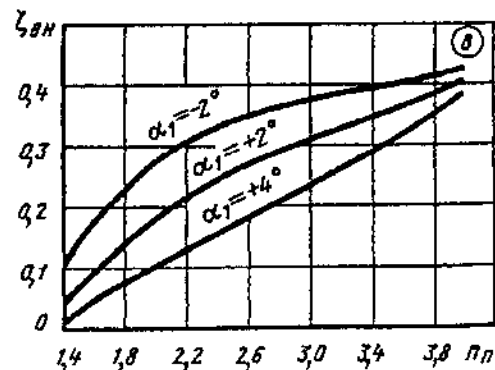
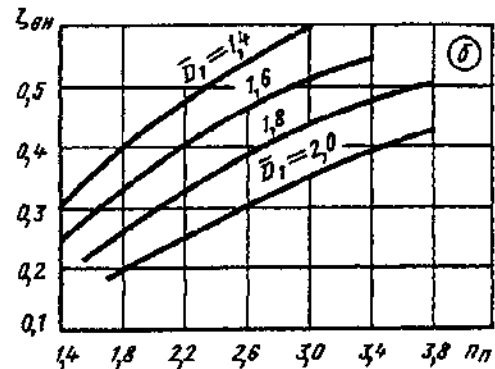
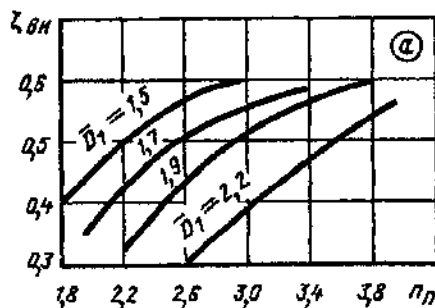


$$\bar{D}_1 = 2,06; \alpha_2 = 8^\circ; \bar{c}_{a0} = 0,5;$$

$$n_n = 2 \frac{h_1}{h_0} \bar{D}_1 \frac{1}{1 + \bar{d}_0}; \bar{D}_1 = D_1 / D_0; \bar{d}_0 = d_0 / D_0;$$

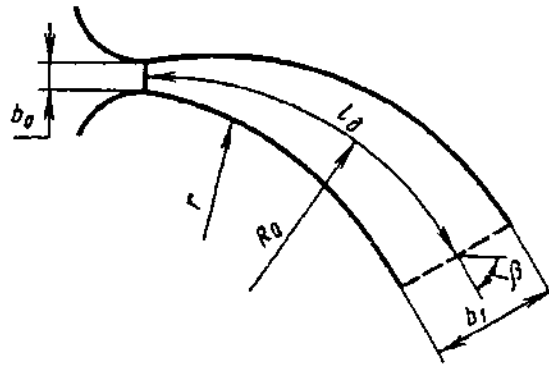
$$\bar{c}_{a0} = w_0 = \frac{Q}{\pi(D_0^2 - d_0^2)/4}; \bar{c}_{a0} = c_{a0}/u,$$

где  $Q$  — расход,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $u$  — окружная скорость на наружном радиусе,  $\text{м}/\text{с}$



2. Значения  $\zeta_{\text{вн}}$

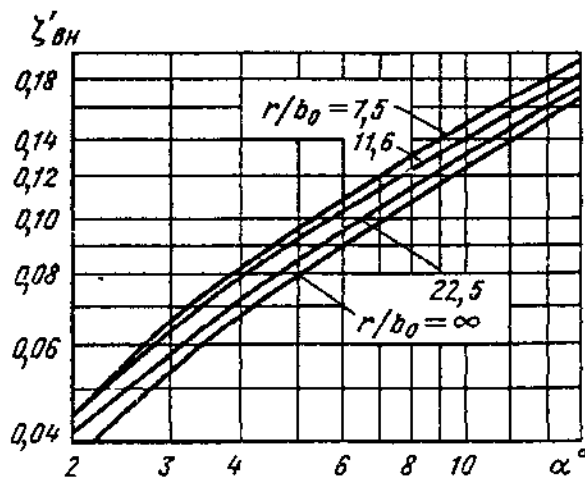
$\alpha_1^\circ$	$n_n$						
	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,6	4,0
-2	0,28	0,31	0,35	0,38	0,40	0,41	0,43
+2	0,14	0,22	0,27	0,31	0,35	0,37	0,41
+4	0,08	0,13	0,18	0,24	0,29	0,32	0,39



$$\zeta_{\text{из}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho v_0^2 / 2} = k_d \zeta'_{\text{из}}; \zeta'_{\text{из}} = f(\alpha, r/b_0); k_d \text{ см. диаграмму 5-1}$$

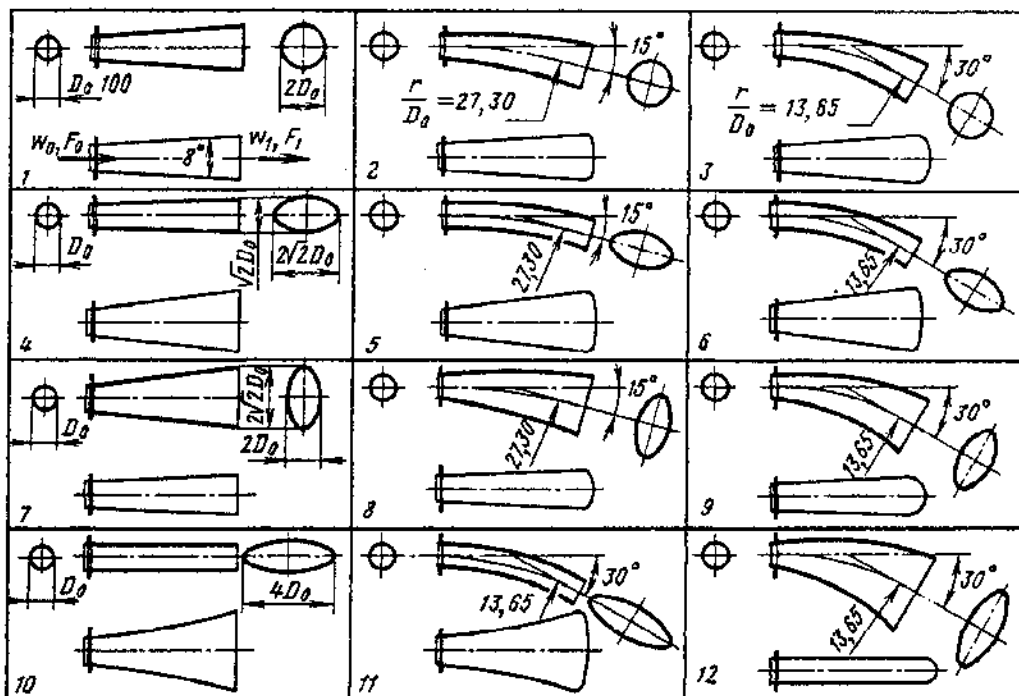
Значения  $\zeta'_{\text{из}}$

$r/b_0$	$\alpha^\circ$							
	2	4	6	8	10	12	14	16
$\infty$ (диффузор прямоосный, $\beta=0$ )	0,037	0,068	0,088	0,106	0,123	0,138	0,150	0,160
22,5 ( $\beta=21^\circ 15'$ )	0,042	0,072	0,097	0,113	0,130	0,144	0,155	0,163
11,6 ( $\beta=40^\circ 5'$ )	0,043	0,077	0,103	0,124	0,140	0,154	0,163	0,168
7,5 ( $\beta=63^\circ 42'$ )	0,043	0,081	0,113	0,136	0,153	0,163	0,170	0,175



Диффузоры круглого сечения с изогнутой осью (кривоосные);  
 $n_{n1} = 4$ ;  $l_d/D_0 = 7,15$  ( $\alpha = 8^\circ$ );  $l_0/D_0 = 0,35$  [5-172, 5-173]

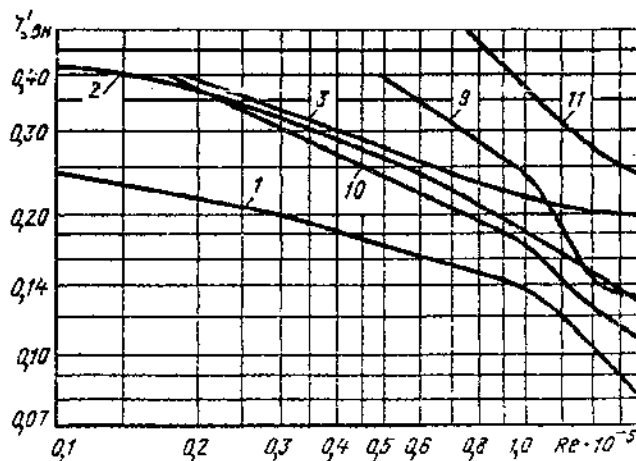
Диаграмма  
5-22



$$\zeta_{\text{вн}} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_d \zeta'_{\text{вн}}$$

$\zeta'_{\text{вн}}$  см. таблицу при  $Re \geq 5 \cdot 10^5$  и кривые  $\zeta'_{\text{вн}} = f(Re)$  на графике;  $k_d$  см. диаграмму 5-1  
 $n_{n1} = F_1/F_0$ ;  $Re = w_0 D_0 / \nu$

Параметр	№ диффузора											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\beta^\circ$	0	15	30	0	15	30	0	15	30	0	30	30
$r/D_0$	$\infty$	27,30	13,65	$\infty$	27,30	13,65	$\infty$	27,30	13,65	$\infty$	13,65	13,65
$\zeta'_{\text{вн}}$ при $Re \geq 5 \cdot 10^5$	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);  
 $n_{n1}=4; l_{д}/D_0=7,15 (\alpha=8^\circ); l_0/D_0=0,35$  [5-172, 5-173]

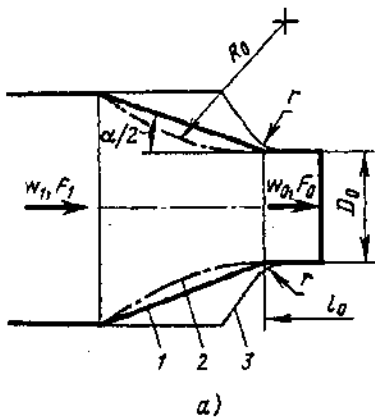
Диаграмма  
5-22

Значения  $\zeta_{\text{вк}}$

№ диффузора	Re · 10 <sup>-5</sup>									
	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 ( $\beta=15^\circ; r/D_0=27,30$ )	0,410	0,366	0,290	0,240	0,200	0,180	0,160	0,150	0,132	0,127
3 ( $\beta=30^\circ; r/D_0=13,65$ )	—	0,385	0,338	0,250	0,230	0,216	0,210	0,200	0,198	0,184
9 ( $\beta=30^\circ; r/D_0=13,65$ )	—	—	—	0,340	0,280	0,240	0,180	0,136	0,132	0,132
10 ( $\beta=0^\circ; r/D_0=\infty$ )	—	0,375	0,265	0,220	0,185	0,175	0,140	0,122	0,113	0,103
11 ( $\beta=30^\circ; r/D_0=13,65$ )	—	—	—	—	—	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



1. Прямолинейные образующие (схема а, 1):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. график а}$$

( $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 10^5$ ) или приближенную формулу

$$\zeta = (-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + 0,00444n_0 - 0,00745)(\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p) + \zeta_{тр}$$

где  $n_0 = F_0 / F_1 \leq 1,0$ ;  $\alpha_p = 0,01745\alpha$ .

2. Криволинейные образующие — полностью по радиусу  $R_0$  окружности (схема а, 2):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. график б (} Re \geq 10^5 \text{)}.$$

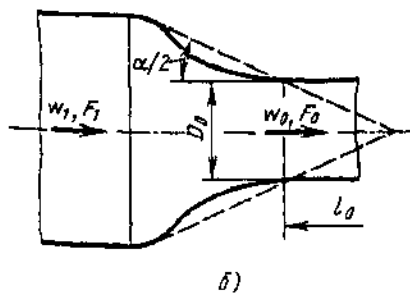
3. Прямолинейные образующие со скруглением на выходе по радиусу  $r$  (схема а, 3) при  $\alpha = 90^\circ$  и  $120^\circ$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. графики в и г (} Re \geq 10^5 \text{)}.$$

4. Криволинейные образующие двойкой 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).

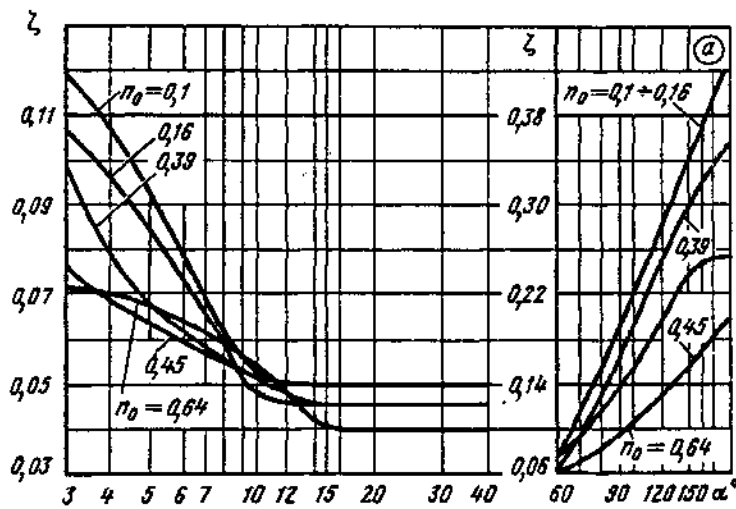


Конфузоры круглого сечения в сети ( $l_0/D_0 > 0$ )  
[5-47, 5-49, 5-100, 5-136]

Диаграмма  
5-23

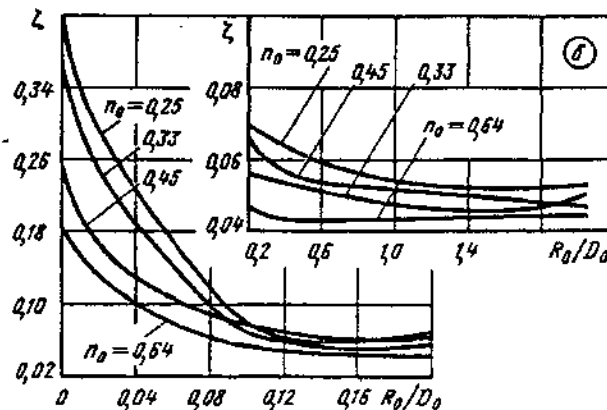
Значения  $\zeta$

$n_0$	$\alpha^2$										
	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  $\zeta$

$n_0$	$R_0/D_0$							
	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

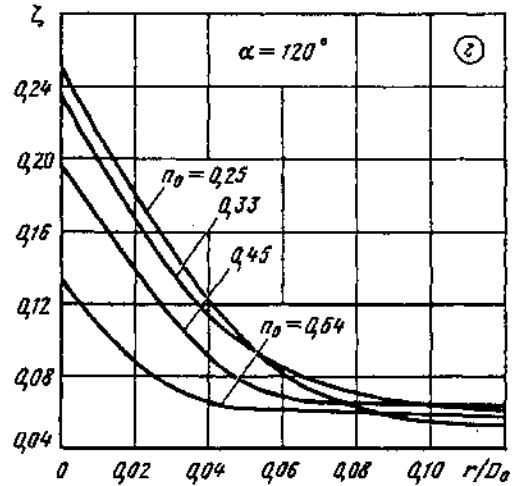
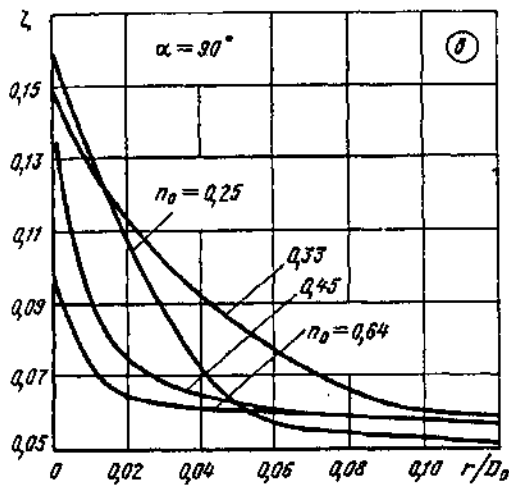


Конфузоры круглого сечения в сети ( $l_0/D_0 > 0$ )  
[5-47, 5-49, 5-100, 5-136]

Диаграмма  
5-23

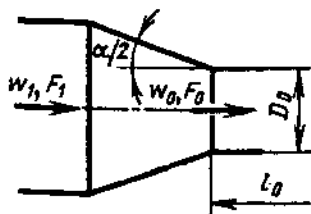
Значения  $\zeta$

$n_0$	$r/D_0$							
	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20
$\alpha = 90^\circ$								
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
$\alpha = 120^\circ$								
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  $Re = w_0 D_r / \nu \leq 50$  [5-4]

Диаграмма  
5-24



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{A}{Re'}$$

где при  $5^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$

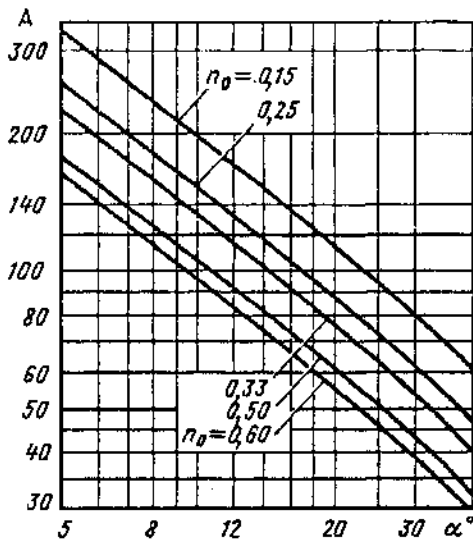
$$A = \frac{20,5}{n_0^{0,5} (\operatorname{tg} \alpha)^{0,75}} \text{ см. кривые } \zeta = f(\alpha, n_0)$$

$$D_r = 4F_0 / \Pi_0;$$

$$n_0 = F_0 / F_1$$

Конфузоры круглого сечения в сети ( $l_0/D_0 > 0$ );  
ламинарный режим течения ( $Re = w_0 D_0 / \nu \leq 50$ ) [5-4]

Диаграмма  
5-24

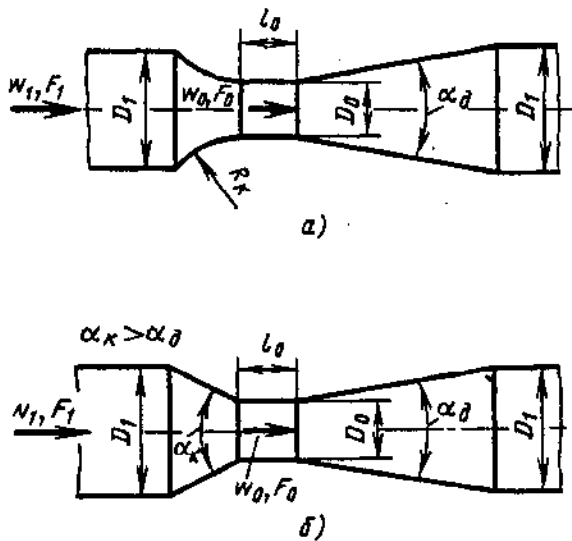


Значения A

$n_0$	$\alpha^\circ$							
	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 ( $l_1/D_1 > 0$ ) [5-100]

Диаграмма  
5-25



1. Круглое сечение

а) Конфузор криволинейный (схема а):

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_1 k_2 \zeta_1 + \Delta \zeta,$$

где при  $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 2 \cdot 10^5$   $\zeta_1 = f_1(\alpha_n)$  см. график; при  $Re < 2 \cdot 10^5$   $\zeta_1$  определяется, как  $\zeta_n$ , по диаграмме 5-2;  $k_1 = f_2(\alpha_n, F_1/F_0)$  см. график;  $k_2 \approx 0,66 + 0,35 l_0/D_0$  при  $0,25 \leq l_0/D_0 \leq 5$ ;  $\Delta \zeta$  см. таблицу

Параметры	$\alpha_n^\circ$				
	5	7	10	12,5	15
$\zeta_1$	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 ( $l_1/D_1 > 0$ ) [5-100]

Диаграмма 5-25

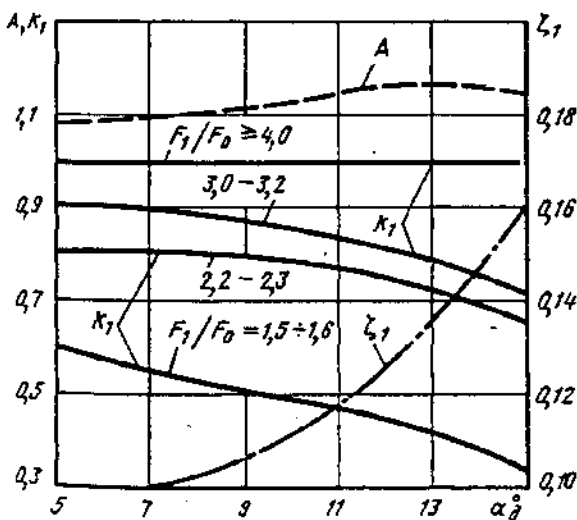
Значения  $k_1$

$F_1/F_0$	$D_1/D_0$	$\alpha_d^2$				
		5	7	10	12,5	15
1,5—1,6	$\approx 1,25$	0,59	0,55	0,48	0,40	0,33
2,2—2,3	$\approx 1,50$	0,81	0,81	0,78	0,77	0,66
3,0—3,2	$\approx 1,75$	0,90	0,89	0,85	0,81	0,77
$\geq 4,0$	$\geq 2,0$	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	$\approx 1,25$	-0,012	-0,08	0,004	0	0,004	0,008
2,2—2,3	$\approx 1,5$	-0,020	-0,014	0	0	0	0,014
3,0—3,2	$\approx 1,75$	-0,022	-0,016	-0,010	0	0,010	0,014
$\geq 4,0$	$\geq 2,0$	-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	$\approx 1,25$	0,012	0,016	—	—	—	—
2,2—2,3	$\approx 1,5$	0,020	0,026	0,038	0,048	0,06	0,072
3,0—3,2	$\approx 1,75$	0,022	0,027	0,038	0,050	0,062	0,073
$\geq 4,0$	$\geq 2,0$	0,028	0,030	—	—	—	—



б) Конфузор прямолинейный (схема б):

$$\zeta_{\text{пр}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = A \zeta_{\text{кр}},$$

где  $\zeta_{\text{кр}}$  находится как  $\zeta$  для криволинейного конфузора;  $A = f(\alpha_d)$  см. график.

2. Квадратное сечение (ориентировочно):

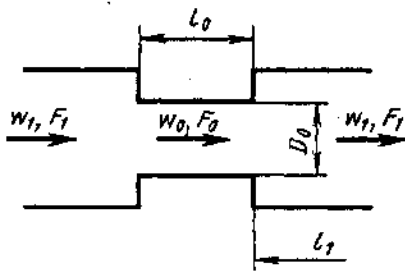
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. п. 1, но } \zeta_1 \text{ определяется, как } \zeta_d$$

при  $l_0/D_0 = 0$ , по диаграмме 5-4.

3. Прямоугольное сечение с расширением в одной плоскости (ориентировочно):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. п. 1, но } \zeta_1 \text{ находится, как } \zeta_d$$

при  $l_0/D_0 = 0$ , по диаграмме 5-5.



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_1 \zeta_1,$$

где при  $Re = w_0 D_0 / \nu > 10^4$

$$\zeta_1 \approx 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \frac{l_0}{D_0} = \zeta_c + \zeta_p + \lambda \frac{l_0}{D_0};$$

$$\zeta_c \approx 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4} \text{ см. диаграмму 4-9, п. 1; } \zeta_p = \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2$$

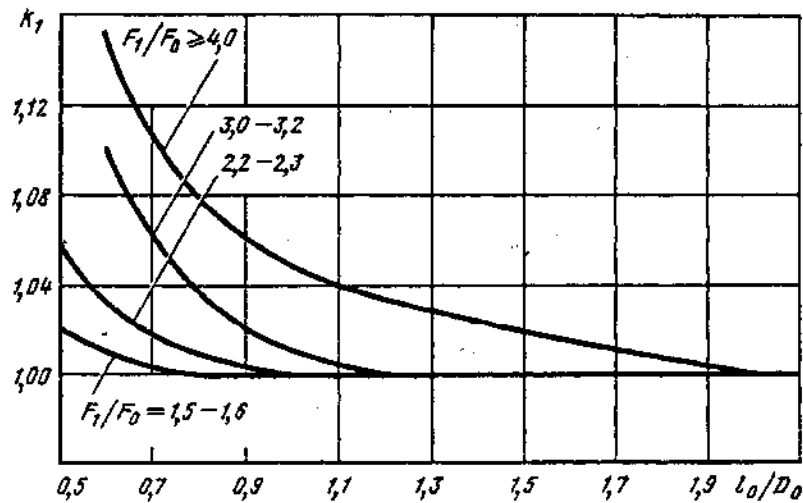
при  $Re < 10^4$   $\zeta_c$  определяется, как  $\zeta$ , по диаграмме 4-10,

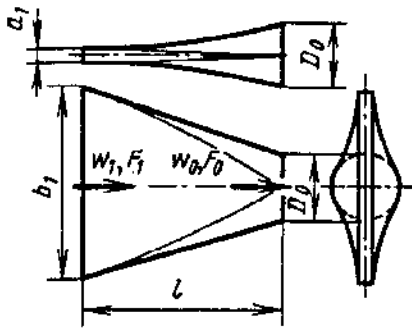
а  $\zeta_p$ , как  $\zeta$ , по диаграмме 4-1; при всех  $Re$   $k_1 = f\left(\frac{l_0}{D_0}; \frac{F_1}{F_0}\right)$

см. график;  $\lambda$  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	$\geq 2,0$
1,5—1,6 ( $\approx 1,25$ )	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2,2—2,3 ( $\approx 1,5$ )	1,06	1,03	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0
3,0—3,2 ( $\approx 1,75$ )	—	1,10	1,06	1,04	1,01	1,0	1,0
$\geq 4,0 (\geq 2)$	—	1,15	1,10	1,08	1,04	1,03	1,0





1. Диффузорный переход ( $F_0 > F_1$ ):

$$\zeta_x \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_a + 0,5 \exp(-Re \cdot 10^{-5}) = \zeta_a + \Delta \zeta_a;$$

$$\Delta \zeta_a = 0,5 \exp(-Re \cdot 10^{-5}) \text{ см. график а.}$$

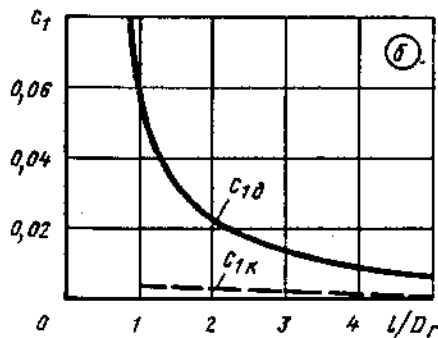
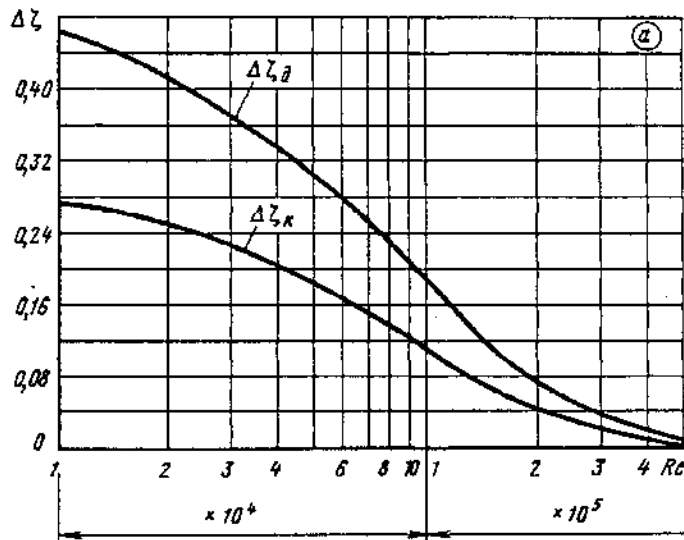
2. Конфузорный переход ( $F_0 < F_1$ ):

$$\zeta_x \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_a + 0,3 \exp(-Re \cdot 10^{-5}) = \zeta_a + \Delta \zeta_x;$$

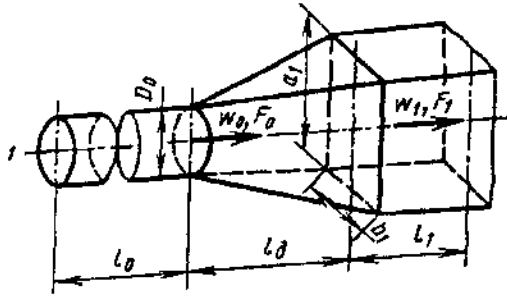
$\Delta \zeta_x = 0,3 \exp(-Re \cdot 10^{-5})$  см. график а;  $\zeta_a = \left( c_0 + c_1 \frac{b_1}{a_1} \right) \left( \frac{F_0}{F_1} \right)^2$ ;  $c_1 = f\left( \frac{l}{D_0} \right)$  см. график б ( $c_{1a}$  — для диффузорного перехода;  $c_{1x}$  — для конфузорного перехода);  $c_0 = \lambda \frac{l}{D_r}$ ;  $D_r = \frac{D_{1r} + D_0}{2} = \frac{a_1 b_1}{a_1 + b_1} + 0,5 D_0$ ;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6.

Выбор формы и оптимальных размеров переходных участков см. пп. 101—108 (переходные участки)

Параметры	$Re \cdot 10^{-4}$									
	1	2	4	6	8	10	20	40	50	
$\Delta \zeta_a$	0,272	0,245	0,201	0,165	0,135	0,111	0,041	0,005	0,002	
$\Delta \zeta_x$	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
$c_{1a}$	0,055	0,030	0,023	0,018	0,015	0,008	0,006
$c_{1x}$	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0015	0,001	0



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

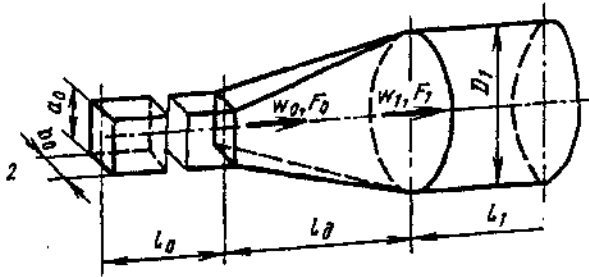
см. диаграмму 5-4 для пирамидального диффузора (прямоугольного сечения) с эквивалентным углом расширения, который определяется из соотношений:

с круга на прямоугольник

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2\sqrt{a_1 b_1 / \pi} - D_0}{2l_x}$$

с прямоугольника на круг

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - 2\sqrt{a_0 b_0 / \pi}}{2l_x}$$





## 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 \*<sup>1</sup>) вследствие искривления течения потока появляются центробежные силы, направленные от центра кривизны к внешней стенке трубы. Этим обуславливается 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.

\*<sup>1</sup> Под отводами подразумеваются изогнутые участки, в которых при равенстве входного и выходного сечения закругления обеих стенок (внешней и внутренней) представляют собой дуги концентрических окружностей:

$$r_0 \geq 0 \text{ и } r_1 = r_0 + b_0,$$

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  $R_0/b_0 \geq 0,5$ .

Под коленами подразумеваются изогнутые участки, у которых закругления внутренней и внешней стенок не являются дугами концентрических окружностей.

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.

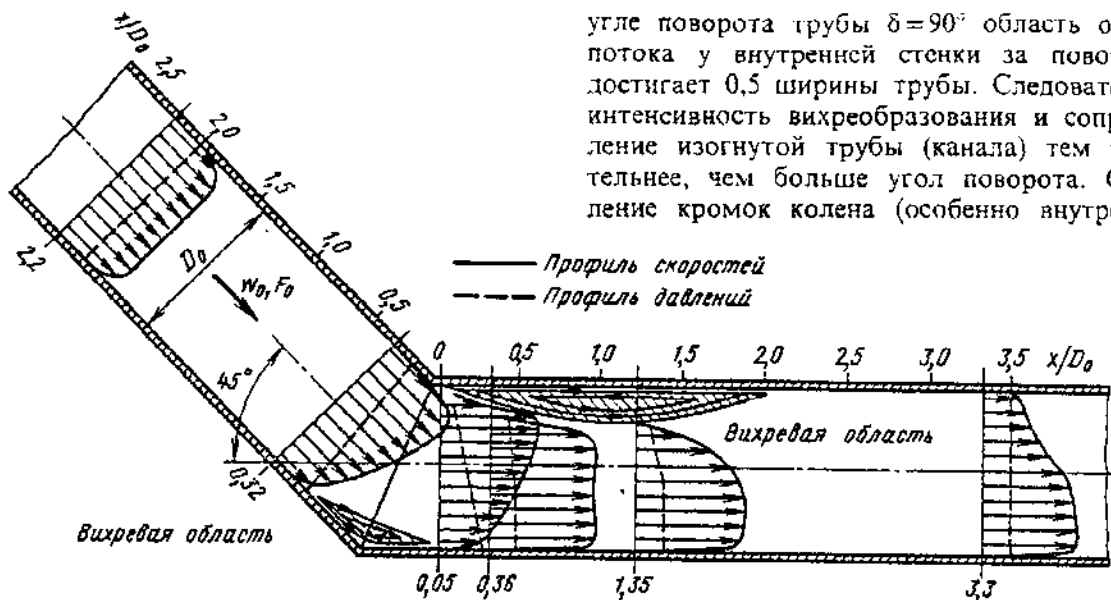
3. Появлением центробежной силы и наличием пограничного слоя у стенок объясняется возникновение в изогнутой трубе вторичного (поперечного) течения, т. е. образование так называемого парного вихря, который налагается на главный поток, параллельный оси канала, и придает линиям потока винтообразную форму (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 ( $Re = w_0 D_r / \nu$ , относительная шероховатость стенок  $\bar{\Delta} = \Delta / D_r$ , условия входа: относительная длина прямого входного участка  $l_0 / D_0$ \*<sup>2</sup>, относительное расстояние от предшествующей фасонной части и др.), а также геометрических параметров трубы (угол поворота  $\delta$ , 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

\*<sup>2</sup>  $l_0 / D_0$  — длина прямого участка за плавным входом (коллектором).



