

При  $Re > 2320$  начинается образование возмущений, т.е. турбулентный режим. Следовательно, критическая скорость равна:

$$V_{кр} = Re \frac{v}{d}.$$

## 2.10. Гидравлические сопротивления и потери напора

Из уравнения Бернулли для потока реальной жидкости (2.19) следует, что при равномерном изотермическом движении (силы инерции отсутствуют,  $V_1=V_2$ , вязкость постоянна)

$$h_{w1-2} = \left( Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} \right) - \left( Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \right). \quad (2.26)$$

В горизонтальных трубах ( $Z_1=Z_2$ ):

$$h_{w1-2} \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}, \quad (2.27)$$

где  $\Delta P$  - потери давления по длине  $l$  между сечениями.

При гидравлических расчетах насосных установок гидроприводов и систем гидроавтоматики необходимо определить величину потерь с целью подбора источника питания гидросистем, способного создать потребное давление.

Потери напора (давления) делят на два вида:

- 1) потери напора по длине потока –  $h_l$ ;
- 2) местные потери –  $h_m$ , которые возникают при изменении конфигурации потока, деформации эпюры распределения скоростей, завихрениях, что приводит к дополнительному расходу энергии. Например, краны, повороты, диафрагмы, клапаны и т.д. Суммарные потери будут

$$\Sigma h_w = \Sigma h_l + \Sigma h_m. \quad (2.28)$$

рис.2.17 и 2.18 показаны величины потерь по длине и в местном сопротивлении согласно (2.27).



Рис.2.17.

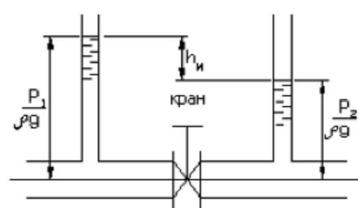


Рис.2.18.

На рис.2.19 изображены суммарные потери по длине и в местных сопротивлениях согласно уравнению Бернулли (2.19). Трубопровод состоит из трех участков, в которых потери по длине будут  $h_{L1}$ ,  $h_{L2}$ ,  $h_{L3}$ . В начальном сечении 0-0 пьезометрическая высота -  $\frac{P_0}{\rho g}$ , а в произвольном сечении а-а —

$\frac{P_a}{\rho g}$ , Пьезометрическая линия А характеризует изменение давления по течению потока, N-N - напорная плоскость (линия энергии идеальной жесткости).

Потери напора (энергии) вдоль потока характеризуются линией энергии реальной жидкости Б.

Потери в местных сопротивлениях (внезапное сужение потока 1-1, кран 2-2 и выход из трубы 3-3) отмечены ступеньками на линии энергии Б ( $h_{M1}$ ,  $h_{M2}$ ,  $h_{M3}$ ).

Таким образом, суммарные потери будут

$$\Sigma h_w = h_{L1} + h_{L2} + h_{L3} + h_{M1} + h_{M2} + h_{M3}.$$

Чтобы найти расчетные формулы для определения потерь напора по длине при разных режимах движения рассмотрим характер распределения скоростей и понятие о гидравлической шероховатости.

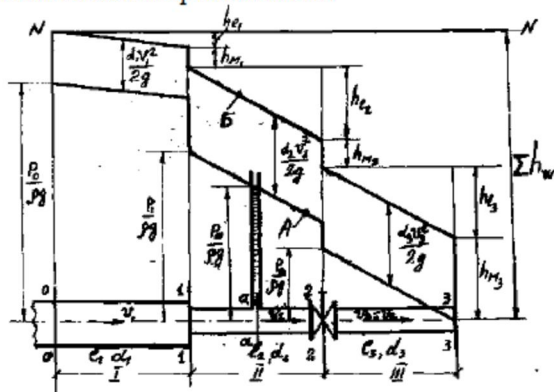


Рис.2.19.

Распределение скоростей (эюра скоростей) по живому сечению потока зависит от режима течения жидкости.

