

Томский политехнический
университет
Институт природных ресурсов

УПРАВЛЕНИЕ НЕФТЕГАЗОВЫМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ

Презентация
учебного курса для
студентов
направления
21.04.01
«Нефтегазовое
дело» (магистры)

*КАФЕДРА
геологии и
разработки
нефтяных
месторождений*

Подготовил
проф. каф. ГРНМ
Зятиков
Павел
Николаевич

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Потери энергии (уменьшение гидравлического напора) можно наблюдать в движущейся жидкости не только на сравнительно длинных участках, но и на коротких.

Режимы движения жидкости

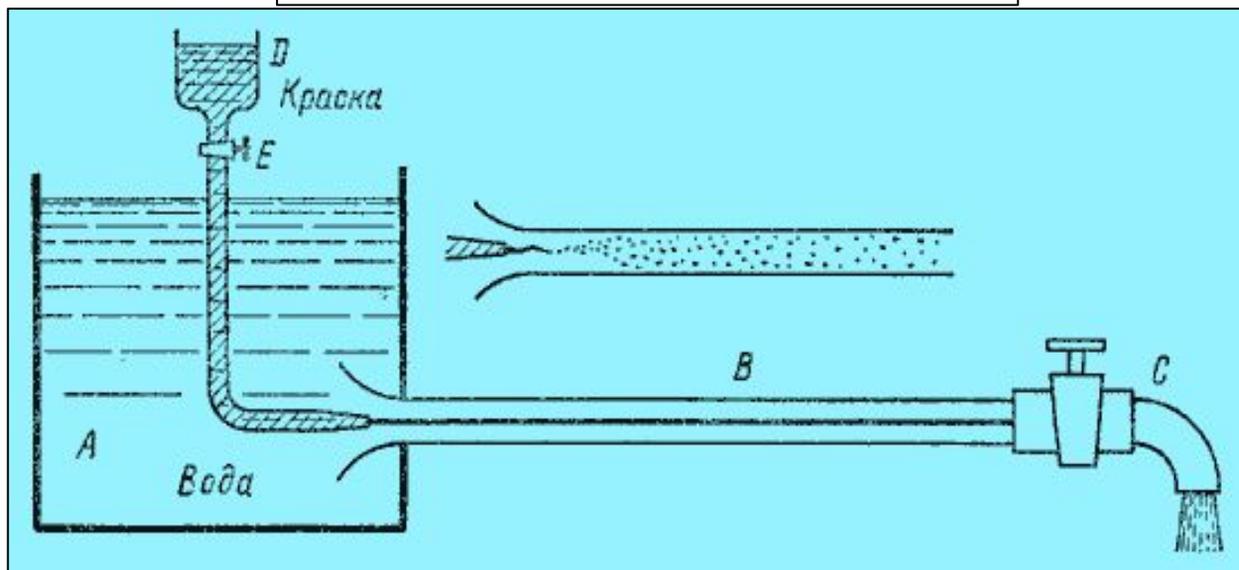


Рис. 4.1. Схема установки Рейнольдса

Итак, **ламинарным** называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется **критической** $v_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы.

$$U_{\text{кр}} = \frac{\nu}{d} \cdot k$$

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k , одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется критическим *числом Рейнольдса* $Re_{\text{кр}}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{\text{кр}} = \frac{U_{\text{кр}} d}{\nu}$$

Физический смысл Re есть отношение сил инерции к силам вязкости.

Кавитация

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых трубах происходит явление, связанное с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. превращение ее в газ с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