угле поворота трубы  $\delta=90^\circ$  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

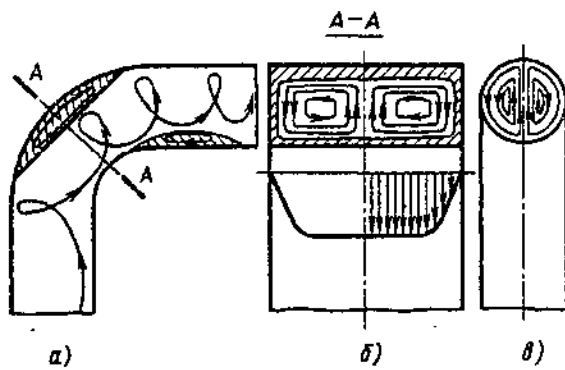


Рис. 6-2. Парный вихрь в отводе: а — продольный разрез; б — поперечное сечение (прямоугольный канал); в — поперечное сечение (труба круглого сечения)

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  $90^\circ$  будет получено при  $r_0/b_0=1,2+1,5$ . 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 колону.

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  $r_1/b_0=r_0/b_0+0,6$  (колени оптимальной формы), а близкое к минимуму — отвод или «нормальное» колени, 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 колени.

8. Сопротивление прямоугольных колен может быть существенно уменьшено путем уста-

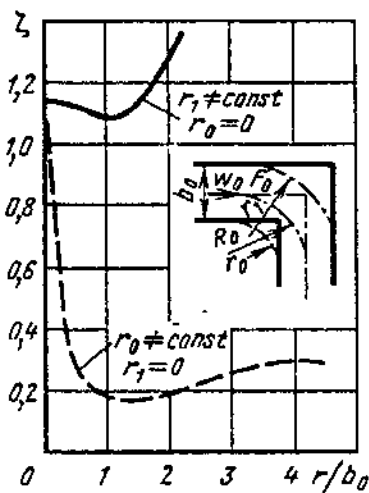


Рис. 6-3. Схема скругления колена и зависимость коэффициента сопротивления колена от радиуса закругления  $r/b_0$

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 ( $\delta=90^\circ$ ) 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 ( $\delta=90^\circ$ ) 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  $\zeta_{\text{вн}}^{*1}$  плоских отводов с  $\delta=90^\circ$  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 зна-

\*1 Коэффициент внутреннего сопротивления  $\zeta_{\text{вн}}$ , 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.

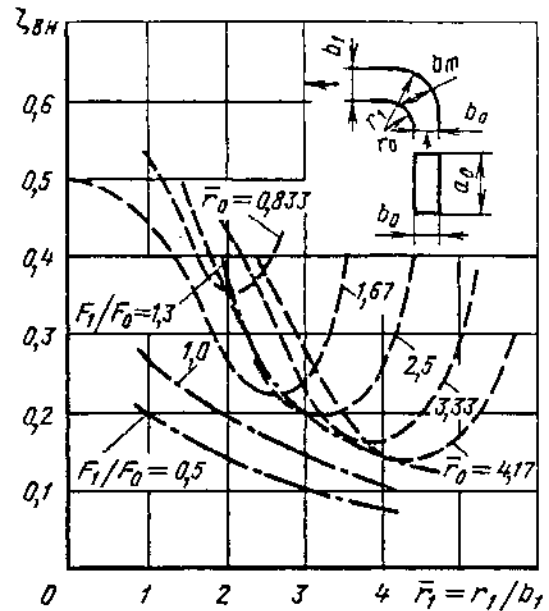


Рис. 6-4. Зависимость  $\zeta_{\text{вн}}$  колен с  $\delta=90^\circ$  от  $r_1/b_0$  при различных  $r_0/b_0$  [6-77]

чениями  $r_0/b_0$  и  $r_1/b_0$  плоских отводов с  $\delta=90^\circ$ .

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  $\zeta_m$  и сопротивления трения  $\zeta_{\text{тр}}$  поворота:

$$\zeta = \zeta_m + \zeta_{\text{тр}}$$

где  $\zeta_{\text{тр}} = \lambda l/D_r$  вычисляется, как  $\zeta$  прямых участков, при которых  $\lambda$  принимается по диаграммам 2-1—2-6 в зависимости от числа  $Re$  и относительной шероховатости  $\bar{\Delta} = \Delta/D_r$ ;  $l$ —длина колена или отвода по оси.

Отношение

$$l/D_r = \pi \frac{\delta^\circ}{180^\circ} \cdot \frac{R_0}{D_r} = 0,0175 \frac{R_0}{D_r} \delta^\circ.$$

Тогда

$$\zeta_{\text{тр}} = 0,0175 \delta^\circ \lambda R_0/D_r.$$

13. Коэффициент местного сопротивления отводов вычисляется по формуле, предложенной Г. Н. Абрамовичем [6-11]\*1:

$$\zeta_{\kappa} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A_1 B_1 C_1, \quad (6-1)$$

где  $A_1$  — коэффициент, учитывающий влияние угла  $\delta$  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]:

$$\begin{aligned} \text{при } \delta = 90^\circ \quad A_1 &= 1,0; \\ \text{при } \delta < 70^\circ \quad A_1 &= 0,9 \sin \delta; \\ \text{при } \delta > 100^\circ \quad A_1 &= 0,7 + 0,35 \delta / 90^\circ \end{aligned}$$

или по графику *a* диаграммы 6-1.

Величину  $B_1$  можно вычислить по приближенным формулам:

$$\begin{aligned} \text{при } R_0/D_0 (R_0/b_0) < 1,0 \quad B_1 &= \frac{0,21}{(R_0/D_0)^{0,25}} *2; \\ \text{при } R_0/D_0 (R_0/b_0) \geq 1,0 \quad B_1 &= \frac{0,21}{\sqrt{R_0/D_0}} *2 \end{aligned}$$

или по графикам *b* 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) ( $R_0/D_0 \geq 3,0$ ) 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  $Re \sqrt{2R_0/D_0}$  [6-3, 6-4, 6-51, 6-79]:

$$\zeta = f(Re, \bar{\Delta}, R_0/D_0, Re \sqrt{2R_0/D_0}).$$

При этом

$$\zeta = \lambda_{\kappa} l / D_r = 0,01758 \lambda_{\kappa} R_0 / D_0,$$

где  $\lambda_{\kappa}$  — коэффициент сопротивления трения криволинейного канала (отвода).

15. Зависимость коэффициента сопротивления трения криволинейных труб (отводов)  $\lambda_{\kappa}$  от  $Re \sqrt{2R_0/D_0}$ ,  $R_0/D_0$  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.

\*1 В формулу входит числовой коэффициент 0,73, который включен в величину  $B_1$ .

\*2 Для прямоугольного сечения вместо  $R_0/D_0$  принимается  $R_0/b_0$ .

Первый режим (до  $Re = 6,5 \cdot 10^3$ ) 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  $\lg(Re \sqrt{2R_0/D_0})$ .

Второй режим ( $6,5 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^4$ ) — переходный. При нем коэффициент  $\lambda_{\kappa}$  практически мало зависит от числа Рейнольдса.

В третьем режиме — турбулентном ( $4 \cdot 10^4 < Re < 3 \cdot 10^5$ ) 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  $Re \sqrt{2R_0/D_0}$ . Для различных  $R_0/D_0$  и  $\bar{\Delta}$  эти кривые также параллельны друг другу.

В четвертом режиме (при  $Re > 3 \cdot 10^5$ ) кривые  $\lambda_{\kappa} = f(Re \sqrt{2R_0/D_0})$  расположены параллельно оси абсцисс, так что  $\lambda_{\kappa}$  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  $\delta$ , включая целые спирали (змеевики), величина  $\lambda_{\kappa}$  до  $Re \approx 10^5$  может быть вычислена по формуле вида (см. также диаграмму 6-2)

$$\lambda_{\kappa} = a \cdot Re^{-n} (2R_0/D_0)^{-m} *3. \quad (6-2)$$

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  $\lambda_{\kappa}$  может быть вычислена по формулам, предложенным К. В. Дементьевым и И. З. Ароновым [6-12] (см. также диаграмму 6-2):

$$\text{при } Re = (0,5 \div 7) \cdot 10^3$$

$$\begin{aligned} \lambda_{\kappa} &= [1,97 + 49,1 (D_r/2R_0)^{1,32} (b/h)^{0,37}] Re^{-0,46} = \\ &= A_r Re^{-0,46} \end{aligned}$$

или

$$\lambda_{\kappa} / A_r = Re^{-0,46};$$

$$\text{при } Re = (7 \div 38) \cdot 10^3$$

$$\begin{aligned} \lambda_{\kappa} &= [0,316 + 8,65 (D_r/2R_0)^{1,32} (b/h)^{0,34}] Re^{-0,25} = \\ &= A_r Re^{-0,25} \end{aligned}$$

или

$$\lambda_{\kappa} / A_r = Re^{-0,25}.$$

\*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  $\lambda_{\kappa}$  по [6-4], приведены в работах Ю. В. Квитковско-го [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.

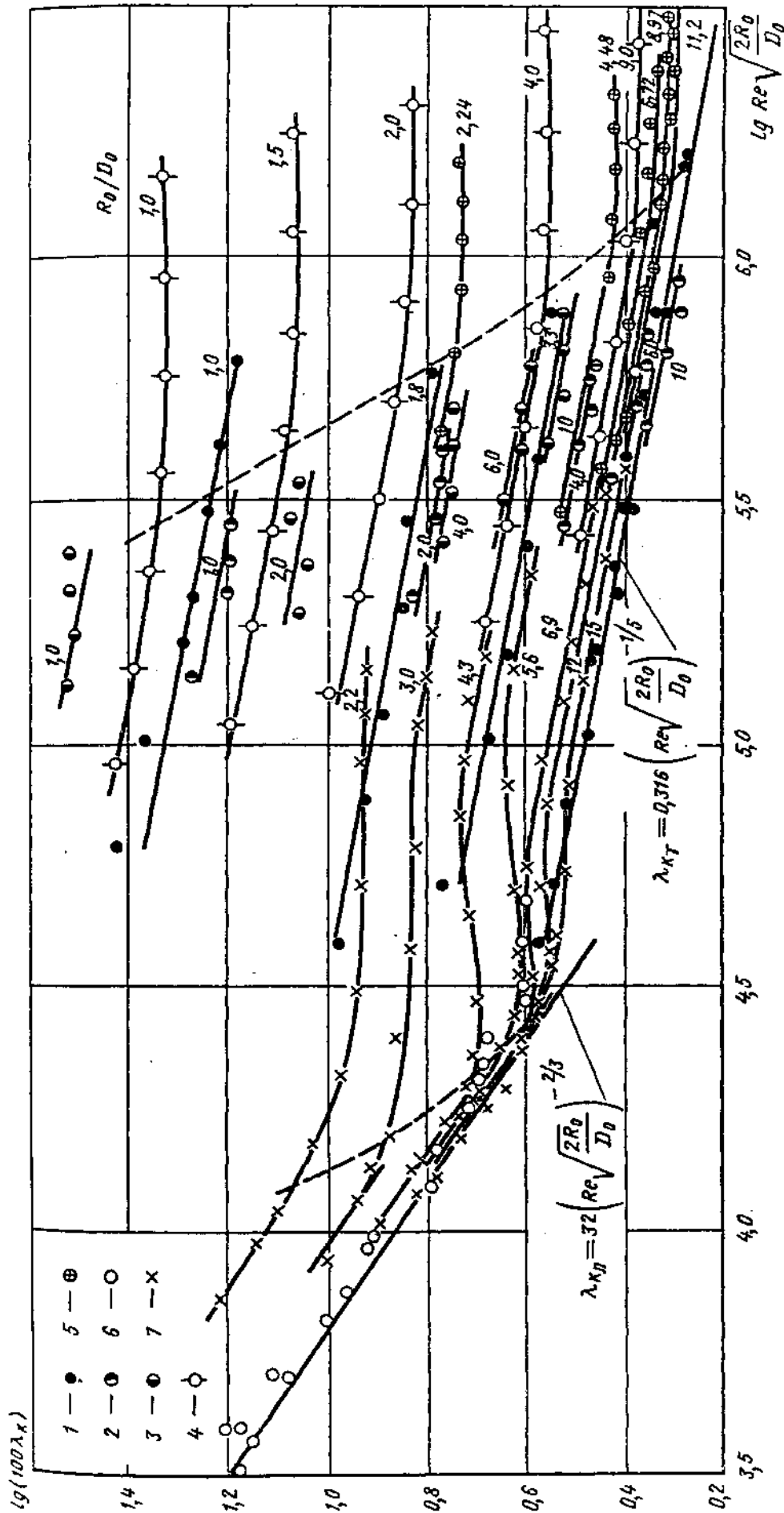


Рис. 6-5. Коэффициент сопротивления  $\lambda_{к}$  плавных поворотов на  $90^\circ$  в функции безразмерного параметра  $Re \sqrt{2R_0/D_0}$  [6-56]:  
 1—Ито,  $D_0=35$  мм, латунь; 2—Гофман,  $D_0=43$  мм, латунь; 3—Гофман,  $D_0=43$  мм, латунь; 4—Цимерман,  $D_0=50$  мм, сталь; 5—Грегориус,  $D_0=89,3$  мм, сталь; 6—Идельчик, гладкие; 7—Ли,  $D_0=20$  мм, сталь.

18. В пределах докритического числа Дина, определяемого приближенно по формуле [6-89],

$$(De)_{кр} = 2 \cdot 10^4 (0,5 D_r / R_0)^{0,82},$$

{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  $\lambda_x$ , верной для любой формы сечения криволинейного канала (круглого, прямоугольного, квадратного и эллиптического) [6-89];

$$\lambda_x = 0,1008 f(\gamma) (Re \sqrt{D_r / 2R_0})^{0,5} [1 + 3,945 f(\gamma) (Re \sqrt{D_r / 2R_0})^{-0,5} + 7,782 f(\gamma) (Re \sqrt{D_r / 2R_0})^{-1} + 9,097 f(\gamma) (Re \sqrt{D_r / 2R_0})^{-1,5} + 5,608 f(\gamma) (Re \sqrt{D_r / 2R_0})^{-2}] \lambda,$$

где  $\lambda = f(Re)$  — 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

$$f(\gamma) = D_r / 2 \quad \text{при } \gamma < 1; \\ f(\gamma) = 2 / D_r \quad \text{при } \gamma > 1;$$

для эллипса

$$f(\gamma) = 2\gamma / (\gamma + 1) \quad \text{при } \gamma < 1; \\ f(\gamma) = (\gamma + 1) / (2\gamma) \quad \text{при } \gamma > 1.$$

19. Коэффициент местного сопротивления колен с острыми кромками на повороте для всего диапазона углов поворота  $\delta$  от 0 до  $180^\circ$

$$\zeta_m \equiv \frac{\Delta p}{\rho w^2 / 2} = C_1 A \zeta',$$

где  $\zeta'$  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.

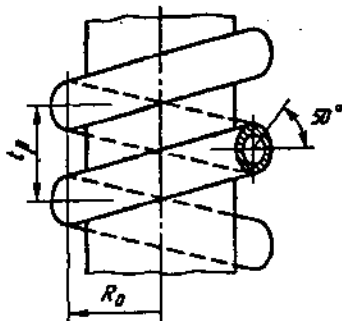


Рис. 6-6. Схема обмотки винтовой трубы

20. Коэффициенты местного сопротивления любых колен и отводов можно практически принять постоянными, не зависящими от числа Рейнольдса, только при  $Re > 2 \cdot 10^5 \div 3 \cdot 10^5$ . 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  $\zeta = f(Re)$  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  $R_0 / b_0 = 0,55 \div 1,5$ , 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  $\zeta_m$  отвода\*<sup>1</sup> при  $R_0 / b_0 \approx 0,55 \div 1,5$  уменьшается, достигая первого минимума примерно при  $Re = 5 \cdot 10^4$  (рис. 6-7). После этого наблюдается незначительное возрастание  $\zeta_m$ , пока он не достигнет значения, соответствующего  $Re_{кр}$  (в данном случае около  $10^5$ ), при котором наступает резкое падение коэффициента сопротивления (переходный режим — кризис сопротивления) до второго минимума при  $Re = 0,2 \div 2,5 \cdot 10^5$  (установившийся или закритический режим). Затем с увеличением  $Re$  опять наблюдается незначительное возрастание коэффициента сопротивления.

23. При сравнительно малых числах Рейнольдса (примерно до  $Re = 10^5$ ) 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  $\zeta_m$ , 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

\*<sup>1</sup> Коэффициент  $\zeta_m$  включает и потери динамического давления на выходе из отвода в большое пространство (атмосферу).

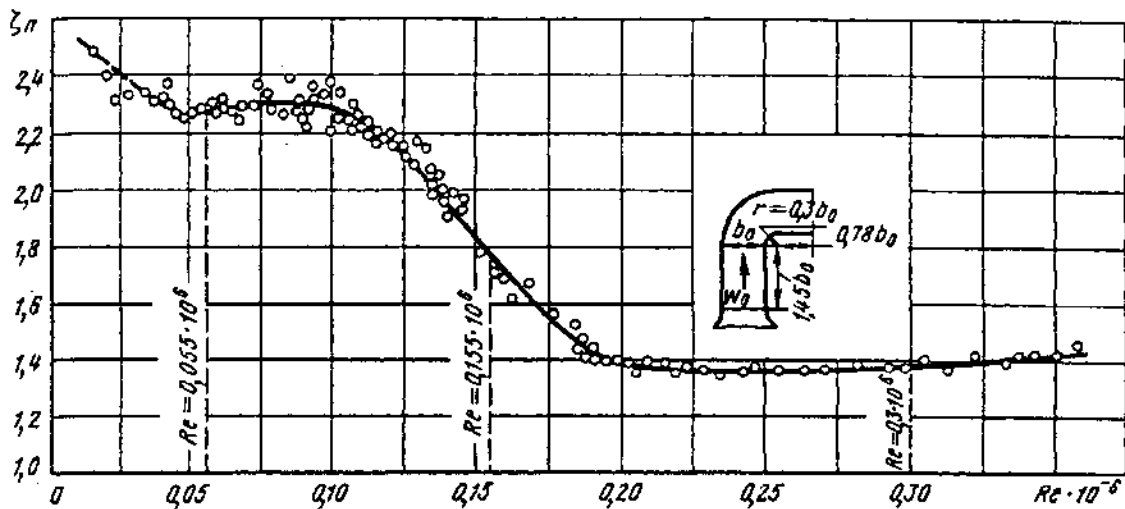


Рис. 6-7. Зависимость коэффициента полного сопротивления  $\zeta_n$  от числа  $Re$  для отвода с  $\delta = 90^\circ$  и гладкими стенками ( $\Delta = 0,00003$ ) [6-17]

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  $Re = (2 \div 2,5) \cdot 10^5$ .

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  $Re \geq 10^4$  учитывается на соответствующих диаграммах коэффициентами  $k_{Re}$ , входящими в качестве множителей в выражения для коэффициентов местного сопротивления  $\zeta_m$ . 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  $\delta$ .

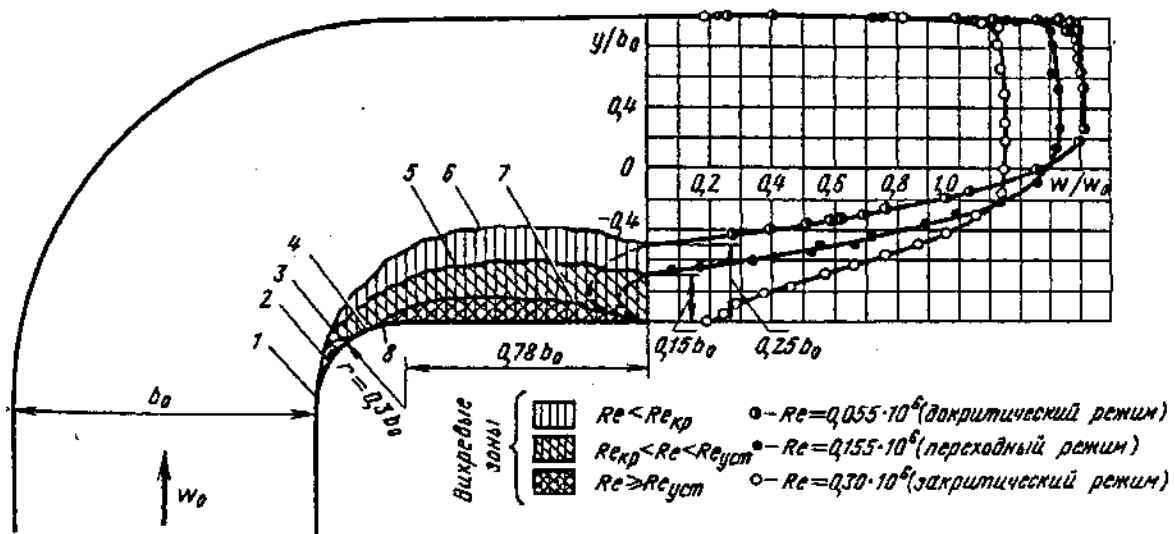


Рис. 6-8. Схема отрыва потока от внутренней стенки и распределение скоростей по средней линии сечения отвода с гладкими стенками при различных режимах течения [6-17]:

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

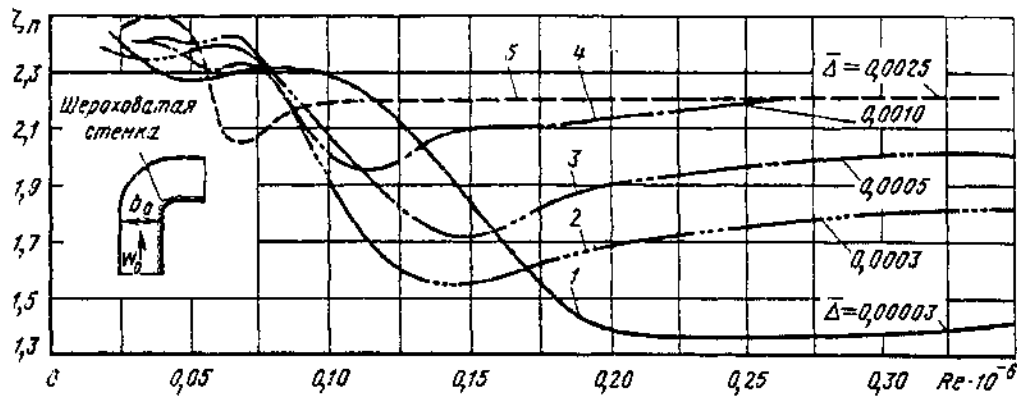


Рис. 6-9. Кривые сопротивления  $\zeta_n = f(Re)$  отвода, с внутренней стенкой [6-17]:  
 1—гладкой; покрытой: 2—оберточной бумагой; 3—афишной тисненой бумагой; 4—шлифовальной шкуркой № 140; 5—шлифовальной шкуркой № 60

28. Коэффициент сопротивления  $\zeta_m$  при  $Re < 2 \cdot 10^3$  можно определить по формуле, предложенной В. П. Зубовым [6-13]:

$$\zeta_m = (k_1 + 1)\zeta_{a.m} + A/Re,$$

где  $\zeta_{a.m}$  — значение  $\zeta_m$  при  $Re > 2 \cdot 10^3$  (автомодельная область);  $k_1$  — поправочный коэффициент; для угольника с нишей

$\delta^\circ$	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  $Re \leq 10^2$  для угольника  $90^\circ$   $A \approx 400$ , для угольника  $135^\circ$   $A \approx 600$ ; при  $Re \leq 10^3$  для колена  $90^\circ$ ,  $r/D_0 = 2,6$   $A \approx 1300$ , для колена  $180^\circ$ ,  $r/D_0 = 1,5 \div 2,0$   $A \approx 1200$ .

29. Влияние сжимаемости жидкости (газа) при больших дозвуковых скоростях потока на сопротивление изогнутых каналов может быть учтено коэффициентом  $k_\lambda$ , определяемым по следующей эмпирической формуле, полученной в работе [6-74] на основе обработки результатов экспериментальных исследований некоторых типов колена и отводов:

$$k_\lambda \equiv \zeta_\lambda / \zeta = 1 + \alpha_1 \lambda_c^\beta,$$

где  $\lambda_c \equiv w_{cp}/a_{cp}$  — приведенная скорость потока на входе в изогнутый канал;  $w_{cp} = 0,5(w_0 + w_1)$ ;  $\zeta_\lambda$  и  $\zeta$  — коэффициенты сопротивления изогнутого канала соответственно при данном дозвуковом значении  $\lambda_c$  и при малом его значении, определяемом по соответствующим диаграммам настоящего раздела;  $\alpha_1$  и  $\beta$  — 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) колена 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  $\zeta_n$  отвода с гладкой поверхностью внутренней стенки (рис. 6-9). С увеличением числа  $Re$  коэффициент сопротивления начинает резко уменьшаться; при некотором значении этого числа  $\zeta_n$  достигает минимума, а затем опять начинает расти.

31. Критическое число  $Re$ , при котором достигается минимум  $\zeta_n$ , а также число  $Re$ , при котором  $\zeta_n$  начинает снова расти, зависят от относительной шероховатости  $\bar{\Delta} = \Delta/D_c$ . Чем больше  $\bar{\Delta}$ , тем меньше указанные значения  $Re$  и тем больше значения как минимума  $\zeta_n$ , так и  $\zeta_n$ , 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  $\zeta_n$  отвода с гладкими стенками.

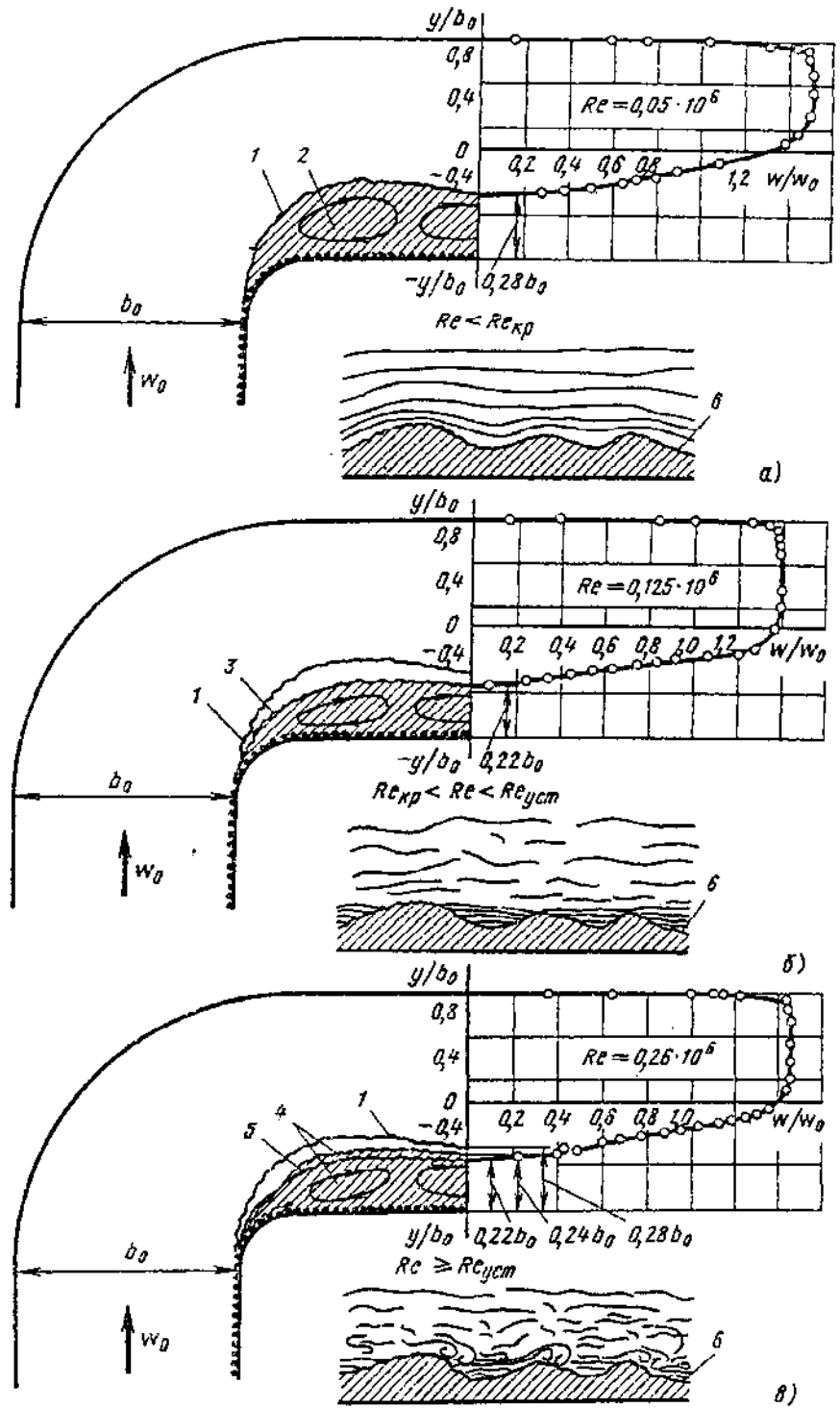
33. С увеличением числа  $Re$  толщина пограничного слоя уменьшается, бугорки на стенке начинают частично выступать (рис. 6-10, б) и турбулизировать поток. Таким образом, по сравнению с гладкой стенкой точка перехода ламинарного течения в пограничном слое в турбулентное появляется ближе к началу закругления 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  $\zeta_n$ .

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 ( $\bar{\Lambda} = 0,001$ ) 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  $Re \geq Re_{уст}$ ; 5 — нижняя граница оторвавшегося турбулентного слоя при  $Re_{кр} < Re < Re_{уст}$ ; 6 — бугорки на шероховатой стенке



паться, 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 ее влияние, следовательно, тем раньше наступает минимум сопротивления и тем больше

значение этого минимума и величина  $\zeta_{\alpha}$  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  $\zeta_0$  (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  $\zeta_{\alpha}$  при больших  $Re$  тем выше, чем

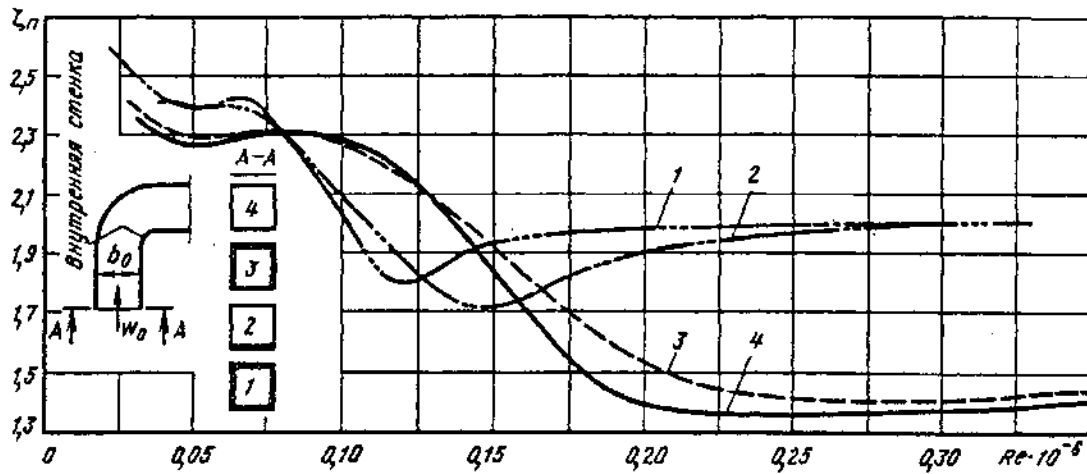


Рис. 6-11. Кривые сопротивления  $\zeta_n = f(Re)$  при покрытии различных стенок (сторон) отвода шероховатой бумагой [6-17]:  
 1—все четыре стенки шероховатые (тисненая бумага,  $\bar{\Delta} = 0,0005$ ); 2—внутренняя стенка шероховатая, остальные три гладкие; 3—внутренняя стенка гладкая, остальные 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  $\Delta$  (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

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w^2/2} = k_{\Delta} \zeta_{грл} \quad (6-3)$$

где при  $Re > 4 \cdot 10^4$  и  $\bar{\Delta} < 0,001$

$$k_{\Delta} \approx (1 + 0,5 \cdot 10^3 \bar{\Delta}),$$

а при  $Re > 4 \cdot 10^4$  и  $\bar{\Delta} > 0,001$

$$k_{\Delta} \approx 1,5;$$

$\zeta_{грл}$  определяется, как  $\zeta_m$  при гладких стенках ( $\bar{\Delta} \approx 0$ ).

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  $k_{\Delta}$  в выражении (6-3), который при  $4 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$  и  $\bar{\Delta} < 0,001$  принимается ориентировочно, впредь до опытного уточнения.

По формуле [6-1]

$$k_{\Delta} = \lambda_{\Delta} / \lambda_{грл};$$

при  $Re > 2 \cdot 10^5$  и  $\bar{\Delta} < 0,001$  — ориентировочно по формуле [6-17]

$$k_{\Delta} \approx 1 + \bar{\Delta} \cdot 10^3,$$

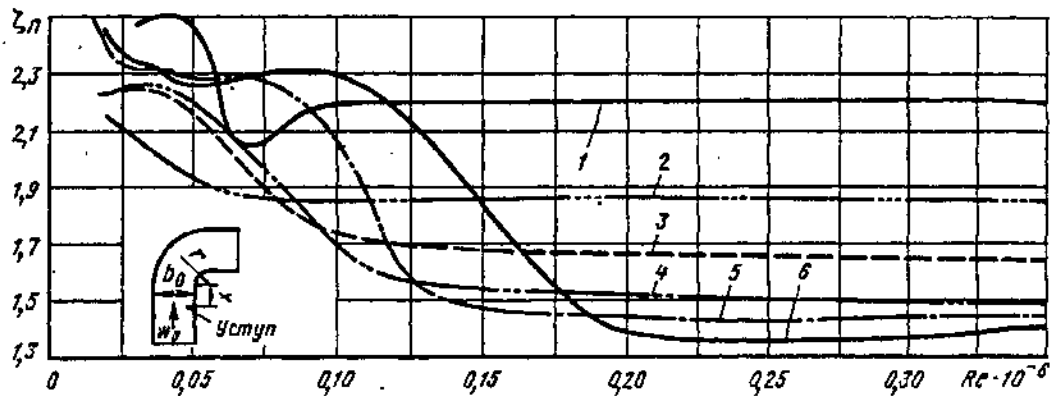


Рис. 6-12. Кривые сопротивления  $\zeta_n = f(Re)$  отвода с местной шероховатостью и с различными выступами на внутренней стенке [6-17]:

1—вся внутренняя поверхность стенки шероховатая ( $\bar{\Delta} = 0,002$ ); 2—выступ на расстоянии от закругления  $x/b_0 = 0,13$ ; 3 и 4—шероховатая наклейка ( $\Delta = 0,002$ ) соответственно на расстоянии  $x/b_0$ , равном 0,13 и 0,63; 5—шпательный слой на расстоянии  $x/b_0 = 1,45$ ; 6—гладкие стенки ( $\bar{\Delta} = 0,00003$ )

а при  $Re > 4 \cdot 10^4$  и  $\bar{\Delta} > 0,001$  — ориентировочно  
 $k_{\Delta} \approx 2$ .