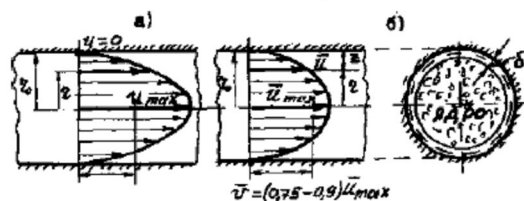


Рис.2.20.

При ламинарном режиме течения в круглой трубе (рис.2.20 а) закон распределения скоростей является параболическим (закон Стокса) и имеет вид

$$U = \frac{\Delta P}{4\mu l}(r_0^2 - r^2), \quad (2.29)$$

где  $\Delta P$  - потери давления по длине  $l$ ;  $\mu$ - динамическая вязкость;  $r_0$  - радиус трубы;  $r$  - радиус рассматриваемой точки.

Максимальная скорость имеет место на оси ( $r=0$ )

$$U_{max} = \frac{\Delta P}{4\mu l} r_0^2, \quad (2.30)$$

Средняя скорость  $V=0,5U_{max}$  выражается формулой

$$V = \frac{\Delta P}{8\mu l} r_0^2. \quad (2.31)$$

Расход или потери рассчитываются по формуле Пуазеля:

$$Q = \frac{\Delta P \pi}{8\mu l} r_0^4, \quad \Delta P = \frac{8\mu l}{\pi_0^4} Q. \quad (2.32)$$

При турбулентном режиме (рис.2.20 б) скорости частиц по живому сечению меняются во времени (пульсируют), поэтому в формулы вводят осредненные во времени скорости, которые обозначают черточкой. Полуэмпирический закон распределения скоростей при турбулентном режиме в безразмерной форме носит логарифмический характер:

$$\frac{\vec{U}_{max} - \vec{U}}{V_*} = \frac{1}{k} \ln \frac{r_0}{z}, \quad (2.33)$$

где  $z$  - расстояние от стенки;  $k$  - опытный коэффициент, равный в среднем 0,4;  $V_*$  - имеет размерность скорости и называется динамической скоростью.

Отношение  $\frac{\vec{U}}{\vec{U}_{max}} = 0,75-0,9$  при турбулентном режиме тем больше, чем больше число Рейнольдса.

Отметим, что турбулентный поток (рис.2.20 б) состоит из основного ядра и относительного тонкого ламинарного слоя толщиной  $\delta$ , имеющего большое значение при расчете потерь напора и формировании потока.

Гидравлическая шероховатость. Внутренняя поверхность труб может быть технически гладкой или шероховатой с выступами -  $\Delta$ .

Относительной шероховатостью называется отношение  $\frac{\Delta}{r_0}$ , а относительной

гладкостью -  $\frac{r_0}{\Delta}$ .

С гидравлической точки зрения различают гидравлически гладкие поверхности (толщина ламинарного слоя  $\delta_{\text{л}} > \Delta$ ) и гидравлически шероховатые ( $\delta_{\text{л}} < \Delta$ ). В первом случае выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем, а во втором - обнажены на ту или иную величину.

Ф о р м у л а Д а р с и - В е й с б а х а. Для расчета потерь напора (давления) по длине в круглой трубе используют формулу Дарси-Вейсбаха

$$h_{\ell} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (2.34)$$

или

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{V^2}{2}, \quad (2.35)$$

где  $h_{\ell}$  и  $\Delta P$  – соответственно потери напора и давления;  $\ell$ ,  $d$  - длина и диаметр трубопровода;  $\lambda$  - коэффициент гидравлического сопротивления.

Формулу Дарси-Вейсбаха применяют как для ламинарного, так и для турбулентного режимов движения, определяя при этом коэффициент  $\lambda$  по соответствующим формулам.

