



**Министерство образования Республики Беларусь**

**Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»**

**Кафедра «Гидропневмоавтоматика»**

**Д. Л. Стасенко**

# **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ**

**ПОСОБИЕ**

**по одноименному курсу  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной и заочной форм обучения**

**Гомель 2016**

УДК 62-33(075.8)  
ББК 34.447я73  
С77

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 1 от 09.09.2015 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

**Стасенко, Д. Л.**  
С77 Гидравлические расчеты оборудования : пособие по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Д. Л. Стасенко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 102 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит теоретические закономерности течения жидкостей в трубопроводах, аккумулярования энергии воздухом в гидропневматических аккумуляторах, использования гидравлических характеристик гидромашин и аппаратуры, расчета и выбора параметров предохранительных, переливных и обратных гидроклапанов, золотниковых гидрораспределителей, дросселей и дросселирующих устройств различных типов.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения.

УДК 62-33(075.8)  
ББК 34.447я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2016

## Содержание

Тема 1	Основные принципы гидравлических расчетов	5
	1.1 Возникновение потерь напора или давления потока жидкости	5
	1.2. Два вида течения жидкости	6
	1.3. Расчет ламинарного потока жидкости в цилиндрической трубе	9
	1.4. Расчет ламинарного потока жидкости между параллельными пластинками	11
	1.5. Расчет ламинарного потока жидкости между двумя цилиндрическими (соосными и несоосными) поверхностями.	13
	1.6. Местные сопротивления	15
Тема 2	Аккумуляция, передача и рассеивание гидравлической энергии	22
	2.1. Перемещение сжимаемой жидкости	22
	2.2. Гидравлическая мощность	27
	2.3. Аккумуляция энергии	28
	2.4. Рассеивание энергии в жидкости	29
Тема 3	Гидравлические характеристики элементов гидросистем	31
	3.1. Понятие гидравлической характеристики	31
	3.2. Гидравлические характеристики пассивных однопроходных гидравлических элементов	32
	3.3. Сложение гидравлических характеристик систем с пассивным однопроходным гидравлическим элементом	35
	3.4. Гидравлическая характеристика однопроходного линейного элемента типа дроссельный клапан	35
	3.5. Гидравлические характеристики гидравлических генераторов	36
	3.6. Гидравлические характеристики распределительных органов гидросистем	43
	3.7. Гидравлические характеристики регуляторов давления и расхода	51
	3.8. Безразмерные и приведенные гидравлические характеристики	60
Тема 4	Расчет усилий в элементах гидросистем оборудования	61
	4.1. Возникновение и виды сил действующих в	61

	гидросистемах	
	4.2. Гидростатические силы	61
	4.3. Гидродинамические силы	71
Тема 5	Расчет и выбор параметров распределителей	78
Тема 6	Расчет и выбор параметров обратных, предохранительных и переливных гидроклапанов	86
Тема 7	Расчет и выбор параметров дросселей	94
Тема 8	Расчет и выбор параметров силовых гидроцилиндров и их элементов	98
	Список литературных источников	102

## Тема 1 Основные принципы гидравлических расчетов

### 1.1 Возникновение потерь напора или давления потока жидкости.

Течение идеальной жидкости в каком-либо канале не сопровождается потерей энергии. При отсутствии внешнего органа, осуществляющего обмен энергией с жидкостью, энергия, переносимая жидкостью в установившемся режиме, остается постоянной. Обычно эта общая энергия относится к единице объема жидкости; тогда она имеет размерность давления и называется полным давлением  $P$ . Иногда эту энергию относят к единице веса жидкости; тогда она имеет размерность длины и называется полным напором  $H$ .

Для несжимаемой жидкости полный напор и полное давление связаны между собой соотношением:

$$H = \frac{P}{g \cdot \rho} = \frac{P}{\gamma}$$

где  $\gamma = \rho \cdot g$  — удельный вес;  $\rho$  - плотность жидкости;  $g$  – ускорение свободного падения.

При движении реальной жидкости, в которой проявляются силы вязкого трения, часть энергии жидкости теряется, переходя необратимым образом в тепло. Уменьшение общей механической энергии между какими-то двумя сечениями 1 и 2 элементарной трубки потока жидкости в расчете на весовую единицу жидкости называется потерей напора. В зависимости от того, рассматриваются давление или напор, возникающие потери, выражаются разностью:

$$\Delta P = P_1 - P_2 \text{ или } \Delta H = H_1 - H_2,$$

имеют размерность давления или напора соответственно.

При исследовании систем с низким давлением и особенно потоков со свободной поверхностью предпочитают пользоваться выражением напора. Имея в большинстве случаев дело с малосжимаемыми жидкостями, мы определяем потери напора из общего уравнения Бернулли:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = p_1 - p_2 + \rho n g (h_1 - h_2) + \frac{\rho(v_1^2 - v_2^2)}{2},$$

где  $\rho$  - плотность жидкости;  $g$  - ускорение силы тяжести;  $n$  - коэффициент силового поля (коэффициент перегрузки);  $ng$  - суммарное ускорение, которому подвергается система (при взлете самолета или ракеты появляется еще действие центробежных сил);  $P_1, P_2$  - статические давления соответственно в сечениях 1 и 2;  $v_1$  и  $v_2$

- средние скорости соответственно в сечениях 1 и 2;  $h_1$  и  $h_2$  — координаты расположения сечений 1 и 2, измеренные от плоскости отсчета, перпендикулярной к суммарному ускорению  $ng$ .

Для систем высокого давления и малых размеров, используемых в гидросистемах мобильных машин и технологического оборудования, слагаемое  $\rho ng(h_1 - h_2)$  будет очень малым по сравнению с двумя другими слагаемыми уравнения Бернулли. Поэтому им можно пренебречь и тогда выражение для определения потерь давления примет вид:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = p_1 - p_2 + \frac{\rho(v_1^2 - v_2^2)}{2}.$$

В полученном выражении слагаемое  $\frac{\rho(v_1^2 - v_2^2)}{2}$  - называется динамическим давлением, а слагаемое  $p_1 - p_2$  - статическим давлением. Из полученной зависимости видно, что потеря напора между двумя сечениями потока выражается алгебраической суммой падения статического давления и падения динамического давления между этими же двумя сечениями.

## 1.2. Два вида течения жидкости

Наибольшие затруднения при вычислении потерь напора или давления заключаются в том, что заранее неизвестно, какой режим течения имеет место в рассматриваемом сопротивлении.

Не затрагивая вопроса о молекулярном течении, которое подчиняется достаточно сложным законам и которое устанавливается в весьма узких каналах, таких, например, как пространство между двумя полированными и соприкасающимися плоскостями или как каналы в пористых средах, мы ограничимся двумя режимами течения потока жидкости: ламинарным и турбулентным.

При ламинарном движении частицы двух соседних слоев жидкости движутся параллельно, т.е. весь поток можно представить как бы состоящим из отдельных струй, между которыми нет обмена частицами жидкости. Скорость таких струй равна нулю у стенки и увеличивается по мере удаления от нее. Благодаря трению каждая струя стремится тормозить соседние струи, которые движутся с большими скоростями. Развивающаяся таким образом сила трения, пропорциональна коэффициенту вязкости жидкости и поперечному градиенту скорости, поэтому потери напора или давления при

ламинарном движении пропорциональны коэффициенту вязкости и расходу жидкости.

При турбулентном движении потока жидкости его частицы находятся в сложном беспорядочном движении, поэтому благодаря вязкости жидкости имеет место рассеяние кинетической энергии беспорядочного движения частиц, т. е. переход ее в тепловую энергию. Турбулентные возмущения легко возникают в различных местных сопротивлениях (например, при резком изменении сечения, при повороте и т. д.), а также у стенок вследствие их шероховатости. Потери напора или давления при турбулентном движении относительно мало зависят от коэффициента вязкости и пропорциональны квадрату расхода, и зависят от формы и шероховатости стенок канала.

Границы существования ламинарного и турбулентного режимов определяются методами исследования механики жидкостей и позволяют предвидеть (подтверждено экспериментом), что ламинарный режим в каком-то участке трубы может перейти в турбулентный при следующих условиях:

- 1) при увеличении скорости (или расхода) потока жидкости;
- 2) при уменьшении коэффициента вязкости жидкости;
- 3) при увеличении геометрических размеров проходного сечения (при условии сохранения постоянной скорости).

Таким образом, переход ламинарного режима в турбулентный определяется следующими факторами:

- 1) характерным линейным размером трубопровода -  $L$ ;
- 2) характерной скоростью потока жидкости в рассматриваемом сечении -  $v$ ;
- 3) кинематической вязкостью жидкости (обусловленной температурой) -  $\nu$ .

Исходя из вышеприведенных факторов можно составить безразмерное выражение определяющее переход ламинарного режима течения потока жидкости в турбулентный:

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu},$$

которое называют числом Рейнольдса, и которое сравнивается с константой, называемой критическим числом Рейнольдса -  $Re_{кр}$ . Если  $Re < Re_{кр}$  - режим течения ламинарный, а если  $Re > Re_{кр}$ , то режим течения турбулентный.

Для труб в качестве характерного размера  $L$  при определении числа Рейнольдса принимают их диаметр  $D$  и в качестве характерной скорости принимают среднюю по рассматриваемому сечению скорость  $v_{cp}$ . Критическое число Рейнольдса для труб близко к значению 2500. В применении к более сложным гидравлическим сопротивлениям нельзя говорить о чистом переходе одного режима в другой, т.к. оба режима могут существовать одновременно в различных точках рассматриваемого участка.

Различают три типа задач расчета трубопровода:

1. Даны расход и размеры трубы, определяются потери напора.
2. Даны потери напора и размеры трубы, определяется расход.
3. Даны потери напора и расход, определяются размеры трубопровода.

В свою очередь, потери напора классифицируются на следующие:

- 1) местные потери, встречающиеся в ограниченных участках потока жидкости (повороты, тройники, внезапные изменения сечений, дросселирующие органы и т. п.);
- 2) распределенные потери напора, или потери в трубах.

В тех задачах, с которыми чаще всего имеет дело инженер гидравлик, наиболее распространенным является турбулентный режим течения потока жидкости. Это связано с тем, что потери давления (напора) определяются выражением:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho \cdot Q^2}{2 \cdot S^2},$$

где  $\rho$  — плотность жидкости;  $Q$  — объемный расход;  $S$  — расчетная площадь проходного сечения;  $\zeta$  - коэффициент сопротивления рассматриваемого участка потоку жидкости;  $v_{cp} = \frac{Q}{S}$  - средняя скорость потока жидкости в рассматриваемом сечении.

Значения коэффициента сопротивления  $\zeta$  определяются главным образом экспериментально, но для ряда составных местных сопротивлений точность такого расчета может оказаться небольшой (с погрешностью 25—50%). Однако потери в таких местных сопротивлениях обычно малы по сравнению с действующим давлением в гидравлической цепи, и расчет всей цепи оказывается достаточно точным. Необходимо отметить, что точность данного метода расчета достаточная (погрешность около 5%) при расчете дросселирующих органов (отверстий, жиклеров, распределителей),

потери напора в которых представляют собой некоторую хорошо изученную известную функциональную зависимость.

Рассмотрим примеры расчета задачи при ламинарном режиме течения потока жидкости.

### 1.3 Расчет ламинарного потока жидкости в цилиндрической трубе.

В ламинарном потоке жидкости в цилиндрической трубе выделим кольцевой элемент, ограниченный двумя соосными цилиндрическими поверхностями с радиусами  $r$ ,  $r+dr$ , и двумя сечениями 0 и 1, перпендикулярными к оси трубы (рис. 1.1).

Примем следующие обозначения:  $P_0$  и  $P_1$  - давления в сечениях 0 и 1;  $R$  и  $D$  - радиус и диаметр трубы;  $L$  — расстояние между сечениями 0 и 1;  $\mu$  и  $\nu$  — динамическая и кинематическая вязкость жидкости;  $\rho$  и  $\gamma$  - плотность и удельный вес жидкости;  $v=f(r)$  - местная скорость течения, принимается положительной от сечения 0 к сечению 1.

Определим закон распределения скоростей по сечению.

Выделенный кольцевой элемент подвергается действию следующих сил:

со стороны внутренней жидкости:

$$T = -\mu \frac{dv}{dr} 2\pi r L$$

со стороны наружной жидкости:

$$F_n = T + \frac{\partial T}{\partial r} dr$$

сила от давления жидкости:

$$F_p = (P_0 - P_1) 2\pi r dr$$

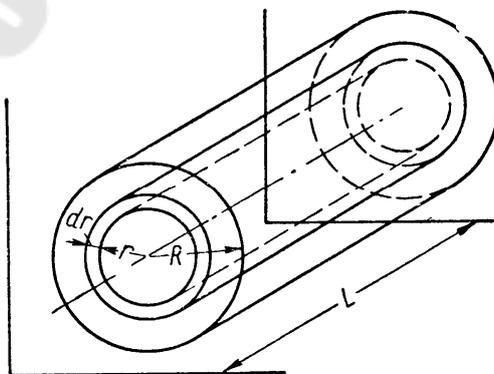


Рисунок 1.1 Кольцевой элемент, ограниченный двумя соосными цилиндрическими поверхностями в цилиндрической трубе.

Равновесие выделенного кольцевого элемента в установившемся режиме течения будет определяться уравнением сил:

$$F_p = (P_0 - P_1)2\pi r dr = \frac{\partial T}{\partial r} dr = -2\pi\mu L \frac{\partial\left(\frac{dv}{dr}r\right)}{\partial r} dr.$$

Выполнив приведение и интегрирование получаем выражение следующего вида:

$$\frac{(P_0 - P_1)}{L\mu} \left( \frac{r}{2} + \frac{A}{r} \right) dr = -dv$$

Для перехода к алгебраическому виду выполним второе интегрирование и получим зависимость для определения скорости потока жидкости вида:

$$v = -\frac{(P_0 - P_1)}{L\mu} \left( \frac{r^2}{4} + A \ln r + B \right),$$

так как скорость потока жидкости на стенке равна 0, то при  $r=R$  скорость  $v=0$ , а при  $r=0$  скорость  $v$  остается величиной конечной, поэтому  $A=0$ , тогда формулу определения скорости можно записать в следующем виде:

$$v = \frac{(P_0 - P_1)}{4L\mu} (R^2 - r^2).$$

Из механики жидкости нам известно, что скорость в трубе при ламинарном течении распределяется по параболическому закону, тогда определить расход жидкости возможно по интегральной зависимости:

$$Q = \int_0^R v dS = \int_0^R v \cdot 2\pi r dr,$$

подставив значения и выполнив интегрирование получим зависимость для определения расхода:

$$Q = \int_0^R \frac{(P_0 - P_1)}{4L\mu} 2\pi (R^2 r dr - r^3 dr) = \frac{\pi (P_0 - P_1)}{8 L\mu} R^4.$$

Введя вместо радиуса  $R$  диаметр трубы  $D$  и заменив динамическую вязкость кинематической, выражение примет вид:

$$Q = \frac{\pi (P_0 - P_1)}{128 L \nu \rho} D^4,$$

отсюда

$$\Delta P = P_0 - P_1 = \frac{128}{\pi} L \nu \rho \frac{Q}{D^4}.$$

Из полученной зависимости видно, что для труб, длина  $L$  которых значительно больше их диаметра  $D$ , потери давления будут пропорциональны их длине  $L$ . Чтобы учесть данное обстоятельство и одновременно сохранить коэффициент сопротивления  $\zeta$  безразмерным в формуле введем следующее переопределение:

$$\zeta = \lambda \frac{L}{D},$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения. Тогда выражение для определения потери давления (напора) примет вид:

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho \cdot Q^2}{2 \cdot S^2}.$$

Определение коэффициента сопротивления трения  $\lambda$  выполним приравняв общее выражение потерь давления к выражению определяющему расход жидкости и произведя упрощения, получим:

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

Данное выражение справедливо для идеальных трубопроводов, но на практике идеальных трубопроводов не существует, т.к. всегда присутствует некоторая деформация трубы как в осевом, так и радиальном направлениях, поэтому при практических расчетах коэффициента сопротивления трения используют выражение:

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

#### **1.4 Расчет ламинарного потока жидкости между параллельными пластинками**

В ламинарном потоке между двумя параллельными пластинками выделим элемент жидкости, ограниченный двумя сечениями 0 и 1, перпендикулярными к направлению скорости течения двумя сечениями:

$y$  и  $y + dy$ , параллельными пластинкам; сечениями  $A$  и  $B$ , перпендикулярными к предыдущим плоскостям (фиг. 16).

Введем следующие обозначения:

$P_0$  и  $P_1$  - давления в сечениях 0 и 1;  $e$  - расстояние между пластинками;  $L$  - расстояние между сечениями 0 и 1;  $l$  - расстояние

между сечениями  $A$  и  $B$ ;  $\mu$  и  $\nu$  - динамическая и кинематическая вязкость жидкости;  $\rho$  и  $\gamma$  - плотность и удельный вес жидкости;  $v=f(y)$  - местная скорость жидкости, которую будем считать положительной в направлении течения с началом координат в плоскости  $\square$ , расположенной посредине между пластинками и им параллельной плоскостью.

Определим закон распределения скорости по сечению. Для этого составим выражения для сил, приложенных к выделенному элементу жидкости и составив уравнение равновесия выделенного элемента в установившемся движении:

$$(P_0 - P_1)l dy = \frac{\partial T}{\partial y} dy = -\mu L l \frac{d^2 v}{dy^2} dy.$$

После интегрирования последнего выражения и введя замену переменных получим алгебраическое выражение для определения скорости потока:

$$v = -\frac{P_0 - P_1}{L\mu} \left( \frac{y^2}{2} + Ay + B \right).$$

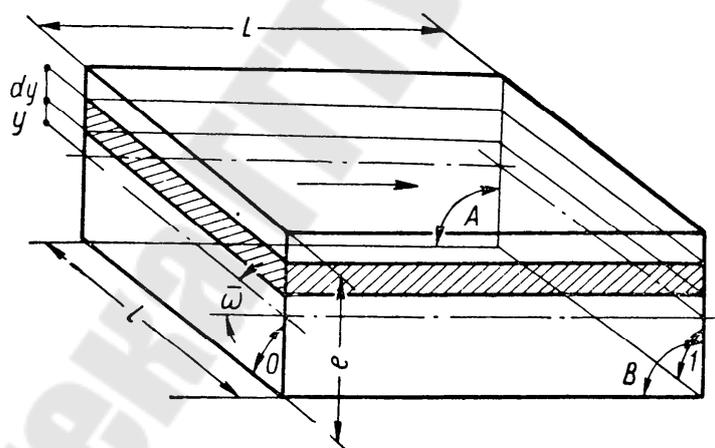


Рисунок. 1.2. Ламинарное течение между параллельными пластинками.

Поток будет симметричен относительно плоскости  $\square$ , тогда  $A=0$  и скорость равна нулю на стенках, т. е. при  $y = \pm y_0$ . Поэтому предыдущее выражение может быть записано так:

$$v = -\frac{P_0 - P_1}{2L\mu} (y_0^2 - y^2)$$

Предположив, что закон распределения скоростей параболический уравнение расхода можно записать в следующем виде:

$$Q = 2 \int_0^{y_0} l \cdot v(y) dy \text{ или } Q = \frac{(P_0 - P_1) l}{2L\mu} \int_0^{y_0} (y_0^2 + y^2) dy = \frac{2}{3} \frac{(P_0 - P_1) l y_0^3}{L\mu},$$

так как  $e = 2y_0$ , то уравнение расхода можно записать:

$$Q = \frac{1}{12} \frac{1}{\mu} \frac{(P_0 - P_1) l e^3}{L},$$

отсюда потери давления можно определить выражением:

$$\Delta P = P_0 - P_1 = \frac{12}{l} L \nu \rho \frac{Q}{e^3}$$

Соответственно коэффициента сопротивления трения  $\lambda$  в этом случае определяется:

$$\lambda = \frac{24\nu}{ve} \text{ или } \lambda = \frac{24}{\text{Re}},$$

где число Рейнольдса определяется через зазор между двумя пластинами:

$$\text{Re} = \frac{ve}{\nu}.$$

### 1.5 Расчет ламинарного потока жидкости между двумя цилиндрическими (соосными и несоосными) поверхностями

В ламинарном потоке между двумя цилиндрическими поверхностями выделим элемент жидкости (рис. 1.3) и введем обозначения:  $L$  - длина рассматриваемого участка потока;  $D_e$ ,  $D_i$  и  $D$  - наружный, внутренний и средний диаметры соответственно;  $R_e$ ,  $R_i$  и  $R$  - наружный, внутренний и средний радиусы соответственно;  $J = D_e - D_i$  - диаметральный зазор;  $j = R_e - R_i$  - радиальный зазор;  $\square$  - эксцентриситет (расстояние между двумя осями);  $\theta$  - угол, составленный радиусом  $R_e$  с линией, соединяющей центры окружностей (в плоскости, перпендикулярной к цилиндрическим поверхностям);  $e(\theta)$  - текущее значение зазора (на угле  $\theta$ ).

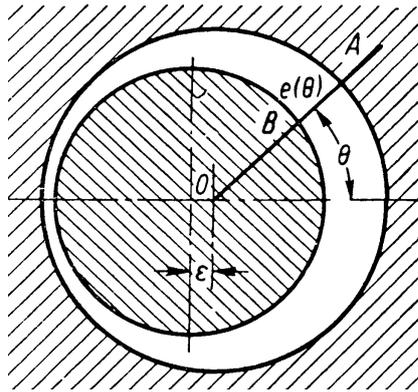


Рисунок 1.3 Ламинарное течение жидкости между несоосными цилиндрическими поверхностями

Рассмотрим сначала случай соосного расположения поверхностей и применяя непосредственно формулу расхода для протекания жидкости между двумя параллельными пластинами и полагая в ней, что  $l=D\pi$ ,  $e=j$ , получим:

$$Q = \frac{1}{12} \frac{1}{\mu} \frac{(P_0 - P_1)\pi D j^3}{L},$$

если в уравнение расхода ввести значение диаметрального зазора, то уравнение примет следующий вид:

$$Q = \frac{1}{96} \frac{1}{\mu} \frac{(P_0 - P_1)\pi D J^3}{L}.$$

В случае несоосного расположения цилиндрических поверхностей составим выражение для зазора  $e(\theta)$ . Считая  $\epsilon$  малым по сравнению с  $R$ , получим:

$$OB \approx R_i - \epsilon \cos(\theta), \quad e(\theta) = R_e - OB = R_e - R_i + \epsilon \cos(\theta)$$

или так как

$$R_e - R_i = j, \quad \text{то } e(\theta) = j + \epsilon \cos(\theta).$$

Выделив далее между цилиндрическими поверхностями элементарный канал, равный по углу  $d\theta$ , получим, выражение изменения расхода в кольцевом зазоре:

$$dQ = \frac{e^3 R_e \Delta P}{12 \mu L} d\theta = \frac{D_e \Delta P}{24 \mu L} (j + \epsilon \cos \theta)^3 d\theta$$

После выполнения интегрирования выражение примет вид:

$$Q = \int_0^{2\pi} dQ = \frac{D_e \Delta P}{24 \mu L} j^3 \int_0^{2\pi} \left(1 + \frac{\epsilon \cos \theta}{j}\right)^3 d\theta = \frac{\pi D j^3}{12 \mu L} \left(1 + \frac{3\epsilon^2}{2j^2}\right) \Delta P,$$

После введения в полученное выражение диаметрального зазора  $J = 2j$  оно примет вид:

$$Q = \frac{\pi D J^3}{96 \mu L} \left( 1 + \frac{3 \varepsilon^2}{2 (J/2)^2} \right) \Delta P.$$

Из полученного выражения видно, что эксцентриситет поверхностей увеличивает расход. Для максимального значения эксцентриситета  $\varepsilon_{\max} = J/2$  расход увеличивается в 2,5 раза. Очевидно, что поскольку зазор обычно значительно меньше  $D$ , то расход через кольцевой зазор также меньше расхода через трубу той же площади поперечного сечения.

## 1.6. Местные сопротивления

Местные сопротивления можно разделить на две основные группы:

- 1) дросселирующие органы (дроссельные отверстия, жиклеры, золотники и т. п.);
- 2) арматура (угольники, тройники, коллекторы и т. п.).

Дросселирующими называют те органы, которые ограничивают давление или расход жидкости. В этих органах возникает большая потеря напора, и в подавляющем числе случаев поток в такого рода органах является турбулентным. Если задача заключается в определении потерь напора, то решение получается сразу, в остальных случаях нужно сначала сделать предположение о том, что режим течения турбулентный, сделать вычисления, оценить исходное предположение и далее повторить расчет.

Рассмотрим турбулентное течение потока жидкости через отверстие в тонкой стенке (рис.1.4).

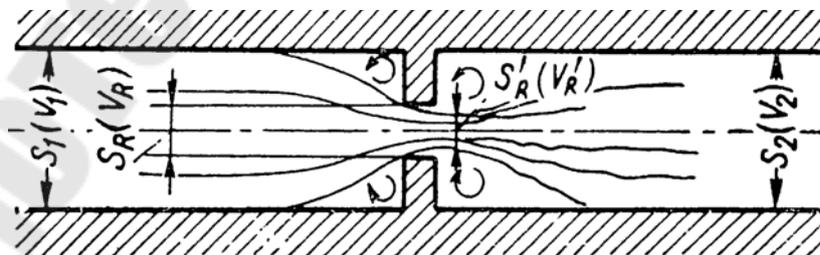


Рисунок 1.4 Схема к расчету течения потока жидкости через отверстие в тонкой стенке

Представим себе простейший случай течения через отверстие в тонкой стенке, т. е. в стенке, толщина которой такого же порядка, как

и диаметр отверстия (рис.1.4). При входе в отверстие скорость жидкости увеличивается и соответственно уменьшается статическое давление. Скорость достигает максимального значения  $v'_R$  в некотором сечении за отверстием. Этот процесс характеризуется весьма высоким к. п. д. Далее совершается обратный процесс: уменьшается скорость и увеличивается давление, причем коэффициент полезного действия этого процесса в большей степени зависит от формы выхода из отверстия. Если за отверстием нет ни цилиндрического, ни конического насадка, коэффициент полезного действия процесса восстановления давления близок к нулю, и общие потери напора, поскольку величина  $v_2^2$  пренебрежимо мала по сравнению с  $(v'_R)^2$ , а потери на кромке незначительны, близки к выражению:

$$\Delta P = \frac{\rho v'^2_R}{2}.$$

Если входная кромка отверстия выполнена острой, струя жидкости сжимается так, что действительная площадь минимального сечения струйки  $S'_R$  становится меньше площади отверстия  $S_R$ . В качестве характеристики этого явления вводят понятие коэффициента сжатия, понимая под ним отношение:

$$\varepsilon = \frac{S'_R}{S_R}.$$

Потери напора в отверстии удобнее относить к геометрической площади отверстия  $S_R$ . Учитывая, что  $v_R S'_R = v_R S'_R = Q$ , выражение определения потерь давления можно переписать так:

$$\Delta P = \frac{\rho V_R^2}{2\varepsilon^2} = \frac{\rho Q^2}{C^2 2S_R^2},$$

или с учетом, что  $\zeta = \frac{1}{\varepsilon^2}$ , то

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho Q^2}{2S_R^2}.$$

Из полученной зависимости видно, что коэффициент  $\zeta$  больше единицы. Для отверстий в тонкой стенке с острой кромкой (рис. 1.5, а) величина  $\zeta =$  от 1,7 до 1,9.

Для отверстий, у которых входная кромка выполнена на конус (рис. 1.5, б), коэффициент  $\zeta$  быстро падает, приближаясь к значению  $\zeta = 1$ , так как площадь  $S'_R \rightarrow S_R$ .

Для отверстий с двойной конической кромкой (рис. 1.5, *в*), с углом выходного конуса около  $10^\circ$ , коэффициент  $\xi$  еще более падает, так как здесь уже создан диффузор, восстанавливающий скорость  $V'_R$  с некоторым отличным от нуля коэффициентом полезного действия. Однако этот коэффициент полезного действия представляет собой функцию ряда параметров, поэтому более точным случаем расчета дроссельного отверстия будет расчет обычного отверстия с острой кромкой, выполненного в стенке толщиной, близкой к диаметру отверстия, для которого экспериментально определен коэффициент  $\xi = 1,8$ .

Чтобы, получить большую точность расчета, нужно выполнить отверстие так, как показано на рисунке 1.5, *г*, где входная кромка выполнена закругленной (радиус закругления составляет несколько процентов от диаметра отверстия).

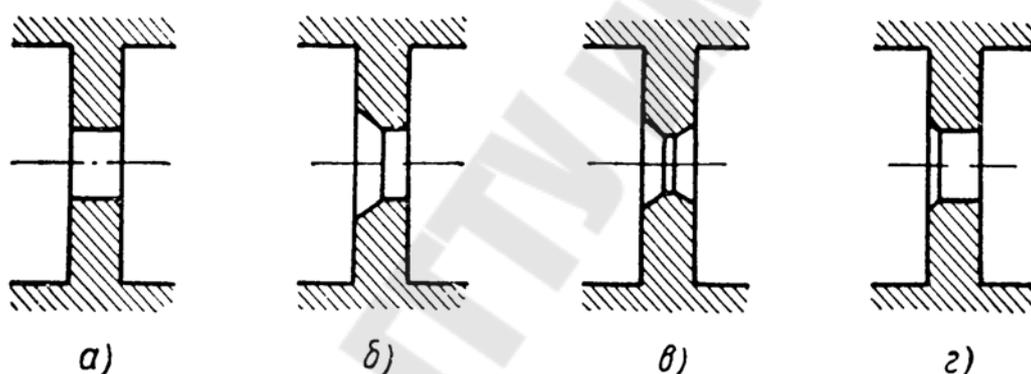


Рисунок 1.5 Различные конструкции кромок дроссельных отверстий

Для органов дросселирования распределительных устройств, т. е. для золотников, клапанов и других гидравлических устройств, коэффициент  $\xi$  удобно относить к минимальной геометрической проходной площади. Для устройств, показанных на рисунке 5, коэффициент  $\xi$  имеет следующие назначения:

*а*) сопло-заслонка (рис. 1.6, *а*).....  $\xi =$  от 1,6 до 1,9;

*б*) золотник с плунжером, имеющим кромки с углом заточки  $90^\circ$  (рис. 1.6, *б*)  $\xi \approx 1,6$ ;

*в*) золотник с коническим плунжером малой конусности (рис. 1.6, *в*)  $\xi =$  от 1,0 до 1,6.