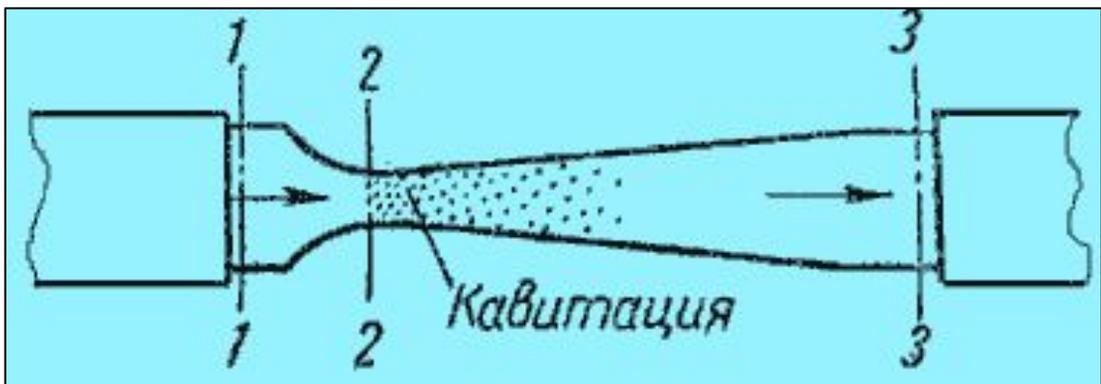
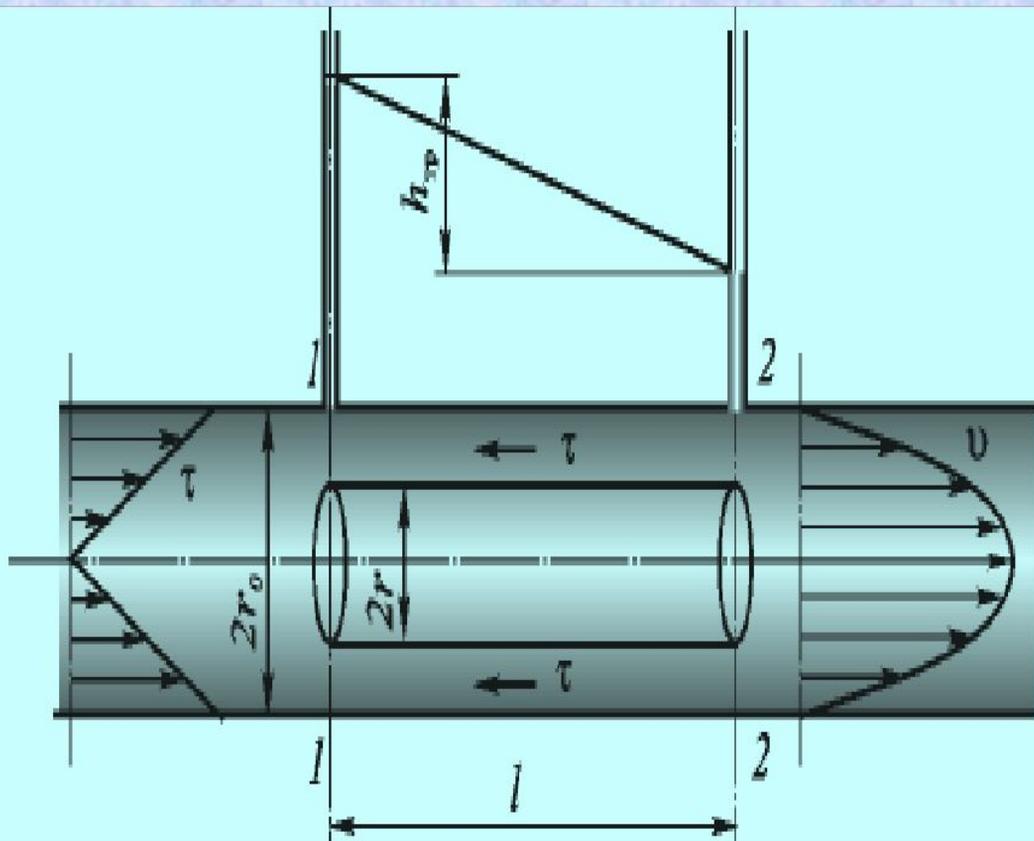


Рис. 4.2. Схема трубки для демонстрации кавитации



Если абсолютное давление при этом достигает значения равного давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре или значения равного давлению, при котором начинается выделение из нее растворимых газов, то в данном месте потока наблюдается интенсивное парообразование (кипение) и выделение газов. Такое явление называется *кавитацией*.

Таким образом, *кавитация* - это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке.

Потери напора при ламинарном течении жидкости

Распределения скоростей по поперечному сечению потока представляет собой параболоид вращения, а сечение параболоида осевой плоскостью - квадратичную параболу (рис.4.3).

