

**Министерство образования Республики Беларусь**

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

**Кафедра «Гидропневмоавтоматика»**

**А. В. Михневич, С. М. Матвееенкова**

## **МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ  
к курсовой работе  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной формы обучения**

**Гомель 2011**

УДК 62-82+681.523(075.8)  
ББК 34.447я73  
М69

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 5 от 24.01.2011 г.)*

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

**Михневич, А. В.**

М69      Механика жидкости и газа : учеб.-метод. пособие к курсовой работе для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. формы обучения / А. В. Михневич, С. М. Матвеевкова. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 55 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: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены краткие теоретические сведения, задания на курсовую работу, описание методики выполнения расчетов и порядок ее выполнения.

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

**УДК 62-82+681.523(075.8)  
ББК 34.447я73**

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2011

## Введение.

Курсовая работа по механике жидкости и газа, выполняемая студентами специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин», посвящена гидравлическому расчету гидросхем объемного гидропривода. Выполнение данной курсовой работы предусматривает гидравлический расчет соединительных магистралей гидросистем, гидравлический анализ процесса регулирования гидросистемы, анализа переходных процессов в гидросистеме при переключениях управляемых гидроаппаратов, подбор трубопроводов по действующим стандартам.

Курсовая работа выполняется по исходным данным, содержащимся в данных методических указаниях. Индивидуальное задание содержит номер задания (1÷2), цифровое обозначение гидросхемы (1÷4) и номер варианта исходных данных (1÷10). Каждое задание содержит несколько частных задач расчета и анализа гидросистемы, которые выполняются последовательно.

Отчет по курсовой работе оформляется на листах формата А4 и должен содержать: титульный лист с указанием номера задания, гидросхемы и номера варианта исходных данных; полное описание задания с численными значениями исходных данных, схемой и прилагаемыми к заданию рисунками; описание назначения и принципа действия гидросистемы; последовательное решение всех задач индивидуального задания.

Решение каждой задачи предусматривает ее подробное математическое описание: здесь в необходимой для решения задачи последовательности приводятся все необходимые расчетные формулы, выражения с численными значениями, преобразованиями, выводами и пояснениями. Полученные результаты оформляются в виде таблиц или графиков с необходимыми пояснениями.

# 1. Задания на расчет гидросистемы.

## Задание I.

Гидросистема содержит силовой гидроцилиндр ГЦ, нерегулируемый насос постоянной производительности Н, трехпозиционный золотниковый гидрораспределитель ЗР, регулируемый гидродроссель Др, предохранительный клапан ПК, фильтр Ф и гидробак ГБ (рис.1).

Поршень гидроцилиндра имеет диаметр  $d_n$  и ход  $S$ . Диаметр штока  $d_{ш}$ . Механический КПД гидроцилиндра  $\eta_m = 0,9$ . Максимальная нагрузка силового гидроцилиндра  $F_m$ . Заданная максимальная скорость движения поршня  $\vartheta_n$ . Приведенная к поршню масса подвижных частей вместе с внешней нагрузкой  $M_{II}$ .

Для управления скоростью движения поршня используется регулируемый гидродроссель золотникового типа. Диаметр золотника  $d_3$ . Максимальное открытие дросселя  $x_0 = 0,2 \cdot d_3$ . Коэффициент гидравлического сопротивления гидродросселя  $\zeta_{др} = 3,1$ .

Открытие и закрытие окон золотникового гидрораспределителя осуществляется равномерно в течение 0,1 с. Коэффициент гидравлического сопротивления канала золотникового распределителя  $\zeta_{зр} = 3,2$ .

Для защиты гидросистемы от повышенных давлений и перепуска в гидробак избытка рабочей жидкости на выходе из насоса установлен предохранительный клапан, характеристика которого выражается уравнением

$$\Delta P_k = P_n \cdot \left( 1 + 0,15 \frac{Q_k}{Q_n} \right),$$

где  $Q_n$  - производительность (подача) насоса;

$Q_k$  - расход рабочей жидкости через клапан;

$P_n$  - давление, на которое настроен клапан (соответствует началу открытия клапана);

$\Delta P_k$  - перепад давлений в клапане.

Пропускная способность фильтра при перепаде давления 1 МПа и вязкости рабочей жидкости  $1 \text{ Па} \cdot \text{с}$  -  $Q_\phi$ .

Система заполнена маслом И-30, в котором содержится (при атмосферном давлении и температуре 20 °С)  $y$  % по объему нерастворенного воздуха. Рабочая температура –  $t$  °С.

Соединительные магистрали предлагается выполнить из стальных труб (сталь 35) ГОСТ 8734-75. Длина участков (в-г) и (д-е) -  $\ell$ ; (а-б) -  $\ell_1$ ; (ж-з) -  $\ell_2$ .

1. Определить необходимые диаметры и толщину стенок соединительных трубопроводов. Подобрать трубы соединительных магистралей по ГОСТ 8734-75. Подобрать необходимый условный проход золотникового гидрораспределителя по ГОСТ 24679-81.

2. Определить давление  $P_n$ , на которое необходимо настроить предохранительный клапан, чтобы обеспечить движение поршня в гидроцилиндре с заданной максимальной скоростью  $v_n$  при максимальной нагрузке  $F_m$ . Какими при этом должны быть подача  $Q_n$  и мощность  $N_n$  насоса.

3. Рассчитать и построить график зависимости скорости поршня в цилиндре от положения золотника в дросселе  $x$  при максимальной нагрузке  $F_m$ .

4. Определить и проиллюстрировать графически изменение скорости поршня в гидроцилиндре и давления в обеих его полостях с течением времени при постоянной нагрузке  $F = 0.7 \cdot F_m$  после переключения гидрораспределителя в положение I (гидродроссель полностью открыт). Определить время полного перемещения поршня.

5. Определить и проиллюстрировать графически изменение скорости поршня и давления в обеих полостях гидроцилиндра с течением времени после переключения гидрораспределителя из позиции II в позицию III. Шток полностью разгружен ( $F = 0$ ). Определить время полного перемещения поршня. Начальные условия: поршень в крайнем положении; давление в обеих полостях гидроцилиндра равно нулю; гидродроссель полностью открыт.

6. Определить величину максимального повышения давления в напорной магистрали при мгновенном прекращении движения поршня, движущегося с максимальной скоростью  $v_n$ .

Табл.1.1. Исходные данные к заданию 1.

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_m$	кН	15	16	20	25	30	35	40	45	50	60
$d_n$	мм	50	50	60	60	60	80	80	70	100	100
$d_u$	мм	35	35	42	42	42	56	56	50	70	70
$S$	мм	400	500	600	800	600	800	600	800	800	1000
$v_n$	см/с	20	25	20	30	25	30	20	25	30	25
$M_n$	кг	50	80	90	100	120	150	180	200	250	300
$d_3$	мм	10	10	10	12	12	18	15	15	20	20
$Q_\phi$	л/с	0,08	0,08	0,06	0,1	0,07	0,15	0,15	0,15	0,2	0,18
$y$	%	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$l$	м	20	12	15	14	16	10	17	12	20	24
$l_1$	м	2	1,5	1	2,5	3	2	1,5	1	2,5	3
$l_2$	м	3	2	1,5	2,5	2	2	2	1,5	2	2,5
$t$	°С	30	40	50	60	30	40	50	60	40	60

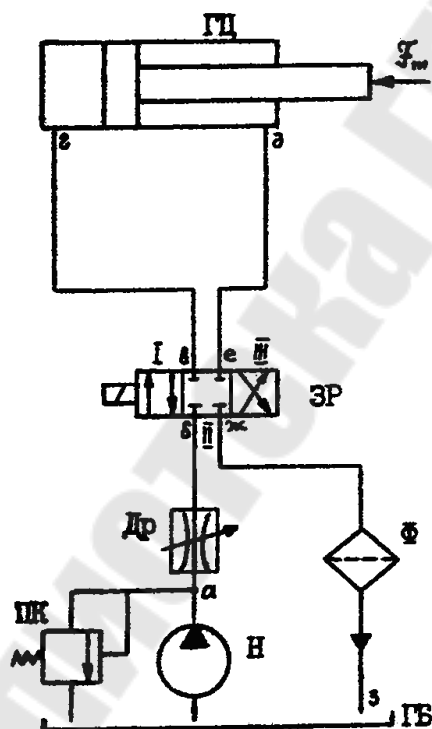


Схема 1.

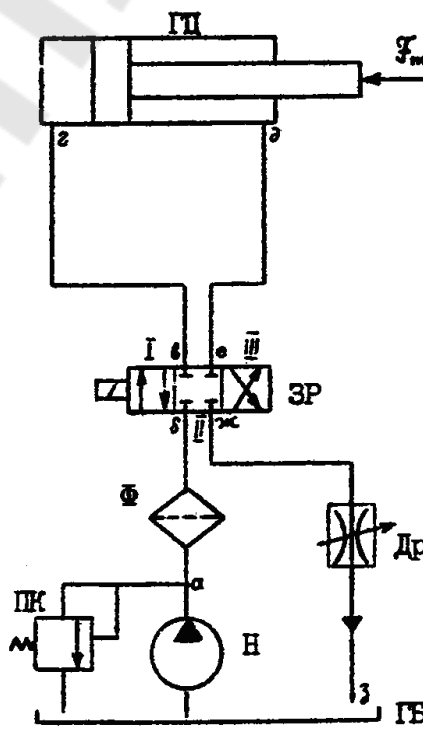


Схема 2.

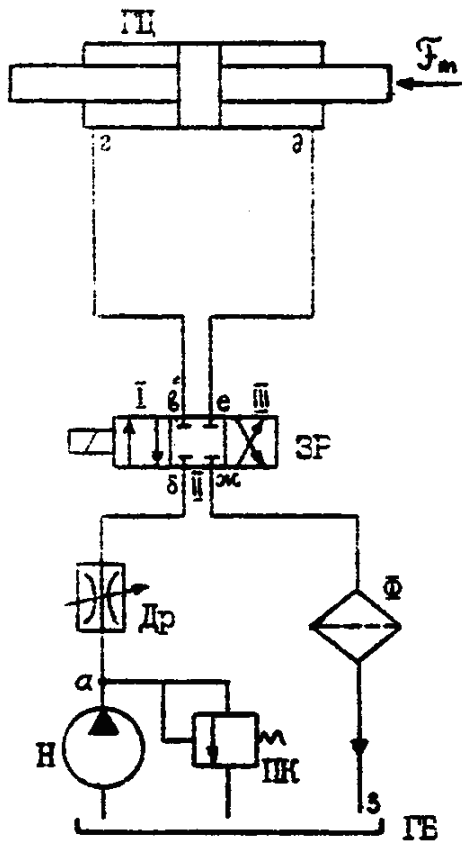


Схема 3.

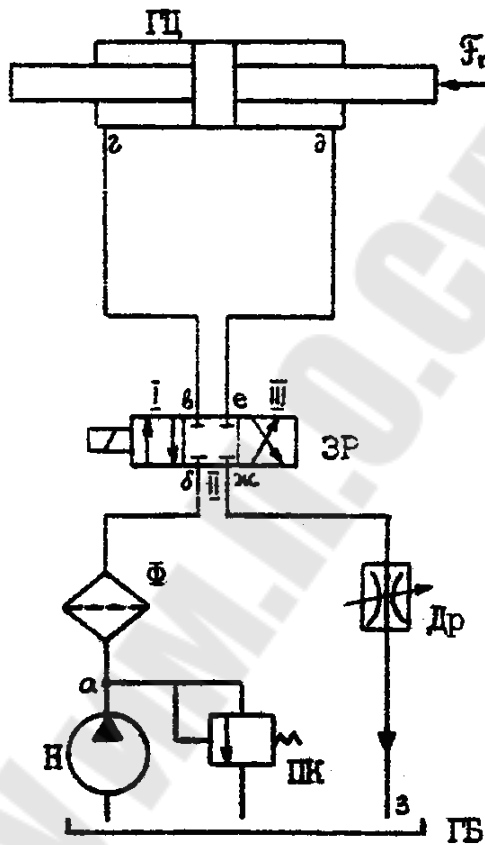


Схема 4.

Рис.1.1. Гидросхемы к заданию 1.

## Задание 2.

Гидросхема содержит силовой гидроцилиндр ГЦ, нерегулируемый насос постоянной производительной Н, трехпозиционный золотниковый гидрораспределитель ЗР, регулируемый гидродроссель Др, предохранительный клапан ПК, фильтр Ф и гидробак. (рис.2).

Поршень в гидроцилиндре имеет диаметр  $d_n$ , ход S. Диаметр штока  $d_{ш}$ . Механический КПД гидроцилиндра  $\eta_m = 0,95$ . Максимальная нагрузка силового гидроцилиндра  $F_m$ . Заданная максимальная скорость движения поршня  $v_n$ . Приведенная к поршню масса подвижных частей вместе с внешней нагрузкой  $M_n$ .

Для управления скоростью движения поршня параллельно гидроцилиндру установлен регулируемый гидродроссель золотникового типа. Диаметр золотника  $d_3$ . Максимальное открытие дросселя  $x_0 = 0,25 \cdot d_3$ . Коэффициент гидравлического сопротивления гидродросселя  $\zeta_{др} = 3,1$ .

Открытие и закрытие окон золотникового гидрораспределителя осуществляется равномерно в течение 0,06 с. Коэффициент гидравлического сопротивления канала золотникового распределителя  $\zeta_{др} = 3,2$ .

Для защиты гидросхемы от повышения давлений и перепуска в гидробак избытка рабочей жидкости на выходе из насоса установлен предохранительный клапан, характеристика которого выражается уравнением

$$\Delta P_k = P_n \left( 1 + 0,12 \frac{Q_k}{Q_n} \right),$$

где  $Q_n$  - производительность (подача) насоса;

$Q_k$  - расход рабочей жидкости через клапан;

$P_n$  - давление, на которое настроен клапан (соответствует началу открытия клапана);

$\Delta P_k$  - перепад давлений в клапане.

Пропускная способность фильтра при перепаде давления 0,5 МПа и вязкости рабочей жидкости  $1 \text{ Па} \cdot \text{с}$  -  $Q_\phi$ .



Система заполнена маслом АМГ-10, в котором содержится (при атмосферном давлении и температуре 20°C)  $y\%$  по объему нерастворенного воздуха. Рабочая температура -  $t^\circ\text{C}$ .

Соединительные магистрали предлагается выполнить из дюралюминиевых труб (Д16) ГОСТ 18475-73. Длина участков (в-г) и (д-е) -  $\ell$ ; (а-б) -  $\ell_1$ ; (ж-з) -  $\ell_2$ .

