



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЯЗАНСКОЙ ОБЛАСТИ

ОГБОУ СПО «РЯЖСКИЙ ДОРОЖНЫЙ ТЕХНИКУМ»

**МЕТОДИЧЕСКАЯ РАЗРАБОТКА НА ТЕМУ:
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
«УСТРОЙСТВО ГИДРООБОРУДОВАНИЯ И ГИДРОПРИВОДА»**

ВЫПОЛНИЛ ПРЕПОДОВАТЕЛЬ _____ Ю. В. АНДРИЯНОВ

Методическая разработка рассмотрена цикловой комиссией
по специальности 190605-51 (190629)

Протокол заседания цикловой комиссии № ____ от «__» _____ 20__ г.

Председатель ЦК _____ Тимофеев И.С.
Подпись

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
1. Аннотация	3
2. Методические указания по выполнению лабораторных работ	4
3. Используемая литература	61

АННОТАЦИЯ

Методические указания по выполнению лабораторных работ дисциплины «Устройство гидрооборудования и гидропривода» для студентов по специальности 190629, разработаны и составлены в соответствии с требованиями государственного стандарта третьего поколения.

Методические указания представляют собой материалы, включающие в себя теоретическую часть дисциплины, необходимую для изучения и выполнения лабораторных заданий, справочную информацию на задание к тринадцати лабораторным работам.

На каждую лабораторную работу отведено определенное время (по 2 часа), необходимое, чтобы студенты могли ознакомиться, изучить и выполнить лабораторные задания, необходимые для закрепления полученной информации и знаний, с целью их дальнейшего использования в профессиональной деятельности.

Для проверки полученных знаний после ознакомления с методическими указаниями по каждой работе выполняется ряд обязательных заданий – выполнение лабораторного задания, заполнение таблиц, написание формул и ответов на вопросы, выводы по проделанной работе.

После изучения методических указаний, выполнения письменных заданий, проверяются знания студентов устно, а так же используются решения ситуационных задач.

Методические указания по выполнению лабораторных работ могут быть использованы преподавателями и студентами при изучении дисциплины «Устройство гидрооборудования и гидропривода» для очного отделения в учебных заведениях СПО.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.

Тема: Изучение свойств типовых жидкостей используемых в гидросистемах. Определение параметров рабочих жидкостей.

Цель работы: освоить методы измерения плотности, теплового расширения, вязкости и поверхностного натяжения жидкостей.

Общие сведения

Вещество, находящееся в жидком агрегатном состоянии (жидкой фазе), называют жидкостью. Жидкое агрегатное состояние является промежуточным между твёрдым состоянием, которому присущи сохранение своего объёма, образование поверхности, обладание определённой прочностью на разрыв, и газообразным, при котором вещество принимает форму сосуда, где оно заключено. В то же время жидкость обладает только ей присущим свойством – текучестью, т.е. способностью пластически или вязко деформироваться под действием любых (включая сколь угодно малые) напряжений. Текучесть характеризуется величиной, обратной вязкости.

Основные характеристики жидкости – плотность, сжимаемость, тепловое расширение, вязкость и поверхностное натяжение.

Плотностью однородного вещества называют отношение массы m жидкости к её объёму W :

$$\rho = m/W.$$

Удельный вес или вес единицы объёма – отношение веса жидкости к её объёму, измеряется Н/м³ или кгс/м³.

$$\gamma = G/V,$$

$$\gamma = mg/V,$$

$$\gamma = \rho g.$$

Сжимаемость – свойство жидкости уменьшать объём под действием всестороннего давления. Она оценивается **коэффициентом сжимаемости** β_p , показывающим относительное уменьшение объёма жидкости $\Delta W/W$ при повышении давления Δp на единицу:

$$\beta_p = (\Delta W/W)/\Delta p.$$

Тепловое расширение – свойство жидкости изменять объём при нагревании – характеризуется, при постоянном давлении, **коэффициентом объёмного теплового расширения** β_T , который равен относительному приращению объёма $\Delta W/W$ в случае изменения температуры ΔT на один градус:

$$\beta_T = (\Delta W/W)/\Delta T.$$

Как правило, при нагревании объём жидкости увеличивается.

Вязкость (внутреннее трение) – свойство текучих тел оказывать сопротивление перемещению одной их части относительно другой. Её оценивают **коэффициентом динамической вязкости μ** , который имеет размерность **Па·с**. Он характеризует сопротивление жидкости (газа) смещению её слоёв.

Наряду с динамической вязкостью в расчётах часто используют **коэффициент кинематической вязкости ν** , который определяют по формуле

$$\nu = \mu/\rho$$

и измеряют **м²/с или стоксами (1 Ст = 1 см²/с)**.

Коэффициенты динамической и кинематической вязкости определяются родом жидкости, не зависят от скорости течения, существенно уменьшаются с возрастанием температуры. В справочной литературе приведены значения жидкостей при нормальных условиях.

Поверхностное натяжение – термодинамическая характеристика поверхности раздела двух фаз, определяемая работой обратимого изотермического образования единицы площади этой поверхности. В случае жидкой поверхности раздела поверхностное натяжение

рассматривают как силу, действующую на единицу длины контура поверхности и стремящуюся сократить поверхность до минимума при заданных объёмах фаз. Характеризуется **коэффициентом поверхностного натяжения** σ , $\text{Дж/м}^2 = \text{Н/м}$. Работа образования новой поверхности затрачивается на преодоление сил межмолекулярного сцепления (когезии) при переходе молекул вещества из объёма тела в поверхностный слой. Равнодействующая межмолекулярных сил в поверхностном слое не равна нулю и направлена внутрь той фазы, в которой силы сцепления больше. Таким образом, поверхностное натяжение является мерой некомпенсированности межмолекулярных сил в поверхностном (межфазном) слое, или избытка свободной энергии в поверхностном слое по сравнению со свободной энергией в объёмах фаз.

