

ЛЕКЦИЯ 5

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В ТРУБОПРОВОДАХ ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ НА ТРЕНИЕ И МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

При расчетах потерь в трубопроводах, в которых течет реальная жидкость, обладающая вязкостью, необходимо учитывать гидравлические потери, т.е. необратимо теряемую часть энергии. Расчет гидравлических потерь в трубопроводах является одной из основных задач гидродинамики и называется внутренней задачей гидродинамики, связанной с анализом движения внутри труб и каналов.

Гидравлические потери при движении реальной жидкости обусловлены, во-первых, проявлением сил вязкости в жидкости, т.е. потерями на трение, во-вторых, присутствием на трубопроводе различной регулирующей и измерительной арматуры - так называемыми местными сопротивлениями - участками гидравлической сети, на которых происходит изменение скорости потока по величине и/или по направлению.

В инженерных расчетах течения вязкой жидкости в каналах используют уравнение, структурно подобное уравнению Бернулли, но с учетом вышеупомянутых гидравлических потерь.

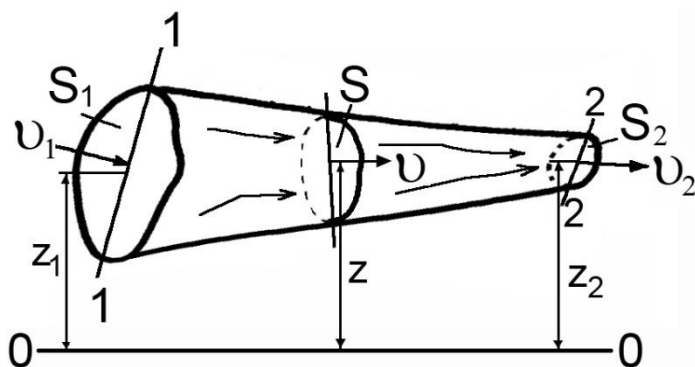


Рис.5.1. К определению гидравлического сопротивления

Приведем уравнение Бернулли (3.7) для различных сечений одного и того же потока:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2 = \dots = \frac{v_i^2}{2g} + \frac{P_i}{\rho g} + z_i$$

Для описания течения вязкой жидкости в это уравнение вводится величина $h_{пот}$, представляющая собой потерю энергии при движении от сечения 1 до сечения 2:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{nom} \text{ [м. ст. жидкости]} \quad (5.1)$$

$$\text{Или } z_1 \rho g + P_1 + \frac{v_1^2 \rho}{2} = z_2 \rho g + P_2 + \frac{v_2^2 \rho}{2} + \Delta P_{nom} \text{ [Па]} \quad (5.2)$$

Гидравлические потери рассчитываются как потерянный напор h_{nom} или потери давления ΔP_{nom} и складываются из потерь на трение и местные сопротивления:

$$h_{nom} = h_{тр} + h_{мс} \quad (5.3)$$

$$\Delta P_{nom} = \Delta P_{тр} + \Delta P_{мс} \quad (5.4)$$

$$\Delta P_{nom} = \rho g h_{nom} \quad (5.5)$$

Уравнения (5.1) – (5.5) используются в инженерных расчетах для определения:

1. Необходимого напора жидкости;
2. Скорости и расхода жидкости.

Расчет потерь на трение при ламинарном режиме

Расход вязкой несжимаемой жидкости при ламинарном течении в прямой круглой трубе определяется уравнением Пуазейля:

$$\dot{V} = \frac{\Delta P \pi d^4}{128 \mu l} \quad (4.22)$$

Перепад давления ΔP из этого уравнения:

$$\Delta P = \frac{128 \mu l}{\pi d^4} \dot{V} \quad (5.6)$$

С другой стороны для горизонтального участка трубопровода (Рис.5.1), расположенного между сечениями 1 и 2 без местных сопротивлений уравнение (5.2) имеет следующий вид

$$z_1 \rho g + P_1 + \frac{v_1^2 \rho}{2} = z_2 \rho g + P_2 + \frac{v_2^2 \rho}{2} + \Delta P_{тр} \quad (5.7)$$

Для горизонтальной трубы постоянного сечения это уравнение преобразуется к виду:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \Delta P_{тр} \quad (5.8)$$

Подставим в это уравнение ΔP из уравнения (5.6), выражение $\dot{V} = \frac{v \pi d^2}{4}$ и преобразуем:

$$\Delta P_{mp} = \frac{128\mu l}{\pi d^4} \cdot \frac{v \pi d^2}{4} = \frac{64\mu}{v d \rho} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

С учетом того, что $Re = \frac{v d \rho}{\mu}$, обозначим величину $\lambda = \frac{64}{Re}$, тогда для ламинарного

течения в каналах любой формы:

$$\Delta P_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d_s} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad [\text{Па}] \quad (5.9)$$

$$\Delta h_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d_s} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad [\text{м}] \quad (5.10)$$

Последнее уравнение для расчета потери напора носит название уравнение Дарси-Вейсбаха, где λ - коэффициент трения (коэффициент Дарси).