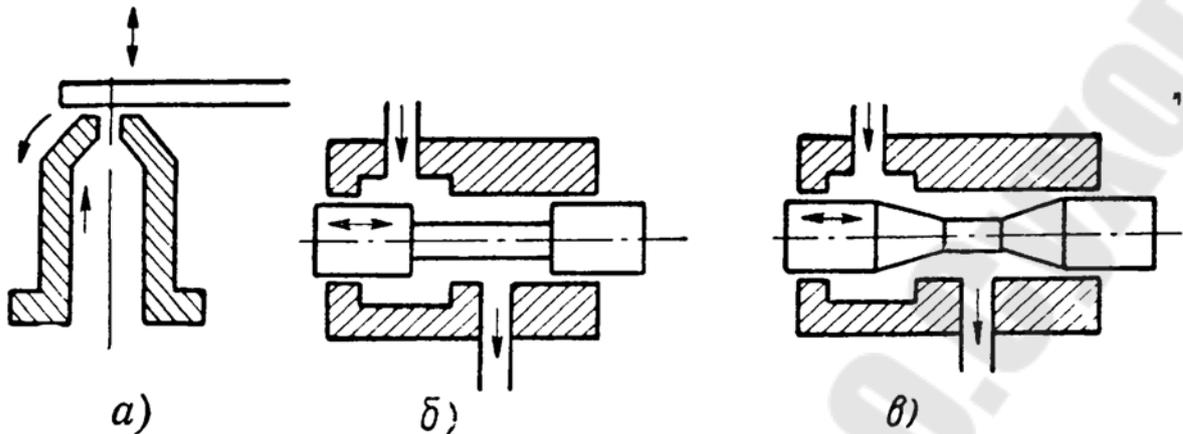


Рисунок 1.6 Органы дросселирования распределительных устройств

При уменьшении скорости течения, даже для отверстий с острой кромкой, потери скоростного напора становятся незначительными по сравнению с потерями трения, так как первые убывают пропорционально  $v^2$ , в то время как вторые убывают пропорционально  $v$ . Это означает, что коэффициент  $\xi$  (в формуле

$$\Delta P = \xi \frac{\rho Q^2}{2S_R^2})$$

будет возрастать по мере уменьшения числа Рейнольдса

( $Re = \frac{vD}{\nu}$ ), где  $v$  - средняя (предполагаемая постоянной по сечению)

скорость в минимальном геометрическом сечении;  $D$  - диаметр отверстия (или, если отверстие некруглое - так называемый гидравлический диаметр  $D_2$ , т. е. диаметр такого круглого отверстия, у которого отношение площади поперечного сечения к смоченному периметру равно таковому для рассматриваемого отверстия.

Очевидно, что  $D_2 = \frac{4S}{\chi}$ , где  $S$  - площадь поперечного сечения

некруглого отверстия;  $\chi$  - его смоченный периметр и  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости).

Процесс изменения  $\xi$  в функции  $Re$  является непрерывным, поэтому представляет известную трудность определить критическое значение  $Re_{кр}$ .

На номограмме (рис. 1.7) приведены кривые изменения коэффициента  $\xi$  в функции числа Рейнольдса для ряда отверстий с диаметром, близким к 1 мм. Номограмма построена для стандартной жидкости (FHS), принятой во Франции в качестве основной жидкости для гидросистем.

Для отверстия с острой кромкой (рис. 1.5, а) коэффициент сопротивления  $\xi$  при ламинарном режиме может быть вычислен по формуле:

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}} \left( \alpha + \frac{L}{D} \right),$$

где  $L$  и  $D$  — соответственно толщина стенки и диаметр отверстия;  $\alpha$  - коэффициент, который можно принять постоянным  $\approx 2/3$ .

Если бы переход ламинарного режима в турбулентный совершался резко, то, приняв приблизительно  $\xi = 1,8$ , можно было бы получить значение переходного числа Рейнольдса из выражения:

$$\text{Re}_{кр} = \frac{64}{1,8} \left( \alpha + \frac{L}{D} \right)$$

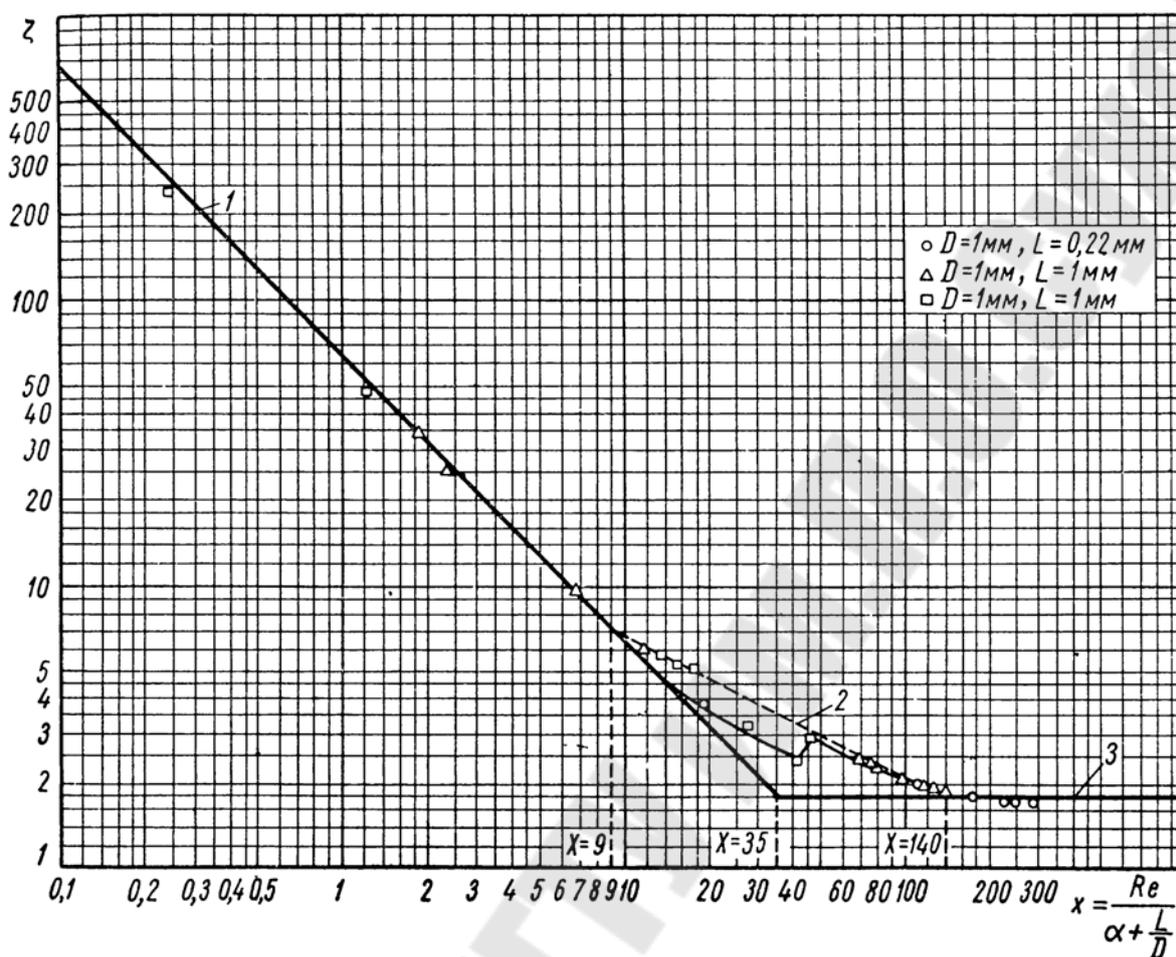
и если  $L=D$ , то  $\text{Re}_{кр} = 58$ .

В действительности переходной режим занимает целую область

$$\text{от } \text{Re} = 9 \left( \alpha + \frac{L}{D} \right) \text{ до } \text{Re} = 140 \left( \alpha + \frac{L}{D} \right),$$

т.е. имеет границы  $15 < \text{Re} < 233$ , если  $L=D$ .

В переходной зоне коэффициент  $\xi$  убывает приблизительно от  $\xi = 7,1$  до  $\xi = 1,8$ . Можно предложить следующие приближенные значения верхнего предела  $\xi$  в переходной области (табл. 1.1).



1 - ламинарный режим  $\xi = \frac{64}{x}$ ; 2 - переходная зона; 3 - турбулентный режим ( $\xi \approx 1,8$ ).

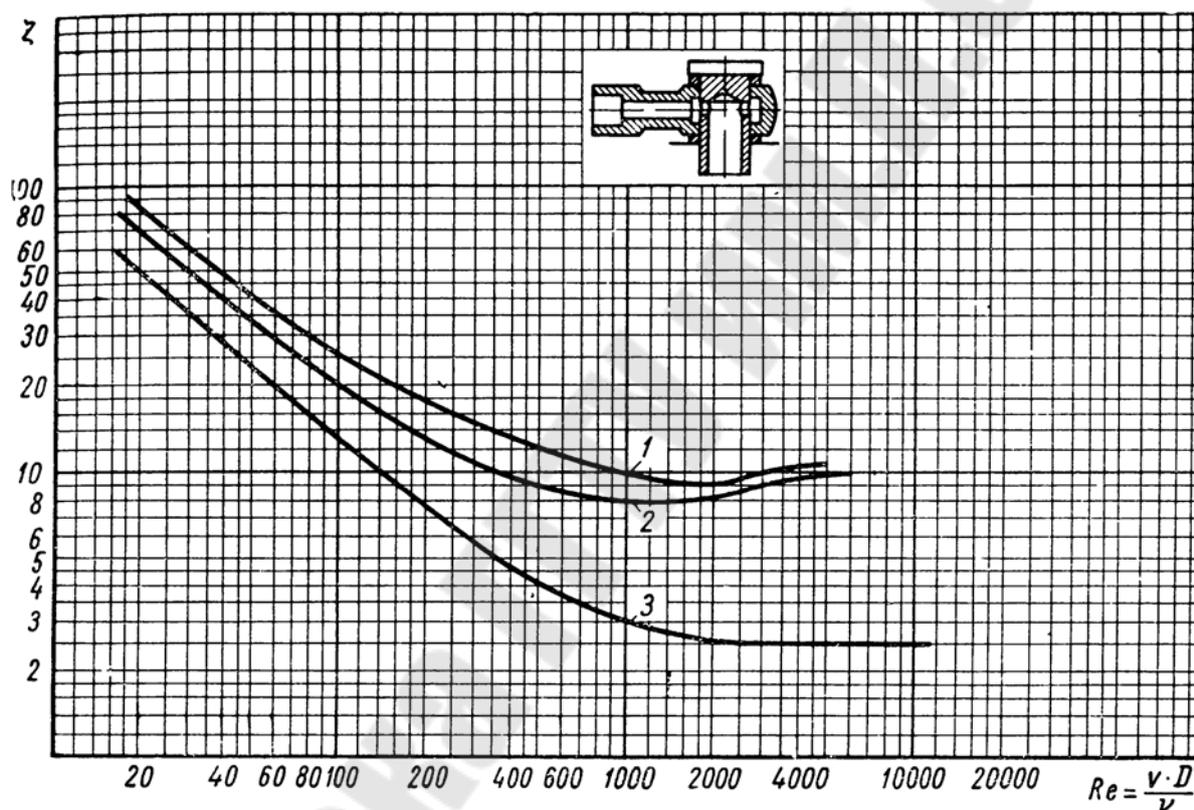
Рисунок 1.7 Коэффициент сопротивления  $\xi$  круглого отверстия с острой кромкой в функции числа Рейнольдса, при  $\alpha=0,667$ .

Таблица 1.1 Изменение верхнего предела  $\xi$  в переходной области

$Re / \left( \alpha + \frac{L}{D} \right)$	9	12	15	20	30	50	70	100	140
$\xi$	7,1	6	5,5	4,6	3,8	3	2,5	2,1	1,8

Необходимо отметить, что ламинарный режим в дросселирующих органах практически не встречается, т.к. чтобы создать ламинарный режим, нужно иметь очень низкое число Рейнольдса, что сделать затруднительно без использования специальных капиллярных участков.

Основными видами местных сопротивлений в гидропневмосистемах является арматура. Сюда относятся повороты, угольники, тройники и прочие органы соединения трубопроводов. Расчетным сечением для этих органов принимают номинальное сечение, т. е. поперечное сечение трубы, к которой указанная арматура присоединяется. Арматуру можно рассматривать как органы, занимающие по своим гидравлическим свойствам промежуточное положение между трубами и дросселирующими органами, поэтому ее рассматривают, как местные сопротивления.



- 1- поворотный угольник присоединен к трубопроводу большого диаметра отношением 2:4;
- 2- отношением 4:6;
- 3- по размеру трубопровода.

Рисунок 1.8 Изменение коэффициента сопротивления в функции числа  $Re$  для углового соединения

При турбулентном режиме течения жидкости значения коэффициента сопротивления  $\xi$  этих органов зависит от их конструктивной формы, а также, в известной мере, от размеров,

качества обработки и других производственных факторов, поэтому в расчетах можно принимать следующие приближенные значения:

- 1) угольник ( $\angle 90^\circ$ ) -  $\xi \approx 0,5$ ;
- 2) колено -  $\xi \approx 1$ ;
- 3) угловое соединение -  $\xi \approx (2 \div 3)$  (рис. 1.8);
- 4) клапаны, распределители и т.п. -  $\xi \approx (3 \div 6)$ .

Область ламинарного режима у арматуры шире, чем у дросселирующих органов, и уже, чем у труб, можно утверждать, что критическое число Рейнольдса располагается в области между 1000 и 3000 (рис. 1.8). Выбор номинального сечения в качестве расчетного усложняет определение критического числа Рейнольдса. Это можно пояснить следующим примером. Представим себе два одинаковых органа арматуры, предназначенных для двух труб с различными номинальными сечениями. Критический режим в этих двух органах будет иметь место при одном и том же расходе. Следовательно, если отношение диаметров  $\frac{D}{D'}$  двух труб  $T$  и  $T'$  равно  $\lambda$ , то отношение чисел Рейнольдса будет определяться зависимостью:

$$\frac{Re'}{Re} = \frac{gD'/v}{gD/v} = \frac{gD\lambda/v\lambda^2}{gD/v} = \frac{1}{\lambda}.$$

## **Тема 2 Аккумуляция, передача и рассеивание гидравлической энергии**

## 2.1. Перемещение сжимаемой жидкости

Для перемещения сжимаемой жидкости необходимо затратить определенную работу  $A$ , которая равна сумме работы, затрачиваемой на сжатие жидкости  $A_1$  и работы – на перемещение жидкости при постоянном давлении  $A_2$ :  $A=A_1+A_2$ .

Рассмотрим работы, совершаемые поршнем площадью  $S$ , перемещающего в цилиндре сжимаемую жидкость, принимая к.п.д. процесса равным 1 (рис. 2.1):

- цилиндр с помощью клапанов  $R_0$  и  $R_1$ , может быть соединен соответственно с внешней средой, заполненной жидкостью под постоянным давлением  $P_0$  и емкостью  $C$ , заполненной жидкостью под постоянным давлением  $P_1$ .

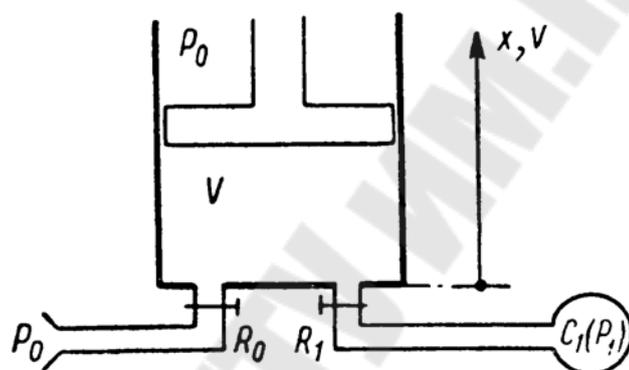


Рисунок 2.1 Принципиальная схема работы компрессора

В начальном положении поршень занимает положение при  $x=x_0$  и при этом клапан  $R_0$  открыт, а клапан  $R_1$  закрыт. После закрытия клапана  $R_0$  в поршневой полости будет изолирован объем жидкости  $V_0$  с давлением  $P_0$  массой  $M$ . При перемещении поршня (в сторону сжатия жидкости) произойдет изменение объема жидкости до  $V_1$ , давления до  $P_1$ , а координата поршня будет  $x_1$ . Для выполнения данного перемещения поршня цилиндра, необходимо затратить механическую работу  $A_1$ , определяемую уравнением:

$$A_1 = - \int_{x_0}^{x_1} (P - P_0) S dx = - \int_{V_0}^{V_1} (P - P_0) dV .$$

Графически эта работа может быть представлена в виде диаграммы процесса сжатия жидкости в виде площади треугольника  $ABE$  (рис. 2.2), у которого сторона  $AB$  является кривой линией.

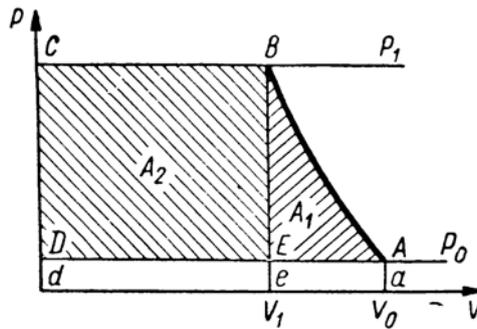


Рисунок 2.2 Индикаторная диаграмма процессов сжатия и перемещения жидкости поршнем цилиндра

После открытия клапана  $R_1$  и дальнейшем перемещении поршня цилиндра, жидкость массой  $M$  будет вытеснена в полость  $C_1$ , а механическая работа, совершаемая поршнем на этом перемещении, может быть определена следующим уравнением:

$$A_2 = - \int_{x_1}^0 (P_1 - P_0) S dx = - \int_{V_1}^0 (P_1 - P_0) dV = (P_1 - P_0) V_1.$$

Величина работы  $A_2$  выражается на индикаторной диаграмме площадью прямоугольника  $HCDE$  (рис. 2.2). Если теперь закрыть клапан  $R_1$ , и открыть клапан  $R_0$ , то поршень может вернуться в первоначальное положение не затрачивая работы. Таким образом, полная работа  $A$  выражается площадью фигуры  $ABCDE$  (рис. 2.2).

Из данного примера легко видеть, что работа сжатия  $A_1$  накапливается жидкостью, тогда как работа перемещения  $A_2$  только передается ею от поршня в область  $C_1$ .

Несколько иначе процесс сжатия и перемещения газа будет выглядеть при учете термодинамики. При этих условиях работа сжатия определяется следующим уравнением:

$$A'_1 = - \int_{V_0}^{V_1} P dV = I c_g \Delta T,$$

где  $I$  – момент инерции,  $c_g$  - удельная теплоемкость при изменении объема,  $\Delta T$  - изменение температуры.

Графически эта работа может быть представлена в виде диаграммы процесса сжатия газа в виде площади фигуры  $ABea$  (рис. 2.3). Аналогичным образом получаем уравнения и их графические представления для других работ:

работа на перемещение газа (площадь  $BCde$  рис. 2.3):

$$A_2' = - \int_{V_1}^0 P_1 dV = P_1 V_1$$

работа всасывания (площадь  $AadD$  рис. 2.3):

$$A_3' = -P_0 V_0.$$

Полная работа:  $A' = A = A_1' + A_2' + A_3'$ .

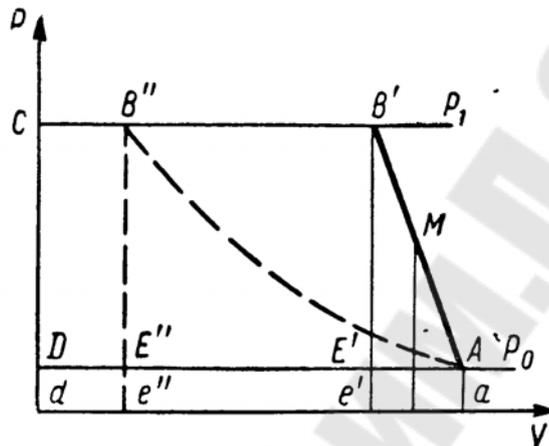


Рисунок 2.3 Диаграмма процесса сжатия и перемещения газа

В случае, когда рабочей средой является жидкость модуль объемного сжатия жидкостей определяется соотношением:

$$\frac{dV}{V} = - \frac{dP}{B},$$

где  $B$  – модуль объемного сжатия имеет размерность давления, и его численные значения значительно превосходят величину давлений, обычно встречающихся в гидравлических системах.

При этих условиях изменение объема в результате сжатия жидкости  $dV$  всегда имеет малое значение по сравнению с объемом  $V$ , и поэтому можно заменить указанное соотношение следующим:

$$\frac{dV}{V_m} = - \frac{dP}{B},$$

где  $V_m = \frac{V_0 + V_1}{2}$  средний объем. Это означает, что на рисунке 2.3

сегмент, ограниченный кривой  $AB$ , можно заменить треугольником, имеющим прямую  $AB'$ , наклон которой определяется точкой  $V=V_m$ , площадь которого будет равна:

$$t = - \frac{B}{V_m}.$$

Тогда, подставив  $dV = -\frac{V_m}{B} dP$  в выражения для определения работ  $A_1$  и  $A_1'$  получим выражения для определения работ на перемещение и сжатие жидкости (газа) в следующем виде:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{V_m (P_1 - P_0)}{B} \\ A_2 &= V_1 (P_1 - P_0) \\ A_1' &= \frac{V_m (P_1^2 - P_0^2)}{2B} \\ A_2' &= P_1 V_1 \\ A_3' &= -P_0 V_0, \end{aligned}$$

тогда полная работа будет определяться:

$$A = A_1 + A_2 = A_1' + A_2' + A_3' = V_m (P_1 - P_0)$$

Для жидкостей, применяемых в гидросистемах, модуль  $B$  имеет величину порядка 1500 - 2000 МПа, а наибольшее давление в действующих установках немного выше 30 МПа. Исходя из этого соотношение работ будет следующее:

$$\frac{A_1}{A} = \frac{P_1 - P_0}{2B} \leq \frac{1}{100}.$$

Из данного соотношения видно, что для жидкостей работа сжатия, т. е. энергия, которая аккумулируется в жидкости, пренебрежимо мала по сравнению с работой перемещения (т. е. с энергией, транспортируемой жидкостью).

В случае использования в качестве рабочей среды газа при адиабатическом процессе сжатия работы будут определяться следующими соотношениями:

$$A_1 = - \int_{V_0}^{V_1} (P - P_0) dV = P_0 V_0 \left\{ \frac{1}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{-\frac{1}{k}} - 1 \right\},$$

где  $k = c_p / c_v$  – показатель адиабаты, определяемый как отношение теплоемкостей, и  $PV^k = P_0 V_0^k$ . Графически эта работа соответствует площади фигуры  $AB'E''A$  (рис. 2.3).

Механическая работа, совершаемая поршнем на перемещение газа, может быть определена следующим уравнением:

$$A_2 = (P_1 - P_0)V_1 = P_0V_0 \left[ \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{-\frac{1}{k}} \right],$$

что соответствует фигуре ограниченной точками  $B''CDE''B''$  (рис. 2.3).

С учетом всасывания и отсутствием давлением в штоковой полости цилиндра работа будет определяться следующими выражениями:

$$A_1' = - \int_{V_0}^{V_1} PdV = P_0V_0 \frac{1}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \text{ (площадь } aAB''e''a, \text{ рис.2.3)}$$

$$A_2' = P_1V_1 = P_0V_0 \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \text{ (площадь } B''CdeB'', \text{ рис.2.3)}$$

$$A_3' = -P_0V_0, \text{ (площадь } aADda, \text{ рис.2.3)}$$

$$A = A_1 + A_2 = A_1' + A_2' + A_3' = P_0V_0 \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

(площадь  $AB''CDA$ , рис.2.3).

Из полученных зависимостей видно, что с увеличением отношения давлений  $P_1/P_0$  работа  $A_1'$  стремится к работе  $A$ ,  $A_2'$  - к  $A_2$  и  $A_3'/A$  - к 0, тогда отношение работ  $A_1'/A$  стремится к отношению  $\frac{1}{k}$ .

При изотермическом процессе  $PV = P_0V_0$  будем иметь следующие уравнения для определения работ:

$$A_1 = P_0V_0 \left( \frac{P_0}{P_1} - 1 + \ln \left( \frac{P_1}{P_0} \right) \right),$$

$$A_2 = P_0V_0 \left( 1 - \frac{P_0}{P_1} \right),$$

$$A_1' = P_0V_0 \ln \left( \frac{P_1}{P_0} \right),$$

$$A_2' = P_0V_0,$$

$$A_3' = FP_0V_0.$$

Из полученных зависимости видно, что с увеличением отношения давлений  $P_1/P_0$  отношение работ  $\frac{A_1}{A}$  стремится к 1, т.е. работа перемещения становится пренебрежимо мала по сравнению с работой сжатия.

## 2.2. Гидравлическая мощность

**Гидравлическая мощность** – это мощность, передаваемая жидкостью. Она может быть определена из работы, если выполнить деление на время, т.е. получаем выражение вида:

$$N = Q_m(P_1 - P_0),$$

где  $Q_m$  — средний объемный расход, вычисленный по средней плотности  $\rho_m = \frac{\rho_0 + \rho_1}{2}$ ;  $\rho_0$  — плотность при давлении  $P=P_0$ ;  $\rho_1$  — плотность при  $P=P_1$ .

Однако изменение плотности с изменением давления жидкости пренебрежимо мало, поэтому в практических расчетах им пренебрегают, а гидравлическую мощность определяют:

$$N = Q \Delta P.$$

Мощность и крутящий момент, подводимые к насосу или отдаваемые гидромотором можно определить исходя из их технических параметров:

$q$  - объемная постоянная, т.е. теоретический литраж насоса или мотора (геометрическая подача за один оборот);  $\omega_0$  - угловая скорость вращения в рад/сек;  $n$  - число оборотов в секунду;  $M$  - крутящий момент на валу;  $\eta_0$  - объемный к. п. д. насоса;  $\eta$  - полный к. п. д. насоса;  $\eta'$  - объемный к. п. д. гидромотора;  $\eta_0'$  - полный к. п. д. гидромотора.

Тогда получим следующие соотношения (см. таблицу 2):

Таблица 2 Расчетные зависимости основных параметров гидромашин

	Насос	Гидромотор
Мощность на валу	$N = \frac{1}{\eta} Q \Delta P$	$N = \eta' Q \Delta P$
Скорость вращения	$\omega = \frac{2\pi Q}{\eta_0 q}$	$\omega = 2\pi \eta_0' \frac{Q}{q}$

Момент на валу	$M = \frac{N}{\omega} = \frac{\eta_0 q \Delta P}{2\pi\eta}$	$M = \frac{N}{\omega} = \frac{\eta' q \Delta P}{2\pi\eta'_0}$
----------------	---	---

### 2.3. Аккумуляция энергии.

В автономных гидросистемах для их функционирования часто возникает необходимость аккумуляции энергии. Обычно для этой цели применяют пневматические аккумуляторы, или аккумуляторы, использующие нейтральный газ.

Выбор той или иной системы аккумуляции в большинстве случаев определяется стремлением получить минимальный вес. Если общая аккумулялируемая энергия равна  $E$  и мощность установки  $N$ , суммарный вес источника энергии в первом приближении может быть определен:

$$G = \alpha E + \beta N,$$

где  $\alpha$  - отношение веса аккумулятора к аккумулялируемой в нем энергии, т.е. отношение, которое в значительной степени зависит от типа аккумулятора, и  $\beta$  - отношение веса аккумулятора к мощности цепи потребителей, т.е. отношение, которое изменяется в зависимости от свойств и особенностей этой цепи и не зависит от типа аккумулятора.

Очевидно, что нельзя дать для каждого случая точных значений  $\alpha$  и  $\beta$ , так как эти коэффициенты зависят от технологических качеств отдельных узлов; от продолжительности работы (требуемого ресурса) и степени безопасности; а также от величины общей аккумулялируемой энергии, максимального давления и максимального расхода.

Анализ сравнительных характеристик отдельных аккумуляторных установок показывает следующее:

1) аккумуляторы с механическими пружинами следует применять только в исключительном случае, когда например необходимо быстро воздействовать на какое-либо защитное устройство, т.к. энергия, аккумулялируемая жидкостью отнесенная к единице веса определяется:

$$E_{np} = \frac{\tau_1^2 \cdot 10^3}{4G\rho},$$

где  $\tau_1$  — касательное напряжение пружин;  $G$  — модуль упругости при сдвиге;  $\rho$  — плотность жидкости.

2) пневматические аккумуляторы, не заряжаемые в процессе работы, можно применять для постоянно повторяющихся операций только в тех установках, действие работы которых ограничивается

приблизительно несколькими секундами, т.к. энергия, аккумулируемая жидкостью отнесенная к единице веса определяется:

$$E_{np} = \frac{72T_1}{\Delta + K_1 + K_2},$$

где  $T_1$  – абсолютная температура;  $K_1$  – вес оболочки воздушной части аккумулятора, приходящийся на 1 кг воздуха;  $K_2$  – вес жидкости и оболочки жидкостной части аккумулятора, приходящийся на 1 кг воздуха;  $\Delta = V_2 - V_1$  - объем жидкости вытесняемой при разрядке аккумулятора, причем  $\frac{V_1}{V_2} = \frac{2}{3}$ .

3) при более длительной продолжительности функционирования установки прибегают к внешнему источнику энергии (насос, подзаряжающий пневматический аккумулятор; генератор, подзаряжающий электрический аккумулятор, и т. п.).

#### 2.4. Рассеивание энергии в жидкости.

Во всякой гидравлической системе переносимая жидкостью энергия передается внешнему потребителю и, кроме того, рассеивается внутри потока, переходя в тепло.

Часть передаваемой энергии существенна в системах типа гидравлической трансмиссии (порядка 80%), и весьма незначительна в амортизационных и демпфирующих устройствах.

Во многих случаях передаваемая жидкостью энергия практически равна нулю; это будут случаи, когда внешние действующие силы сводятся к силам инерции и усилиям входного сигнала.

Та часть энергии, которая рассеивается и переходит в тепло, вызывает нагрев жидкости и различных органов гидравлической системы. Можно считать, что при отсутствии излучения все рассеивание энергии полностью происходит внутри жидкости.

