По ссылке пройти по ссылке в 9.00

Гидравлические потери

Все гидравлические потери энергии делятся на два типа: потери на трение по длине трубопроводов и местные потери, вызванные такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок русла и возникновение вихреобразования.

1. потери на трение по длине трубопроводов
   при ламинарном режиме

Как показывают исследования, при ламинарном течении жидкости в круглой трубе максимальная скорость находится на оси трубы. У стенок трубы скорость равна нулю, т.к. частицы жидкости покрывают внутреннюю поверхность трубопровода тонким неподвижным слоем. От стенок трубы к ее оси скорости нарастаю плавно. *График распределения скоростей по поперечному сечению потока представляет собой параболоид вращения*, а сечение параболоида осевой плоскостью - квадратичную параболу (рис.4.3).

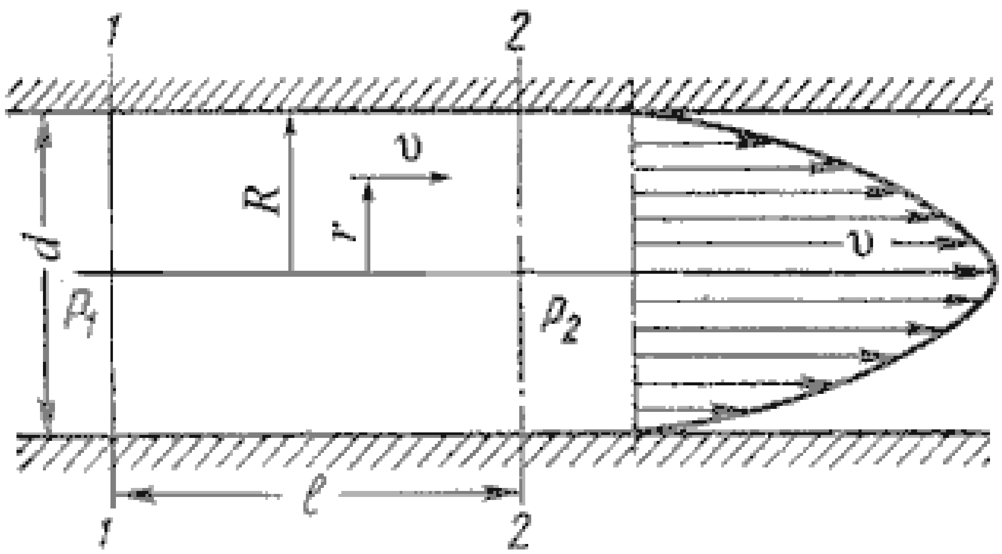


Рис. 4.3. Схема для рассмотрения ламинарного потока

Уравнение, связывающее переменные υ и *r*, имеет следующий вид:

$$\upsilon = \frac{P_1 - P_2}{4\mu\ell}\left(R^2 - r^2\right)$$

где *P1* и *P2* - давления соответственно в сечениях *1* и *2*.

У стенок трубы величина *r* = *R*, , значит скорость υ = 0, а при *r* = 0 (на оси потока) скорость будет максимальной

$$\upsilon_{макс} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu\ell}\left(R^2 - 0^2\right) = \frac{P_1 - P_2}{4\mu\ell} R^2$$

Теперь определим расход жидкости при ламинарном течении в круглой трубе. Так как эпюра распределения скоростей в круглой трубе имеет вид параболоида вращения с максимальным значением скорости в центре трубы, то расход жидкости численно равен объему этого параболоида. Определим этот объем.

Максимальная скорость дает высоту параболоида

$$h = \upsilon_{макс} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu\ell} R^2$$

Как известно из геометрии, объем параболоида высотой *h* и площадью ρR^2 равен

$$V = \pi R^2 \frac{h}{2},$$

а в нашем случае

$$Q = \frac{1}{2}\pi R^2 \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2 = \frac{P_1 - P_2}{8\mu l}\pi R^4$$

Если вместо R подставить диаметр трубы d, то формула (4.4) приобретет вид

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu l}\pi d^4$$

Расход в трубе можно выразить через среднюю скорость:

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu l}\pi d^4 = \upsilon_{ср}\frac{\pi d^2}{4}$$

откуда

$$\upsilon_{ср} = \frac{P_1 - P_2}{32\mu l} d^2$$

Для определения потерь напора при ламинарном течении жидкости в круглой трубе рассмотрим участок трубы длиной l, по которому поток течет в условиях ламинарного режима (рис.4.3).