Величина $\lambda = \frac{64}{Re}$ хорошо согласуется с экспериментальными данными для установившегося ламинарного ($Re < 2320$) движения в прямой круглой трубе и не зависит от шероховатости стенок трубопровода.

В общем случае, для прямых каналов некруглого сечения $\lambda = \frac{B}{Re}$, если канал квадратный $B=57$, если кольцевой – $B = 98$.

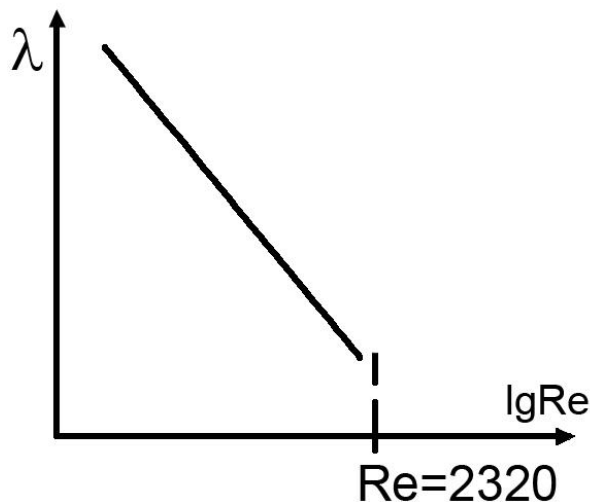


Рис.5.2. Зависимость коэффициента трения λ от $lg Re$ для ламинарного режима

Потери напора на трение при турбулентном движении

Коэффициент трения λ не может быть получен аналитически из-за сложной структуры турбулентного движения. В общем случае, при турбулентном течении коэффициент трения зависит не только от режима течения, т.е. величины Re , но и от относительной шероховатости стенок канала трубопровода ε .

$$\varepsilon = \Delta / d_3 \quad (5.11)$$

Δ – абсолютная шероховатость стенок трубопровода, м

Абсолютная шероховатость равна средней высоте неровностей стенки трубопровода и является справочной величиной.

Расчет коэффициента трения λ при турбулентном движении зависит от значений критерия Re . Выделяют три области (Рис.5.3):

- 1) первая область - область малых Re , где коэффициент λ не зависит от шероховатости, а определяется лишь числом Re . Это область гладкого трения. Если число Рейнольдса лежит в диапазоне $4000 < Re < 10(d_3 / \Delta)$, коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса для гидравлически гладких труб:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (5.12)$$

- 2) вторая область - область смешанного трения. $\lambda = (Re, \varepsilon)$, причем, λ уменьшается с ростом Re и увеличивает с ростом ε .

$\varepsilon_0 < \varepsilon_i < \varepsilon_{max}$, ε_0 - относительная шероховатость гладких труб (стекло, медь, латунь), ε_{max} - трубы с максимальной шероховатостью (бетонные трубы), ε_i – шероховатость остальных материалов. Для шероховатых труб коэффициент трения λ можно определить по формуле Френкеля.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (5.13)$$

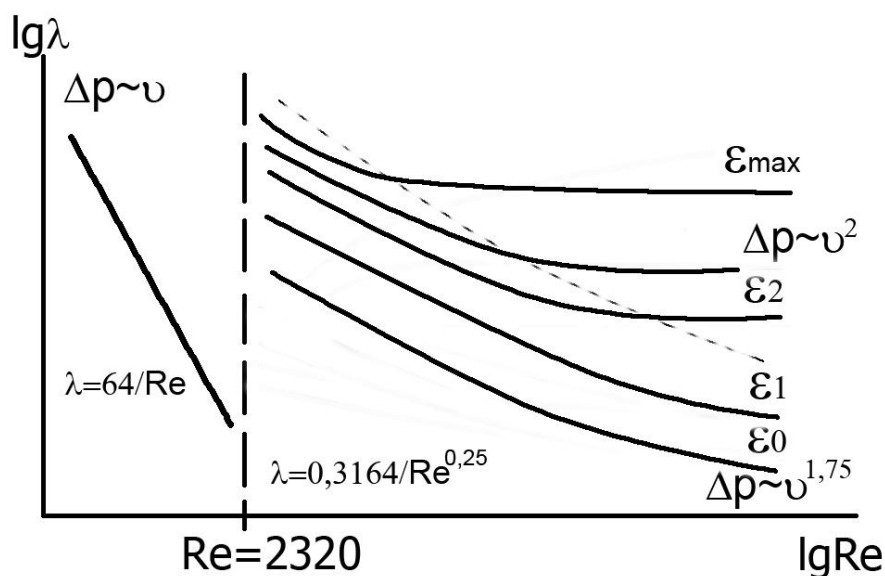


Рис.5.3 Зависимость коэффициента трения λ от критерия Re и относительной шероховатости канала ε .