1. Определить необходимые диаметры и толщину стенок соединительных трубопроводов. Подобрать трубы соединительных магистралей по ГОСТ 24679-81.

2. Определить давление  $P_n$ , на которое необходимо настроить предохранительный клапан, чтобы обеспечить движение поршня в гидроцилиндре с заданной максимальной скоростью  $v_n$  при максимальной нагрузке  $F_m$ . Какими при этом должны быть подача  $Q_n$  и мощность насоса  $N_n$ .

3. Рассчитать и построить график зависимости скорости поршня в гидроцилиндре от положения золотника в дросселе  $x$ , изменяемого в процессе регулирования ( $0 \leq x \leq x_0$ ), при максимальной нагрузке  $F_m$ .

4. Определить и проиллюстрировать графически изменение скорости поршня в гидроцилиндре и давления в обеих его полостях с течением времени при постоянной нагрузке  $F = 0,8 \cdot F_m$  после переключения гидрораспределителя в положение I. Определить время полного перемещения поршня. Гидродроссель полностью закрыт.

5. Определить и проиллюстрировать графически изменение скорости поршня и давления в обеих полостях гидроцилиндра с течением времени после переключения гидрораспределителя из позиции II в позицию III. Шток полностью разгружен ( $F = 0$ ). Определить время полного перемещения поршня. Начальные условия: поршень в крайнем правом положении; давление в обеих полостях гидроцилиндра равно нулю; гидродроссель полностью закрыт.

6. Определить величину максимального повышения давления в напорной магистрали при мгновенном прекращении движения поршня, движущегося с максимальной скоростью  $v_n$ .

Табл.1.2. Исходные данные к заданию 2.

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_m$	кН	16	18	20	24	28	32	36	40	44	50
$d_n$	мм	50	50	60	60	60	70	70	70	80	80
$d_{iu}$	мм	35	35	42	42	42	50	50	50	56	56
$S$	мм	360	400	400	500	500	600	600	700	700	800
$v_n^0$	см/с	20	25	25	20	20	25	30	20	25	20
$M_n$	кг	40	45	50	60	70	80	90	100	120	150
$d_3$	мм	8	10	10	10	12	12	15	12	15	12
$Q_\phi$	л/с	0,05	0,08	0,08	0,14	0,08	0,10	0,08	0,1	0,08	0,12
$y$	%	0,3	0,26	0,22	0,18	0,14	0,10	0,22	0,20	0,16	0,25
$l$	м	14	12	10	12	14	16	18	17	15	13
$l_1$	м	2,0	1,6	1,4	1,2	1,0	1,5	2,5	3,0	3,5	4,0
$l_2$	м	3,0	2,0	2,0	1,5	1,4	2,0	3,0	3,0	3,5	4,0
$t$	°С	60	50	40	30	60	50	40	30	60	40

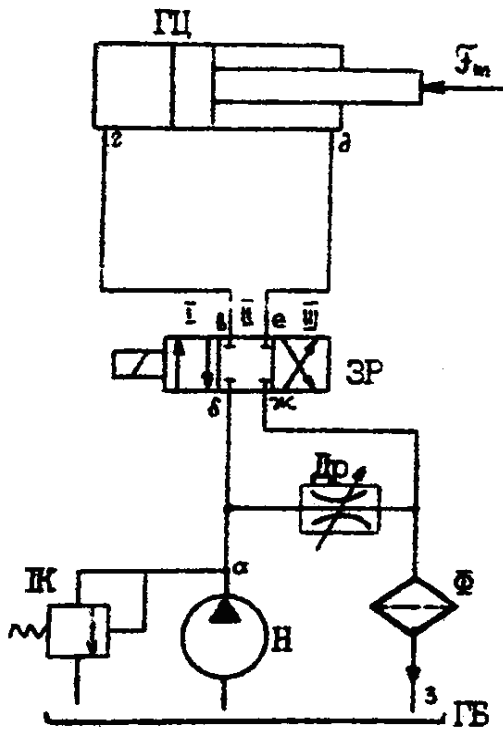


Схема 1.

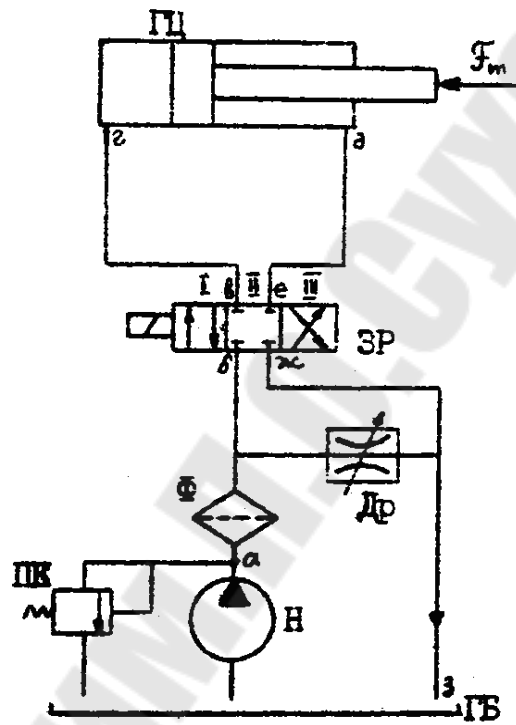


Схема 2.

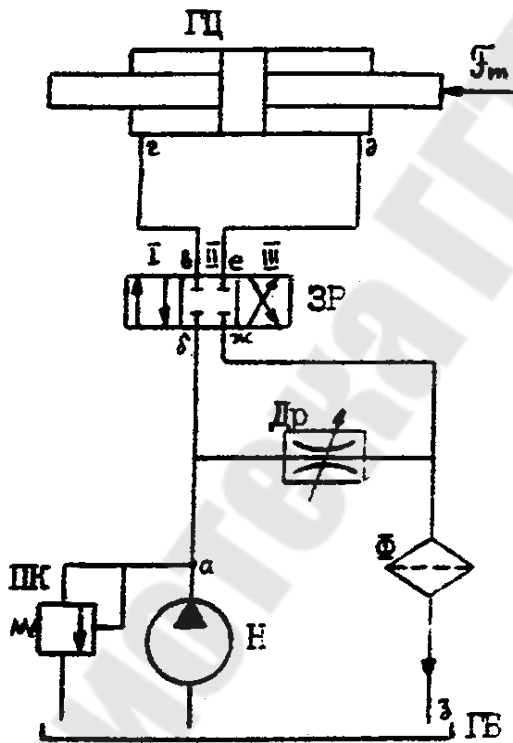


Схема 3.

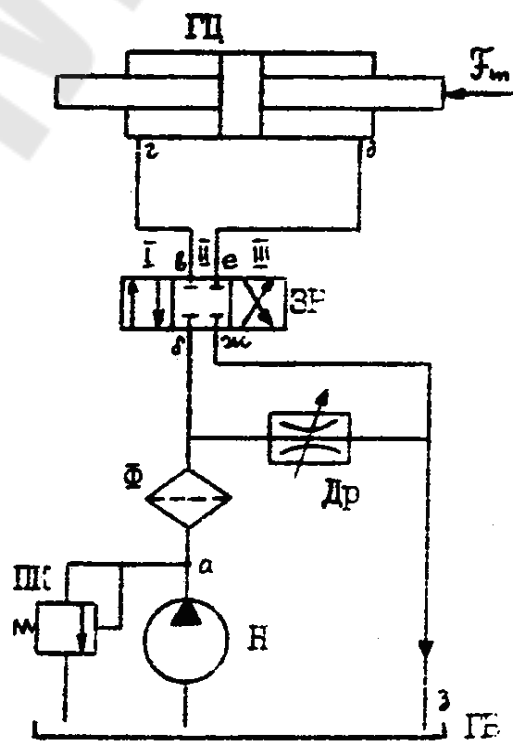


Схема 4.

Рис. 1.2. Гидросхемы к заданию 2.

## 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОСХЕМ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

### 2.1. Общие сведения.

Объемный гидропривод – совокупность объемных гидромашин и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования энергии посредством жидкости. В состав объемного гидропривода (рис.2.1) входят: источник энергии (насос), объемные гидродвигатели (гидроцилиндры, гидромоторы, поворотные гидродвигатели), гидроаппаратура (устройства управления: гидрораспределители, гидродроссели, гидроклапаны и т.д.), вспомогательные устройства (гидробаки, фильтры, теплообменники) и гидролинии.

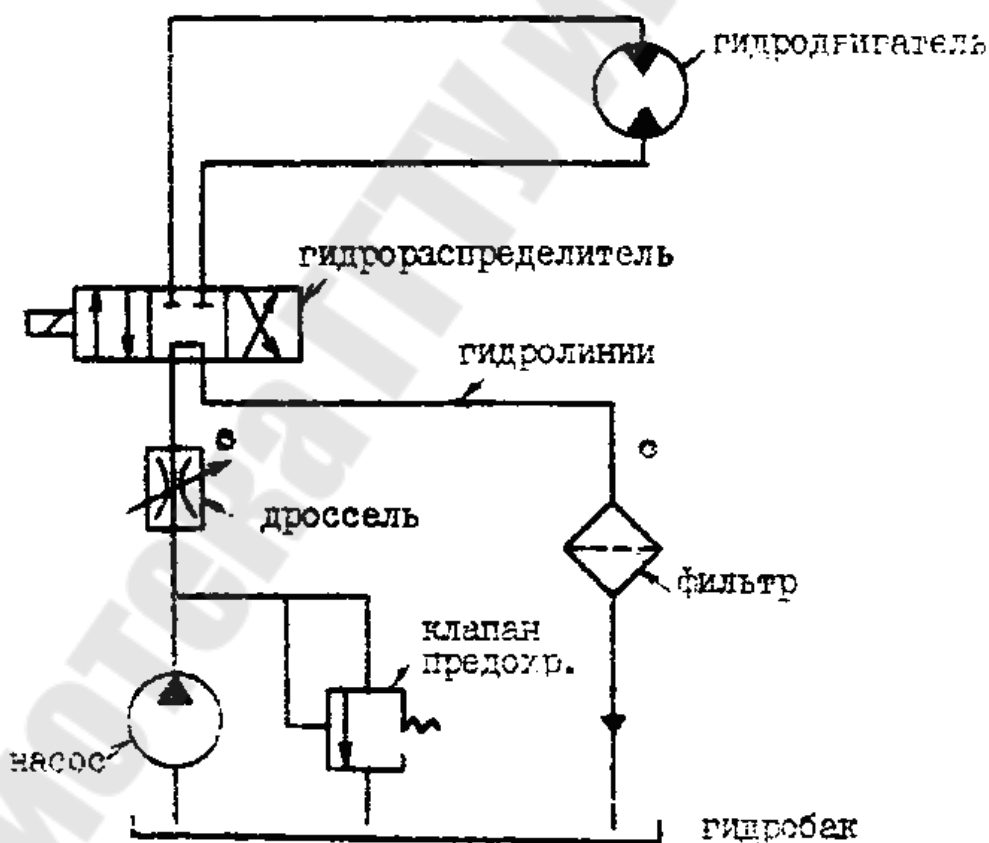


Рис.2.1. Схема объемного гидропривода.

### Гидролинии.

Гидролинии – устройства (трубопроводы или каналы), предназначенные для прохождения рабочей жидкости от одного гидроагрегата к другому в процессе работы гидропривода.

В гидроприводе различают:

- всасывающая гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к насосу;
- напорная гидролиния, по которой рабочая жидкость движется от насоса к гидродвигателю;
- сливная гидролиния, по которой рабочая жидкость от гидродвигателя движется в гидробак;
- гидролиния управления, по которой рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования.

Расчет гидролиний сводится к расчету диаметра труб или каналов; расчету потерь давления в гидролинии; расчету труб или каналов на прочность.

Диаметр труб и каналов гидролинии определяется экономически приемлемыми и технологически допустимыми скоростями рабочей жидкости. Средняя скорость рабочей жидкости  $v_D$  не должна превышать следующих величин:

- в напорной гидролинии – 6 м/с;
- во всасывающей гидролинии – 1,5 м/с;
- в сливной гидролинии – 6 м/с;
- в гидролинии управления – 5 м/с.

Внутренний диаметр трубы или канала  $d_p$  рассчитывается по формуле:

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v_D}}, \quad (2.1)$$

где  $Q$  - заданная величина расхода рабочей жидкости;

$d_p$  - расчетное значение диаметра.

При выборе внутреннего диаметра трубы следует учитывать, что величина диаметра должна соответствовать стандартизованному ряду, регламентированному действующими стандартами на выпускаемые промышленностью трубы (шланги)  $d \geq d_p$ ,

где  $d$  - стандартный диаметр, ближайший к расчетному  $d_p$ .

Потери давления в гидролиниях на трение определяются по формуле Дарси:

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l \rho \cdot v^2}{d} = \lambda \frac{8\rho \cdot l \cdot Q^2}{\pi^2 d^5}, \quad (2.2)$$

где  $l$  - длина трубопровода (канала);

$\rho$  - плотность жидкости;

$\lambda$  - коэффициент гидравлического трения.

При ламинарном режиме  $\lambda = \frac{64}{Re}$ ;

При турбулентном режиме ( $Re < 10^5$ )  $\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ .

Трубопроводы, применяемые в качестве гидролиний объемны гидроприводов, являются технически гладкими, поэтому их шероховатость не учитывается.

Потери давления в местных гидравлических сопротивлениях гидролиний определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_M = \zeta \frac{\rho v^2}{2} = \zeta \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4}, \quad (2.3)$$

где  $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления.

Табл.2.1. Значения коэффициента  $\zeta$  для некоторых видов местных сопротивлений гидролиний гидроприводов.

№№ п/п	Наименование	Данные
1.	Плавное колено под углом $90^\circ$ с радиусом изгиба $(3 - 5)d$	$0,12 \div 0,15$
2.	Поворот под прямым углом в сверленных или штампованных каналах	2,0
3.	Внезапное расширение при входе в гидроцилиндр, аккумулятор, фильтр: ламинарный режим турбулентный режим	2 1
4.	Соединение труб между собой или присоединение к агрегатам с помощью арматуры	$0,1 \div 0,15$
5.	Прямоугольные тройники: для отводимого потока (под углом $90^\circ$ ) для транзитного потока	$0,9 \div 1,2$ $0,1 \div 0,2$

Расчет труб на прочность состоит в определении толщины стенок.