Нагрев, возникающий в результате дросселирования можно определить через потери мощности. Известно, что мощность передаваемая жидкостью определяется:

$$N = Q \Delta P = \frac{G}{\gamma} \Delta P,$$

где  $G$  — весовой расход жидкости;  $\gamma$  — удельный вес жидкости.

Мощность, необходимая для нагрева на  $1^\circ\text{C}$ , равна

$$N_i = IGc,$$

где  $c$  — удельная теплоемкость жидкости;  $I$  — механический эквивалент тепла.

Тогда нагрев жидкости, вследствие потери мощности можно определить:

$$\Delta T = \frac{N}{N_t} = \frac{\Delta P}{Ic\gamma}.$$

Практически вся энергия рассеивания в насосе полностью переходит в тепло, вызывая нагрев жидкости. Чтобы определить общий нагрев за цикл работы насоса, нужно, следовательно, разделить полученную выше величину на к. п. д. насоса. Поэтому, часто в гидросистемах, где есть опасность перегрева устанавливают насосы переменной производительности.

Опасно применять обычные гидравлические жидкости для температур свыше  $120^{\circ}\text{C}$  в разомкнутых цепях и свыше  $150^{\circ}\text{C}$  в замкнутых цепях. В случае невозможности ограничить рабочую температуру, следует применять специальные жидкости: Oronite, FN8 и т. п. Однако применение этих жидкостей не только ограничивается температурным интервалом до  $200^{\circ}\text{C}$ , но и предъявляет особые требования к эксплуатации: систему следует защищать от воздуха и водяного пара, ограничивается применение ряда металлов, а также некоторых сплавов и т. п.

## Тема 3 Гидравлические характеристики элементов гидросистем

### 3.1. Понятие гидравлической характеристики.

Известно, какое влияние на работу гидросистемы оказывает простейшее гидравлическое сопротивление, т. е. говоря точнее, такой однопроточный гидравлический элемент, у которого проходное сечение неизменно. Такого рода элементы мы будем называть пассивными элементами гидросистемы.

Известно, что потери давления в них связаны с расходом следующим соотношением:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho Q^2}{S_R^2},$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления,  $\rho$  – плотность жидкости,  $Q$  – объемный расход жидкости,  $S_R$  – площадь проходного сечения. Данное соотношение представляет собой гидравлическую характеристику пассивного элемента гидросистемы.

Аналогичным образом, свойства любого гидравлического элемента описываются соотношением некоторых величин, среди которых могут быть гидравлические (расход и давление), механические (скорость вращения, положение управляющего звена), а также электрические (командный ток) и т. п.

Таким образом, гидравлической характеристикой называют такую функцию двух переменных, по меньшей мере одна из которых является гидравлической, при фиксированном значении других переменных, входящих в это соотношение, т.е. гидравлическая характеристика есть уравнение вида

$$f(\alpha, \beta, \gamma_i, \delta_i, \dots) = 0.$$

Графически гидравлическая характеристика изображается кривой, построенной в плоскости переменных  $\alpha$ ,  $\beta$ . Выбор переменных  $\alpha$ ,  $\beta$  определяется, особенностями исследуемого объекта. Например, если речь идет о насосе, то, в общем случае, рассматриваются характеристики вида расход — напор ( $Q=f(H)$ ) при постоянном давлении всасывания ( $P_0$ ), при постоянном числе оборотов ( $n$ ) и при постоянном рабочем объеме ( $q$ ) (т. е. геометрической подаче за один оборот) в объемных насосах. Иногда для насосов строят

характеристики вида давление нагнетания — давление всасывания или расход — давление всасывания, или, наконец, расход утечек - давление всасывания. Можно указать большое количество таких органов гидросистем, для которых существует целое семейство характеристик. К ним относятся, многопроточные агрегаты, т. е. такие агрегаты, у которых имеется несколько входных или выходных каналов и для которых можно в зависимости от интересующего нас расхода (основного расхода, расхода байпаса или расхода, направляемого в сервоустройство) построить семейство различных расходно-напорных характеристик.

Гидравлическая характеристика может быть получена как расчетным путем, так и экспериментально. Кроме того, ее можно построить с помощью аналогии, объединяя данные расчетов с результатами опытов, проведенных на подобных устройствах.

Таким образом, гидравлическая характеристика представляет собой мощное средство исследования установившегося режима гидросистем и, в частности, их синтеза. С ее помощью можно проводить графический анализ, который является особенно необходимым при предварительном проектировании систем и который затем по мере разработки проекта позволяет уточнить параметры каждого звена гидросистемы. Хотя гидравлическая характеристика и отражает в принципе только установившееся состояние и не раскрывает переходных режимов, она является тем не менее ценным материалом динамического анализа, ибо по ней определяются те режимы, для которых этот анализ чаще всего необходим (например, точки перегиба характеристики, точки максимального или минимального градиента).

### **3.2 Гидравлические характеристики пассивных однопроточных гидравлических элементов.**

Гидравлические характеристики проточных элементов с неизменным проходным сечением определяются уравнением вида:

$$\Delta P = f(Q).$$

Данное уравнение весьма близко к уравнению параболы, т.к. коэффициент сопротивления  $\zeta$  является практически постоянной величиной при изменении расхода в пределах турбулентного режима.

Гидравлические характеристики однопроточных элементов с переменным проходным сечением, например, различных клапанов, у

которых площадь проходного сечения изменяется в зависимости от ряда величин, имеют более сложный характер.

Рассмотрим гидравлическую характеристику клапана прямого действия с коническим затвором (рис. 3.1). Особенность работы этого клапана состоит в том, что его проходная площадь  $S_R$  является функцией перепада давления  $\Delta P$ , и, следовательно, уравнение гидравлической характеристики имеет вид:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho Q^2}{[S_R(\Delta P)]^2}.$$

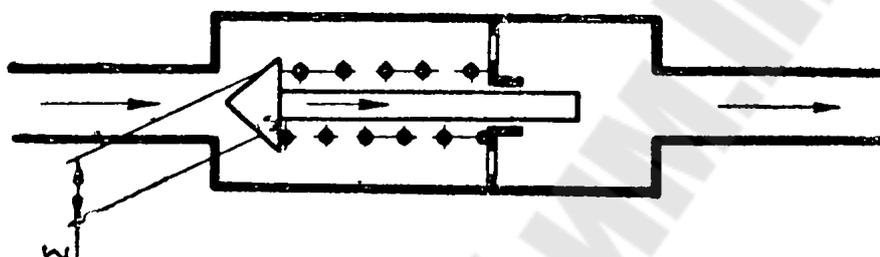


Рисунок 3.1 Схема клапана с коническим затвором прямого действия

Для использования этого уравнения необходимо знать зависимость изменения площади проходного сечения клапана от перепада давления на нем. Если принять в первом приближении, что разность давлений  $\Delta P$  действует на площадь затвора клапана  $\Sigma$ , преодолевая усилие пружины жесткостью  $R$  с начальным усилием затяжки  $F_0$ . При этом величина площади поперечного сечения открывающейся клапанной щели  $S_R$  будет связана с перемещением  $x$  клапана зависимостью:

$$S_R = kx,$$

где  $k$  – периметр, открывающейся клапанной щели.

В данном случае моменту открытия клапана будет соответствовать перепад давления:

$$\Delta P_0 = \frac{F_0}{\Sigma}.$$

Для случая  $\Delta P > \Delta P_0$  будем иметь следующее уравнение:

$$\Delta P = \frac{F_0 + Rx}{\Sigma} = \Delta P_0 + \frac{Rx}{\Sigma}.$$

Площадь проходного поперечного сечения открывающейся клапанной щели в данном случае определяется выражением:

$$S_R = \frac{k\Sigma}{R}(\Delta P - \Delta P_0),$$

а расход уравнением вида:

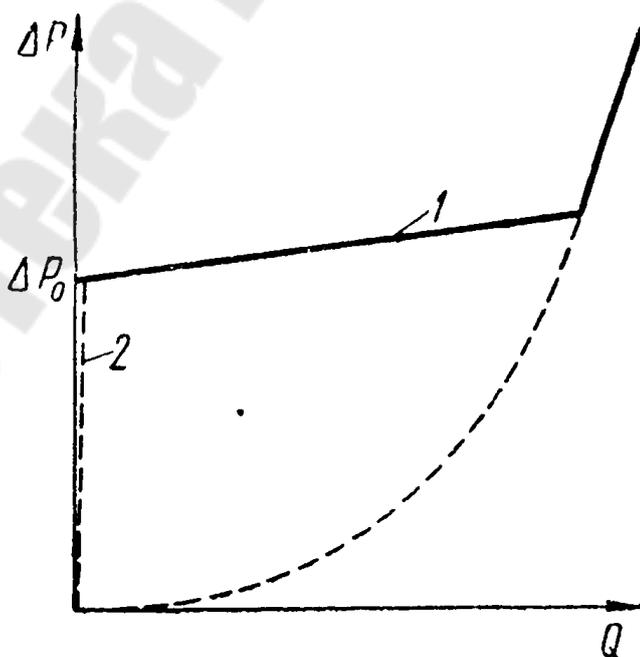
$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho\zeta}} S_R = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho\zeta}} \frac{k\Sigma}{R} (\Delta P - \Delta P_0).$$

В общем случае при больших значениях перемещения  $x$  затвора клапана площадь  $S_R$  уже не равна  $kx$  и, что еще важнее, гидравлические силы, действующие на клапан, изменяются с расходом, т. е. коэффициент площади  $\Sigma$  не является величиной постоянной. Поэтому уравнение расхода будет иметь вид:

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho\zeta}} \frac{k}{R} (\Sigma\Delta P - \Sigma_0\Delta P_0).$$

Полученное уравнение определяет вид характеристик клапанов. В большинстве случаев рабочая часть характеристики достаточно точно совпадает с отрезком 1 прямой рисунка 3.2.

Нередко стараются создать клапан с горизонтальной характеристикой. Однако практические трудности создания пружины с весьма пологой характеристикой ограничивают и степень пологости характеристики клапана. Кроме того, существуют еще более жесткие ограничения в отношении пологости характеристики, налагаемые условием динамической устойчивости клапана, которое определяется изменением полной нагрузки на клапан (гидравлическая сила + сила пружины) в функции его хода и перепада давления  $\Delta P$ .



1-рабочая часть характеристики; 2 – утечки, вследствие внутренней не герметичности

Рисунок 3.2 Гидравлическая перепадно-расходная характеристика клапана

### 3.3. Сложение гидравлических характеристик систем с пассивным однопроточным гидравлическим элементом.

Рассмотрим гидравлическую цепь, расход в которой зависит от нагрузки и в которую включено некоторое устройство, функционирующее только в том случае, если будет обеспечен некоторый определенный минимум избыточного давления (например, давление, необходимое для осуществления перемещения груза). Если характеристика всего выходного участка цепи не позволяет при малых расходах обеспечить этот минимум давления, то на выходе из рассматриваемого устройства устанавливают подпорный клапан (рис. 3.3). Характеристика выходного участка цепи с подпорным клапаном (кривая  $T$ ) получается сложением характеристики самой цепи (кривая  $A$ ) и характеристики клапана (кривая  $V$ ) при таком построении легко видны граничные значения давления  $P$  и расхода  $Q$ , получаемые в результате применения подпорного клапана.

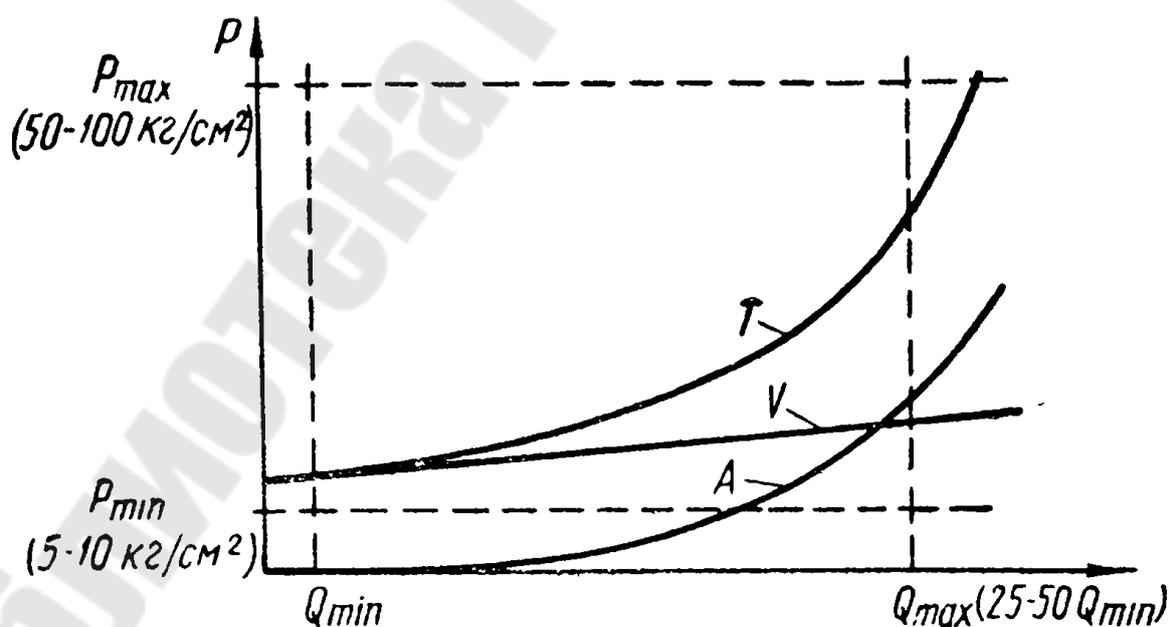


Рисунок 3.3 Характеристика гидросистемы с подпорным клапаном

### 3.4. Гидравлическая характеристика однопроточного линейного элемента типа дроссельный клапан.

Чтобы иметь точное соответствие гидравлического дросселя электрическому сопротивлению (что может потребоваться при создании электрогидравлической аналогии), нужно взять два таких дросселя и расположить их противоположно один другому, как показано на рисунке 3.4. Клапан данного типа позволяет пропускать поток жидкости в обоих направлениях, причем, когда поток направлен от *I* к *II*, работает клапан 1, если же поток движется от *II* к *I*, то работает клапан 2.

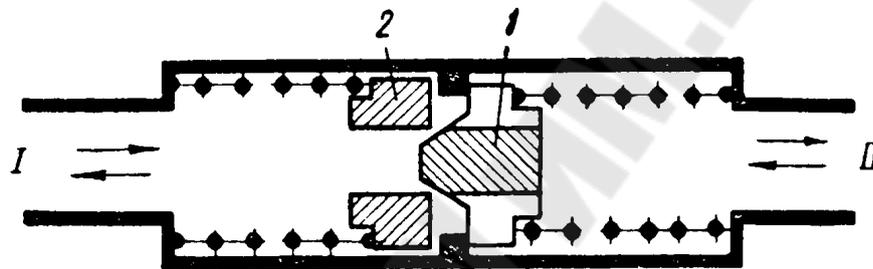


Рисунок 3.4 Дроссельный клапан двустороннего действия

Между расходом через клапан и перепадом давления в нем существует зависимость:

$$Q = K \sqrt{\Delta P} (\Sigma \Delta P - \Sigma_0 \Delta P_0),$$

где  $\Sigma$  — площадь, на которую действует перепад давления  $\Delta P$  и которая изменяется с открытием клапана,  $K$  — постоянная характеристики клапана ( $K = \sqrt{\frac{2}{\rho \zeta}} \frac{k}{R}$ ). Предположим, что начальная

затяжка пружины  $\Delta P_0 = 0$ , а величина  $\Sigma$  изменяется с открытием клапана в соответствии с соотношением:  $\frac{1}{\sqrt{\Delta P}}$ .

Тогда уравнение расхода можно записать в следующем виде:

$$Q = K' \Delta P,$$

где  $K' = \Sigma \sqrt{\frac{2}{\rho \zeta}} \frac{k}{R}$ . Полученная характеристика соответствует линейной характеристике.

### 3.5. Гидравлические характеристики гидравлических генераторов

Широко применяемыми в настоящее время гидравлическими генераторами являются насосы, а также заполненные жидкостью резервуары, в которых поддерживается некоторое избыточное давление. Такого рода резервуары используют практически только как аккумуляторы, однако их можно отнести и к генераторам, если только не рассматривать процесс их наполнения. Однако исходя из вида характеристик гидравлических генераторов в поле давление  $P$  — расход  $Q$ , т. е. с точки зрения их использования, удобно предложить другую классификацию, которая уже саму область насосов делит на две группы. Согласно такой классификации можно представить себе два типа гидравлических генераторов: генераторы постоянного давления и генераторы постоянного расхода.

Генераторы постоянного давления обеспечивают практически постоянное давление при переменном расходе. Они имеют характеристику, близкую к горизонтальной прямой ( $P = \text{const}$ ).

Генераторы постоянного расхода обеспечивают практически постоянный расход при переменном давлении. Их характеристика близка к вертикали ( $Q = \text{const}$ ). Однако ни генератор постоянного давления, ни генератор постоянного расхода не являются идеальными для гидросистем.

Простейшим и лучшим генератором постоянного давления является заполненный жидкостью резервуар, к которому подведен газ под некоторым постоянным избыточным давлением. С увеличением расхода характеристика такого генератора имеет вид падающей кривой (рис. 3.5).

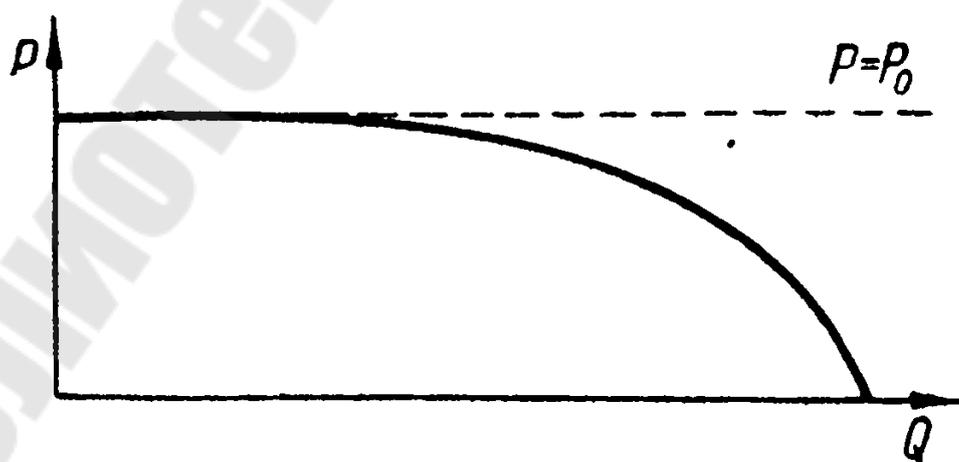


Рисунок 3.5 Характеристика резервуара, имеющего выходное со-

## противление

Такое западание характеристики объясняется тем, что выход из резервуара представляет собой всегда некоторое сопротивление, потери напора в котором оказываются неотделимыми от характеристики резервуара. В аккумуляторах при изменении расхода необходимо непрерывно поддерживать давление. Наиболее просто это решается при наполнении газом под некоторым давлением  $P_1$  части  $\lambda V_t$  общего объема  $V_t$  аккумулятора. В этом случае объем накопленной жидкости не превышает величину  $(1-\lambda)V_t$  и давление в нем может упасть при полном его опорожнении от  $P_1$  до  $\lambda P_1$ . Конструктивно газ отделяется от жидкости поршнем, называемым свободным, что применяется в цилиндрических аккумуляторах, или же резиновой диафрагмой, что оказывается удобным для аккумуляторов сферической формы (последнюю часто предпочитают по соображениям прочности).

Для уменьшения габаритов аккумулятора можно рекомендовать уменьшать газовую часть аккумулятора  $\lambda$  подключением к аккумулятору (через регулируемый по давлению редуктор) газового объема высокого давления или использованием продуктов сгорания специального порохового заряда. Можно также уменьшить общий объем аккумулятора, подключив к нему насос, включаемый автоматически при падении давления до определенной величины или же при опускании поршня до заданного положения. Если насос имеет переменную производительность, то он может быть включен на непрерывную работу, ибо изменение его подачи будет производиться регулятором давления. Эти решения пригодны только при условии, когда в аккумуляторе сохраняется его главное свойство — нечувствительность к резким изменениям расхода, что и оправдывает его применение как демпфера между насосом и остальной линией.

Например, время остановки или прекращения подачи объемного насоса, питающего аккумулятор, определяет минимальный объем газа, необходимый для ограничения величины резкого подъема давления, сопровождающего выключение потребителя. Заметим, кстати, что мембранный аккумулятор быстрее реагирует на резкие изменения расхода, чем поршневой аккумулятор, вследствие инерции поршня последнего.

Лопастные насосы (центробежные, диагональные, осевые), работа которых протекает при постоянном числе оборотов  $n$ , могут

также рассматриваться как источники практически постоянного давления. В первом приближении можно считать, что развиваемый ими напор зависит только от  $n$  (пропорционален  $n^2$ ). Однако в действительности это не совсем правильно, т.к.:

а) энергия, передаваемая жидкостью, как это следует из уравнения Эйлера, пропорциональна тангенциальной составляющей выходной скорости  $v_u$ , которая всегда уменьшается с расходом;

б) гидравлический к. п. д. является функцией углов, образуемых в относительном движении потоком с профилем лопасти и диффузора, и имеет максимальное значение для определенной величины  $\frac{Q}{n}$ ;

в) всасывающая способность насоса ограничивает его число оборотов, так как местное разрежение есть функция  $Q^2$ ; расход, даваемый насосом, резко ограничивается такой величиной, которая определяется абсолютным давлением, равным упругости паров жидкости (кавитация).

Данные особенности и объясняют ту форму действительной, экспериментально получаемой гидравлической характеристики лопастного насоса, которая показана на рисунке 3.6.

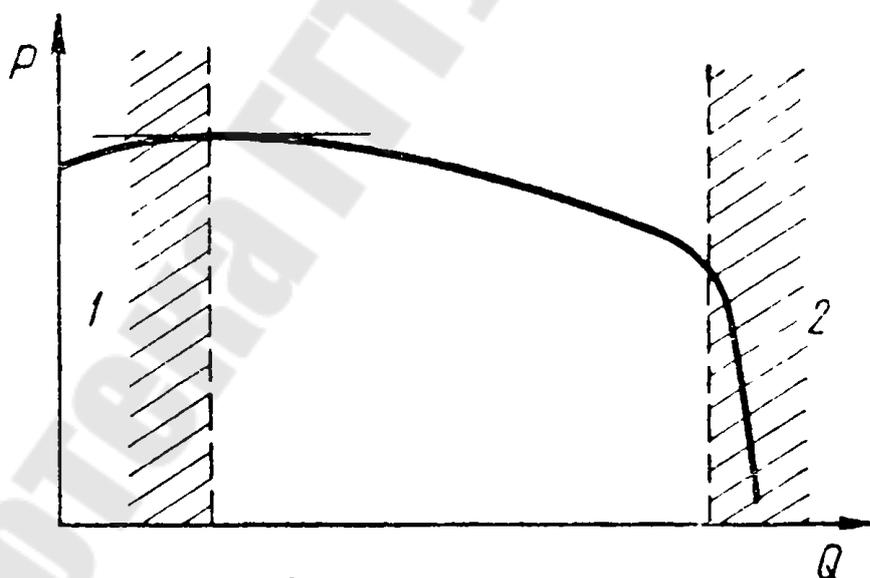


Рисунок 3.6 Характеристика лопастного насоса

Следует отметить, что на ту часть характеристики, где она заметно падает, часто может влиять изменение давления всасывания. Не допускается работа на участке характеристики 1 (восходящая ветвь) из-за возможности возникновения неустойчивости; на участке 2 — из-за резкого падения давления и главным образом из-за

опасности кавитации в насосе.

Кроме того, насос при работе на участке 1 характеристики может перегреваться в результате плохого теплоотвода, обусловленного малым расходом жидкости.

Чтобы насос не работал на участке 2, размеры его должны быть выполнены достаточно большими. Чтобы быть уверенным, что насос никогда не будет работать на участке 1 характеристики, необходимо создать систему защиты. Наиболее просто обеспечить защиту насоса параллельным включением постоянного дроссельного отверстия (байпаса). Характеристику  $T$  насоса с подключенным таким байпасом легко получить из характеристики  $P$  одного насоса и из характеристики отверстия  $O$ , для любого значения давления  $P_i$   $AC=AD-AB$  (рис. 3.7).

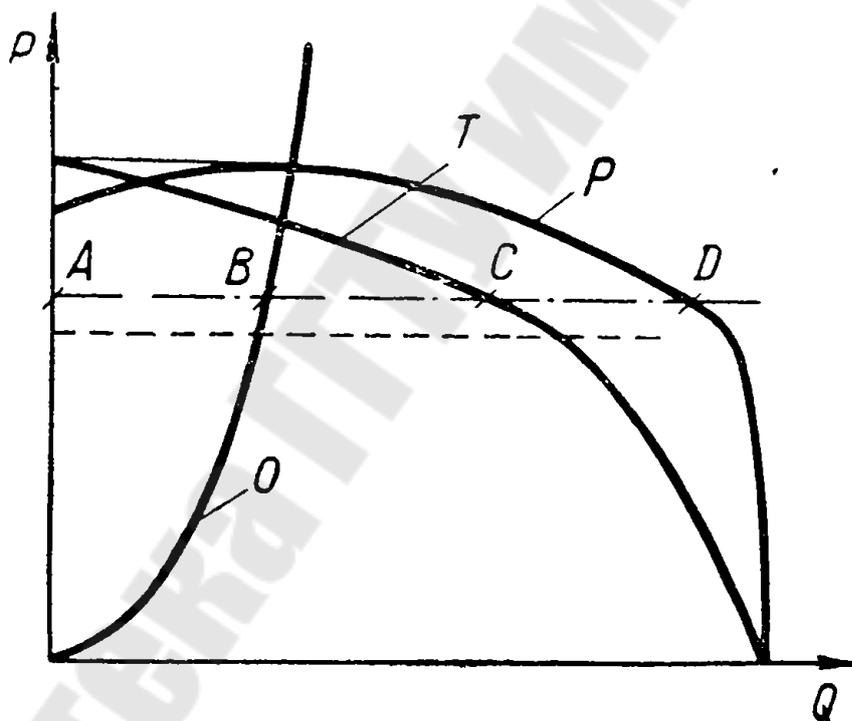


Рисунок 3.7 Характеристика лопастного насоса с байпасом

Следует иметь в виду, что устанавливать на лопастных насосах предохранительный клапан, обычно применяемый для защиты объемных насосов, недопустимо.

К генераторам постоянного расхода можно отнести объемные насосы (шестеренчатые, поршневые, шиберные), характеристики которых имеют вид:

$$Q = kn,$$

при условии неизменности их рабочего объема, т. е. так называемого литража.

В действительности, однако, эти насосы имеют внутренние утечки, а также (при больших давлениях) механические деформации, что приводит к характеристике вида:

$$Q = kn - f(P),$$

показанной на рисунке 3.8.

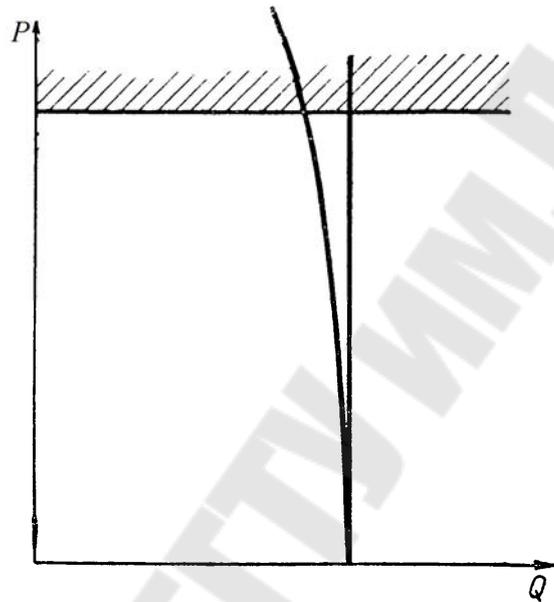


Рисунок 3.8 Характеристика генератора постоянного расхода

Однако в точно выполненных насосах, при постепенном закрытии линии нагнетания, давление возрастает настолько, что может разрушить конструкцию прежде, чем удастся уменьшить расход до нуля, поэтому защита объемных насосов от высоких давлений необходима в такой же мере, как необходимо было создать защиту лопастных насосов от малых расходов. Чтобы давление не повышалось, устанавливают параллельно системе предохранительный клапан. Характеристика насоса с предохранительным клапаном показана на рисунке 3.9.

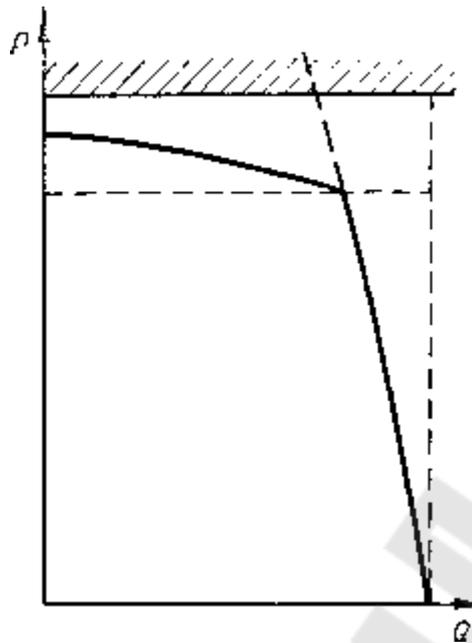


Рисунок 3.9 Характеристика генератора постоянного расхода с перепускным клапаном.

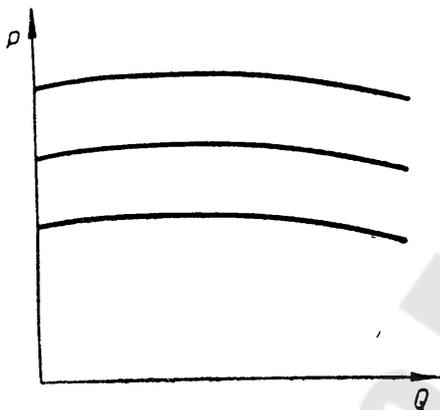


Рисунок 3.11 Характеристики лопастного насоса

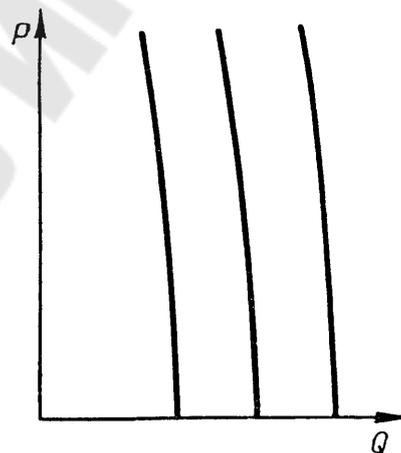


Рисунок 3.10 Характеристики объемного насоса

В случае, когда для заданного напора или расхода трудно подобрать насос, можно соединить несколько насосов параллельно (для суммирования расходов) или последовательно (для суммирования напоров). Анализ характеристик показывает, что объемные насосы лучше соединять параллельно (рис. 3.10), а лопастные — последовательно (рис.3.11).