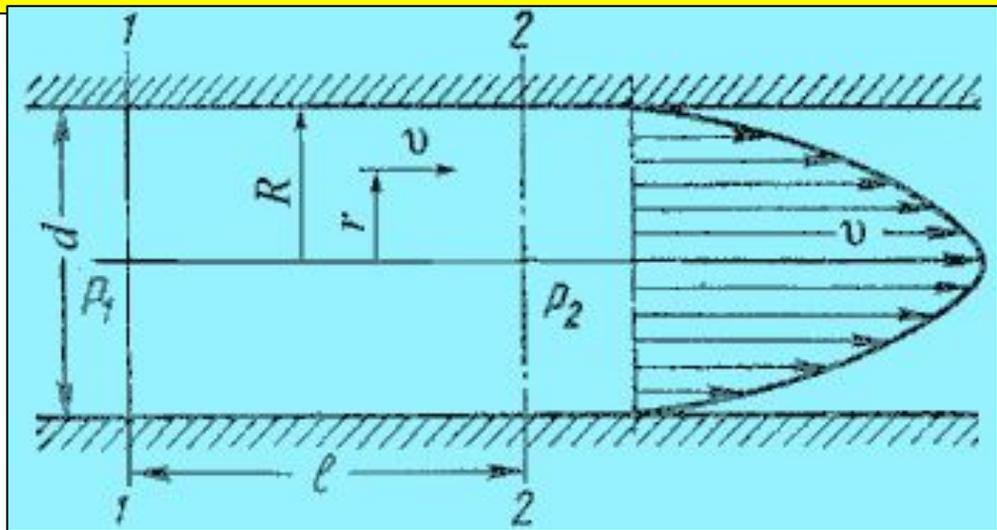


Рис. 4.3. Схема для рассмотрения ламинарного потока

Уравнение, связывающее переменные v и r , имеет следующий вид:

$$v = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - r^2)$$

У стенки трубы величина $r = R$, значит скорость $v = 0$, а при $r = 0$ (на оси потока) скорость будет максимальной

$$v_{\max} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - 0^2) = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

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

$$h = v_{\max} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

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

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

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

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

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{32\nu\rho l}{\rho g d^2} v_{\text{ср}}$$

$$\gamma = \rho g$$

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

$$h_{\text{пот}} = \frac{32\nu l}{g d^2} v_{\text{ср}}$$

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Вейсбаха-Дарси

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

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

Потери напора при турбулентном течении жидкости

Как было указано ранее, для турбулентного течения характерно перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений. Если с помощью особо чувствительного прибора-самописца измерять пульсации, например, скорости по времени в фиксированной точке потока, то получим картину, подобную показанной на рис.4.4. Скорость беспорядочно колеблется около некоторого осредненного по времени значения $v_{оср}$, которое в данном случае остается постоянным.