Описание устройства для изучения физических свойств жидкости

Устройство для изучения физических свойств жидкости содержит 5 приборов, выполненных в одном прозрачном корпусе (рис. 1), на котором указаны параметры, необходимые для обработки опытных данных. Приборы 3–5 начинают действовать после переворачивания на 180° устройства. Термометр 1 показывает температуру окружающей среды и, следовательно, температуру жидкостей во всех приборах.

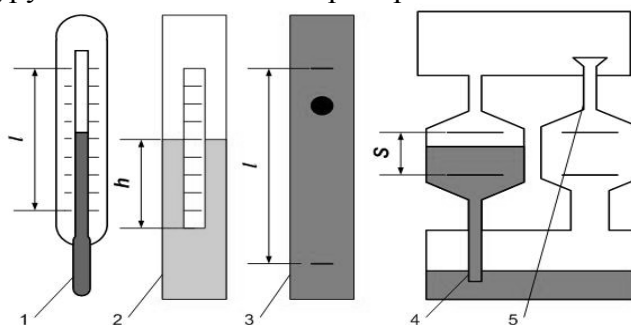


Рис. 1.1 Схема устройства:

1 – термометр; 2 – ареометр; 3 – вискозиметр Стокса;
4 – капиллярный вискозиметр; 5 – сталагмометр

1.1. Определение коэффициента теплового расширения жидкости.

Термометр 1 (рис. 1.1) имеет стеклянный баллон с капилляром, заполненный термометрической жидкостью, и шкалу. Принцип его действия основан на тепловом расширении жидкостей. Изменение температуры окружающей среды приводит к соответствующему изменению объёма термометрической жидкости и её уровня в капилляре. Уровень указывает на шкале значение температуры.

Коэффициент теплового расширения термометрической жидкости определяется на основе мысленного эксперимента. Предполагается, что температура окружающей среды повысилась от нижнего (нулевого) до верхнего предельного значения термометра и уровень жидкости в капилляре возрос на величину l .

Порядок выполнения измерения.

1. Подсчитать общее число градусных делений ΔT на шкале термометра и измерить расстояние l между крайними штрихами шкалы.

2. Вычислить приращение объёма термометрической жидкости

$$\Delta W = \pi r^2 l,$$

где r – радиус капилляра термометра (указан на термометре).

3. С учётом начального (при 0°C) объёма термометрической жидкости W (значение приведено на термометре) найти коэффициент теплового расширения $\beta_T = (\Delta W/W)/\Delta T$ и сравнить его со справочным значением β_T^* .

1.2. Измерение плотности жидкости ареометром.

Ареометр 2 (рис. 1.1) служит для определения плотности жидкости поплавковым методом. Он представляет собой пустотелый цилиндр с миллиметровой шкалой и грузом в нижней части.

Благодаря грузу ареометр плавает в исследуемой жидкости в вертикальном положении. Глубина погружения ареометра является мерой плотности жидкости и считывается со шкалы по верхнему краю мениска жидкости вокруг ареометра. В обычных ареометрах шкала отградуирована в значениях плотности.

Порядок выполнения измерения.

1. Измерить глубину погружения h ареометра по миллиметровой шкале на нём.
2. Вычислить плотность жидкости по формуле

$$\rho = 4m/(\pi d^2 h),$$

где m и d – масса и диаметр ареометра (значения приведены на ареометре).

Эта формула получена путём приравнивания силы тяжести ареометра $G = mg$ и выталкивающей (архимедовой) силы $F_A = \rho g W$, где объём погружённой части ареометра $W = \pi d^2 h / 4$.

3. Сравнить опытное значение плотности ρ со справочным значением ρ^* .

1.3. Определение вязкости вискозиметром Стокса.

Вискозиметр Стокса 3 (рис. 1.1) содержит цилиндрическую ёмкость, заполненную исследуемой жидкостью, и шарик. Прибор позволяет определить вязкость жидкости по времени падения шарика в ней.

Порядок выполнения измерения.

1. Повернуть устройство в вертикальной плоскости на 180° и зафиксировать секундомером время t прохождения шариком расстояния l между двумя метками в приборе. Шарик должен падать по оси ёмкости без соприкосновения со стенками. Опыт выполнить три раза, а затем определить среднеарифметическое значение времени t .

2. Вычислить опытное значение коэффициента кинематической вязкости жидкости по формуле

$$\nu = [gd^2 t(\rho_w/\rho - 1)] / [t(18 + 43,2d/D)].$$

Где g – ускорение свободного падения; d, D – диаметры шарика и цилиндрической ёмкости; ρ, ρ_w – плотности жидкости и материала шарика (значения ρ_w и d приведены на вискозиметре).

1.4. Измерение вязкости капиллярным вискозиметром.

Капиллярный вискозиметр 4 (рис.1.1) включает ёмкость с капилляром. Вязкость определяется по времени истечения жидкости из ёмкости через капилляр.

Порядок выполнения измерения.

- 1.□. Перевернуть устройство в вертикальной плоскости и определить секундомером время t истечения через капилляр объёма жидкости между метками из ёмкости вискозиметра 4 и температуру T по термометру 1.