Объемный насос с предохранительным клапаном можно рассматривать как источник постоянного давления. Поэтому допускается к одному объемному насосу подключить последовательно другой, располагая его перед первым насосом в том случае, когда номинальная подача подключаемого насоса больше

подачи первого. На рисунке 3.12 показан случай последовательного включения насоса подпитки (характеристика  $B$ ).

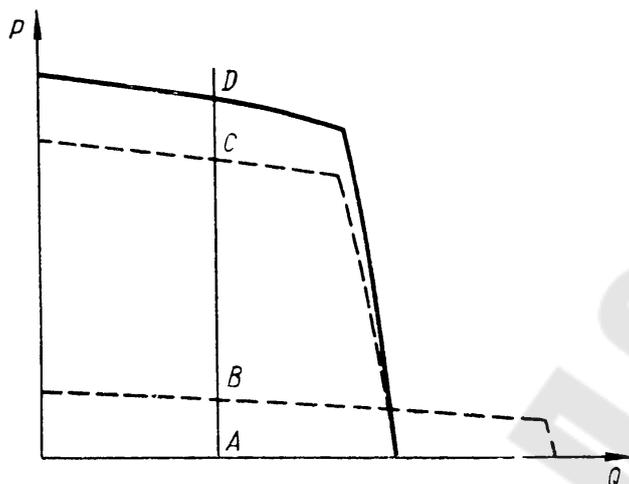


Рисунок 3.12 Характеристика объемного насоса с включенным насосом подпитки

### 3.6. Гидравлические характеристики распределительных органов гидросистем

Все гидродвигатели имеют одну или несколько камер, называемых рабочими объемами или полостями, внутри которых жидкость совершает полезную работу, преодолевая действие внешних сил. Распределительные органы гидросистемы регулируют поступление жидкости в рабочие полости гидравлического двигателя. В ряде случаев, например, при открытой камере, как это имеет место в турбине, речь идет только о регулировании входа жидкости. Поэтому здесь достаточно иметь только клапан или шитовой затвор. В других случаях, когда гидродвигатель имеет замкнутые камеры, например в гидроцилиндрах, следует регулировать как вход, так и выход жидкости. При этом нужно располагать двумя источниками давления: высокого  $P_1$  и низкого  $P_2$ .

На рисунке 3.13 показана схема регулирования такого рода, которую мы и будем рассматривать. Два золотника с проходными площадями сечений  $S_1$  и  $S_2$  регулируют соответственно вход и выход жидкости.

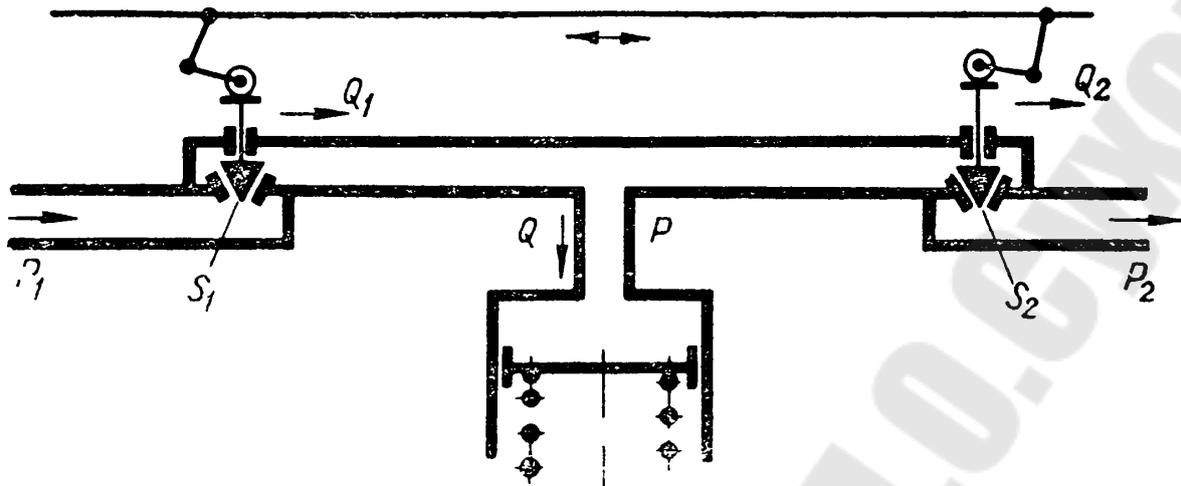


Рисунок 3.13 Схема работы органов распределения

Исходя из схемы будем иметь, следующие уравнения давлений и расходов:

$$P_1 - P = \zeta_1 \frac{\rho Q_1^2}{2 S_1^2}; \quad P - P_2 = \zeta_2 \frac{\rho Q_2^2}{2 S_2^2}; \quad Q_1 = Q_2 + Q,$$

где  $\zeta_1$ ,  $\zeta_2$  - коэффициенты сопротивления золотников;  $Q_1$  и  $Q_2$  - расходы через эти золотники;  $Q$  - расход, поступающий в рабочую полость гидродвигателя, равный алгебраической сумме расходов  $Q_1$  и  $Q_2$ ;  $P$  - давление в рабочей полости гидродвигателя.

Функционирование органов управления (распределительных органов) зависит от гидравлического импеданса нагрузки, возникающей от преодоления гидродвигателем сопротивления усилий перемещения штока гидроцилиндра  $\frac{\Delta P}{\Delta Q}$ , т.е. крутизной гидравлической характеристики гидродвигателя.

Рассмотрим два частных случая действительных процессов.

1. Импеданс нагрузки очень большой, т.е. величина расхода гидродвигателя  $Q$  изменяется только вследствие сжимаемости жидкости и, следовательно, мала по сравнению с  $Q_1$  и  $Q_2$ . Таким образом, в этом случае величиной  $Q$  можно пренебречь. Органы управления, которые имеют большой импеданс нагрузки и для которых поэтому можно положить  $Q=0$ , называются гидравлическими потенциометрами.

2. Импеданс нагрузки весьма малый, изменение давления  $P$ , обозначаемое  $\Delta P$ , мало по сравнению с  $P_1$  и  $P_2$ . В этом случае, можно положить  $P=P_0 = \text{const}$ . Органы управления, которые совершают работу с незначительным импедансом нагрузки и для

которых поэтому можно положить  $P=P_0$ , называются гидравлическими распределителями или золотниками.

Заметим, что в некоторых случаях распределительное устройство можно одновременно отнести к той или другой группе. Так, золотник сервоцилиндра можно рассматривать как распределитель при изучении динамических характеристик высокой частоты и слабой амплитуды, а также при исследовании устойчивости (в частности, при исследовании устойчивости без нагрузки), и как потенциометр при исследовании статических характеристик.

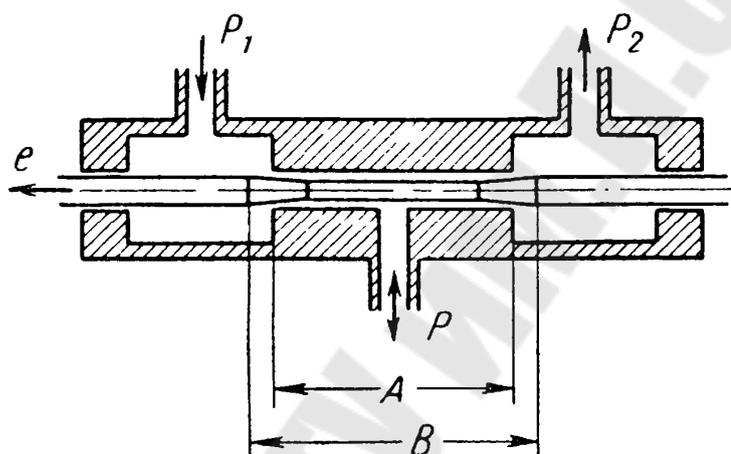


Рисунок 3.14 Схема симметричного золотникового распределителя

Так как  $P=P_0=\text{const}$  для гидравлического распределителя получим следующие уравнения расходов:

$$Q_1 = K_1 S_1, \quad Q_2 = K_2 S_2, \quad Q = Q_1 - Q_2 = K_1 S_1 - K_2 S_2,$$

где  $K_1 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \zeta_1}}$ ,  $K_2 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \zeta_2}}$  - коэффициенты, учитывающие постоянные значения уравнения расхода.

Рассмотрим симметричный золотниковый распределитель (рис.3.14), находящийся в уравновешенном положении, когда давление определяется как среднее:

$$P = \frac{P_1 + P_2}{2}.$$

В данном случае гидравлическая характеристика - зависимость расходов  $Q_1$  и  $Q_2$  от перемещения  $e$  будет иметь вид показанный на рисунке 3.15. Вид этой кривой, называемой характеристикой золотника, зависит от формы и размещения рабочей кромки профиля золотника.

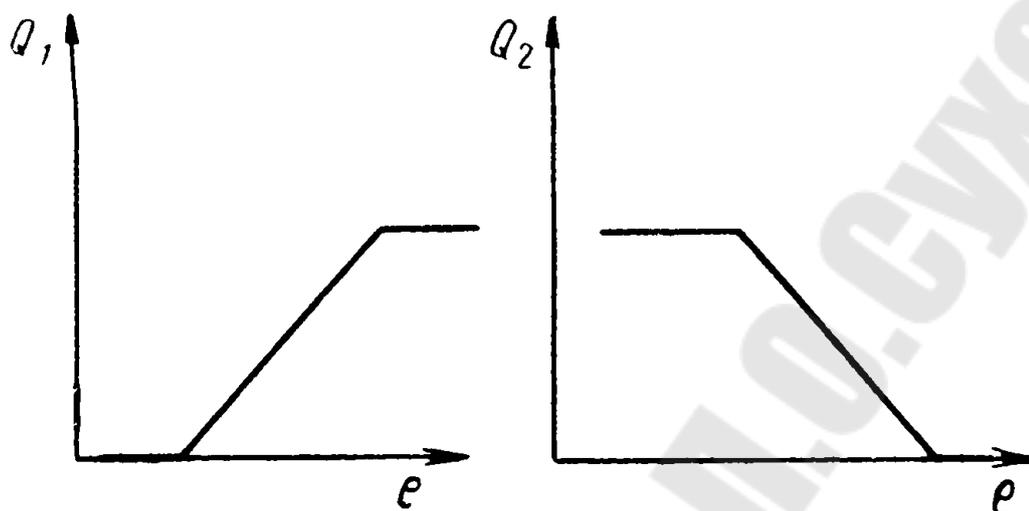


Рисунок 3.15 Характеристика золотника

Если при  $e = 2\Delta e$  проходные сечения  $S_1$  и  $S_2$  равны нулю, то зависимость  $Q=f(e)$  будет такой, как показано на рисунке 3.16.

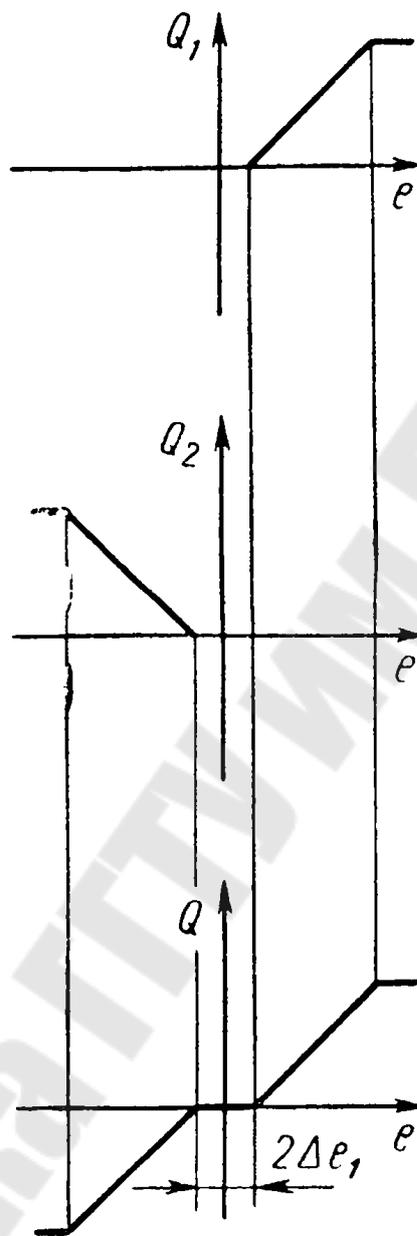


Рисунок 3.16 Гидравлическая характеристика золотника с перекрытием

В этом случае говорят, что золотник работает с перекрытием.

Если же для какого-то конечного значения хода золотника  $e = 2\Delta e_2$ , т.е. оба проходные сечения отличны от нуля, то характеристика золотника примет вид, показанный на рисунке 3.17. Такой золотник называют проточным или золотником с отрицательным перекрытием.

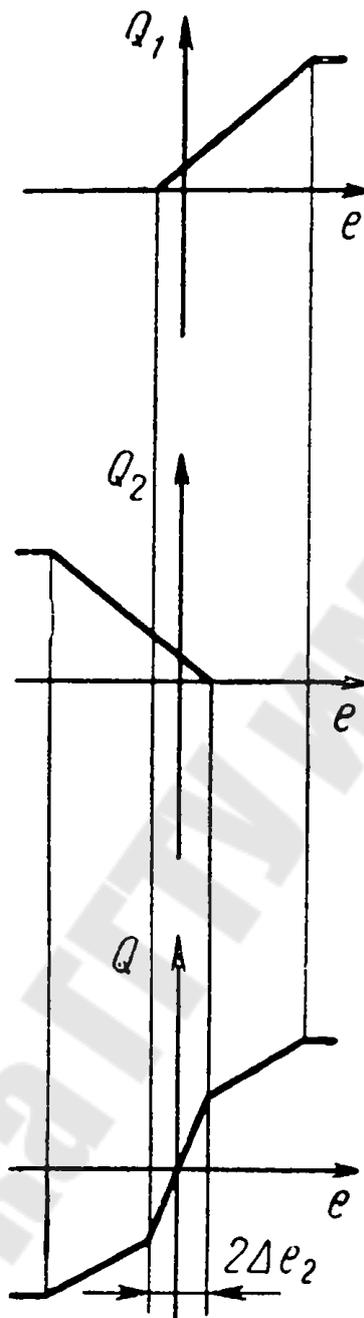


Рисунок 3.17 Гидравлическая характеристика золотника с отрицательным перекрытием

И, наконец, если проходное сечение начинает открываться в тот момент, когда  $S_2$  закрывается, характеристика будет иметь вид, показанный на рисунке 3.18. Золотниковый распределитель в этом случае называется идеальным. Часто пытаются создать именно идеальный золотник.

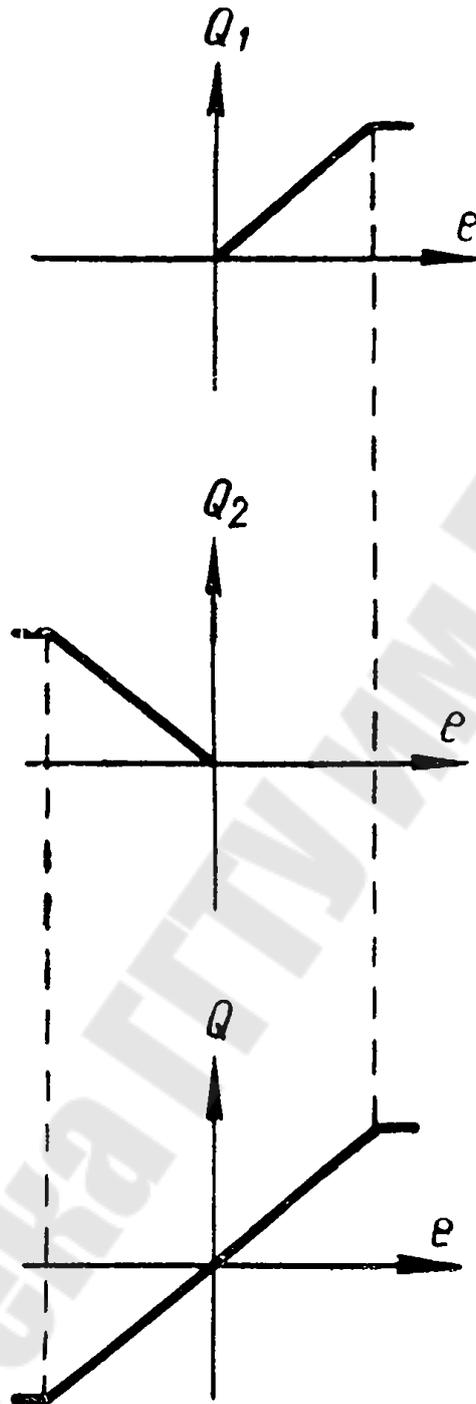


Рисунок 3.18 Гидравлическая характеристика идеального золотника

Но поскольку речь идет о высоких давлениях, создать такой золотник оказывается затруднительным, т.к. для этого требуется весьма точно выдержать размеры  $A$  и  $B$ , а также установить строго симметрично золотник в гильзе (рис. 3.14).

Поэтому на практике (например, при изготовлении

электрогидравлических золотников) золотниковую пару часто доводят индивидуально, а затем экспериментально проверяют по расходу поэтому получаемая характеристика будет отличаться от идеальной по мере приближения к нулевому переходу (рис.3.19).

Чтобы золотниковый распределитель питал две полости гидроцилиндра, его выполняют сдвоенным (рис. 3.20). В этом случае речь уже идет о точном делении хода золотника на три части.

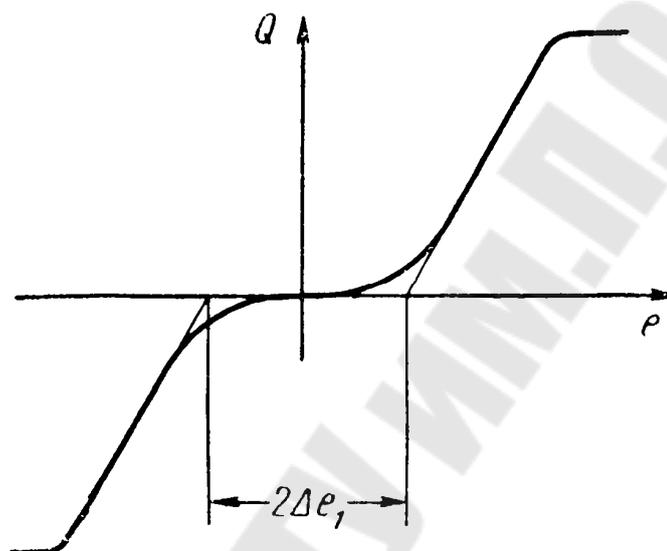


Рисунок 3.19 Гидравлическая характеристика реального золотника с нулевым перекрытием

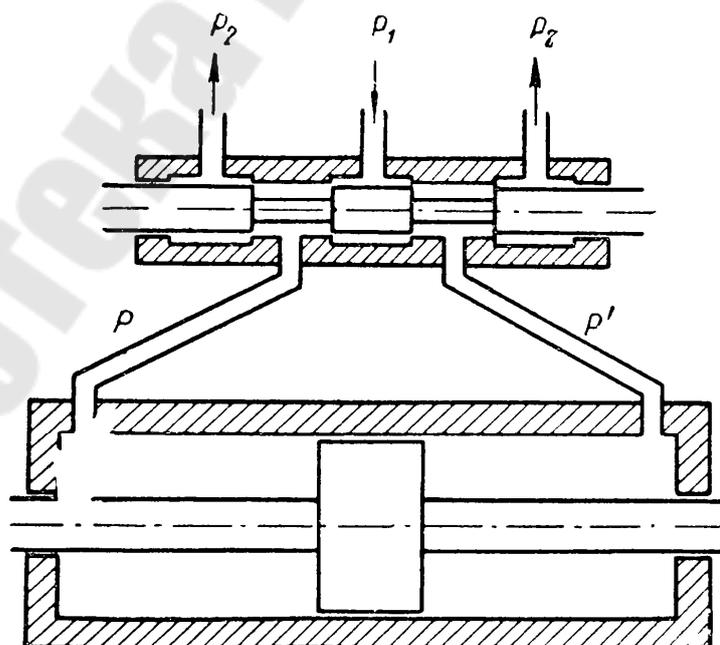


Рисунок 3.20 Схема питания гидроцилиндра золотниковым распределителем

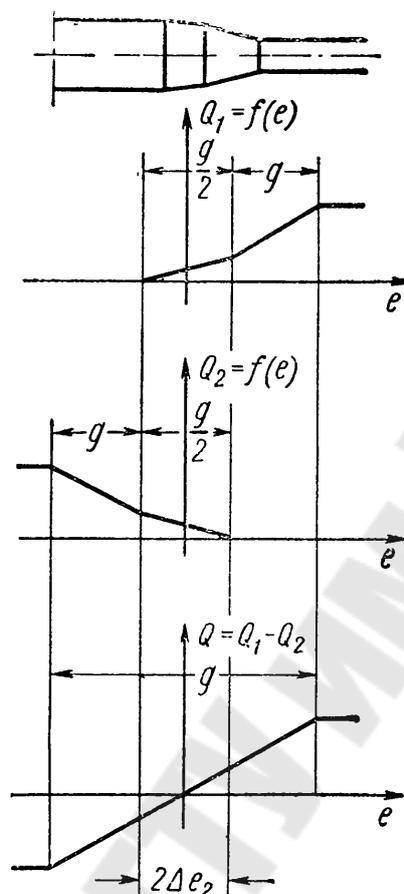


Рисунок 3.21 Гидравлические характеристики золотника сложного профиля

Золотник с перекрытием применяют тогда, когда хотят улучшить динамическую устойчивость сервопривода. Улучшение создается в ущерб точности на всем диапазоне перекрытия несмотря на утечки, обуславливающие скругление углов кривой  $Q=f(e)$  (рис.3.19).

Проточный золотник также улучшает устойчивость, что на первый взгляд кажется несколько парадоксальным. В действительности же устойчивость улучшается, даже несмотря на увеличение крутизны характеристики, которая удваивается вблизи начала координат из-за непрерывного рассеивания энергии в результате утечек жидкости, что аналогично влиянию трения. Однако местного увеличения крутизны характеристики можно избежать, если изменить профиль золотника. Золотник, показанный на рисунке 3.21, называют ступенчатым или с дросселирующим

пояском.

Коэффициент усиления золотника это отношение  $\frac{\Delta Q}{\Delta e}$ , представляющее собой наклон (крутизну  $g$ ) характеристики  $Q=f(e)$ . Данное понятие является основным для анализа гидравлических устройств с золотниковым распределителем. Усиление золотника изменяется при индивидуальной доводке профиля золотника.

### 3.7. Гидравлические характеристики регуляторов давления и расхода

Часто функции дискриминатора и силового органа осуществляются в одном блоке. В зависимости от вида сигнала (давление или разность давлений), а также от способа воздействия (перекрытие или перепуск) этот блок получает одно из наименований указанных в таблице 3.1.

Таблица 3.1 Классификация регуляторов давления и расхода

Способ воздействия	Вид сигнала	
	Давление (системы регулирования давления)	Расход (системы регулирования расхода)
Перепуск (генератор гидравлической энергии — объемный насос)	Перепускной клапан	Регулятор расхода
Дросселирование (генератор гидравлической энергии — аккумулятор или лопастной)	Редукционный клапан	Ограничитель расхода

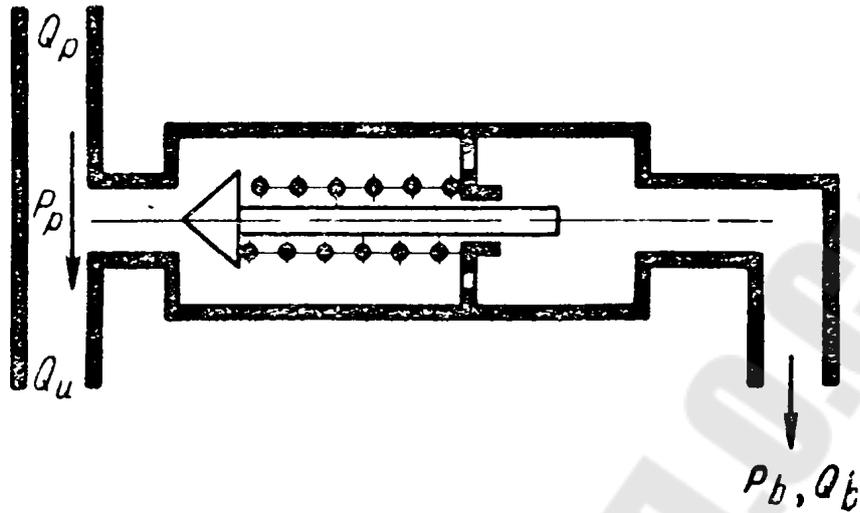


Рисунок 3.22. Клапан перепуска

Перепускной клапан (предохранительный клапан), регулирующий давление, создаваемое генератором постоянного расхода, представляет собой клапан, открывающийся под действием давления. Он устанавливается на линии перепуска (рис.3.22).

Гидравлическими параметрами, управляющими его действием, являются перепад давлений ( $\Delta P = P_p - P_b$ ) и расход в линии слива  $Q_b$ , (рис. 3.23, а), где  $P_p$  — давление нагнетания;  $P_b$  — давление слива.

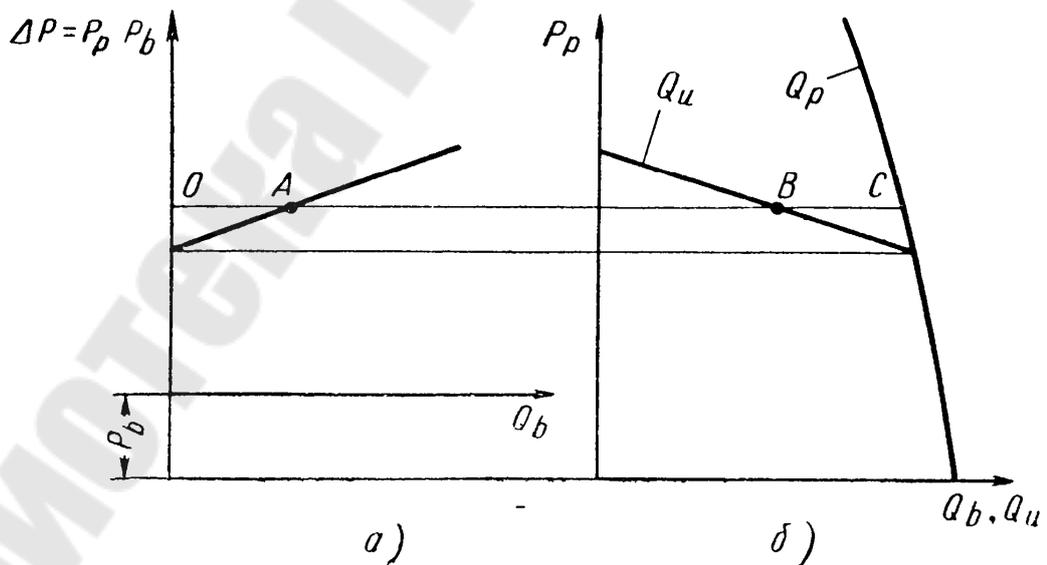


Рисунок 3.23 Характеристика насоса с клапаном:

а) характеристика клапана, б) характеристика насоса  $Q_p$ , и совмещенная с клапаном  $Q_u$ , где  $OA = BC$

Характеристика рассматриваемого клапана (рис. 3.22) будет такой же, как и у клапана, приведенного на рисунке 3.23 а, только при этом расход  $Q$  замен на  $Q_b$ . Заметим также, что эта характеристика отклоняется от горизонтальной линии в связи с изменением усилия в пружине при подъеме клапана и из-за изменения сил давления жидкости на клапан при его подъеме. Очевидно, что зная гидравлическую характеристику клапана ( $\Delta P = f(Q_b)$ ) давление слива  $P_b$  и гидравлическую характеристику насоса ( $P_p = f(Q)$ ), можно по точкам построить характеристику насоса с перепускным клапаном. Для каждого значения давления  $P_p$  вычитая из расхода насоса  $Q_p$  расход через клапан  $Q_b$ , получаем расход  $Q_u$ , направляемый в линию исполнительных механизмов (рис. 3.23 б).

Редукционный клапан регулирует давление в генераторе постоянного давления, создавая в цепи потерю давления при постоянном давлении на выходе, в то время как давление и расход перед клапаном будут меняться. Все редукционные клапаны могут быть в конечном итоге представлены схемой, показанной на рисунке 3.24.

Давление  $P_u$  в линии исполнительных механизмов действует на площадь  $S$  поршня с силой  $F = S P_u$ . При возрастании давления  $P_u$  возникает усилие, сжимающее пружину и прикрывающее дроссельное отверстие площадью проходного сечения  $\sigma$ .

Переменными, характеризующими работу редукционного клапана, будут следующие три величины:  $P_u$ ,  $P_A$  и  $Q$ , где  $P_A$  — давление в линии перед редукционным клапаном и  $Q$  - расход через него. В идеальном случае давление в линии исполнительного механизма постоянно. ( $P_u = \text{const}$ ). В действительности же давление  $P_u$  всегда в одинаковой мере будет функцией от давления в линии перед редукционным клапаном  $P_A$  и от расход через него  $Q$  благодаря влиянию перемещения дросселирующего элемента (изменению усилия в пружине) и изменению гидравлических сил, действующих на клапан.