Здесь  $\lambda_{гс}$  — коэффициент сопротивления трения гладкой трубы, определяемый как  $\lambda$  при заданном  $Re > 4 \cdot 10^4$ , по диаграммам 2-1 и 2-6;  $\lambda_{\Delta}$  — коэффициент сопротивления трения шероховатой трубы, определяемый, как  $\lambda$  при заданных  $Re > 4 \cdot 10^4$  и  $\bar{\Delta} = 0 \div 0,001$ , 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  $Re > 4 \cdot 10^4$  и  $\bar{\Delta} < 0,001$ :

$$k_{\Delta} \approx 1 + \bar{\Delta}^2 \cdot 10^6,$$

а при  $Re > 4 \cdot 10^4$  и  $\bar{\Delta} > 0,001$

$$k_{\Delta} \approx 2,0.$$

40. При  $Re < 4 \cdot 10^4$  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 ( $n_n = F_1/F_0 = b_1/b_0 \neq 1,0$ ) может быть вычислен приближенно [6-37]

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_{суж}^2 / 2} = A_1 C_1 \exp(k_1/n_n),$$

где  $A_1 = f(\delta)$  и  $C_1 = f(a_0/b_{суж})$  определяются, как и выше;  $k_1 = 2,31g\zeta_0$ ;  $\zeta_0$  — коэффициент сопротивления колена при  $n_n = F_1/F_0 = 1,0$  и  $\delta = 90^\circ$ ;  $w_{суж}$  — средняя скорость в суженном сечении колена;  $b_{суж}$  — ширина суженного сечения колена.

42. Коэффициент местного сопротивления сварных отводов при прочих равных условиях получаются большими, 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 большим, 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.

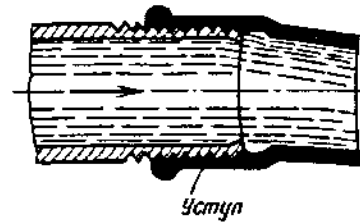


Рис. 6-13. Чугунные отводы, соединенные с помощью резьбы

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  $\zeta$  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  $l_x/D_0$  между обоими поворотами (коленами): общий коэффициент сопротивления  $\zeta$  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  $l_x/D_0$  [6-8—6-10] возможны различные ситуации. Например, для отвода типа «утка» с  $\delta = 30^\circ$  и  $R_0/b_0 = 1,0$  (рис. 6-14):

а) проставка между отводами мала (в данном случае  $l_x/D_0 < 2,5$ ) — 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  $\zeta_m$  канала типа «утка» меньше коэффициента сопротивления  $\zeta_{от}$  отдельного (изолированного) отвода с теми же геометрическими параметрами ( $\delta$  и  $R_0/b_0$ ), т. е.  $\zeta_m < \zeta_{от}$ ;

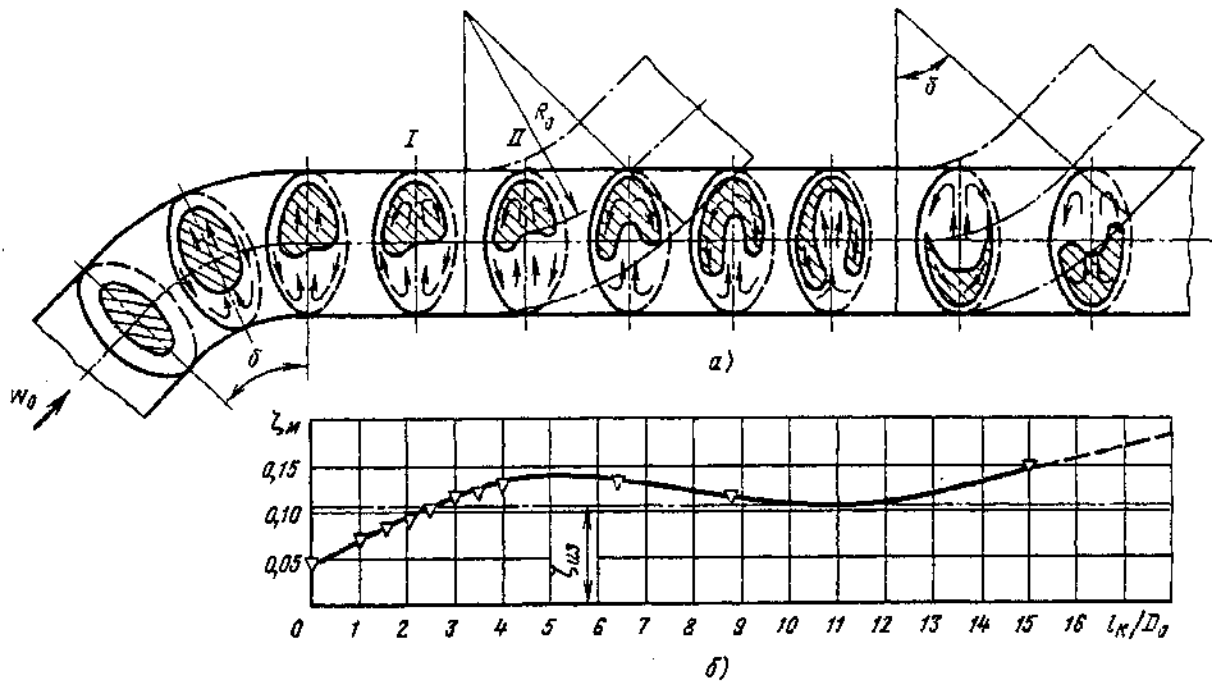


Рис. 6-14. Характеристики отвода типа «утка» при  $\delta=30^\circ$ ;  $R_0/D_0=1,0$ ;  $Re=1,6 \cdot 10^5$  и  $\bar{\Delta}=0,0003$  [6-8, 6-10]:

а—схема распределения потока вдоль выходного участка отвода; б—зависимость коэффициента  $\zeta_m$  от  $l_x/D_0$

б) проставка увеличивается до значения  $l_x/D_0=5,0$ . 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  $\zeta_{из} < \zeta_m < 2\zeta_{из}$ ;

в) проставка увеличивается до  $l_x/D_0=11,0$ . Инерционные силы оказывают все меньшее воздействие на поток (этому способствует и одновременный процесс выравнивания потока по сечению). Экстремальной точке (минимуму) кривой  $\zeta_m$  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:  $\zeta_m = \zeta_{из}$ ;

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  $\zeta_m = 2\zeta_{из}$ .

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)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta'_m + \lambda l_0/D_1,$$

где  $\zeta'_m$  определяется, как  $\zeta_m$  одиночного отвода, а  $A=f(l_x/D_0)$  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 Сиж 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  $\delta=90^\circ$  с острыми кромками и малым относительным расстоянием между обоими коленами ( $l_x/b_0 \approx 0$ ), поток отрывается от внутренней стенки только после полного поворота на угол  $\delta=180^\circ$ . При таком большом угле поворота получается наиболее интенсивный отрыв потока, вследствие чего коэффициент сопротивления принимает наибольшее значение.

49. Значительное увеличение относительного расстояния  $l_x/b_0$  (до  $l_x/b_0=4 \div 5$  и более) приводит к тому, что на прямолинейном участке после отрыва за первым поворотом на  $90^\circ$  поток успевает почти полностью растечься по сечению, и условия поворота на последующие  $90^\circ$  получаются такими же, как и для первого поворота. В результате суммарный коэффициент сопротивления такого П-образного колена приближается к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена ( $\delta=90^\circ$ ).

50. При некотором промежуточном значении  $l_x/b_0$  порядка 1,0 зона отрыва за первым поворотом на  $90^\circ$  не успевает полностью развиться и, замыкаясь у внутренней стенки перед вторым поворотом на  $90^\circ$ , 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  $\zeta$  для различных  $l_x/b_0$  уменьшается, но в целом поток и характер кривых сопротивления аналогичны таковым для колен с острыми кромками.

52. Для пары колен с углом  $\delta=90^\circ$ , составленных Z-образно (рис. 6-15), увеличение относительного расстояния  $l_x/b_0$  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 ( $\delta=90^\circ$ ).

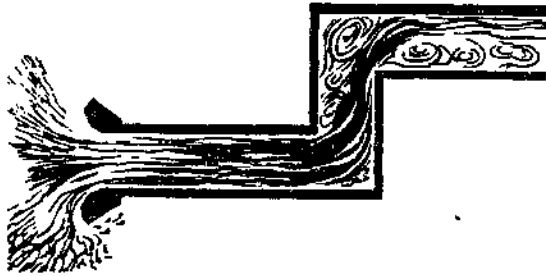


Рис. 6-15. Спектр потока в Z-образном колене

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  $90^\circ$  (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  $l_x/b_0$  между осями каждой из пары колен ( $\delta=90^\circ$ ) возрастает от величины, равной коэффициенту сопротивления одного прямого колена ( $\delta=90^\circ$ ), до максимума при некотором небольшом относительном расстоянии  $l_x/b_0$ . При дальнейшем увеличении  $l_x/b_0$  общий коэффициент сопротивления начинает опять уменьшаться, стремясь к величине, близкой к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена ( $\delta=90^\circ$ ).

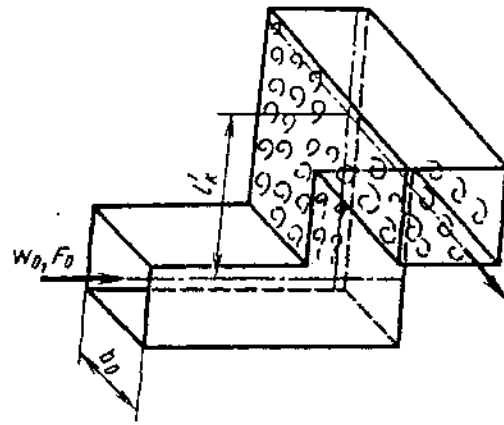


Рис. 6-16. Поток в составном колене с поворотом на  $90^\circ$  в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

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  $\zeta$  отводов и колен возрастает до определенного предела вместе с увеличением относительной длины  $l_0/b_0$  прямого входного участка (рис. 6-17). Рост  $\zeta$  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

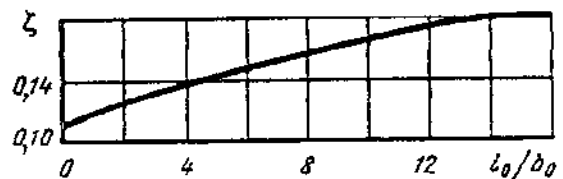


Рис. 6-17. Зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta$  плавного отвода от относительной длины начального (входного) участка  $l_0/b_0$  [6-1]

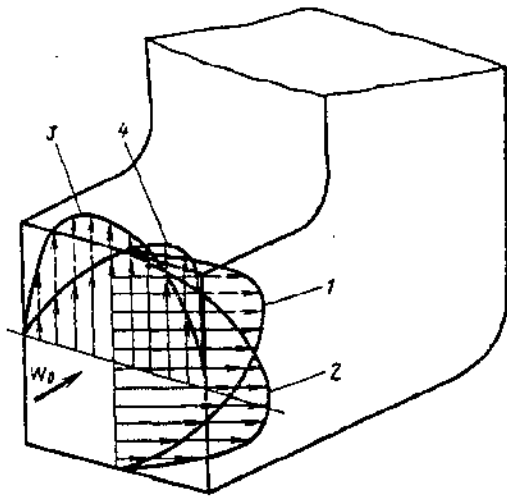


Рис. 6-18. Различные профили скорости на входе в колено [6-32]:

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. Направляю-

щие 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	$y_2$	$0,215t_1$
$x_1$	$0,519t_1$	$z_1$	$0,139t_1$
$x_2$	$0,489t_1$	$z_2$	$0,338t_1$
$r_1$	$0,663t_1$	$z_3$	$0,268t_1$
$r_2$	$0,553t_1$	$\rho$	$0,033t_1$
$y_1$	$0,463t_1$		

В коленах обычно устанавливают лопатки одинаковой 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  $\beta$ , 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 уста-

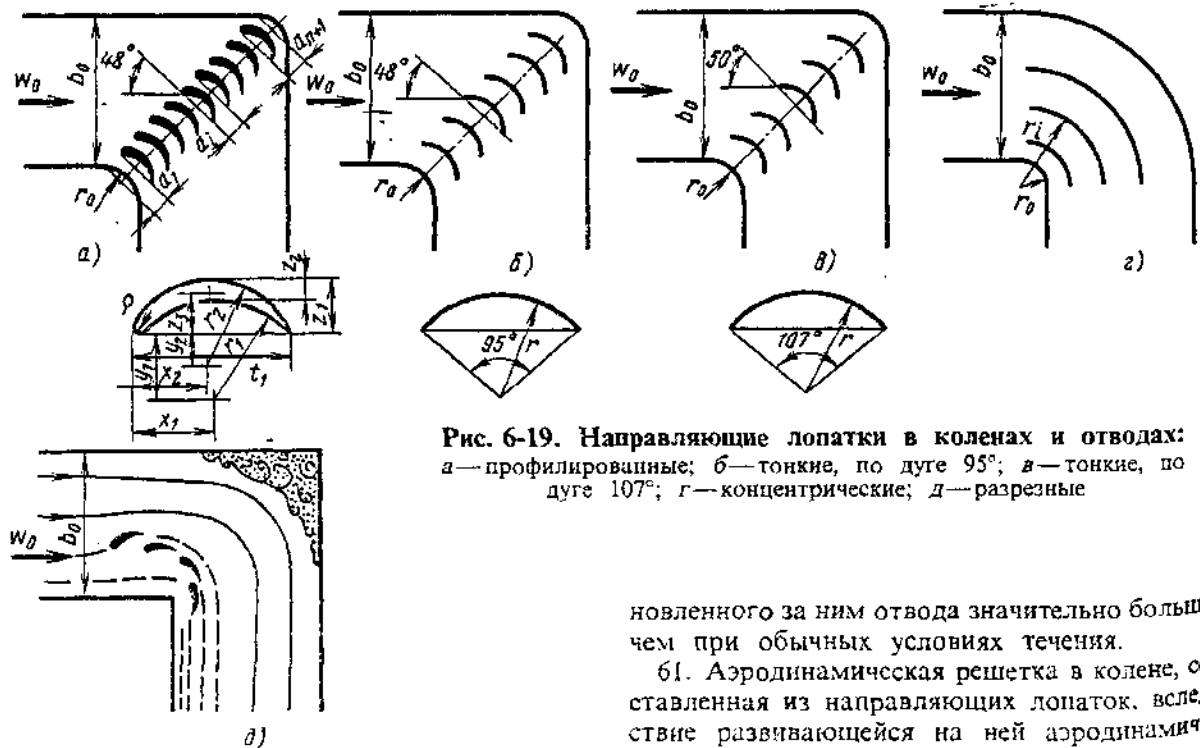


Рис. 6-19. Направляющие лопатки в коленах и отводах: а—профилированные; б—тонкие, по дуге  $95^\circ$ ; в—тонкие, по дуге  $107^\circ$ ; г—концентрические; д—разрезные

новленного за ним отвода значительно больше, чем при обычных условиях течения.

61. Аэродинамическая решетка в коленах, составленная из направляющих лопаток, вследствие разрывающейся на ней аэродинамичес-

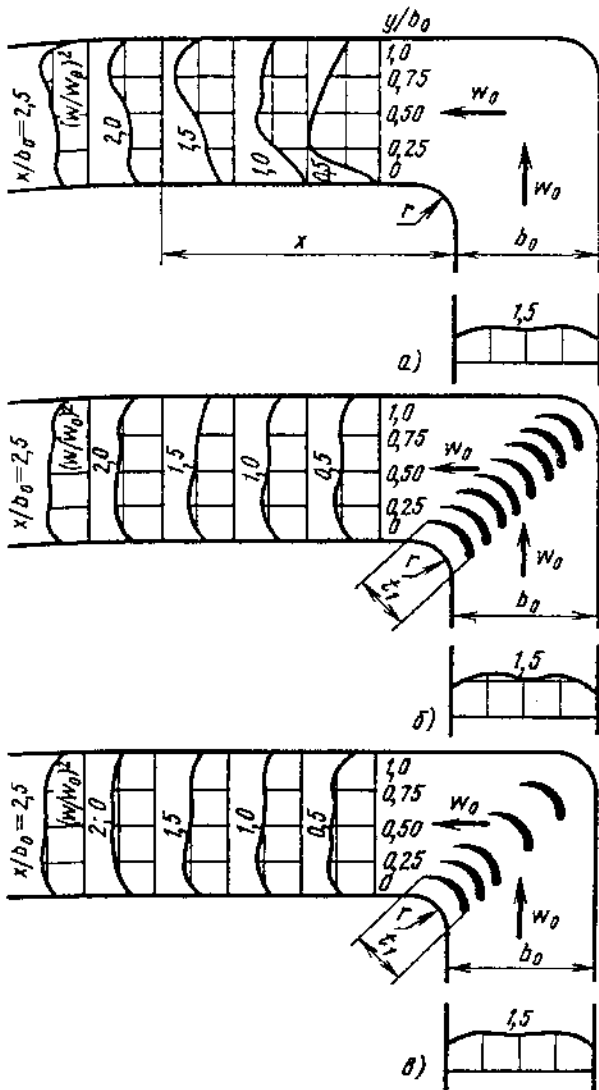


Рис. 6-20. Схема распределения безразмерных скоростей (скоростных давлений) в колене [6-15]:

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»:

$$n_{\text{норм}} = 2,13(r/D_0)^{-1} - 1^{*1}. \quad (6-4)$$

В большинстве практических случаев можно ограничиться сокращенным числом лопаток («наивыгоднейшим» или минимальным) [6-15]:

$$n_{\text{наиб}} \approx 1,4(r/D_0)^{-1} \quad (6-5)$$

или

$$n_{\text{мин}} \approx 0,9(r/D_0)^{-1}. \quad (6-6)$$

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  $90^\circ$ , т. е. дуги внутреннего закругления колена, и, следовательно,

$$t_1 = r\sqrt{2} \quad (6-7)$$

или

$$t_1 = D_0(r/D_0)\sqrt{2}. \quad (6-8)$$

Формулы (6-4)—(6-6) верны именно при этом соотношении между размерами хорды лопаток и радиусом закругления колена.

64. Если колесо 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]:

$$n_{\text{норм}} = 3D_0/t_1 - 1; \quad (6-9)$$

$$n_{\text{наиб}} \approx 2D_0/t_1; \quad (6-10)$$

$$n_{\text{мин}} \approx 1,5D_0/t_1. \quad (6-11)$$

65. Для колес с расширением, у которых сечение за поворотом больше сечения перед поворотом ( $b_1 > b_0$ ), число лопаток

$$n_{\text{норм}} = 2,13S/t_1 - 1;$$

$$n_{\text{наиб}} \approx 1,4S/t_1;$$

$$n_{\text{мин}} \approx 0,9S/t_1,$$

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  $90^\circ$  в среднем по дуге окружности  $\varphi_1=95^\circ$  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  $r/b_0 \leq 0,4 \div 0,5$ . 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  $n_x$  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
$n_x$	3—4	2	1	0

Оптимальное расположение лопаток в отводе (см. рис. 6-19, г) достигается при

$$r_i = 1,26 r_{i-1} + 0,07 b_0.$$

71. Коэффициент сопротивления отвода прямоугольного сечения с нормальным числом оптимально установленных концентрических лопаток может быть найден приближенно [6-46]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = (0,46 R_0/b_0 + 0,04) \zeta_{6.1},$$

где  $\zeta_{6.1}$  определяется как коэффициент сопротивления  $\zeta$  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
$n_x$	2	1	0

При установке одной лопатки ее оптимальное расстояние (см. рис. 6-19, з)

$$r_1 = r_0 \sqrt{1 + D_0/r_0}.$$

При двух лопатках

$$r_1 = r_0 \sqrt[3]{1 + D_0/r_0} \text{ и } r_2 = r_0 \sqrt[3]{(1 + D_0/r_0)^2}.$$

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:

$$\zeta = n_{из} \zeta_{из},$$

где  $\zeta_{из}$  — коэффициент сопротивления изолированного колена с лопатками;  $n_{из}$  — число поворотов в составном колене.

74. Коэффициент местного гидравлического сопротивления пространственно (кольцевого) поворота на  $180^\circ$  [6-19] зависит от относительного расстояния  $h/D_0$  от кромок обреза внутренней трубы до крышки (колпака) кольцевой трубы; отношения площадей  $n_a = F_1/F_0$  кольцевой и внутренней труб; относительной толщины  $\delta_x/D_0$  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  $\zeta_m$  оказывает параметр  $h/D_0$ . С увеличением  $h/D_0$  от нуля коэффициент  $\zeta_m$  вначале резко падает, достигая при некотором значении  $h/D_0$  минимума, затем происходит некоторое новое, сравнительно резкое возрастание  $\zeta_m$ , 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  $\zeta_m$ ) при отдельных значениях  $n_a$



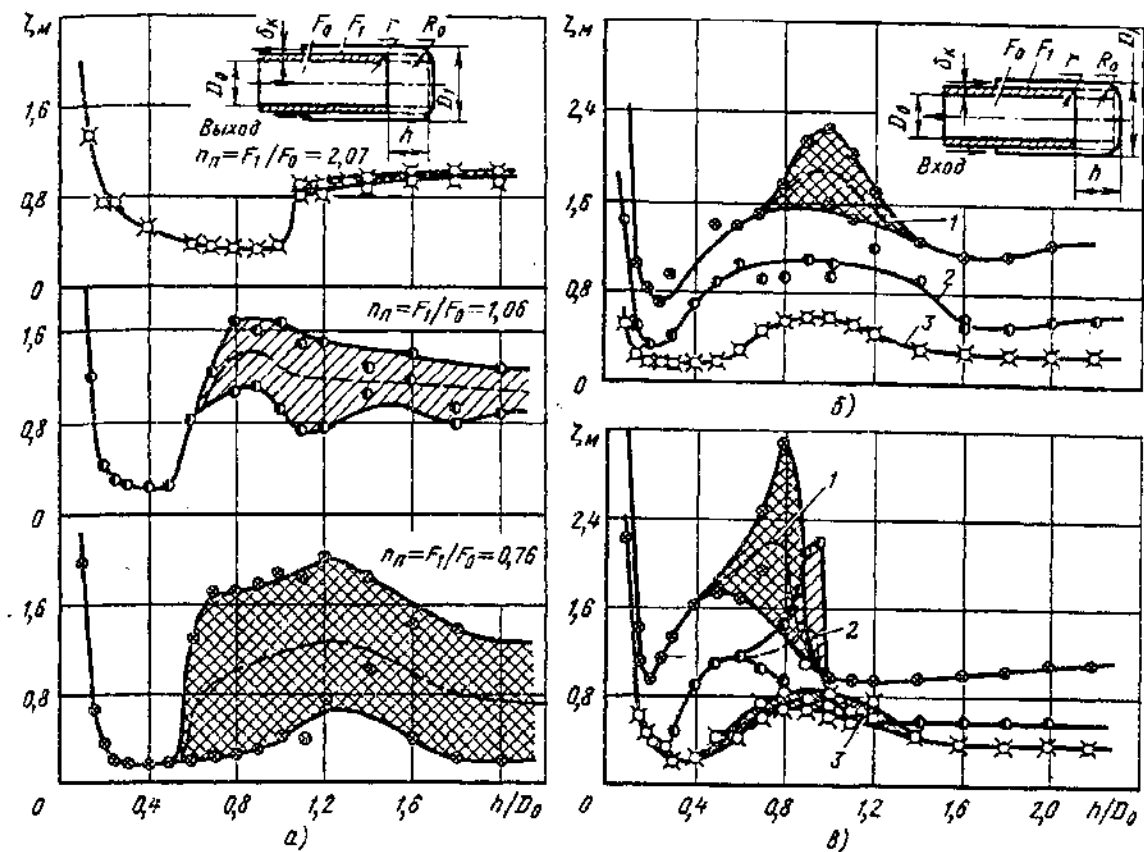


Рис. 6-21. Зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta_m$  кольцевого поворота от  $h/D_0$  при  $R/D_1 = 0,3$  [6-19]:

*а* — нагнетание при  $r/D_0 = 0,1$ ; *б* — всасывание при  $r/D_0 = 0,2$ ; 1 —  $n_n = 0,80$ ; 2 —  $n_n = 1,07$ ; 3 —  $n_n = 2,1$ ; *в* — всасывание при  $r/D_0 = 0,1$ : 1 —  $n_n = 0,76$ ; 2 —  $n_n = 1,06$ ; 3 —  $n_n = 2,07$

и  $r/D_0$  ( $\delta_x/D_0$ ) наблюдается колебание во времени значения коэффициента  $\zeta_m$ , вызванное неустойчивостью потока. Такая неустойчивость потока при поворотах с малыми значениями  $r/D_0$  ( $\delta_x/D_0$ ) 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  $\zeta_m = f(h/D_0, r/D_0$  или  $\delta_x/D_0, n_n)$  диаграмм 6-31—6-32 соответствуют средним по времени опытным значениям  $\zeta_m$ .

77. В табл. 6-1 приведены значения  $\zeta_{min}$  кольцевых поворотов, соответствующие первому минимуму коэффициента сопротивления и оптимальным значениям  $(h/D_0)_{opt}$  для разных  $r/D_0$  ( $\delta_x/D_0$ ), и  $n_n$ . Там же приведены значения  $(h/D_0)_{устой}$ , в пределах которых наблюдается заметная неустойчивость потока.

78. Относительная толщина кромки  $\delta^*/D_0$  внутренней трубы кольцевого поворота наряду с  $h/D_0$  является также существенным фактором, влияющим на  $\zeta_m$ , заметно снижая

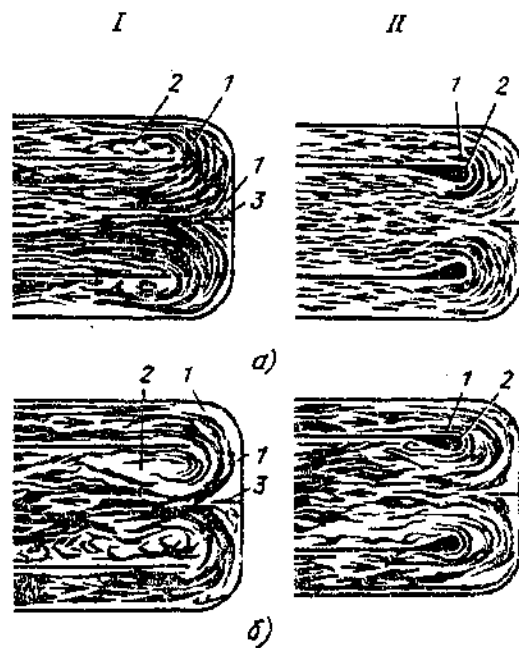


Рис. 6-22. Спектры потока при его повороте на  $180^\circ$  без направляющих лопаток (I) и с направляющими лопатками и обтекателями (II) [6-47]:

I — *а* — нагнетание; *б* — всасывание; 1 — вихревые зоны у внешней стенки; 2 — вихревые зоны у внутренней стенки; 3 — расщелка; II — *а* — нагнетание; *б* — всасывание; 1 — лопатка; 2 — обтекатель

6-1. Характеристики пространственного (кольцевого) поворота на 180°

Характеристики поворота	Всасывание (вход)					
	$\delta_r/D_0$			$r/D_0$		
	0,1	0,2	0,4	0,05	0,1	0,2
$n_n = F_2/F_1 = 0,75 \div 0,80$						
$\zeta_{\min}$	1,70	1,10	0,72	1,90	0,96	0,70
$(h/D_0)_{\text{опт}}$	0,23—0,27	0,22—0,28	0,30—0,38	0,18—0,22	0,18—0,23	0,22—0,30
$(h/D_0)_{\text{неуст}}$	0,28—1,4	0,20—1,4	Устойчивое	0,25—1,0	0,40—1,0	0,60—1,4
$n_n = 1,0 \div 1,10$						
$\zeta_{\min}$	1,05	0,45	0,40	1,05	0,40	0,32
$(h/D_0)_{\text{опт}}$	0,27—0,34	0,23—0,33	0,26—0,36	0,24—0,33	0,20—0,29	0,18—0,28
$(h/D_0)_{\text{неуст}}$	0,38—1,40	0,77—1,45	Устойчивое	0,26—1,40	0,60—1,0	Устойчивое
$n_n = 2,0 \div 2,1$						
$\zeta_{\min}$	0,55	0,50	0,40	0,50	0,20	0,16
$(h/D_0)_{\text{опт}}$	0,35—0,45	0,22—0,48	0,26—0,40	0,33—0,60	0,28—0,40	0,17—0,50
$(h/D_0)_{\text{неуст}}$	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)					
	$\delta_r/D_0$			$r/D_0$		
	0,1	0,2	0,4	0,05	0,1	0,2
$n_n = 0,75 \div 0,80$						
$\zeta_{\min}$	0,24	0,22	0,36	0,19	0,16	0,30
$(h/D_0)_{\text{опт}}$	0,40—0,62	0,40—0,50	0,32—0,45	0,40—0,80	0,25—0,50	0,23—0,45
$(h/D_0)_{\text{неуст}}$	0,60—2,0	0,55—2,0	Устойчивое	0,75—2,0	0,40—2,0	Устойчивое
$n_n = 1,0 \div 1,1$						
$\zeta_{\min}$	0,40	0,26	0,26	0,40	0,23	0,20
$(h/D_0)_{\text{опт}}$	0,50—0,60	0,35—0,55	0,30—0,40	0,47—0,83	0,30—0,50	0,25—0,45
$(h/D_0)_{\text{неуст}}$	0,55—2,0	0,90—2,0	0,75—1,0	0,80—2,0	0,60—2,0	Устойчивое
$n_n = 2,0 \div 2,1$						
$\zeta_{\min}$	0,34	0,32	0,30	0,34	0,32	0,40
$(h/D_0)_{\text{опт}}$	0,75—1,0	0,65—0,93	0,50—0,90	0,65—0,95	0,60—1,0	0,20—1,0
$(h/D_0)_{\text{неуст}}$	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  $n_n < 2$ . Закругление этой кромки в пределах  $r/D_0 = 0,05 \div 0,2$  незначительно снижает  $\zeta_{\min}$ . Поэтому в тех случаях, когда это вызывает затруднение, кромку можно не закруглять.

79. Оптимальное значение параметра  $n_n = F_1/F_0$  в случае всасывания (вход через кольцевую трубу) при всех  $r/D_0$  ( $\delta_r/D_0$ ) 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  $n_n < 1,0$ . При  $r/D_0 \geq 0,2$  ( $\delta_r/D_0 \geq 0,4$ ) оптимальное значение  $n_n = 1,0 \div 1,5$ .

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	$(h/a_0)_{\text{вх}}$	$(h_0/a_0)_{\text{вх}}$	$\zeta_{\text{мин}}$
Без расщетки, без обтекателей и направляющих лопаток	0,40—0,60 (0,55—0,70)	—	4,0—4,2 (4,0—4,2)
Без расщетки, 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 расщетки, 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 расщетки, 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 расщечкой	0,53—0,65 ( $\geq 0,60$ )	—	3,6—3,7 (3,9—4,0)
С расщечкой, 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 расщечкой, 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 расщечкой, без обтекателя, но с направляющими лопатками	0,45—0,60 (0,50—0,70)	0,127 —	1,2—1,3 (1,30)
С расщечкой, 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 расщетка 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  $\zeta_{\text{мин}}$ , получаемые при оптимальных геометрических параметрах плоского поворота на 180° как при отсутствии, так и наличии расщетки 3 (см. рис. 6-22, I) в месте слияния (разделения) потоков. При оптимальных значениях  $(h/a_0)_{\text{вх}}$  расщетка несколько уменьшает коэффициент сопротивления поворота\*<sup>1</sup>. Однако главным назначением расщетки следует считать ее действие, стабилизирующее поток. При этом всегда нужно применять только плоскую

расщечку, которая при всасывании более заметно снижает сопротивление, чем профилированная. При нагнетании влияние плоской и профилированной расщечек 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  $(h/a_0)_{\text{вх}}$ , чем без таких лопаток.

84. Лучшим из исследованных является плоский поворот с обтекателями и направляющими лопатками. При всасывании  $(h/a_0)_{\text{вх}} \approx 0,45$  и  $(h_0/a_0)_{\text{вх}} \approx 0,076$ , а в случае нагнетания  $(h/a_0)_{\text{вх}} = 0,5 \div 0,6$  и  $(h_0/a_0)_{\text{вх}} = 0,076 \div 0,175$ .

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

\*<sup>1</sup> При малых значениях  $h/a_0$  расщетка 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

$$\zeta \cong \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_0 + \kappa(\zeta_1 - \zeta_0), \quad (6-40)$$

где  $\zeta_0$  и  $\zeta_1$  — коэффициенты сопротивления изогнутого канала соответственно при отсутствии ( $\kappa=0$ ) и при наличии ( $\kappa=1$ ) в потоке пылевидных материалов;  $\kappa = m_n/m_r$  — коэффициент запыленности (отношение массового расхода пылевидного материала к массовому расходу газового потока).