Потеря давления в трубопроводе будет равна

$$P_1 - P_2 = \frac{32\mu l}{d^2}\upsilon_{ср}$$

Если в формуле динамический коэффициент вязкости μ заменить через кинематический коэффициент вязкости υ и плотность ρ (μ = υ ρ) и разделить обе части равенства на объемный вес жидкости γ = ρ *g*, то получим:

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{32\nu\rho\ell}{\rho g d^2}\upsilon_{cp}$$

Так как левая часть полученного равенства равна потерям напора $h_{пот}$ в трубе постоянного диаметра, то окончательно это равенство примет вид:

$$h_{пот} = \frac{32\nu\ell}{g d^2}\upsilon_{cp}$$

Уравнение может быть преобразовано в универсальную формулу Вейсбаха-Дарси, которая окончательно записывается так:

$$h_{пот} = \lambda\frac{\ell}{d}\cdot\frac{\upsilon^2}{2g}$$

где λ - коэффициент гидравлического трения, который для ламинарного потока вычисляется по выражению:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$$

Однако при ламинарном режиме для определения коэффициента гидравлического трения λ Т.М. Башта рекомендует при Re < 2300 применять формулу

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

при турбулентном режиме

При турбулентном режиме движения жидкости в трубах эпюра распределения скоростей имеет вид, показанный на рис. 4.6. В тонком пристенном слое толщиной δ жидкость течет в ламинарном режиме, а остальные слои текут в турбулентном режиме, и называются *турбулентным ядром*. Таким образом, строго говоря, турбулентного движения в чистом виде не существует. Оно сопровождается ламинарным движением у стенок, хотя слой δ с ламинарным режимом весьма мал по сравнению с турбулентным ядром.

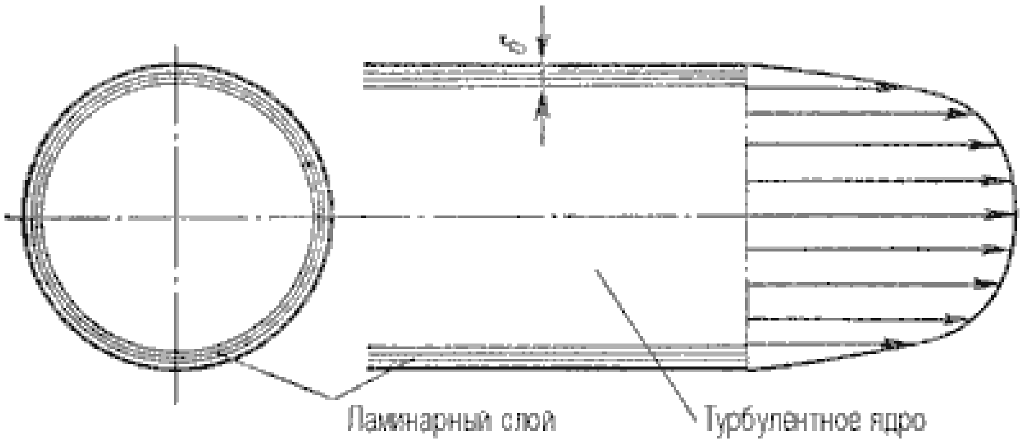


Рис. 4.6. Модель турбулентного режима движения жидкости

Основной расчетной формулой для потерь напора при турбулентном течении жидкости в круглых трубах является уже приводившаяся выше эмпирическая формула, называемая формулой Вейсбаха-Дарси и имеющая следующий вид:

$$h_{\text{нтж}} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g}$$

Различие заключается лишь в значениях коэффициента гидравлического трения λ. Этот коэффициент зависит от числа Рейнольдса Re и от безразмерного геометрического фактора - относительной шероховатости Δ/d (или Δ/r_0, где r_0 - радиус трубы).

Для удобства сводные данные по определению λ представлены в таблице

Режим движения		Число Рейнольдса	Определение λ
Ламинарный		$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$ или $\lambda = \frac{75}{Re}$
Переходный		$2300 < Re < 4000$	*Проектирование трубопроводов не рекомендуется*
Турбулентный	1-я область	$4000 < Re < 10\frac{d}{\Delta_э}$	$\lambda_т = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}$ (ф-ла Блазиуса) $\lambda_т = \frac{1}{(1{,}8\lg Re - 1{,}5)^2}$ (ф-ла Конакова)
	2-я область	$10\frac{d}{\Delta_э} < Re < 560\frac{d}{\Delta_э}$	$\lambda_т = 0{,}11\left(\frac{\Delta_э}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}$ (ф-ла Альтшуля)
	3-я область	$Re > 560\frac{d}{\Delta_э}$	$\lambda_т = 0{,}11\left(\frac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25}$ (ф-ла Альтшуля) $\frac{1}{\sqrt{\lambda_т}} = -2\lg\left(\frac{\Delta_э}{3{,}71d}\right)$ (ф-ла Никурадзе)