Для тонкостенных труб расчетная толщина стенок  $\delta_p$  определяется по формуле:

$$\delta_p = \frac{pd_n}{2\sigma_D} k, \quad (2.4)$$

где  $p$  - максимальное давление рабочей жидкости;  
 $d_n$  - наружный диаметр трубы;  
 $\sigma_D$  - допустимое напряжение материала трубы на разрыв,  
 которое принимается равным  $1/3$  величины временного  
 сопротивления материала на разрыв  $\sigma_p$ :  $\sigma_D = \frac{\sigma_p}{3}$ ;

$k$  - коэффициент запаса прочности; обычно принимается равным 3.

Если расчетная толщина стенок  $\delta_p$  получилась малой, то, учитывая возможность внешних механических повреждений, ее следует выбрать не менее:

- 0,8 мм – для труб из цветных металлов;
- 0,5 мм – для стальных труб.

Окончательно толщина стенок выбирается по действующим стандартам на выпускаемые промышленностью трубы:  $\delta \geq \delta_p$ ,

где  $\delta$  - стандартная толщина стенок труб, ближайшая к расчетной  $\delta_p$ .

Трубопроводы, из которых монтируют гидрролинии в гидроприводах, по конструкции можно разделить на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из

- стальных бесшовных холоднодеформируемых труб ГОСТ 8734-75,
- медных труб ГОСТ 617-72,
- латунных труб ГОСТ 494-76,
- дюралюминиевых труб ГОСТ 18475-73.

Гибкие трубопроводы применяют для соединения элементов гидропривода, которые расположены на подвижных частях машин и могут перемещаться относительно друг друга. В качестве гибкого трубопровода применяют резинотканевые шланги, называемые рукавами высокого давления (РВД). Рукав имеет внутренний резиновый слой, затем хлопчатобумажный слой, металлическую оплетку и снова резиновый слой, предохраняющий рукав от повреждения. Основные размеры РВД регламентированы ГОСТ 6286-73.

В зависимости от количества металлических оплеток рукава высокого давления делятся на три типа: 1 тип – с одной металлической оплеткой, рассчитанный на давление до 20 МПа; 2 тип – с двойной оплеткой, рассчитанный на давление до 30 МПа; 3 тип – с тройной оплеткой, применяется для высоких давлений при внутреннем диаметре до 40 мм.

Табл.2.2. ГОСТ 8734-75. Трубы стальные бесшовные холоднодеформируемые.

Наружный диаметр, $d_n$ , мм	Толщина стенки, $\delta$ , мм															
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	3,2	3,4
5	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	3,2	3,4
6	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	3,2	3,4
7	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
8	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
9	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
10	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
11	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
12	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
13	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
14	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
15	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4
16	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4
18	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4
20	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4
22	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4
24	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4
26	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
28	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
30	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
32	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
34	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
36	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
38	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
40	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4
42	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4	3,4
45	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4	3,4
48	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4	3,4
50	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,4	3,4	3,4

ГОСТ 8734-75 предусматривает и другие наружные диаметры и толщины стенок.

Трубы стальные бесшовные холоднодеформируемые изготавливаются из стали 10, 20, 35, 45, 10Г2.



Табл.2.3. ГОСТ 18475-73. Трубы дюралюминиевые.

Наружный диаметр $d_n$ , мм	Толщина стенок, $\delta$ , мм											
	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	8,0	10,0
6	0,5	0,75	1,0	1,5								
7	0,5	0,75	1,0	1,5								
8	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0							
9	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0							
10	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5						
11	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5						
12	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0					
13	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0					
14	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0					
15	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0					
16	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5				
18	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5							
20	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0			
22	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0		
24	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0		
26	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0		
28	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0			
30	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0			
32	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0		
34	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0		
36	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0		
38	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0		
40	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	
42	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	
45	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	
48	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	
50	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
52	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
55	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0

ГОСТ 18475-73 предусматривает и другие наружные диаметры и толщины стенок.

Трубы дюралюминиевые изготавливаются из дюралюминия Д1 и Д16.

Табл.2.4. Рукава высокого давления с металлической оплеткой неармированные. ГОСТ 6286-73.

Внутренний диаметр $d$ , мм	4,0	5,0	6,0	6,3	8,0	10,0	12,0
	12,5	16,0	19,0	20,0	22,0	25,0	31,6
	32,0	38,0	40,0	50,0			

Табл. 2.5. Механические свойства труб.

№	Наименование труб	марка материала труб	временное сопротивление материала на разрыв, $\sigma_p$		
			кгс/мм <sup>2</sup>	МПа	
1	Трубы стальные бесшовные холоднодеформируемые ГОСТ 8734-75	Сталь 20	42	410	
		Сталь 35	62	510	
		Сталь 45	60	580	
2	Медные трубы ГОСТ 617-72	медь полутвердая	25	240	
3	Латунные трубы ГОСТ 494-76	Л63	мягк.	30	290
			ПТ	38	370
4	Дюралюминиевые трубы ГОСТ 18475-73	Д1	38	370	
		Д16	42	410	

### Гидрораспределители.

Гидрораспределители предназначены для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в результате внешнего управляющего воздействия. В зависимости от числа внешних гидролиний, подводимых к распределителю, Гидрораспределители бывают трехлинейные, четырехлинейные, пятилинейные и т.д.; в зависимости от числа фиксированных позиций запорно-регулирующего органа – двухпозиционные, трехпозиционные и т.д. Управление гидрораспределителем бывает электромагнитное, пневматическое, гидравлическое, механическое, ручное.

Наибольшее распространение в системах объемного гидропривода получили золотниковые гидрораспределители (рис.2.2). Запорно-регулирующий орган такого распределителя – цилиндрический плунжер (золотник) 1 с кольцевыми проточками перемещается в корпусе (гильзе) 2, в котором выполнены каналы (окна) для подвода и отвода рабочей жидкости. Изменение направления потока происходит при изменении положения золотника в гильзе.

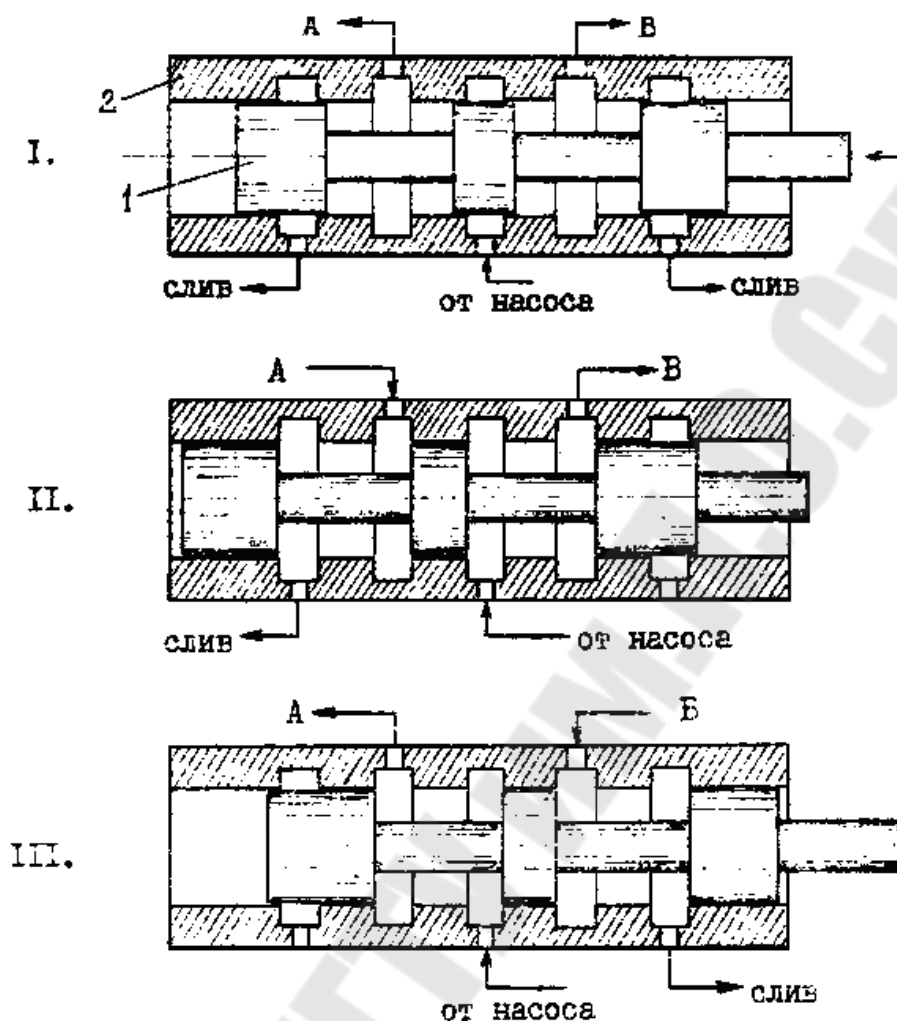


Рис.2.2. Схема четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя с цилиндрическим золотником.

*I* – нейтральная позиция золотника;

*II* и *III* – рабочие позиции золотника.

*1* – золотник; *2* – корпус.

По ГОСТ 24679-81 типоразмер золотниковых гидрораспределителей определяется условным проходом  $d_y$  (т.е. эквивалентным диаметром проходных сечений канала распределителя).

При проектировании систем объемного гидропривода золотниковый распределитель подбирается такого типоразмера, чтобы скорость жидкости в каналах распределителя составляла  $v=6\div 10$  м/с, т.е.

$$d_y \approx 2\sqrt{\frac{Q}{\pi v}}. \quad (2.5)$$

Условные проходы золотниковых распределителей стандартизированы.

Табл.2.6. Условные проходы золотниковых распределителей.  
ГОСТ 24679-81

$d_y$ , мм	6	10	16	20	32
------------	---	----	----	----	----

Потери давления в каналах золотниковых распределителей определяются по формуле

$$\Delta p_{зр} = \zeta_{зр} \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_y^4}, \quad (2.6)$$

где  $\zeta_{зр}$  - коэффициент гидравлического сопротивления канала распределителя.

Для цилиндрических золотников с острой кромкой при  $Re = \frac{v d_y}{\nu} > 200$   
 $\zeta_{зр} = 3,1$ .

Потери давления в золотниковых гидрораспределителях, выпускаемых промышленностью, стандартизованы и приводятся в виде графической зависимости  $\Delta p_{зр}(Q)$  для каждого канала распределителя (например, ГОСТ 24679-81 на гидрораспределители золотниковые четырехлинейные).

### Гидродроссели.

Гидродроссель – регулирующий гидроаппарат, представляющий собой специальное местное гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления (энергии) в потоке рабочей жидкости, проходящей через него.

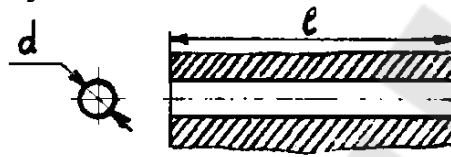
В системах объемного гидропривода широко используются регулируемые гидродроссели, гидравлическое сопротивление которых может изменяться (регулироваться). При изменении гидравлического сопротивления гидродросселя изменяется расход рабочей жидкости через гидродроссель, что позволяет регулировать скорость перемещения выходного звена исполнительного механизма гидропривода.

Основной характеристикой гидродросселя является зависимость расхода  $Q$  от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках

$\Delta p_{dp} : Q = f(\Delta p_{dp})$ . По характеру функции  $Q = f(\Delta p)$  гидродроссели делятся на линейные и квадратичные (нелинейные).

В линейных дросселях, или дросселях вязкостного сопротивления, потери давления определяются в основном трением жидкости в относительно длинном канале. В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости и перепад давлений практически прямо пропорционален скорости течения (расходу) в первой степени.

Расход через линейный дроссель с каналом круглого сечения определяется по закону Пуазейля



$$Q = \Delta p \frac{\pi d^4}{128 \rho l \nu}, \quad (2.7)$$

Рис.2.3.

где  $l$  и  $d$  – длина и диаметр канала.

Для канала прямоугольного сечения со сторонами  $a$  и  $b$  расход выражается формулой, аналогичной закону Пуазейля.

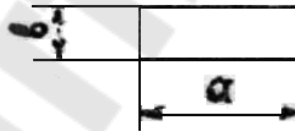


Рис.2.4.

$$Q = \Delta p \frac{a^3 b^3}{8 l \nu \rho (a + b)^2}. \quad (2.8)$$

Если сечение канала линейного дросселя выполнено в виде равностороннего треугольника со сторонами  $a$ , то расход определяется по формуле:



$$Q = \frac{a^4 \sqrt{3}}{320} \cdot \frac{\Delta p}{\nu \rho l}. \quad (2.9)$$

На рис.2.5. приведена схема регулируемого линейного гидродросселя, в котором дросселирующие каналы выполнены в виде продольных пазов на переставном плунжере I. Жидкость подводится к отверстию Б и, пройдя через дросселирующие каналы, поступает к отверстию В. Регулирование величины  $\Delta p_{dp}$  осуществляется за счет

перемещения плунжера 1 относительно корпуса 2 с помощью рукоятки 3, благодаря чему изменяется длина дросселирующего канала 1.

Основным недостатком линейных гидродросселей, ограничивающим сферу их применения, является нестабильность характеристики дросселя при изменении температуры рабочей жидкости, обусловленная зависимостью вязкости рабочей жидкости от температуры.

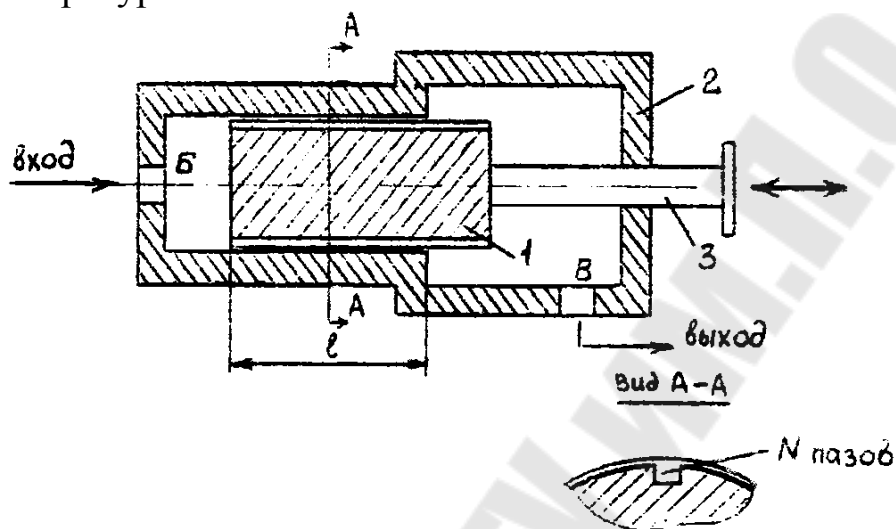


Рис.2.5. Схема линейного регулирования дросселя.  
1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – рукоятка.