Вычислить значение коэффициента кинематической вязкости по формуле

$$\nu = Mt,$$

где M – постоянная прибора (приведена на вискозиметре), и сравнить его со справочными данными.

1.5. Измерение поверхностного натяжения сталагмометром.

Сталагмометр 5 (рис. 1.1) служит для определения поверхностного натяжения жидкости методом отрыва капель и содержит ёмкость с капилляром, расширенным на конце для накопления жидкости в виде капли. Сила поверхностного натяжения в момент отрыва капли равна её весу (силе тяжести) и поэтому определяется по плотности жидкости и числу капель, полученному при опорожнении ёмкости с заданным объёмом.

Порядок выполнения измерения.

1. Перевернуть устройство и подсчитать число капель, полученных в сталагмометре 5 из объёма жидкости, заключённого между двумя метками. Опыт повторить три раза и вычислить среднее арифметическое значение числа капель n .

2. Найти опытное значение коэффициента поверхностного натяжения по формуле

$$\sigma = K\rho / n,$$

где K – постоянная сталагмометра,
и сравнить его со значением σ^* справочной литературы.

Таблица 1.1

Свойства жидкостей

Жидкость	ρ , кг/м ³	$\beta\rho \cdot 10^3$, МПа	$\beta T \cdot 10^3$, К-1	$\nu 10^6$, м ² /с	$\sigma \cdot 10^3$, Н/м
Вода пресная	998	0,49	0,15	1,01	73
Спирт этиловый	790	0,78	1,10	1,52	23
Масло:					
моторное М – 10	900	0,60	0,64	800	25
индустриальное 20	900	0,72	0,73	110	25
трансформаторное	890	0,60	0,70	30	25
АМГ – 10	850	0,76	0,83	20	25

Таблица 1.2.

Физические свойства воды при атмосферном давлении

t , °С	ρ , кг/м ³	$\mu 10^6$, Па·с	$\nu 10^6$, м ² /с	$\sigma 10^4$, Н/м
0	999,9	1788	1,789	756,4
10	999,7	1306	1,306	741,6
20	998,2	1004	1,006	726,9
30	995,7	801,5	0,805	712,2
40	992,2	653,3	0,659	696,5
50	988,1	549,4	0,556	676,9

Порядок выполнения работы - определения параметров рабочих жидкостей.

1. Получить у преподавателя образец жидкости.
2. Определить температуру жидкости.
3. Определить плотность жидкости, сравнить полученные результаты со справочной литературой.
4. Определить значение удельного веса жидкости.
5. По справочным данным определить значение всех необходимых параметров.
6. Полученные результаты занести в рабочую тетрадь.
7. Сделать выводы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.

Тема: Определение давления жидкости расчетами и с помощью манометров.

Цель работы: изучить устройства и принцип действия приборов для измерения давления, приобрести навыки измерения гидростатического давления жидкостными приборами.

Общие сведения

Гидростатическим давлением p называют нормальное сжимающее напряжение в неподвижной жидкости, т.е. силу, действующую на единицу площади поверхности. За единицу измерения давления в международной системе единиц принят паскаль ($\text{Па} = \text{Н/м}^2$).

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta S}$$

где ΔP - элементарная равнодействующая поверхностных сил (гидростатическая сила), Н;

ΔS - элементарная площадка действия, м²

Различают абсолютное, атмосферное, манометрическое и вакуумметрическое давления.

Абсолютное (полное) давление p отсчитывается от абсолютного вакуума. Атмосферное давление p_a создается силой тяжести воздуха атмосферы. Его значение зависит от высоты места измерения, температуры воздуха (времени года, суток). На уровне моря при температуре 0°C принимается равным 101325 Па или 760 мм □Т. Ст. Положительную разность между абсолютным давлением и атмосферным называют манометрическим (избыточным) давлением, а отрицательную – вакуумметрическим давлением:

$$P = P_a + P_{изб} ,$$
$$P_{изб} = P - P_a .$$

Избыточное давление $P_{изб}$ может быть положительной, и отрицательной величиной. Если избыточное давление положительное, то его называют манометрическим. Если отрицательное, то его называют вакуумметрическим. Приборы, измеряющие эти величины соответственно, будут называться манометры и вакуумметрами. Приборы для измерения атмосферного давления назвали барометрами.

По принципу действия и типу рабочего элемента приборы бывают жидкостными, механическими и электрическими.

Жидкостные приборы исторически стали применяться первыми. Их действие основано на принципе уравнивания измеряемого давления p силой тяжести столба жидкости высотой h в приборе:

$$p = \rho gh,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ; g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Поэтому величина давления может быть выражена высотой столба жидкости h (мм □Т. Ст., м вод. Ст.). Преимуществами жидкостных приборов являются простота конструкции и высокая точность, однако они удобны только при измерении небольших давлений.

В механических приборах измеряемое давление вызывает деформацию чувствительного элемента (трубки, мембраны, сильфона), которая с помощью специальных механизмов передаётся на указатель. В манометре Бурдона используется отклонение трубки овального поперечного сечения под действием давления для перемещения указателя (стрелки) относительно шкалы. Быстродействие его низкое и составляет порядка 1 секунды. Более того, расстояние между точкой измерения и местом расположения манометра лимитируется длиной капиллярной трубки, связывающей эту точку с измерительным устройством. Несмотря на эти недостатки, в инженерной практике манометры Бурдона широко используются благодаря простоте конструкции, низкой стоимости и широкому диапазону измеряемых давлений. Такие приборы компактны и имеют большой диапазон измеряемых давлений. Недостатком механических приборов является инерционность, что не позволяет использовать их для измерения мгновенного значения давления в быстропротекающих процессах.

