

Лекция 12 «Гидравлические сопротивления в трубопроводах»

Цель: Охарактеризуйте основные группы потери удельной энергии при движении жидкости. Дайте определение коэффициенту трения и шероховатости труб. Приведите основные расчётные уравнения.

Краткий конспект лекции: Классификация гидравлических сопротивлений. Расчет гидравлического сопротивления при движении реальных жидкостей по трубопроводам является одним из основных прикладных вопросов гидродинамики.

Важность определения потери напора $h_{\text{п}}$ (или потери давления $\Delta p_{\text{п}}$) связана с необходимостью расчета затрат энергии, требуемых для компенсации этих потерь и перемещения жидкостей, например, с помощью насосов, компрессоров и т.д. Напомним, что без знания величины $h_{\text{п}}$ (или $\Delta p_{\text{п}}$) невозможно применение уравнения Бернулли для реальной жидкости (уравнение (1)).

$$z_1 + \frac{p_1}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{2g} + \frac{w_2^2}{2g} + h_{\text{п}} \quad (1)$$

При движении жидкости затрачивается энергия, которая рассеивается, превращаясь, в конечном счете, в тепло. Эта удельная энергия представляет собой гидравлические потери, которые являются результатом наличия вязкости жидкости.

Потери напора в трубопроводе в общем случае обуславливаются сопротивлением трения и местными сопротивлениями.

Потери удельной энергии при движении жидкости делятся на две группы:

- потери на преодоление сил трения, которые называют потерями напора по длине или потерями на гидравлическое трение. Они определяются работой сил трения внутри жидкости и сил трения жидкости о твердые поверхности, пропорциональные длине пути, пройденного жидкостью; *сопротивление трения*, называемое также *сопротивлением по длине*, существует при движении реальной жидкости по всей длине трубопровода. На него оказывает влияние режим течения жидкости (ламинарный, турбулентный, степень развития турбулентности). Так, турбулентный поток, как отмечалось, характеризуется не только обычной, но и турбулентной вязкостью, которая зависит от гидродинамических условий и вызывает дополнительные потери энергии при движении жидкости;

- местные потери напора – потери в местных гидравлических сопротивлениях. Эти потери определяются затратами удельной энергии на преодоление местных гидравлических сопротивлений, вызванных изменением формы потока и размеров живого сечения. Этот вид потерь возникает в местах деформации потока (рис. 1), величина их гораздо больше, чем потери на гидравлическое трение на той же длине. *Местные сопротивления* возникают при любых изменениях значения скорости потока или ее направления. К их числу относятся вход потока в трубу и выход из нее жидкости, внезапные сужения и расширения труб, отводы, колена, тройники, запорные и регулирующие устройства (краны, вентили, задвижки) и др. [1-4].

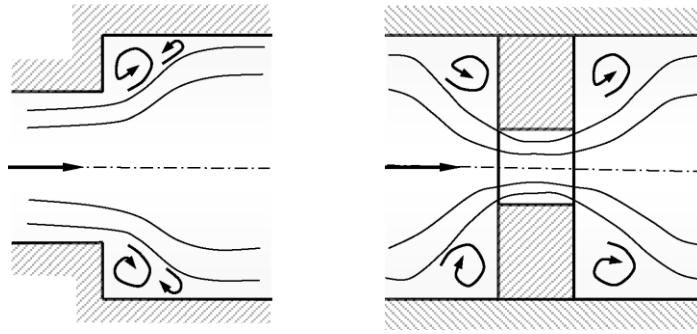


Рис. 1. Примеры местных потерь напора

Таким образом, потерянный напор является суммой двух слагаемых:

$$h_{\Pi} = h_{\text{тр}} + h_{\text{м.с.}} \quad (2)$$

где $h_{\text{тр}}$ и $h_{\text{м.с.}}$ – потери напора вследствие трения и местных сопротивлений соответственно.