В квадратичных дросселях потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Потери на трение в квадратичных дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход через дроссель не зависит от вязкости жидкости, и, следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур. Это преимущество квадратичных дросселей определило их широкое использование в гидросистемах. В квадратичных дросселях устанавливается турбулентный режим течения жидкости и перепад давлений практически прямо пропорционален квадрату скорости (расхода).

Расход через квадратичный дроссель в общем случае определяется по формуле

$$Q = S \sqrt{\frac{2\Delta p_{др}}{\zeta \cdot \rho}}, \quad (2.10)$$

где S – площадь проходного сечения гидродросселя;

$\zeta$  - коэффициент гидравлического сопротивления гидродросселя – величина постоянная для каждого гидродросселя и зависит от конструктивных особенностей гидродросселя.

Коэффициент гидравлического сопротивления квадратичного гидродросселя практически не зависит от числа Рейнольдса (обнаруживается некоторая зависимость  $\zeta$  от числа Рейнольдса при малых числах  $Re < 100 \div 300$  – в зависимости от типа гидродросселя и величины его проходного отверстия).

В системах объемного гидропривода широкое применение получили регулируемые золотниковые гидродроссели (рис.2.6). В исходном положении каналы дросселя открыты. При внешнем воздействии золотник 2, сжимая пружину 1, перемещается влево, частично перемещая проходные каналы. В зависимости от положения золотника изменяется гидравлическое сопротивление проходу жидкости, а следовательно и расход.

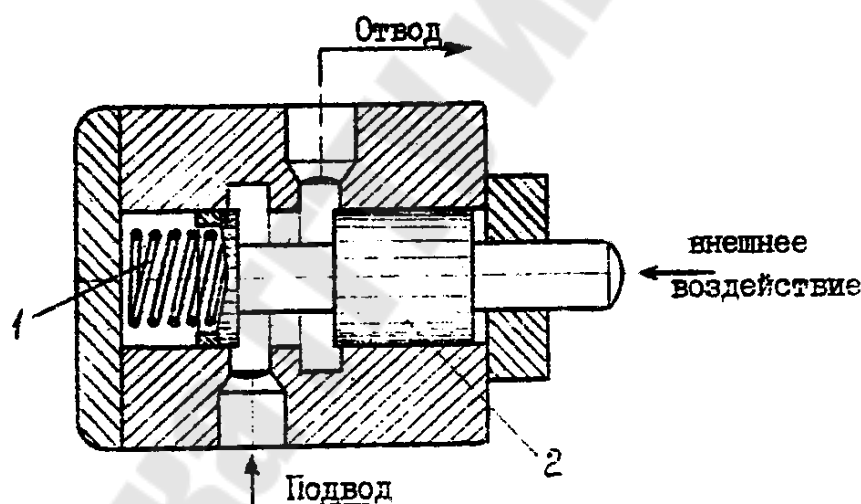


Рис.2.6. Схема регулируемого золотникового гидродросселя.

Гидравлическое сопротивление золотникового гидродросселя обуславливается потерями энергии при внезапном расширении и поворотах потока в проходном канале гидродросселя.

Потери давления в золотниковом гидродросселе определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.11)$$

где  $v$  - скорость жидкости в проходном канале (рабочем окне) золотникового гидродросселя

$$\vartheta = \frac{Q}{\pi d_3 x}; \quad (2.12)$$

$\pi d_3 x$  - площадь сечения рабочего окна;  
 $d_3$  - диаметр золотника;  
 $x$  - величина открытия рабочего окна золотниковой пары гидродросселя;  
 $\zeta$  - коэффициент гидравлического сопротивления рабочего окна золотникового гидродросселя.

При небольших числах Рейнольдса  $Re = \frac{2x\vartheta}{\nu} < 200$  коэффициент сопротивления  $\zeta$  зависит от перепада давлений на гидродросселе  $\Delta p$  и числа Рейнольдса; при числах Рейнольдса  $Re > 200$  коэффициент  $\zeta$  становится постоянным (рис.2.7).

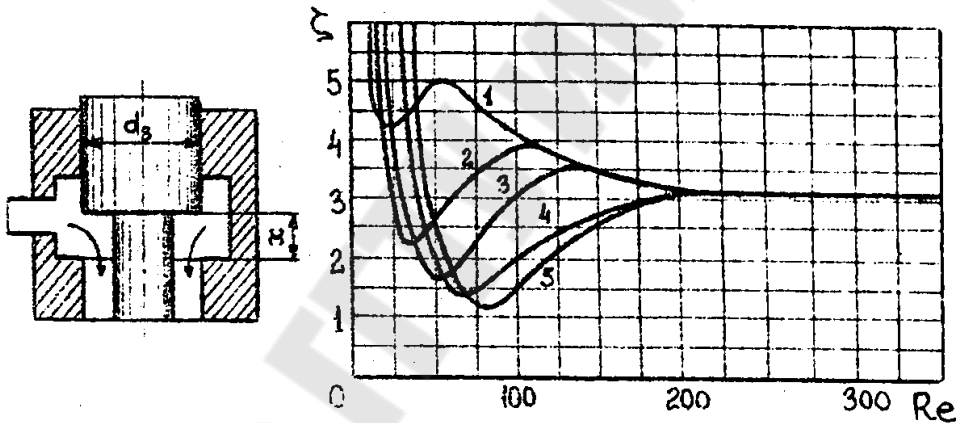


Рис.2.7. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления рабочего окна золотниковой пары от числа Рейнольдса.

1 -  $\Delta p = 0,3$  МПа; 2 - 0,5 МПа; 3 - 0,7 МПа;  
 4 - 1 МПа; 5 - 1,3 МПа.

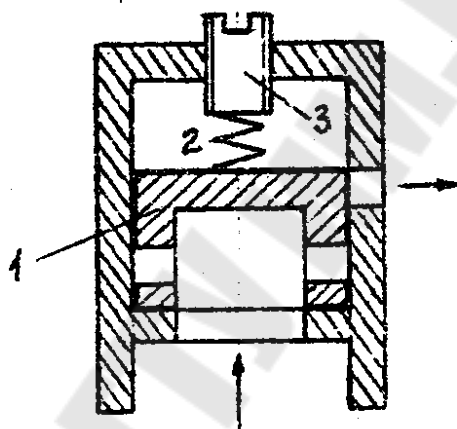
### Гидроклапаны.

Гидроклапан – гидроаппарат, в котором степень открытия проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа) изменяется под воздействием давления рабочей жидкости, проходящей через него. В системах объемного гидропривода широко распространены напорные и обратные гидроклапаны.



Напорный гидроклапан – регулируемый гидроклапан (предохранительный, переливной), предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. Принцип действия напорных клапан основан на уравнивании силы давления рабочей жидкости, действующей на клапан, усилием пружины.

На *рис.10* приведена схема напорного переливного гидроклапана золотникового типа. Когда давление жидкости  $P$  превышает заданный уровень  $P_3$ , запорно-регулирующий орган (золотник) 1 смещается, сжимая пружину 2 и открывая проход рабочей жидкости на слив. 3 – винт, регулирующий поджатие пружины 2, т.е. величину давления  $P_3$ .



*Рис.2.8. Схема напорного гидроклапана золотникового типа.*

Основной характеристикой напорного гидроклапана является стабильность поддерживаемого им давления  $P_3$ . Перепад давления на гидроклапане  $\Delta P_k$  зависит от расхода жидкости через клапан  $Q_k$ , жесткости пружины, а также от предварительного поджатия пружины, определяющего величину настроечного давления гидроклапана  $P_3$ .

$$\Delta P_k = P_3 + k \cdot Q_k, \quad (2.13)$$

где  $k$  – размерный коэффициент, зависящий от жесткости пружины, геометрических размеров гидроклапана и ряда других факторов. В ряде других случаев характеристика гидроклапана  $\Delta P_k(Q_k)$  может задаваться графически.

Обратный гидроклапан – направляющий гидроклапан, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. При изменении направления потока обратный

закрывается, прекращая подачу рабочей жидкости в соответствующую гидролинию. Основные требования, предъявляемые к обратным клапанам: полная герметичность при закрытом положении и минимальное гидравлическое сопротивление потоку в открытом положении. У обратных гидроклапанов, в отличие от напорных, усилие пружины незначительно и обеспечивает только надежную посадку клапана на седло.

### Фильтры.

Фильтры предназначены для очистки рабочей жидкости от твердых загрязняющих примесей. Источником загрязнения могут быть продукты износа деталей гидромашин и гидроаппаратов, посторонние частицы, попадающие в рабочую жидкость извне продукты окисления металлов и сплавов, применяющихся при изготовлении гидромашин. В зависимости от конструкции фильтрующего элемента фильтры бывают: щелевые, в которых очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через щели фильтрующего элемента; сетчатые, в которых очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через ячейки сетки; пористые, в которых очистка происходит при прохождении жидкости через поры фильтрующего элемента, например, через поры керамических, металлокерамических и бумажных элементов.

Течение жидкости в фильтрах (через фильтрующие элементы) – ламинарное, поэтому потери давления в фильтрах прямо пропорциональны расходу жидкости в первой степени

$$\Delta P_{\phi} = \frac{Q_{\phi}}{qS} \mu, \text{ (МПа)} \quad (2.14)$$

где  $Q_{\phi}$  - объемный расход рабочей жидкости через фильтр (л/с);

$q$  – удельная пропускная способность материала фильтра, представляющая пропускную способность единицы площади материала фильтра при перепаде давления 1 МПа и вязкости жидкости 1 Па·с;  $[q] = \text{л/см}^2$ ;

$S$  – площадь фильтрующей поверхности ( $\text{см}^2$ );

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости жидкости, (Па·с).

Во многих случаях гидравлическая характеристика фильтра  $\Delta p_{\phi}(Q_{\phi})$  задается в виде графика зависимости  $\Delta p_{\phi}$  от  $Q_{\phi}$  или  $Q_{\phi}$  от  $\Delta p_{\phi}$  для жидкости с вязкостью  $\mu = 1 \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Если динамический коэффициент вязкости жидкости  $\mu$  отличен от  $1 \text{ Па} \cdot \text{с}$ , то для определения потерь давления в этом случае можно использовать следующее соотношение

$$\frac{\Delta p_{\phi_1}}{\Delta p_{\phi_2}} = \frac{\mu_1}{\mu_2}, \quad (2.15)$$

где  $\Delta p_{\phi_1}$  и  $\Delta p_{\phi_2}$  - соответственно потери давления в фильтре при вязкости рабочей жидкости  $\mu_1$  и  $\mu_2$  и при одном и том же расходе  $Q_{\phi}$ .

### Гидроцилиндры.

Гидроцилиндры – объемные гидродвигатели с поступательным движением выходного звена. Гидроцилиндры широко применяются в качестве исполнительных механизмов гидроприводов различных машин и механизмов.

По принципу действия и конструкции гидроцилиндры весьма разнообразны и могут быть разделены на два типа:

- гидроцилиндры одностороннего действия, в которых движение выходного звена (поршня со штоком или плунжера) под действием потока рабочей жидкости осуществляется только в одном направлении (рис.2.9). Движение в обратном направлении происходит под действием внешних сил (веса поднимаемого груза или пружины). Такие гидроцилиндры применяются в основном в грузоподъемных машинах.

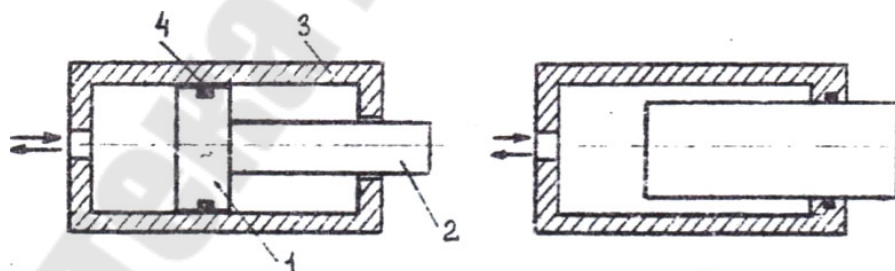


Рис.2.9. Схемы гидроцилиндров одностороннего действия.

а. – поршневой (1 – поршень; 2 – шток; 3 – корпус; 4 – уплотнения)

б. -- плунжерный.

- гидроцилиндры двустороннего действия, в которых движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Такие гидроцилиндры широко применяются в гидроприводах станков и различных строительных машин. Они выполняются в двух вариантах:

1) поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком, в котором шток находится с одной стороны поршня.

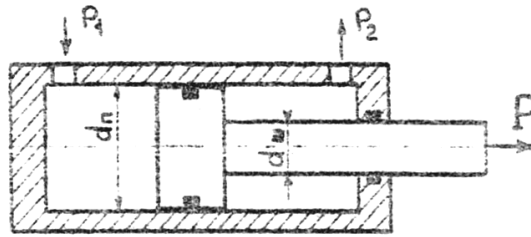


Рис.2.10. Поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком.

2) поршневой гидроцилиндр с двусторонним штоком, в котором шток расположен по обе стороны поршня.

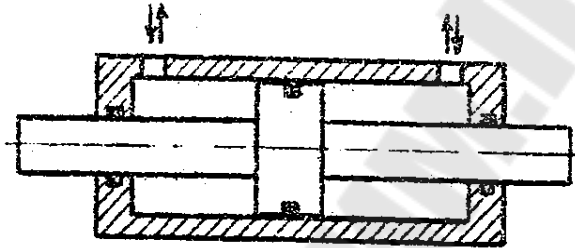


Рис.2.11. Поршневой гидроцилиндр с двусторонним штоком

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется из уравнения равновесия поршня (поршня). Например, для поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком (рис.2.10) полезная нагрузка  $P$  определяется выражением

$$P = p_1 \frac{\pi d_n^2}{4} - p_2 \frac{\pi(d_n^2 - d_{ш}^2)}{4} - R_T, \quad (2.16)$$

где  $p_1$  - давление рабочей жидкости в полости нагнетания (в данном случае – в бесштоковой полости);

$p_2$  - противодействия (в данном случае, давление жидкости в штоковой полости); определяется гидравлическим сопротивлением в сливной гидролинии;

$d_n$  и  $d_{ш}$  - диаметры поршня и штока;

$R_T$  - сила трения в гидроцилиндре; зависит от типа уплотнений, температуры рабочей жидкости и давления.