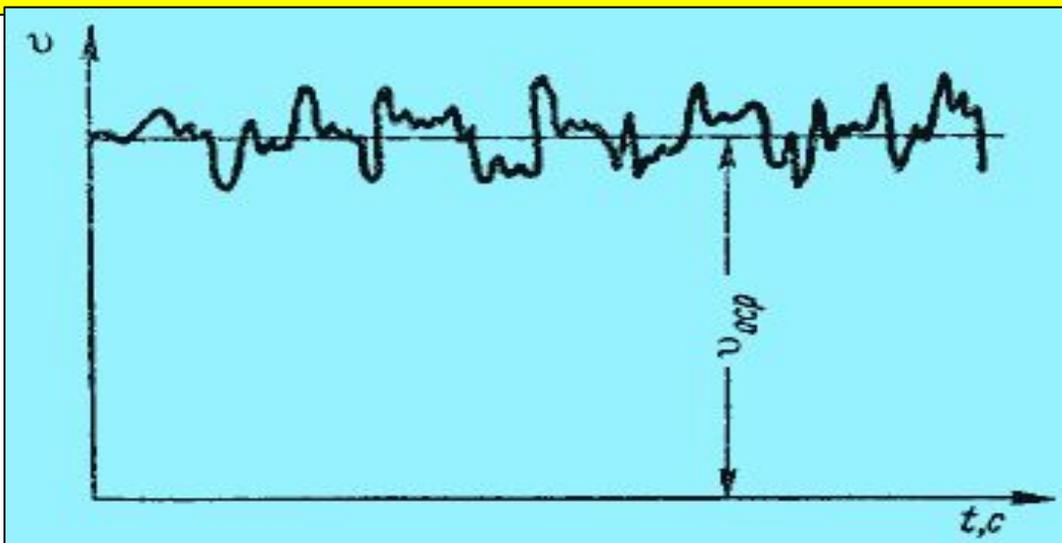


Рис. 4.4. Пульсация скорости в турбулентном потоке

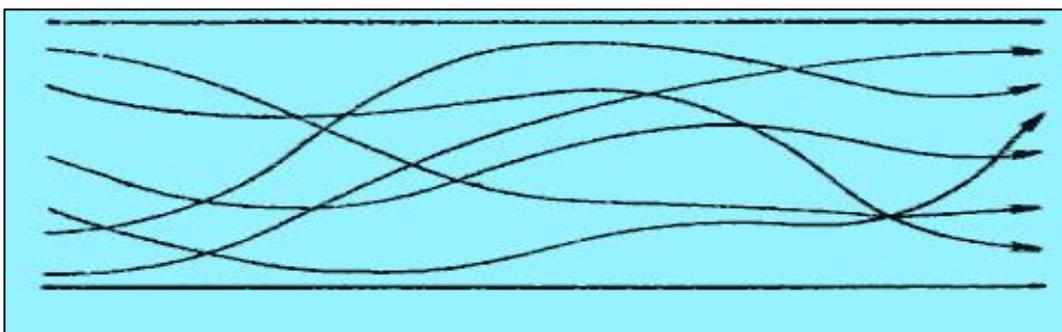


Рис. 4.5. Характер линий тока в турбулентном потоке

При турбулентном режиме движения жидкости в трубах эпюра распределения скоростей имеет вид, показанный на рис. 4.6

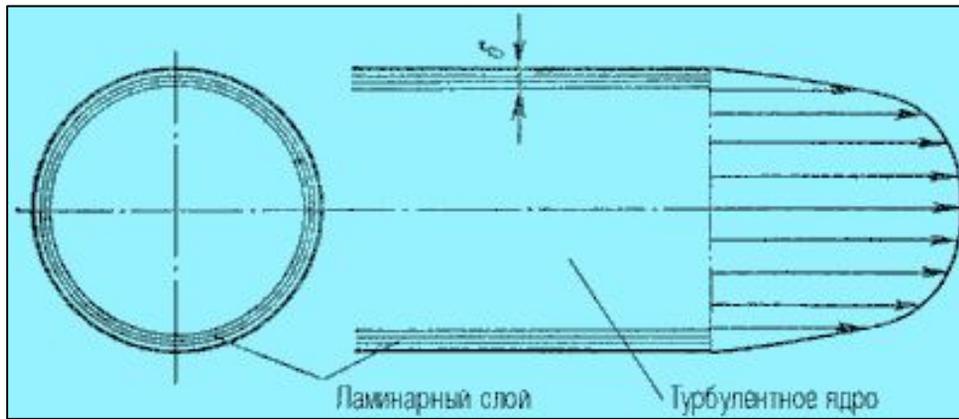


Рис. 4.6. Модель турбулентного режима движения жидкости

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:

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

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).

Впервые наиболее исчерпывающей работы по определению были даны И.И. Никурадзе, который на основе опытных данных построил график зависимости $lg(1000\lambda)$ от $lg Re$ для ряда значений Δ/r_0 .

Результаты этих исследований представлены на рис. 4.7, где построены кривые зависимости $lg(1000\lambda)$ от $lg Re$ для ряда значений Δ/r_0 .