В случае ламинарного движения по прямой трубе потеря напора на трение (т.е. его потеря по длине) $h_{\text{тр}}$ может быть определена теоретически на основании уравнения Пуазейля (3).

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l} \quad (3)$$

Действительно, согласно уравнению Бернулли, для горизонтального трубопровода ($z_1 = z_2$) постоянного сечения ($w_1 = w_2$) напор, теряемый на трение

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} = h_{\text{тр}}$$

При подстановке $\Delta p = \rho g h_{\text{тр}}$ в уравнение (3) и замене объемного расхода Q произведением средней скорости потока w на площадь поперечного сечения трубы $\pi d^2/4$ получим

$$w \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^4 \rho g h_{\text{тр}}}{128 \mu l}$$

где l и d — длина и диаметр трубы; μ и ρ – вязкость и плотность жидкости.

Отсюда, после сокращений, находим потерянный напор:

$$h_{\text{тр}} = \frac{32 w \mu l}{\rho g d^2}$$

Умножая числитель и знаменатель правой части на $2w$ и группируя величины, окончательно получим

$$h_{\text{тр}} = \frac{64 \mu}{w d \rho} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g}$$

Таким образом, при ламинарном движении по прямой круглой трубе,

$$h_{\text{тр}} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (4)$$

т.е. потерянный на трение напор выражается, через скоростной напор $h_{\text{ск}} = w^2/2g$.

Величину, показывающую, во сколько раз напор, потерянный на трение, отличается от скоростного напора, называют *коэффициентом потерь энергии по длине*, или *коэффициентом сопротивления по длине*, или *коэффициентом сопротивления трения*, и обозначают символом $\xi_{\text{тр}}$, а отношение $64/Re$, входящее в эту величину, - *коэффициентом гидравлического трения*, или просто *коэффициентом трения* и обозначают через λ . Поэтому

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5)$$

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \quad (6)$$

Следовательно, уравнение (4) может быть представлено в виде

$$h_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{w^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (7)$$

или для потери давления $\Delta p_{\text{тр}}$ (с учетом того, что $\Delta p_{\text{тр}} = \rho g h_{\text{тр}}$)

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (7a)$$

Уравнение (7) при $\lambda = 64/Re$ хорошо согласуется с опытными данными для установившегося ламинарного движения ($Re < 2320$). В этих условиях коэффициент трения практически не зависит от шероховатости стенок трубопровода.

Для каналов некруглого сечения в уравнение (7) вместо диаметра d подставляют эквивалентный диаметр $d_{\text{э}}$, причем

$$\lambda = \frac{B}{Re} \quad (5a)$$

где B – коэффициент, значение которого зависит от формы поперечного сечения (для квадратного сечения $B = 57$, для кольцевого сечения $B = 96$ и т.д.)

Уравнение того же вида, что и уравнение (7), может быть использовано для определения потерь напора на трение также при турбулентном движении жидкости. Однако выражение для коэффициента трения в данном случае не может быть выведено теоретически из-за сложности структуры турбулентного потока и невозможности решения для него уравнений Навье-Стокса. Поэтому расчетные уравнения для определения λ при турбулентном движении получают обобщением результатов экспериментов методом теории подобия.

Представим обобщенное уравнение $Eu = f\left(Re, \frac{l}{d_3}\right)$ в степенной форме:

$$Eu = ARe^m \left(\frac{l}{d}\right)^q$$

В результате обобщения опытных данных, полученных при движении жидкостей в трубопроводах с гладкими стенками в пределах $Re = 4000-100\ 000$, найдены следующие числовые значения коэффициента A и показателей степеней: $A = 0,158$; $m = -0,25$; $q = 1$.