Механический КПД гидроцилиндра определяется выражением

$$\eta_m = 1 - \frac{R_T}{P}. \quad (2.17)$$

Величина  $\eta_m$  находится в пределах  $0,85 \div 0,95$ ; для практических расчетов  $\eta_m$  принимается равным  $0,9$ .

Скорость перемещения поршня определяется по формулам  
- если жидкость поступает в бесштоковую полость гидроцилиндра

$$v_n = \frac{4Q}{\pi d_n^2}, \quad (2.18)$$

- если жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра

$$v_n = \frac{4Q}{\pi(d_n^2 - d_{ш}^2)}. \quad (2.19)$$

### Рабочие жидкости гидроприводов.

Передача и преобразование механической энергии в гидроприводе осуществляется посредством рабочей жидкости, которая, таким образом, является его важным составным элементом – рабочим телом гидропривода.

В качестве рабочих жидкостей гидроприводов наиболее широкое применение получили минеральные масла нефтяного происхождения, а также синтетические жидкости на основе сложных эфиров и фторуглеродных полимеров.

Важнейшими физическими свойствами рабочих жидкостей, которые существенно влияют на параметры работы гидропривода, являются вязкость и сжимаемость (упругость), а также их зависимость от температуры и давления.

Вязко-температурные свойства жидкостей определяются зависимостью коэффициента вязкости от температуры. Для наиболее распространенных рабочих жидкостей значения кинематического коэффициента вязкости при различных температурах приведены в табл. 2.7.

Вязкость жидкостей зависит также от давления; однако эта зависимость существенно проявляется при относительно больших изменениях давления.

Зависимость вязкости минеральных масел, применяемых в гидроприводах, от давления  $P$  (при  $P < 50$  МПа) можно определить по формуле

$$v_p = v_0(1 + \alpha \cdot p), \quad (2.20)$$

где  $v_p$  и  $v_0$  - кинематический коэффициент вязкости, соответственно, при давлениях  $P$  и атмосферном;  $P$  – давление, МПа;  $\alpha$  - коэффициент, зависящий от марки масла:

для легких масел ( $\nu_{50} < 15 \text{ cSt}$ )  $\alpha = 0,02$  ;  
 для тяжелых масел ( $\nu_{50} > 15 \text{ cSt}$ )  $\alpha = 0,03$  .

Табл.2.7. Физические характеристики некоторых рабочих жидкостей.

Рабочие жидкости	Коэффициент вязкости, $\nu$ , cSt							Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>			
	t°С	20°	30°	40°	50°	60°	80°	20°	40°	60°	80°
АМГ-10		21,6	16,9	14	10	9,2	6,7	835	823	802	779
Индустриальное 20		62	38	26	20	12	7	872	861	845	822
Индустриальное 30		138	80	50	30	19	10,5	888-916			
ГМ-50И							3,9	850	839	821	798
ВМГЗ		27	20	14,2	11	8,8	6,0	884	832	814	-

На вязкость жидкости оказывает влияние наличие в ней растворенного или нерастворенного (в виде пузырьков) воздуха. В частности, при наличии в жидкости нерастворенного (в виде пузырьков) воздуха ее вязкость увеличивается и может быть определена по формуле:

$$\mu_c = \frac{\mu}{\left(1 - 1,35 \bar{V}_2\right)^{2,5}}, \quad (2.21)$$

где  $\mu_c$  и  $\mu$  - соответственно, динамические коэффициенты вязкости: жидкости, содержащей нерастворенную газовоздушную фазу, и чистой жидкости – при фиксированных давлении и температуре;

$\bar{V}_2$  - объемная концентрация нерастворенной газовоздушной фазы (относительный объем фазы  $\Gamma$ ) в жидкости

$$\bar{V}_2 = \frac{V_2}{V_c} = \frac{V_2}{V_2 + V_{жс}},$$

где  $V_2, V_{жс}, V_c$  - соответственно, объемы фазы  $\Gamma$ , содержащейся в жидкости, самой жидкости и газожидкостной смеси ( $V_c = V_{жс} + V_2$ ).

Сжимаемость жидкости – свойство жидкости изменять свой объем при изменении давления – имеет упругий характер и обуславливает возникновение деформации упругого сжатия жидкости.

Количественной характеристикой упругих свойств жидкости является модуль объемной упругости жидкости  $\chi$

$$\chi = \rho \frac{dp}{d\rho}. \quad (2.22)$$

Значение  $\chi$  зависит от типа жидкости, давления и температуры.

Для рабочих жидкостей гидроприводов зависимость  $\chi$  от давления линейна

$$\chi = A \cdot p + B, \quad (2.23)$$

где  $A$  и  $B$  – коэффициенты, зависящие от температуры и типа жидкости (табл.2.8).

Значение модуля объемной упругости  $\chi$  зависит также от скорости сжатия. Поэтому, различают адиабатические  $\chi_a$  и изотермический  $\chi_u$  модули объемной упругости жидкости.

При очень быстрых деформациях сжатия (при очень быстрых изменениях давления) процесс упругого сжатия жидкости можно считать адиабатическим. В этом случае значение  $\chi$  максимально и соответствует адиабатическому модулю объемной упругости  $\chi_a$ . К быстропротекающим адиабатическим процессам упругого сжатия жидкости относятся гидравлический удар в трубах, инерционное повышение давления при быстрых переключениях в гидросистемах и т. д.

При медленном изменении давления процесс сжатия жидкости является изотермическим и характерным в данном случае будет изотермический модуль объемной упругости  $\chi_u$ .

Значения  $A$  и  $B$  различны для адиабатического и изотермического процессов сжатия жидкости. В табл.2.8 приведены значения  $A$  и  $B$  для адиабатического сжатия жидкости.

Существенное влияние на величину  $\chi$  оказывает наличие в жидкости нерастворенного (в виде пузырьков) газа. Наличие в рабочей жидкости газовой фазы (фазы Г) значительно понижает ее модуль упругости вследствие того, что сжимаемость газа в тысячи раз больше сжимаемости самих жидкостей.

Табл.2.8. Упругие характеристики некоторых рабочих жидкостей.

Рабочие жидкости	$A_a$				$B_a$ , МПа			
	20°	40°	60°	80°	20°	40°	60°	80°
АМГ-10	12,75	12,38	10,93	9,875	1680	1495	1333	1185
Индустриальное 20	15,75	12,62	12,0	10,0	1880	1740	1530	1255
Индустриальное 30	12,1	11,75	11,75	12,1	1880	1740	1600	1500
ГМ-50И	20,0	19,13	18,63	16,88	1890	1795	1605	1360
ВМГЗ	11,5	12,5	12,9	-	1740	1540	1340	-

Количественное (объемное) содержание фазы  $\Gamma$  в жидкости изменяется при изменении давления и температуры. Пересчет равновесного объемного содержания фазы  $\Gamma$  в жидкости при изменении давления от  $P_0$  и  $P$  и температуры от  $T_0$  и  $T$  производится с помощью уравнения Клапейрона

$$V_z(T, P) = \frac{(P_0 + 0,1)}{(P + 0,1)} \cdot \frac{T}{T_0} \cdot V_z(T_0, P_0), \quad (2.24)$$

где  $P$  и  $P_0$  - избыточные давления, МПа;

$T$  и  $T_0$  - абсолютные температуры, °К;

$V_z(T, P)$  и  $V_z(T_0, P_0)$  - объемные содержания фазы  $\Gamma$  в жидкости, соответственно, при температурах и давлениях  $(T, P)$  и  $(T_0, P_0)$ .

Значение адиабатического модуля объемной упругости газожидкостной смеси (т.е. жидкости, содержащей фазу  $\Gamma$ ) при давлении  $P$  и температуре  $T$  [ $\chi_{ca}(P, T)$ ] определяется по формуле

$$\chi_{ca}(P, T) = \chi_a(P, T) = \frac{1 + \frac{\bar{V}_z(P_0, T)}{1 - \bar{V}_z(P_0, T)} \cdot \sqrt[k]{\frac{P_0 + 0,1}{P + 0,1}} \cdot A_a \sqrt{\frac{A_a P + B_a}{A_a P_0 + B_a}}}{1 + \frac{\bar{V}_z(P_0, T)}{1 - \bar{V}_z(P_0, T)} \cdot \frac{A_a P + B_a}{\kappa(P+1)} \cdot \sqrt[k]{\frac{P_0 + 0,1}{P + 0,1}} \cdot A_a \sqrt{\frac{A_a P + B_a}{A_a P_0 + B_a}}}, \quad (2.25)$$

где  $\chi_a(P, T)$  - адиабатический модуль объемной упругости жидкости при давлении  $P$  и температуре  $T$ ;

$\bar{V}_z(P_0, T)$  - относительный объем фазы  $\Gamma$  в газожидкостной смеси при температуре  $T$  и давлении  $P_0$ ;

$P$  и  $P_0$  - избыточные давления, МПа;



$A_a$  и  $B_a$  - значения коэффициентов выражения (2.23) при температуре T;

$k$  - показатель адиабаты; его величина зависит от давления и температуры (табл.2.9).

Табл.2.9. Значения показателя адиабаты  $k$  при различных давлениях и температурах.

Избыточное давление, МПа	0,1	1,0	2,5	5	10	15	20	25	30	35
$k$ при 17 °С	1,39 7	1,42	1,45	1,48	1,53	1,67	1,73	1,76	1,77	1,77 2
$k$ при 77 °С	1,40	1,42	1,43	1,45	1,51	1,56	1,60	1,64	1,67	1,69

## 2.2. Пример расчета гидросхемы объемного гидропривода

### Задание.

Объемный гидропривод с дроссельным регулированием (рис.2.14) содержит силовой гидроцилиндр ГЦ, нерегулируемый насос постоянной производительности Н, трехпозиционный золотниковый распределитель ЗР, регулируемый гидродроссель Др золотникового типа, предохранительный клапан ПК и гидробак.

диаметр поршня гидроцилиндра -  $d_n$ ;

диаметр штока -  $d_{ш}$ ;

механический КПД гидроцилиндра -  $\eta_m$ ;

максимальная нагрузка на шток гидроцилиндра -  $F_m$ ;

максимальная скорость выдвижения штока -  $v_m$ ;

диаметр золотника гидродросселя -  $d_3$ ;

максимальное открытие гидродросселя -  $x_0$ .

Соединительные магистрали выполнить из дюралюминиевых труб ГОСТ 18475-73. Длина участков (в-г) и (д-е) -  $\ell$ ; (а-б) -  $\ell_1$ ; (ж-з) -  $\ell_2$ . Рабочая жидкость – масло И-30; температура -  $t^\circ\text{C}$ .

1. Определить необходимые диаметры и толщину стенок соединительных трубопроводов. Подобрать трубы соединительных магистралей по ГОСТ 13475-73. Подобрать необходимый условный проход золотникового гидрораспределителя по ГОСТ 24679-81.

2. Определить давление, на которое необходимо настроить предохранительный клапан, чтобы обеспечить выдвижение штока

гидроцилиндра с заданной максимальной скоростью  $v_m$ , при максимальной нагрузке  $F_m$ . Определить необходимые минимальные подачу  $Q_n$  и мощность  $N_n$  насоса.

Справочные данные:

- коэффициенты гидравлического сопротивления канала золотникового распределителя  $\zeta_{зр}$ ; гидродросселя  $\zeta_{др}$ ; местных сопротивлений  $\zeta_{мс}$ ;

- физические свойства рабочей жидкости (плотность  $\rho$ ; кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ );

- технологически допустимые скорости движения рабочей жидкости:

в гидролиниях  $v_D$ ; в каналах распределителя  $v_{D2}$ ;

- ГОСТ 18475-73 – наружные диаметры  $d_n$  и толщины стенок  $\delta$  дюралюминиевых труб;

- временное сопротивление дюралюминиевых труб на разрыв  $\sigma_p$ ;

- ГОСТ 24679-81 – условные проходы трехпозиционных золотниковых гидрораспределителей.

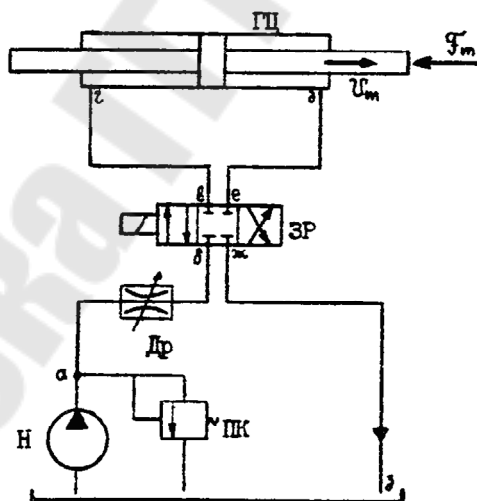


Рис. 14.

### Порядок выполнения расчетов.

1. Определяется необходимая подача рабочей жидкости в гидроцилиндр, обеспечивающая заданную максимальную скорость выдвигания штока

$$Q = \vartheta_m \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{ш}^2). \quad (2.26)$$

Эта подача является необходимой минимальной подачей насоса и представляет собой максимальный расход жидкости в гидролиниях (а-б), (в-г), (д-е), (ж-з) как при выдвигании штока, так и при его обратном ходе.

2. Определяются расчетные значения внутренних диаметров гидролиний по максимальному расходу и допустимым скоростям жидкости

$$d_p = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \vartheta_{Д1}}}. \quad (2.27)$$

3. Определяется расчетное значение условного прохода золотникового гидрораспределителя по допустимой скорости жидкости

$$d_{yp} = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi \vartheta_{Д2}}}. \quad (2.28)$$

4. ГОСТ 24679-81 подбирается необходимый типоразмер (стандартный условный проход  $d_y$ ) золотникового распределителя исходя из условия  $d_y \geq d_{yp}$

5. Определяются расчетные значения числа Рейнольдса в гидролиниях при выдвигании штока гидроцилиндра с максимальной скоростью

$$Re = \frac{4Q}{\pi d_p \nu}. \quad (2.29)$$

6. Определяются потери давления на трение в гидролиниях  
- в напорной магистрали (а-б) и (в-г)

$$\Delta P_{I1} = \lambda \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_p^5} (l + l_1), \quad (2.30)$$

- в сливной магистрали

$$\Delta P_{I2} = \lambda \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_p^5} (l + l_2),$$

где коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  рассчитывается по формулам

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}}, & \text{если } \text{Re} < 2300; \\ \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, & \text{если } \text{Re} \geq 2300. \end{cases} \quad (2.31)$$

7. Определяются потери давления в гидроаппаратах и других местных сопротивлениях:

- суммарные местные потери давления на участке от насоса до гидроцилиндра

$$\Delta P_{m1} = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2} \left( \frac{\zeta_{dp}}{16x_0^2 d_3^2} + \frac{\zeta_{zp}}{d_y^4} + \frac{\zeta_{mc}}{d_p^4} \right); \quad (2.32)$$

- суммарные местные потери давления на участке от гидроцилиндра до гидробака:

$$\Delta P_{m2} = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2} \left( \frac{\zeta_{zp}}{d_y^4} + \frac{\zeta_{mc}}{d_p^4} \right). \quad (2.33)$$

8. Определяется требуемое давление на выходе из насоса  $P_n$  (т.е. давление, на которое необходимо настроить предохранительный клапан), чтобы обеспечить выдвижение штока с заданной скоростью  $v_m$  при максимальной нагрузке  $F_m$ .