Прямая I соответствует ламинарному режиму движения жидкости

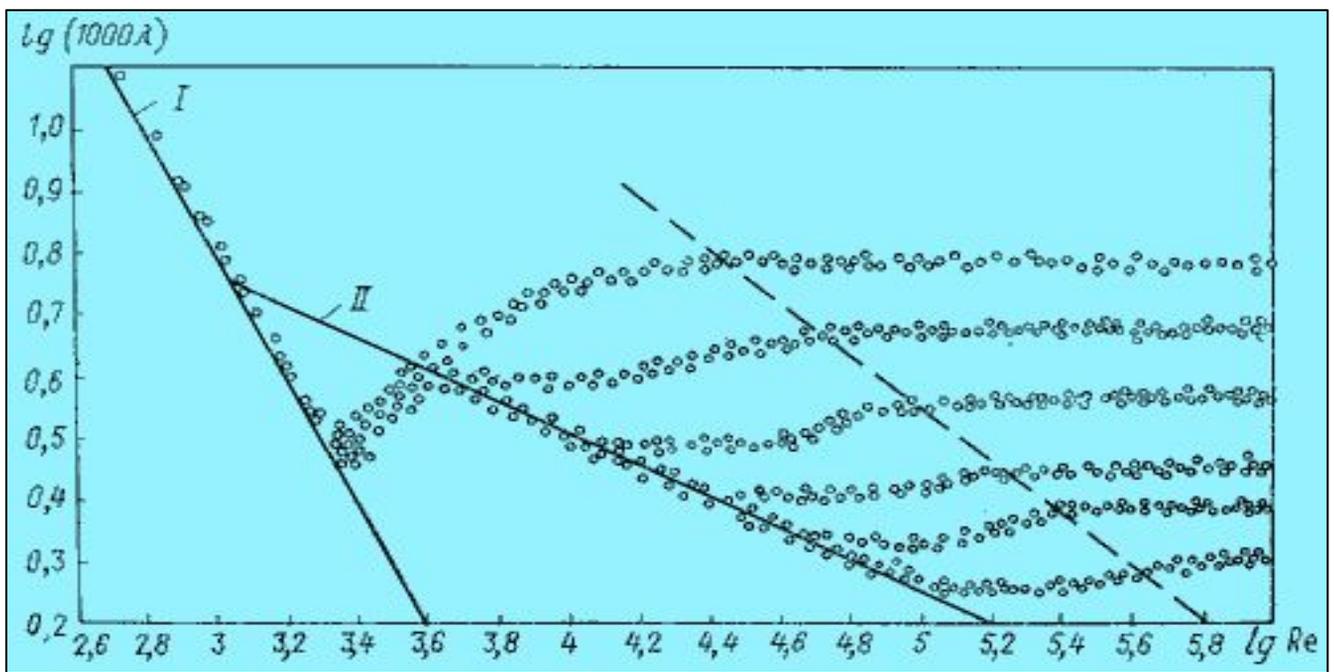


Рис. 4.7. График Никурадзе

Первая область - область малых Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от шероховатости, а определяется лишь числом Re (отмечена на рис.4.7 прямой II). Это область гидравлически гладких труб. Если число Рейнольдса лежит в диапазоне $4000 < Re < 10(d / \Delta_3)$ коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_{\Gamma} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Для определения существует также эмпирическая формула П.К. Конакова, которая применима для гидравлически гладких труб