Характерные значения $\Delta_э$ (в мм) для труб из различных материалов приведены ниже:

Стекло	0
Трубы, тянутые из латуни, свинца, меди	0…0,002

Высококачественные бесшовные стальные трубы	0,06…0,2
Стальные трубы	0,1…0,5
Чугунные асфальтированные трубы	0,1…0,2
	0,2…1,0

Чугунные трубы

2. **местные потери**, вызванные такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок русла и возникновение вихреобразования.

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширения, сужения и повороты русла, каждое из которых может быть внезапным или постепенным. Более сложные случаи местного сопротивления представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Рассмотрим простейшие местные сопротивления при турбулентном режиме течения в трубе.

1. *Внезапное расширение русла*. Потеря напора (энергии) при внезапном расширении русла расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс с постоянным их обновлением.

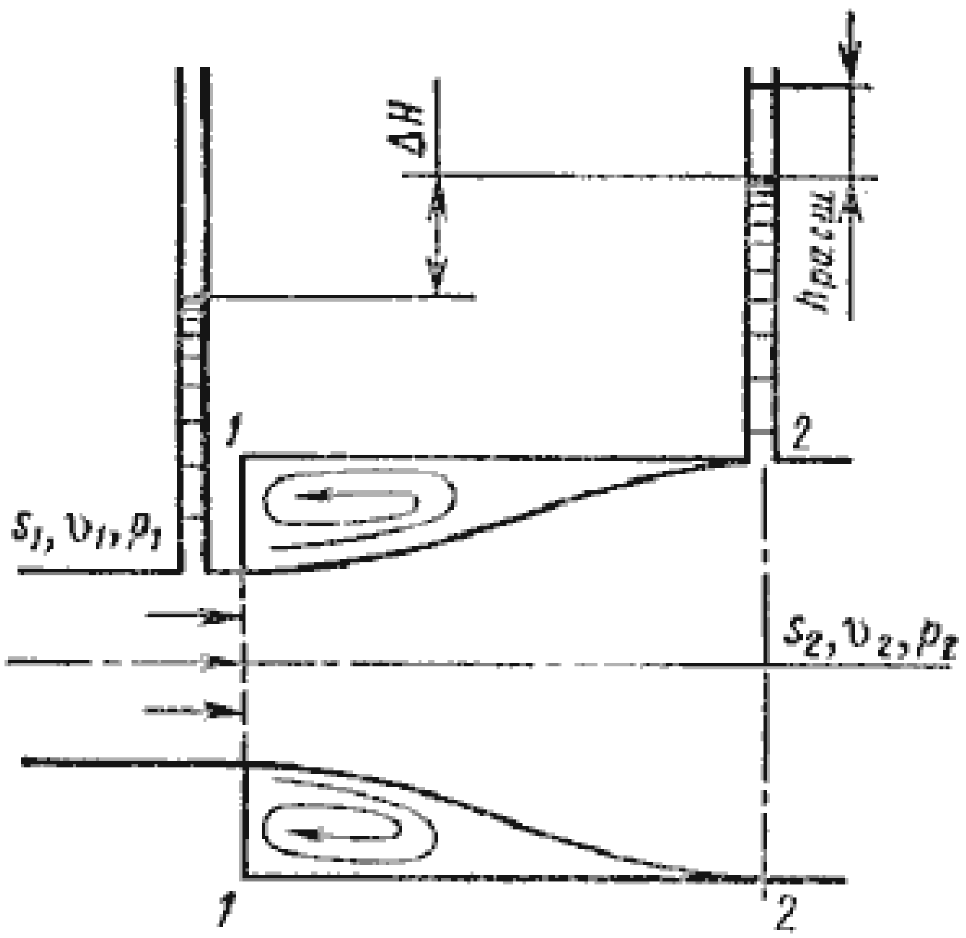


Рис. 4.9. Внезапное расширение трубы

При внезапном расширении русла (трубы) (рис.4.9) поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы образуются вихри, которые и являются причиной потерь энергии. Рассмотрим два сечения потока: *1-1* - в плоскости расширения трубы и *2-2* - в том месте, где поток, расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Так как поток между рассматриваемыми сечениями расширяется, то скорость его уменьшается, а давление возрастает. Поэтому второй пьезометр показывает высоту на ΔH большую, чем первый; но если бы потерь напора в данном месте не было, то второй пьезометр показал бы высоту большую еще на $h_{расш}$. Эта высота и есть местная потеря напора на расширение, которая определяется по формуле:

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{\upsilon_1^2}{2g}$$

где *S1, S2* - площадь поперечных сечений *1-1* и *2-2*.