Следовательно, расчетное уравнение принимает вид

$$Eu = 0,158Re^{-0,25} \left(\frac{l}{d}\right)$$

При подстановке в это уравнение выражения $Eu = \Delta p / \rho w^2$ (с учетом того, что $\Delta p = \rho g h_{\text{тр}}$) получим

$$\frac{\rho g h_{\text{тр}}}{\rho w^2} = 0,158Re^{-0,25} \left(\frac{l}{d}\right)$$

или после элементарных преобразований

$$h_{\text{тр}} = 0,316Re^{-0,25} \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (8)$$

Сопоставление уравнения (8) с уравнением (7) показывает, что при турбулентном движении в гладких трубах ($Re = 4 \cdot 10^3 - 10^5$) коэффициент трения выражается обобщенной зависимостью

$$\lambda = 0,316Re^{-0,25} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (9)$$

Таким образом, если при ламинарном движении потеря напора на трение пропорциональна скорости жидкости в первой степени [см. уравнение (4)], то при турбулентном движении эта потеря напора в большей мере зависит от скорости — потерянный напор пропорционален $w^{1,75}$.

При турбулентном потоке коэффициент трения в общем случае зависит не только от характера движения жидкости (значения Re), но и от шероховатости стенок труб. Из рис. 2 видно, что при турбулентном режиме значения λ для негладких труб выше, чем следует из уравнения (9). На рисунке показано, что в небольшой области вблизи критического значения Re режим движения является неустойчивым и величину λ надежно определить нельзя.

Шероховатость труб может быть количественно оценена некоторой усредненной величиной *абсолютной шероховатости* Δ , представляющей собой среднюю высоту выступов шероховатости на внутренней поверхности труб. По опытным данным, для новых стальных труб $\Delta \approx 0,06-0,1$ мм; для бывших в эксплуатации, но не сильно подвергнутых действию коррозии стальных труб $\Delta \approx 0,1-0,2$ мм; для старых загрязненных стальных и чугунных труб $\Delta \approx 0,5-2$ мм и т.д.

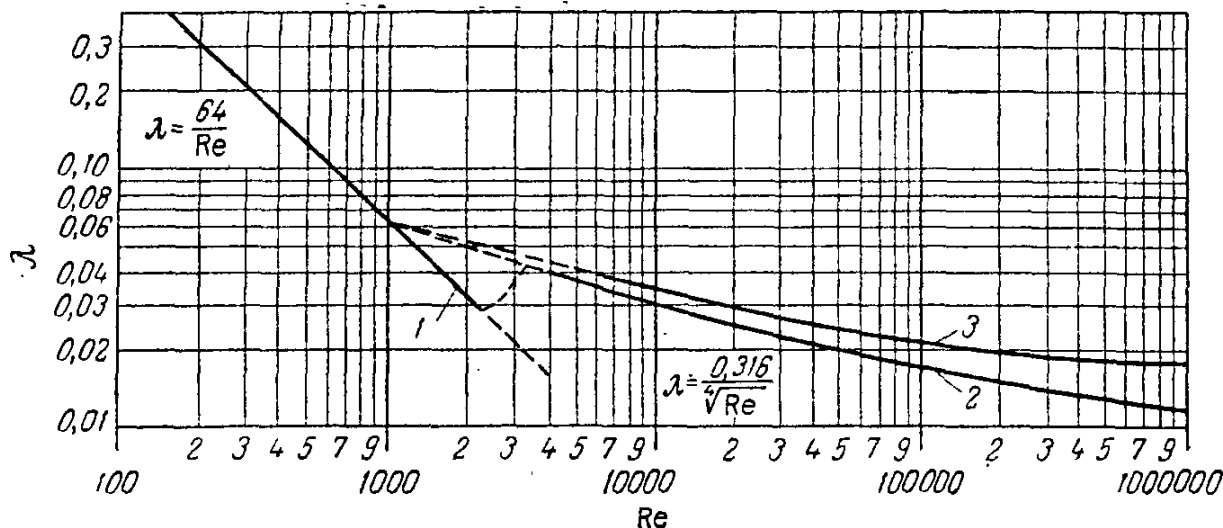


Рис. 2. Зависимость λ от критерия Re :