$$\lambda_{\Gamma} = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$$

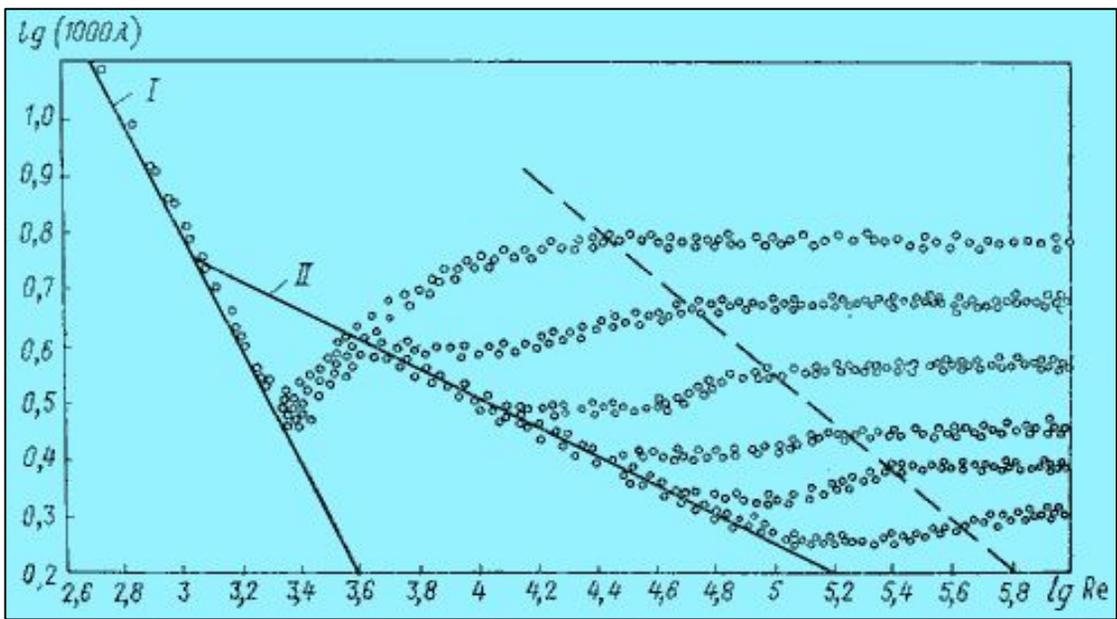


Рис. 4.7. График Никурадзе

$$\lambda_{\Gamma} = 0,11 \left(\frac{\Delta_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,23}$$

универсальная формула А.Д. Альтшуля:

где $\Delta_{\text{э}} = \Delta/r_0$ - эквивалентная абсолютная шероховатость

| | |
|---|------------|
| 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 |
| Чугунные трубы | 0,2...1,0 |

Третья область - область больших Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от числа Re , а определяется лишь относительной шероховатостью (область расположена справа от пунктирной линии). Это область шероховатых труб, в которой все линии с различными шероховатостями параллельны между собой. Эту область называют областью автомодельности или режимом квадратичного сопротивления, т.к. здесь гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости.

Определение λ для этой области производят по упрощенной формуле Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_z}{d} \right)^{0,25}$$

или по формуле Прандтля - Никурадзе:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_z}{3,71d} \right)$$

Таблица для определения коэффициента гидравлического трения

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

Местные гидравлические сопротивления

1. Внезапное расширение трубы. 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

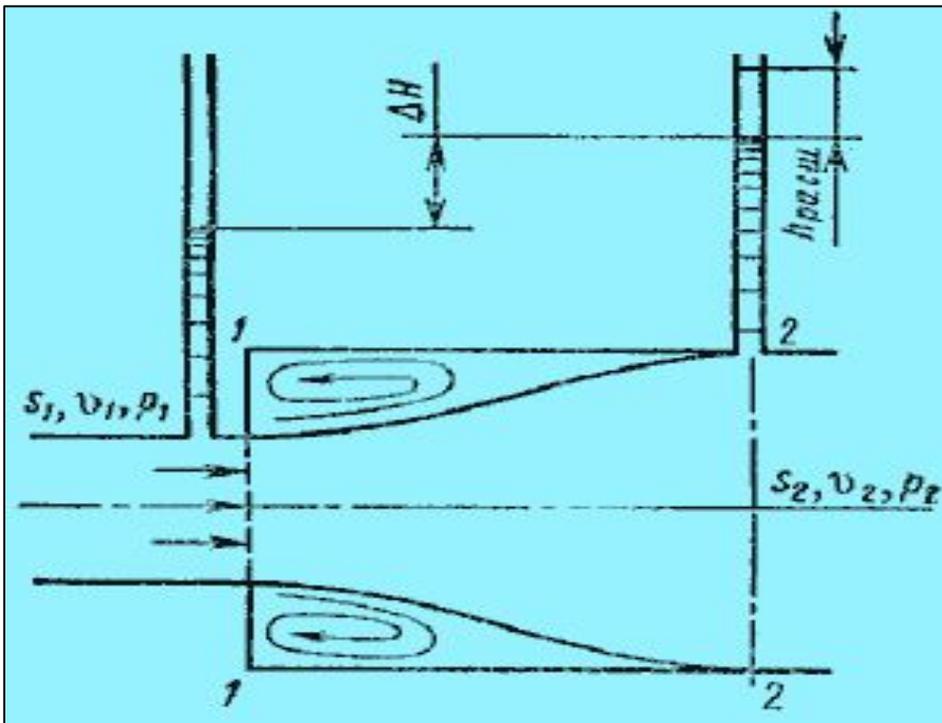


Рис. 4.9. Внезапное расширение трубы

Эта высота и есть местная потеря напора на расширение, которая определяется по формуле:

$$h_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

Это выражение является следствием *теоремы Борда*

$$h_{расш} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

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

$$h_{\text{расш}} = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$$

Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором (рис.4.10).