87. При  $2,5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 4,5 \cdot 10^5$  и  $20 \leq Fr \leq 36$  суммарный коэффициент сопротивления  $\zeta$  не зависит ни от числа Рейнольдса  $Re = w_0 D_0 / \nu_c$ , ни от числа Фруда  $Fr = w_0 / \sqrt{g D_0}$ , где  $\nu_c$  — 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  $\rho$  — 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  $\zeta$  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 возвращаясь 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  $R_0/D_0 (R_0/b_0) < 3$ ,  $0 < \delta \leq 180^\circ$ ;  $l_0/D_r \geq 10^{*1}$   
[6-1, 6-17, 6-31, 6-61, 6-64, 6-77, 6-78, 6-91]

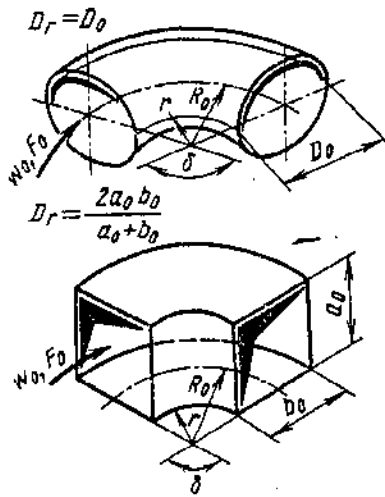
Диаграмма  
6-1

1. Гладкие стенки ( $\Delta=0$ ) и  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 2 \cdot 10^5$ :

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta_{тр} = \zeta_m + 0,0175 \delta \lambda R_0 / D_r;$$

$$\zeta_m = A_1 B_1 C_1;$$

$A_1 = f(\delta)$  см. график *a*, или приближенно — соответствующие формулы:



$\delta^\circ$	До 70	90	Св. 100
$A_1$	$0,9 \sin \delta$	1,0	$0,7 + 0,35 \delta / 90^\circ$

$B_1 = f(R_0/D_0)$  или  $f(R_0/b_0)$  см. графики *b* 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
$C_1$	$0,85 + \frac{0,125}{a_0/b_0}$	$1,115 - \frac{0,84}{a_0/b_0}$

$$\zeta_{тр} = 0,0175 \delta \lambda R_0 / D_r \text{ (здесь и далее } \delta^\circ \text{)}$$

2. Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ ) и  $Re \geq 10^4$ :

$$\zeta = k_\Delta k_{Re} \zeta_m + 0,0175 \delta \lambda R_0 / D_r;$$

$k_\Delta = f(\bar{\Delta} = \Delta / D_r)$  см. таблицы;  $k_{Re} = f(Re)$  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
$k_{Re}$	$1 + 4400/Re$	$5,45/Re^{0,131}$	$1,3 - 0,29 \ln(Re \cdot 10^{-5})$

$\lambda = f(Re, \bar{\Delta})$  см. диаграммы 2-2—2-6: при  $\lambda \approx 0,02$

$$\zeta_{тр} = 0,00035 \delta R_0 / D_r.$$

\*1 Здесь и далее  $l_0/D_r = 0$  означает, что колено (отвод) расположено за плавным коллектором, а  $l_0/D_r > 0$  означает, что колено находится за прямым участком (проставкой), расположенным за коллектором.

Отводы при $R_0/D_0 (R_0/b_0) < 3$ , $0 < \delta \leq 180^\circ$ ; $l_0/D_1 \geq 10^{*1}$ [6-1, 6-17, 6-31, 6-61, 6-64, 6-77, 6-78, 6-91]	Диаграмма 6-1
--	------------------

$3 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ :

$$\zeta = A_2/Re + \zeta_{з.м} + \zeta_{гр.}$$

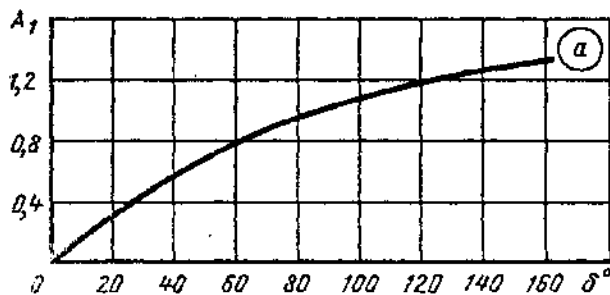
где  $A_2$  см. таблицу (ориентировочно);  $\zeta_{з.м}$  определяется так же, как  $\zeta_m$  при  $Re > 2 \cdot 10^5$

$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	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  $k_\Delta$ 

$\bar{\Delta}$	$R_0/D_0 (R_0/b_0)$				
	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	$\lambda_\Delta / \lambda_{гр.}$	$1 + \bar{\Delta} \cdot 10^3$
Св. 0,001	1,0	~1,5	1,0	~2,0	~2,0

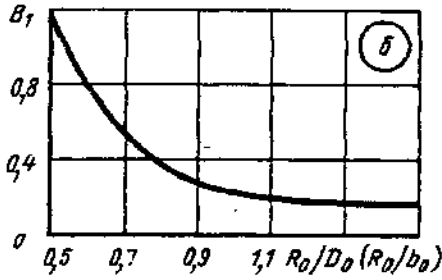
где  $\lambda_{гр.}$  см.  $\lambda$  технически гладких труб при заданном Re на диаграммах 2-5 и 2-6;  $\lambda_\Delta$  см.  $\lambda$  шероховатых труб ( $\bar{\Delta} > 0$ ) при заданных Re и  $\bar{\Delta}$  на диаграммах 2-2–2-6.



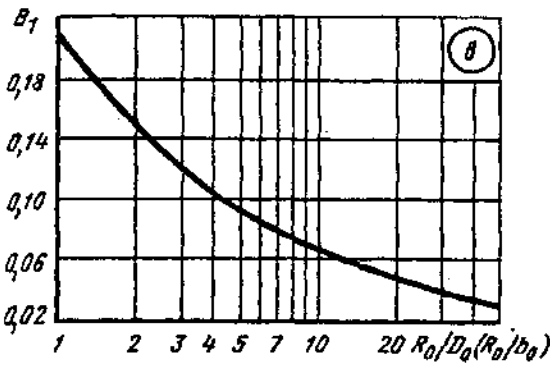
$\delta^\circ$	0	20	30	45	60	
$A_1$	0	0,31	0,45	0,60	0,78	
$\delta^\circ$	75	90	110	130	150	180
$A_1$	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

Отводы при  $R_0/D_0 (R_0/b_0) < 3$ ,  $0 < \delta \leq 180^\circ$ ;  $l_0/D_1 \geq 10^{*1}$   
 [6-1, 6-17, 6-31, 6-61, 6-64, 6-77, 6-78, 6-91]

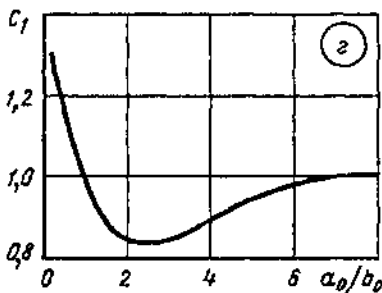
Диаграмма  
6-1



$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	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

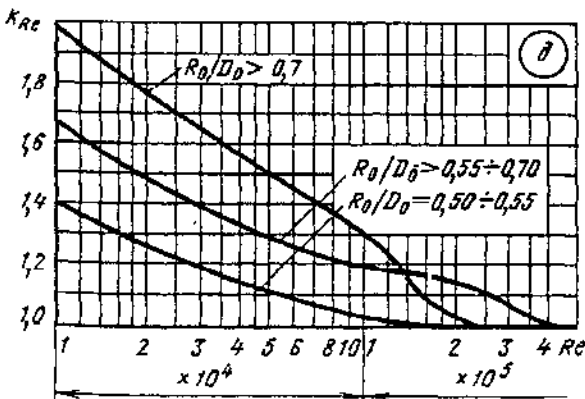


$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	2,0	4,0	6,0	8,0	10
$B_1$	0,15	0,11	0,09	0,07	0,07
$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	20	30	>40		
$B_1$	0,05	0,04	0,03		



$a_0/b_0$	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

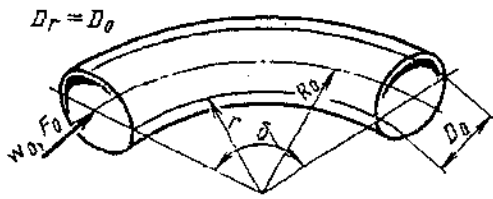
Значения  $k_{Re}$



$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	$Re \cdot 10^{-5}$					
	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  $R_0/D_r \geq 3$  с любым углом поворота  $l_0/D_r \geq 10$  [6-3, 6-4, 6-12, 6-24, 6-28, 6-51, 6-79, 6-84]

Диаграмма 6-2



$$D_r = D_0$$

$$D_r = 2a_0b_0/(a_0 + b_0)$$

### 1. Круглое сечение

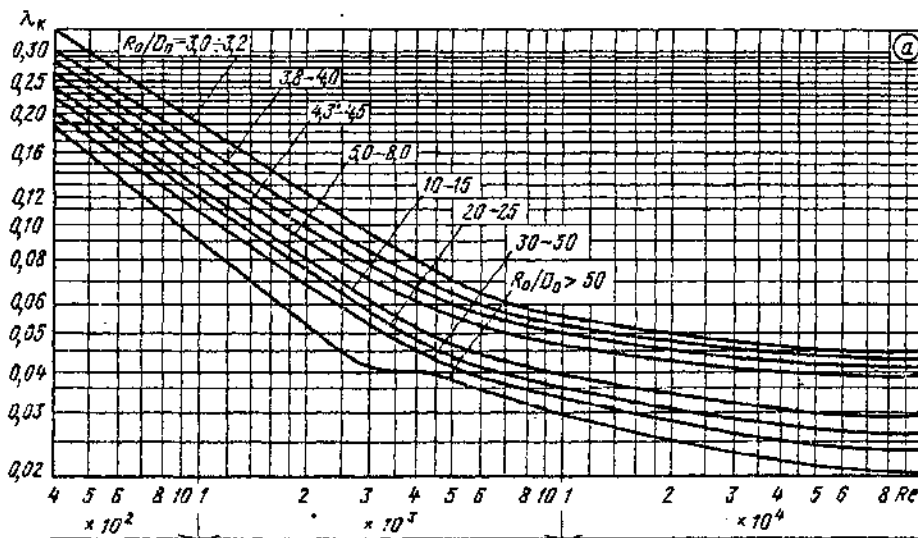
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0,0175 \lambda_k \delta R_0/D_r,$$

где  $\lambda_k = f(\text{Re}, R_0/D_0)$  см. кривые или при круглом сечении:

$$\text{при } 50 < \text{Re} \sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 600 \quad \lambda_k = \frac{20}{\text{Re}^{0,65}} \left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0,175};$$

$$\text{при } 600 < \text{Re} \sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 1400 \quad \lambda_k = \frac{10,4}{\text{Re}^{0,55}} \left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0,225};$$

$$\text{при } 1400 < \text{Re} \sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 5000 \quad \lambda_k = \frac{5}{\text{Re}^{0,45}} \left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0,275}$$



Значения  $\lambda_k$  (график а)

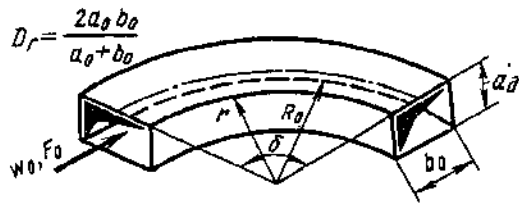
$R_0/D_0 (R_0/b_0)$	$\text{Re} \cdot 10^{-3}$						
	0,4	0,6	0,8	1	2	4	6
3,0—3,2	0,34	0,26	0,22	0,19	0,12	0,078	0,063
3,8—4,0	0,30	0,23	0,19	0,17	0,11	0,070	0,060
4,3—4,5	0,28	0,22	0,18	0,16	0,10	0,065	0,056
5,0—8,0	0,26	0,20	0,16	0,14	0,09	0,060	0,052
10—15	0,24	0,18	0,15	0,13	0,08	0,055	0,043
20—25	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  $R_0/D_r \geq 3$  с любым углом поворота  $l_0/D_r \geq 10$  [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

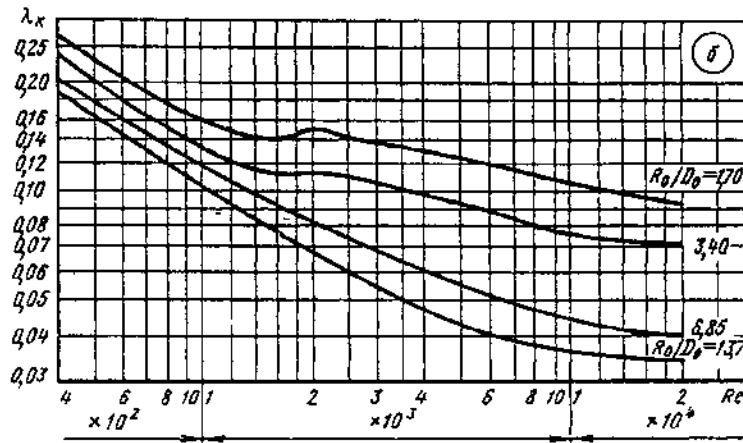
При  $Re \sqrt{a_0/(2R_0)} = 100 \div 400$  или  $Re = \frac{100 \div 400}{\sqrt{a_0/(2R_0)}}$

$\lambda^* = 16,5 \cdot (Re \sqrt{a_0/(2R_0)})^{0,35} / Re$  см. график б;

при  $Re \sqrt{a_0/(2R_0)} > 400$   $\lambda^*$  см. график б

Значения  $\lambda_x$  (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



<p>Криволинейные трубы и каналы (гладкие), плавно изогнутые (отводы, змеевики) при <math>R_0/D_r \geq 3</math> с любым углом поворота <math>l_0/D_r \geq 10</math> [6-3, 6-4, 6-12, 6-24, 6-28, 6-51, 6-79, 6-84]</p>	<p>Диаграмма 6-2</p>
---	----------------------

3. Прямоугольное сечение

1)  $Re = (0,5 \div 6) \cdot 10^3$  (ламинарный режим)

$$\lambda_x = [1,97 + 49,1 (D_r / (2 R_0))^{1,32} (b_0 / a_0)^{0,37}] Re^{-0,46} = A_n Re^{-0,46}$$

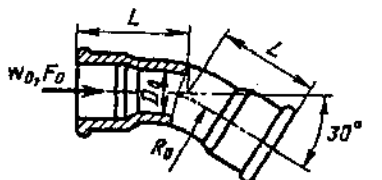
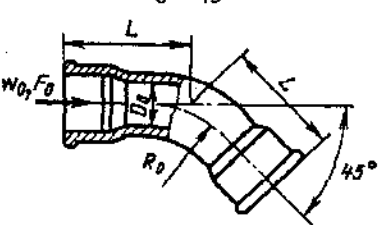
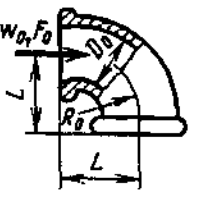
или  $\lambda_x / A_n = Re^{-0,46}$ ;

2)  $Re = (7 \div 38) \cdot 10^3$  (турбулентный режим)

$$\lambda_x = [0,316 + 8,65 (D_r / (2 R_0))^{1,32} (b_0 / a_0)^{0,34}] Re^{-0,25} = A_r Re^{-0,25}$$

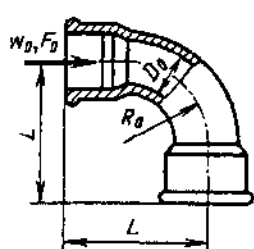
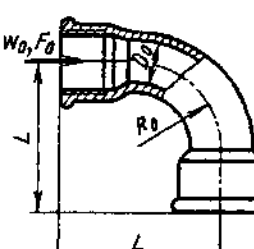
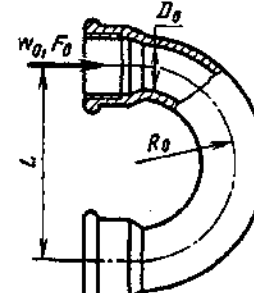
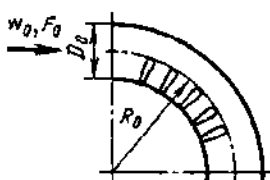
или  $\lambda_x / A_r = Re^{-0,25}$

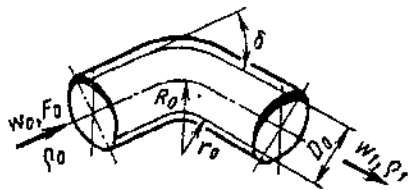
<p>Отводы; <math>Re = w_0 D_0 / \nu \geq 2 \cdot 10^5</math> [6-22, 6-90]</p>	<p>Диаграмма 6-3</p>
---	----------------------

Характеристика отвода и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w \delta^2 / 2}$				
<p><math>\delta = 30^\circ</math></p> 	$D_0$	1/2"	1"	1 1/2"	2"
	$\Delta = \Delta / D_0$	0,02	0,01	0,0075	0,0050
	$L, \text{ мм}$ $\zeta$	30 0,81	44 0,52	56 0,32	66 0,19
<p><math>\delta = 45^\circ</math></p> 	$L, \text{ мм}$ $\zeta$	36 0,73	52 0,38	68 0,27	81 0,23
<p><math>\delta = 90^\circ</math> (угольник)</p> 	$L, \text{ мм}$ $\zeta$	30 2,19	40 1,98	55 1,60	65 1,07

Отводы;  $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 2 \cdot 10^3$  [6-22, 6-90]

Диаграмма  
6-3

Характеристика отвода и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$							
	$L, \text{ мм}$ $\zeta$							
$\delta = 90^\circ$ ; $R_0/D_0 = 1,36 \div 1,67$ 		45 1,20	63 0,80	85 0,81	98 0,58			
$\delta = 90^\circ$ ; $R_0/D_0 = 2 \div 2,13$ 		55 0,82	85 0,53	116 0,53	140 0,35			
$\delta = 180^\circ$ 		38 1,23	102 0,70	102 0,65	127 0,58			
Отвод; $\delta = 90^\circ$ ; складчатый $R_0/D_0 = 2,5$ 	$D_0, \text{ мм}$ $\zeta$	50 0,25	100 0,30	150 0,33	200 0,37	250 0,42	300 0,45	350 0,50



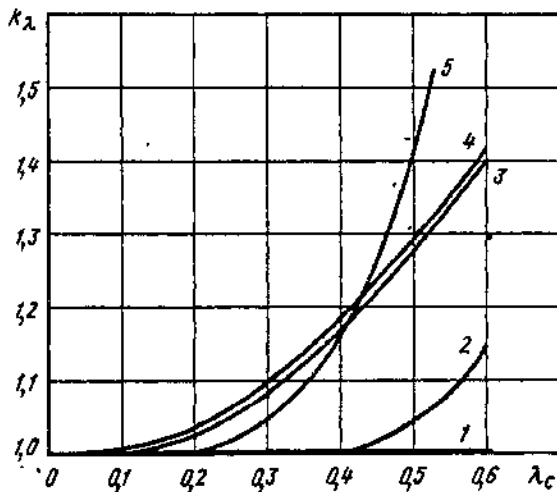
$$\zeta_{\lambda} \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ср}} w_{\text{ср}}^2 / 2} = k_{\lambda} \zeta,$$

где  $\zeta$  — 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  $\lambda_c \equiv w_{\text{ср}} / a_{\text{кр}}$ ;  $w_{\text{ср}} = 0,5(w_0 + w_1)$ ;  $\rho_{\text{ср}} = 0,5 \times (\rho_0 + \rho_1)$ ;  $a_{\text{кр}}$  — критическая скорость потока



2. Обычные отводы и колена

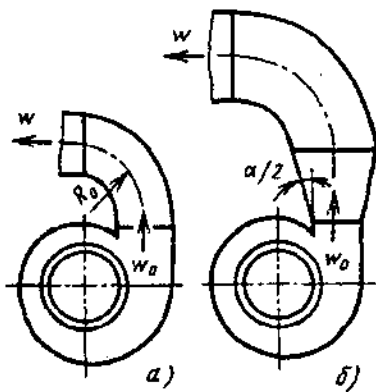
$k_{\lambda} = f(\lambda_c)$  см. график

Значения  $\alpha_1$  и  $\beta$

$\delta^\circ$	$R_0/D_0$	$\alpha_1$	$\beta$	$\Delta$ , мм	Примечание
<b>Колена</b>					
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
<b>Отводы</b>					
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  $k_{\lambda}$

№ п/п	Наименование	$\lambda_c$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,45	0,5	0,52	0,55	0,60
1	Отвод; $\delta = 45 \div 90^\circ$ ; $R_0/D_0 > 1$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2	Отвод; $\delta = 45^\circ$ ; $R_0/D_0 = 1$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,02	1,04	1,05	1,08	1,15
3	Отвод; $\delta = 90^\circ$ ; $R_0/D_0 = 1$	1,0	1,02	1,08	1,17	1,22	1,28	1,30	1,34	1,40
4	Отвод; $\delta = 90^\circ$ ; $0,75 \leq R_0/D_0 \leq 1$	1,0	1,03	1,10	1,19	1,24	1,30	1,32	1,35	1,42
5	Колено; $\delta = 90^\circ$ ; $r_{\text{вн}}/D_0 = 0$ ; $r_{\text{вн}}/D_0 = 0 \div 0,5$	1,0	1,0	1,05	1,16	1,26	1,41	1,50	—	—

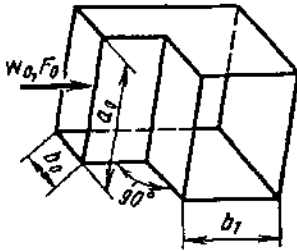


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

Значения  $\zeta$

Отвод	Угол установки элемента, °	Режим работы вентилятора			Тип вентилятора
		$Q < Q_{н}; \eta^a \geq 0,9\eta_{max}^a$	номинальный; $Q = Q_{н}; \eta^a = \eta_{max}^a$	$Q > Q_{н}; \eta^a \geq 0,9\eta_{max}^a$	
<b>Лопатки вентилятора загнуты назад</b>					
Прямоугольного поперечного сечения (а) $R_0 = D_r$	90—270	0,6	0,2	0,3	Ц4-76
Круглого сечения $R_0 = 2D_r$	90—360	0,5	0,5	0,4	
Прямоугольного сечения $R_0 = 1,5D_r$ с пирамидальным диффузором (б)	90—360	0,2	0,2	0,2	
<b>Лопатки вентилятора загнуты вперед</b>					
Прямоугольного сечения (а) $R_0 = D_r$	90—180	0,2	0,3	0,3	Ц14-46
	270—360	0,7	0,5	0,5	
Круглого сечения $R_0 = 2D_r$	90—360	0,3	0,4	0,4	
Прямоугольного сечения $R_0 = 1,5D_r$ с пирамидальным диффузором (б)	90—180	0,4	0,2	0,2	

Примечание.  $\eta^a, \eta_{max}^a$  — КПД и максимальный КПД вентилятора соответственно.



$$D_r = \frac{2a_0b_0}{a_0 + b_0}$$

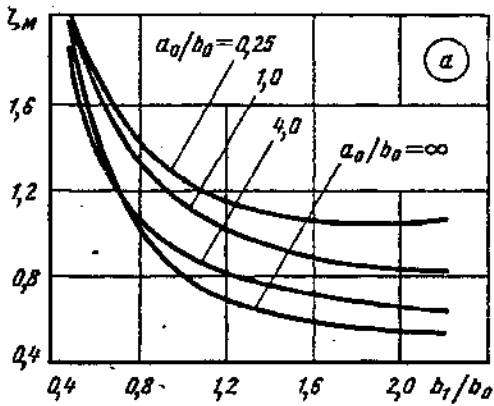
1. Гладкие стенки ( $\Delta=0$ ),  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 2 \cdot 10^5$ :

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

при  $l_0/D_r = 0-2$   $\zeta = \zeta_m = f\left(\frac{b_1}{b_0}, \frac{a_0}{b_0}\right)$

см. график а:

при  $l_0/D_r \geq 10$   $\zeta \approx 1,05\zeta_m$



Значения  $\zeta_m$

$a_0/b_0$	$b_1/b_0$						
	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
$\infty$	1,50	1,04	0,79	0,69	0,63	0,60	0,55

2. Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ ) и  $Re \geq 10^4$ :

$$\zeta = k_\Delta k_{Re} \zeta_m$$

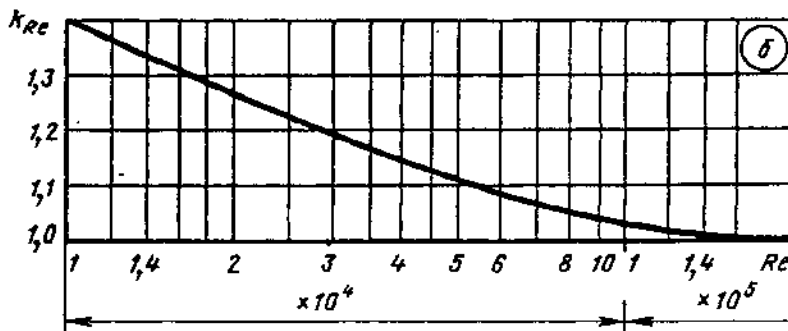
где  $k_\Delta = f(Re \text{ и } \bar{\Delta} = \Delta/D_r)$  см. таблицу;  
 $k_{Re} = f(Re)$  см. график б или приближенно

$$k_{Re} \approx 4,06/Re^{0,118}$$

Значения  $k_\Delta$

$\bar{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-3}$	
	3—40	Св. 40
0	1,0	1,0
0—0,001	1,0	$1 + 0,05 \cdot 10^3 \bar{\Delta}$
Св. 0,001	1,0	$\approx 1,5$

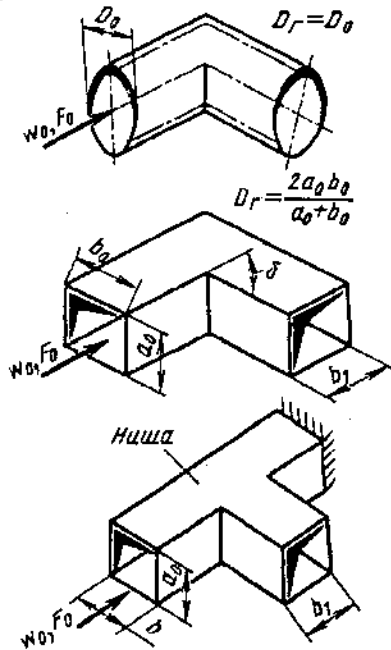
$Re \cdot 10^{-4}$	1	1,4	2	3	4	6	8	10	14	Св. 20
$k_{Re}$	1,40	1,33	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0	1,0



\*1 Здесь и далее  $l_0/D_r = 0$  означает, что колена (отвод) расположено непосредственно за плавным коллектором.

Колена с острыми кромками в месте поворота ( $\frac{r}{b_0} = 0$ )  
 при  $0 < \delta \leq 180^\circ$ ;  $l_0/D_r \geq 10$  [6-1, 6-17, 6-77, 6-79, 6-81, 6-92]

Диаграмма  
 6-7



1. Колено без ниши

1) Гладкие стенки ( $\Delta = 0$ ),  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 2 \cdot 10^5$ :

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = C_1 A \zeta_m \quad (\zeta_{тр} \approx 0);$$

$C_1 = f(a_0/b_0)$  см. график а (при круглом и квадратном сечениях  $C_1 = 1,0$ ), или приблизительно

$$C_1 = 0,97 - 0,13 \ln(a_0/b_0);$$

$$\zeta_m = 0,95 \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2,05 \sin^4 \frac{\delta}{2} = f(\delta) \text{ см. график б:}$$

$A = f(\delta)$  см. график б, или приблизительно

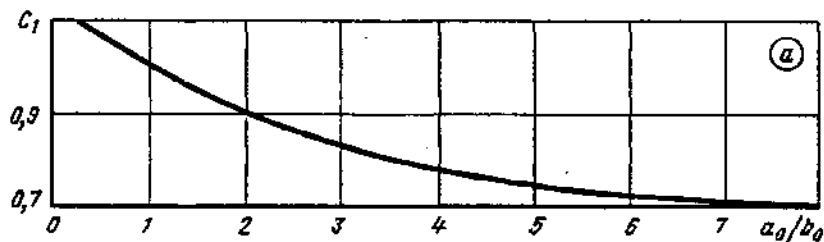
$$A \approx 0,95 + 33,5/\delta;$$

2) Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ ) и  $Re \geq 10^4$ :

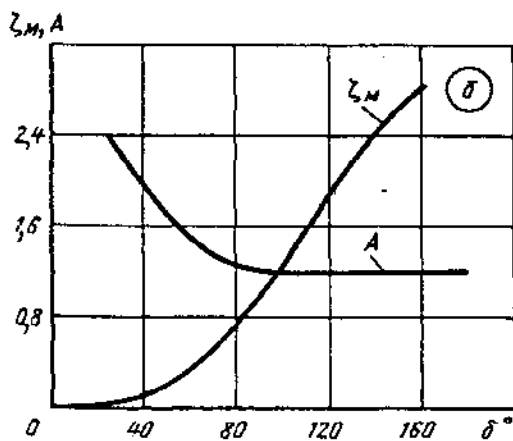
$$\zeta = k_\Delta k_{Re} C_1 A \zeta_m;$$

$k_\Delta$  и  $k_{Re}$  — соответственно в зависимости от  $\bar{\Delta} = \Delta/D_r$  и  $Re$  см. диаграмму 6-6

$\delta^\circ$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
$\zeta_m$	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



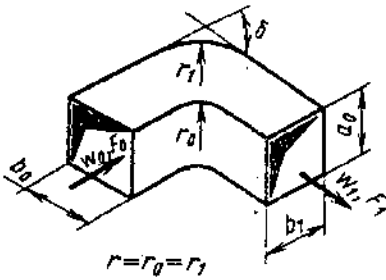
$a_0/b_0$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
$C_1$	1,10	1,07	1,04	1,00	0,95	0,90	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,70



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.  $\zeta$  для колена без ниши



1. Гладкие стенки ( $\Delta=0$ ) и  $Re = \frac{w_{суж} b_{суж}}{\nu} \geq 2 \cdot 10^3$ ;

$b_{суж}$  — ширина суженного сечения:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_{суж}^2 / 2} = A_1 C_1 \exp \frac{k_1}{n_n} + \zeta_{тр} = A_1 C_1 \zeta' + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta' = \exp \frac{k_1}{n_n} = f\left(\frac{F_1}{F_0}, \frac{r}{b_{суж}}\right)$  см. график а;

$\zeta_{тр} = \left(1 + 0,0175 \frac{r}{D_r} \delta\right) \lambda$ ;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1 и 2-6; при  $\lambda \approx 0,02$

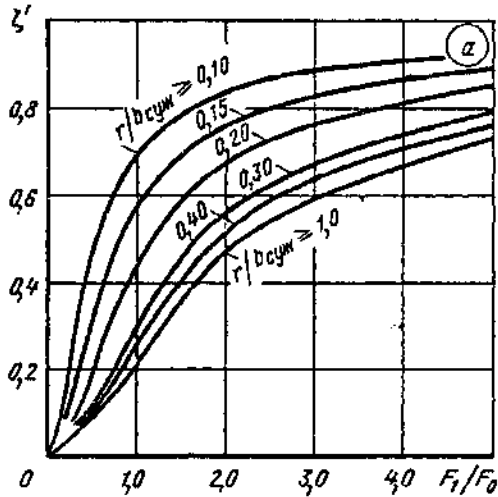
$\zeta_{тр} = 0,02 + 0,00035 \delta r / D_r$ ;  $A_1 = f(\delta)$  см. график б;

$C_1 = f(a_0/b_{суж} = a_0/b_0)$  приближенно см. график з диаграммы 6-1;  $k_1 = 2,3 \lg \zeta_0$ ;  $\zeta_0$  — коэффициент сопротивления колена при  $n_n = F_1/F_0 = 1,0$  и  $\delta = 90^\circ$ ;  $w_{суж}$  — средняя скорость потока в суженном сечении.

2. Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ ) и  $Re \geq 10^4$ :

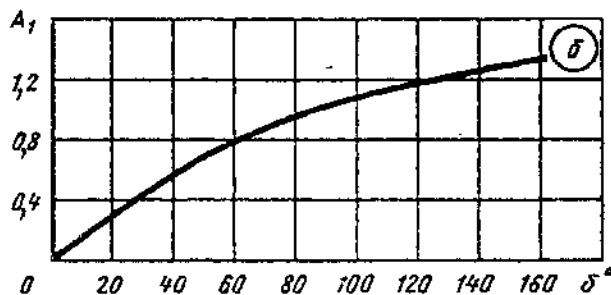
$$\zeta = k_{\Delta} k_{Re} A_1 C_1 \zeta' + \zeta_{тр}$$

где  $k_{\Delta}$  и  $k_{Re}$  см. диаграмму 6-1



Значения  $\zeta'$

$\frac{r}{b_{суж}}$	$F_1/F_0$							
	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

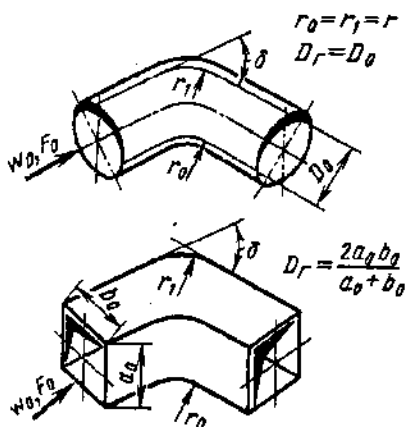


$\delta^\circ$	0	20	30	45	60	75
$A_1$	0	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90
$\delta^\circ$	90	110	130	150	180	
$A_1$	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40	



Колена с закругленными кромками в месте поворота  
при  $0,05 < r/D_0 \leq 0,5$  и  $0 < \delta \leq 180^\circ$ ;  $l_0/D_r \geq 10$   
[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  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 2 \cdot 10^5$ ;

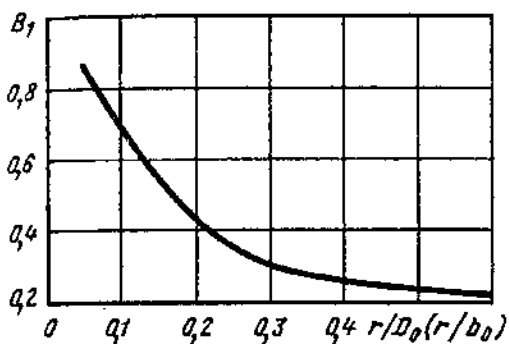
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta_{тр},$$

где  $\zeta_m = A_1 B_1 C_1$ ;  $\zeta_{тр} = (1 + 0,0175 \delta r / D_r) \lambda$ ;  $\lambda$  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 приблизительно  $B_1 \approx 0,155 (r_0 / D_0)^{-0,595}$ .

2. Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ ) и  $Re \geq 10^4$ :

$$\zeta = k_\Delta k_{Re} \zeta_m + \zeta_{тр},$$

где  $k_\Delta$  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  
внутренней и внешней кромки в месте поворота  
при  $\delta = 90^\circ$ ;  $l_0/D_r = 0 \div 2$  [6-5, 6-30, 6-37]

Диаграмма  
6-10

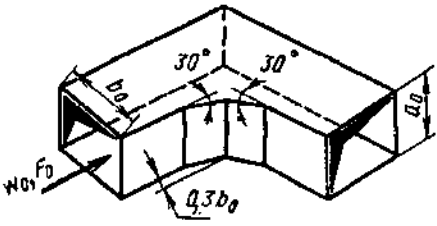
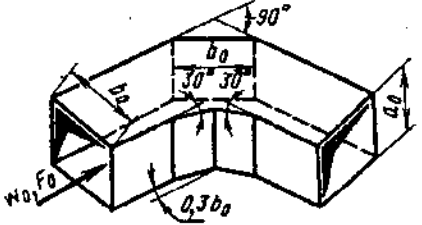
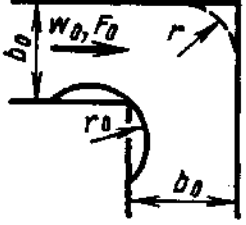
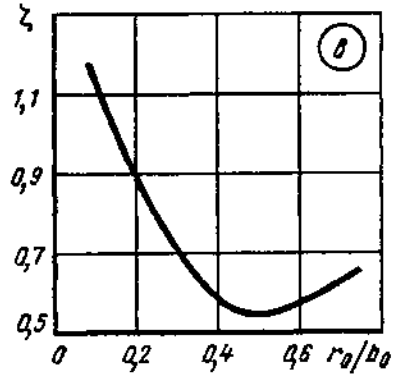
Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
<p>Внутренняя кромка закруглена, внешняя острая</p> $D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$	<p>1. Гладкие стенки (<math>\Delta=0</math>) и <math>Re = \frac{w_0 b_0}{\nu} &gt; 2 \cdot 10^5</math>:</p> $\zeta = C_1 \zeta_m + \zeta_{тр},$ <p>где <math>\zeta_{тр} = \left(1 + 1,57 \frac{r_0}{b_0}\right) \lambda</math>; <math>\lambda = f(Re \text{ и } \Delta)</math> см. диаграммы 2-1 и 2-6; при <math>\lambda = 0,02</math> <math>\zeta_{тр} = 0,02 + 0,031 r_0 / b_0</math>; <math>C_1 = f(a_0 / b_0)</math> см. график 2 диаграммы 6-1.</p> <p>2. Шероховатые стенки (<math>\Delta &gt; 0</math>) и <math>Re &gt; 10^4</math>:</p> $\zeta = k_\Delta k_{Re} C_1 \zeta_m + \zeta_{тр},$ <p>где <math>k_\Delta</math> и <math>k_{Re}</math> см. диаграмму 6-1; <math>\zeta_m = f(r_0 / b_0)</math> см. график а, или приблизительно <math>\zeta_m \approx 0,39 (r_0 / b_0)^{-0,352}</math></p>

<p>Колена прямоугольного сечения с различными формами внутренней и внешней кромок в месте поворота при <math>\delta = 90^\circ</math>; <math>l_0/D_c = 0 \div 2</math> [6-5, 6-30, 6-37]</p>	<p>Диаграмма 6-10</p>
--	-----------------------

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$																
	<table border="1"> <tr> <td><math>r_0/b_0</math></td> <td>0,05</td> <td>0,1</td> <td>0,2</td> <td>0,3</td> <td>0,5</td> <td>0,7</td> <td>1,0</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_m</math></td> <td>1,10</td> <td>0,88</td> <td>0,70</td> <td>0,56</td> <td>0,48</td> <td>0,43</td> <td>0,40</td> </tr> </table>	$r_0/b_0$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0	$\zeta_m$	1,10	0,88	0,70	0,56	0,48	0,43	0,40
$r_0/b_0$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0										
$\zeta_m$	1,10	0,88	0,70	0,56	0,48	0,43	0,40										
	<p style="text-align: right;">a</p>																
<p>Внутренняя кромка скруглена (<math>r_0/b_0=1,0</math>), внешняя срезана</p>	<p><math>\zeta</math> см. п. 1 при <math>\zeta_m=0,20</math></p>																
<p>Внутренняя кромка срезана, внешняя острая</p>	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = f(t_1/b_0)</math> см. график б, или</p> $\zeta_m \approx \frac{1}{0,72 + 1,85 t_1/b_0}$ <table border="1"> <tr> <td><math>t_1/b_0</math></td> <td>0,1</td> <td>0,2</td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_m</math></td> <td>1,10</td> <td>0,90</td> <td>0,80</td> <td>0,69</td> <td>0,60</td> </tr> </table>	$t_1/b_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	$\zeta_m$	1,10	0,90	0,80	0,69	0,60				
$t_1/b_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5												
$\zeta_m$	1,10	0,90	0,80	0,69	0,60												
	<p style="text-align: right;">б</p>																

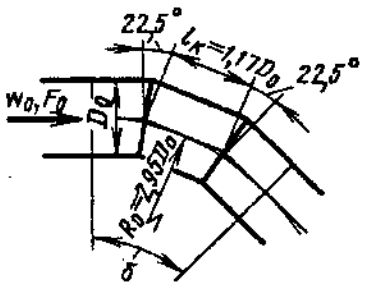
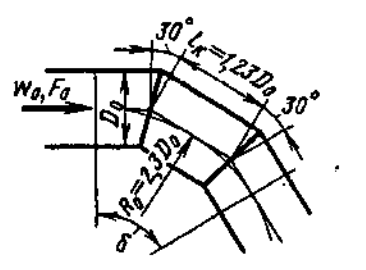
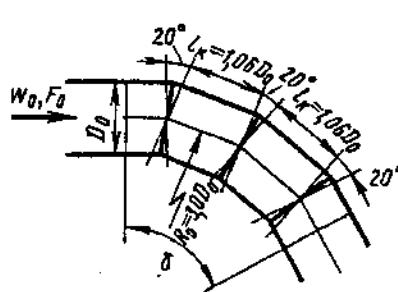
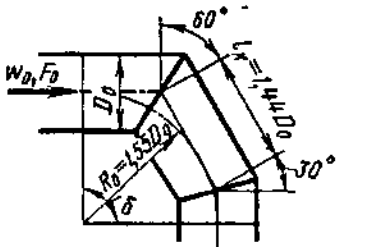
Колена прямоугольного сечения с различными формами внутренней и внешней кромки в месте поворота при  $\delta=90^\circ$ ;  $l_0/D_r=0 \div 2$  [6-5, 6-30, 6-37]

Диаграмма 6-10

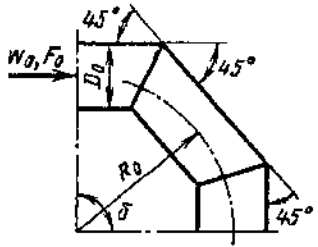
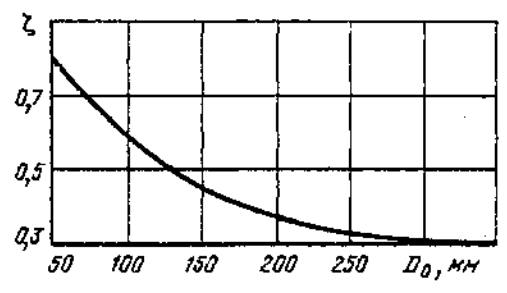
Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$																
<p>Внутренняя кромка «оформлена» двумя хордами, внешняя острая</p> 	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = 0,47</math></p>																
<p>Внутренняя и внешняя кромки срезаны</p> 	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = 0,28</math></p>																
<p>Колено прямое (<math>\delta=90^\circ</math>) прямоугольного сечения с круговым обтекателем</p>	<p>а) <math>r_1/b_0=0</math>  <math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m</math> — по графику в</p>																
	<table border="1" data-bbox="678 1377 1420 1512"> <tr> <td><math>r_0/b_0</math></td> <td>0,1</td> <td>0,2</td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td>0,7</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_m</math></td> <td>1,13</td> <td>0,88</td> <td>0,69</td> <td>0,57</td> <td>0,55</td> <td>0,58</td> <td>0,65</td> </tr> </table>	$r_0/b_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	$\zeta_m$	1,13	0,88	0,69	0,57	0,55	0,58	0,65
$r_0/b_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7										
$\zeta_m$	1,13	0,88	0,69	0,57	0,55	0,58	0,65										
	 <p>б) <math>r_0/b_0=0,45</math>; <math>r_1/b_0=0,45</math>  <math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = 0,49</math></p>																

Колена, составленные из отдельных звеньев под различными углами  $\delta$ ; круглое сечение;  $l_0/D_0 \geq 10$  [6-22, 6-71, 6-81]

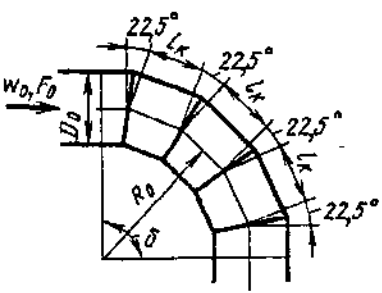
Диаграмма  
6-11

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
<p><math>\delta = 45^\circ</math>; три звена под углом <math>22,5^\circ</math></p> 	<p>1. Гладкие стенки (<math>\Delta = 0</math>) и <math>Re = w_0 D_0 / \nu \geq 2 \cdot 10^5</math>:  <math>\zeta = \zeta_m + \zeta_{тр}</math>,  где <math>\zeta_m = 0,11</math>; <math>\zeta_{тр} = \lambda l_x / D_0</math>; при <math>\lambda = 0,02</math> <math>\zeta_{тр} = 0,02 l_x / D_0</math>.  2. Шероховатые стенки (<math>\Delta &gt; 0</math>) и <math>Re \geq 10^4</math>:  <math>\zeta = k_\Delta k_{Re} \zeta_m + \zeta_{тр}</math>;  <math>\lambda, k_\Delta, k_{Re}</math> см. диаграмму 6-1</p>
<p><math>\delta = 60^\circ</math>; три звена под углом <math>30^\circ</math></p> 	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = 0,15</math></p>
<p><math>\delta = 60^\circ</math>, четыре звена под углом <math>20^\circ</math></p> 	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_{тр} = 2\lambda l_x / D_0</math>; при <math>\lambda \approx 0,02</math> <math>\zeta_{тр} = 0,04 l_x / D_0</math></p>
<p><math>\delta = 90^\circ</math>; три звена под углами <math>60</math> и <math>30^\circ</math></p> 	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = 0,40</math></p>

<p>Колено, составленные из отдельных звеньев под различными углами <math>\delta</math>; круглое сечение; <math>l_0/D_0 \geq 10</math> [6-22, 6-71, 6-81]</p>	<p>Диаграмма 6-11</p>
--	---------------------------

<p>Характеристика колена</p>	<p>Коэффициент сопротивления <math>\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}</math></p>							
<p><math>\delta = 90^\circ</math>; три звена под углами <math>45^\circ</math> соединены сварными швами; <math>Re &gt; 10 \cdot 10^5</math></p>	<p><math>D_0</math>, мм</p>	<p>50</p>	<p>100</p>	<p>150</p>	<p>200</p>	<p>250</p>	<p>300</p>	<p>350</p>
	<p><math>\zeta</math></p>	<p>0,80</p>	<p>0,60</p>	<p>0,45</p>	<p>0,38</p>	<p>0,32</p>	<p>0,30</p>	<p>0,30</p>
	<p><math>\zeta \approx 7D_0^{-0,55}</math></p> 							

<p>Колено (составное) круглого сечения при <math>\delta = 90^\circ</math>, <math>l_0/D_0 &gt; 10</math> [6-71, 6-68]</p>	<p>Диаграмма 6-12</p>
--	---------------------------

<p>Характеристика колена</p>	<p>Коэффициент сопротивления <math>\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}</math></p>							
<p>Из пяти звеньев под углом <math>22,5^\circ</math></p> 	<p>1. Гладкие стенки (<math>\Delta = 0</math>) и <math>Re = w_0 D_0 / \nu \geq 2 \cdot 10^5</math>:</p> <p><math>\zeta = \zeta_m + \zeta_{тр}</math>,</p> <p>где <math>\zeta_m = f(l_k/D_0)</math> см. график а, или</p> $\zeta_m = \sum_{i=0}^{n_1} a_i (R_0/D_0)^i; \quad (1)$ <p>при <math>R_0/D_0 \leq 1,9</math> <math>a_0 = 1,100609</math>; <math>a_1 = -0,2413919</math>;  <math>a_2 = -2,257211</math>; <math>a_3 = 3,920123</math>; <math>a_4 = -3,270671</math>;  <math>a_5 = 1,464781</math>; <math>a_6 = -0,2737305</math>; <math>n = 6</math>; при <math>1,9 &lt; R_0/D_0 &lt; 10</math>  <math>a_0 = 0,6408985</math>; <math>a_1 = -0,5625683</math>; <math>a_2 = 0,2448837</math>;  <math>a_3 = -0,5663924 \cdot 10^{-1}</math>; <math>a_4 = 0,7245266 \cdot 10^{-2}</math>;  <math>a_5 = -0,4796866 \cdot 10^{-3}</math>; <math>a_6 = 0,1279164 \cdot 10^{-4}</math>; <math>n = 6</math>;  при <math>R_0/D_0 \geq 10</math> <math>\zeta_m = 0,14</math>  <math>\zeta_{тр} = (n_1 - 1)\lambda l_k/D_0</math>; <math>\lambda</math> см. диаграммы 2-1 и 2-6; при <math>\lambda \approx 0,02</math>  <math>\zeta_{тр} = 0,02 (n_1 - 1) l_k/D_0</math>; <math>n_1</math> — число звеньев в колене.</p>							

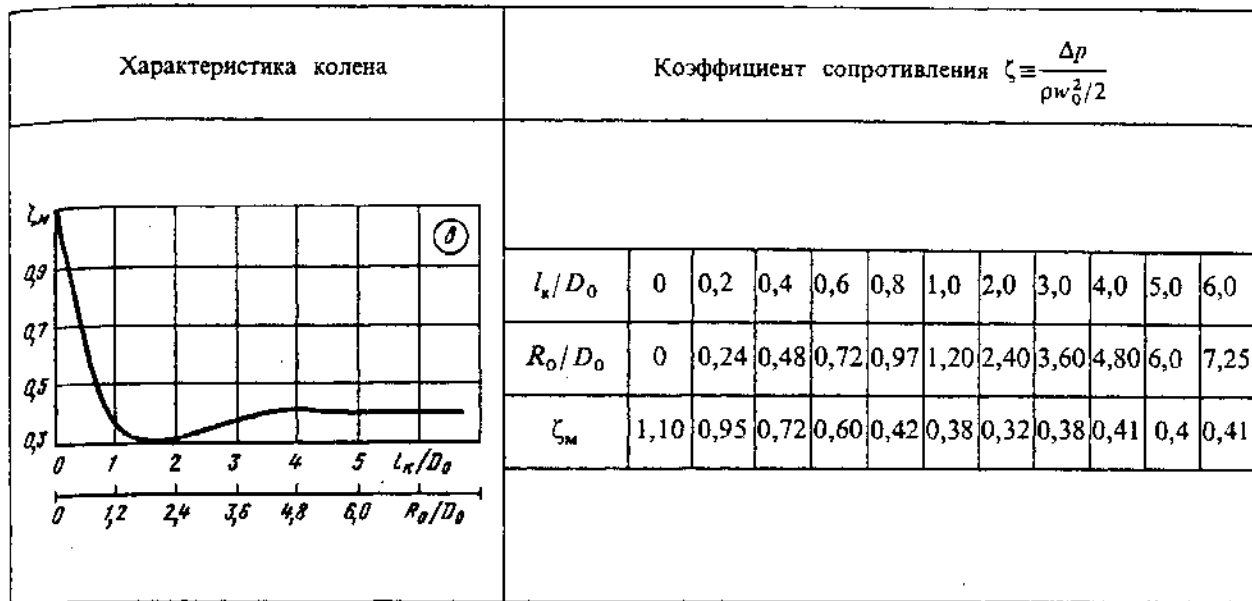
Колено (составное) круглого сечения при  $\delta = 90^\circ$ ,  
 $l_0/D_0 > 10$  [6-71, 6-68]

Диаграмма  
 6-12

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$																																				
<p>а</p>	<p>2. Шероховатые стенки (<math>\Delta &gt; 0</math>) и <math>Re \geq 10^4</math>:  <math>\zeta = k_\Delta k_{Re} \zeta_m + \zeta_{гр}</math>,                      где <math>k_\Delta</math> и <math>k_{Re}</math> см. диаграмму 6-1</p> <table border="1"> <tr> <td><math>l_k/D_0</math></td> <td>0,2</td> <td>0,4</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1,0</td> <td>2,0</td> <td>3,0</td> <td>4,0</td> <td>5,0</td> <td>6,0</td> </tr> <tr> <td><math>R_0/D_0</math></td> <td>0,50</td> <td>0,98</td> <td>1,47</td> <td>1,90</td> <td>2,50</td> <td>5,00</td> <td>7,50</td> <td>10,0</td> <td>12,5</td> <td>15,0</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_m</math></td> <td>0,75</td> <td>0,45</td> <td>0,34</td> <td>0,15</td> <td>0,12</td> <td>0,10</td> <td>0,12</td> <td>0,14</td> <td>0,14</td> <td>0,14</td> </tr> </table>	$l_k/D_0$	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	$\zeta_m$	0,75	0,45	0,34	0,15	0,12	0,10	0,12	0,14	0,14	0,14			
$l_k/D_0$	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																											
$\zeta_m$	0,75	0,45	0,34	0,15	0,12	0,10	0,12	0,14	0,14	0,14																											
<p>Из четырех звеньев под углом <math>30^\circ</math></p> <p>б</p>	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = f(l_k/D_0)</math> см. график б, или по формуле (1):                      при <math>R_0/D_0 &lt; 7,5</math> <math>a_0 = 1,110851</math>; <math>a_1 = -0,6822401</math>;  <math>a_2 = 0,3342034</math>; <math>a_3 = -0,2609621</math>; <math>a_4 = 0,127691</math>;  <math>a_5 = -0,3035488 \cdot 10^{-1}</math>; <math>a_6 = 0,339646 \cdot 10^{-2}</math>;  <math>a_7 = 0,144361 \cdot 10^{-3}</math>; <math>n = 7</math>;                      при <math>R_0/D_0 \geq 7,5</math> <math>\zeta_m = 0,2</math></p> <table border="1"> <tr> <td><math>l_k/D_0</math></td> <td>0</td> <td>0,2</td> <td>0,4</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1,0</td> <td>2,0</td> <td>3,0</td> <td>4,0</td> <td>5,0</td> <td>6,0</td> </tr> <tr> <td><math>R_0/D_0</math></td> <td>0</td> <td>0,37</td> <td>0,75</td> <td>1,12</td> <td>1,50</td> <td>1,85</td> <td>3,70</td> <td>5,55</td> <td>7,46</td> <td>9,25</td> <td>11,0</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_m</math></td> <td>1,10</td> <td>0,92</td> <td>0,70</td> <td>0,58</td> <td>0,40</td> <td>0,30</td> <td>0,10</td> <td>0,19</td> <td>0,20</td> <td>0,20</td> <td>0,20</td> </tr> </table>	$l_k/D_0$	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	$\zeta_m$	1,10	0,92	0,70	0,58	0,40	0,30	0,10	0,19	0,20	0,20	0,20
$l_k/D_0$	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																										
$\zeta_m$	1,10	0,92	0,70	0,58	0,40	0,30	0,10	0,19	0,20	0,20	0,20																										
<p>Из трех звеньев под углом <math>45^\circ</math></p>	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = f(R_0/D_0)</math> см. график а, или по формуле (1):                      при <math>R_0/D_0 &lt; 4,5</math> <math>a_0 = 1,118112</math>; <math>a_1 = -0,6977857</math>;  <math>a_2 = -0,4818015</math>; <math>a_3 = 0,7030898</math>; <math>a_4 = -0,2244795</math>;  <math>a_5 = -0,6968263 \cdot 10^{-3}</math>; <math>a_6 = 0,1058802 \cdot 10^{-1}</math>;  <math>a_7 = -0,1241125 \cdot 10^{-2}</math>; <math>n = 7</math>;                      при <math>R_0/D_0 \geq 4,5</math> <math>\zeta_m = 0,4</math></p>																																				

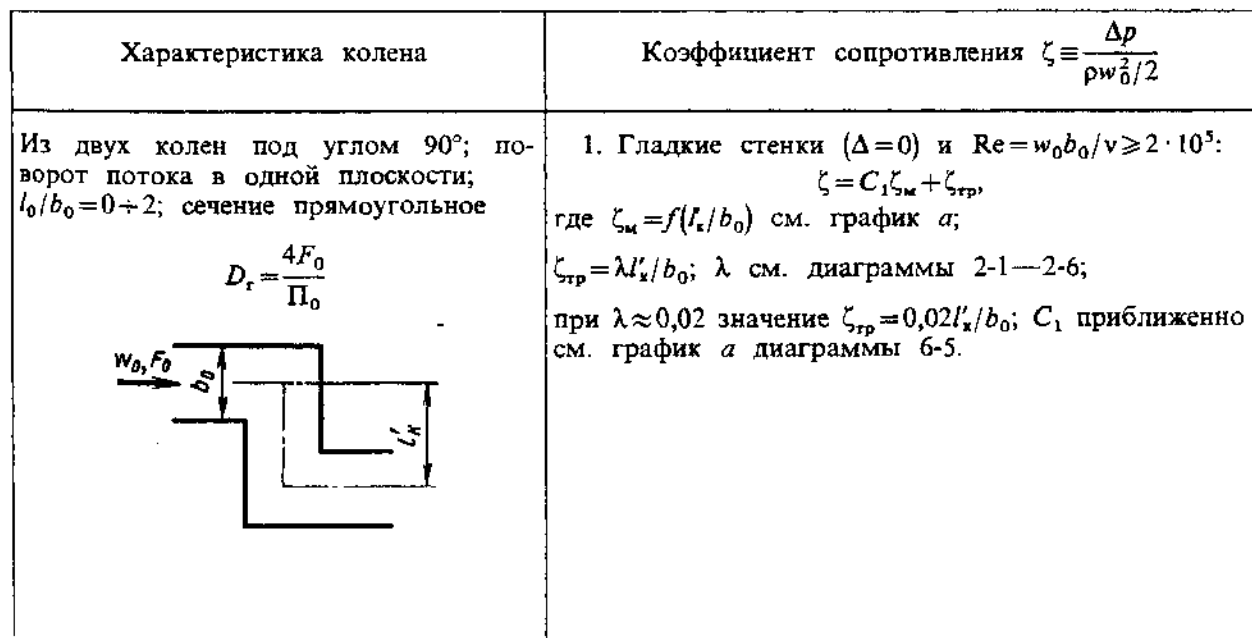
Колено (составное) круглого сечения при  $\delta = 90^\circ$ ,  
 $l_0/D_0 > 10$  [6-71, 6-68]

Диаграмма  
 6-12



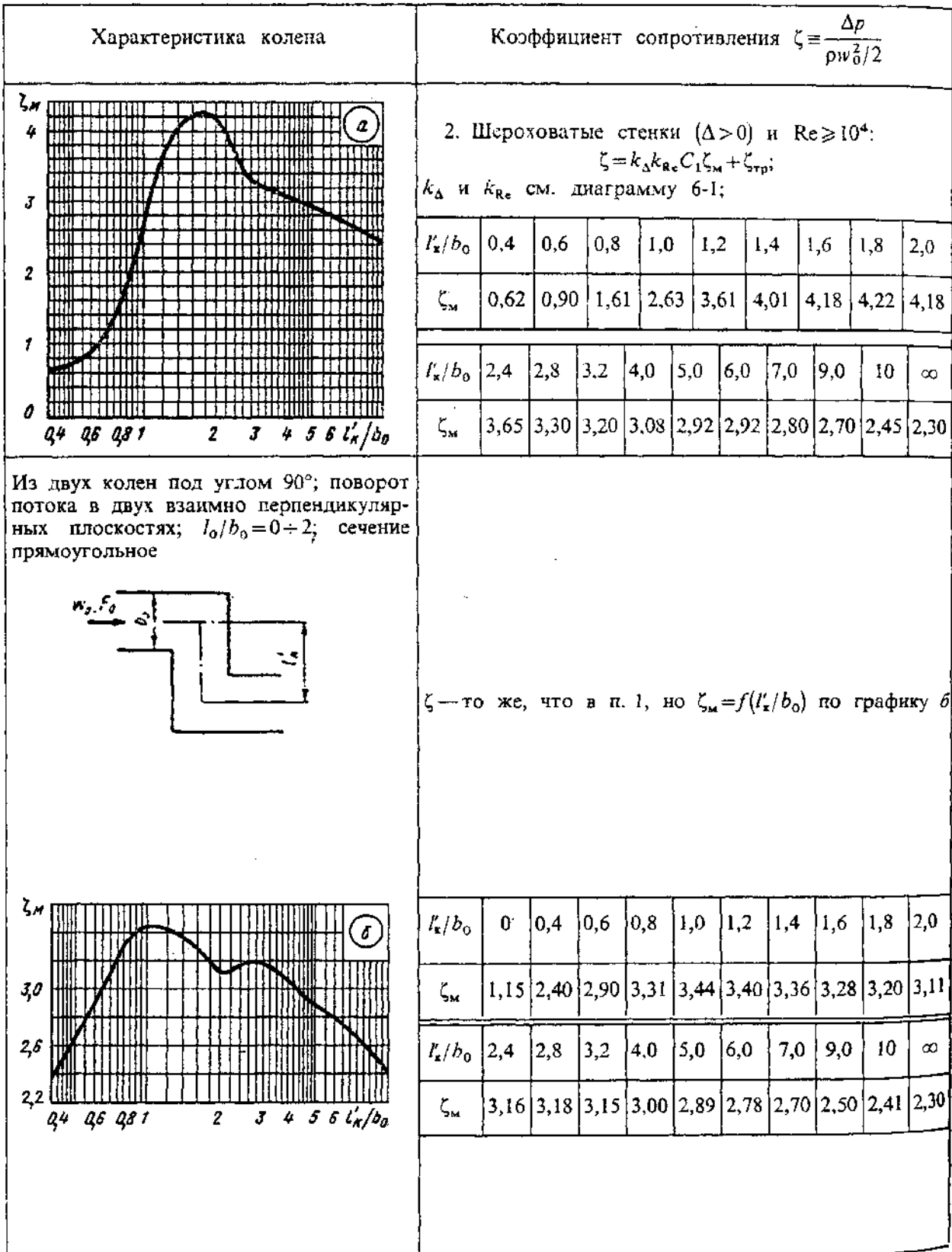
Колена Z-образной формы с острыми кромками  
 $(r_0/b_0 = 0)$  [6-36, 6-71, 6-68]

Диаграмма  
 6-13



Колена Z-образной формы с острыми кромками  
( $r_0/b_0=0$ ) [6-36, 6-71, 6-68]

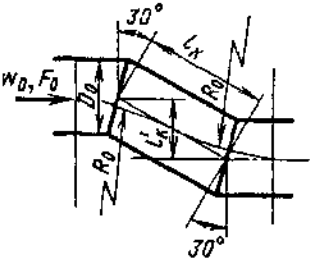
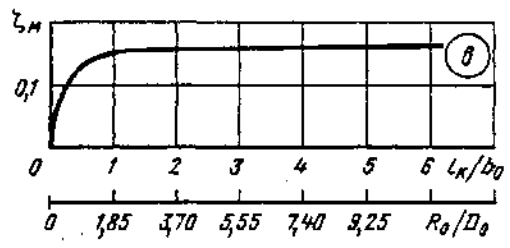
Диаграмма  
6-13





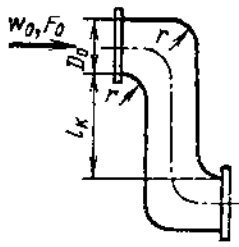
Колена Z-образной формы с острыми кромками  
( $r_0/b_0=0$ ) [6-36, 6-71, 6-68]

Диаграмма  
6-13

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$																					
<p>Из двух колен под углом <math>30^\circ</math>; поворот потока в одной плоскости; <math>l_0/b_0 &gt; 10</math>; сечение круглое</p>  	<p><math>\zeta</math> — то же, что в п. 1, но <math>\zeta_m = f[R_0/D_0(l_k/D_0)]</math> по графику в или</p> $\zeta_m = \sum_{i=0}^4 a_i (l_k/D_0)^i,$ <p>где <math>a_0=0,0095</math>; <math>a_1=0,22575</math>; <math>a_2=-0,1177083</math>; <math>a_3=0,02475</math>; <math>a_4=-0,1791667 \cdot 10^{-2}</math>. Формула справедлива при <math>l_k/D_0 &lt; 3</math>; при <math>l_k/D_0 \geq 3</math> <math>\zeta_m = 0,16</math></p> <table border="1" data-bbox="722 952 1407 1153"> <tr> <td><math>l_k/D_0</math></td> <td>1,0</td> <td>2,0</td> <td>3,0</td> <td>4,0</td> <td>5,0</td> <td>6,0</td> </tr> <tr> <td><math>R_0/D_0</math></td> <td>1,85</td> <td>3,70</td> <td>5,55</td> <td>7,40</td> <td>9,25</td> <td>11,1</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta_m</math></td> <td>0,15</td> <td>0,15</td> <td>0,16</td> <td>0,16</td> <td>0,16</td> <td>0,16</td> </tr> </table>	$l_k/D_0$	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	$\zeta_m$	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16
$l_k/D_0$	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																
$\zeta_m$	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16																

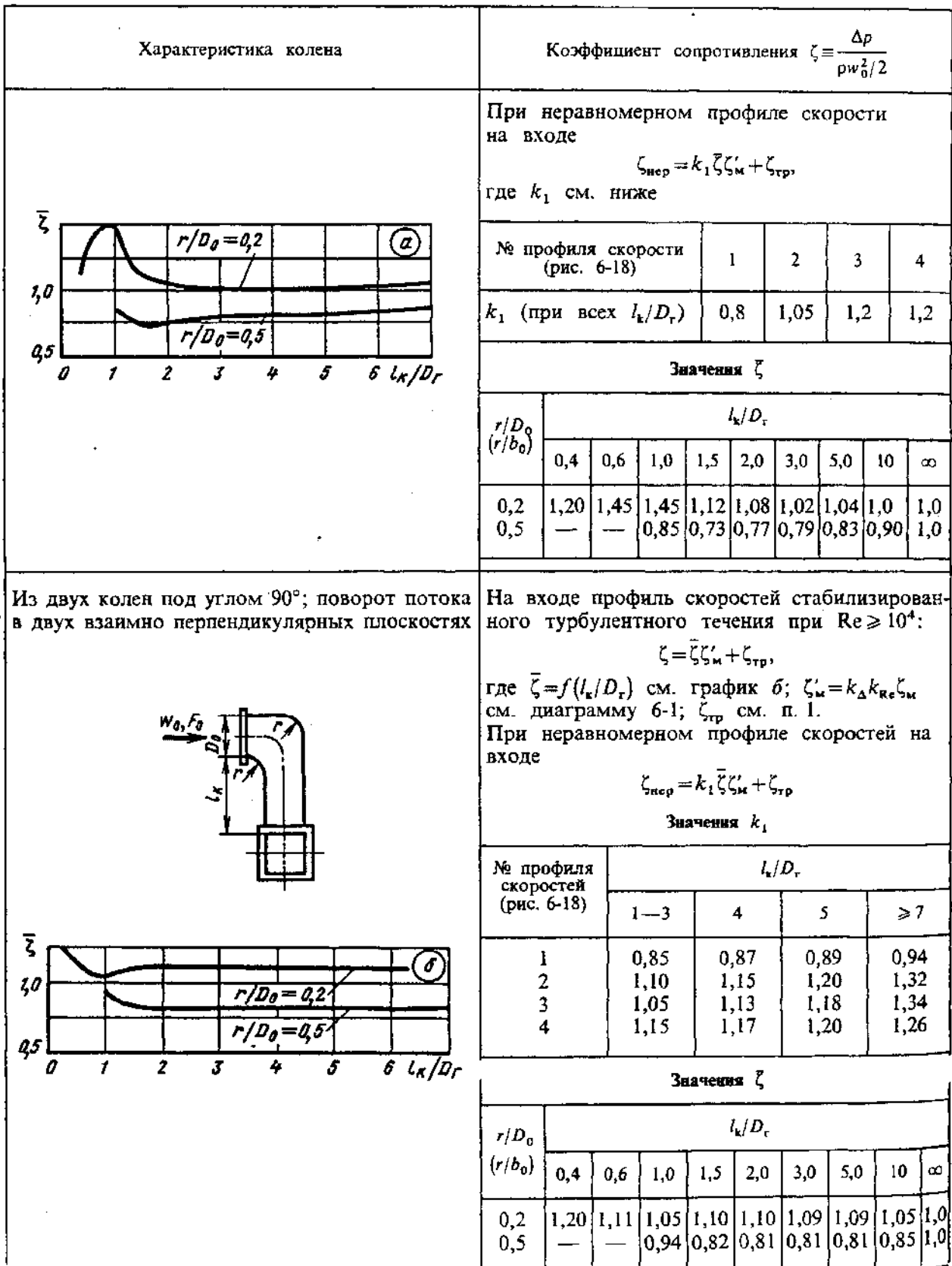
Колена Z-образной формы с закругленными кромками поворота  
( $r/D_r > 0$ );  $l_0/D_r \geq 10$  [6-32]

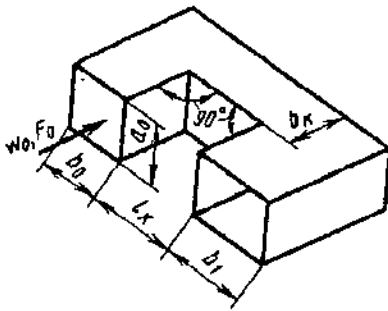
Диаграмма  
6-14

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
<p>Из двух колен под углом <math>90^\circ</math>; поворот потока в одной плоскости</p> $D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}$ 	<p>На входе профиль скорости стабилизированного турбулентного течения; при <math>Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4</math></p> $\zeta \equiv \zeta \zeta_w + \zeta_{тр},$ <p>где <math>\zeta = f(l_k/D_r)</math> см. график а; <math>\zeta'_m = k_a k_{Re} \zeta_m</math> см. диаграмму 6-1; <math>\zeta_{тр} \approx (5,0r/D_r + l_k/D_r) \lambda</math>; <math>\lambda</math> см. диаграммы 2-1—2-6; при <math>\lambda \approx 0,02</math> значение <math>\zeta_{тр} = 0,1r/D_r + 0,02l_k/D_r</math>.</p>

Колена Z-образной формы с закругленными кромками поворота  
( $r/D_r > 0$ );  $l_0/D_r \geq 10$  [6-32]

Диаграмма  
6-14





Коэффициент сопротивления  $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$

1.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 0,5$ :

1. Гладкие стенки ( $\Delta=0$ ) и  $Re = \frac{w_0 b_0}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$ :

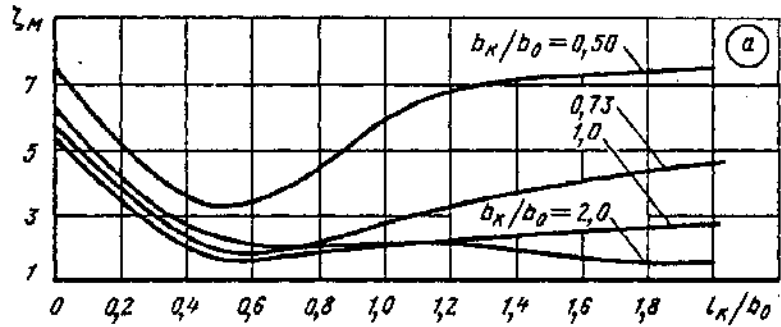
$$\zeta = C_1 \zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_m = f(l_k/b_0)$  см. график а;  $\zeta_{тр} \approx \lambda(1 + l_k/b_0)$ ;  
 $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$  значение  $\zeta_{тр} = 0,02 + 0,02 l_k/b_0$ ;  $C_1$  ориентировочно см. график а диаграммы 6-7.

2. Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ )  
и  $Re \geq 10^4$ :

$$\zeta = k_\Delta k_{Re} C_1 \zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $k_\Delta$  и  $k_{Re}$  см. диаграмму 6-6.

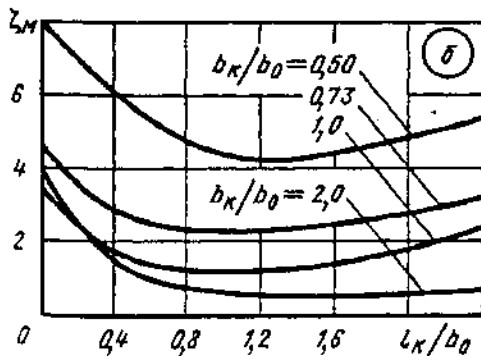


Значения  $\zeta_m$

$b_k/b_0$	$l_k/b_0$										
	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.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 1,0$ :

$\zeta$  — то же, что в п. I, но  $\zeta_m = f(l_k/b_0)$  по графику б

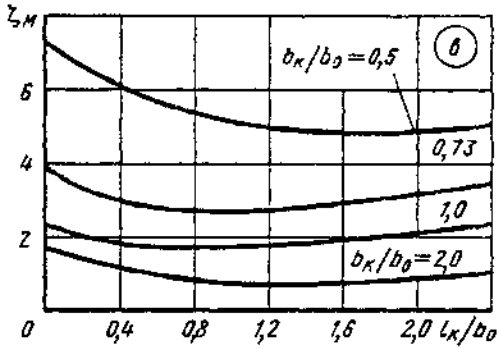


Значения  $\zeta_m$

$b_k/b_0$	$l_k/b_0$											
	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;  $l_0/b_0=0 \div 2$  [6-36]

Диаграмма 6-15

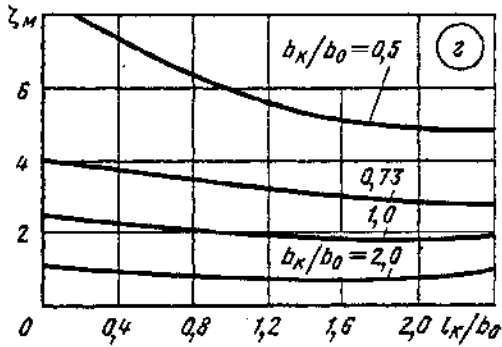


III.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 1,4$ :

$\zeta$  — то же, что в п. I, но  $\zeta_m = f(l_k/b_0)$  по графику в

Значения  $\zeta_m$

$b_1/b_0$	$l_k/b_0$										
	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.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 2,0$ :

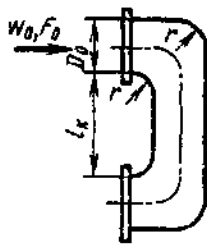
$\zeta$  — то же, что в п. I, но  $\zeta_m = f(l_k/b_0)$  по графику в

Значения  $\zeta_m$

$b_1/b_0$	$l_k/b_0$										
	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 ( $r/D_r > 0$ );  $F_1/F_0 = 1,0$ ;  $l_0/D_r \geq 10$  [6-32]

Диаграмма 6-16



На входе профиль скоростей стабилизированного турбулентного течения при  $Re = w_0 D_r / \nu \geq 10^4$ :

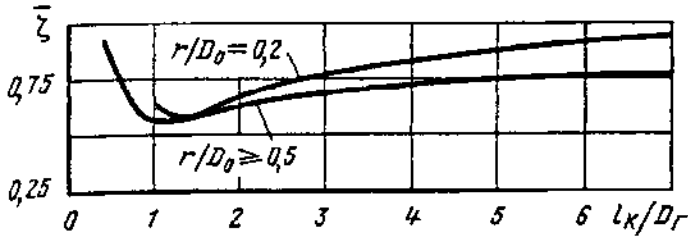
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta \zeta'_m + \zeta_{тр},$$

где  $\zeta = f(l_k/D_r)$  см. график;  $\zeta'_m = k_\Delta k_{Re} \zeta_m$  см. диаграмму 6-1;  $\zeta_{тр} = (3,0r/D_r + l_k/D_r)\lambda$ ;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$   $\zeta_{тр} = 0,1r/D_r + 0,02l_k/D_r$ .  
При неравномерном профиле скорости на входе  $\zeta_{нр} = k_1 \zeta \zeta'_m + \zeta_{тр}$

Колена П-образной формы (180°) с закругленными кромками поворота ( $r/D_r > 0$ );  $F_1/F_0 = 1,0$ ;  $l_0/D_r \geq 10$  [6-32]

Диаграмма 6-16

Значения  $k_1$



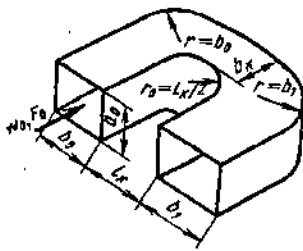
№ профиля скорости (рис. 6-18)	$l_k/D_r$	
	1-3	$\geq 4$
1	0,80	0,80
2	1,15	1,05
3	1,20	1,15
4	1,20	1,15

Значения  $\zeta$

$r/D_0$ ( $r/b_0$ )	$l_k/D_r$								
	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	$\infty$
0,2	0,93	0,75	0,57	0,60	0,67	0,77	0,86	0,97	1,0
$\geq 0,5$	—	—	0,63	0,58	0,58	0,63	0,74	0,85	1,0

Колена U-образной формы (180°); прямоугольное сечение;  $F_1/F_0 \geq 1,0$ ;  $l_0/b_0 = 0 \div 2$  [6-36]

Диаграмма 6-17



Коэффициент сопротивления  $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$

I.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 0,5$ :

1. Гладкие стенки ( $\Delta = 0$ ) и  $Re = w_0 b_0 / \nu \geq 2 \cdot 10^5$ :

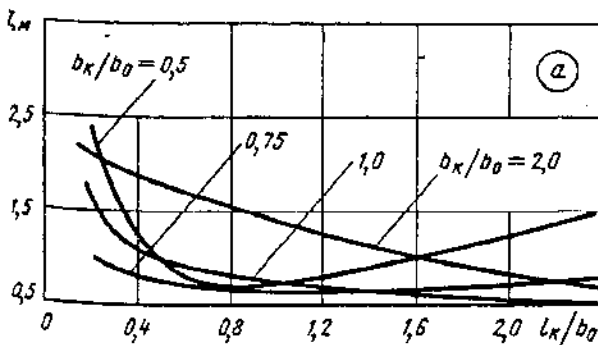
$$\zeta = C_1 \zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_m = f(l_k/b_0)$  см. график а;  $\zeta_{тр} \approx (1,5 + 2l_k/b_0)\lambda$ ;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$  значение  $\zeta_{тр} = 0,03 \div 0,04 l_k/b_0$ ;  $C_1$  ориентировочно см. график а диаграммы 6-7.

2. Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ ) и  $Re \geq 10^4$ :

$$\zeta = k_\Delta k_{Re} C_1 \zeta_m + \zeta_{тр}; \quad k_\Delta \text{ и } k_{Re} \text{ см. диаграмму 6-1;}$$

Значения  $\zeta_m$



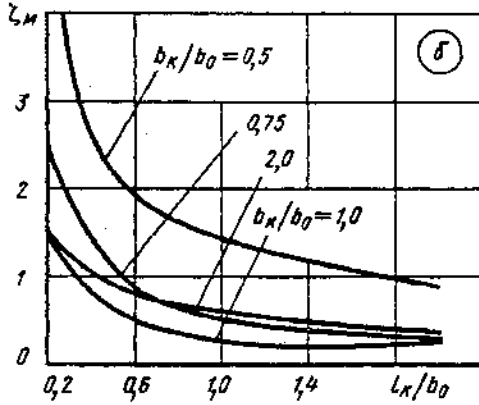
$b_k/b_0$	$l_k/b_0$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	2,6	1,3	0,8	0,7	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
0,75	1,1	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7
1,0	1,8	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,5
2,0	2,1	1,9	1,7	1,5	1,4	1,3	1,1	1,0	0,9	0,8

Колена U-образной формы (180°); прямоугольное сечение;  
 $F_1/F_0 \geq 1,0$ ;  $l_0/b_0 = 0-2$  [6-36]

Диаграмма  
6-17

II.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 1,0$ :

$\zeta$  — то же, что в п. I, но  $\zeta_m = f(l_x/b_0)$  по графику б

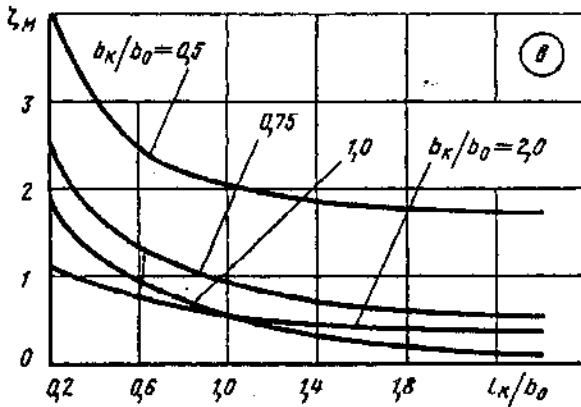


Значения  $\zeta_m$

$b_x/b_0$	$l_x/b_0$									
	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.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 1,4$ :

$\zeta$  — то же, что в п. I, но  $\zeta_m = f(l_x/b_0)$  по графику в

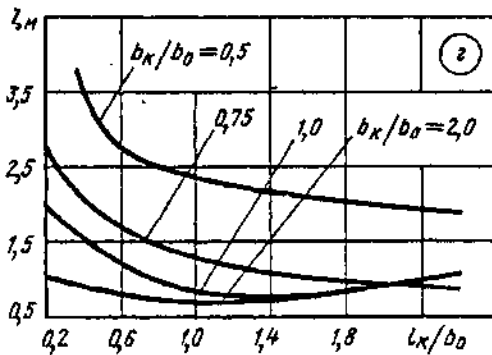


Значения  $\zeta_m$

$b_x/b_0$	$l_x/b_0$									
	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.  $F_1/F_0 = b_1/b_0 = 2,0$ :

$\zeta$  — то же, что в п. I, но  $\zeta_m = f(l_x/b_0)$  по графику г



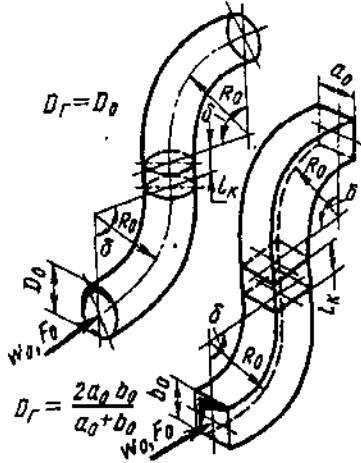
Значения  $\zeta_m$

$b_x/b_0$	$l_x/b_0$									
	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

1.  $R_0/D_0 \geq 1,0$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta'_m + \zeta_{тр.}$$

S-образной формы (типа «утка»); поток в одной плоскости



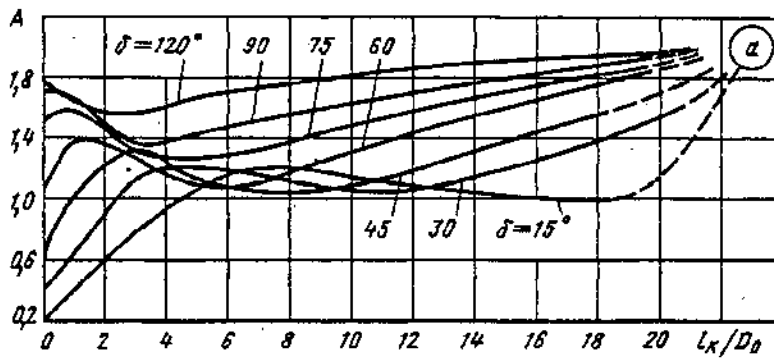
где  $\zeta'_m$  см.  $\zeta'_m$  одиночного отвода на диаграммах 6-1 и 6-2;

$$\zeta_{тр.} = \lambda \left( \frac{l_k}{D_r} + 0,035 \frac{R_0}{D_r} \delta \right);$$

$\lambda$  — см. диаграммы 2-1—2-6;

при  $\lambda \approx 0,02$   $\zeta_{тр.} = 0,02 \frac{l_k}{D_r} + 0,0007 \frac{R_0}{D_r} \delta$ ;

$A = f\left(\frac{l_k}{D_r}\right)$  см. табл. 1 и график а (верен при  $Re \geq 2 \cdot 10^4$ )



1. Значения A

$\delta^\circ$	$l_k/D_r$														
	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

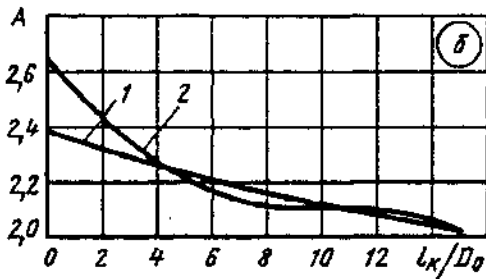
Отводы (сопряженные) при различных  $\delta$ ;  
 $l_0/D_r \geq 10$  [6-8—6-10, 6-26]

Диаграмма  
 6-18

2.  $R_0/D_0=0,8$  (круглое сечение)

$$\zeta = A\zeta_m + \zeta_{тр},$$

где  $\zeta_m = f(\delta)$  см. табл. 2;  $A = f(l_x/D_0)$  см. табл. 2 и график б или  $\zeta = 3,5\zeta_m^{1,25} - (3 - \zeta_m^{1,5})(\lambda l_x/D_0)^{0,33}\zeta_m + \zeta_{тр}$ ; (1)  
 $\zeta_{тр}$  см. п. 1

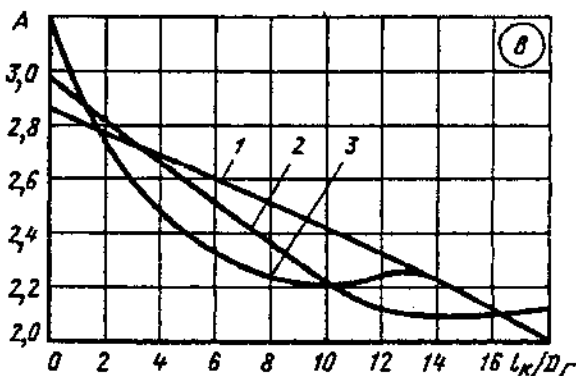


2. Значения A

№ кривой	$\delta^\circ$	$\zeta_m$	$l_x/D_0$			
			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.  $\delta=90^\circ$  (прямоугольное сечение)

$\zeta_m = f(R_0/b_0, b_0/a_0)$  см. табл. 3;  $A = f(l_x/D_r)$  см. табл. 3 и график в или формулу (1)  
 (вместо  $D_0$  берется  $D_r$ );  $\zeta_{тр}$  см. п. 1

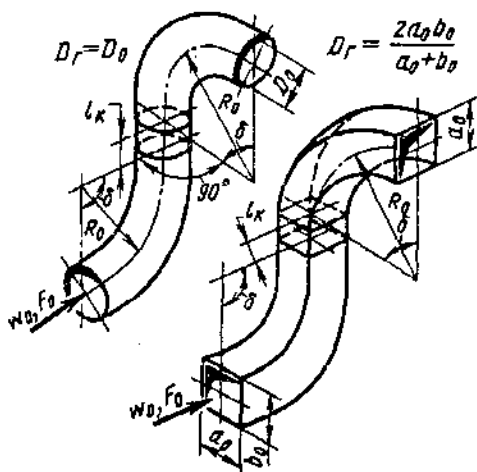


3. Значения A

№ кривой	$R_0/b_0$	$\frac{b_0}{a_0}$	$\zeta_m$	$l_x/D_r$			
				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



1.  $R_0/D_0 \geq 1.0$ :



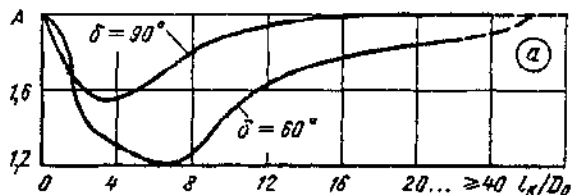
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_m$  см.  $\zeta_m$  одиночного отвода на диаграммах 6-1 и 6-2;

$$\zeta_{тр} = \lambda(l_k/D_r + 0,035\delta R_0/D_r);$$

$\lambda$  — см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$

$\zeta = 0,02l_k/D_r + 0,0007\delta R_0/D_r$ ;  $A = f(l_k/D_r)$  по табл. 1 и графику а (верен при  $Re \geq 2 \cdot 10^4$ )



1. Значения А

$\delta^\circ$	$l_k/D_r$													
	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)

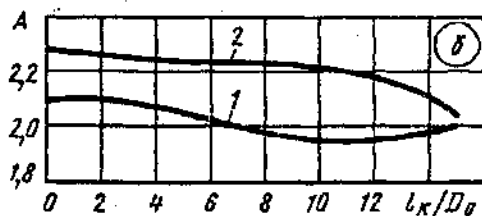
$$\zeta = A\zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_m = f(\delta)$  см. табл. 2;  $A = f(l_k/D_0)$  см. табл. 2 и график б, или

$$\zeta = 3,0\zeta_m^{1,25} - 3,3(\zeta_m^{0,5} + 2D_0/l_k)(\lambda l_k/D_0)\zeta_m^2 + \zeta_{тр}; \quad (1)$$

$\zeta_{тр}$  см. п. 1

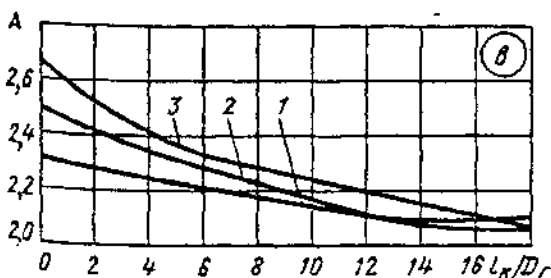
2. Значения А



№ кривой	$\delta^\circ$	$\zeta_m$	$l_k/D_0$			
			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.  $\delta = 90^\circ$  (прямоугольное сечение)

$\zeta_m = f(R_0/b_0, b_0/a_0)$  см. табл. 3;  $A = f(l_k/D_r)$  см. табл. 3 и график в или формулу (1) (вместо  $D_0$  берется  $D_r$ );  $\zeta_{тр}$  см. п. 1



3. Значения А

№ кривой	$R_0/b_0$	$b_0/a_0$	$\zeta_m$	$l_k/D_r$			
				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

1.  $R_0/D_0 \geq 1,0$

U-образной формы в одной плоскости; плавные ( $R_0/D_0 \geq 1,0$ );  $0 < \delta \leq 180^\circ$

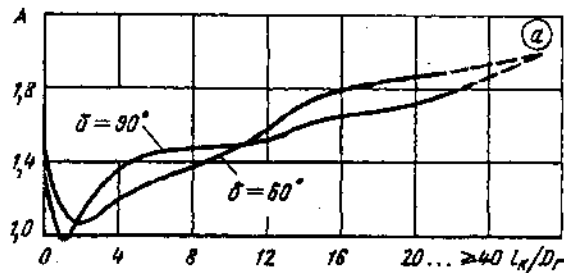
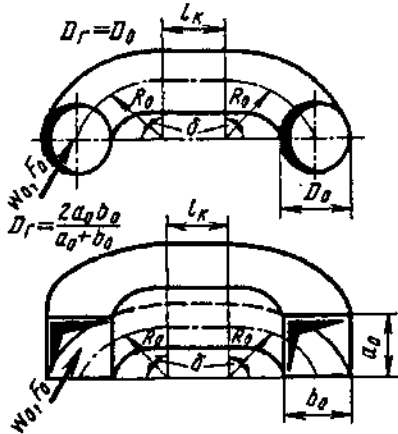
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_m$  см.  $\zeta_m$  одиночного отвода на диаграммах 6-1 и 6-2;

$$\zeta_{тр} = \left( \frac{l_k}{D_r} + 0,035 \frac{R_0}{D_r} \delta \right) \lambda;$$

$\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$

$\zeta_{тр} = 0,02 \frac{l_k}{D_r} + 0,0007 \frac{R_0}{D_r} \delta$ ;  $A = f(l_k/D_r)$  см. табл. 1 и график а.



1. Значения A

$\delta^\circ$	$l_k/D_r$												
	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

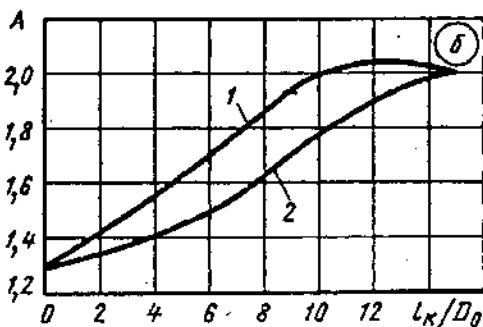
2.  $R_0/D_0 = 0,8$  (круглое сечение)

$$\zeta = A\zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_m = f(\delta)$  см. табл. 2;  $A = f(l_k/D_0)$  см. табл. 2 и график б или

$$\zeta = 1,2\zeta_m + 1,87(\zeta_m^{0,5} + 2D_0/l_k)(l_k/D_0)\zeta_m^{0,25} + \zeta_{тр} \quad (1)$$

$\zeta_{тр}$  см. п. 1



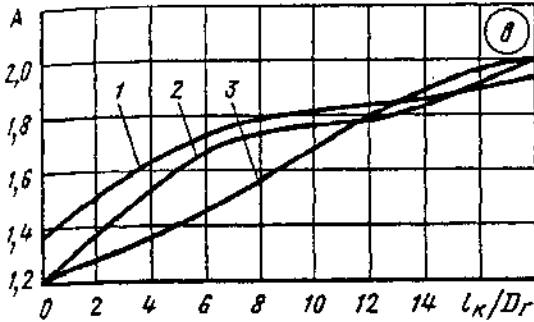
2. Значения A

№ кривой	$\delta^\circ$	$\zeta_m$	$l_k/D_0$			
			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; $l_0/D_r \geq 10$ [6-8—6-10, 6-26]	Диаграмма 6-20
--	----------------

3.  $\delta = 90^\circ$  (прямоугольное сечение)

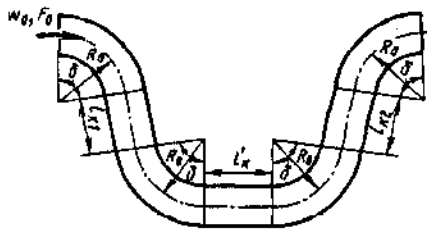
$\zeta_m = f(R_0/b_0, b_0/a_0)$  см. табл. 3;  $A = f(l_k/D_r)$  см. табл. 3 и график *в* или формулу (1) (вместо  $D_0$  берется  $D_r$ );  $\zeta_{тр}$  см. п. 1



3. Значения  $A$

№ кривой	$R_0/b_0$	$b_0/a_0$	$\zeta_m$	$l_k/D_r$			
				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; $l_0/D_r \geq 10$ [6-26]	Диаграмма 6-21
--	----------------



Строенные в одной плоскости

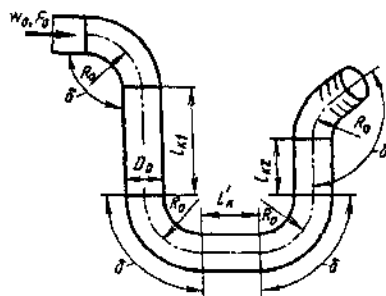
1.  $0 < \delta < 180^\circ$ ,  $R_0/D_0 \geq 1,0$  (схема 1)

$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx 2\zeta_1 + \zeta'_{тр} \text{ (ориентировочно),}$$

где  $\zeta_1$  определяется, как  $\zeta$ , по п. 1 диаграммы 6-18;  $\zeta'_{тр} = \lambda l_k / D_r$ ;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$   $\zeta'_{тр} = 0,02 l_k / D_r$ .

2.  $0 < \delta < 180^\circ$ ,  $R_0/D_0 \geq 1,0$  (схема 2);

$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta'_{тр}$  (ориентировочно), где  $\zeta_1$  — как  $\zeta$  по п. 1 диаграммы 6-18;  $\zeta_2$  — как  $\zeta$  по п. 1 диаграммы 6-19;  $\zeta'_{тр}$  см. п. 1



Строенные в пространстве

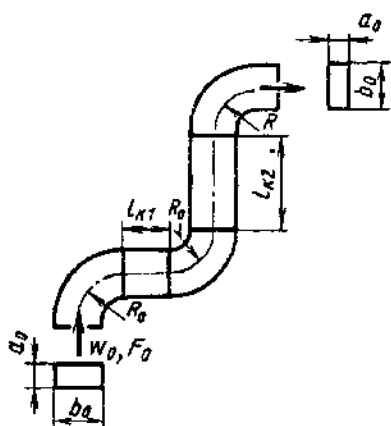
3.  $\delta = 90^\circ$ ,  $R_0/D_0 = 0,8$  (круглое сечение; схема 1);

$$\zeta = 1,55 + \zeta_{тр},$$

где  $\zeta_{тр} = \lambda(2l_k/D_0 + l_k/D_0 + 5,04)$ ; при  $\lambda \approx 0,02$   $\zeta_{тр} = 0,1 + 0,04 l_k/D_0 + 0,02 l_k/D_0$

4.  $\delta = 90^\circ$ ,  $R_0/b_0 = 0,6$  (квадратное сечение; схема 1);  $\zeta = 4,12 + \zeta_{тр}$ , где  $\zeta_{тр}$  см. п. 3

1. Отводы ( $R_0/b_0=0,75$ )



1. Гладкие стенки ( $\Delta=0$ ) и  $Re = \frac{w_0 b_0}{\nu} \geq 4 \cdot 10^5$ :

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta_{тр}$$

2. Шероховатые стенки ( $\Delta > 0$ ) и  $10^4 < Re < 4 \cdot 10^5$ :

$$\zeta = k_{\Delta} k_{Re} \zeta_m + \zeta_{тр}$$

$$\zeta_m = 1,5A,$$

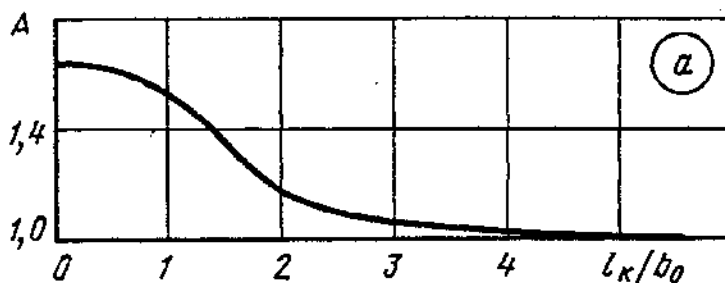
где  $A = f(l_v/b_0)$  см. график а;

$$\zeta_{тр} = \left( \frac{l_{K1}}{b_0} + \frac{l_{K2}}{b_0} + 3,5 \right) \lambda;$$

$\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$

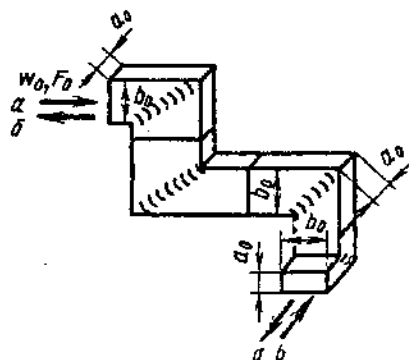
$$\zeta_{тр} = 0,02 \left( \frac{l_{K1}}{b_0} + \frac{l_{K2}}{b_0} \right) + 0,07;$$

$k_{\Delta}$  см. диаграмму 6-1;  $k_{Re} = f(Re)$  см. график б



$l_v/b_0$	0	1	2	3	4	5
$A$	1,63	1,53	1,16	1,07	1,03	1,0

3. Обвод пространственный (круто-изогнутый)



Без направляющих лопаток:  
направление потока  $a-a$

$$\zeta = 12,5k_{Re};$$

направление потока  $b-b$

$$\zeta = 8,7k_{Re};$$

с направляющими лопатками

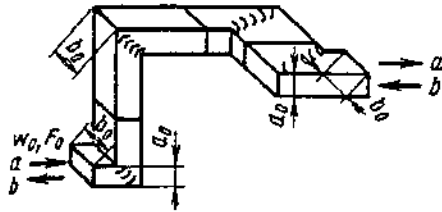
$$\zeta = 0,4k_{Re}.$$

Здесь  $k_{Re}$  см. график б

Отводы, обводы и колена (сопряженные),  $3 \times 90^\circ$  и  $4 \times 90^\circ$  прямоугольного сечения,  $a_0/b_0=0,5$ ;  $l_0/b_0 \geq 10$  [6-8—6-10, 6-88]

Диаграмма 6-22

4. Обвод пространственный (круто-изогнутый)



Без направляющих лопаток:  
направление потока  $a-a$

$$\zeta = 6,9k_{Re};$$

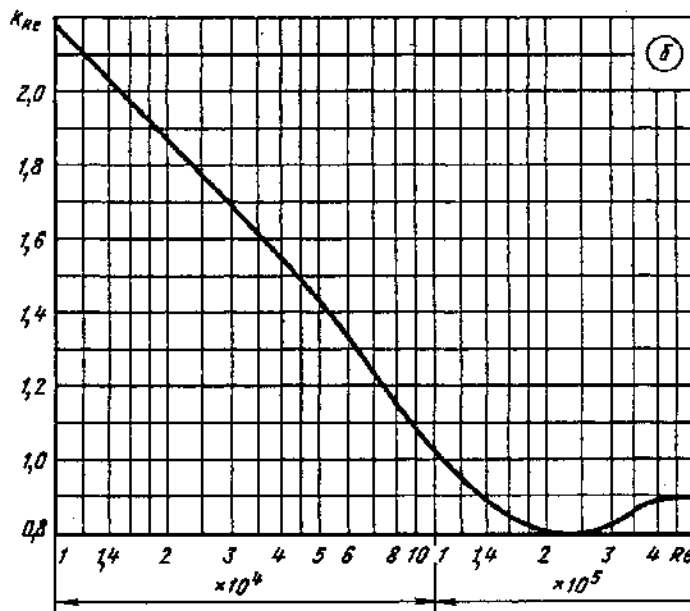
направление потока  $b-b$

$$\zeta = 8,3k_{Re};$$

с направляющими лопатками

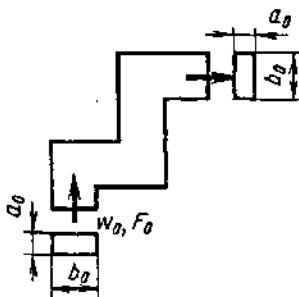
$$\zeta = 0,4k_{Re}.$$

Здесь  $k_{Re}$  см. график б



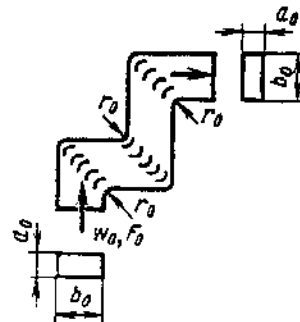
$Re \cdot 10^{-4}$	1	1,4	2	3	4	6	8	10	14	20	30	40
$k_{Re}$	2,20	2,03	1,88	1,69	1,56	1,34	1,14	1,02	0,89	0,80	0,83	1,0

5. Колена при  $r/b_0=0$  без лопаток  
 $\zeta=f(Re)$  см. таблицу и график в



6. Колена при  $r/b_0=0,25$  с направляющими лопатками

$\zeta=f(Re)$  см. таблицу и график г

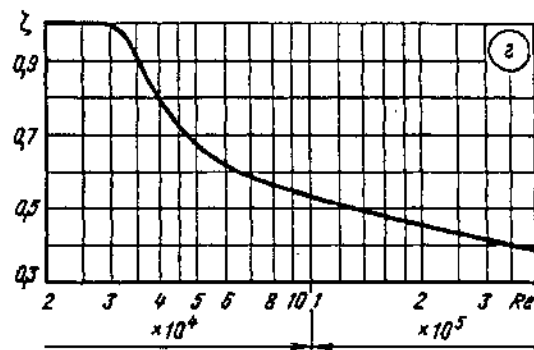
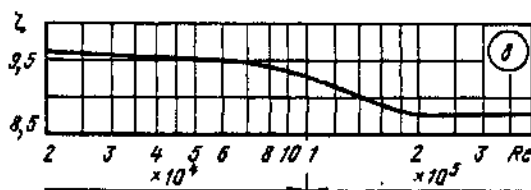


Отводы, обводы и колена (сопряженные),  $3 \times 90^\circ$  и  $4 \times 90^\circ$  прямоугольного сечения,  $a_0/b_0=0,5$ ;  $l_0/b_0 \geq 10$  [6-8 — 6-10, 6-88]

Диаграмма 6-22

Значения  $\zeta$

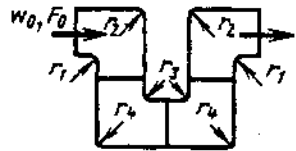
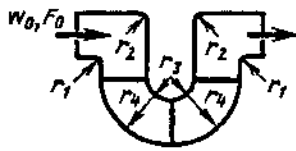


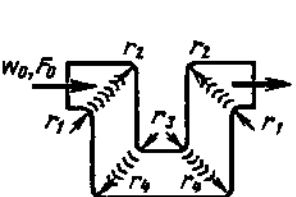
Схема	$Re \cdot 10^{-4}$						
	2	3	4	6	10	20	40
5 (график $\theta$ )	9,70	9,70	9,55	9,00	9,25	8,75	8,75
6 (график $z$ )	1,0	1,0	0,77	0,61	0,53	0,46	0,38



Обводы  $4 \times 90^\circ$  (крутоизогнутые) прямоугольного сечения при  $a_0/b_0=0,5$ ;  $l_0/b_0 > 10$  [6-88]

Диаграмма 6-23

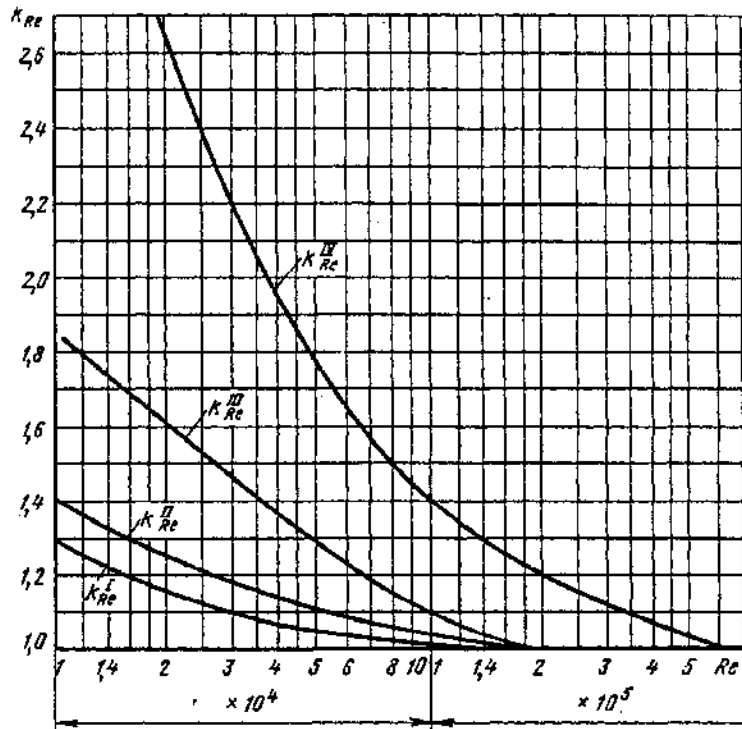
Характеристика обвода	Схема	Коэффициенты сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{h_0} = \frac{r_3}{b_0} = \frac{r_4}{b_0} = 0$		$6,77k_{ke}$
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = \frac{r_3}{b_0} = 0$ ; $\frac{r_4}{b_0} = 1,5$		$6,38k_{ke}$

Обводы $4 \times 90^\circ$ (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 $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_3}{b_0} = 0,07; \frac{r_2}{b_0} = \frac{r_4}{b_0} = 0$		$5,30k_{Re}^{II}$
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = 0; \frac{r_3}{b_0} = 0,5; \frac{r_4}{b_0} = 1,5$		$3,80k_{Re}^{II}$
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = 0,25; \frac{r_3}{b_0} = 0; \frac{r_4}{b_0} = 1,5$ с направляющими лопатками в коленах № 1 и № 4* <sup>1</sup>		$1,65k_{Re}^{III}$
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = 0,25; \frac{r_3}{b_0} = 0,5; \frac{r_4}{b_0} = 1,5$ с направляющими лопатками в коленах № 1 и № 2* <sup>1</sup>		$0,60k_{Re}^{IV}$
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = \frac{r_3}{b_0} = \frac{r_4}{b_0} = 0,25$ с направляющими лопатками во всех коленах* <sup>1</sup>		$0,50k_{Re}^{IV}$
* <sup>1</sup> Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72.		