- 3) третья область - область больших чисел Re : коэффициент трения приближается к постоянной величине тем быстрее, чем больше шероховатость ε . Эта область движения жидкостей, в которой коэффициент трения λ не зависит от критерия Re и определяется лишь шероховатостью стенок канала, называется автомодельной областью.

Влияние шероховатости на коэффициент трения жидкости может быть объяснено на основании следующего механизма трения в шероховатых трубах.

При турбулентном движении различают 3 области течения, характеризующихся различным соотношением толщины ламинарного подслоя δ и абсолютной шероховатостью Δ (Рис.5.4.).

1) $\delta > \Delta$, область вязкого гладкого трения. Коэффициент трения λ не зависит от шероховатости, а определяется только режимом течения. $\lambda = f(Re)$;

2) С увеличением скорости толщина подслоя δ уменьшается и становится соизмеримой с высотой выступов на стенке: $\delta \sim \Delta$. Эту область называют областью смешанного трения. На величину коэффициента трения влияют силы вязкости и инерции, а также относительная шероховатость стенок канала. $\lambda = f(Re, \varepsilon)$.

3) $\delta < \Delta$. Автомодельная область, наблюдается при высоких числах Re и для труб с высокой шероховатостью Δ . $\lambda = f(\varepsilon)$.

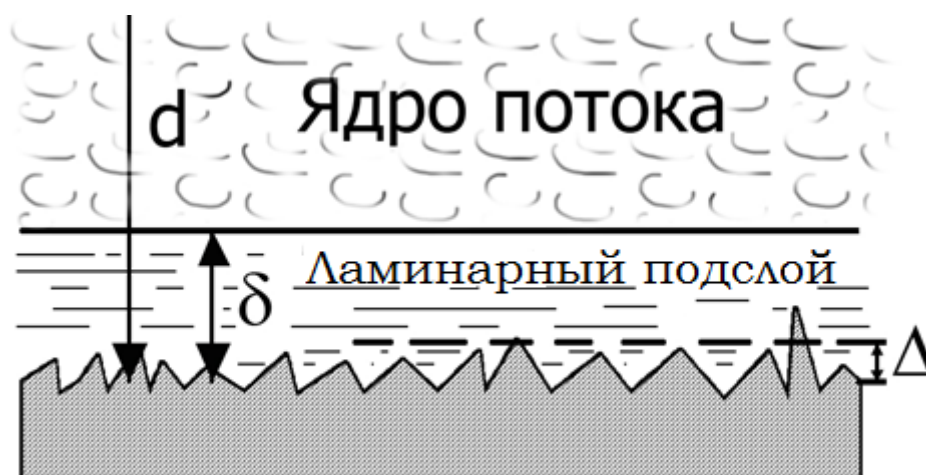


Рис.5.4. Ламинарный подслой толщиной δ и абсолютная шероховатость Δ .

Потери на трение в змеевиках

Потери на трение в змеевиках выше, чем в прямой трубе. Коэффициент трения в змеевике $\lambda_{зм}$ рассчитывается через коэффициент трения прямой трубы λ по формуле:

$$\lambda_{зм} = \lambda \left(1 + 3,54 \frac{d}{D} \right), \quad (5.14)$$

где $\lambda_{зм}$ - коэффициент трения змеевика, λ - коэффициент трения в прямой трубе

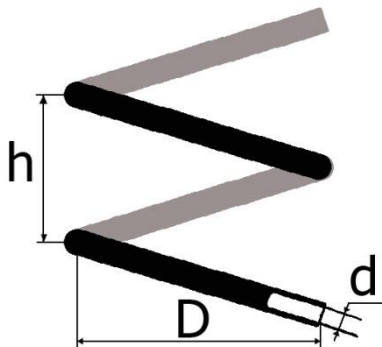


Рис 5.5. К определению гидравлического сопротивления змеевика
 h - шаг витка, D - диаметр витка, d - внутренний диаметр трубы.

Определение потерь напора на местных сопротивлениях

Потери напора на местные сопротивления возникают вследствие изменения скорости потока. При этом возникают дополнительные (помимо трения) потери энергии из-за ударов, местных завихрений и т.д. К местным сопротивлениям на технологических трубопроводах относят: краны, вентили, задвижки, резкие сужения и расширения, отводы, тройники и т. д.