В электрических приборах воспринимаемое чувствительным элементом давление преобразуется в электрический сигнал. Сигнал регистрируется показывающим или пишущим прибором (вольтметром, амперметром, самописцем, осциллографом). В последнем случае можно фиксировать давление при быстро протекающих процессах.

Описание жидкостных приборов.

Ртутный барометр состоит из вертикальной стеклянной трубки с миллиметровой шкалой и закрытым верхним концом, которая заполнена ртутью, и чаши с ртутью, в которую опущена трубка нижним концом. Таким прибором впервые было измерено атмосферное давление итальянским учёным Э. Торричелли в 1642 г.

Для демонстрации жидкостных приборов для измерения давления служит устройство, которое представлено на рис. 2. Оно имеет полость 1, в которой всегда сохраняется атмосферное давление, и резервуар 2, частично заполненный водой (рис. 2, а). Для измерения давления и уровня жидкости в резервуаре 2 служат жидкостные приборы 3, 4 и 5. Они представляют собой прозрачные вертикальные каналы со шкалами, размеченными в единицах длины.

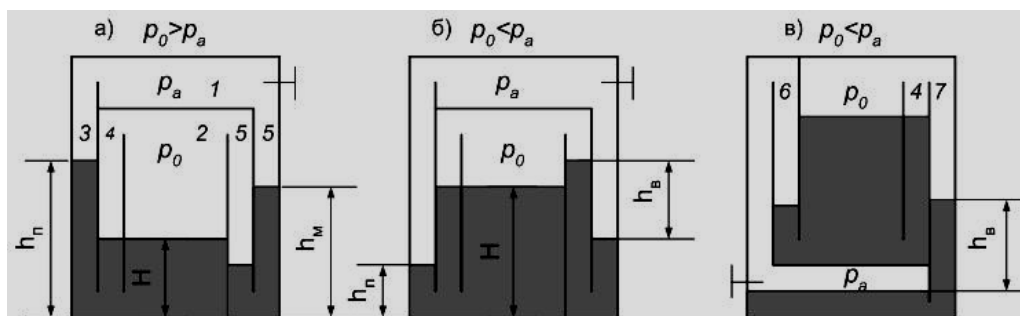


Рис. 2.1. Схема устройства:

- 1 – полость с атмосферным давлением; 2 – опытный резервуар;
 3 – пьезометр; 4 – уровнемер; 5 – мановакуумметр; 6 – пьезометр;
 7 – вакуумметр

Однотрубный манометр – пьезометр 3 сообщается верхним концом с атмосферой, а нижним – с резервуаром 2. Им определяется манометрическое давление $p_{и} = \rho gh_{п}$ на дне резервуара.

Уровнемер 4 соединён обоими концами с резервуаром и служит для измерения уровня жидкости H в нем.

Мановакуумметр 5 представляет собой U-образный канал, частично заполненный жидкостью. Левым коленом он подключён к резервуару 2, а правым – к полости 1 и предназначен для определения манометрического $p_{и} = \rho gh_{М}$ (рис. 2, а) или вакуумметрического $p_{ВАК} = \rho gh_{Е}$ (рис. 2, б) давлений над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 2.

Давление в резервуаре можно изменять за счёт переливания части жидкости в другие полости при наклоне устройства.

При повороте устройства в его плоскости на 180° против часовой стрелки (рис. 2, в) канал 4 остаётся уровнемером, колено мановакуумметра 5 преобразуется в пьезометр 6, а пьезометр 3 – в вакуумметр (обратный пьезометр) 7, служащий для определения разрежения $p_{ВАК} = \rho gh_{Е}$ над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 2.

2.1. Измерение гидростатического давления жидкостными приборами.

Абсолютное давление в любой точке покоящейся жидкости определяется по основному уравнению гидростатики

$$p = p_0 + \rho gH,$$

где p_0 – абсолютное давление на свободной поверхности жидкости; ρ – плотность жидкости; H – глубина погружения точки (расстояние по вертикали между точкой и свободной поверхностью).

В работе определяют давление в заданной точке (например, на дне резервуара) через показания различных приборов и затем сравнивают результаты, полученные различными способами.

2.2. Способы выражения давления.

Давление выражается в паскалях. Кроме выражения в паскалях, давление выражается:

- мм. рт. Ст. (миллиметров ртутного столба),
- мм. вод. Ст. (миллиметров водяного столба),
- барах.

Соответственно, значение атмосферного давления будет равно:

$$101325 \text{ Па} (101,325 \text{ КПА}) = 760 \text{ мм. рт. Ст.} = 1000 \text{ мм вод. Ст.} = 1 \text{ Бар.}$$

Исходя из этого равенства, соотношение величин можно выразить:

№ п/п	Единицы выражения	КПа	Бар	мм. рт. ст.	мм. вод. ст.
1.	КПа	1	0,01	9,869	7,501
2.	Бар	100	1	760	1000
3	мм. рт. ст.	0,133	0,0013	1	1,316
4	мм. вод. ст.	0,101	0,001	0,76	1

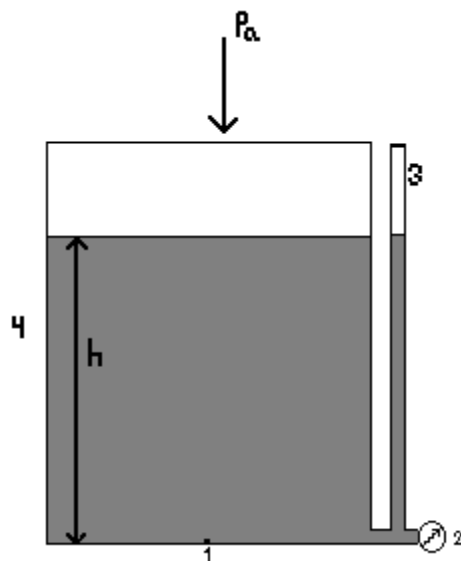


Рис. 2.2. Схема гидросистемы.