1 – гладкие и шероховатые трубы; 2 – гладкие трубы (медь, латунь, свинец, стекло);
3 – шероховатые трубы (сталь, чугун)

Влияние шероховатости на величину λ определяется соотношением между средней высотой выступов шероховатости Δ и толщиной вязкого подслоя δ , движение жидкости в котором можно считать практически ламинарным. В некоторой начальной области турбулентного движения, когда толщина вязкого подслоя больше высоты выступов шероховатости ($\delta > \Delta$), жидкость плавно обтекает эти выступы и влиянием шероховатости на величину λ можно пренебречь. В указанной области турбулентного движения трубы можно рассматривать как *гидравлически гладкие* и вычислять λ по уравнению (9).

При возрастании Re величина δ уменьшается. Когда она становится сравнимой с абсолютной шероховатостью ($\delta \approx \Delta$) и меньше ее ($\delta < \Delta$), вязкий подслей уже не покрывает выступов шероховатости. В таких условиях коэффициент трения все больше начинает зависеть от шероховатости. При этом величина λ , а следовательно, и потеря напора на трение возрастают под действием сил инерции, возникающих вследствие дополнительного вихреобразования вокруг выступов шероховатости.

Таким образом, с увеличением критерия Рейнольдса зона *гладкого трения*, в которой λ , зависит лишь от Re , переходит сначала в зону *смешанного трения*, когда на величину λ , влияют и Re и шероховатость, а затем в *автомодельную* (по отношению к Re) зону, когда величина λ практически перестает зависеть от критерия Рейнольдса и определяется лишь шероховатостью стенок труб (рис. 3).

Автомодельную область называют также областью *квадратичного закона сопротивления*, так как, согласно уравнению (7), при отсутствии влияния Re (т.е. скорости) на величину λ , сопротивление трения становится пропорциональным квадрату скорости.