Исследования показали, что значение  $\lambda$  зависит как от числа  $Re$ , так и от относительной шероховатости. На основе анализа экспериментальных данных установлены три характерные области для определения коэффициента  $\lambda$ .

П е р в а я о б л а с т ь соответствует ламинарному движению жидкости и ограничена числом  $Re \leq 2320$ . Коэффициент  $\lambda$  зависит только от числа  $Re$  и не зависит от шероховатости. В этой зоне потери напора пропорциональны скорости в первой степени.

Для стабилизированного ламинарного режима (вдали от входа в трубопровод) имеем

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.36)$$

Для начального участка трубопровода необходимо принять

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

При расчете трубопроводов гидропривода принимаем

$$\lambda = \frac{75 + 150}{Re},$$

где 75-для стальных труб, а 150 - для гибких шлангов.

В т о р а я о б л а с т ь - гидравлически гладкие трубы ( $\Delta < \delta$ ). В этой области  $\lambda$  зависит только от числа  $Re$ , границы которого будут  $2320 < Re < 50 \frac{r_0}{\Delta}$ .



Режим движения - слабый, турбулентный, а потери напора пропорциональны скорости в степени 1,75,  $h_w = k_{гп} \cdot V^{1,75}$  ( $k_{гп}$  - коэффициент пропорциональности).

Расчет  $\lambda$  для гидравлически гладкой области проводят по формуле Блазиуса

$$\lambda_{гп} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (2.37)$$

После второй области следует переходная область, где выступы шероховатости  $\Delta$  начинают оказывать влияние на потери напора, а следовательно, на коэффициент  $\lambda$  в этой области

$$\lambda_{пер} = f\left(Re \frac{\Delta}{r_0}\right), \quad h_w = k_{пер} \cdot V^{1,75+2},$$

число  $Re$  находится в пределах  $50 \frac{r_0}{\Delta} < Re < 1100 \frac{r_0}{\Delta}$ .

Третья область соответствует развитому турбулентному движению, когда потери напора пропорциональны квадрату скорости (квадратичная область), а коэффициент  $\lambda$  зависит только от шероховатости и не зависит от числа  $Re$ :

$$\lambda_{кв} = f\left(\frac{\Delta}{r_0}\right), \quad h_w = k_{кв} \cdot V^2.$$

Область следует после  $Re > 1100 \frac{r_0}{\Delta}$ .

В области квадратичных сопротивлений можно пользоваться формулой А.Д. Альштуля

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta_э}{2r_0} \right)^{0,25}, \quad (2.38)$$

где  $\Delta_э$  - абсолютная шероховатость.

Ламинарное течение жидкости наблюдается в щелевых и кольцевых зазорах гидравлических устройств гидроприводов и систем гидроавтоматики. Для плоского зазора (рис.2.21 а) расход жидкости в зазоре между пластинами будет

$$Q = \frac{\Delta p \cdot \delta^3 \cdot B}{12 \mu l},$$

где,  $l$  - длина,  $B$  - ширина,  $\delta$  - высота зазора;  
 $\Delta p = (p_1 - p_2)$  - перепад давления в зазоре.

Зная расход через зазор, можно определить перепад давления. Кольцевые зазоры (рис.2.21 б) широко встречаются в гидросистемах (плунжер-цилиндр, золотник-гильза, клапаны и т.д.). Расход через кольцевой зазор будет

$$Q = \pi d \frac{\Delta p \cdot \delta^3}{12 \mu l}$$

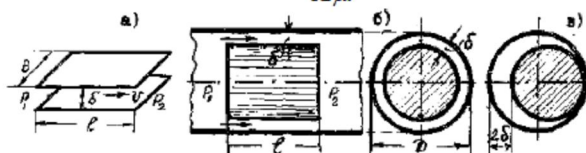


Рис.2.21

При максимальном эксцентриситете, равном  $2\delta$  (рис.2.21 в), расход через зазор увеличивается в 2,5 раза по сравнению с концентрическим зазором.