- 1- Точка на дне емкости, 2 – манометр, 3 – пьезометр, 4 – емкость с жидкостью, h – высота жидкости в емкости, P_a – атмосферное давление.

Порядок выполнения работы - определения гидростатического давления.

1. Определить состояние системы, наличие воздействия атмосферного давления.
2. Определить высоту жидкости в емкости или резервуаре.
3. Определить значение плотности жидкости, соотнося с фактической температурой жидкости в емкости.
4. Определить величину гидростатического давления.
5. Определить результаты замеров манометра 2 и пьезометра 3.
6. Определить величину манометрического давления.
7. Результаты занести в тетрадь. Сделать выводы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3.

Тема: Динамические параметры потока в трубопроводе.

Цель работы: изучить существующие параметры, характеризующие динамические параметры потока в трубопроводе. Научиться определять значение этих параметров.

Общие сведения.

Жидкие и газообразные вещества обладают свойством изменения своей формы. Соответственно, воздействуя на них в замкнутых системах можно добиться перемещения потока вещества внутри системы. В зависимости от того как на них воздействовать возникают различные результаты перемещения вещества. Возникают медленные течения или быстрые - ламинарные (устоявшиеся) или турбулентные (с перемешиванием слоев). Каждый вид течения или режим обладает рядом свойств или параметров, которые математически характеризуют состояние потока. По ним можно смоделировать и понять, что происходит внутри замкнутой и закрытой системы. Поняв это, можно воздействовать на поток с целью его управления и получения необходимого режима перемещения.

В гидравлике существует ряд параметров характеризующих состояние потока.

1. Расход жидкости.

Расход воды — объём воды, протекающей через поперечное сечение трубопровода за единицу времени. Измеряется в расходных единицах ($\text{м}^3/\text{с}$). В промышленности расход воды (жидкости) измеряется расходомерами. Определяется

$$Q=W/t,$$

где Q - расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$,

W – объём перемещенной жидкости, за единицу времени, м^3 ,

t – время, в течении которого был перемещен объём жидкости, с.

На поток жидкости в системе действует сила, заставляющая поток постоянно перемещаться, при этом его перемещение, расход во всех точках системы одинаков, это подтверждает уравнение неразрывности потока:

$$S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2 = \dots = S_i \cdot V_i = \text{const},$$

где 1, 2, i – номер сечения в трубопроводе,

S_1, S_2, S_i – значение площади сечений 1, 2, i , м^2 ,

V_1, V_2, V_i – значение скорости потока в сечениях 1, 2, i , $\text{м}^2/\text{с}$.

Произведение площади сечения и скорости потока в этом сечении, во всех сечениях потока одинаковы. Так как произведение скорости потока и площади его сечения является расходом жидкости, то соответственно расход жидкости в замкнутом трубопроводе во всех точках одинаковый.

$$Q= S \cdot V,$$

где Q - расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$,

S – площадь сечения потока, м^2 ,

V – скорость потока, $\text{м}^2/\text{с}$.

2. Режимы течения жидкости.

Возможны два режима течения жидкости в трубах: ламинарный и турбулентный.

Ламинарный режим течения, или просто *ламинарное течение* - это слоистое течение без перемешивания жидкости и без пульсации (колебаний) скоростей и давлений.

В частном случае - при ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного проходного сечения - все линии тока (траектории частиц) параллельны оси трубы и, следовательно, прямолинейны. В общем же случае ламинарного течения - форма линий тока определяется конфигурацией стенок, ограничивающих поток.

Турбулентное течение - это течение, сопровождающееся перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. При турбулентном течении движение отдельных частиц является беспорядочным, а их траектории имеют разнообразный вид. Наряду с основным продольным движением частицы жидкости имеют и поперечные перемещения, что и вызывает перемешивание жидкости.

По определенному соотношению величин - скорости течения потока V , диаметром трубы d , и кинематической вязкостью текущей жидкости ν , можно определить характеризующий режим течения жидкости в трубопроводе – число Рейнольдса (Re):

$$Re=V \cdot d/\nu,$$

Критическое значение этого параметра составляет $Re_{кр}=2320$. То есть если расчетное значение числа Рейнольдса по имеющим условиям менее 2320, то режим движения жидкости ламинарный, если более 2320 то соответственно турбулентный. Соответственно критичным для перемещающегося потока жидкости с вязкостью ν , в трубопроводе с диаметром d , является скорость. Чем скорость выше, тем более себя будет проявлять турбулентность.

Зону турбулентного движения принято разделять на несколько зон:

- переходная зона - не вполне развитый турбулентный поток (число Рейнольдса находящемся в диапазоне от 2300 до 4000),

- турбулентный поток (число Рейнольдса от 4000 до 10000),

- далее зоны с значительными значениями числа Рейнольдса, например диапазоны $10^4 - 10^5$, более 10^5 , и т. д.