$k_{Re}$	$Re \cdot 10^{-4}$									
	1	2	3	4	6	8	10	20	30	$\geq 60$
$k_{Re}^I$	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  $4 \times 90^\circ$  (кругозогнутые) 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:

Диаграмма 6-24

$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 1,5 \cdot 10^5; l_0/D_0 \geq 10 \quad [6-58]$$

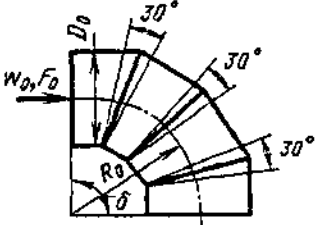
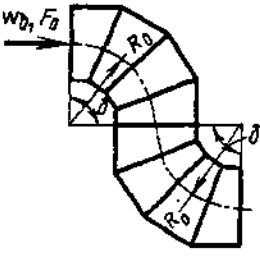
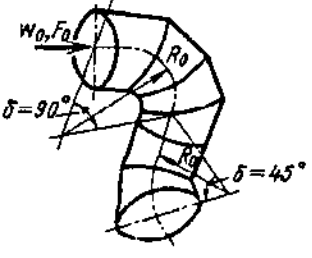
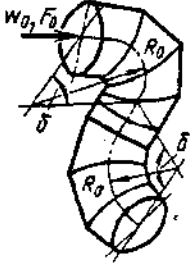
Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Колено; $\delta' = 45^\circ$		0,60



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;

Диаграмма  
6-24

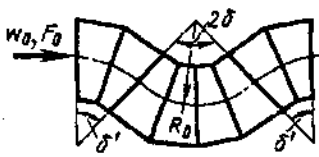
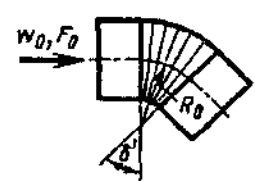
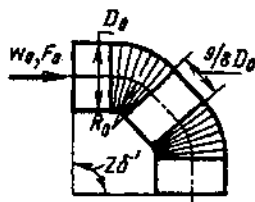
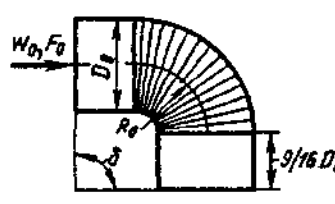
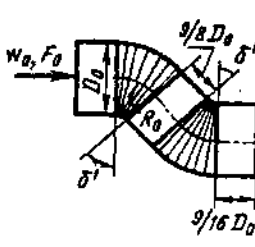
$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 1,5 \cdot 10^5; \quad l_0/D_0 \geq 10 \quad \{6-58\}$$

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Колено; $\delta = 90^\circ$		0,92
Утка; $2\delta = 2 \times 90^\circ$		2,16
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta + \delta' = 90^\circ + 45^\circ$		1,50
Утка (поворот в двух плоскостях); $2\delta = 2 \times 90^\circ$		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;

Диаграмма  
6-24

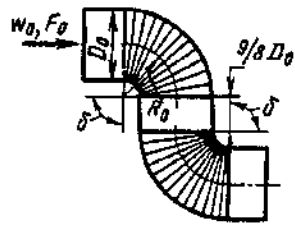
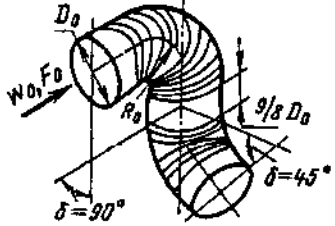
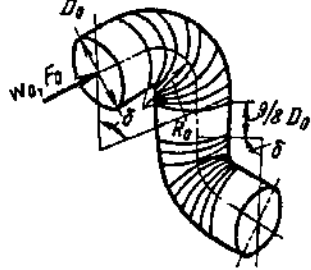
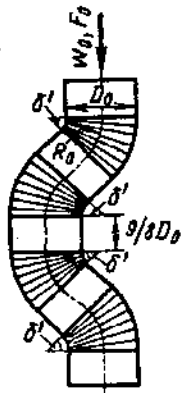
$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 1,5 \cdot 10^5; l_0/D_0 \geq 10 \quad [6-58]$$

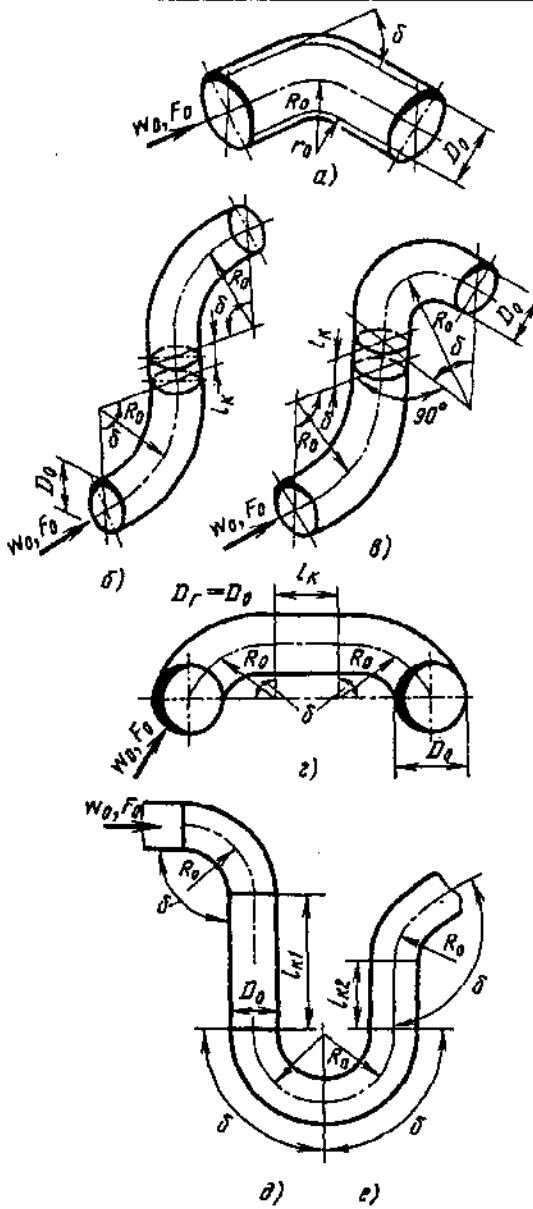
Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Обход; $4\delta' = 4 \times 45^\circ$		2,65
Колено; $\delta' = 45^\circ$		0,53
Колено; $2\delta' = 2 \times 45^\circ$		0,82
Колено; $\delta = 90^\circ$		1,33
Утка; $2\delta' = 2 \times 45^\circ$		1,00

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;

Диаграмма  
6-24

$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 1,5 \cdot 10^5; l_0/D_0 \geq 10 \quad [6-58]$$

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Утка; $2\delta = 2 \times 90^\circ$		3,30
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta + \delta' = 90^\circ + 45^\circ$		1,93
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta = 2 \times 90^\circ$		2,56
Обход; $4\delta' = 4 \times 45^\circ$		2,38



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0,9 n_m \zeta_m + \zeta_{тр},$$

где  $\zeta_m$  см. таблицы;  $\zeta_{тр} = \lambda (L_k / D_0 + 0,035 R_0 / D_0)$ ;  $\lambda = 0,052 (10 D_0)^{0,1} / D_0 (0,05 b)^{0,2}$ ;  $b$  — ширина ленты, навиваемой на проволочный каркас стеклотканевой трубы, мм (см. п. 72, параграф 2-1);  $D_0$  — диаметр трубы, м;  $n_m$  — число изгибов

Значения  $\zeta_m$  при  $R_0 / D_0 = 1,5$  (схема а)

$D_0$ , м	$\delta^\circ$			
	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  $\zeta_m \approx 1,05 a \exp(-c D_0) \sin \delta$ , где  $a = 3,88$ ;  $c = 7,8 \text{ м}^{-1}$ ; при  $D_0 \geq 0,3$   $\zeta_m \approx 0,4$

Значения  $\zeta_m$  при  $\delta = 90^\circ$  (числитель) и  $\delta = 45^\circ$  (знаменатель) (схема а)

$D_0$ , м	$R_0 / D_0$		
	0,75	1,5	3,0
0,100	2,28	1,78	1,70
	1,25	1,18	1,04
0,155	1,30	1,30	1,18
	1,12	1,07	1,05
0,193	1,12	0,86	—
	—	—	—
0,250	0,90	0,73	0,52
	0,44	0,39	0,25

Значения  $\zeta_m$  при  $R_0 / D_0 = 1,5$  и  $\delta = 90^\circ$

Схема отвода	Число изгибов $n_m$	$D_0$ , 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
$\sum_{i=1}^{n_m} \zeta_m = 0,9 n_m \zeta_m$			

1. Колено ( $r_0 = r_1 = r$ ;  $t_1 = r\sqrt{2}$ ) с профилированными направляющими лопатками

$$Re = w_0 b_0 / \nu = 2 \cdot 10^5;$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta_{тр};$$

$$Re \geq 2 \cdot 10^5;$$

$$\zeta = k_{Re} \zeta_m + \zeta_{тр};$$

где  $\zeta_m = f(r/b_0)$  см. график а;  $\zeta_{тр} = (1 + 1,57r/b_0)\lambda$ ;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$   $\zeta_{тр} = 0,02 + 0,031r/b_0$ ;  $k_{Re} = f(Re)$  ориентировочно см. график б или формулу

$$k_{Re} = 0,8 + 4,02 \cdot 10^{-4} / Re.$$

Нормальное число лопаток

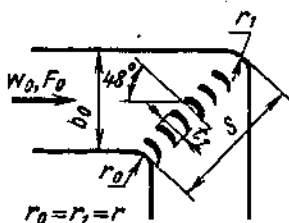
$$n_{норм} = 2,13 (r/b_0)^{-1} - 1 = 2,13S/t_1 - 1.$$

Сокращенное число лопаток

$$n_{наиб} \approx 1,4 (r/b_0)^{-1} = 1,4S/t_1.$$

Минимальное число лопаток

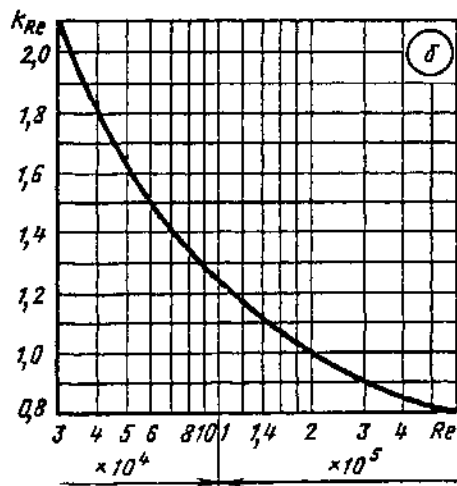
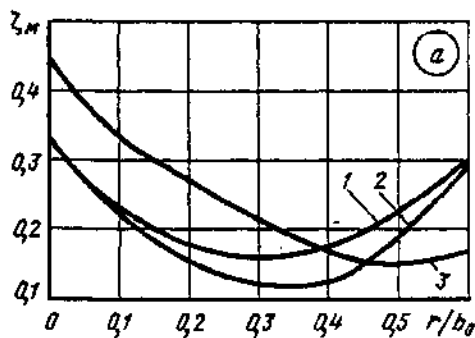
$$n_{наим} \approx 0,9 (r/b_0)^{-1} = 0,9S/t_1.$$



Значения  $\zeta_m$

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

$Re \cdot 10^{-4}$	3	4	5	6	8	10	14	20	30	$\geq 60$
$k_{Re}$	2,10	1,80	1,60	1,50	1,35	1,23	1,12	1,0	0,90	0,80



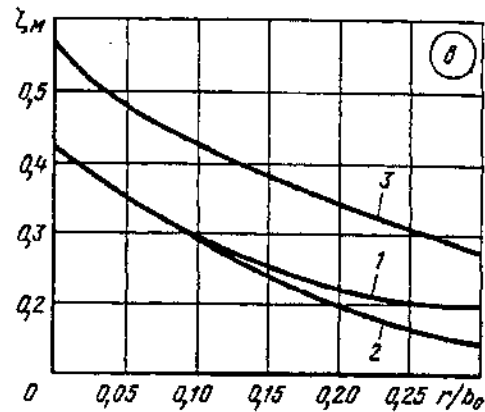
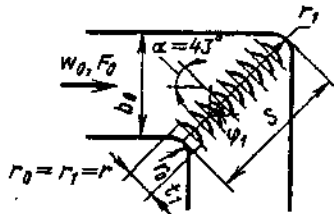
\*<sup>1</sup> Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72.

<p>Колена и отводы (<math>\delta = 90^\circ</math>) прямоугольного сечения с направляющими лопатками*<sup>1</sup> [6-5, 6-15]</p>	<p>Диаграмма 6-26</p>
---	-----------------------

2. То же, что по п. 1, но направляющие лопатки тонкие при

$$\varphi_1 = 90 \div 95^\circ$$

$\zeta$  — то же, что п. 1, но  $\zeta_m = f(r/b_0)$  по графику *в* или по формулам



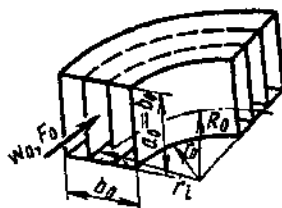
Значения  $\zeta_m$

Число лопаток (см. график <i>в</i> )	$r/b_0$							$\zeta_m$
	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	$0,4 \cdot 0,037^{r/b_0}$
Минимальное (кривая 3)	0,57	0,48	0,43	0,39	0,35	0,31	0,28	$1/(5,43r/b_0 + 1,85)$

\*<sup>1</sup> Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72.

<p>Отводы (<math>\delta = 90^\circ</math>) с концентрическими направляющими лопатками [6-46, 6-68]</p>	<p>Диаграмма 6-27</p>
--	-----------------------

1. Отвод прямоугольного сечения ( $r_0/b_0 = R_0/b_0 \approx 0,5$ ) с лопатками при  $Re = 10^5$



$$\zeta \approx \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_m + \zeta_{тр}$$

при  $Re \geq 10^5$

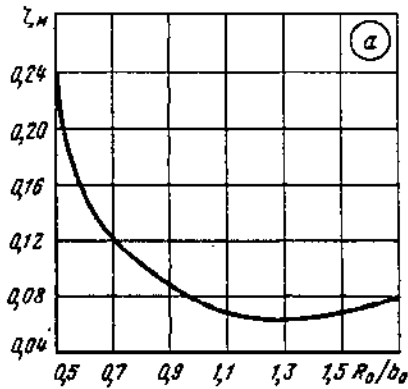
$$\zeta = k_{Re} \zeta_m + \zeta_{тр}$$

где  $\zeta_m = (0,46 R_0/b_0 - 0,04) \zeta_{6.л}$  см. график *а*;  $\zeta_{6.л}$  см.  $\zeta$  без лопаток на диаграмме 6-1;  $\zeta_{тр} = 1,57 \lambda R_0/b_0$ ;  $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6. При  $\lambda = 0,02$  значение  $\zeta_{тр} = 0,03 R_0/b_0$ ;  $k_{Re}$  — ориентировочно см. график *д* диаграммы 6-1. Расстояние между лопатками

$$r_i = 1,26 r_{i-1} + 0,07 b_0$$

Отводы ( $\delta=90^\circ$ ) 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
$\zeta_m$	0,24	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,07



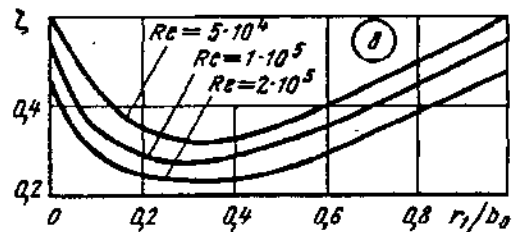
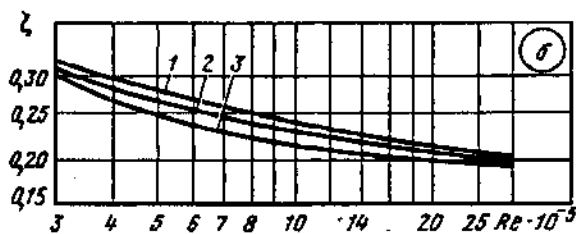
2. Отвод круглого сечения с лопатками

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(Re, R_0/b_0) \text{ см. график б;}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(r_1/b_0, Re) \text{ см. график в}$$

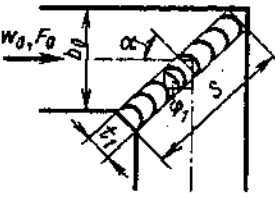
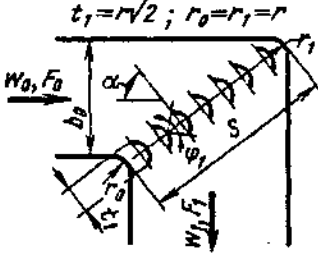
Значения  $\zeta$  при различных  $R_0/b_0$

$R_0/b_0$	$Re \cdot 10^{-4}$							
	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  $\zeta$  при  $R_0/b_0=0,75$  и одной лопатке ( $i=1$ )

$Re \cdot 10^{-4}$	$r_1/b_0$										
	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

№ по пор.	Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	Внутренняя кромка на повороте острая ( $t_1 = 0$ ); $\alpha = 45^\circ$ ; нормальное число лопаток $n_n = 2,13 \frac{S}{t_1} - 1$		$\zeta = 0,45k_{Re} + \lambda^2$ ; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,47k_{Re}$ ; $\lambda$ см. диаграммы 2-1—2-6
2	То же, что в п. 1, но $\alpha = 50^\circ$		$\zeta = 0,40k_{Re} + \lambda$ ; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,42 k_{Re}$
3	То же, что в п. 1, но сокращенное (наивыгоднейшее) число лопаток: $n_n \approx 1,4 \frac{S}{t_1}$		$\zeta = 0,36k_{Re} + \lambda$ ; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,38k_{Re}$
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 $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,35k_{Re}$
5	Колено с расширением ( $F_1/F_0 = 1,35$ ) $r/b_0 = 0,18$ ; $\alpha \approx 53^\circ$ ; нормальное число лопаток $n_n = 2,13 \frac{S}{t_1} - 1$		$\zeta = 0,40k_{Re} + 1,28\lambda$ ; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,43k_{Re}$
6	То же, что в п. 5, но сокращенное (минимальное) число лопаток $n_n \approx 0,9 \frac{S}{t_1}$		$\zeta = 0,60k_{Re} + 1,28\lambda$ ; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,63k_{Re}$

\*<sup>1</sup> Расположение лопаток см. пп. 64—72.

\*<sup>2</sup>  $k_{Re}$  ориентировочно см. диаграмму 6-26.

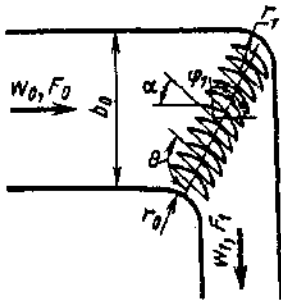


1.  $\frac{F_1}{F_0} = 0,5; \frac{r}{b_0} = 0,2;$

$\varphi_1 = 103^\circ;$

$r_0 = r_1 = r;$

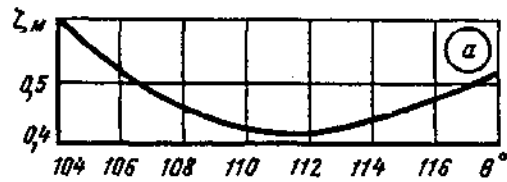
число лопаток (наивыгоднейшее)  $n_{\text{наиб}} = 11$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_{Re} \zeta_m + \zeta_{гр},$$

где  $\zeta_{гр} = (1 + 1,57r/b_0)\lambda;$   $\lambda$  см. диаграммы 2-1—2-6; при  $\lambda \approx 0,02$   $\zeta_{гр} = 0,02 + 0,031r/b_0;$   $k_{Re} = f(Re)$  см. диаграмму 6-26 (ориентировочно);  $\zeta_m = f(\theta)$  см. график а

$\theta^\circ$	106	108	110	112	114	116	118
$\zeta_m$	0,52	0,46	0,43	0,42	0,44	0,48	0,52

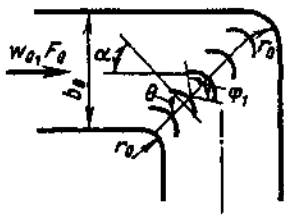


2.  $\frac{F_1}{F_0} = 1; \frac{r}{b_0} = 0,2;$

$\varphi_1 = 107^\circ;$

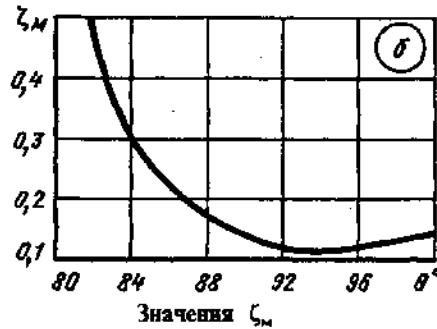
$r_0 = r_1 = r;$

число лопаток (наивыгоднейшее)  $n_{\text{наиб}} = 5$



$\zeta$ —то же, что по п. 1, но  $\zeta_m = f(\theta)$  см. график б

$\theta^\circ$	82	84	86	88	90	92	94	96	98
$\zeta_m$	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)  $r/b_0 = 0,2; \varphi_1 = 154^\circ;$

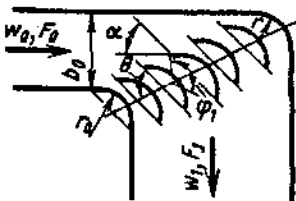
$n_{\text{наиб}} = 5;$

б)  $r/b_0 = 0,5; \varphi_1 = 138^\circ;$

$n_{\text{наиб}} = 2;$

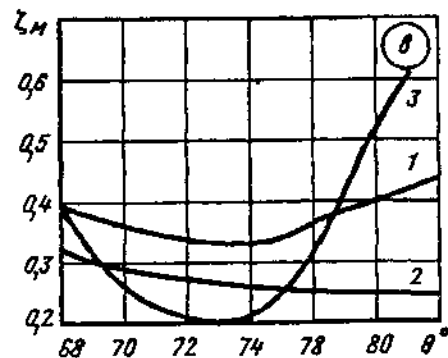
в)  $r/b_0 = 1,0; \varphi_1 = 90^\circ;$

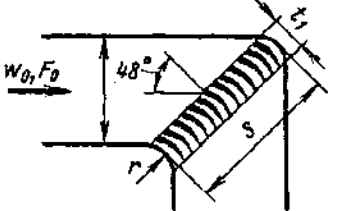
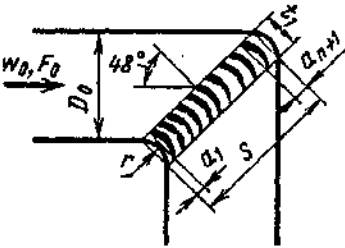
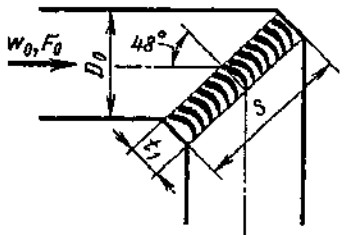
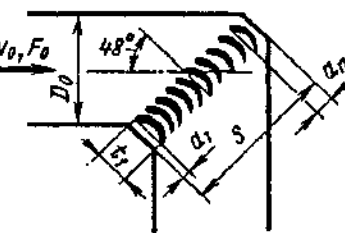
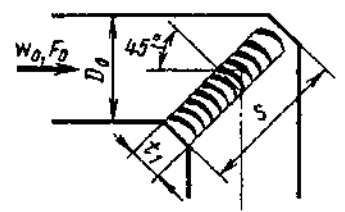
$n_{\text{наиб}} = 5$



$\zeta$ —то же, что по п. 1, но  $\zeta_m = f(\theta)$  см. график в

Кривая	$\theta^\circ$							
	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



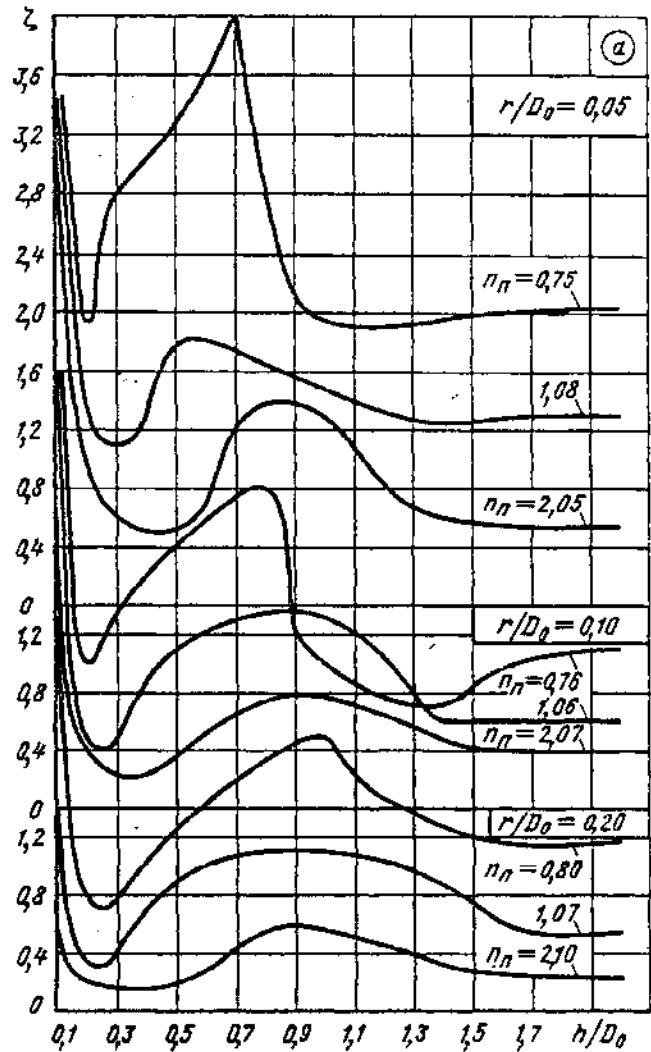
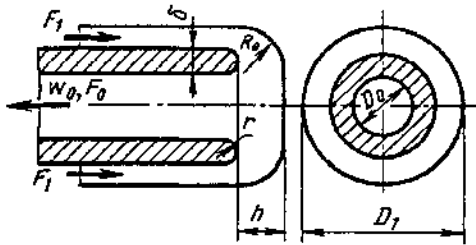
Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Плавный поворот ( $r/D_0 = 0,18$ ); нормальное число лопаток $n_n = \frac{3D_0}{t_1} - 1$		$\zeta = 0,23k_{Re} + 1,28\lambda;$ при $\lambda = 0,02$ $\zeta \approx 0,26k_{Re}$ ; $\lambda$ см. диаграммы 2-1—2-6
Плавный поворот ( $r/D_0 = 0,18$ ); сокращен- ное число лопаток $n_n = 2D_0/t_1;$ лопатки установлены по арифметической про- грессии при $a_{n+1}/a_1 = 2$		$\zeta = 0,15k_{Re} + 1,28\lambda;$ при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta = 0,18k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте ( $t_1/D_0 = 0,25$ ); нормальное число лопа- ток $n_n = \frac{3D_0}{t_1} - 1$		$\zeta = 0,30k_{Re} + 1,28\lambda;$ при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,33k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте ( $t_1/D_0 = 0,25$ ); сокращенное число лопа- ток $n_n = 2D_0/t_1$ ; лопа- тки установлены по арифметической про- грессии при $a_{n+1}/a_1 = 2$		$\zeta = 0,23k_{Re} + 1,28\lambda;$ при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,26k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте ( $t_1/D_0 = 0,25$ ); сокращенное число лопа- ток (вынуты 1-я и 3-я лопатки от внешней стенки)		$\zeta = 0,21k_{Re} + 1,28\lambda;$ при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,24k_{Re}$

\*<sup>1</sup> Расположение и построение лопаток см. пп. 64—72;  $k_{Re}$  ориентировочно см. диаграмму 6-26.

