

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШИБЕРНОЙ ЗАДВИЖКИ

И. В. Лона, А. И. Жукаев

Тульский государственный университет, г. Тула

Рассматриваются основы гидравлического расчета трубопроводной арматуры. Получены формулы для определения необходимого для заданного расхода давления в трубопроводе и перепада давления на арматуре. Показано, что перепад давления связан с законом изменения площади поперечного сечения затвора во времени. Полученные соотношения позволяют контролировать перепад давлений при закрытии затвора в заданных пределах.

Гидравлический расчет служит для определения параметров, связанных с гидравлической характеристикой изделия: гидравлического сопротивления (потери напора), пропускной способности (производительности), необходимой площади поперечного сечения, скорости изменения последней при закрытии затвора и т. д.

Арматура, установленная в трубопроводе, создает для движущейся в ней среды дополнительное сопротивление - так называемое местное сопротивление, на преодоление которого тратится энергия. Затрата энергии выражается потерей скоростного напора, в результате чего давление перед затвором будет больше, чем за ним. В простейшем случае при горизонтальном трубопроводе общий напор расходует на приведение жидкости в движение (создание скоростного напора) и преодоление гидравлических сопротивлений

$$H = \Delta H_v + \Delta H_m + \Sigma \Delta H_a, \quad (1)$$

где H - полный напор; ΔH_v - часть напора, затрачиваемая на образование скоростного напора; ΔH_m - потеря напора на преодоление трения; $\Delta H_a = AV + BV^2$ - потери напора на преодоление сопротивления арматуры (затвора и т. д.); A и B - физические константы, определяемые из эксперимента.

Как известно, в трубопроводах возможны два режима движения среды: ламинарный и турбулентный. В первом случае потеря напора пропорциональна средней скорости потока в трубе, во втором - квадрату скорости, в зависимости от числа Рейнольдса Re , выражающего отношение сил инерции к силам трения в потоке. В подавляющем большинстве случаев движение среды в трубопроводе имеет турбулентный характер и первой составляющей можно пренебречь [1].

Напор H и давление P связаны между собой зависимостью

$$P = H\rho g, \quad (2)$$

где ρ - плотность среды; g - ускорение свободного падения.

Тогда формулу (1) можно записать

$$P = \Delta P_v + \Delta P_m + \Sigma \Delta P_a, \quad (3)$$

где P - давление, создаваемое напором; ΔP_v - часть давления, затрачиваемая на образование скоростного напора; ΔP_m - потеря давления, вызванная преодолением трения; ΔP_a - потеря давления в арматуре (на затворе и т. д.).

Приняв, что вся потенциальная энергия жидкости превращается в кинетическую, получим скорость движения идеальной жидкости под действием гидростатического напора, равную скорости тела, падающего с той же высоты: $V = \sqrt{2gH}$.

Эта формула называется формулой Торричелли. Ее удобно записывать в виде

$$H = \frac{V^2}{2g}. \quad (4)$$

С учетом (4) и (2) составляющие (3) можно записать так:

$$\Delta P_v = \frac{V^2 \gamma}{2g} = \frac{V^2 \rho}{2};$$

$$\Delta P_m = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2 \gamma}{2g} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2 \rho}{2};$$

$$\Delta P_a = \xi_a \frac{V^2 \gamma}{2g} = \xi_a \frac{V^2 \rho}{2},$$

где λ - коэффициент трения; L - длина трубопровода; D - условный диаметр трубопровода; ξ_a - коэффициент местного сопротивления затвора.

Окончательно для давления получим

$$P = \left(1 + \lambda \frac{L}{D} + \Sigma \xi_a\right) \frac{V^2 \rho}{2}. \quad (5)$$

При помощи формулы (5) можно определить необходимое для заданного расхода давление в трубопроводе. При проектировании арматуры, в том числе и запорной, важное значение имеет перепад давления на арматуре. Например, при закрытии заслонки этот перепад давлений дополнительно нагружает трубопровод. Выражение для перепада давления на арматуре

$$\Delta P = \delta \psi \xi \frac{V^2 \rho}{2}, \quad (6)$$

где δ – коэффициент, учитывающий сжимаемость среды; ψ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости среды.

Проанализируем уравнение (6) с точки зрения гидродинамики. Для несжимаемой жидкости произведение SV в любом сечении одной и той же трубки тока должно быть одинаково. Этот закон носит название теоремы о неразрывности струи и для трубы переменного сечения записывается в следующем виде

$$S(t)V(t) = Q = \text{const}, \quad (7)$$

где $S(t)$ – функция изменения площади поперечного сечения во времени; $V(t)$ – функция изменения скорости частиц во времени; Q – поток жидкости (объем жидкости, проходящий через поперечное сечение за единицу времени).