Это выражение является следствием *теоремы Борда*, которая гласит, что потеря напора при внезапном расширении русла равна скоростному напору, определенному по разности скоростей

$$h_{расш} = \frac{(\upsilon_1 - \upsilon_2)^2}{2g}$$

Выражение (1 - S_1/S_2)^2 обозначается греческой буквой ζ (дзета) и называется коэффициентом потерь, таким образом

$$h_{расш} = \zeta \frac{\upsilon_1^2}{2g}$$

2. Постепенное расширение русла. Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором (рис.4.10). Течение скорости в диффузоре сопровождается ее уменьшением и увеличением давления, а следовательно, преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления. В диффузоре, так же как и при внезапном расширении русла, происходит отрыв основного потока от стенки и вихреобразования. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α.

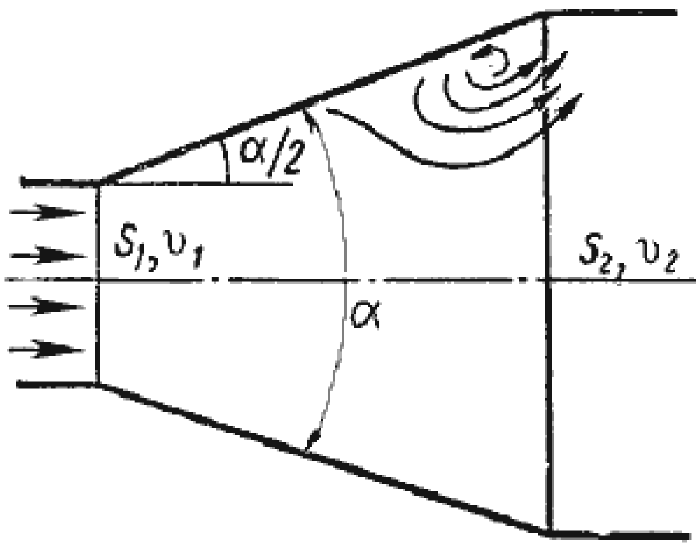


Рис. 4.10. Постепенное расширение трубы

Кроме того, в диффузоре имеются и обычные потери на терние, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения. Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых:

$$h_{диф} = h_{тр} + h_{расш}$$

где $h_{тр}$ и $h_{расш}$ - потери напора на трение и расширение (вихреобразование).

$$h_{тр} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)}\left(1 - \frac{1}{n^2}\right)\frac{\upsilon_1^2}{2g}$$

где n = $S_2/S_1 = (r_2/r_1)^2$ - степень расширения диффузора.
Потеря напора на расширение $h_{расш}$ имеет ту же самую природу, что и при внезапном расширении русла

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 k\frac{\upsilon_1^2}{2g}$$

где k - коэффициент смягчения, при α= 5…20°, $k = \sin\alpha$.

Учитывая это полную потерю напора можно переписать в виде:

$$h_{диф} = \left[\frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k\left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{\upsilon_1^2}{2g} = \zeta_{диф} \frac{\upsilon_1^2}{2g}$$

откуда коэффициент сопротивления диффузора можно выразить формулой

$$\zeta_{диф} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + \sin\,\alpha\left(1 - \frac{1}{n}\right)^2$$