Потери напора на местные сопротивления, как и потери на трение, выражаются в долях от скоростного напора. Отношение потери напора в данном местном сопротивлении $h_{мс}$ к скоростному напору $v^2/2g$, называют коэффициентом местного сопротивления $\zeta_{мс}$.

$$h_{мс} = \zeta_{мс} \frac{v^2}{2g},$$

для всех местных сопротивлений $h_{мс} = \sum_i \zeta_{мс i} \frac{v^2}{2g}$ (5.15)

Коэффициенты местных сопротивлений приводятся в справочниках в виде таблиц или расчетных зависимостей.

Суммарные потери на трение и местные сопротивления определяются по формуле:

$$h_{ном} = \left(\lambda \frac{l}{d_э} + \sum_i \zeta_{мс i} \right) \frac{v^2}{2g} \quad [\text{м}] \quad (5.16)$$

$$\Delta P_{ном} = \left(\lambda \frac{l}{d_э} + \sum_i \zeta_{мс i} \right) \frac{v^2 \rho}{2} \quad [\text{Па}] \quad (5.17)$$

Оптимальные скорости движения жидкостей и газов в трубопроводах.

Оптимальные диаметры трубопроводов

Стоимость трубопроводов составляет значительную часть стоимости основного оборудования. Эксплуатация трубопроводов требует значительных средств. Поэтому диаметры трубопроводов определяют на основе технико-экономического анализа.

Из уравнения расхода при заданной производительности можно получить выражение для расчета диаметра трубопровода:

$$d = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi v}},$$

где d - внутренний диаметр трубопровода (м); v - средняя скорость жидкости в трубопроводе (м/с); \dot{V} - объемный расход (м³/с).

Диаметр трубопровода определяется скоростью перекачиваемой жидкости.

Чем выше скорость, тем меньше диаметр, и, следовательно, стоимость трубопровода, а также стоимость его монтажа и ремонта. Но одновременно, с увеличением скорости возрастают гидравлические потери в трубопроводе, а, следовательно, возрастают затраты энергии на перемещение.

Суммарные затраты на эксплуатацию трубопровода M (руб/год) (Рис.5.6) складываются из капитальных затрат (стоимость трубопровода) - A , и эксплуатационных затрат (стоимость энергии на перемещение жидкости или газа) E .

Минимум функции M соответствует оптимальному диаметру трубопровода, соответствующему минимальным общим затратам.

На основе технико-экономических расчетов определены оптимальные скорости движения жидкостей, газов и паров в промышленных трубопроводах. Значения этих скоростей приводятся в справочниках. Например, скорость движения маловязких жидкостей в напорных трубопроводах 1-3 м/с, при движении самотеком 0,2-0,8 м/с, скорость газов 10-20 м/с, скорость водяных паров 30-50 м/с.

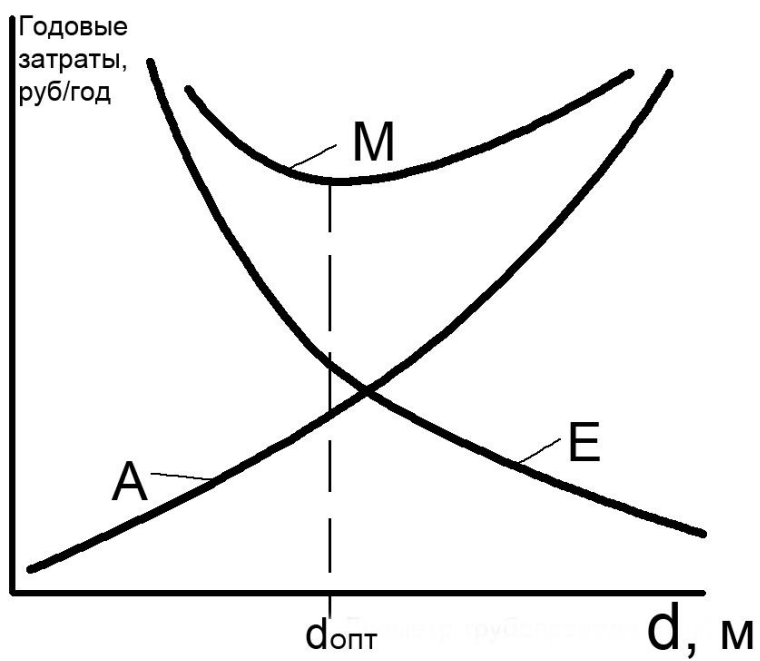


Рис. 5.6. Зависимость затрат от диаметра трубопровода