Каждая зона характеризуется своей специфичностью, существованием ряда эмпирических зависимостей, влияния определенных параметров на значение и зависимость коэффициентов системы и т. д.

Гидравлические системы с такими значительными значениями числа Рейнольдса существуют в производстве и промышленности. Их контроль моделирование позволяет управлять режимами перемещения потоков веществ.

Физический смысл числа Рейнольдса заключается в том, что это число есть величина пропорциональная отношению сил инерции к силам трения, вызываемым вязкостью. Имеются в виду силы, действующие в потоке жидкости на те или иные ее объемы.

Число Рейнольдса имеет большое значение в гидравлике, так как является основным критерием гидродинамического подобия напорных потоков, т.е. подобия потоков несжимаемой жидкости, которое складывается из геометрического, кинематического и динамического подобия.

3. Напор потока.

Для произвольно выбранного сечения элементарной струйки идеальной жидкости уравнение Д. Бернулли имеет вид

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = const ,$$

где z – геометрическая высота (вертикальная отметка положения) центра сечения струйки; p – давление в данном сечении струйки; V – скорость течения струйки в данном сечении; γ – удельный вес жидкости; g – ускорение свободного падения.

Сумма этих трёх слагаемых составляет полный напор струйки. Все три слагаемых могут изменяться, но их сумма (полный напор H) остаётся неизменной. Это справедливо только для идеальной среды (жидкости или газа) вследствие полного отсутствия у неё вязкости.

Все реальные жидкости обладают вязкостью, и поэтому вышеприведённое уравнение Бернулли для них требует корректировки.

Для двух произвольно выбранных сечений 1 и 2 потока реальной жидкости уравнение Бернулли в свёрнутом виде с учётом сил вязкости имеет вид:

$$H_1 = H_2 + h_{пот},$$

где H_1 и H_2 – полные напоры потока жидкости в сечениях 1 и 2; $h_{пот}$ – суммарные потери напора между сечениями 1 и 2. Эти потери представляют собой необратимые затраты энергии (напора) потока жидкости на перемешивание жидкости, водовороты, завихрения и на преодоление сил вязкости (сил трения). Поэтому всегда напор потока реальной жидкости или газа по ходу течения уменьшается.

В развёрнутой форме уравнение Бернулли для вязкой жидкости имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_{1cp}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_{2cp}^2}{2g} + h_{пот} ,$$

где z_1 и z_2 – геометрические высоты центров сечений 1 и 2, м; p_1 и p_2 – давления в сечениях 1 и 2, Па; V_{1cp} и V_{2cp} – средние скорости в сечениях 1 и 2, м/с; α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса; γ – удельный вес жидкости, Н/м³; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; $h_{пот}$ – потери напора между сечениями 1 и 2, м.

Скоростной напор потока реальной жидкости, вычисленный по средней скорости, отличается от реального скоростного напора потока. Для компенсации этого различия вводят поправочный коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса) α , который вычисляют по формуле

$$\alpha = \frac{\int_s V^3 ds}{V_{cp}^3 s} .$$

Коэффициент Кориолиса представляет собой отношение действительной кинетической энергии потока жидкости к кинетической энергии потока, вычисленной по средней скорости потока. Величина коэффициента Кориолиса зависит от режима течения жидкости: при ламинарном режиме он равен двум, а при развитом турбулентном режиме он изменяется в пределах 1,05–1,02 и для упрощения расчётов его принимают равным единице.

С энергетической точки зрения, составляющие полного напора в уравнениях Бернулли представляют собой:

z – удельную, т.е. отнесённую к единице весового расхода жидкости, потенциальную энергию положения. Её называют *геометрическим (нивелирным) напором*;

p/γ – удельную, т.е. отнесенную к единице весового расхода жидкости, энергию давления. Её называют *пьезометрическим напором*;

$V^2/(2g)$ – удельную, т.е. отнесенную к единице весового расхода жидкости, кинетическую энергию. Её называют *скоростным напором*.

Геометрический и пьезометрический напоры в сумме составляют гидростатический напор, т.е.

$$H_{СТ} = z + p / \gamma.$$

Значение напора в точке трубопровода, можно определив, замерив ее величину. С помощью приборов измерения давления или пьезометра и т. д. Пьезометр наглядно покажет величину напора в замеряемой точке. Знание величины напора в заданных точках позволяет быстро определять величины потерь напора потока и контролировать их.

Если нет возможности замерить приборами и определить значение напора в заданной точке, то величину напора можно определить путем направления потока вертикально. Высота струи и даст значение напора в точке.

Подытожив вышесказанное можно выделить:

1. Расход жидкости во всех точках одинаков.
2. Сумма всех расходов жидкости в системе, равна значению расхода в начальной точке.
3. Величина напора жидкости уменьшается с отдалением от начальной точки системы – точки запитывания, в связи с увеличением потерь напора.
4. Расход жидкости, в системе с гидромашинной, в начальной точке равен значению подачи жидкости этого устройства.
5. Напор жидкости, в системе с гидромашинной, в начальной точке равен значению создаваемого напора жидкости этого устройства.
6. Значения величин в пунктах 5 и 6 являются паспортными данными гидромашинной.

Для изучения и наглядности определения режимов потоков жидкостей используют следующую установку.