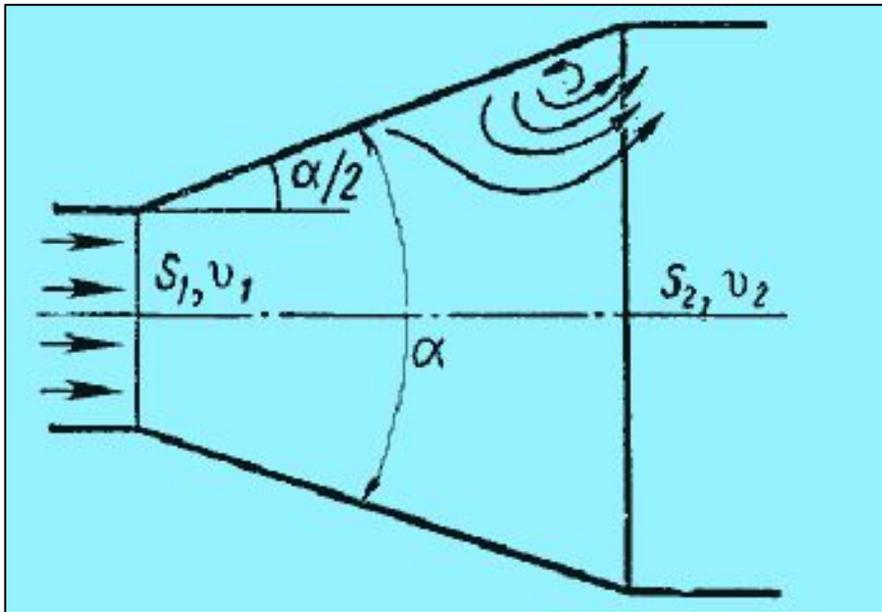


Рис. 4.10. Постепенное расширение трубы

Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых:

$$h_{\text{диф}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{расш}}$$

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\Gamma}}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_1^2}{2g}$$

$$h_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \zeta \frac{v_1^2}{2g}$$

Учитывая это полную потерю напора можно переписать в виде:

$$h_{\text{диф}} = \left[\frac{\lambda_{\Gamma}}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_{\text{диф}} \frac{v_1^2}{2g}$$