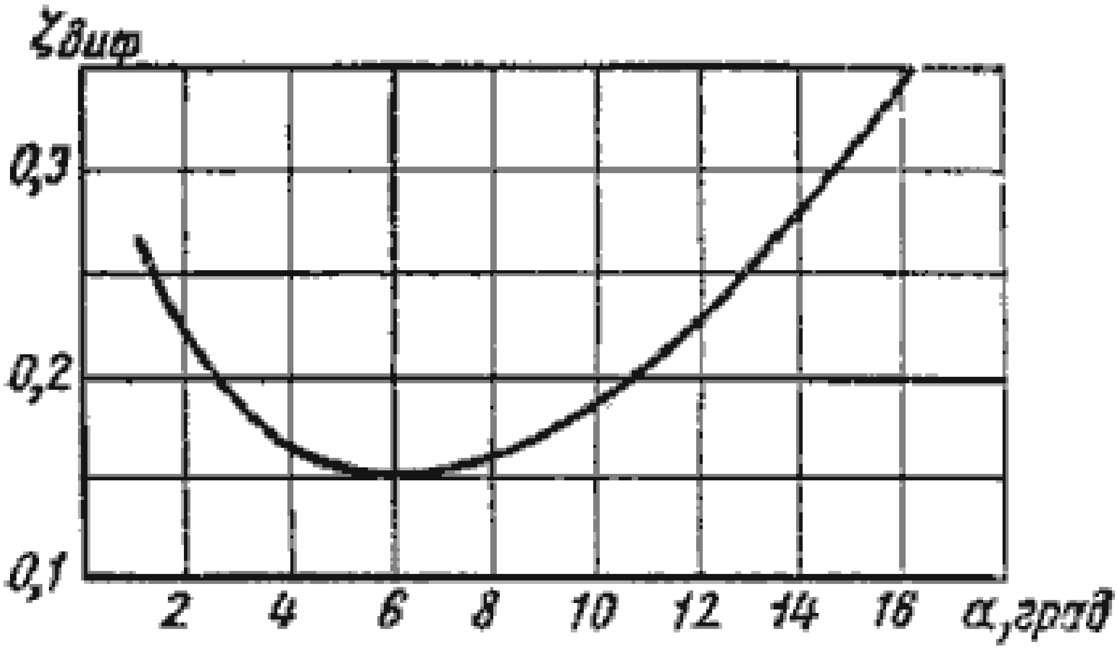


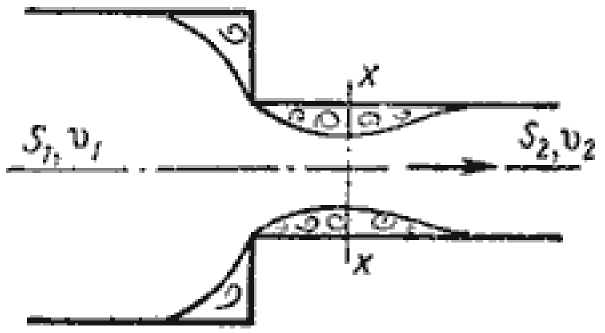
Рис. 4.11. Зависимость $\zeta_{диф}$ от угла

Функция $\zeta = f(\alpha)$ имеет минимум при некотором наивыгоднейшем оптимальном значении угла α, оптимальное значение которого определится следующим выражением:

$$\alpha_{опт} = \arcsin \sqrt{\frac{n+1}{n-1} \cdot \frac{\lambda_T}{4}}$$

При подстановке в эту формулу λ_T =0,015…0,025 и n = 2…4 получим $\alpha_{опт}$ = 6 (рис.4.11).

3. *Внезапное сужение русла*. В этом случае потеря напора обусловлена трением потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженой части потока (рис.4.12).



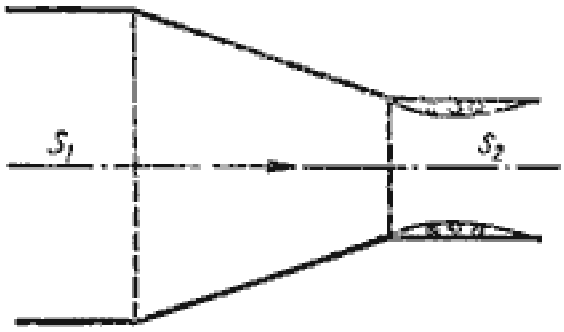


Рис. 4.12. Внезапное сужение трубы 4.13. Конфузор

Полная потеря напора определится по формуле ;

$$h_{суж} = \zeta_{суж} \frac{\upsilon_2^2}{2g}$$

где коэффициент сопротивления сужения определяется по полуэмпирической формуле И.Е. Идельчика:

$$\zeta_{суж} = 0,5\left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) = 0,5\left(1 - \frac{1}{n}\right)$$

в которой $n = S_1/S_2$ - степень сужения.

При выходе трубы из резервуара больших размеров, когда можно считать, что $S_2/S_1 = 0$, а также при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления $\zeta_{суж} = 0,5$.