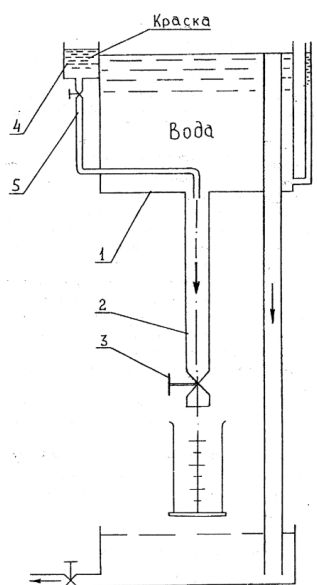


Рис. 3.1. Схема установки изучения режимов движения жидкости в трубопроводе.

- 1- емкость с жидкостью, 2. – стеклянная труба, 3- кран, 4 – сосуд с водным раствором краски, 5 – трубка для введения потока краски внутрь потока жидкости в стеклянной трубки.

Регулируя скорость потока краном 3, мы увеличиваем скорость истечения жидкости из емкости 1. Увеличивая степень открытия крана 3, мы увеличиваем степень турбулентности потока. Чернила подаваемые в стеклянную трубку 2, при ламинарном течении не перемешиваются с основной жидкостью. При турбулентном потоке, нет устоявшегося режима истечения и слои жидкости бурно перемешиваются, соответственно вода вся будет окрашена чернилами. Регулируя проходимость воды можно добиться переходных режимов и рассчитать критическое значение чисел Рейнольдса для переходных режимов.

Порядок выполнения работы - определение динамических параметров в системе.

1. За единицу времени определить объем истечений жидкости из системы
2. Замерить диаметр трубопровода.
3. Зная диаметр трубопровода, определить живое сечение.
4. Зная сечение трубопровода, расход определить скорость потока.
5. Зная температуру жидкости, вид жидкости по справочнику определить значение кинематической вязкости.
6. Зная скорость потока, кинематическую вязкость жидкости, диаметр трубопровода определить число Рейнольдса для потока жидкости.
7. Определить разницу вычитая от полученного значения числа Рейнольдса 2320.
8. Если разница менее 0, то поток ламинарный. Если более 0, то поток турбулентный.
9. Определить для турбулентного потока степень турбулентности, сравнивая расчетное значение числа Рейнольдса с граничными величинами (4000, 10000, 100000 и т.д.)
10. Результаты замеров и расчетов занести в тетрадь. Сделать выводы.

Лабораторная работа № 4.

Тема: Методика расчета трубопроводов, определение его параметров.

Цель работы: научиться проводить расчеты трубопроводов.

Общие сведения.

При расчетах напорных трубопроводов основной задачей является либо определение пропускной способности (расхода), либо потери напора на том или ином участке, равно как и на всей длине, либо диаметра трубопровода на заданных расходе и потерях напора.

В практике трубопроводы делятся на *короткие* и *длинные*. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

Учитывая гидравлическую схему работы длинных трубопроводов, их можно разделить также на *простые* и *сложные*. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. К сложным относятся и так называемые кольцевые трубопроводы.

Простые трубопроводы.

Простые трубопроводы могут соединяться между собой, при этом их соединение может быть *последовательным* или *параллельным*.

Последовательное соединение. Возьмем несколько труб различной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, и соединим их последовательно

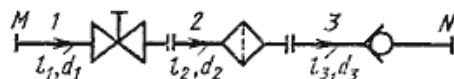


Рис. 4.1. Последовательное соединение трубопроводов

При подаче жидкости по такому составному трубопроводу от точки *M* к точке *N* расход жидкости *Q* во всех последовательно соединенных трубах 1, 2 и 3 будет одинаков, а полная потеря напора между точками *M* и *N* равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах. Таким образом, для последовательного соединения имеем следующие основные уравнения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

$$\Sigma_{M-N}^h = \Sigma_1^h + \Sigma_2^h + \Sigma_3^h$$

Параллельное соединение. Трубопроводы 1, 2 и 3 расположены горизонтально

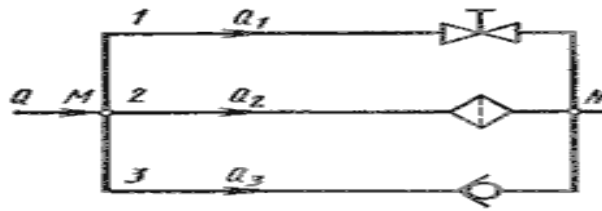


Рис. 4.2. Параллельное соединение трубопроводов

Обозначим полные напоры в точках M и N соответственно H_M и H_N , расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) - через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_1 , Q_2 и Q_3 ; суммарные потери в этих трубопроводах через Σ_1 , Σ_2 и Σ_3 . Очевидно, что расход жидкости в основной магистрали

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

Выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках M и N :

$$\Sigma_1^h = H_M - H_N; \Sigma_2^h = H_M - H_N; \Sigma_3^h = H_M - H_N$$

Отсюда делаем вывод, что

$$\Sigma_1^h = \Sigma_2^h = \Sigma_3^h$$

т.е. потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой. Их можно выразить в общем виде через соответствующие расходы следующим образом

$$\Sigma_1^h = K_1 Q_1^m; \Sigma_2^h = K_2 Q_2^m; \Sigma_3^h = K_3 Q_3^m$$

где K и m - определяются в зависимости от режима течения.

Разветвленное соединение. Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб.