Из уравнения баланса сил в гидроцилиндре

$$P_1 \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{ш}^2) = P_2 \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{ш}^2) + F_m + F_{TP}, \quad (2.34)$$

$$\text{где } F_{TP} = (1 - \gamma_m) F_m,$$

и баланса гидравлических потерь давления в магистралях

$$\begin{aligned} P_n &= P_1 + \Delta P_{\ell 1} + \Delta P_{m1}; \\ P_2 &= \Delta P_{\ell 2} + \Delta P_{m2} \end{aligned} \quad (2.35)$$

расчетное требуемое давление  $P_n$  будет равно

$$P_n = \Delta P_{\ell 1} + \Delta P_{m1} + \Delta P_{\ell 2} + \Delta P_{m2} + \frac{4(2 - \gamma_m) \cdot F_m}{\pi(d_n^2 - d_{ш}^2)}. \quad (2.36)$$

Это давление принимается за максимальное давление в гидросистеме.

9. Определяются расчетные значения толщины стенок трубопроводов:

$$\delta_p = \frac{9}{2} \cdot \frac{p_n d_p}{(\sigma_p - 9P_n)}. \quad (2.37)$$

Выражение (2.37) вытекает из выражения (2.4), если учесть, что

$$d_n = d_p + 2\delta_p.$$

10. Определяются расчетные значения наружного диаметра трубопроводов

$$d_{np} = d_p + 2\delta_p. \quad (2.38)$$

11. По ГОСТ 18475-73 выбираются стандартные дюралюминиевые трубы (т.е. стандартные наружные диаметры  $d_n$  и толщины стенок  $\delta$ ), удовлетворяющие условиям

$$d = d_n - 2\delta_p \geq d_p$$

$$\delta \geq \frac{9}{2} \cdot \frac{p_n d_n}{\sigma_p} \quad (2.39)$$

где  $d$  - внутренний диаметр выбранных стандартных труб.

12. Так как внутренние диаметры выбранных стандартных труб отличаются от расчетных значений  $d_p$  ( $d \geq d_p$ ), то повторяются расчеты п.п.5, 6, 7, 8 на основе стандартизованных величин внутренних диаметров и определяется уточненное значение  $P_n$ .

13. Определяется необходимая минимальная полезная мощность насоса

$$N = P_n \cdot Q. \quad (2.40)$$

### 3. Расчет переходного процесса гидросистемы.

#### 3.1. Общие сведения.

При резких изменениях скорости или давления (например, при переключениях запорно-регулирующих органов) в гидросистемах развиваются переходные процессы, т.е. процессы сравнительно постепенного установления стационарного течения жидкости, соответствующего новым значениям скорости или давления (или новым положениям регулирующих органов).

Анализ переходных процессов в гидросистемах основан на уравнении Бернулли для неустановившегося движения реальной жидкости:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_{(1)}^{(2)} \frac{\partial v}{\partial t} dl + \sum h_w, \quad (3.1)$$

где член  $\frac{1}{g} \int_{(1)}^{(2)} \frac{\partial v}{\partial t} dl = h_i$  называется инерционным напором;

$\sum h_w$  - суммарные потери напора на участке потока от сечения (1-1) до сечения (2-2) (рис.3.1);

$\gamma$  - удельный вес жидкости

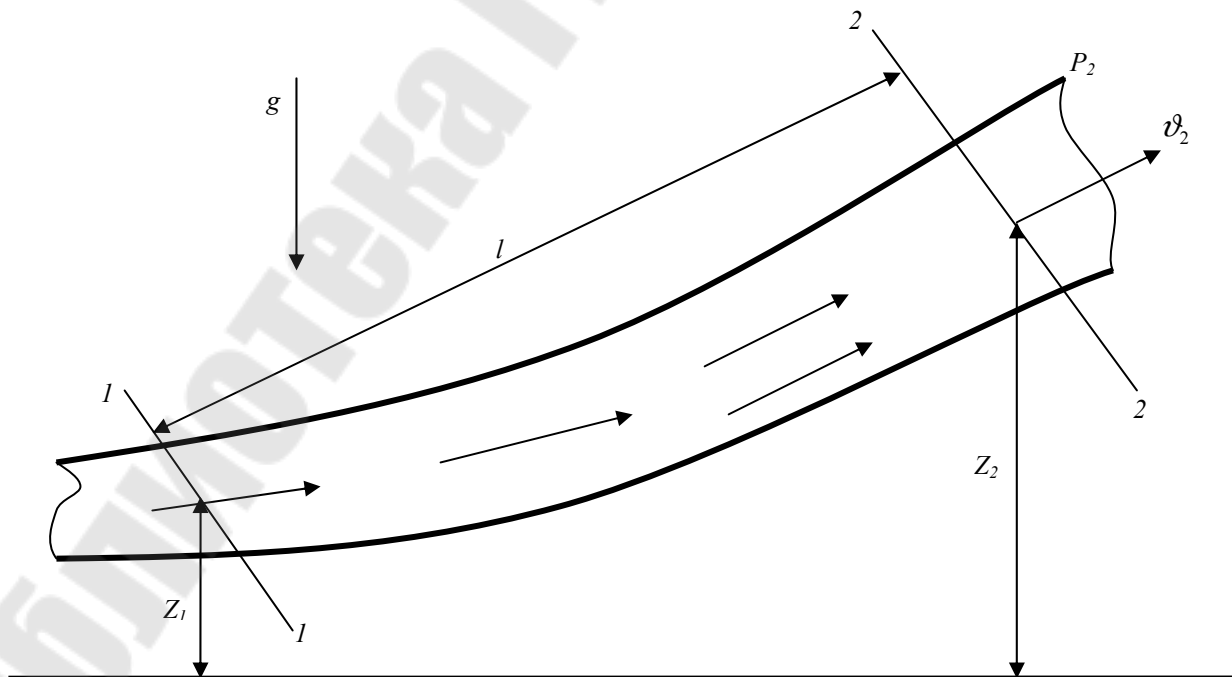


Рисунок 3.1.

Если поперечное сечение потока постоянно (т.е.  $\frac{\partial \vartheta}{\partial t} \neq f(l)$ )

тогда:

$$\frac{1}{g} \int_{(1)}^{(2)} \frac{\partial \vartheta}{\partial t} dl = \frac{l}{g} \frac{d\vartheta}{dt} \quad (3.2)$$

В таком случае уравнение (3.1) записывается в виде:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{\vartheta_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{\vartheta_2^2}{2g} + \frac{l}{g} \frac{d\vartheta}{dt} + \sum h_w \quad (3.3)$$

Расчет переходных процессов в гидросистемах состоит, прежде всего, в определении времени установления стационарных режимов их работы, а также в определении величины инерционного (или ударного) превышения давления, возникающего при резком изменении скорости жидкости.

### 3.2. Пример расчета переходных процессов в объемном гидроприводе.

(Рис.2-14)

ГЦ – гидроцилиндр:

$d_n$  и  $d_{ш}$  - диаметры поршня и штока;

$$f_{ц} = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{ш}^2)$$

$F$  – внешняя нагрузка;

$\vartheta_m$  - заданная максимальная скорость;

$M$  – приведенная масса подвижных частей (внешнего груза, поршня со штоком);

$S$  – ход поршня в гидроцилиндре;

$\eta$  - механический КПД гидроцилиндра.

ГР – гидрораспределитель;

ДР- гидродроссель;

Соединительные гидролинии – трубы:

Длины участков: (а-б) -  $l_1$ ; (в-г) -  $l$ ; (д-е) -  $l$ ; (ж-з) -  $l_2$ .

внутренний диаметр труб –  $d$  ;

площадь поперечного сечения  $f = \frac{\pi d^2}{4}$ .

Н – насос объемный постоянной производительности  $Q_m$ .

ПК – предохранительный клапан.

Характеристика ПК:

$$\Delta P_k = P_H + kQ_k, \quad (3.4)$$

где  $Q_k$  - расход рабочей жидкости через клапан:

$$Q_k = Q_m - Q$$

$Q$  – подача рабочей жидкости в гидроцилиндре;

$P_H$  - настроенное давление ПК (при котором  $Q_k=0$ );

$\Delta P_k$  - перепад давлений на клапане, т.е. давление в точке а в зависимости от расхода  $Q_k$ .

Таким образом, зависимость давления в точке а ( $P_a$ ) от подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр ( $Q$ ) – т.е. суммарная характеристика насоса Н, работающего совместно с предохранительным клапаном ПК, - записывается в виде:

$$P_a = P_H + kQ_m - kQ. \quad (3.5)$$

Эта зависимость изображена графически на рис.3.2.



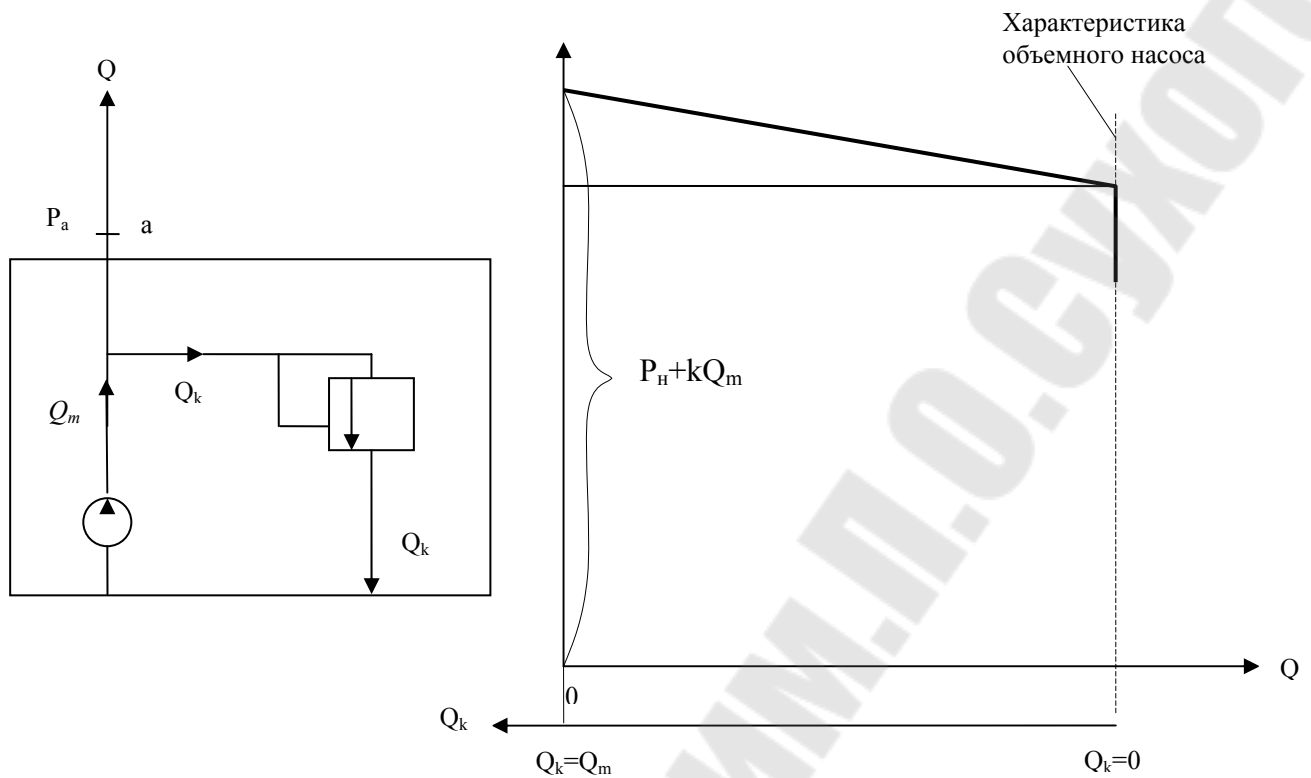


Рис.3.2

Определить и проиллюстрировать графически изменение скорости поршня и давления в обеих полостях гидроцилиндра с течением времени при постоянной нагрузке  $F$  после переключения гидрораспределителя в положение I (рис.2-14 --- прямой ход поршня). Определить время полного перемещения поршня. Переключение гидрораспределителя считать мгновенным.