откуда коэффициент сопротивления диффузора можно выразить формулой

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

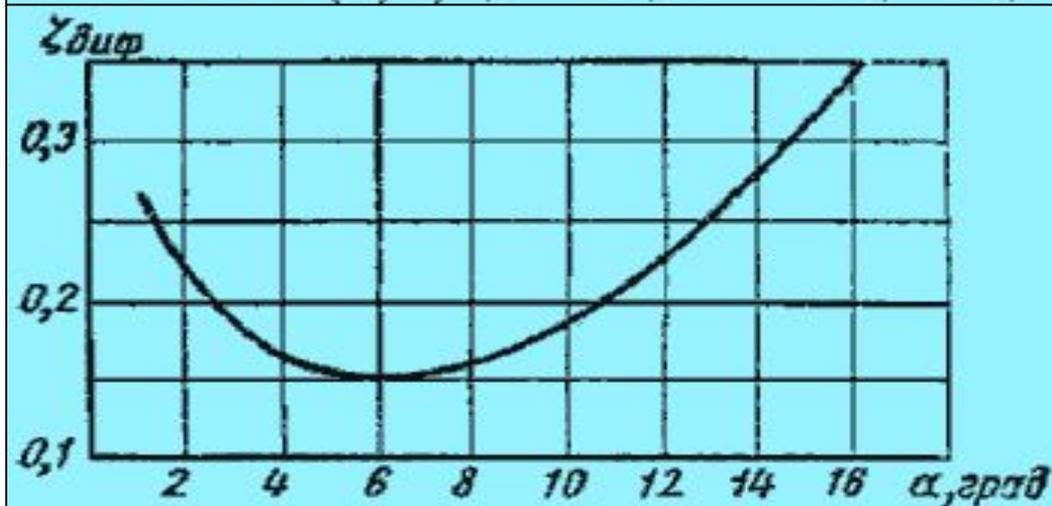


Рис. 4.11. Зависимость $\zeta_{\text{диф}}$ от угла

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

Внезапное сужение

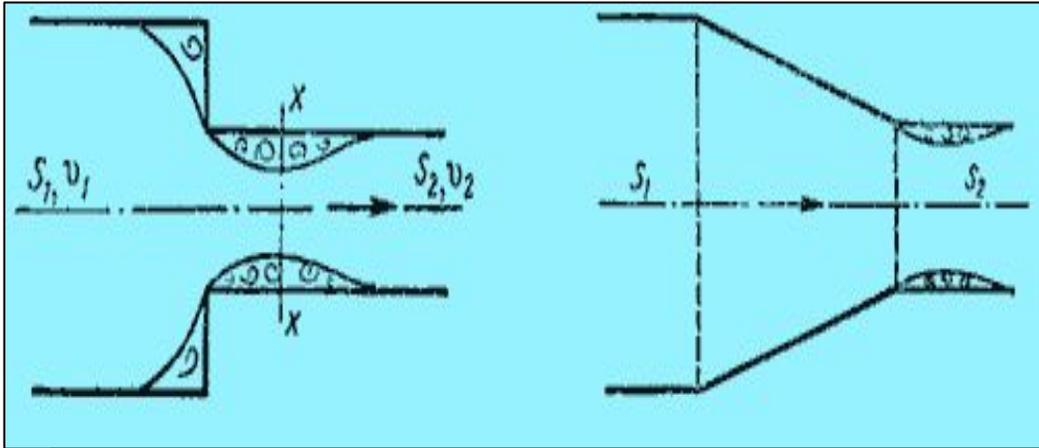


Рис. 4.12. Внезапное сужение

4.13. Конфузор

трубы

Полная потеря напора определится по формуле

$$h_{\text{суж}} = \zeta_{\text{суж}} \frac{v_2^2}{2g}$$

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

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

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

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

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

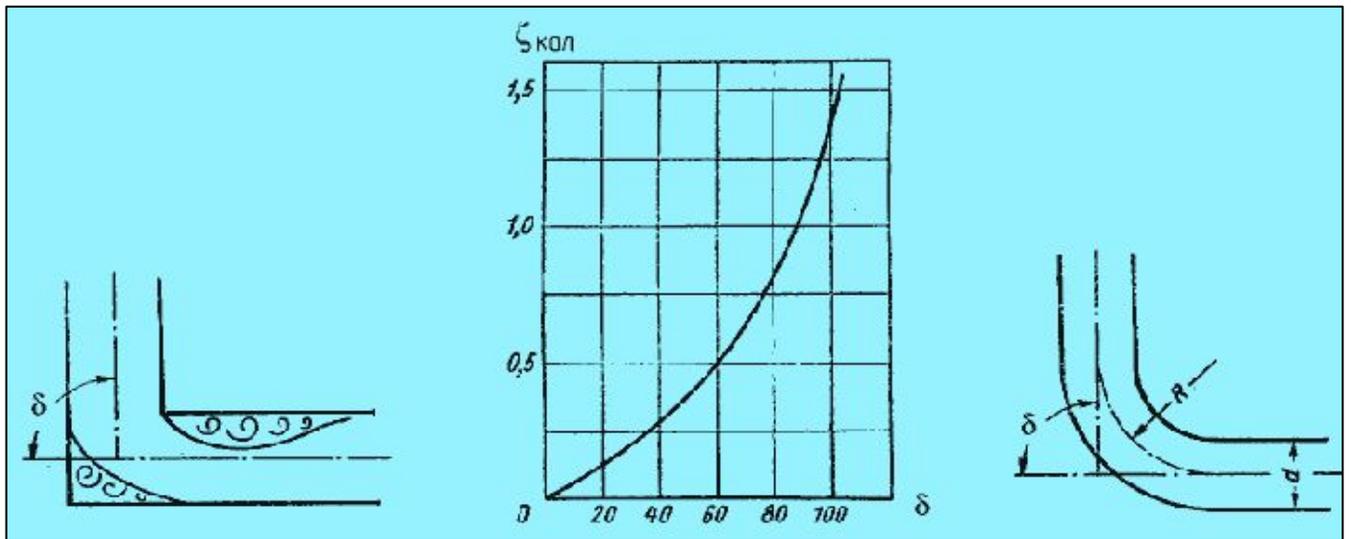


Рис. 4.15. Рис. 4.16. Зависимости $\zeta_{\text{кол}}$ от угла δ Рис. 4.17. Отвод

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

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

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

Потеря напора в колене определится как

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