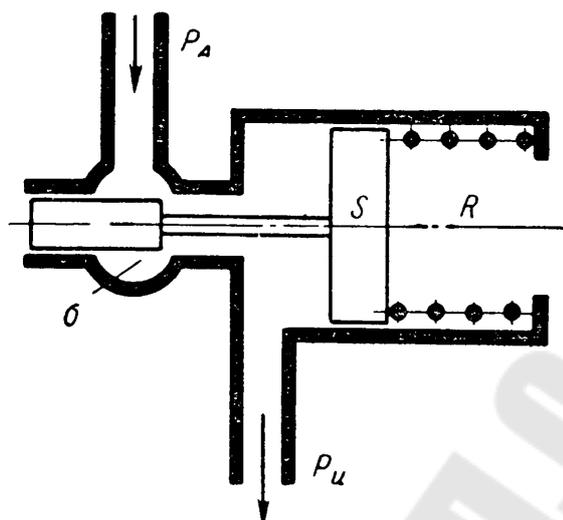


Рисунок 3.24 Редукционный клапан

Перемещение  $x$  дросселирующего элемента однозначно связано с входной площадью поперечного сечения  $\sigma$ , а значит и связано с отношением  $\frac{Q}{\sqrt{P_A - P_u}}$  по уравнению Бернулли.

С другой стороны, гидравлическая сила при постоянном подъеме клапана пропорциональна разности давлений  $P_A - P_u$ . Можно сказать, что в общем случае при анализе работы редукционного клапана необходимо исследовать характеристику:

$$P_u = f\left(\frac{Q}{\sqrt{P_A - P_u}}\right) \text{ при } P_A - P_u = \text{const.}$$

В частном случае, если гидравлическими силами можно пренебречь, эти характеристики совмещаются, т.к. не будет никакой другой характеристики, кроме кривой  $P_u = f(Q)$ .

Иногда бывает необходимо, чтобы редукционный клапан поддерживал заданное давление  $P_u$  даже при расходах, близких или равных нулю. В этом случае он должен быть герметичным, т.е. герметичный редукционный клапан является клапаном нулевого расхода. Однако практически невозможно создать полную герметичность, т.к. перекрывая цилиндрическим поршнем зазор между затвором клапана и гильзой всегда остается кольцевой зазор, по которому происходит утечка жидкости. С другой стороны, герметичность достаточно легко можно обеспечить контактом двух плоских поверхностей, расположенных перпендикулярно направлению перемещения. Кроме того, в такой конструкции трение снижается почти до нуля, особенно при замене поршня сальником.

Вот почему большинство редукционных клапанов, в том числе и редукционных клапанов для газа, выполнено по схеме, приведенной на рисунке 3.25.

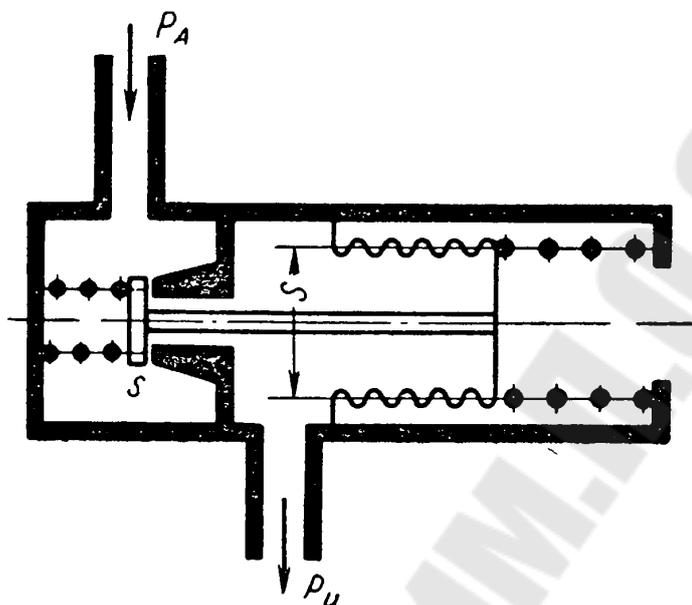


Рисунок 3.25 Схема герметичного редукционного клапана

Для такого рода редукционных клапанов давление  $P_u$  определяется расчетом. Исходя из схемы (рис. 3.25) уравнение равновесия затвора клапана будет иметь вид:

$$(P_A - P_u)s + P_u S = F - Rx + F_n,$$

где  $S$  — полезная площадь сильфона;  $s$  — площадь поперечного сечения входного отверстия;  $R$  — суммарная жесткость пружины и сильфона;  $x$  — подъем клапана;  $F$  — суммарное усилие пружин при  $x=0$ ;  $F_n$  — гидродинамическая сила.

При малых подъемах клапанов величинами  $x$  и  $F_n$  можно пренебречь, тогда давление редуцирования определяется соотношением:

$$P_u = \frac{F}{S - s} - \frac{P_A s}{S - s}.$$

Практически для герметичного редукционного клапана рассматриваемые характеристики будут характеристиками вида:

$$P_u = f(P_A) \text{ при } \frac{Q}{\sqrt{P_A - P_u}} = const,$$

а характеристики нулевого расхода будут:

$$P_{u0} = f(P_A).$$

Такая характеристика показаны на рисунке 3.26.

Увеличение давления  $P_u$  за редукционным клапаном при понижении давления  $P_A$  перед ним соответствует большинству выпускаемых герметичных конструкций редукционных клапанов. Некоторым конструкторам удалось избежать такого рода недостатков, но ценой увеличения (порой даже значительного) сил трения (за счет компенсации силы  $F=sP_A$ , рис. 3.27).

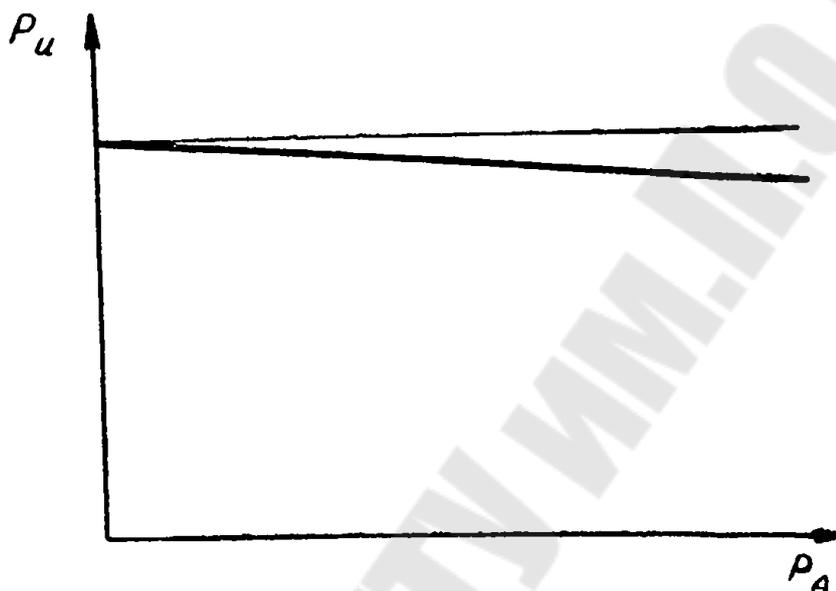


Рисунок 3.26 Характеристика герметичного редукционного клапана

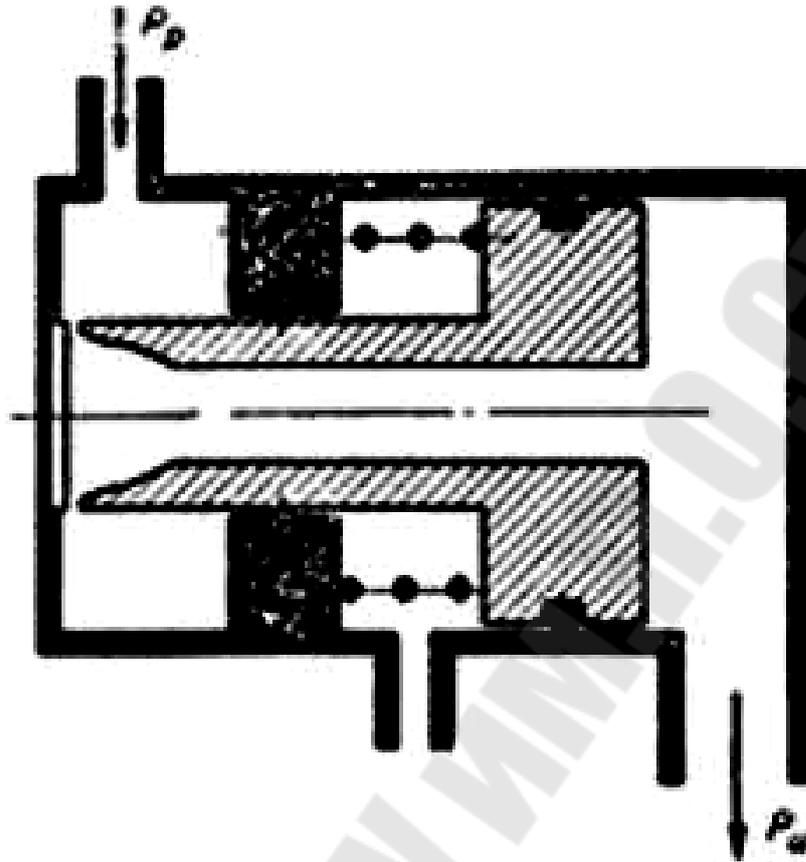


Рисунок 3.27 Конструкция герметичного редуционного клапана с повышенными силами трения.

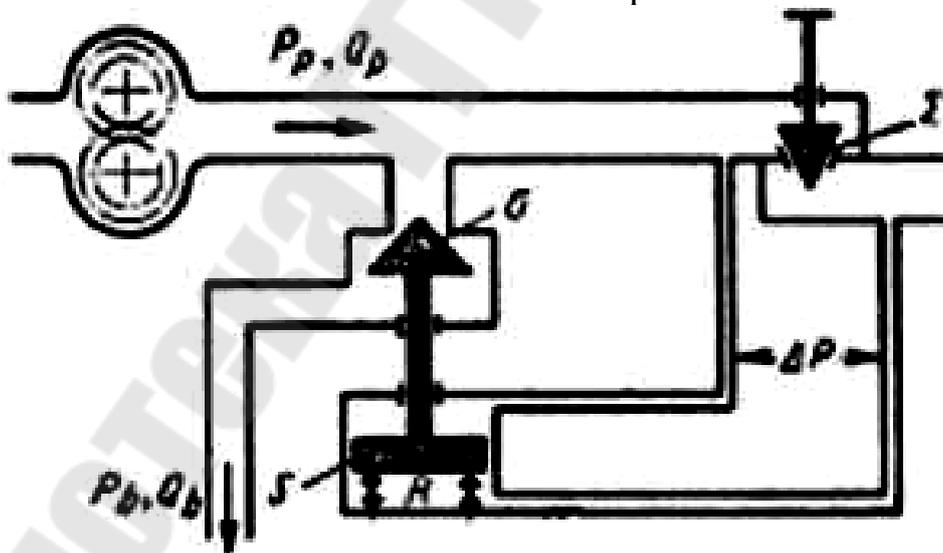


Рисунок 3.28 Схема регулятора расхода.

Регулятор расхода (или клапан бай пасса) регулирует расход в линии, питаемой от генератора постоянного расхода. Схема его работы показана на рисунке 3.28. Расход  $Q_n$  в линии исполнительного механизма определяется перепадом давления на дроссельном

отверстии площадью  $\Sigma$ . Эта разность давлений  $\Delta P$  действует на площадь  $S$  поршня в направлении, противоположном действию силы  $F$  пружины  $R$  (если расход увеличивается), и изменяет (увеличивает) площадь перепуска  $\sigma$ . Хотя регулятор расхода должен точно поддерживать расход  $Q_u$  постоянным, но в действительности же вследствие изменения длины пружины  $R$  с открытием и гидродинамической силы, развиваемой расходом перепуска, расход  $Q_u$  является функцией отношения  $\frac{Q_b}{\sqrt{P_p - P_b}}$  (открытие клапана) и

функцией перепада давлений  $\Delta P = P_p - P_b$  (потери давления в нем). Отсюда видно, что определить характеристику насоса с таким регулятором невозможно, поскольку давление нагнетания, определяемое:

$$P_p = P_u + \Delta P$$

является функцией характеристики трубопровода за клапаном:

$$P_u = f(Q).$$

Но вместе с тем, это составляет и основное преимущество такой системы регулирования объемного насоса по сравнению с системой, включающей в себя предохранительный клапан плюс дросселирование. С помощью клапана разгрузки (с потерей напора  $\Delta P$ ) достаточно выбрать насос по давлению в линии за клапаном.

Для разгрузочного клапана характеристики:

$$\Delta P = f(Q_b) \text{ при } P_p - P_b = \text{const} \text{ или } P_p = \text{const},$$

позволяют определить рабочую точку системы с помощью характеристик насоса, линии за клапаном. Рассмотрим определение рабочей точки по характеристикам насоса и регулятора (рис. 3.29).

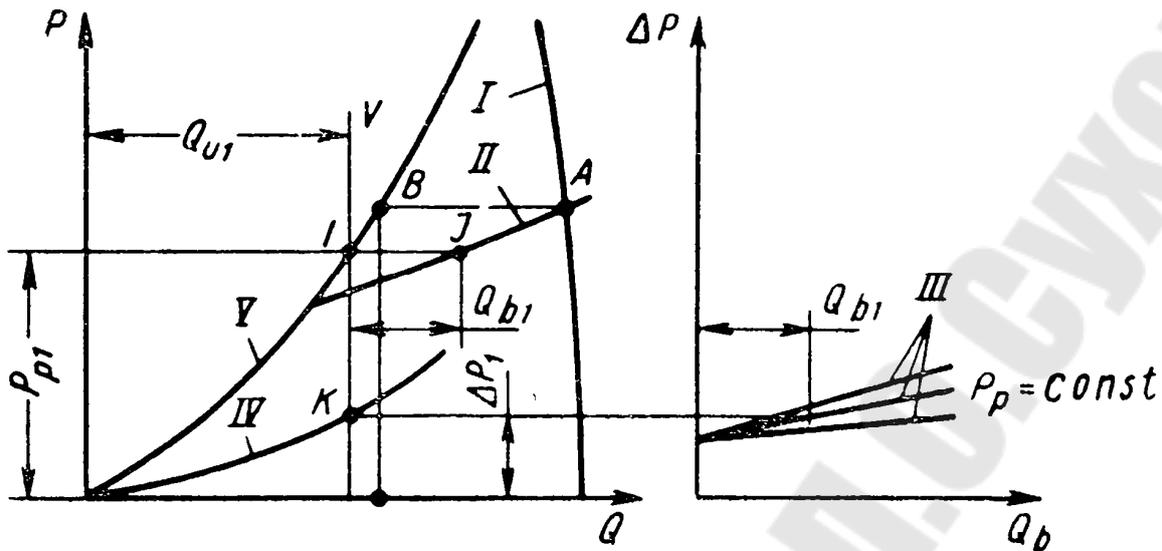


Рисунок 3.29 Характеристика насоса с регулятором расхода

Рабочая точка  $A$  находится пересечением характеристики  $P_n=f(Q)$  насоса (кривая  $I$ ) и суммарной характеристики  $P_p=f(Q)$  всех элементов, расположенных за насосом (кривая  $II$ ). Для того чтобы построить кривую  $II$ , необходимо нанести семейство характеристик клапана  $\Delta P = f(Q_b)$  при  $P_p = const$  (кривая  $III$ ), характеристику дроссельного отверстия площадью  $s$ , которая будет определяться разностью давлений:

$$P_n - P_{и} = \Delta P_o = f(Q_{и}) \text{ (кривая } IV),$$

а также суммарную характеристику (трубопровод + отверстие площадью  $s$ ), определяемую суммой давления и перепада давлений:

$$P_{и} + \Delta P_T = f(Q_{и}) \text{ (кривая } V),$$

где  $P_n$  – давление, развиваемое насосом,  $P_{и}$  – давление за дроссельным отверстием,  $\Delta P_T$  – потери давления в трубопроводе. Затем необходимо получить произвольные точки через которые и будет проходить линия соединения с точкой  $A$  (кривая  $II$ ).

Например, чтобы получить точку, через которую будет проходить кривая  $II$  (точка  $J$ ), необходимо выбрать произвольную точку  $i$  на кривой  $V$ , провести через нее вертикальную линию до пересечения с кривой  $IV$  (точка  $K$ ). Затем с помощью характеристик  $III$  определить расход  $Q_{b1}$ , который откладываем от точки  $i$  и получаем точку  $J$  с ординатой  $P_{p1}$  и абсциссой  $Q = Q_{иi} + Q_{b1}$ .

Таким образом, кривая  $II$  строится по точкам до пересечения с характеристикой насоса (кривая  $I$ ), что и определяет искомый режим работы (точка  $A$ ).

Расход жидкости, посылаемый в линию определяется точкой  $B$ , которая строится на пересечении с кривой  $V$  горизонтали, проведенной из точки  $A$ .

В случае использования лопастной машины с ограничителем расхода (рис. 3.30) построение суммарной характеристики выполняется аналогичным образом.

Ограничитель расхода регулирует расход, подаваемый генератором постоянного давления (лопастным насосом). На дроссельном элементе ограничителя расхода создается разность давлений, которая соответствует расходу и передается на поршень, перемещает его и тем меняет величину проходного сечения  $\delta$  основной напорной магистрали, т.е. работа ограничителя расхода аналогична работе регулятора расхода, описанного выше.

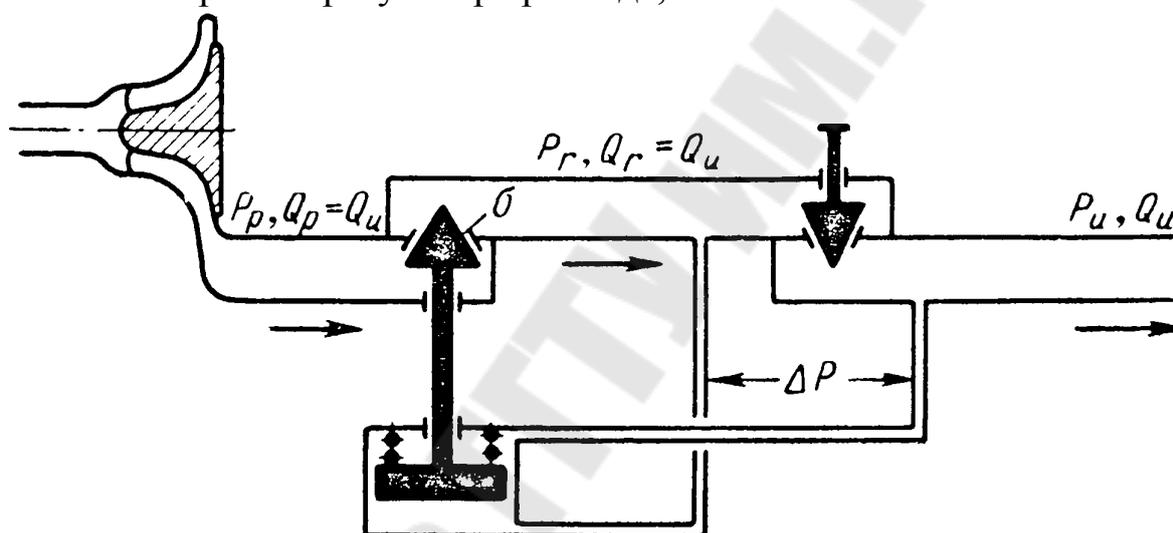


Рисунок 3.30 Схема работы регулятора расхода с лопастной машиной

В данном случае интересующие нас характеристики имеют вид:

$$\Delta P = f\left(\frac{Q_u}{\sqrt{P_p - P_b}}\right) \text{ при } P_p - P_r = const \text{ или}$$

$$\Delta P = f(Q_u) \text{ при } P_p - P_u = const .$$

Таковы свойства описанных нами предохранительных, редуцирующих, разгрузочных и ограничительных клапанов. Часто силовое звено регулируется по давлению (или перепаду давления) вместо того, чтобы непосредственно перемещаться силой давления, как это происходит в рассматриваемом случае (рис.3.30). Такое решение даст лучшее приближение к теоретическим характеристикам, однако в нем есть риск создания неустойчивости.

Часто также дроссельное отверстие датчика давления  $S$  (рис. 3.28) разгрузочного клапана или ограничителя расхода является регулируемым по какому-либо внешнему параметру. Если, кроме того, пружина  $R$  также заменена гидроприводом, регулируемым по другому внешнему параметру, то регулируемый расход может определяться результатом воздействия двух независимых параметров. Такой случай можно назвать случаем гидравлического умножения.

Существует множество конструкций такого рода, однако эти улучшения не влияют на принцип действия устройств и не изменяют существа тех основных элементарных схем, которые были рассмотрены.

### **3.8 Безразмерные и приведенные гидравлические характеристики**

Из предыдущего раздела видно, что часть переменных с одинаковой размерностью используются в виде их разности или их отношения. Иногда это могут быть более сложно сгруппированные переменные, например такого рода безразмерной величиной является число Рейнольдса.

Данный подход позволяет уменьшить число переменных рабочего уравнения и, следовательно, упростить его, заменив начальные переменные безразмерными переменными и получить безразмерное уравнение, а следовательно, и безразмерные характеристики.

Пользование безразмерными характеристиками дает большие преимущества, так например, часто одна единственная безразмерная характеристика определяет все устройство и заменяет целое семейство размерных характеристик. Иногда даже переход к безразмерным переменным позволяет представить ряд устройств одной единственной характеристикой, и следовательно, установить рабочие режимы для всех устройств этого ряда. Однако иногда объединение некоторого числа переменных в едином простом члене позволяет определять значения только в некоторой ограниченной области поля характеристики, а вне этой области показатель степени одной из переменных, не может рассматриваться как постоянный. Тогда, чтобы не отказаться от безразмерной формулы, надо изобразить единую характеристику внутри этой области с

разветвлениями вне ее так, чтобы каждая соответствующая ветвь имела постоянное значение. Получаемые графические изображения характеристик из-за причудливого вида называют: характеристика типа «елочки», «лошадиного хвоста» и т. п.

## Тема 4 Расчет усилий в элементах гидросистем оборудования

### 4.1 Возникновение и виды сил действующих в гидросистемах

Рассмотрим гидравлические силы, т. е. силы действия жидкости на заданную поверхность, и силы, обусловленные присутствием жидкости в рассматриваемых органах гидросистем, например, в уплотнительных узлах, гидроаппаратах, трубопроводах. К этим силам также относятся силы трения между сопрягаемыми элементами, силы упругости элементов и уплотнительных сальников и т. п.

Гидравлические силы можно всегда выразить интегралом от давления рабочей среды действующего на площадь  $PdS$ , т.е. распространенным по некоторой поверхности площадью  $S$ :

$$F = \int PdS.$$

С точки зрения анализа работы гидросистем удобнее разделить силы на два типа:

- 1) силы действия со стороны жидкости, которая может находиться в относительном покое, эти силы называются **статическими (гидростатическими)**;
- 2) силы, обусловленные течением жидкости называемые **динамическими (гидродинамическими)**.

### 4.2. Гидростатические силы

Классическим примером гидростатической силы является сила, действующая на поршень площадью  $S$  со стороны жидкости, находящейся под давлением  $P$ :

$$F = P \cdot S.$$

Определение этой силы не представляет никакого труда, причем в случае составного или ступенчатого поршня рекомендуется рассматривать его как состоящий из нескольких независимых поршней и вычислять силы по отдельности для каждой оставляющей поршня. Например, если в цилиндре имеются два штока различных площадей (рис. 4.1) то баланс гидростатических сил можно записать следующими уравнениями:

$$\sum F = P_0 \cdot s + P_1(S - s) - P_2(S - S') - P_0 S' \quad (\text{как разность площадей}),$$

$$\sum F = s(P_0 - P_1) + S(P_1 - P_2) - S'(P_2 - P_0) \quad (\text{как разность давлений}).$$

Данные уравнения сил составлены для одного и того же ступенчатого поршня двумя методами: обычным и методом расчленения.

Часто гидростатические силы, определить не так просто: например, когда площадь  $S$  действия силы сразу не очевидна (случай с сифоном или мембраной), либо когда давление, действующее на заданную площадь является величиной переменной (торцовое распределительное зеркало поршневых насосов, детали уплотнения, клапаны, гидростатические подшипники и т. д.).

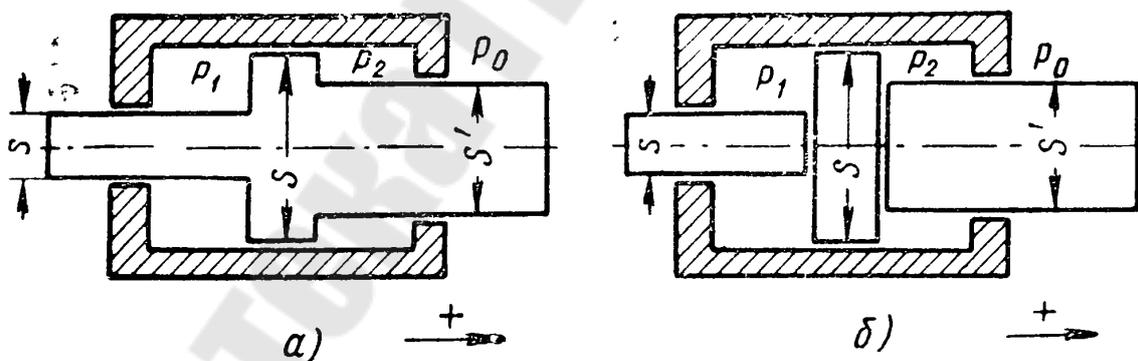


Рисунок 4.1 Схема к определению гидростатических сил.

В случае, когда искомой является площадь, представляющая собой деформируемую поверхность, разделяющая две среды на которую действует давление жидкости и газа находящиеся под различным давлением, например сифоны, мембраны и оболочки, схематически показаны на рисунке 4.2. Такого рода металлические элементы имеют собственную механическую жесткость,

пренебрегать которой нельзя. Также в гидросистемах используются агрегаты, в которых такие упругие элементы изготавливаются из резины или пластика, в этом случае их жесткость незначительна и компенсируется введением в конструкцию одной или нескольких пружин.

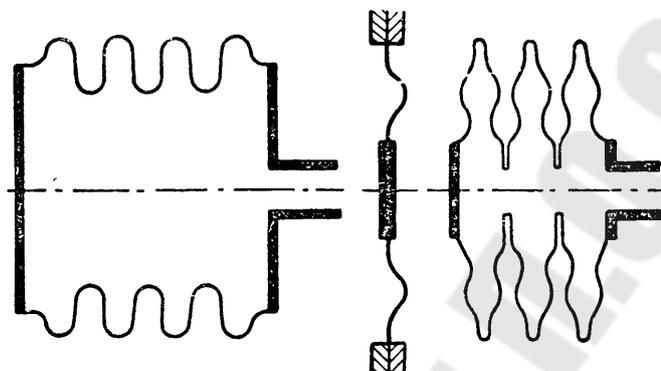


Рисунок 4.2 Схемы упругих элементов

Рассмотрим сильфон (рис. 4.3), внутреннее избыточное давление в котором составляет  $\Delta P$ , под действием которого сильфон удлиняется на величину  $\Delta x$ . К свободному концу сильфона вдоль его оси приложим такую силу  $\Delta F$ , которая бы компенсировала это перемещение, тогда полезной площадью сильфона можно назвать отношение равное площади такого поршня, который под действием давления  $\Delta P$  уравновешивает приложенную к нему силу  $\Delta F$ .

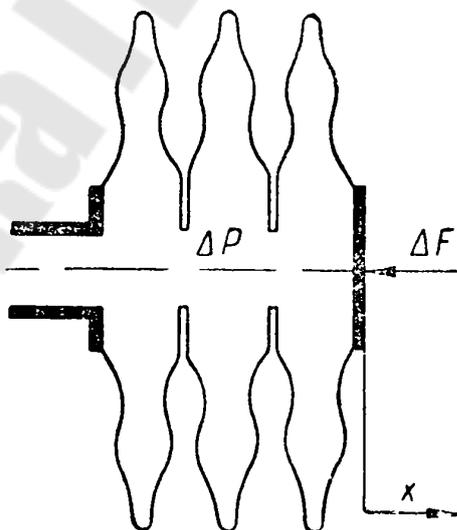


Рисунок 4.3 Схема к расчету полезной площади сильфона

Способы применения сильфонов (мембран, диафрагм и других упругих элементов) весьма разнообразны. Избыточное внутреннее давление  $\Delta P$  следует рассматривать как алгебраическую величину.

Это имеет значение в том случае, когда на сиффон действует наружное избыточное давление. Для мембран и диафрагм знак  $\Delta P$  зависит, только от направления действия избыточного давления.

Чувствительностью сиффона называют следующее отношение:

$$A = \frac{\Delta x}{\Delta P},$$

где  $\Delta x$  - осевая деформация сиффона,  $\Delta P$  - приращение давления внутри него, когда приложено постоянное внешнее усилие  $F_0$ , данное отношение характеризует параметры сиффона. Она связана с жесткостью сиффона и полезной площадью его соотношением:

$$A = \frac{S_u}{R},$$

где  $S_u$  - площадь полезной поверхности сиффона,  $R$  - реакция сиффона.

Чувствительность сиффона зависит от предварительной деформации и нагрузки на него.

Чаще предпочитают устанавливать сиффон так, чтобы он работал при приблизительно постоянной длине  $x$ , в этом случае выходным сигналом сиффона будет усилие:

$$F = S_u \cdot \Delta P$$

или же при приблизительно постоянном усилии  $F$  (в этом случае выходным сигналом будет перемещение  $x$ ). В первом случае интересующим нас параметром является полезная площадь  $S_u$  безотносительно к чувствительности сиффона  $A$ , которая становится неважным параметром при  $\Delta x = 0$ , т.е. когда  $x = const$ . Во втором случае интересующим нас параметром является чувствительность сиффона  $A$ , поэтому на полезную площадь  $S_u$  и чувствительность  $A$  должны быть даны допуски, необходимые для расчета. Оба параметра полезная площадь  $S_u$  и чувствительность  $A$  обычно назначаются изготовителем сиффонов. Причем, отношение полезной площади  $S_u$  к общей площади  $S_{об}$ , используется для расчетов размеров в стадии предварительного проекта, и эти параметры должны быть заданы вместе с предельным давлением  $P_0$ , а иногда и с предельной нагрузкой  $F_0$ , приложенной к сиффону, а также с рабочей температурой  $T$ .

Для определения параметров сиффона, важной составляющей является его статическая характеристика. Для рассмотрения статических характеристик сиффона введем исходные данные: сиффон под действием начального давления  $P_0$  и начальной нагрузки  $F_0$  имеет длину  $x_0$ .

При увеличении начального давления  $P_0$  на величину  $\Delta P$ , можно определить увеличение длины  $\Delta x$ , и увеличение нагрузки  $\Delta F$ , необходимое для компенсации увеличения длины  $\Delta x$ , а затем, определим полезную площадь  $S_u$  и чувствительность сильфона  $A$  вблизи начального положения при действии начального давления  $P_0$ .