После переключения гидрораспределителя в положение I расход  $Q$  в первые моменты времени равен нулю, т.к. столб жидкости в гидролиниях (а-б), (в-г), (д-е), (ж-з), в гидроцилиндре, а также поршень со штоком и внешним грузом обладают определенной инерцией, и чтобы разогнать их до стационарной скорости, необходимо определенное время. В последующие моменты времени жидкость, а также поршень с грузом, приводятся в движение с определенным ускорением, пока скорости жидкости и поршня не достигнут стационарных значений. При открытых каналах гидрораспределителя для любого момента времени справедливы уравнения Бернулли:

- Для напорной магистрали (от точки  $a$  до сечения I-I гидроцилиндра )

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} + h_{n_1} + h_{i_1}, \quad (3.6)$$

$v$  - скорость жидкости в гидролиниях (в точке а);

$P_1$  – давление жидкости в левой полости гидроцилиндра;

$v_n$  - скорость движения поршня в гидроцилиндре;

$h_{n_1}$  - потери напора в напорной магистрали:

$$h_{n_1} = h_{l_1} + h_{ГР} + h_{оп} + \sum h_{мс1}; \quad (3.7)$$

$$h_{l_1} = \frac{8\lambda(l_1 + l)}{\pi^2 g d^5} Q^2; \quad (3.8)$$

$\lambda$  - коэффициент гидравлического трения, определяется по формулам:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re}, & \text{если } Re \leq 2300 \\ \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, & \text{если } Re > 2300 \end{cases} \quad (3.9)$$

$h_{ГР}$  - потери напора в канале гидрораспределителя; при расчете гидрораспределителя по условному проходу  $d_y$ :

$$h_{ГР} = \frac{8\zeta_{ГР} Q^2}{\pi^2 g d_y^4}, \quad (3.10)$$

$\zeta_{ГР}$  - коэффициент гидравлического сопротивления канала гидрораспределителя;

$h_{оп}$  - потери напора в гидродросселе: для золотниковых дросселей:

$$h_{оп} = \frac{\zeta_{оп} Q^2}{2\pi^2 g d_3^3 x^2}, \quad (3.11)$$

$\zeta_{оп}$  - коэффициент гидравлического сопротивления гидродросселя;

$d_3$  – диаметр золотника;

$x$  – открытие гидродросселя;

$\sum h_{мс1}$  – суммарные потери напора на других местных сопротивлениях напорной магистрали (колена, тройники, выход из трубы в гидроаппараты и т.д.):

$$\sum h_{mc1} = \sum \zeta_{mci} \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4}, \quad (3.12)$$

$\zeta_{mci}$  - коэффициенты местных сопротивлений;

$h_{i1}$  - инерционный напор жидкости в напорной магистрали:

$$h_{i1} = \frac{(l + l_1)}{g} \frac{d\vartheta}{dt}. \quad (3.13)$$

- Для сливной магистрали (от сечения 2-2 гидроцилиндра до точки 3)

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\vartheta_n^2}{2g} = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{\vartheta^2}{2g} + h_{n2} + h_{i2}, \quad (3.14)$$

где  $P_3$  - давление в гидробаке ( $P_{3(узб)} = 0$ );

$P_2$  - давление жидкости в правой полости гидроцилиндра;

$h_{n2}$  - потери напора в сливной магистрали:

$$h_{n2} = h_{l2} + h_{cp} + \sum h_{mc2}; \quad (3.15)$$

$h_{l2}$  - потери напора в гидролиниях сливной магистрали:

$$h_{l2} = \frac{8\lambda(l + l_2)}{\pi^2 g d^5} Q^2; \quad (3.16)$$

$\sum h_{mc2}$  - суммарные потери напора на других местных сопротивлениях сливной магистрали;

$h_{i2}$  - инерционный напор жидкости в сливной магистрали:

$$h_{i2} = \frac{l + l_2}{g} \frac{d\vartheta}{dt}. \quad (3.17)$$

Уравнение баланса сил, действующих на поршень гидроцилиндра при неустановившемся движении:

$$P_1 f_u - F - F_{mp} - P_2 f_u - M \frac{d\vartheta_n}{dt} = 0, \quad (3.18)$$

где  $F_{mp} = (1 - \eta) F$  – сила трения в гидроцилиндре;

$$f_u = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{ui}^2).$$

Используя выражение (3.13), (3.14), (3.17), (3.18), уравнение(3.6) приводится к виду:

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{(2 - \eta)F}{\gamma f_y} + (h_{n_1} + h_{n_2}) + \frac{(2l + l_1 + l_2)}{g} \frac{d\vartheta}{dt} + \frac{M}{f_y \gamma} \frac{d\vartheta_n}{dt} \quad (3.19)$$

Учитывать связь:  $f\vartheta = f_y \vartheta_n = Q$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \frac{1}{f} \frac{dQ}{dt}; \quad \frac{d\vartheta_n}{dt} = \frac{1}{f_y} \frac{dQ}{dt} \quad (3.20)$$

и выражения (3.7), (3.8), (3.9), (3.10), (3.11), (3.12), (3.15), (3.16), уравнение (3.19) записывается в виде:

$$\begin{aligned} \frac{P_a}{\gamma} = \frac{(2 - \eta)F}{\gamma f_y} + \left[ \frac{8\gamma(2l + l_1 + l_2)}{\pi^2 g d^5} + \frac{8}{\pi^2 g} \left( \frac{2\zeta_{\Gamma P}}{d_y^4} + \frac{\zeta_{\partial p}}{16d_3^2 \chi^2} + \frac{\sum \zeta_{mc_i}}{d^4} \right) \right] Q^2 + \\ + \left[ \frac{2l + l_1 + l_2}{gf} + \frac{M}{f_y \gamma} \right] \frac{dQ}{dt} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Обозначим:

$$\left[ \frac{8\lambda(2l + l_1 + l_2)}{\pi^2 g d^5} + \frac{8}{\pi^2 g} \left( \frac{2\zeta_{\Gamma P}}{d_y^4} + \frac{\zeta_{\partial p}}{16\epsilon_3^2 \chi^2} + \frac{\sum \zeta_{mc_i}}{d^4} \right) \right] = A \quad (3.22)$$

$$\left[ \frac{2l + l_1 + l_2}{gf} + \frac{M}{f_y \gamma} \right] = B \quad (3.23)$$

Тогда уравнение (21) можно записать в виде:

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{(2 - \eta)F}{f_y \gamma} + A Q^2 + B \frac{dQ}{dt} \quad (3.24)$$

В уравнении (3.24):

$\frac{(2 - \eta)F}{f_y \gamma}$  - статический напор;

$AQ^2$  - потери напора в гидролиниях и гидроаппаратах;

$B \frac{dQ}{dt}$  - полный инерционный напор.

На рисунке 3.3 линия 1 выражает зависимость суммы напоров  $\left[ \frac{(2-\eta)F}{f_u \gamma} + AQ^2 \right]$  от расхода жидкости  $Q$ .

Линия 2 представляет характеристику насосного агрегата, т. е. зависимость давления  $P_a$  от  $Q$ .

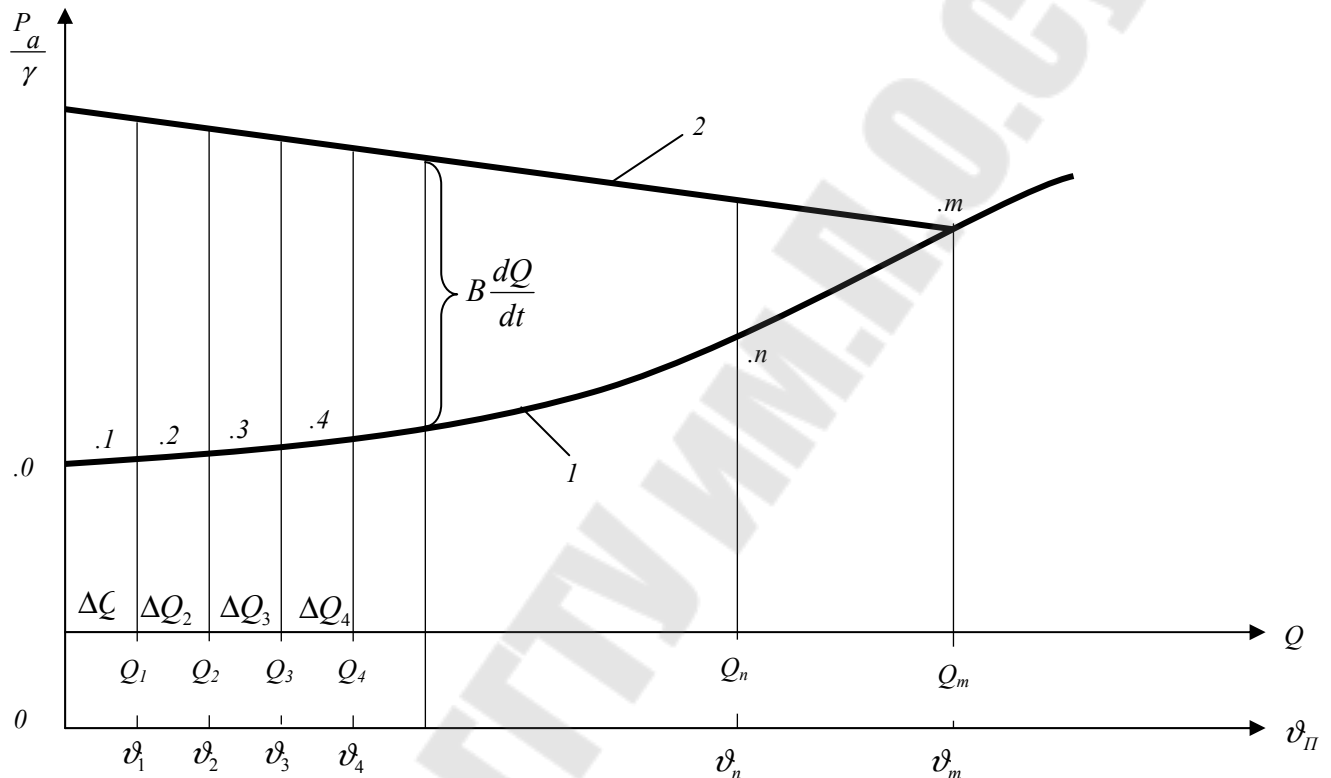


Рисунок 3.3.

Точка пересечений линий 1 и 2 (точка m) соответствует установившемуся режиму работы гидросистемы, когда расход становится равным подаче насоса  $Q_m$ , а поршень движется с постоянной скоростью  $v_m$ . Но этому режиму предшествует разгонный переходной режим, продолжительность которого нужно определить.

В начальный момент времени  $t=0$ , когда переключение гидрораспределителя уже сделано, поршень еще не подвижен  $v_n = 0$ , и потери напора в гидросистеме равны нулю:

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{(2-\eta)F}{f_u \gamma} + B \frac{dQ}{dt} \quad (3.25)$$

Состояние системы при  $t=0$ , на графике (рис.3.3) изображается точкой 0. Из графика, как разность ординат кривых 2 и 1 при  $Q=0$ , находим:

$$B \frac{dQ}{dt} \Big|_{t=0}, \text{ а затем определяем } \frac{dQ}{dt} \Big|_{t=0}.$$

Далее принимаем, что в течении небольшого промежутка времени  $\Delta t$  величина производной  $\frac{dQ}{dt}$  постоянна.

Таким образом, подача жидкости в гидроцилиндр через промежуток времени  $\Delta t$  будет равен:

$$B \frac{dQ}{dt} \Big|_{t=\Delta t} = \Delta Q_0 = \frac{dQ}{dt} \Big|_{t=0} \cdot \Delta t \quad (3.26)$$

Соответственно, скорость поршня:

$$v_{n_1} \Big|_{t=\Delta t} = \frac{Q_1}{f_y}. \quad (3.27)$$

Расход  $Q_1 = \Delta Q_0$  откладываем на графике (рисунок 3.3) и получаем точку 1, которая определяет новое численное значение членов уравнения (24). Как разности ординат кривых 2 и 1 при  $Q=Q_1$

находим  $B \frac{dQ}{dt} \Big|_{t=\Delta t}$  и определяем  $\frac{dQ}{dt} \Big|_{t=\Delta t}$ .

Далее снова принимаем, что в течении следующего промежутка

времени  $[\Delta t; 2\Delta t]$  величина производной  $\frac{dQ}{dt} \Big|_{t=\Delta t}$  не изменяется и

определяем приращение расхода в течение этого промежутка времени

$$\Delta Q_1 = \frac{dQ}{dt} \Big|_{t=\Delta t} \cdot \Delta t \quad (3.28)$$

Соответственно подача жидкости в гидроцилиндр в момент времени  $t = 2\Delta t$ :

$$Q_2 = Q_1 + \Delta Q_2 \quad (3.29)$$

и скорость поршня в момент времени  $t = 2\Delta t$ :

$$v_{n_1} \Big|_{t=2\Delta t} = \frac{Q_2}{f_y}. \quad (3.30)$$

Расход  $Q_2$  откладываем на графике и получаем точку 2.

В точке 2 находим  $\frac{dQ}{dt}$  в момент времени  $t = 2\Delta t$ .

Таким образом приращение расхода в течение промежутка времени  $[2\Delta t; 3\Delta t]$  будет равно:

$$\Delta Q_2 = \left. \frac{dQ}{dt} \right|_{t=2\Delta t} \cdot \Delta t \quad (3.31)$$

а расход в момент времени  $t = 3\Delta t$ :

$$Q_3 = Q_2 + \Delta Q_2 \quad (3.32)$$

Соответственно, скорость поршня:

$$v_{n_3} \Big|_{t=3\Delta t} = \frac{Q_3}{f_y} \quad (3.33)$$

и так далее.

Член, выражающий потери  $AQ^2$  все время возрастает, т.к. растет

расход. Величина инерционного напора  $(B \left. \frac{dQ}{dt} \right|_{t=\Delta t})$  соответственно

уменьшается; т. к. ускорение жидкости и поршня с грузом уменьшается; их скорость к стационарным значениям. Параллельно с построением на графике изменение расхода  $Q$  и скорости поршня  $v_n$  производится подсчет пути  $S$ , пройденного поршнем:

$$S = \Delta S_0 + \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \dots \quad (3.34)$$

где  $\Delta S_0 = v\Delta t$ ;  $\Delta S_1 = v_{n_2} \Delta t$ ;  $\Delta S_2 = v_{n_3} \Delta t$ ; ... (3.35)

Как только  $S$  становится равным  $S_m$  подсчитывается как сумма:

$$t = \Delta t \cdot n \quad (3.36)$$

где  $n$  – число точек на графике (рисунок 3.3).

Если точка  $n$ , изображающая режим работы гидросистемы в момент  $t_n$ , не доходит до точки  $m$ , то это обозначает, что поршень совершил путь  $S_m$ , то на оставшейся части пути движение поршня будет равномерным. Тогда к времени, подсчитанному по формуле  $t = \Delta t \cdot n$ , нужно добавить время равномерного движения, которое определяется делением оставшегося пути на скорость поршня:

$$v_m = \frac{Q_m}{f_y}.$$

Различные случаи изменения скорости поршня в гидроцилиндре при мгновенном переключении гидрораспределителя приведены на рисунках 3.4 и 3.5.

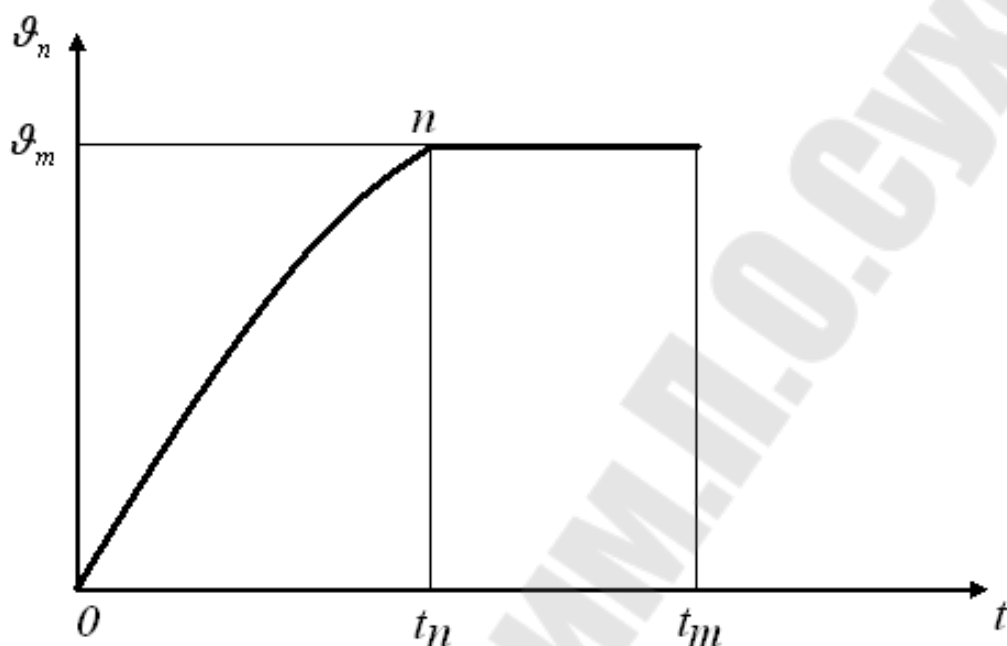


Рисунок 3.4. Изменение скорости поршня в гидроцилиндре при переключении гидрораспределителя.