Из (7) следует, что при переменном сечении трубки тока частицы несжимаемой жидкости движутся с ускорением. В горизонтальной трубке тока это ускорение может быть обусловлено только непостоянством давления вдоль оси трубки – в местах, где скорость меньше, давление должно быть больше, и наоборот.

Для горизонтальной линии тока справедливо уравнение Бернулли

$$\frac{V(t)^2 \rho}{2} + P(t) = \text{const}, \quad (8)$$

т. е. давление оказывается меньшим в тех точках, где скорость больше.

При закрытии заслонки площадь поперечного сечения трубопровода уменьшается, скорость течения жидкости за заслонкой возрастает и, согласно (8), давление уменьшается. Причем сужение сечения, ускорение жидкости и уменьшение давления происходят в сечении с фиксированной координатой, следовательно, целесообразно говорить о разности давлений до и после затвора, т. е. $P(t) \cong \Delta P(t)$. Следовательно, уравнения (6) и (8) отличаются только на величины постоянных множителей, учитывающих сжимаемость, вязкость среды и местное сопротивление, зависящее от конкретной конструкции запора.

Введем в уравнение (8) соответствующие константы и продифференцируем его во времени

$$\frac{\partial(\Delta P(t))}{\partial t} = -\delta\psi\xi\rho V(t) \frac{\partial V(t)}{\partial t}. \quad (9)$$

Производная $\frac{\partial V(t)}{\partial t}$ из уравнения (7) определится так

$$\frac{\partial V(t)}{\partial t} = -\frac{V(t)}{S(t)} \cdot \frac{\partial S(t)}{\partial t}. \quad (10)$$

Так как $V(t) = Q/S(t)$, то решая совместно (9) и (10), получим

$$\frac{\partial(\Delta P(t))}{\partial t} = \delta\psi\xi\rho \frac{Q^2}{S(t)^3} \frac{\partial S(t)}{\partial t}. \quad (11)$$

Теперь, интегрируя (11) на протяжении времени закрытия затвора T , находим перепад давления ΔP , связанный с законом изменения площади поперечного сечения затвора во времени

$$\Delta P = \delta\psi\xi Q^2 \int_0^T \frac{1}{S(t)^3} \frac{\partial S(t)}{\partial t} dt. \quad (12)$$

Правая часть (12) имеет вид функционала, и, следовательно, в зависимости от времени закрытия затвора, закона изменения площади поперечного сечения затвора во времени будет получаться разный перепад давления до и после затвора ΔP .

Выявлено, что изменение площади поперечного сечения трубопровода во времени при разных скоростях движения затвора происходит по линейному закону (рис. 1).

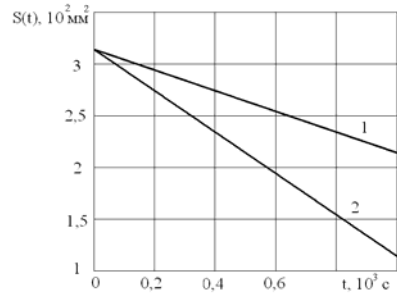


Рис. 1. Изменение площади поперечного сечения трубопровода во времени при разных скоростях движения затвора

Из рис. 1 видно, что на прямой 2 скорость закрытия в два раза больше, чем для прямой 1.

Показано, что при линейном изменении площади поперечного сечения при большей в два раза скорости перекрывания потока перепад давления также в два раза больше (рис. 2, кривая 2).

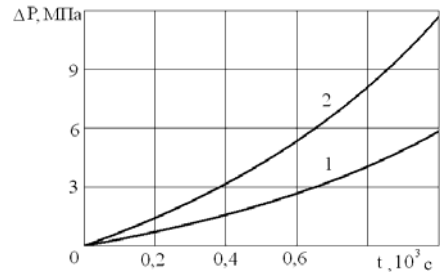


Рис. 2. Перепады давлений в трубопроводе при разных скоростях уменьшения площади поперечного сечения

Таким образом, при выборе привода арматуры полезно воспользоваться соотношением (12), позволяющим контролировать перепад давлений при закрытии заслонки в заданных пределах.

Литература

1. Лопатин И. В., Патрикеева Т. С., Ефимова А. И. Учет поддерживающего влияния резьбы при определении прогибов винтов роторно-вращательных насосов // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 4: в 2-х ч. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2010. Ч. 2. С. 3