Нередко отмечается, что полученные таким образом величины полезной площади  $S_u$  и чувствительности сильфона  $A$  значительно отличаются от тех же величин, но полученных вблизи начального положения, характеризуемого параметрами:  $P_0=0$ ,  $F_0=0$ . За исключением специально рассчитанного сильфона с постоянной чувствительностью  $A$ . Действительно, деформации упругих элементов сильфона линейно зависят от давления (или от усилия). Изменения же полезной площади, наоборот, может быть неизменным только в очень узких пределах.

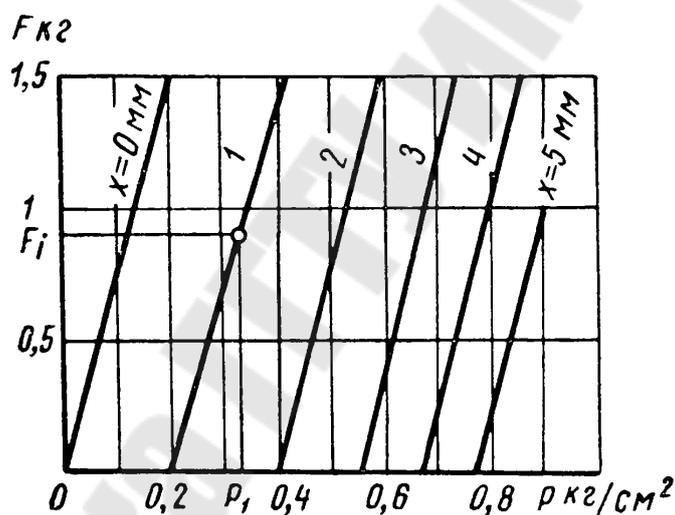


Рисунок 4.4 Характеристики упругих элементов в координатной плоскости  $F=f(P)$

В случае применения сильфона в качестве элемента какого-либо точного прибора (например, регулятора) необходимо знать параметры сильфона в окрестностях его рабочей точки или изменение полезной площади  $S_u$  при работе на постоянной длине, но при переменном усилии, или чувствительность сильфона  $A$  при работе с постоянным усилием, но при переменной длине  $x$ , или изменения полезной площади  $S_u$  и чувствительность сильфона  $A$  при работе с переменными длиной и усилием.

На рисунке 4.4 эти параметры показаны в виде характеристики сильфона в координатах усилия  $F$ , давления  $P$  (кривые перемещения  $x=const$ , при постоянной деформации). Значения полезной площади  $S_u$  в точке  $P=P_i$  и  $F=F_i$  соответствует углу наклона кривой  $x=x_i$  в точке с координатами  $P=P_i$  и  $F=F_i$ , т.е. характеристики  $x=const$  представляют собой параллельные прямые, поэтому полезная площадь сильфона  $S_u$  практически остается постоянной в основной области его работы.

На рисунке 4.5 эти характеристики построены в координатах давления  $P$ , перемещения  $x$ , что соответствует кривым постоянного усилия  $F$ . Значение чувствительности сильфона  $A$  в точке  $P=P_i$  и  $x=x_i$  соответствует углу наклона кривой  $F=F_i$  в этой точке.

Рассмотрим расчет статических усилий в элементах, в которых две разобщенные полости с различным давлением находятся в контакте по двум поверхностям, перпендикулярным к направлению силы, величину которой необходимо вычислить. Наиболее простым органом такого типа является плоский клапан, схема которого показана на рисунке 4.6.

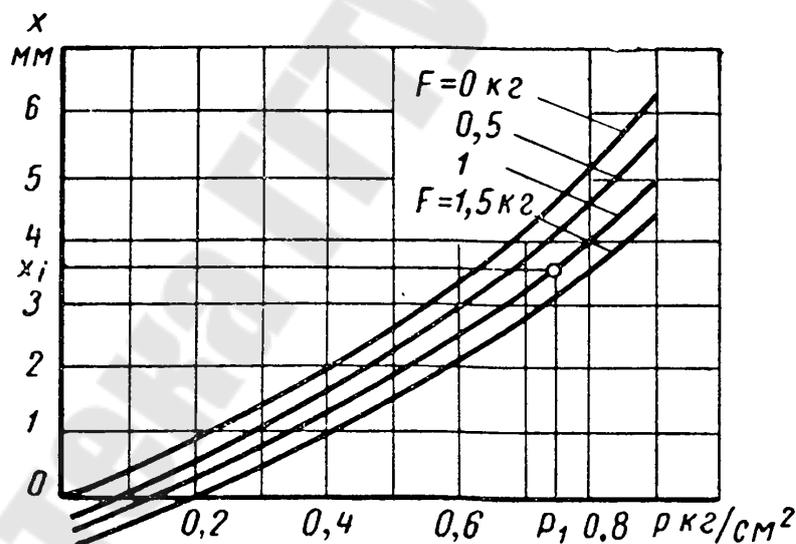


Рисунок 4.5. Характеристики упругих элементов в координатной плоскости  $x=f(P)$ .

Полную силу давления жидкости, находящейся под давлением  $P$ , на плоскую поверхность закрытого клапана можно представить как сумму двух сил:

$$F = F_1 + F_2,$$

где  $F_1$  - сила давления жидкости, действующей на центральную часть клапана, которая определяется:

$$F_1 = S_1 \cdot P;$$

$F_2$  - сила от давления жидкости на кольцевую поверхность  $S_2$ , которая зависит от закона распределения давления по радиусу. Если допустить, что закон распределения давления по радиусу  $P = P(r)$  известен, то сила от давления жидкости на кольцевую поверхность определяется:

$$F_2 = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r P(r) dr .$$

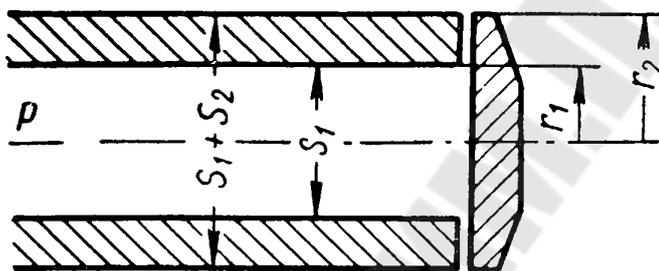


Рисунок 4.6. Схема к расчету статических сил в торцевом зазоре

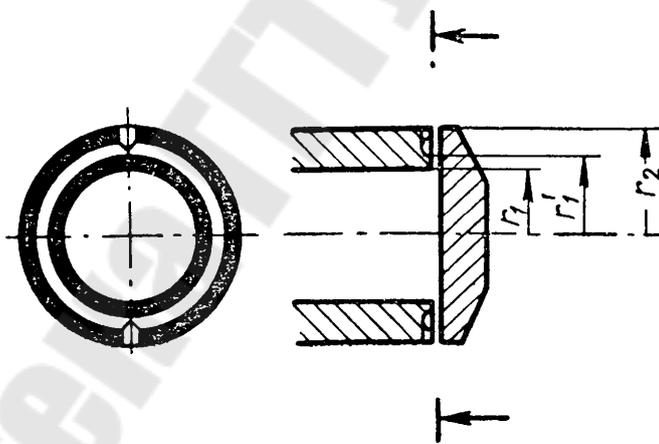


Рисунок 4.7 Схема торцевой пары с уплотнительным и разгрузочным поясками

Для практических расчетов рекомендуется, уменьшив кольцевую поверхность  $S_2$ , определить силу, действующую на эту площадь с приближением, тогда:

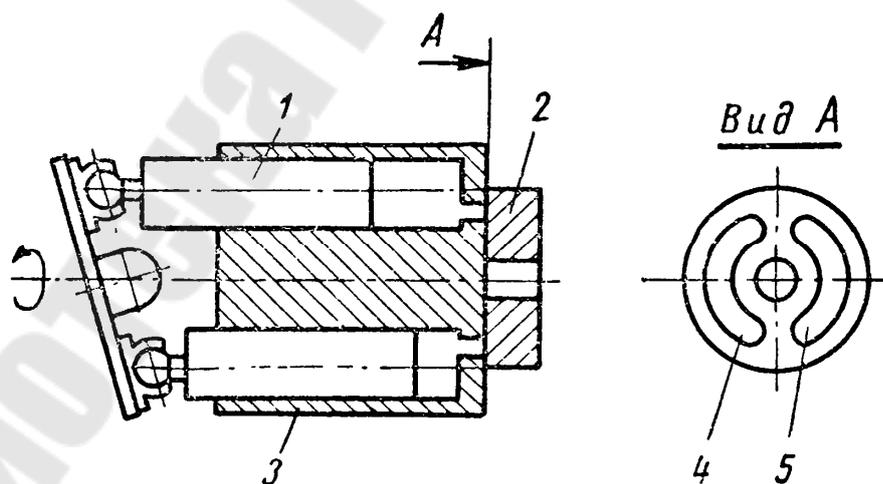
$$F_2 = \lambda S_2 \cdot P ,$$

где  $\lambda$  - коэффициент, запаса заданный экспериментально.

Первым следствием уменьшения площади  $S_2$  является необходимость ограничивать усилие смятия материала в месте контакта, что решается конструктивным изменением приведенном на рисунке 4.7. Это изменение позволяет уменьшить площадь уплотнения, не уменьшая общую площадь контакта, т.е. это достигается разделением канавкой по окружности площади контакта на две части, одна из которых разгружена от давления специальными сверлениями. Таким образом, давление действует только на поясok с радиусами  $r_1$ , и  $r'_1$ , в то время как опорной является вся площадь кольца с радиусами  $r_1$  и  $r_2$ .

Вторым отрицательным моментом уменьшения площади контакта является поверхностное разрушение материала. Иногда бывает необходимо повысить герметичность, хотя она заметно и не улучшается с увеличением размеров площади контакта.

В поршневых роторных насосах жидкость к цилиндрам распределяется с помощью неподвижной и перпендикулярной оси вращения золотниковой распределительной поверхностью, с которой соприкасается ротор и которая сообщается с областью всасывания и нагнетания (рис. 4.8). Жидкость, находящаяся в нагнетательном и всасывающем окнах, так же как и жидкость, проникающая в зазор между поверхностями трущейся пары, создает на роторе отжимающую силу  $F_R$ .



1 – поршень, 2 — распределительный диск, 3 — ротор, 4 — нагнетательное окно, 5 — окно всасывания

Рисунок 4.8. Схема к расчету торцового распределения роторного поршневого насоса.

С другой стороны, равнодействующая сил давления  $\sum F_P$  стремится прижать ротор к распределительному зеркалу. Работа насоса, невозможна, если  $F_R > \sum F_P$ , т.к. при раскрытии зазора между распределительным диском и ротором приведет к тому, что весь расход насоса направится в образовавшийся зазор. Однако, износ, нагрев и опасность заедания поверхностей контакта возрастают с увеличением разности  $\sum F_P - F_R$ .

Для определения потребных статических сил давления жидкости в данном случае необходимо пользоваться эмпирическими рекомендациями.

Допустим, имеется поверхность контакта зеркало—ротор, площадью  $S$  (рис. 4.9), ограниченная линиями  $L_1$  раздела с зоной низкого давления и линиями  $L_2$ , отделяющей зону высокого давления. Проведем линию  $L$  (пунктир на рис. 4.9), эквидистантную линиям  $L_1$  и  $L_2$ . Полученная линия  $L$  будет замкнутой, ограничивает площадь, которую обозначим  $S_u$  (на рис. 4.9 она заштрихована). Для насоса, у которого окна всасывания и нагнетания одинакового размера углы расходных окон будут равны -  $\alpha = \beta$ , тогда первым условием, необходимым для работы насоса, будет:

$$\frac{S_u}{\frac{ns}{2}} < 0,95$$

где  $n$  — число поршней;  $s$  — площадь каждого поршня. Однако, исходя из условий обеспечения долговечности пары, данное условие принимают:

$$0,85 < \frac{S_u}{\frac{ns}{2}} < 0,95.$$

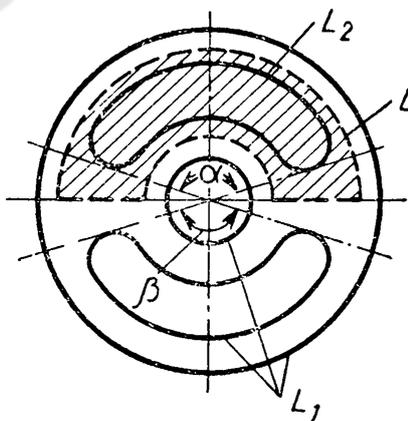


Рисунок 4.9 Схема к расчету усилий в торцевом распределении.

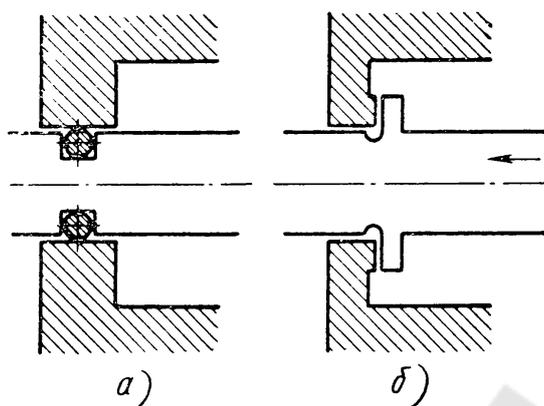


Рисунок 4.10. Схема к расчету усилий в узлах уплотнения.

Значительные статические силы давления жидкости, возникающие в уплотнительных узлах валов машин работающих с высокой частотой вращения, могут привести к перегреву, заеданию и износу. Поэтому высокооборотные уплотнительные узлы необходимо выполнять из материала с низким коэффициентом трения. Однако такие материалы, обладающие одновременно низкими коэффициентами трения и необходимой упругостью в соединениях, в которых поверхность трения и поверхность цилиндра были бы соосны с осью вращения (рис. 4.10, а) являются экспериментальными и практически не производятся.

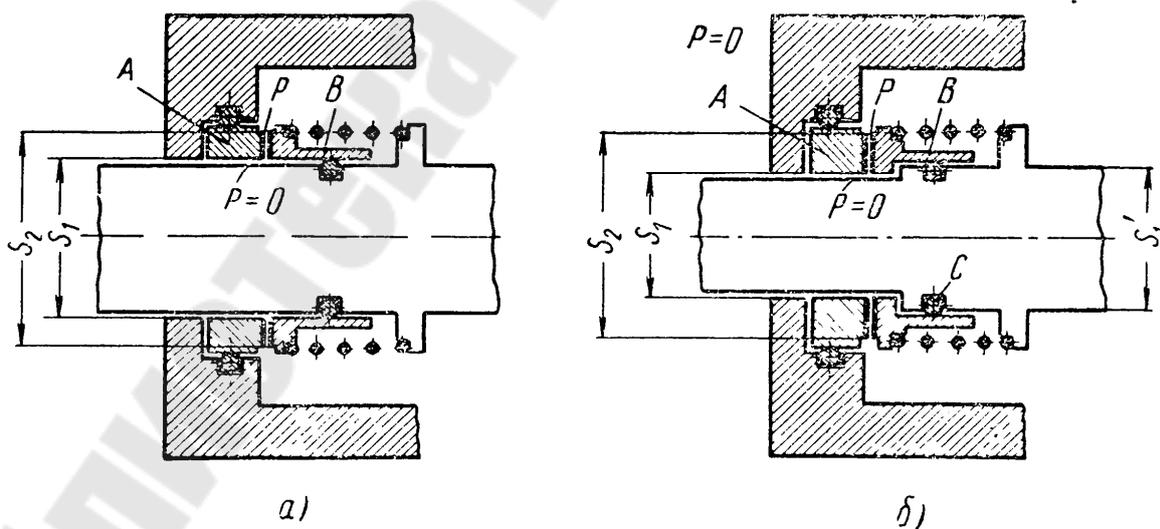


Рисунок 4.11 Схема к расчету торцевого уплотнения.

Поэтому уплотнительные узлы высокооборотных машин выполняют, с плоской торцевой поверхностью, перпендикулярной к оси вала, допускающей возможность выверки зазора, как это показано на рис. 4.11, б. Однако в таком устройстве необходимо уравнивать осевую силу. Если давление  $P$  остается малым, то сила, возникающая между неподвижной частью  $A$  уплотнительной пары (выполняемой в общем случае из графита) и подвижной  $B$  (выполняемой из углеродистой стали), будет равна (если пренебречь натяжением пружины, которое выбирается слабым, чтобы обеспечить только контакт в период пуска) :

$$F = \lambda(S_2 - S_1)P \text{ (рис. 4.11, а),}$$

где  $\lambda$  — коэффициент, величина которого зависит от закона падения давления по радиусу ( $\lambda \approx 0,5 \pm 0,1$ ). Эта сила приложена к поверхности контакта, определяемой площадью:

$$S = S_2 - S_1.$$

Следовательно, удельное усилие прижима определяется:

$$t = \lambda P.$$

При возрастании давления  $P$  (выше 5 МПа) это усилие становится чрезмерно большим. Для уравнивания сил, действующих в уплотнительном узле, конструкция его выполняется такой, как показано на рисунке 4.11, б. Тогда сила будет определяться:

$$F = (\lambda(S_2 - S_1) - (S'_1 - S_1))P.$$

Из данной зависимости видно, что при некотором большом значении площади  $S'_1$  знак у силы  $F$  изменится, и уплотнительный узел может раскрыться.

Коэффициентом уравнивания уплотнительного узла называют отношение уравнивающей площади к общей площади контакта:

$$e = \frac{S'_1 - S_1}{S_2 - S_1}.$$

Этот коэффициент для сравнительно широких уплотнительных поясков размером около 3 мм принимают приблизительно равным 0,3 мм, а для узких поясков размером около 1 мм  $e \approx 0,15$  мм.

Сбалансированный по усилию уплотнительный узел, в котором предусмотрены все меры против деформации и разрушения поверхности трущегося элемента, может надежно уплотнить область с давлением до 20 МПа при работе с окружной скоростью (на диаметре  $d_2$ ) до 100 м/сек.

### 4.3. Гидродинамические силы

Определение гидродинамических сил, действующих на различные гидравлические органы, представляет собой задачу большой трудности.

Происхождение гидродинамических сил рассмотрим на примере истечения однородной жидкости из замкнутого сосуда  $A$  с некоторой скоростью  $v$  через отверстие поперечного сечения  $S$  (рис. 4.12). На внешней встречаемой струей преграде возникает сила, которая на основании уравнений механики равна:

$$F = Mv + (P_1 - P_0)S,$$

где  $M$  — массовый расход;  $P_1$  — статическое давление в струе у выходного отверстия;  $P_0$  — давление в окружающем пространстве, в которое происходит истечение.

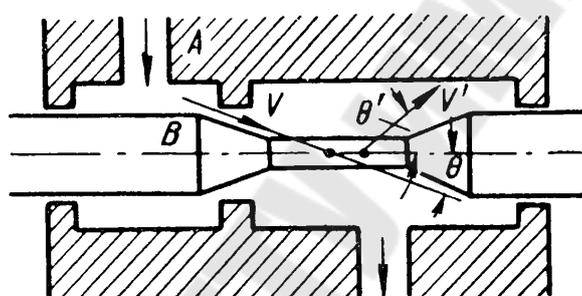


Рисунок 4.12. Схема к расчету гидродинамических реактивных сил.

Направление этой силы совпадает с направлением скорости  $v$ . Следовательно, на стенки сосуда  $A$ , из которого происходит истечение, будет действовать в обратном направлении реактивная сила той же величины:

$$-F = -Mv - (P_1 - P_0)S.$$

Если в некоторых частях замкнутого сосуда заполняющая его жидкость движется с определенными скоростями, то те же уравнения механики объясняют появление сил взаимодействия между отдельными элементами сосуда. В частности, в устройствах (содержащих поршни, клапаны или золотники) приходится усложнять уравнения равновесия введением указанных динамических факторов. Основная задача является определение той части этой силы, которая возникает благодаря изменению количества движения -  $Mv$ , не затрагивая составляющую усилия -  $(P_1 - P_0)S$ .

Реакция потока, вызываемая изменением количества движения возникает, если струе однородной жидкости с параллельными

линиями тока сообщается некоторая скорость в элементе  $A$  и она тормозится элементом  $B$  (рис. 4.12), то сила, обусловленная изменением количества движения и действующая на элемент  $B$ , равна:

$$F_1 = Mv,$$

т.е. реактивная сила, действующая на элемент  $A$ . Но при истечении реальной жидкости не наблюдается ни параллельности струй, ни полного торможения одним единственным элементом. Таким образом, сила  $F_1$  представляет собой верхний предел действительной силы  $F_R$ . Поэтому сначала необходимо определить силу  $F_1$ , а затем оценивать  $F_R$  в отдельных конкретных случаях.

Вычисление силы  $F_1$  можно выполнить из уравнения Бернулли, из которого известно, что при истечении жидкости через отверстие жидкость приобретает действительную скорость, связанную с потерей давления соотношением:

$$\Delta P = \rho \frac{v^2}{2}.$$

В этом случае предполагается к.п.д. процесса превращения скорости в давление равным единице и равным нулю — восстановление давления за отверстием. При этом удобно рассматривать для выражения соотношения между потерями давления и расходом среднюю скорость  $v_m < v$ , которая была бы таковой при истечении однородной жидкости такого же расхода, что и расход действительной жидкости, заполняющей сечение  $S$  отверстия, тогда формула примет следующий вид:

$$\Delta P = \zeta \rho \frac{v_m^2}{2} = \zeta \frac{\rho Q^2}{2S^2}.$$

Решая полученное выражение относительно силы  $F_1$  получим следующие выражение:

$$\Delta P = \sqrt{\zeta} \rho \frac{v^2}{2} \frac{Q}{S},$$

соответственно получаем:

$$F_1 = Mv = \frac{2}{\sqrt{\zeta}} S \Delta P,$$

где  $\zeta = 1.8$  для отверстия с острой кромкой.

Нередко встречаются случаи, когда проходная площадь  $S$  не известна, тогда решение уравнения выполняется относительно скорости  $v$  и с учетом, что массовый расход  $M$  определяется выражением:

$$M = \rho Q,$$

тогда получим:

$$F_1 = Mv = Q\sqrt{2\rho\Delta P}.$$

Это выражение показывает, что наибольшее гидравлическое усилие  $F_1$  пропорционально расходу (или, более точно, среднему геометрическому между объемным и массовым расходом), а также корню квадратному из потерь давления.

Для определения силы  $F_R$  рассмотрим общий случай (рис. 4.13), где относительное движение элементов  $A$  и  $B$  это некоторое перемещение вдоль оси  $ox$ , тогда интересующая нас сила для анализа движения является проекцией силы  $F$ , на ось  $ox$ , которую можно определить следующей зависимостью:

$$F_{1x} = Mv\cos\theta,$$

где  $\theta$  — угол между скоростью и положительным направлением оси  $ox$ .

Если струя жидкости неоднородна, то выражение силы может быть получено интегрированием сил элементарных струй:

$$F_{Rx} = \int_M v\cos\theta dM$$

Но в гидравлических органах жидкость протекает сквозь элементы  $A$  и  $B$  следовательно, в золотниковом распределителе ( $A$  - корпус гильзы,  $B$  - золотник) жидкость течет от  $A$  к  $B$  и затем от  $B$  к  $A$  (рис. 4.13). Если возврат жидкости в  $A$  из  $B$  происходит с некоторой скоростью  $v'$ , которой нельзя пренебречь, т. е. в действительности, если сила действия струи при выходе из  $A$  в  $B$  через дроссельный проход  $S$  не полностью поглощается элементом  $B$ , то выражение для определения силы приобретает вид:

$$F_{Rx} = \int_M (v\cos\theta - v'\cos\theta')dM,$$

где  $\theta'$  - угол элементарной струи с осью  $ox$  при выходе из  $B$ . Если относительное перемещение элементов  $A$  и  $B$  представляет собой вращение относительно оси  $ox$ , то вычисление силы  $F_{Rx}$ , заменяется, вычислением момента относительно оси  $ox$ .

Реактивная сила в симметричном золотнике (рис. 4.13) благодаря симметрии конструкции направлена по оси  $x$ , поэтому будет иметь место следующее равенство:

$$F_{Rx} = F_R.$$

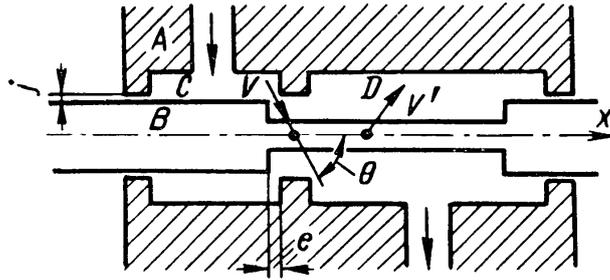


Рисунок 4.13. Схема к расчету гидродинамических реактивных сил в золотнике.

Исходя из неразрывности потока жидкости скорости  $v$  и  $v'$ , углы  $\theta$  и  $\theta'$  практически одинаковы для всех линий тока, поэтому реактивная сила будет определяться зависимостью:

$$F_{Rx} = (v \cos \theta - v' \cos \theta') M,$$

или в более удобной форме ее можно представить:

$$F_{Rx} = \lambda \cdot M \cdot v \cdot \cos \theta = \lambda \cdot F_1 \cdot \cos \theta,$$

где  $\lambda = 1 - \frac{v' \cdot \cos \theta'}{v \cdot \cos \theta}$  коэффициент, зависящий от формы золотника и его корпуса.

Реактивные силы на золотнике с прямоугольными кромками. Золотник с прямоугольными кромками (рис. 4.14) является простейшей конструкцией. В случае когда ход золотника  $e$  значительно больше зазора  $j$  и в то же время мал по сравнению с размерами полостей  $C$  и  $D$  (экспериментальными исследованиями установлено) то, угол  $\theta = 69^\circ$ , а коэффициент  $\lambda = 1$ , так как произведение  $v' \cdot \cos \theta'$  пренебрежимо малы по сравнению с  $v \cdot \cos \theta$ , поэтому в данном случае реактивная сила определяется зависимостью:

$$F_R = \frac{2}{\sqrt{\zeta}} \cos 69^\circ \cdot S \cdot \Delta P \quad \text{или} \quad F_R = \cos 69^\circ \cdot Q \sqrt{2 \rho \Delta P}$$

Однако, угол  $\theta$  (рис. 4.14) уменьшается с уменьшением хода золотника. В частности, из условий симметрии видно, что угол  $\theta = 45^\circ$ , когда  $e = j$ , и при  $e \ll j$  снижается до  $21^\circ$ . Отсюда следует, что характер кривой изменения гидродинамической силы в зависимости от перемещения золотника будет определяться величиной угла потока жидкости (рис. 4.15):

$$\frac{F_R}{\Delta P} = \frac{2}{\sqrt{\zeta}} \cos \theta \cdot S = f(e),$$

где  $S = \pi D e \sqrt{1 + \frac{j^2}{e^2}}$ ,  $\cos \theta = f_1(e)$ .

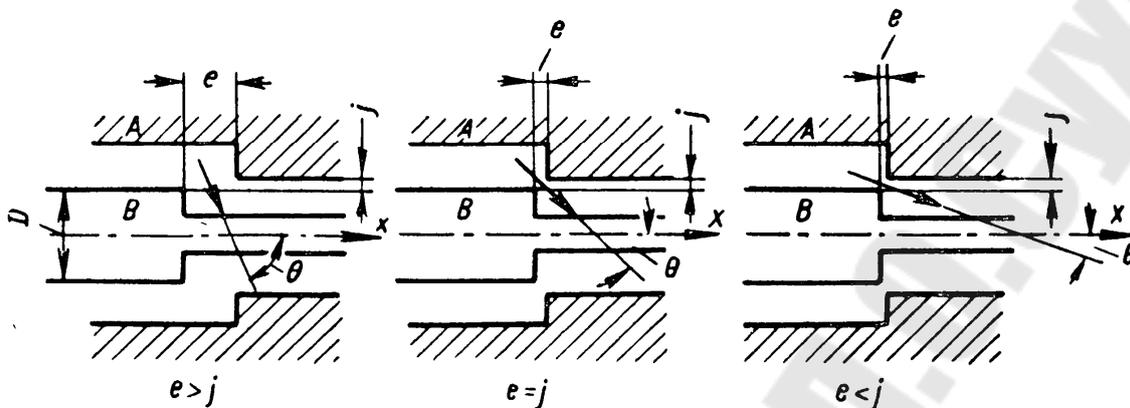


Рисунок 4.14. Схема к расчету реактивных сил золотника с острой кромкой.

Для очень малых значений  $e$  поток жидкости становится ламинарным, и действительные значения  $\frac{F_R}{\Delta P}$ , получаются меньше, чем указанные на кривой (рис. 4.15).

Из графика  $\frac{F_R}{\Delta P} = f(e)$  (рис. 4.15) видно, что угловой коэффициент данной кривой имея положительные значения становится отрицательным при приближении к значению  $e=j$ , что негативно влияет на работу золотников с острой кромкой.

В случае изменения направления движения потока жидкости при тех же условиях (рис. 4.16) поток будет симметричен относительно точки  $O$ , поэтому с изменением направления потока величина угла потока жидкости примет значение:

$$\theta' = \pi - \theta.$$

Соответственно реактивная сила при изменении направления потока жидкости будет равна:

$$F_R = F_1 \cdot \cos \theta = -F_1 \cos(\pi - \theta).$$

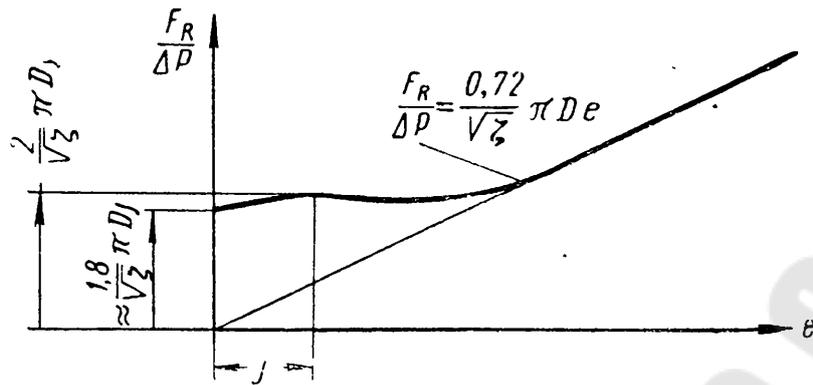


Рисунок 4.15 График изменения гидродинамических сил в зависимости от хода золотника

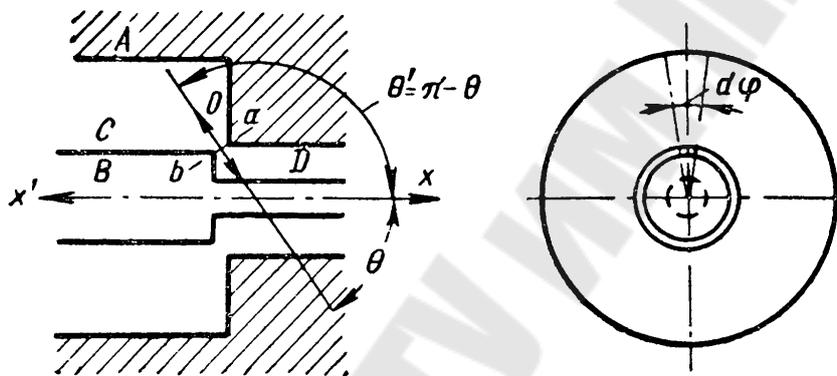


Рисунок 4.16 Схема к расчету реактивных сил при малых перемещениях запорного золотникового элемента.