А. Скругленные кромки на повороте ( $r/D_0 > 0$ ):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(\frac{h}{D_0}, \frac{r}{D_0}, n_n\right) \text{ см. гра-}$$

фик а;  
 $n_n = F_1 / F_0$ :



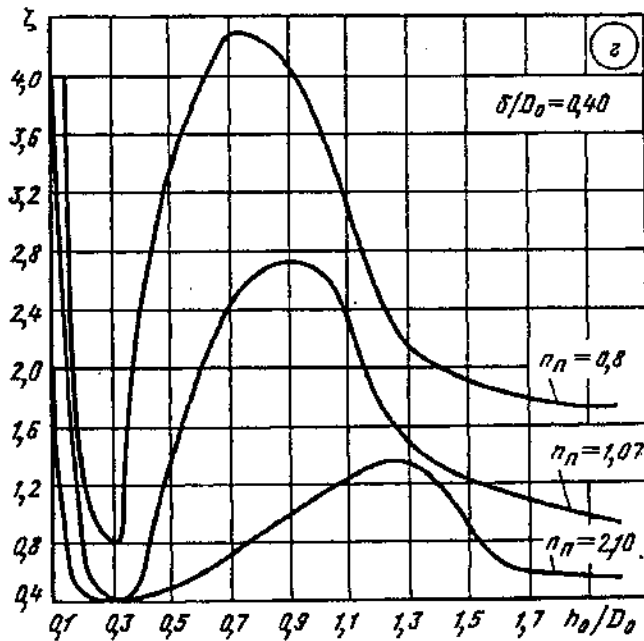
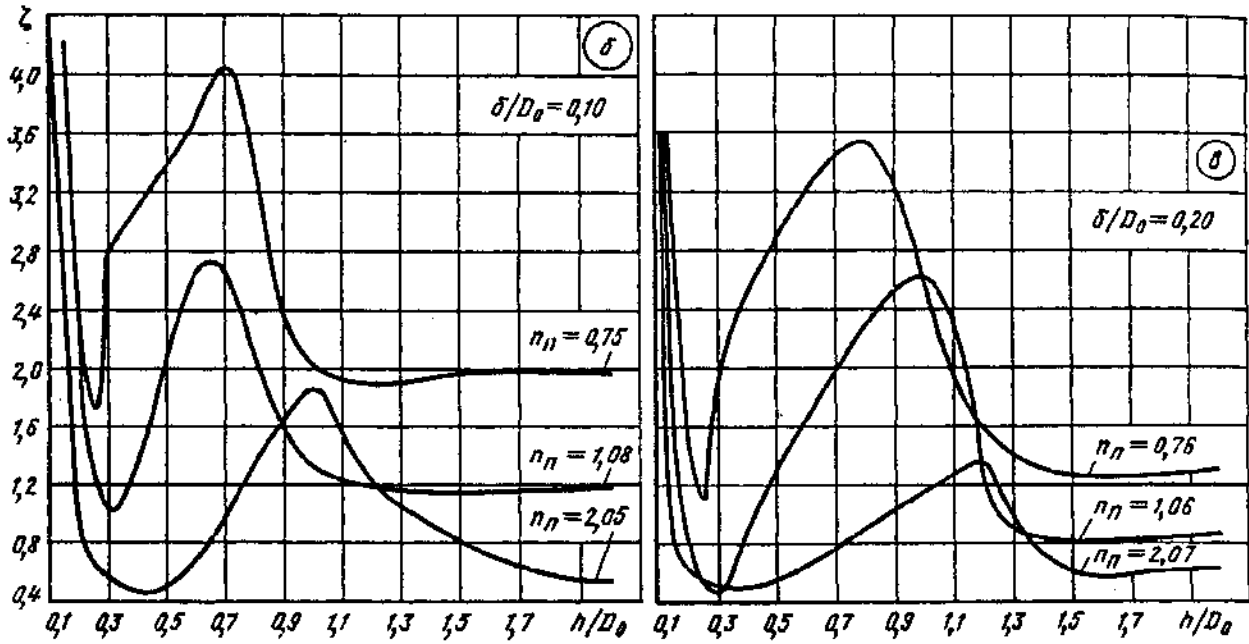
Значения  $\zeta$

$r/D_0$	$n_n$	$h/D_0$																
		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  $180^\circ$  (при всасывании);  
 $R_0/D_1 = 0,2 \div 0,5$ ;  $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 4 \cdot 10^4$  [6-19]

Диаграмма  
 6-31

Б. Утолщенные кромки на повороте без скругления ( $r/D_0 = 0$ );  $\zeta$  см. графики  $\delta - \zeta$



Пространственный (кольцевой) поворот на  $180^\circ$  (при всасывании);  
 $R_0/D_1 = 0,2 \div 0,5$ ;  $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 4 \cdot 10^4$  [6-19]

Диаграмма  
6-31

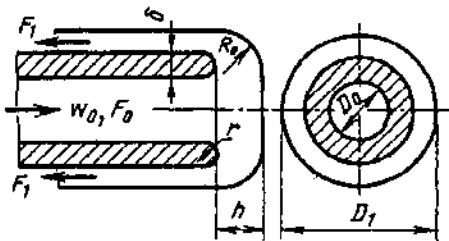
Значения  $\zeta$

$\delta/D_0$	$n_\pi$	$h/D_0$																
		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  $180^\circ$  (при нагнетании);  
 $R_0/D_1 = 0,2 \div 0,5$ ;  $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 4 \cdot 10^4$  [6-19]

Диаграмма  
6-32

А. Скругленные кромки на повороте ( $r/D_0 > 0$ ):



$$\zeta \cong \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(\frac{h}{D_0}, \frac{r}{D_0}, n_\pi\right) \text{ см. график а;}$$

$$n_\pi = F_1 / F_0;$$

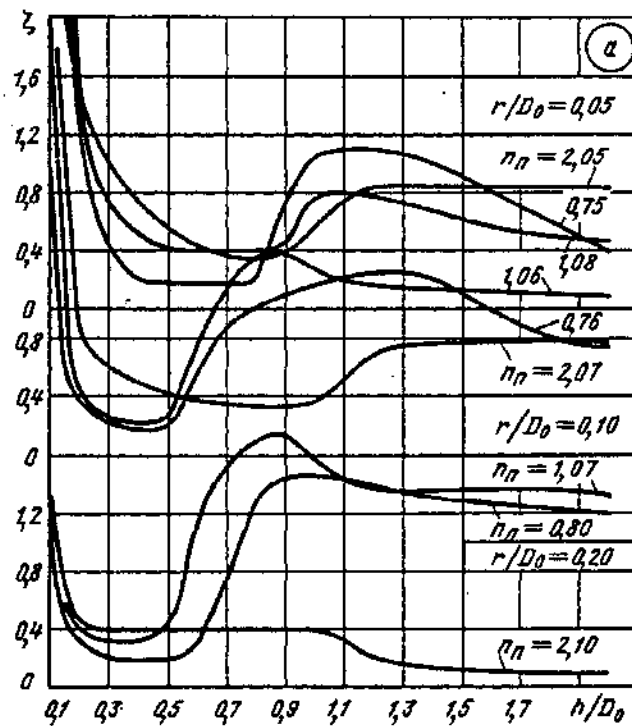
Значения  $\zeta$

$r/D_0$	$n_\pi$	$h/D_0$							
		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  $180^\circ$  (при нагнетании);  
 $R_0/D_1 = 0,2 \div 0,5$ ;  $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 4 \cdot 10^4$  [6-19]

Диаграмма  
6-32

$r/D_0$	$n_n$	$h/D_0$								
		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 ( $r/D_0 = 0$ );  $\zeta$  см. график б

Значения  $\zeta$

$\delta/D_0$	$n_n$	$h/D_0$							
		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

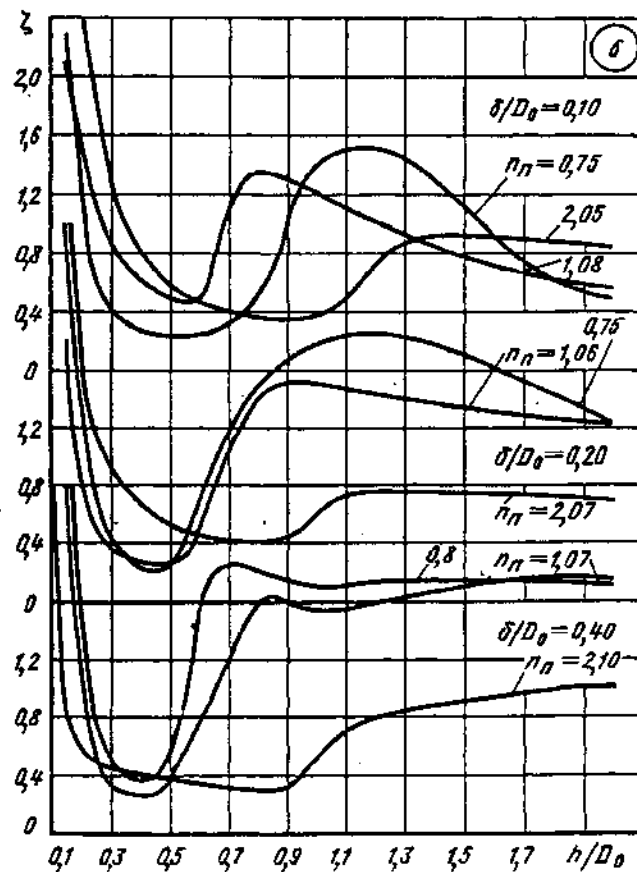
Пространственный (кольцевой) поворот на  $180^\circ$  (при изгибании);  
 $R_0/D_1 = 0,2 \div 0,5$ ;  $Re = w_0 D_0 / \nu \geq 4 \cdot 10^4$  [6-19]

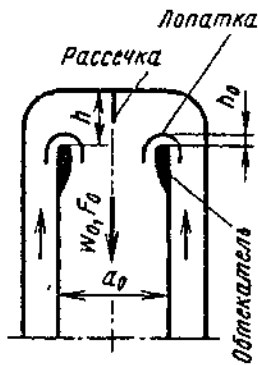
Диаграмма  
6-32

$\delta/D_0$	$n_n$	$h/D_0$							
		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  $\zeta$

$\delta/D_0$	$n_n$	$h/D_0$								
		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



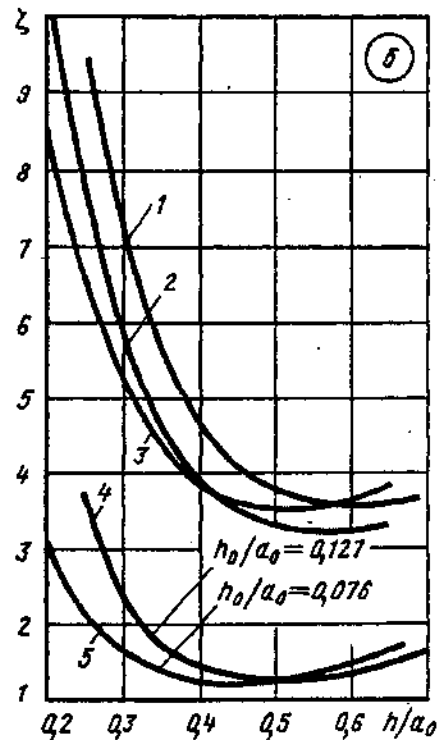
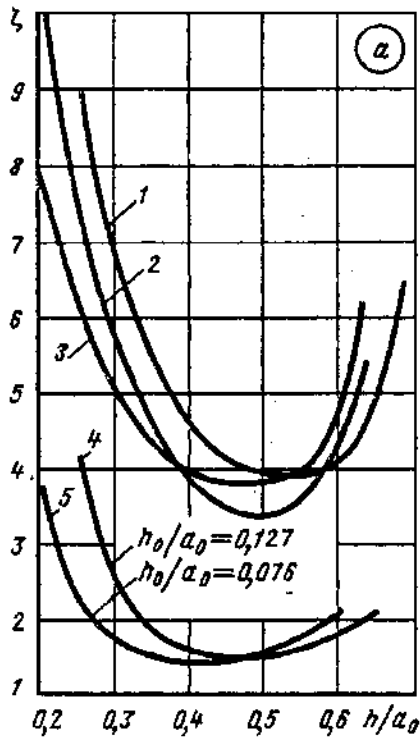


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(h/a_0)$$

А. Без рассечки:  
 $\zeta$  см. график а

Значения  $\zeta$

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  $180^\circ$  в одной плоскости  
(при всасывании);  $Re = w_0 a_0 / \nu \geq 0,8 \cdot 10^5$  [6-47]

Диаграмма  
6-33

Б. С плоской рассечкой:  
 $\zeta$  см. график б

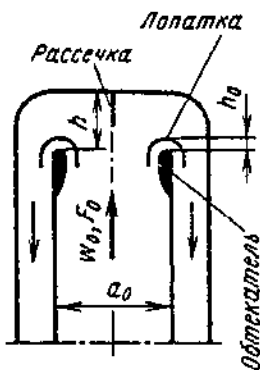
Значения  $\zeta$

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  $180^\circ$  в одной плоскости  
(на нагнетании);  $Re = w_0 a_0 / \nu \geq 0,8 \cdot 10^5$  [6-47]

Диаграмма  
6-34

А. Без рассечки:  
 $\zeta$  см. график а



Значения  $\zeta$

Схе- ма	$h/a_0$										
	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

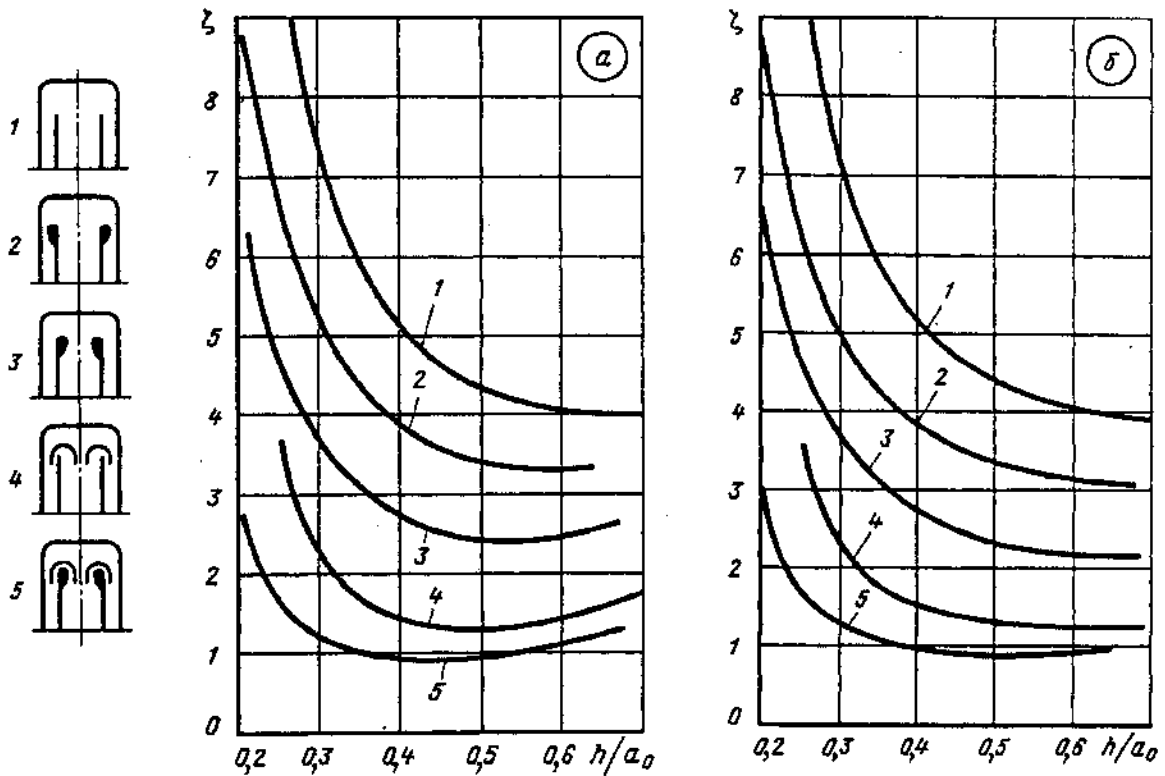
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(h/a_0)$$

Б. С плоской рассечкой:  
 $\zeta$  см. график б

Значения  $\zeta$

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 магнетании);  $Re = w_0 a_0 / \nu \geq 0,8 \cdot 10^5$  [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

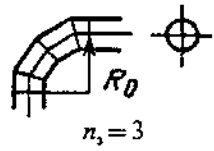
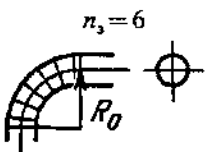
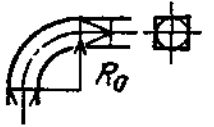
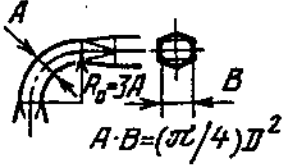
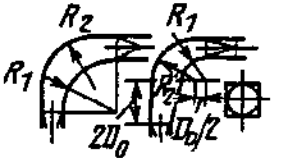
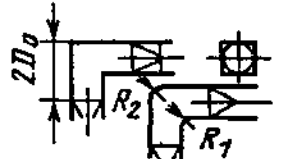
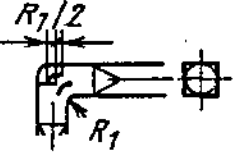
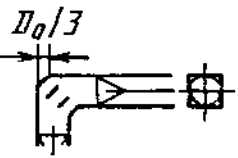
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_0 + \kappa (\zeta_1 - \zeta_0),$$

где  $\zeta_0$  — коэффициент сопротивления без транспортируемого материала;  
 $\zeta_1$  — то же при транспортировании пылевидного материала с  $\kappa = 1$ ;  
 $(\kappa = m_n / m, \text{ — коэффициент запыленности, кг/кг})$

Наименование	Схема	$R_0/D_0$	$\zeta_0$	$\zeta_1$
Отвод круглого сечения		1,44	0,17	1,96
		3,33	0,15	1,84
		5,0	0,13	1,67
Колено круглого сечения		0,5	1,14	3,28
Составное колено круглого сечения		1,5	0,33	2,20

Отводы и колена в системе пневмотранспорта  
 $Re = w_0 D_0 / \nu_c > 2 \cdot 10^5$  [6-69]

Диаграмма  
 6-35

Наименование	Схема	$R_0/D_0$	$\zeta_0$	$\zeta_1$
$(n_3 — \text{число звеньев})$	 $n_3 = 3$	1,5 1,64 3,0	0,22 0,20 0,20	2,05 1,94 1,92
	 $n_3 = 6$	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	$\zeta_0$	$\zeta_1$
Отвод прямоугольного сечения $A \times B$ с переходом на равновеликий круг: $A \times B = \frac{\pi D_0^2}{4}$	 $R_0 = 3A$ $A \cdot B = (\pi/4) D^2$	$\frac{B}{A} = 1,0$	0,15	1,51
		$\frac{B}{A} = 1,8$	0,15	1,61
Отвод переменного прямоугольного сечения с переходом с квадрата на вписанный круг	 $2D_0$ , $D_0/2$	$R_1 = R_2 = 2D_0$ $R_1 = D_0; R_2 = 2D_0$	0,15 0,18	1,50 1,57
Колено с переходом с вписанного круга на квадрат	 $2D_0$	$R_1 = R_2 = 0$ $R_1 = R_2 = \frac{D_0}{3}$	0,84 0,56	3,66 3,17
Колено с направляющими лопатками при переходе с вписанного круга на квадрат	 $R_1/2$ , $R_1$	$R_1 = R_2 = D_0/3$ Две лопатки	0,24	1,80
		Пять лопаток	0,20	1,48
То же, но с направляющими пластинами	 $D_0/3$	Две пластины	0,35	1,87
		Четыре пластины	0,33	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  $F_6 + F_n = F_c$  (рис. 7-1, а и б) и при  $F_6 + F_n > F_c$ ;  $F_n = F_c$  (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  $\alpha$  и отношениями площадей сечения ответвлений (боковых и прямого)  $F_6/F_c$ ,  $F_n/F_c$  и  $F_6/F_n$ . В тройнике могут изменяться отношения расходов  $Q_6/Q_c$  и  $Q_n/Q_c$  и соответственно отношения скоростей  $w_6/w_c$  и  $w_n/w_c$ . 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  $\alpha$  и отношений скоростей  $w_6/w_c$  и  $w_n/w_c$  соответственно.

Коэффициенты сопротивления тройников прямоугольного сечения впрямь до уточнения здесь принимаются практически не зависящими от отношения сторон их поперечного сечения.

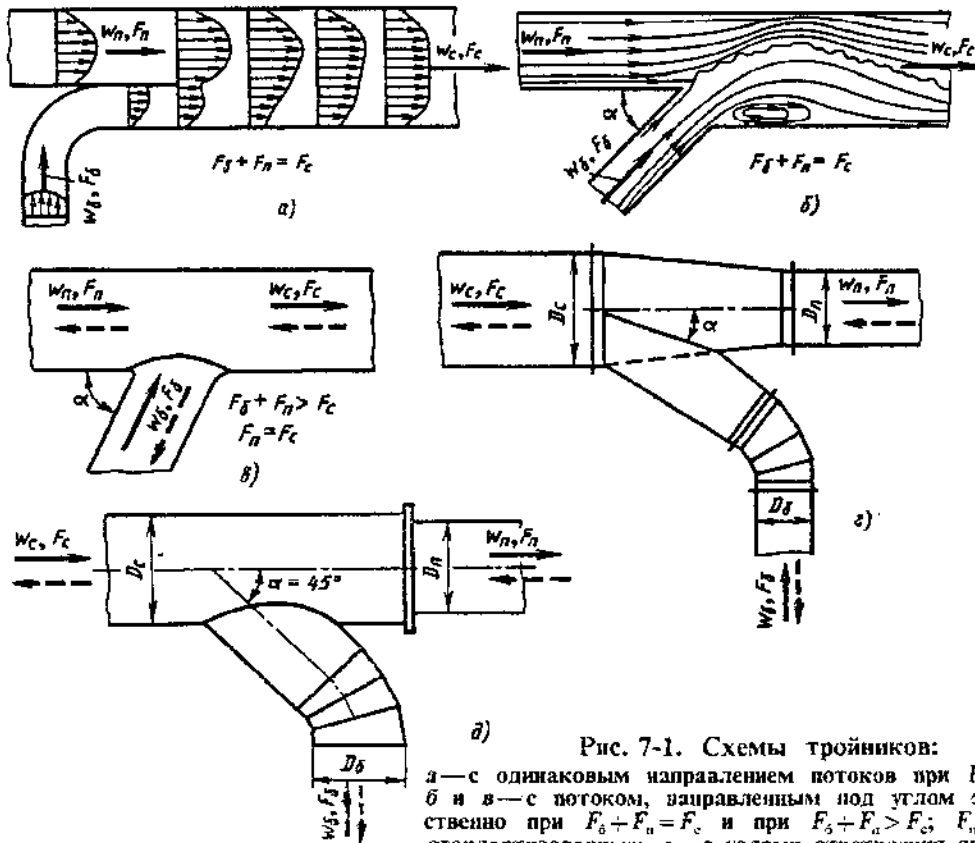


Рис. 7-1. Схемы тройников:

а — с одинаковым направлением потоков при  $F_6 + F_n = F_c$ ; б и в — с потоком, направленным под углом  $\alpha$  соответственно при  $F_6 + F_n = F_c$  и при  $F_6 + F_n > F_c$ ;  $F_n = F_c$ ; г — стандартизованные; д — с узлами ответвления промышленного изготовления

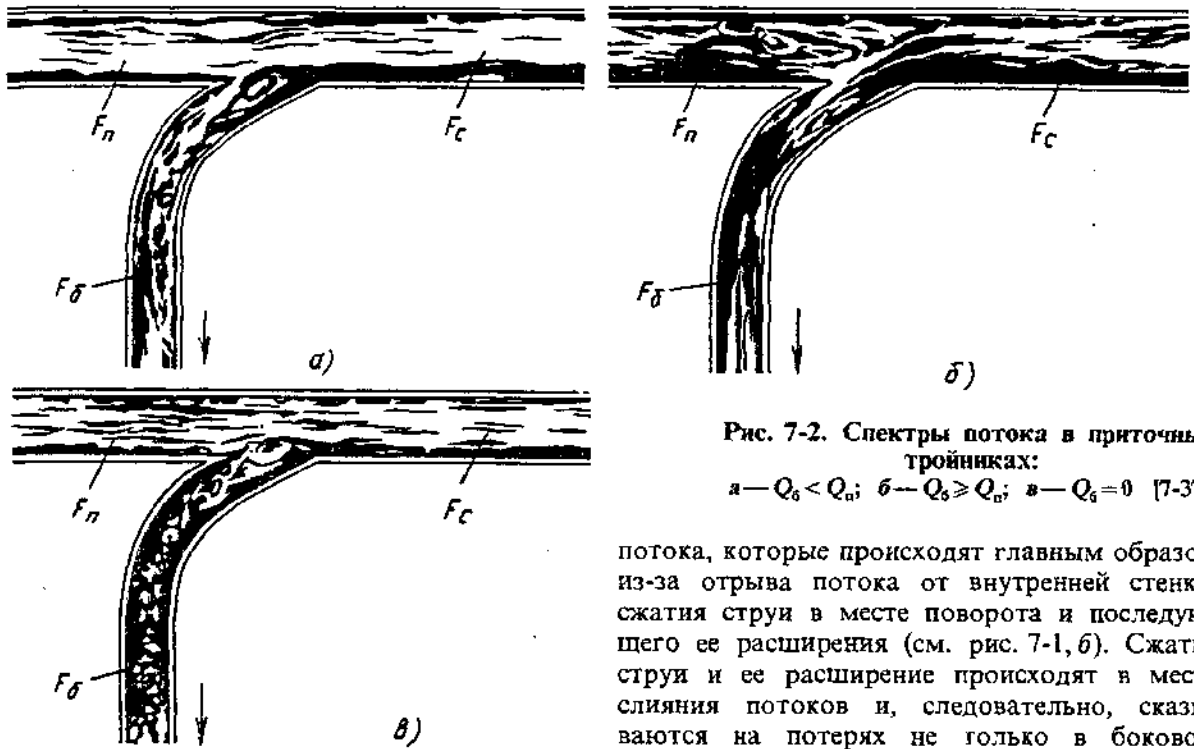


Рис. 7-2. Спектры потока в приточных тройниках:

а —  $Q_6 < Q_n$ ; б —  $Q_6 \geq Q_n$ ; в —  $Q_6 = 0$  [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 большими 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  $\alpha$  (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  $w_6/w_n$  или расходов  $Q_6/Q_n$  [7-37].

9. При  $Q_6 < Q_n$  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 обуславливают местное сжатие струи как в боковом, так и в прямом ответвлении. За сжатием следует расширение потока.

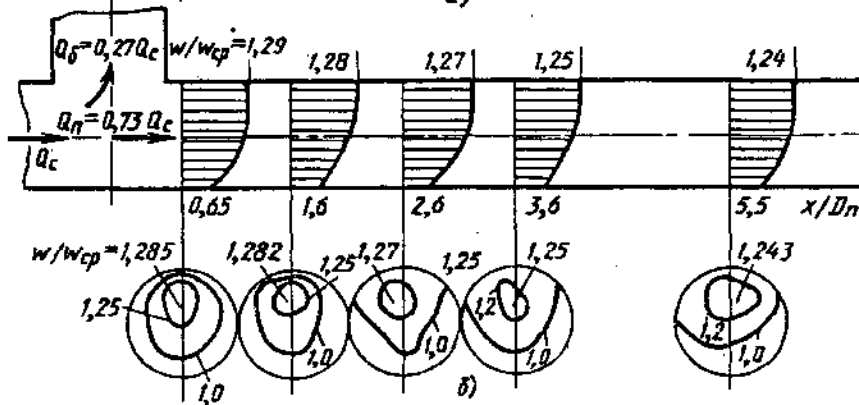
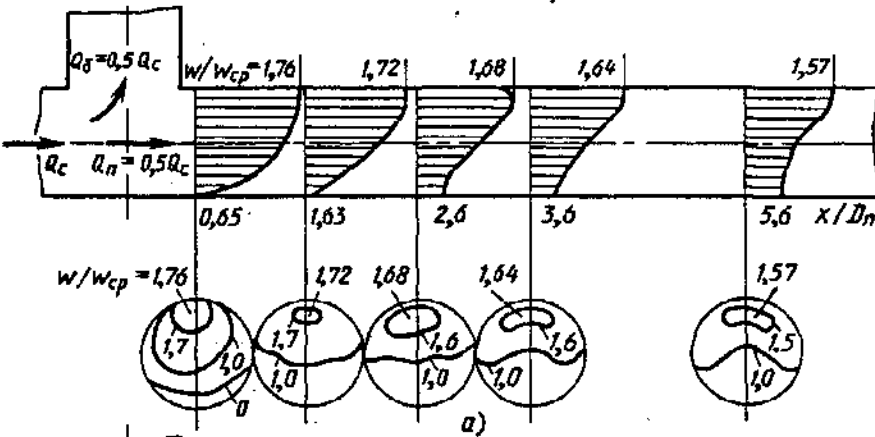
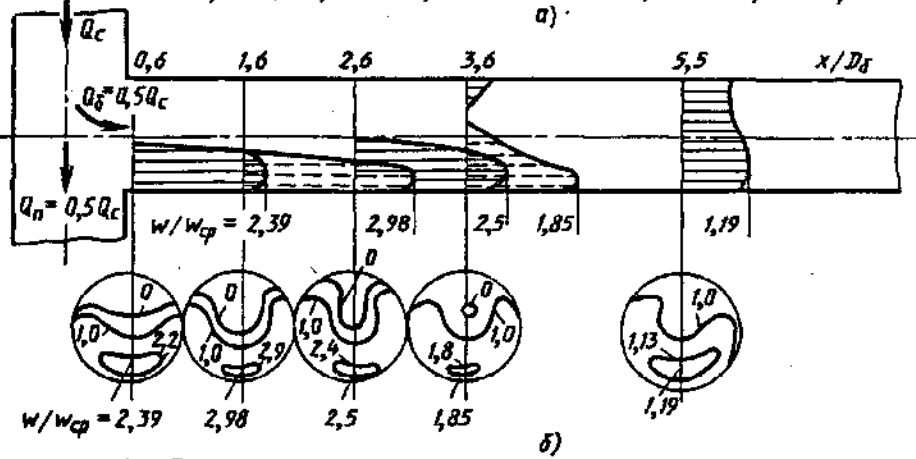
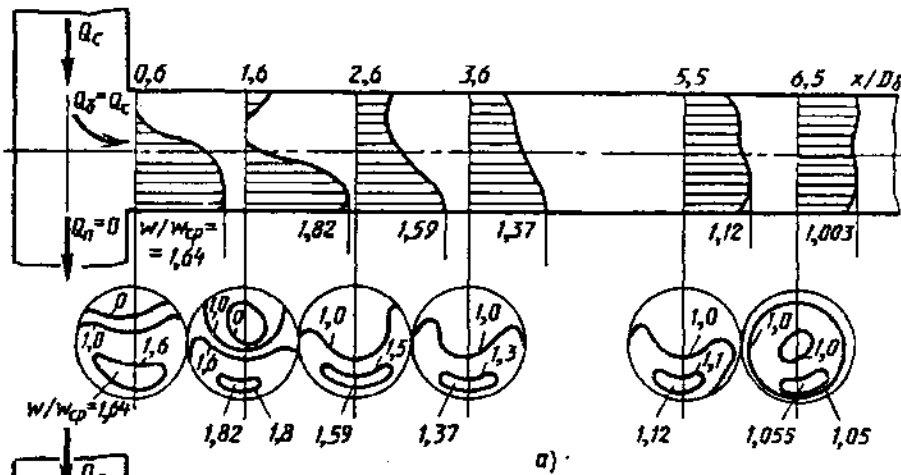


Рис. 7.3. Профили и поля осевых составляющих скоростей в боковом ответвлении прямого равнопроходного тройника [7-1]:  
 а —  $Q_6 = Q_c$ ;  $Q_n = 0$ ; б —  $Q_6 = 0,5Q_c$ ;  $Q_n = 0,5Q_c$ .

Рис. 7-4. Профили и поля осевых составляющих скоростей в проходе прямого равнопроходного тройника [7-1]:  
 а —  $Q_6 = 0,5Q_c$ ;  $Q_n = 0,5Q_c$ ; б —  $Q_6 = 0,27Q_c$ ;  $Q_n = 0,73Q_c$ .

10. При  $Q_6 \geq Q_n$  поток более интенсивно отрывается от наружной стенки прямого прохода, а также от стенки бокового ответвления за поворотом (рис. 7-2, б).

11. При  $Q_6 = 0$  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  $F_6 = F_n = F_c$  для случаев  $Q_6/Q_c = 0,5$  и  $Q_6/Q_c = 1,0$ , 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  $Q_6/Q_c$  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

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_6}{\rho w_c^2/2} = A \left[ 1 + \left( \frac{w_6}{w_c} \right)^2 - 2 \frac{F_n}{F_c} \left( \frac{w_n}{w_c} \right)^2 - 2 \frac{F_6}{F_c} \left( \frac{w_6}{w_c} \right)^2 \cos \alpha \right] + K_6$$

или

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_6}{\rho w_c^2/2} = A \left[ 1 + \left( \frac{Q_6}{Q_c} \cdot \frac{F_c}{F_6} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_n} \left( 1 - \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 - 2 \frac{F_c}{F_6} \left( \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 \cos \alpha \right] + K_6 \quad (7-1)$$

Для тройников типа  $F_6 + F_n > F_c$ ,  $F_n = F_c$  при всех  $\alpha$  значение  $A$  см. табл. 7-1, полученную В. П. Зубовым на основе обработки опытных данных Гарделя [7-54]. Величина  $K_6$  во всех случаях равна нулю. Для тройников типа  $F_6 + F_n = F_c$  значение  $A = 1$ , а  $K_6$  принимается по табл. 7-2.

7-1. Значения  $A$

$F_6/F_c$	$\leq 0,35$	$> 0,35$	
$Q_6/Q_c$	$\leq 1,0$	$\leq 0,4$	$> 0,4$
$A$	1,0	$0,9 \left( 1 - \frac{Q_6}{Q_c} \right)$	0,55

7-2. Значения  $K_6$  и  $K_n''$  для тройников типа  $F_6 + F_n = F_c$

$\alpha^\circ$	$F_6/F_c$							
	0,10		0,20		0,33		0,5	
	$K_6$	$K_n''$	$K_6$	$K_n''$	$K_6$	$K_n''$	$K_6$	$K_n''$
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  $F_6 + F_n > F_c$ ,  $F_n = F_c$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = 1 - \left( 1 - \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 - \left( 1,4 - \frac{Q_6}{Q_c} \right) \times \left( \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 \sin \alpha - 2 K_n'' \frac{F_c}{F_6} \frac{Q_6}{Q_c} \cos \alpha \quad (7-2)$$

где  $K_n''$  см. табл. 7-3

7-3. Значения  $K_n''$

$F_6/F_c$	$\leq 0,35$	$> 0,35$	
$Q_6/Q_c$	0—10	$\leq 0,6$	$> 0,6$
$K_n''$	$0,8 Q_6/Q_c$	0,5	$0,8 Q_6/Q_c$

Для тройников типа  $F_6 + F_n = F_c$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left( \frac{w_n}{w_c} \right)^2 - 2 \frac{F_n}{F_c} \left( \frac{w_n}{w_c} \right)^2 - 2 \frac{F_6}{F_c} \left( \frac{w_6}{w_c} \right)^2 \cos \alpha + K_n''$$