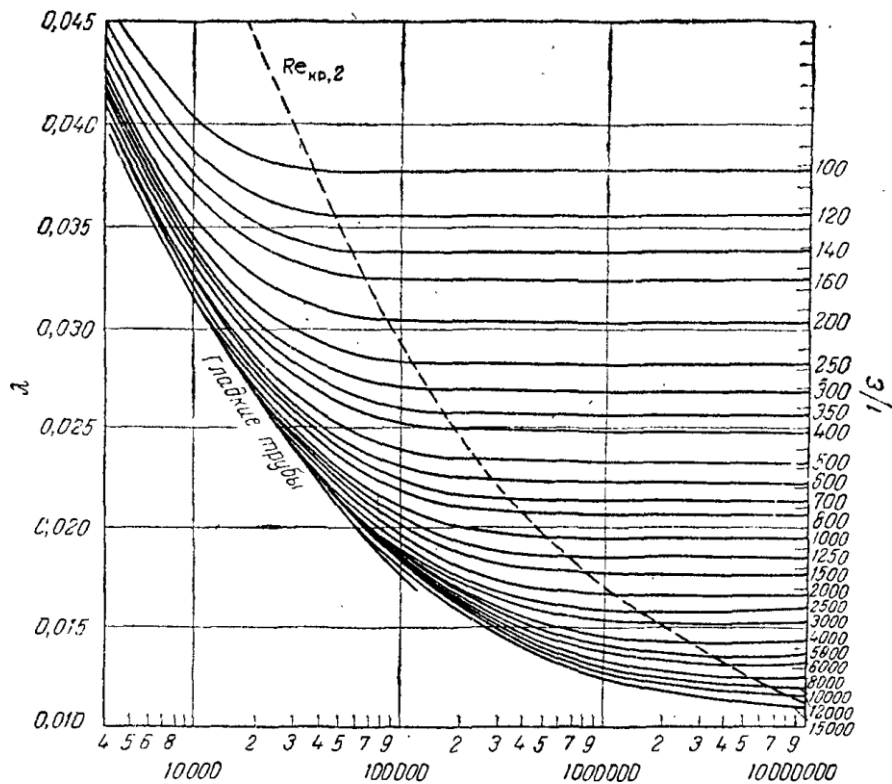


Рис. 3. Зависимость λ от критерия Re при различных относительных шероховатостях

Критические значения $Re_{кр,1}$, при которых шероховатость начинает влиять на коэффициент трения, а также критические значения $Re_{кр,2}$, при которых λ становится функцией только шероховатости трубы (см. пунктир на рис. 3), зависят от *относительной шероховатости* ε , выражаемой отношением абсолютной шероховатости Δ к диаметру d трубы:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d} \quad (10)$$

Значения $Re_{кр,1}$ и $Re_{кр,2}$ ориентировочно определяют по уравнениям

$$Re_{кр,1} \approx \frac{23}{\varepsilon} \quad (11)$$

$$Re_{кр,2} \approx 220\varepsilon^{-9/8} \quad (11a)$$

При расчете коэффициента трения для всех областей (зон) турбулентного движения применимо общее уравнение

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (12)$$

Для области гладкого трения расчет λ производят по уравнению (9) или по уравнению (12), из которого исключено первое слагаемое в квадратных скобках. Этот член отражает влияние шероховатости и является для данной зоны пренебрежимо малой величиной. Соответственно

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} = 1,8 \lg Re - 1,5 \quad (13)$$

Для автомодельной области, когда λ перестает зависеть от Re , в уравнении (12) можно пренебречь вторым слагаемым в квадратных скобках, и оно принимает вид

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{3,7}{\varepsilon} \quad (14)$$

Предложен также ряд других уравнений для расчета λ , полученных обобщением опытных данных.

В случае движения газов по трубопроводам большой протяженности при расчете необходимо учитывать изменения плотности газа из-за уменьшения давления (в результате потери напора) по длине трубы. Если движение газа при этом сопровождается значительным изменением температуры по длине трубопровода, то нужно учитывать изменение плотности газа и вследствие изменения температуры.

Приведенные расчетные уравнения получены для изотермических условий течения жидкости. При нагревании или охлаждении движущейся жидкости через стенки трубы в результате изменения температуры меняется и вязкость жидкости по сечению трубы. Это вызывает некоторое изменение профиля скоростей по данному сечению и, соответственно, изменение величины λ . Особенно существенно влияние теплообмена на величину λ при ламинарном режиме течения, когда поперечное перемешивание жидкости отсутствует и градиент температуры по поперечному сечению трубы в основной массе жидкости значительно выше, чем в турбулентном потоке.

Поэтому, если средняя температура потока значительно отличается от температуры стенки трубы, во все рассмотренные выше уравнения для расчета λ [исключая уравнение (14) для автомодельной области, где λ не зависит от Re] следует вводить поправочные множители, которые находят по специальным формулам, приводимым в справочной литературе.

Вопросы для самоконтроля:

1. Охарактеризуйте основные группы потери удельной энергии при движении жидкости.
2. Дайте определение коэффициенту трения и шероховатости труб.
3. Приведите основные расчётные уравнения.

Литература

1. Лекции по курсу «Основные процессы и аппараты химической технологии»: учебно-методическое пособие / составители: Ж.Т. Ешова, Д.Н. Акбаева. – Алматы: Қазақ университеті, 2017. – 392 с.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973. – 752 с.
3. Романков П.Г., Фролов В.Ф., Флисюк О.М. Методы расчёта процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи). – Санкт-Петербург: ХИМИЗДАТ, 2009. – 544 с.
4. Вайсман Н.М. Механика жидкости и газа. Гидравлика: учеб. пособие / Н.М. Вайсман, В.А. Голиков, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 222 с.