Исходя из всего выше изложенного можно сделать вывод, что изменение направления потока сохраняет величину и знак гидродинамической силы, приложенной к золотнику с острыми кромками при малых его открытиях, причем сила всегда стремится закрыть золотник, и в том случае, когда золотник выполнен с непрямоугольными кромками или с острыми (прямоугольными) кромками. Но при больших открытиях поток несимметричен относительно точки  $O$ , а угол  $\theta' \neq \pi - \theta$ , поэтому в этом случае при изменении направления потока изменяется и гидродинамическая сила  $F_R$ .

Вследствие того, что перепад давления  $\Delta P$  является падающей функцией от расхода, то величина открытия золотника  $e$  также будет изменяться. Поэтому кривая изменения гидродинамической силы от перемещения золотника -  $F_R = f(e)$  имеет более явно выраженную

зону отрицательной кривизны, чем кривая  $\frac{F_R}{\Delta P} = f(e)$ , величина которой зависит от сопротивления всей цепи.

Известно, что условие статической устойчивости материальной точки, движущейся по прямой и находящейся под действием некоторой силы  $F$ , являющейся линейной функцией своей абсциссы, имеет вид:

$$\frac{dF}{dx} < 0,$$

если считать силу  $F$  положительной в положительном направлении оси  $ox$ .

Если считать силу  $F$  положительной в отрицательном направлении оси  $ox$  (как это было в рассмотренном выше случае, когда реакция  $F_1 = -F$ ), то условие устойчивости будет обратным:

$$\frac{dF_1}{dx} > 0.$$

Следовательно, если на элемент  $B$  (рис. 4.16) действует, кроме силы  $F_R$  постоянная внешняя сила  $F_2$ , то его равновесие будет устойчиво везде, кроме окрестности точки при  $e=j$ . Поэтому большинство золотников и клапанов имеет зону неустойчивости вблизи положения закрытия, а возникающие при этом колебания и биения могут вызвать повреждения всей гидросистемы.

Чтобы исключить такую неустойчивость, достаточно приложить к подвижному элементу клапана внешнюю восстанавливающую силу  $F_e$  (например, пружину) так, чтобы выполнялось следующее неравенство:

$$\frac{dF_e}{de} + \frac{dF_R}{de} > 0.$$

Для расчета силы  $F_e$ , необходимо знать закон:

$$F_R = f(e).$$

Но так как расчет оказывается очень сложным, то достаточно выполнения неравенства:

$$\frac{dF_e}{de} \geq \frac{dF_1}{de},$$

где  $F_1$  — наибольшее теоретическое значение силы, определяемое по формуле:

$$F_1 = Mv = \frac{2}{\sqrt{\zeta}} S \Delta P = Q \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}.$$

## Тема 5 Расчет и выбор параметров гидрораспределителей.

Гидрораспределители в схемах гидропривода обозначаются согласно ГОСТ 2.781 и классифицируются по числу позиций и ходов. В зависимости от числа фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента гидрораспределители могут быть двухпозиционными, трехпозиционными и т.д. В зависимости от числа внешних гидролиний – двухлинейными, трехлинейными и т.д. В сокращенных записях гидрораспределители обозначаются дробно, в числителе указывается число внешних гидролиний, в знаменателе – число характерных позиций. Например, четырехлинейный (четырехходовой) трехпозиционный гидрораспределитель обозначается: "Гидрораспределитель 4/3". Конструктивно гидрораспределители выполняются с золотниковым, крановым и клапаным запорно-регулирующими элементами. Выбор типа гидрораспределителя в каждом конкретном случае зависит от назначения гидропривода, способа регулирования и ряда параметров (давления, расхода, быстродействия и др.). Расчет гидрораспределителей сводится к определению: геометрических размеров запорно-регулирующего элемента и площади рабочих окон, гидравлических потерь, утечек и усилий, необходимых для перемещения запорно-регулирующего элемента.

Расчет и выбор параметров гидрораспределителя с золотниковым запорно-регулирующим элементом выполняется в следующей последовательности:

1. Диаметр и ход запорно-регулирующего элемента (золотника) определяются в основном исходя из обеспечения максимальной мощности (расхода жидкости) в исполнительном механизме. Так как усилия трения зависят от диаметра золотника, то его размеры должны быть минимальными. Минимальным должен быть и ход золотника, который, например, для гидрораспределителей следящих систем не должен превышать 0,2-0,5мм.

2. Рабочее проходное сечение гидрораспределителя определяется по формуле:  $F_s = Q/v$ , причем это сечение должно быть таким, чтобы скорость потока не превышала 5-6 м/с. Большее значение скорости соответствует большему давлению. Например, при давлении, равном 10 МПа, рекомендуется брать скорость, равную 5,5 м/с.

Условный проход  $D_y$  ( $d_k$ ) внутренних каналов гидрораспределителей (направляющих гидроаппаратов) и коротких трубопроводов (до 0,5 м) определяется по допустимой скорости потока рабочей жидкости -  $v_{доп}$ , которая выбирается в зависимости от номинального давления (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Зависимость допустимой скорости от номинального давления

$P_{ном},$ МПа	0,4	0,63	1,0	2,5	6,3	10	12,5	16	20
$v_{доп},$ м/с	1,0	1,25	1,6	2,5	3,75	5,5	6,12	6,75	7,5

3. Сечение карманов, где происходит изменение направления потока, должно быть на 30-50% больше сечения рабочих окон. Большое распространение получили золотниковые гидрораспределители, у которых сечения рабочих окон выполнены по всей окружности гильзы (рис. 4.16). В этом случае сечение рабочего окна определяется по формуле:

$$F_3 = \pi \cdot d_3 \cdot h_3,$$

где  $h_3$  – ход золотника, который определяется из условия равенства площадей:

$$h_3 = \frac{F}{\pi \cdot d_3}.$$

Если рабочее окно выполнено только на части окружности и суммарный центральный угол окна равен  $\varphi^\circ$ , то в этом случае площадь сечения рабочего окна определяется:

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot h_3 \cdot \varphi}{360}.$$

Диаметр запорно-регулирующего элемента (пояска золотника) гидрораспределителя определяют по выражению:

$$d_3 \geq 1,13 \sqrt{\frac{Q}{(1 - \chi^2) \cdot v_{доп}}},$$

где  $\chi$  - отношение диаметра шейки золотника к его номинальному диаметру. Конструктивно  $\chi$  с учетом размеров нормальных диаметров, установленных ГОСТ 12447-80, принимаются по соотношениям:

$$\chi = \frac{d_{3ш}}{d_3} = 8/12; 10/16; 12/20; 14/25; 16/32; 18/40; 20/50.$$

Таблица 5.2 Нормальные диаметры, мм (ГОСТ 12447-80)

Основной ряд	Основной ряд	Дополнительный ряд	Основной ряд	Дополнительный ряд
1,0	10	-	100	-
-	-	-	-	110
-	12	-	125	-
-	-	14	-	140
-	16	-	160	-
-	-	18	-	180
2,0	20	-	200	-
-	-	22	-	220
2,5	25	-	250	-
-	-	28	-	280
3,0	32	-	320	-
-	-	36	-	360
4,0	40	-	400	-
-	-	45	-	450
5,0	50	-	500	-
-	-	56	-	560
6,0	63	-	630	-
-	-	70	-	710
8,0	80	-	800	-
-	-	90	1000	900

Рекомендуемые диаметры золотников  $d_3$  (мм) следующие: 2,5 мм, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50.

На практике диаметры  $d_3$  золотника принимают от 6 до 50 мм.

4. Диаметр шейки золотника  $d_{3ш}$  выбирается из соображения равенства сечения рабочего окна и сечения образованного проточкой золотника по следующему неравенству:

$$\pi \cdot d_3 \cdot h_3 \leq \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_{3ш}^2)}{4}.$$

Кроме этого условия, диаметр шейки золотника должен обеспечить достаточную жесткость всего золотника, обеспечивается выполнением следующего условия:

$$\frac{d_{зи}}{d_3} = \text{от } \frac{4}{5} \text{ до } \frac{2}{3}.$$

В случае невыполнения данного условия необходимо использовать материал золотника повышенной механической прочности (Сталь ШХ15).

5. Наибольшая потребная площадь сечения рабочего окна определяется по выражению:

$$F_{зи} = \frac{Q_{\max}}{\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_3}{\rho}}},$$

где  $\alpha$  - коэффициент расхода и  $\rho$  - плотность жидкости.

Максимальный ход золотника в общем случае выбирается по возможности меньшим, особенно это относится к проектированию следящих систем (гидроусилителей рулевых управлений, систем автоматического регулирования и т. д.). Рекомендуется выбирать  $h_{зх}$ , в пределах 1-2,5 мм, что обеспечивает требуемое быстродействие распределителя. Если полученное значение не соответствует рекомендуемому, то необходимо увеличивать  $d_3$ .

Минимальное положительное перекрытие  $\Delta$  выбирают в зависимости от диаметра золотника  $d_3$  (табл. 5.3).

Таблица 5.3 Значения величины минимального перекрытия

$d_3$ мм	6-10	10-25	25-40	40-50
$\Delta$ , мм	1-2	3	4-5	6

Можно также его рассчитать по эмпирической зависимости:

$$\Delta \approx (0,1 \dots 0,3) \cdot d_3$$

Длина рабочего пояска золотника определяется по выражению:

$$h = t + 2 \cdot \Delta,$$

где  $t$  - длина расточки кармана в корпусе гидрораспределителя.

Длина расточки кармана выбирается равной или больше диаметра внутренних каналов гидрораспределителя, т. е.  $t > D_y$ .

Расстояние между осями каналов рабочих отводов определяется:

$$l_k = t + h.$$

Величина конструктивного зазора  $\varepsilon_0$  между золотником и корпусом гидрораспределителя (расточкой в корпусе) выбирается из двух взаимно противоречивых требований: обеспечения

минимальной величины силы трения при смещении золотника и обеспечения линейности характеристик, малых утечек и высокого КПД:

$$\varepsilon_0 = (d_0 - d_3)/2,$$

где  $d_0$  - внутренний диаметр отверстия (расточки) в корпусе. Рекомендательный конструктивный зазор в золотниковых гидрораспределителях должен составлять:

$$\varepsilon_0 = (d_3)/2,5, \text{ (мкм)}$$

здесь  $d_3$  подставляется в мм.

Рекомендуемый диапазон изменения  $\varepsilon_0$  можно выбрать по графику (рис. 5.1).

На рисунке 5.1 представлены рекомендуемые диапазоны диаметральных зазоров золотниковых пар с цилиндрическими золотниками: между кривыми 1 и 2 для пар с запрессованными гильзами; 2 и 3 - для пар с плавающими гильзами.

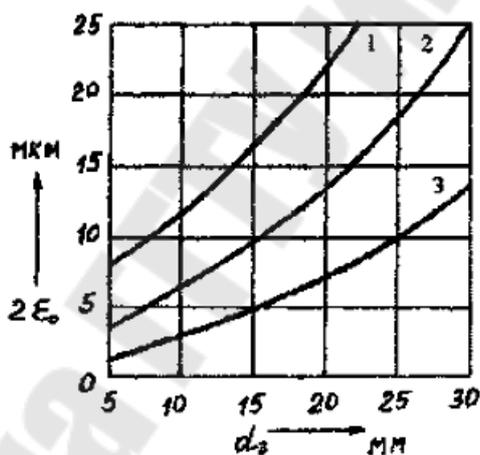


Рисунок 5.1. Рекомендуемые диапазоны диаметральных зазоров золотниковых пар с цилиндрическими золотниками

С учетом изменения давления и температуры радиальный зазор  $\varepsilon$  определяется по зависимости:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_p + \Delta\varepsilon_t,$$

где  $\Delta\varepsilon_p$  и  $\Delta\varepsilon_t$  - изменение зазора в зависимости от давления и температуры рабочей жидкости соответственно.

Изменение зазора в золотниковом гидрораспределителе от действия давления рабочей жидкости определяется по формуле:

$$\Delta \varepsilon_p = \frac{p_n d_3}{200E} \left( \frac{d_3^2 + d_k^2}{d_k^2 - d_3^2} + \mu' \right), \text{ (мкм)},$$

где  $p_n$  - давление в напорной гидролинии;  $d_3, d_k$  - соответственно наружные диаметры золотника и корпуса (гильзы) гидрораспределителя;  $E$  - модуль упругости материала корпуса гидрораспределителя:

$E = 10000 \dots 13000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  - для чугуна (СЧ),

$E = 11000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  - для бронзы,

$E = 8000 \dots 15000 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  - для латуни,

$E = 7000 \dots 7100 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  - для дюралюминия,

$E = 20600 \dots 21500 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  - для стали;

$\mu'$  - коэффициент Пуассона, характеризующий упругие свойства материала в пределах закона Гука ( $\mu' = 0,24 \dots 0,28$  - для углеродистых сталей;  $\mu' = 0,25 \dots 0,3$  - для легированных сталей).

Для стальных и чугунных корпусов при деформации от внутреннего давления жидкости радиальный зазор можно определять по упрощенной зависимости:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \frac{d_3}{20} \Delta \alpha + \Delta T$$

где  $\Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_2$  - разность коэффициентов линейного расширения материалов сопряженных деталей корпуса и золотника, значения которых относятся к средней температуре  $+ 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (см. табл. 5.4);  $\Delta T$  - разность между температурой материала сопряженных деталей и исходной (начальной) температурой,  $\Delta T$  можно принимать в пределах  $60 \text{--} 80 \text{ }^\circ\text{C}$ , т. е. экстремальные температурные условия.

Таблица 5.4 Коэффициенты линейного расширения материалов в интервале температур  $20 \text{--} 100 \text{ }^\circ\text{C}$

Материал	$\alpha \cdot 10^{-6}, 1/\text{град}$
Сталь углеродистая	11,1-11,6
Сталь 30ХГСА	11,0
Сталь 20Г	12,3
Сталь 30ХМА	12,3
Сталь ШХ15	14,0
Сталь 45Х	12,8
Сталь 40ХС	11,7
Сталь 12ХМВА	11,3

Сталь 40ХНМА	12,0
Сталь 20Х	12,8
Бронзы оловянистые	17,0-19,0
Бронзы специальные	16,0-20,0
Сплавы алюминия	20,0-24,0
Чугуны	10,0-12,0

6. При конструировании и расчете гидрораспределителей решающее значение имеют гидравлические потери, которые обуславливаются вязкостью жидкости, шероховатостью поверхностей обтекания и формой каналов. Необходимо отметить, что гидравлические потери в гидрораспределителях в основном определяются местными потерями и рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_3 = \xi \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g},$$

где  $\gamma$  - объемный вес жидкости,  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления ( $\xi =$  от 2 до 4),  $v$  - средняя скорость течения жидкости в распределителе, превышающая скорость течения во внешних гидролиниях в 2 - 2,5 раза. В этом случае потери давления  $\Delta P_3$  не превышают 1,5 % рабочего давления, а уравнение максимальной площади сечения рабочего окна имеет вид:

$$F_{з. \max} = \frac{Q_{\max}}{\alpha \cdot v \cdot \sqrt{\xi}}.$$

7. При определении максимального расхода  $Q_{\max}$  необходимо учитывать потери жидкости за счет утечек через зазоры. При этом рассматриваются два основных случая утечек жидкости: через строго концентрическую щель и эксцентрично расположенную щель. В обоих случаях поток жидкости принимается ламинарным. В первом случае расчет утечек жидкости производится по формуле:

$$\Delta Q_3 = \frac{\pi \cdot \Delta P'_3 \cdot \delta^3 \cdot d_3}{12 \cdot \mu \cdot l}$$

а во втором - по формуле:  $\Delta Q'_3 = \frac{\pi \cdot \Delta P'_3 \cdot \delta \cdot d_3}{12 \cdot \mu \cdot l} \cdot (1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2)$

где  $\mu$  - динамическая вязкость,  $l$  - длина зазора,  $\delta$  - ширина зазора. При максимальном эксцентриситете ( $\varepsilon=1$ ) утечки жидкости увеличиваются в 2,5 раза по сравнению с утечкой через концентрическую щель. Величина утечек, кроме того, изменяется с изменением перепада давления  $\Delta P'_3 = P_p - P_{(A,B,T)}$ , где  $P_p, P_{(A,B,T)}$  -

давления в напорной и соответствующей смежной линии распределителя, а также температуры жидкости. Оба эти фактора либо непосредственно влияют на величину утечек, либо на величину вязкости жидкости.

8. Суммарная сила, необходимая для перемещения золотника, определяется выражением:

$$R = R_x + R_{mp} + R_n.$$

Гидродинамическая сила может быть рассчитана по формуле:

$$R_x = 42,6 \cdot \sqrt{P_{вх}} \cdot Q \cdot \cos \varphi.$$

Сила вязкого трения определяется по формуле:

$$R_{mp} = v_{дон} \cdot \rho \cdot \frac{v}{\delta} \cdot F_3.$$

Силу, связанную с нагрузкой золотника пружиной, можно определить по формуле:

$$R_n \geq R_{mp}.$$

Также  $R_n$  может быть определена через параметры пружины:

$$R_n = c \cdot x,$$

где  $c$  - жесткость пружины, определяемая по формуле:

$$c = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot Z \cdot D_{np}^3} \text{ (Н/см)},$$

где  $G$  – модуль упругости (для пружинной стали 65Г составляет  $8 \cdot 10^6$  Н/см<sup>2</sup>). Исходя из этого, можно определить предварительное поджатие пружины по выражению:  $x_0 = R_{np} / c$ . Затем необходимо проверить условие не соприкосновения витков пружины:  $n_{np} (i_{np} - d_n) > x_0$ .

После определения силы  $R$  определяется усилие на рычаге в случае распределителя с ручным управлением или выбираются характеристики электромагнитного привода. В случае невозможности обеспечения допустимых эргономических характеристик ручного управления (допустимое усилие на рычаге не более 10 Н), или невозможности подбора требуемого электромагнитного привода необходимо выполнить расчет управляющего распределителя, а рассчитанный распределитель считать сервоуправляемым.

## **Тема 6 Расчет и выбор параметров обратных, предохранительных и переливных гидроклапанов**

**Предохранительные и переливные гидроклапаны** могут быть прямого и непрямого действия. В гидроклапане прямого действия величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей среды на запорно-регулирующий элемент. В гидроклапанах непрерывного действия величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате воздействия потока рабочей среды на вспомогательный запорно-регулирующий элемент.

### **6.1. Расчет и выбор параметров предохранительных и обратных гидроклапанов.**

В гидроклапанах давления в качестве запорно-регулирующего элемента широко применяются шариковые, конические и золотниковые клапаны. Диаметр подводящего канала определяется по формуле:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}},$$

где скорость  $v$ , выбирается в зависимости от номинального давления (табл. 5.1). Средний диаметр  $d_{ср.}$  (рис. 6.1) выбирается на 0,3-0,5 мм больше диаметра канала  $d_k$ .

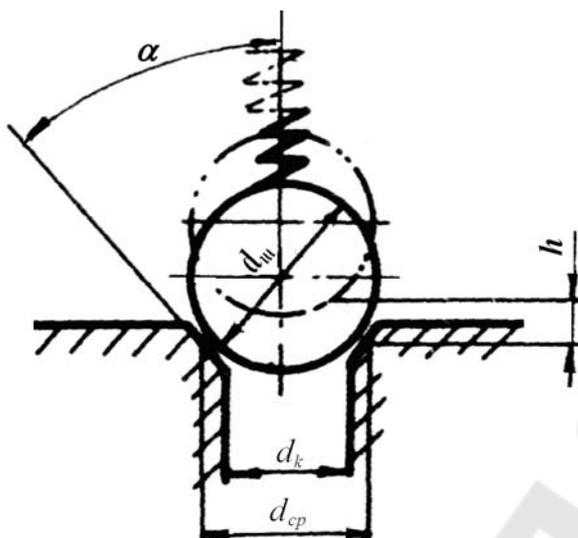


Рисунок 6.1. Схема предохранительного или обратного клапана с шариковым запорным элементом

Начальное усилие открытия предохранительного клапана прямого действия можно определить исходя из силы давления на запорный элемент  $P_{om}$  и площади сечения запорного элемента в месте его контакта с седлом по формуле:  $R_{om} = P_{om} \cdot \frac{\pi \cdot d_{cp}^2}{4}$ .

Диаметр проволоки пружины определяют по формуле:

$$d_n = 0,06 \cdot \sqrt{R_{om}} \text{ (мм)}.$$

При выборе диаметра пружины  $D_{np}$  следует учитывать диаметр подводящего канала по следующей рекомендации:  $(1,1 - 1,2) \cdot d_k \geq (4 - 7) \cdot d_n$ .

Задав длину пружины в свободном состоянии  $l_{np}$  и приняв величину шага пружины  $i_{np} = (2,0 - 2,5) d_n$ , находят число рабочих витков  $Z$ . При этом необходимо учесть, что  $Z$  должно быть не менее 3-х. Жесткость пружины определяют по формуле:

$$c = \frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot Z \cdot D_{np}^3} \text{ (Н/см)},$$

где  $G$  – модуль упругости. Исходя из этого, можно определить предварительное поджатие пружины по выражению:

$$x_0 = R_{np} / c.$$

Затем необходимо проверить условие не соприкосновения витков пружины:

$$n_{np} (i_{np} - d_n) > x_0.$$

При расчете обратного клапана начальное усилие открытия выбирают минимальным, а усилия пружины выбирают такими, чтобы

обеспечить перемещение запорно-регулирующего элемента, поэтому для выбора пружины для заданной конструкции необходимо выполнить расчет сил трения, возникающих при перемещении клапана.

При расчете гидроклапана конического или шарикового типа устойчивость его после отрыва от седла не проверяется, а выполняется расчет пружины на прочность и устойчивость, а также расчет минимального проходного сечения:

$$f_{\text{кл. min}} = Q/v, (\text{м}^2).$$

Затем рассчитывается диаметр подводного канала и величина подъема клапана (рис. 6.2):

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{кл. min}}}{\pi}}; \quad d_{\text{cp}} = \frac{d_0 + d_k}{2}; \quad b = 0,1 \cdot d_k; \quad c = b \cdot \sin \alpha.$$

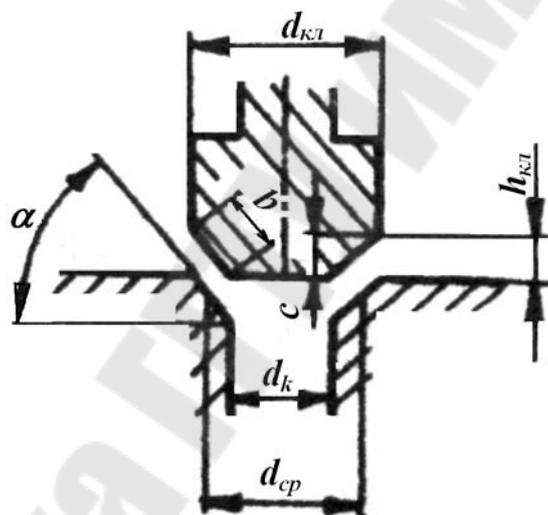


Рисунок 6.2. Схема клапана с коническим запорным элементом

Высота подъема конического клапана определяется из выражения:

$$h_{\text{кл}} = \frac{d_{\text{cp}} (1 - \sqrt{1 - \cos(\alpha/2)})}{\sin \alpha},$$

где  $\alpha$  - угол конуса (во избежание заклинивания клапана принимают угол:  $20^\circ < \alpha < 60^\circ$ ).

**Переливные гидроклапаны** (рис. 6.3) непрямого действия отличаются особенностью работы, которая заключается в том, что давление на входе поддерживается постоянным независимо от величины расхода жидкости через клапан. Это происходит потому,

что расход жидкости через вспомогательный шариковый клапан зависит от расхода через демпфирующее отверстие в клапане.

Для расчета канала вспомогательного клапана задаются скоростью течения жидкости в подводящем канале, которую рекомендуется принимать: 5 м/с для давления  $P < 0,5$  МПа, 12-15 м/с для давления  $P < 1,2 - 2,0$  МПа, 25-30 м/с для давления  $P > 2,0$  МПа.

Площадь  $F_{кл}$  вспомогательного шарикового клапана, которая находится под давлением, можно найти по формуле:

$$F_{кл} = \frac{\pi \cdot d_{cp}^2}{4},$$

где средний диаметр  $d_{cp}$  принимается больше геометрического диаметра клапана на 0,5 мм.

С учетом перегрузки расчетное давление  $P_{рас}$  рекомендуется определять по формуле:

$$P_{рас} = 2 \cdot P_{вх}.$$

Максимальное усилие пружины шарикового клапана находится из выражения:

$$R_{пр. max} = c \cdot [l_{пр} - (Z + 1,5) \cdot d_n],$$

где параметры пружины выбираются аналогично предохранительному клапану прямого действия, при этом необходимо, чтобы рассчитанное усилие было больше, чем усилие со стороны шарика при расчетном давлении, т.е. выполнялось условие:

$$R_{пр. max} > 2 \cdot P_{вх} \cdot f_{кл}.$$

Геометрические параметры вспомогательного клапана окончательно выбираются после проверки расхода масла через клапан по формуле:

$$Q_{кл.ц} = \alpha \cdot F_{кл.ц} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}},$$

где  $\alpha$  - коэффициент расхода (принимается в пределах 0,65 - 0,72);  $F_{кл.ц}$  - площадь щелевого зазора вспомогательного клапана, определяется:

$$F_{кл.ц} = \pi \cdot d_{cp} \cdot h_{кл},$$

где  $h_{кл}$  - высота подъема клапана, определяемая:

$$h_{кл} = \frac{\Delta P \cdot F_{кл}}{c}.$$

Если расход через вспомогательный клапан больше 5 – 10 % от общего расхода, то необходимо увеличить жесткость  $c$  пружины или уменьшить диаметр  $d_{cp}$ .

Выбор геометрических параметров основного клапана с переливным золотником проводят из условия, чтобы наибольшие скорости протекания жидкости через клапан не превышали значения 5-7 м/с. Скорость потока жидкости на входе клапана определяется:

$$v_{ex} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{кл.вх}^2},$$

где  $d_{кл.вх}$  - диаметр входного отверстия, м.

Скорость потока жидкости непосредственно в клапане находится из выражения:

$$v_{кл} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d_{кл}^2 - d_{ш.кл}^2)},$$

где  $d_{кл}$ ,  $d_{ш.кл}$  - диаметры клапана и шейки, соответственно.

Высота подъема основного клапана  $h_{кл.о}$  выбирается из условия, чтобы она с известным запасом была больше, чем высота подъема клапана при его работе с разгрузкой:

$$h'_{кл} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{кл} \cdot \alpha \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}},$$

где перепад давления  $\Delta P$  при разгрузке принимается равным 0,4 МПа. При этом проверяется допустимая скорость потока жидкости:

$$v_{доп} \geq v_{кл} = \frac{Q}{\pi \cdot d_{кл} \cdot h_{кл.о}}.$$

Если допустимая скорость окажется меньше действительной скорости, то высоту подъема клапана следует увеличить до требуемого значения.

Усилия трения клапана при открытии определяются по формуле:

$$R_{тр} = \sum_{i=1}^i \left( \mu \cdot \frac{v_{ш}}{\delta} \pm \frac{\delta}{2} \right) \cdot l_i \cdot b_i,$$

где  $v_{ш}$  - скорость перемещения стенки щели (принимается равной скорости потока жидкости), м/с ;  $\delta$  и  $\delta_i$  - величина зазоров, м;  $l_i$  — длина щелей, м;  $b_i$  - ширина щелей, м.

Для клапана, показанного на рисунке 6.4, формула имеет вид:

$$R_{mp} = \mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_1} \cdot l_1 \cdot b_1 + \left( \mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_2} + \frac{\delta_2}{2} + \frac{\Delta P}{l_2} \right) \cdot l_2 \cdot b_2 + \mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_3} \cdot l_3 \cdot b_3 + \mu \cdot \frac{v_{щ}}{\delta_4} \cdot l_4 \cdot b_4.$$

Сила трения от неуравновешенного давления при коэффициенте трения  $f_{mp}$  может быть определена по формуле:

$$R_{mp.н.д} = f_{mp} \cdot d_{кл} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) \cdot \frac{P_{ex}}{2}.$$

Усилие струи (гидродинамическая сила) при максимальном расходе определяется:

$$R_{cm} = 42,6 \cdot \sqrt{P_{ex}} \cdot Q \cdot \cos \varphi,$$

где  $\varphi$  - угол направления струи (для расчетов можно принять  $\varphi = 69^\circ$ ).

Осевое усилие от давления пружины при полностью открытом клапане (с учетом предварительного сжатия пружины) определяется:

$$R_{np} = c' \cdot h_{\Sigma},$$

где  $c'$  - жесткость пружины основного клапана,  $h_{\Sigma}$  - суммарная деформация пружины ( $h_{\Sigma} = x_0 + h_{кл.о}$ ). Жесткость пружины основного клапана выбирается аналогично выбору пружины для обратного клапана.