4. *Постепенное сужение русла*. Данное местное сопротивление представляет собой коническую

сходящуюся трубу, которая называется *конфузором* (рис.4.13). Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. В конфузоре имеются лишь потери на трение

$$h_{конф} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin\left(\alpha/2\right)}\left(1 - \frac{1}{n^2}\right)\frac{\upsilon_2^2}{2g}$$

где коэффициент сопротивления конфузора определяется по формуле

$$\zeta_{конф} = \frac{\lambda_T}{8 \cdot \sin\left(\alpha/2\right)}\left(1 - \frac{1}{n^2}\right)$$

в которой $n = S_1/S_2$ - степень сужения.

Небольшое вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока возникает лишь на выходе из конфузора в месте соединения конической трубы с цилиндрической. Закруглением входного угла можно значительно уменьшить потерю напора при входе в трубу. Конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями называется *соплом* (рис.4.14).

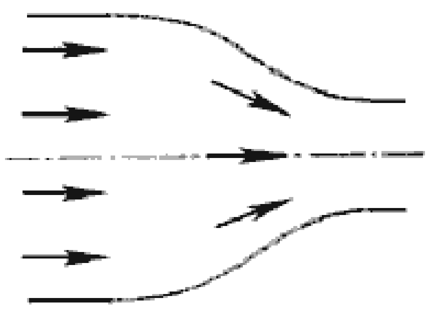


Рис. 4.14. Сопло

5. *Внезапный поворот трубы (колено).* Данный вид местного сопротивления (рис.4.15) вызывает значительные потери энергии, т.к. в нем происходят отрыв потока и вихреобразования, причем потери тем больше, чем больше угол δ. Потерю напора рассчитывают по формуле

$$h_{кол} = \zeta_{кол} \frac{\upsilon^2}{2g}$$

где $\zeta_{кол}$ - коэффициент сопротивления колена круглого сечения, который определяется по графику в зависимости от угла колена δ (рис.4.16).

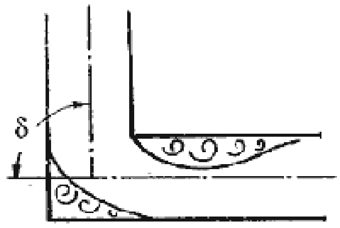


Рис. 4.15.

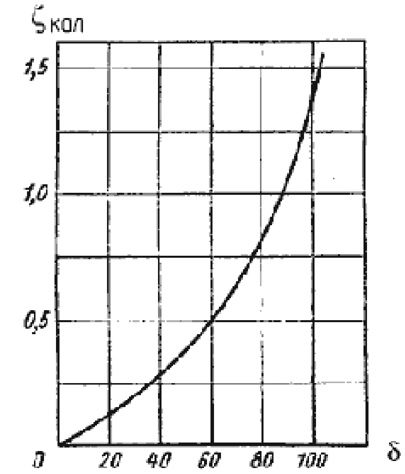


Рис. 4.16. Зависимости $\zeta_{кол}$ от угла δ

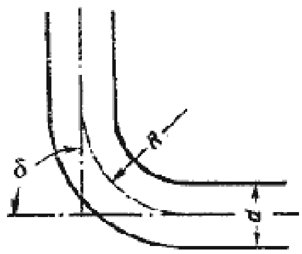


Рис. 4.17. Отвод

6. *Постепенный поворот трубы (закругленное колено или отвод).* Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, а следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с коленом. Это уменьшение тем больше, чем больше относительный радиус кривизны отвода R / d рис.4.17). Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{отв}$ зависит от отношения R / d, угла δ, а также формы поперечного сечения трубы.

Для отводов круглого сечения с углом δ= 90 и $R/d \geq 1$ при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой:

$$\zeta'_{отв} = 0{,}051 + \frac{0{,}19d}{R}$$

Для углов $\delta \leq 70°$ коэффициент сопротивления

$$\zeta_{отв} = 0{,}9\,\zeta'_{отв}\,\sin\delta$$

а при $\delta \geq 100°$

$$\zeta_{отв} = \left(0{,}7 + \frac{\delta}{90}\,0{,}35\right)\zeta'_{отв}$$

Потеря напора в колене определится как

$$h_{отв} = \zeta_{отв}\frac{\upsilon^2}{2g}$$

Все выше изложенное относится к турбулентному движению жидкости. При ламинарном движении местные сопротивления играют малую роль при определении общего сопротивления трубопровода. Кроме этого закон сопротивления при ламинарном режиме является более сложным и исследован в меньшей степени.