Переходной процесс составляет часть времени движения поршня;

$t_n$  – продолжительность разгонного периода;

$(t_m - t_n)$  – время равномерного движения поршня.

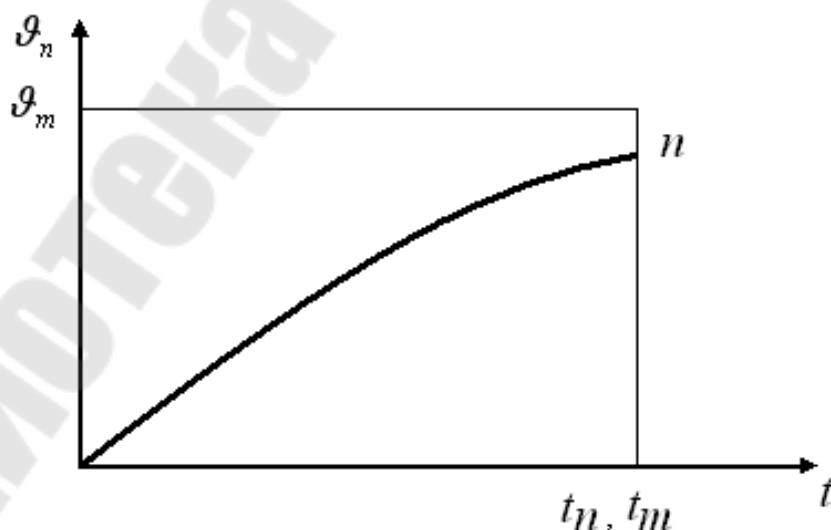


Рисунок 3.5. Изменение скорости поршня в гидроцилиндре при переключении гидрораспределителя – весь путь в гидроцилиндре поршень совершает в разгонном периоде.



На основании уравнения (3.14) давление  $P_2$  в правой полости гидроцилиндра (рисунок 2-14):

$$P_2 = \frac{\rho v^2}{2} - \frac{\rho v_n^2}{2} + \rho g h_{n_2} + \rho g h_{i_2} \quad (3.37)$$

или с учетом выражений (15), (16), (17), (20)

$$P_2 = \rho \left[ \frac{1}{2f^2} - \frac{1}{2f_y^2} + \frac{8\lambda(l+l_2)}{\pi^2 d^5} + \frac{8\zeta_{ГР}}{\pi^2 d^4} + \frac{8\zeta_{мс_i}}{\pi^2 d^4} \right] Q^2 + \rho \frac{l+l_2}{f} \frac{dQ}{dt} \quad (3.38)$$

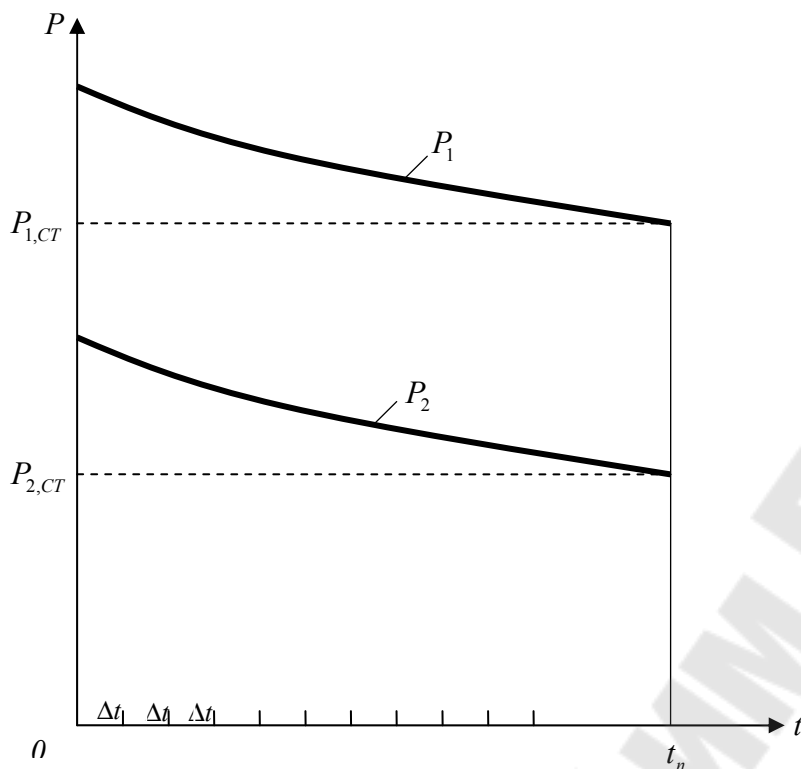
Из выражения (3.18) с учетом (3.20) давление  $P_1$  в левой полости гидроцилиндра:

$$P_1 = \frac{(2 - \nu)F}{f_y} + \frac{m}{f_{y_2}^2} \frac{dQ}{dt} + P_2. \quad (3.39)$$

Для определения изменения давления в обеих полостях гидроцилиндра с течением времени после переключения гидрораспределителя целесообразно использовать график (рисунок 3).

Для тех же временных интервалов, что и при расчете ускорения поршня, используются полученные из графика значения производной  $\frac{dQ}{dt}$  и рассчитанные значения расхода  $Q$  (см. выражения 3.26, 3.29, 3.32 и т.д.) по формуле (3.38) рассчитываем  $P_2$ , а затем по формуле (3.39) рассчитываем давление  $P_1$ .

В итоге получаем зависимость давлений в обеих полостях гидроцилиндра  $P_1$  и  $P_2$  от времени после переключения гидрораспределителя в положении I. (рисунок 3.6).



*Рисунок 3. 6. Зависимость давления в левой и правой полостях гидроцилиндра соответственно  $P_1$  и  $P_2$  от времени после мгновенного переключения гидрораспределителя в положение I.*

$P_{1,ст}$  и  $P_{2,ст}$  – соответственно, установившиеся значения давления  $P_1$  и  $P_2$  при равномерном движении поршня в гидроцилиндре.

#### 4. Расчет дроссельного регулирования гидропривода.

Для гидропривода, схема которого приведена на рисунке 2-14, рассчитать и построить скорости установившегося движения поршня в гидроцилиндре от положения золотника в гидродросселе  $\chi^*$  при нагрузке  $F$ . Гидрораспределитель находится в позиции I.

При установившемся движении поршня и при положении гидрораспределителя в позиции I справедливы уравнения Бернулли:

- для напорной магистрали (от точки  $a$  до гидроцилиндра):

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} + h_{n1}, \quad (4.1)$$

где  $h_{n1}$  - потери напора в напорной магистрали; определяются по формулам (II-12);

- для сливной магистрали (от гидроцилиндра до точки 3):

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h_{n2}, \quad (4.2)$$

где  $P_3$  - давление в гидробаке ( $P_{3,изб.} = 0$ );

$h_{n2}$  - потери напора в сливной магистрали; определяются по формулам (2.---15-17).

Уравнение баланса сил, действующих на поршень гидроцилиндра при установившемся движении:

$$P_1 f_u - F - F_{mp} - P_2 f_u = 0, \quad (4.3)$$

где  $F_{mp} = (1-\eta)F$  – сила трения в гидроцилиндре.

Используя уравнения (4.2) и (4.3) с учетом выражений (2.---7-12, 15-17) уравнение (4.1) приводится к виду:

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{(2-\eta)F}{\gamma f_u} + \left[ \frac{8\lambda(2l+l_1+l_2)}{\pi^2 g d^5} + \frac{8}{\pi^2 g} \left( \frac{2\zeta_{\varphi}}{d_y^4} + \frac{\sum \zeta_{mci}}{d^4} \right) \right] Q^2 + \frac{\zeta_{op}}{2\pi^2 g d^3} \frac{Q^2}{x^2} \quad (4.4)$$

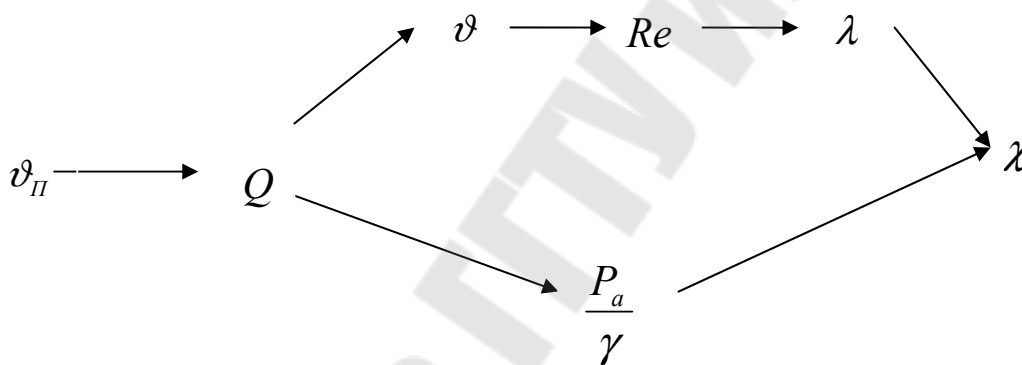
Из уравнения (4.4) можно выразить  $x$ :

$$X = \left\{ \frac{\frac{\zeta_{dp}}{2\pi^2 g d^3} Q^2}{\frac{P_a}{\gamma} - \frac{(2-\eta)F}{f_u \gamma} - \left[ \frac{8\lambda(2l+l_1+l_2)}{\pi^2 g d^5} + \frac{8}{\pi^2 g} \left( \frac{2\zeta_{cp}}{d_y^4} + \frac{\sum \zeta_{mci}}{d^4} \right) \right] Q^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.5).$$

Расчет регулирования гидропривода целесообразно производить, задаваясь значениями скорости поршня в гидроцилиндре с определенным шагом в пределах от 0 до  $v_m$ .

Например: 0; 0,1  $v_m$ ; 0,2  $v_m$ ; 0,3  $v_m$ ; 0,4  $v_m$ ; .....  $v_m$ .

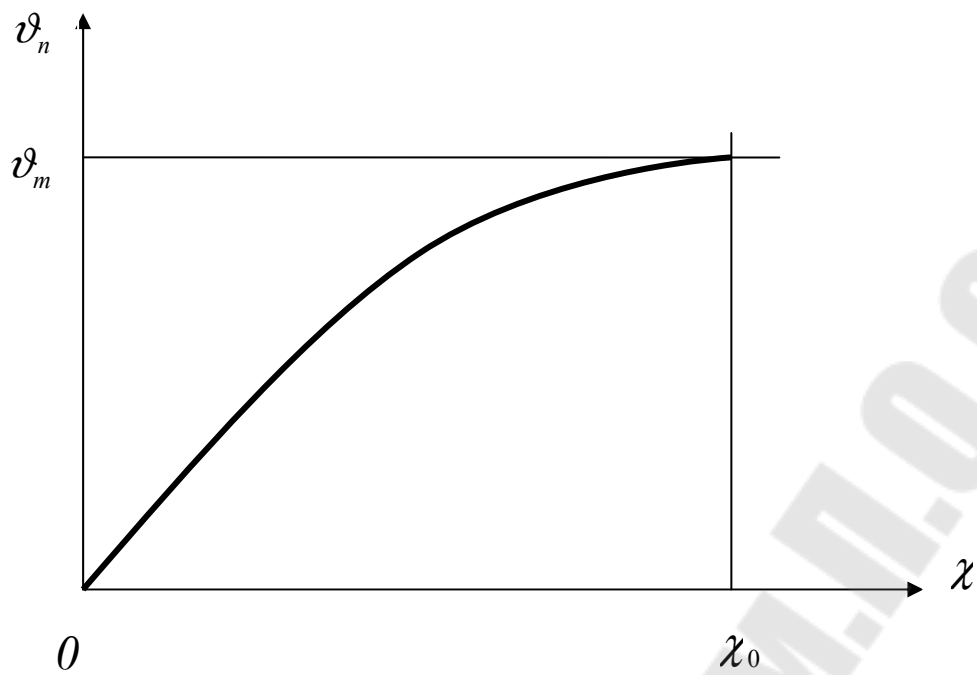
Порядок расчета можно представить следующей схемой:



где  $Q = v_{II} \cdot f_u$ ;  $v = \frac{Q}{f}$ ;  $Re = \frac{v d}{\nu}$ .

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re}, & \text{если } Re \leq 2300 \\ \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, & \text{если } Re > 2300 \end{cases}$$

В результате получаем зависимость скорости поршня в гидроцилиндре  $v_{II}$  от положения золотника в гидродросселе  $\lambda$ . (рисунок 4.1).



*Рис.4.1. Зависимость скорости выдвижения штока гидроцилиндра от положения золотника в гидроселе.*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Под редакцией Куколевского И.И. и Подвидза Л.Г. М., Машиностроение, 1972.
2. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под редакцией Некрасова Б.В. Минск, Высшая школа, 1985.
3. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М., Машиностроение, 1982.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
I. Задания на расчет гидросистем.....	4
II. Гидравлический расчет гидросхем объемного гидропривода	
1. Общие сведения .....	12
2. Пример расчета гидросхемы объемного гидропривода .....	33
III. Расчет переходного процесса гидросистемы .....	38
IV. Расчет дроссельного регулирования гидропривода .....	51
Литература.....	54

**Михневич Анатолий Васильевич  
Матвееенкова Светлана Михайловна**

## **МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ ГАЗА**

**Учебно-методическое пособие  
к курсовой работе  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
дневной формы обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 10.06.11.

Рег. № 19Е.

E-mail: [ic@gstu.by](mailto:ic@gstu.by)

<http://www.gstu.by>