Суммарное осевое усилие, действующее на клапан, будет равно:

$$R_{\Sigma} = R_{mp} + R_{mp.н.д} + R_{cm} + R_{np}.$$

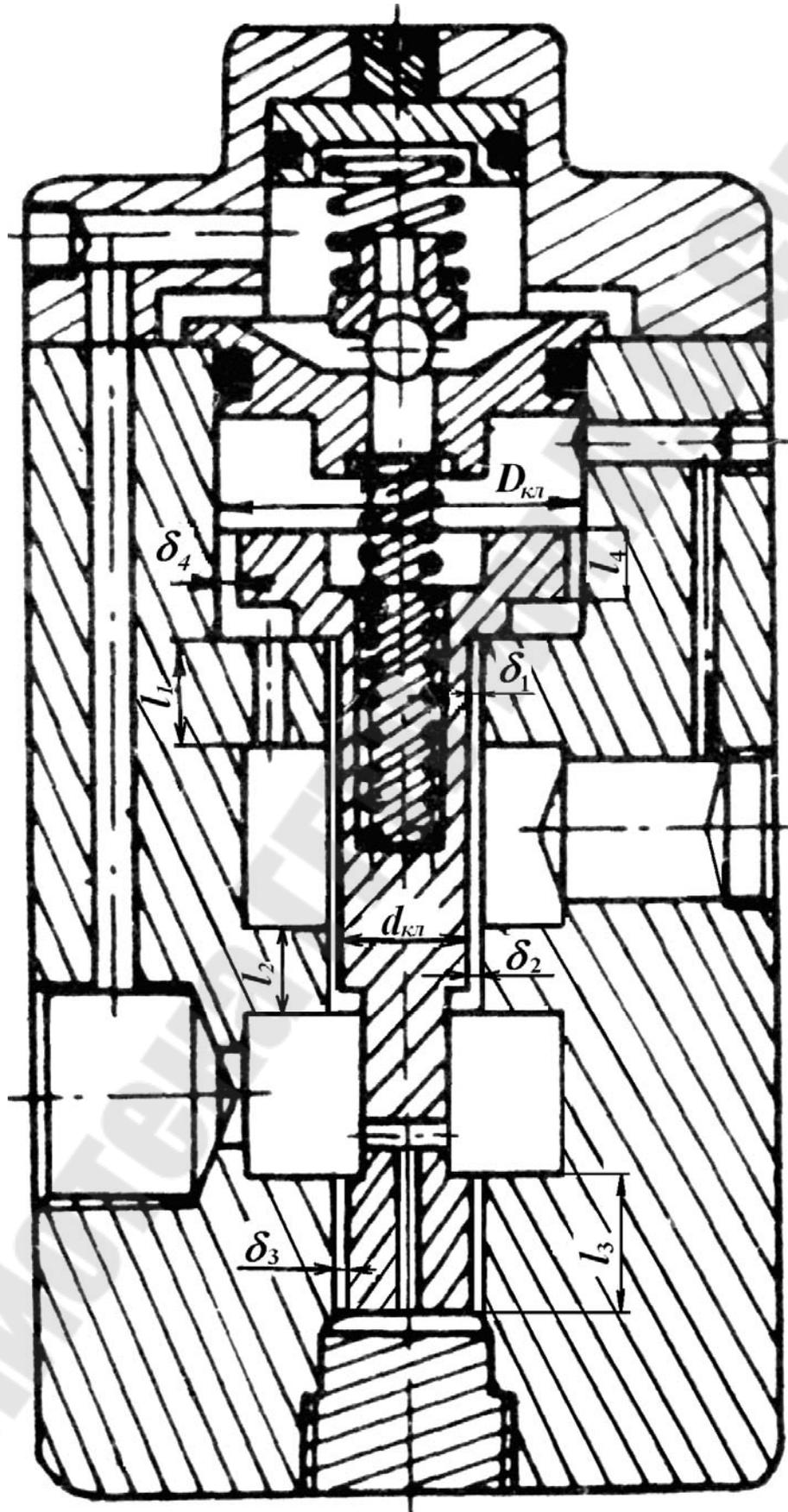


Рисунок 6.3. Расчетная схема переливного клапана.

Преодоление этого осевого усилия требует приложения соответствующего перепада давления:

$$\Delta P = \frac{4 \cdot R_{\Sigma}}{\pi \cdot D_{кл.п}^2},$$

где  $D_{кл.п}$  - диаметр поршня клапана, при этом расчетное значение должно удовлетворять условию:

$$\Delta P \leq P_{сл},$$

где  $P_{сл}$  - давление в сливной линии.

Постоянные утечки через демпфирующее отверстие, площадь которого выполняется размером  $\approx 1 \text{ мм}^2$ , рассчитываются по формуле:

$$\Delta Q_o = \alpha \cdot F_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}.$$

Утечки в переливном клапане из полости высокого давления в полость низкого давления составят:

$$\Delta Q_{кл} = \frac{\pi \cdot P_{вх} \cdot \delta^3 \cdot d_{кл}}{12 \cdot \mu \cdot l_2},$$

где  $\delta$  - величина зазора соответствующая максимальному значению поля допуска сопрягаемых деталей, м;  $\mu$  - зависит от свойств рабочей жидкости, (принимается в пределах 0,01-0,1, Нс/м<sup>2</sup> или рассчитывается:  $\mu = \nu \cdot \rho$ , где  $\nu$  - кинематическая вязкость жидкости).

После расчета геометрических, силовых и энергетических параметров клапана непрямого действия, проводят расчет динамики клапана, в частности, расчет собственных частот клапана и быстродействия. Собственная частота вспомогательного клапана может быть выражена формулой:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c \cdot 10^2}{m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3}}},$$

где  $m_{кл}$ ,  $m_{пр}$  - масса клапана и пружины соответственно.

Собственная частота основного переливного клапана определяется аналогично, при подстановке жесткости пружины  $c$  и соответствующих значений масс клапана и пружины.

При расчете на быстродействие принимаются следующие допущения:

- а) подача жидкости насосом в систему осуществляется равномерно;
- б) срабатывание клапана происходит при полной остановке исполнительного механизма;
- в) подъем давления в системе в момент открытия клапана осуществляется по линейному закону;
- г) путь разгона и торможения, по отношению к основной величине открытия клапана, пренебрежимо мал.

Очевидно, что пик давления будет иметь минимальное значение, если время, за которое происходит увеличение давления в системе, и время срабатывания клапана будут при условии:

$$t_1 \geq t_2.$$

Время подъема насосом давления в системе может быть выражено формулой:

$$t_1 = \frac{V \cdot \Delta P_{\kappa} \cdot \beta}{Q - Q_{\text{кл}}},$$

где  $V$  - объем жидкости в напорной части клапана,  $\beta$  - сжимаемость жидкости в напорной части клапана (принимается  $\beta=1$ ),  $Q_{\text{кл}}$  - средний расход сливаемой жидкости при постоянном давлении ( $Q_{\text{кл}} \approx 0,5 \cdot Q$ ),  $\Delta P_{\kappa}$  - пиковое значение перепада давления, определяемое:

$$\Delta P_{\kappa} = \sqrt[3]{\frac{0,25 \cdot Q^2 \cdot m_{\text{кл}} \cdot h_{\text{кл}}}{k \cdot V^2 \cdot \beta^2 \cdot F_{\text{кл}}}},$$

где  $F_{\text{кл}}$  - площадь поршня клапана,  $k$  - коэффициент силы (принимают в пределах 0,125 - 0,25, причем меньшее значение числового коэффициента относят к клапанам золотникового типа, а большее - к клапанам шарикового типа). Время открытия клапана определяется из условия равноускоренного движения клапана без начальной скорости под действием среднего значения перепада давления:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot m_{\text{кл}} \cdot h_{\text{кл}}}{k \cdot V^2 \cdot \beta^2 \cdot F_{\text{кл}}}}.$$

Если расчетное значение  $\Delta P_{\kappa}$  больше, чем заданное показателем чувствительности, определяемым:

$$k = \frac{P_{\text{ex}} + \Delta P_{\kappa}}{P_{\text{ex}}} \cdot 100, \%$$

( $k$  принимается равным 105-110 %), необходимо скорректировать конструкцию клапана с целью снижения массы или высоты подъема клапана.

## Тема 7 Расчет и выбор параметров дросселей.

В процессе истечения жидкости происходит преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую. Из уравнения Бернулли легко выводится выражение для скорости истечения:

$$v = \varphi \sqrt{2gH},$$

где  $H$  — расчетный напор, который в общем случае равен сумме геометрического и пьезометрического напоров, т. е.

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g};$$

$\varphi$  — коэффициент скорости, определяемый как

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}.$$

Здесь  $\alpha$  — коэффициент Кориолиса;  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления.

Расход жидкости при истечении через дроссели определяется произведением скорости истечения на площадь сечения струи. Однако последняя часть бывает меньше площади отверстия вследствие сжатия струи. Поэтому вводится коэффициент сжатия:

$$\varepsilon = S_c / S_o,$$

где  $S_c$  и  $S_o$  — площади сечения струи и отверстия. Отсюда расход равен:

$$Q = S_c \cdot v = \varepsilon \cdot S_o \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

Вместо расчетного напора  $H$  часто используется расчетный перепад давления:

$$Q = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}$$

Истечение жидкости может происходить либо в газовую среду, например в атмосферный воздух, либо в среду той же жидкости. В последнем случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразование.

Выбор геометрических параметров проточной части дросселя проводят из условия, чтобы наибольшие скорости протекания жидкости через дроссельную щель не превышали значения 15 м/с.

Потребная площадь проходного сечения определяется расходом:

$$S_{np} = \frac{Q}{v},$$

где  $Q$  – расход рабочей жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $v$  – скорость протекания жидкости (принимают  $v=15$   $\text{м}/\text{с}$ ).

Форма расходной щели турбулентного дросселя обычно имеет форму треугольника, что позволяет получить практически линейную гидравлическую характеристику регулирования дросселя. Тогда площадь проходного отверстия определяется площадью треугольника:

$$S_{np} = \frac{b \cdot h}{2},$$

где  $b$  – основание треугольника;  
 $h$  – высота треугольника.

Размер основания треугольника зависит от диаметра условного прохода и диаметра проточного канала образуемого запорным регулирующим элементом, который определяется:

$$b \leq \frac{2}{3} d_y = 0,59 \sqrt{\frac{Q}{v}},$$

где  $d_y$  - диаметр условного прохода или гильзы, в которой выполняется расходное проходное сечение. Высота треугольного проходного сечения может быть определена:

$$h = \frac{2 \cdot S_{np}}{b \cdot 4}.$$

Исходя из того, что сечение обычно перекрывается за три или четыре оборота регулировочного винта определяется шаг ходовой трапецеидальной или прямоугольной ходовой резьбы:

$$i = \frac{h}{n},$$

где  $n$  – количество оборотов лимба.

По полученным данным, выбирается дроссельное отверстие (рис.7.1) и определяется площадь проходного сечения.

Определение перепада давления на дросселе при полном открытии можно выполнить из уравнения расхода:

$$\Delta P = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot (\mu \cdot S_{np})^2},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости.  
Для построения расходной характеристики можно воспользоваться графиком потерь давления эквивалентных диаметров (рис. 7.2).

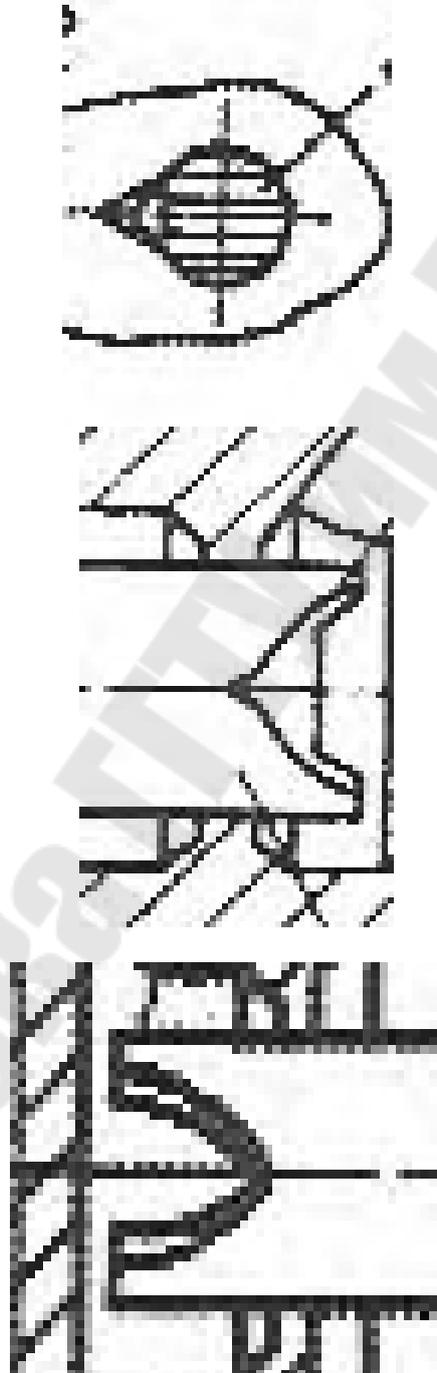


Рисунок 7.1 – Виды дроссельных щелей

Расход, проходящий через одно дроссельное отверстие определяется без учета коэффициента расхода:

$$Q = S_{op} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}},$$

где  $\Delta P$  – перепад давления на аппарате принимается постоянным, а расход определяется по графику (рис. 7.2) для эквивалентного диаметра:

$$d = 1,129 \cdot \sqrt{S_{op}}.$$

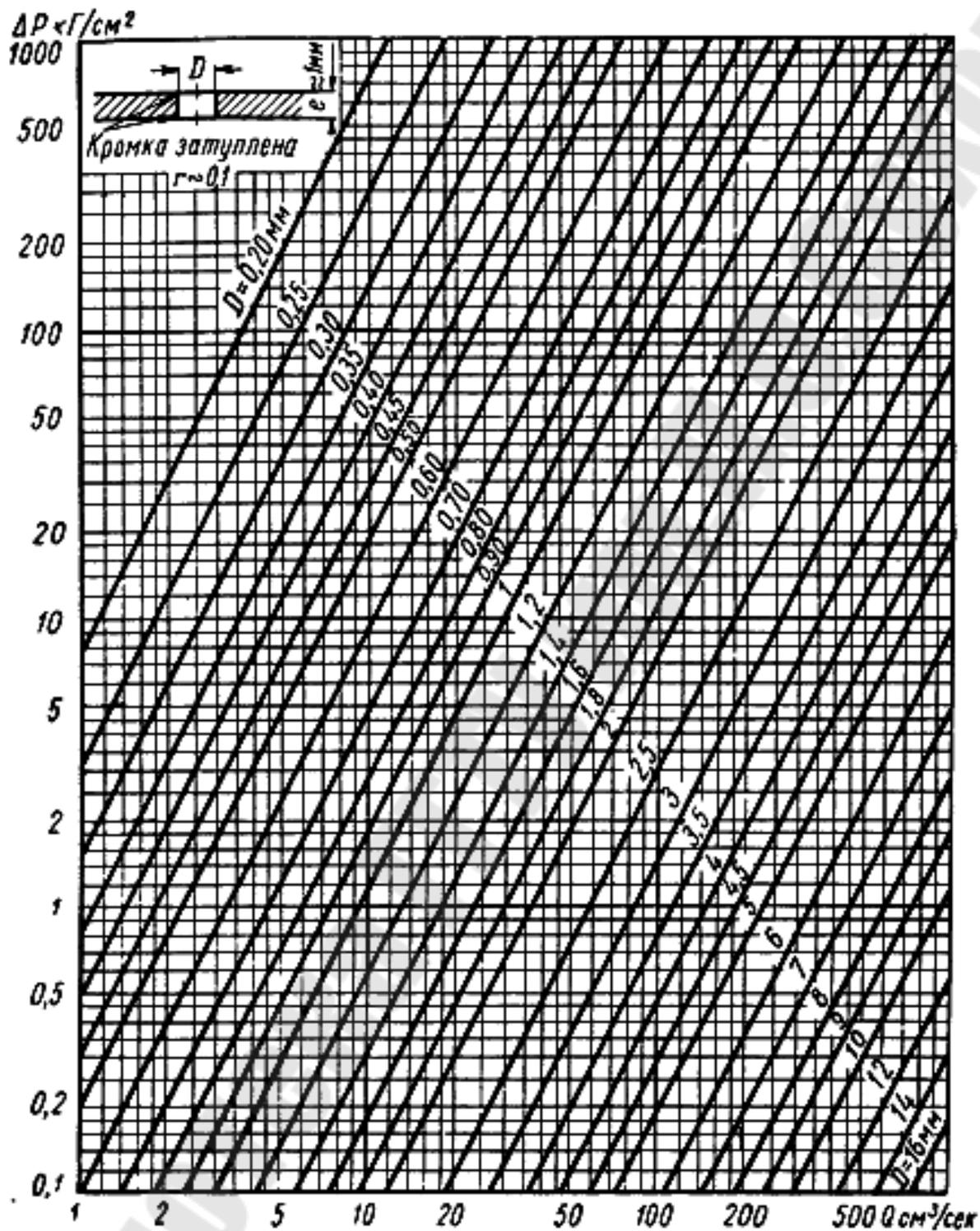


Рисунок 7.2 Потери давления в круглом отверстии при турбулентном течении в зависимости от расхода и давления

**Тема 8 Расчет и выбор параметров силовых гидроцилиндров и их элементов**

Силовой цилиндр является двигателем прямолинейного возвратно-поступательного движения, преобразующим энергию жидкости в механическую энергию перемещения поршня. Движущее усилие  $F$  на поршневом штоке цилиндра без учета потерь на трение и внутреннюю не герметичность определяется по формуле:

$$F = s \cdot \Delta p,$$

где  $\Delta p$  - рабочее давление (перепад давления) жидкости;  $s$  — рабочая площадь (площадь активного сечения) поршня. Соответственно с учетом потерь от трения движущихся частей, эффективное (фактическое) движущее усилие будет определяться:

$$F = s \cdot \Delta p \cdot \eta,$$

где  $\eta$  — гидромеханический к.п.д. силового цилиндра, величина которого в зависимости от различных факторов колеблется от 0,99 до 0,85, поэтому среднее значение принимают равным 0.95.

Расход жидкости, скорость движения поршня цилиндра и площадь живого сечения поршня связаны зависимостью:

$$Q = \frac{v_n \cdot s}{\eta_{об}},$$

где  $Q$  — расход жидкости в рабочем цилиндре,  $v_n$  — скорость поршня,  $s$  — площадь активного сечения поршня,  $\eta_{об}$  - объемный к.п.д. силового цилиндра.

В цилиндрах, поршни которых уплотнены резиновыми или кожаными манжетами или резиновыми кольцами, утечка жидкости практически отсутствует, поэтому объемный к.п.д. можно принять равным единице. При уплотнении поршня металлическими кольцами объемный к.п.д. может составлять 0.98-0.99. Следует не допускать боковых нагрузок па шток цилиндра, которые приводят к быстрому выходу из строя уплотнительного узла и износу деталей цилиндра. Испытания показали, что при боковой нагрузке срок службы уплотнительного узла в зависимости от величины ЭТОЙ нагрузки и зазора между штоком и его направляющей (буксой) может снизиться в несколько раз. При наличии подобных нагрузок следует максимально улучшать направление штока и увеличивать его заделку в цилиндре, т. е. увеличивать расстояние от средней части поршня до средней части опорной буксы штока при крайнем выдвинутом положении поршня. Для цилиндров, ход поршня которых не превышает размера диаметра цилиндра, минимальная величина заделки поршневого штока должна быть не меньше 10 % длины его

хода. При увеличении отношения длины хода поршня к диаметру цилиндра этот процент должен быть увеличен, с тем чтобы при отношении длины хода к диаметру, равном 10, заделка была не меньше 20 %. Величина отношения длины хода поршня к диаметру не ограничена, однако практически это отношение для цилиндров, нагружаемых в обоих направлениях, не превышает 4-6, хотя в некоторых случаях оно достигает 10-12.

Внутренняя поверхность цилиндров обычно хонингуется с точностью 5-10 мкм, а чистота рабочих поверхностей находится в пределах 0,2-0,4 мкм среднеквадратичной высоты неровностей.

Часто силовые цилиндры используются для возвратно-поступательных перемещений тяжелых деталей со скоростями, при которых силы инерции достигают значительных величин. Для остановки без удара движущейся массы нагрузки применяются специальные демпферы (амортизаторы). Принцип действия подобного демпфера заключается в запираии известного объема жидкости, которая затем вытесняется через дроссельные каналы, создавая противодействие. Запертая жидкость обычно выпускается через зазоры между поршнем и плунжером демпфера (рис. 121).

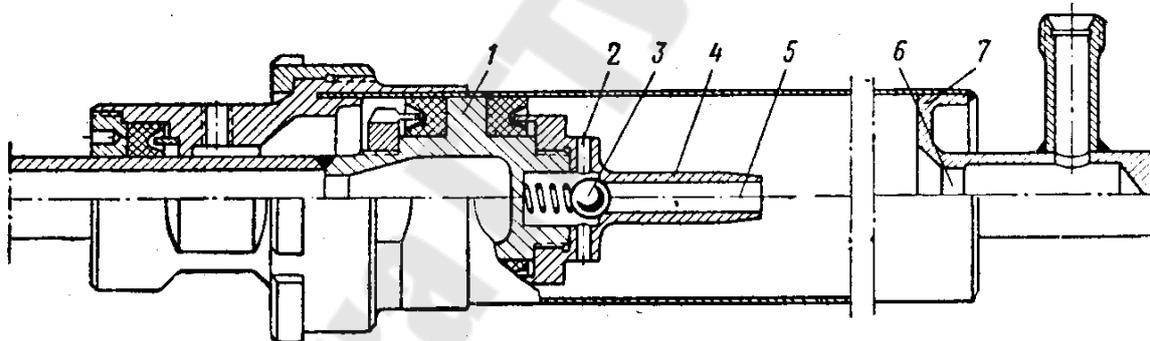


Рисунок 121 Силовой цилиндр с демпфером

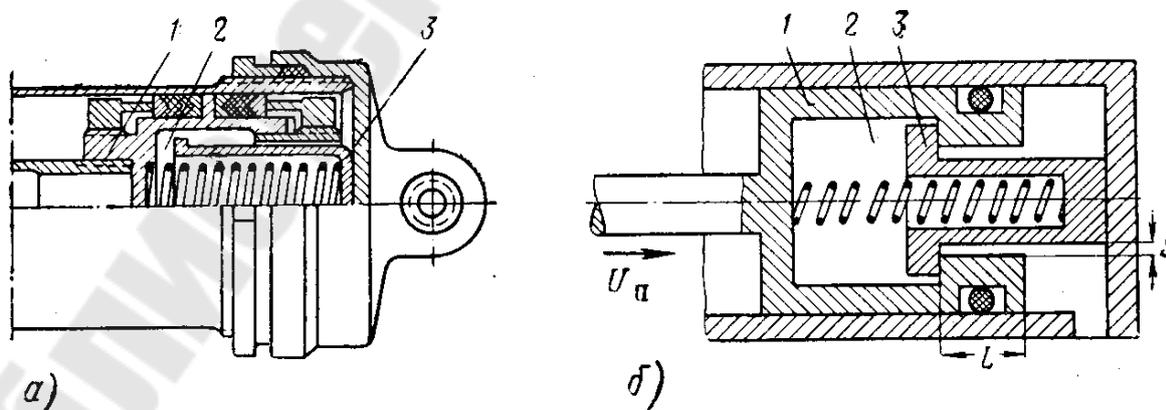


Рисунок 122 Конструкция и схема демпфера силового гидроцилиндра

Демпфер приходит в действие в конце хода поршня вправо. При подходе поршня 1 к правой крышке 7 цилиндра хвостовик 4 входит в отверстие 6, после чего жидкость из правой полости цилиндра сможет удалиться при перемещении поршни вправо лишь через узкую кольцевую щель. При движении поршня 1 влево шариковый клапан 3 под действием образующегося при этом вакуума открывается и жидкость поступает в правую полость цилиндра через канал 5 и отверстие 2. В демпфере цилиндра (рис. 122 а) стакан 3 будет входить в конце хода во внутреннюю полость силового поршня 1 (в камеру 2), вытесняя при этом жидкость через кольцевой зазор площадью  $s_1$  (рис. 122 б), образованный внешней цилиндрической поверхностью этого стакана и внутренней поверхностью отверстия в поршне 1.

Для определения силы демпфирования воспользуемся уравнением, согласно которому потеря давления  $\Delta p$  при прохождении жидкости через кольцевую щель выражается при соосном положении плунжера и цилиндра уравнением:

$$\Delta p = \frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot v_{cp}}{s^2},$$

где  $L$  и  $s$  – соответственно длина и ширина кольцевого зазора.

Объем жидкости  $Q$ , вытесняемый из камеры 2 при перемещении поршня 1, равен:

$$Q = v_n \cdot s_c$$

где  $s_c$  — площадь стакана 3,  $v_n$  — скорость перемещения поршня 1.

Вытесняемая из камеры 2 жидкость будет проходить через кольцевую щель площадью  $s$  со средней скоростью, определяемой из равенства:

$$v_n \cdot s_c = v_{cp} s_1 = v_{cp} \pi d_{щ} s$$

отсюда средняя скорость жидкости в щели:

$$v_{cp} = \frac{v_n \cdot s_c}{\pi d_{щ} s}$$

Так как ширина щели  $s$  ничтожно мала по сравнению с ее диаметром, то диаметр щели можно принять равным диаметру стакана  $d_c$ . С учетом этого потери давления можно определить:

$$\Delta p = \frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot v_n \cdot s_c}{\pi \cdot d_c \cdot s^3}$$

Следовательно, усилие демпфирования определяется:

$$F_0 = \Delta p \cdot s_c = \frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot v_n \cdot s_c^2}{\pi \cdot d_c \cdot s^3}$$

Скорость поршня также можно определить через геометрические размеры щели, тогда имеем:

$$v_n = \frac{4v_{cp}d_{щ}s}{d_c^2}.$$

Если принять, что диаметры равны:  $d_c = d_{щ} = d_{cp}$ , то можно скорость поршня определить:

$$v_n = \frac{4v_{cp}s}{d_c},$$

и если подставить  $v_{cp}$  тогда имеем:

$$v_n = \frac{4 \cdot \Delta p \cdot s^3}{12\mu L d_c} = \frac{\Delta p \cdot s^3}{3\mu L d_{cp}},$$

отсюда

$$\Delta p = \frac{3\mu L d_{cp} v_n}{s^3},$$

если ввести в полученные зависимости скорость перемещения стакана то получим:

$$v_n = \frac{\Delta p \cdot s^3}{3\mu L d_{cp}} + \frac{2vs}{d_{cp}}, \quad \Delta p = \frac{3\mu L(d_{cp}v_n - 2vs)}{s^3}.$$

С учетом того, что перепад давления определяет усилие демпфирования, то тогда можно записать:

$$v_n = \frac{4F_\delta \cdot s^3}{3\pi\mu L d_{cp}^3} + \frac{1}{1 - \frac{2s}{d_{cp}}}$$

Для большинства реальных гидроцилиндров значение величины  $\frac{2s}{d_{cp}}$  меньше единицы, поэтому второе слагаемое является незначительным и последнее уравнение можно упростить:

$$v_n = \frac{4F_\delta \cdot s^3}{3\pi\mu L d_{cp}^3}.$$

Пользуясь этими же приемами, можно получить подобные уравнения и для случая эксцентричного положения плунжера и цилиндра. Уравнение для скорости цилиндра относительно поршня при максимальном эксцентриситете примет следующий вид:

$$v_n = \frac{10F_\delta \cdot s_0^3}{3\pi\mu L d_{cp}^3}$$

где  $s_0$  — величина среднего одностороннего зазора.

Очевидно, что в том случае, когда требуется обеспечить постоянное замедление движения поршни, должны быть применены

демпферы с переменным сечением дроссельного отверстия, достигаемым обычно путем применения так называемых профильных игл. Наиболее простым типом, которых является конусная игла.

После выбора геометрических размеров и определения конструктивных особенностей гидроцилиндра всегда необходимо выполнить проверочный прочностной расчет. При заданных параметрах цилиндра, в которые входят рабочее давление, усилие (нагрузка) и ход поршня, можно вычислить внутренний диаметр и толщину стенок цилиндра.

Внутренний диаметр рассчитывается по формуле:

Толщину стенки цилиндра можно вычислить по формуле Ляме для расчета цилиндров, нагруженных внутренним давлением:

$$t = \frac{d_n}{2} \left( \sqrt{\frac{\sigma + p}{\sigma - p}} - 1 \right)$$

где  $t$  — толщина стенки цилиндра,  $d_n$  — внутренний диаметр цилиндра (диаметр поршня цилиндра),  $\sigma$  — допускаемое напряжение растяжения для материала цилиндра. Данную зависимость применяют преимущественно при расчетах цилиндров из хрупких материалов, например из чугуна. При расчетах цилиндров из вязких материалов, например из стали, можно пользоваться следующей формулой:

$$t = \frac{d_n}{2} \left( \sqrt{\frac{\sigma + p(1 - 2\mu)}{\sigma - p(1 + \mu)}} - 1 \right)$$

где  $\mu$  - коэффициент Пуассона (для стали  $\mu=0,3$ ; для латуни  $\mu=0,35$ ).

Толщину стенок гидроцилиндра можно также рассчитать по упрощенной зависимости:

$$t = \frac{pd_n}{2\sigma},$$

при условии, что соблюдается следующее неравенство:

$$\frac{r_e}{r_n} \leq 1,18,$$

где  $r_e$  и  $r_n$  — внешний и внутренний радиусы цилиндра. Толщину доньшка цилиндра можно определить по формуле:

для плоского доньшка:  $t_{\text{д.н.}} = 4,05 \cdot 10^{-3} d_n \sqrt{\frac{p}{\sigma}}$ ,

для сферического доньшка:  $t_{\text{д.с.}} = \frac{pd_n}{4\sigma}$ .

## Список литературных источников

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., «Машиностроение», 1972, 320 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики / Под общ. ред. Н.В. Богдана, Н.Ф. Метлюка. – Мн.: ВУЗ-ЮНИТИ БГПА – ИСН, 1998. – 224с.
3. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: «Машиностроение», 1979.
4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976.
5. Примеры гидравлических расчетов: Учеб. Пособие / Под ред. А.И. Богомолова - 2-е изд., перераб. - М.: Транспорт, 1977. - 526 с.

**Стасенко Дмитрий Леонидович**

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ  
ОБОРУДОВАНИЯ**

**ПОСОБИЕ**

**по одноименному курсу  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 01.06.16.

Рег. № 68Е.

<http://www.gstu.by>