При движении газов или воздуха по трубопроводам различают два случая.

- 1) Движение при малых перепадах давления, когда можно пренебречь сжимаемостью газа или воздуха и считать плотность постоянной по длине трубопровода:

$$\frac{\Delta P}{P_{\text{ср}}} \leq 5\%; \quad P_{\text{ср}} = \frac{P_1 + P_2}{2},$$

где  $P_1$  и  $P_2$  - давления в конечных сечениях трубопровода.

- 2) Движение при больших перепадах давления

$$\frac{\Delta P}{P_{\text{ср}}} > 5\%,$$

когда необходимо учитывать непрерывное изменение плотности от давления вдоль потока.

Таким образом, для газопроводов низкого давления ( $P_{\text{ср}} \leq 500$  мм вод. ст.) потери давления можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха (2.35). Значение  $\lambda$  рекомендуется считать по формуле Альштуля (2.38).

Для газопроводов высокого давления ( $P_{\text{ср}} > 500$  мм вод. ст.) потери напора при изотермическом течении газа определяют по формуле

$$\frac{P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2}{l} = 13,7 \lambda \frac{Q^2}{d^5} \rho g, \quad (2.39)$$

где  $l$  - длина газопровода в км;  $d$  - диаметр в см;  $P_{\text{н}}$  и  $P_{\text{к}}$  - начальное и конечное давления в ата;  $Q$  - расход газа в  $\text{м}^3/\text{ч}$ , отнесенный к нормальным условиям.

Значение  $\lambda$  в этой формуле также рекомендуется вычислять по формуле Альштуля (2.38).

Местные потери зависят от скорости местных сопротивлений и определяются по формуле

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (2.40)$$

или

$$\Delta P = \zeta \frac{V^2}{2} \rho, \quad (2.41)$$

где  $\zeta$ - коэффициент местного сопротивления.

Значения  $\zeta$  устанавливаются экспериментальным путем и даются в справочниках. Приведем значения коэффициента  $\zeta$  лишь для некоторых местных сопротивлений, показанных на схемах (рис.2.22):

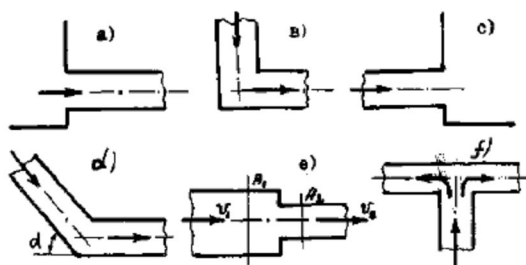


Рис.2.22.

а) выход из резервуара в трубу,  $\zeta=0,5$ ; б) поворот при прямом колене,  $\zeta=1,0\div 2$ ; в) вход в большую емкость,  $\zeta= 1,0$ ; г) резкий поворот,  $\zeta= 0,05-2,4$  (при  $\alpha= 20-140^\circ$ ); д) внезапное сужение потока; при отношении  $\frac{S_2}{S_1}$  площадей сечений от 0,01 до 0,8 )  $\zeta= 0,5\div 0,15$ ; е) разъединение потока,  $\zeta = 1,0-1,5$ .

Рис.2.22. Коэффициент потерь для кранов и задвижек зависит от конструкции и степени открытия (например, для открытой задвижки  $\zeta=0,2$ ). При выходе из трубы в емкость скоростной напор теряется полностью, поэтому  $\zeta=1,0$ . Приведенные значения коэффициентов местных сопротивлений справедливы для турбулентного течения. При ламинарном режиме сказываются силы вязкостного трения, поэтому коэффициенты местных сопротивлений несколько больше, чем при турбулентном режиме.

## 2.11. Основы расчета трубопроводов

Трубопроводы, у которых местные потери напора составляют менее 10 % от потерь по длине, считаются гидравлически длинными, если же более 10 %, то гидравлически короткими.