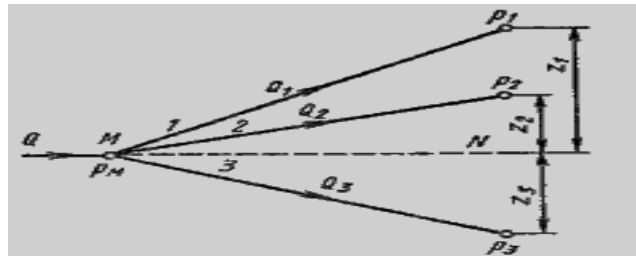


Рис. 4.3. Разветвленный трубопровод

Пусть основной трубопровод имеет разветвление в сечении $M-M$, от которого отходят, например, три трубы 1, 2 и 3 разных диаметров, содержащие различные местные сопротивления (рис. 6.5, а). Геометрические высоты z_1 , z_2 и z_3 конечных сечений и давления P_1 , P_2 и P_3 в них будут также различны.

Так же как и для параллельных трубопроводов, общий расход в основном трубопроводе будет равен сумме расходов в каждом трубопроводе:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

Записав уравнение Бернулли для сечения $M-M$ и конечного сечения, например, первого трубопровода, получим (пренебрегая разностью скоростных высот)

$$H_M = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \Sigma h_1$$

Обозначив сумму первых двух членов через H_{cm} и выражая третий член через расход (как это делалось в п.6.1), получаем

$$H_M = H_{cm} + KQ^m$$

Аналогично для двух других трубопроводов можно записать

$$H_M = H_{cm2} + KQ_2^m$$

$$H_M = H_{cm3} + KQ_3^m$$

Таким образом, получаем систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными: Q_1 , Q_2 и Q_3 и H_M .

Сложные трубопроводы

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (рис. а) или с разветвлениями (рис.б).

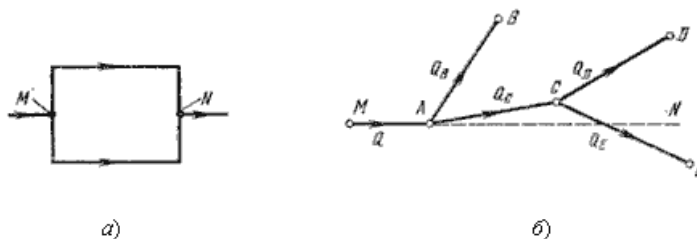


Рис.4.4.Схемы сложных трубопроводов

Рассмотрим разомкнутый сложный трубопровод (рис. 6.6, б). магистральный трубопровод разветвляется в точках A и C . Жидкость подается к точкам (сечениям) B , D и E с расходами Q_B и Q_D и Q_E .

Пусть известны размеры магистралей и всех ветвей (простых трубопроводов), заданы все местные сопротивления, а также геометрические высоты конечных точек, отсчитываемые от плоскости $M - N$ и избыточные давления в конечных точках P_B и P_D и P_E .

Для этого случая возможны два вида задач:

Задача 1. Дан расход Q в основной магистрали M_A . Необходимо определить расходы Q_B и Q_D и Q_E , а также потребный напор в точке M .

$$H_{\text{потр}} = H_M = \frac{P_M}{\rho g}$$

Задача 2. Дан напор в точке M . Определить расход в магистрали Q и расходы в каждой ветви. Обе задачи решают на основе одной и той же системы уравнений, число которых на единицу больше числа конечных ветвей, а именно: уравнение расходов:

$$Q = Q_B + Q_D + Q_E$$

уравнение равенства потребных напоров для ветвей CD и CE

$$H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m = H_{cmE} + K_{CE}Q_E^m$$

уравнение равенства потребных напоров для ветви AB и сложного трубопровода $ACED$

$$H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m = H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m + K_{AC}(Q_D + Q_E)^m$$

выражение для потребного напора в точке M

$$H_M = \frac{P_M}{\rho g} = K_{MA}Q^m + H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m$$

Таким образом, при расчете идут от конечных точек трубопровода к начальной точке, т.е. против течения жидкости.

Сложный кольцевой трубопровод. Представляет собой систему смежных замкнутых контуров, с отбором жидкости в узловых точках или с непрерывной раздачей жидкости на отдельных участках

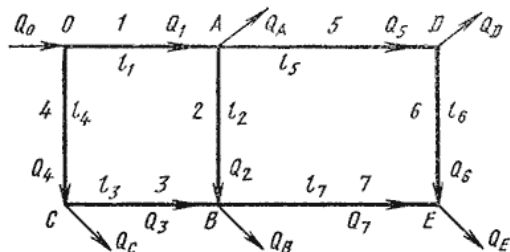


Рис. 4.5. Схема сложного кольцевого трубопровода

Задачи для таких трубопроводов решают аналогичным методом с применением электроаналогий (закон Кирхгофа). При этом основываются на двух обязательных условиях. Первое условие - баланс расходов, т.е. равенство притока и оттока жидкости для каждой узловой точки. Второе условие - баланс напоров, т.е. равенство нулю алгебраической суммы потерь напора для каждого кольца (контура) при подсчете по направлению движения часовой стрелки или против нее.

Для расчета таких трубопроводов типичной является следующая задача. Дан максимальный напор в начальной точке, т.е. в точке 0, минимальный напор в наиболее удаленной точке E, расходы во всех шести узлах и длины семи участков. Требуется определить диаметры трубопроводов на всех участках.

Трубопроводы с насосной подачей жидкостей

Как уже отмечалось выше, перепад уровней энергии, за счет которого жидкость течет по трубопроводу, может создаваться работой насоса, что широко применяется в машиностроении. Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом и принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости.

Трубопровод с насосной подачей жидкости может быть *разомкнутым*, т.е. по которому жидкость перекачивается из одной емкости в другую или *замкнутым* (кольцевым), в котором циркулирует одно и то же количество жидкости.

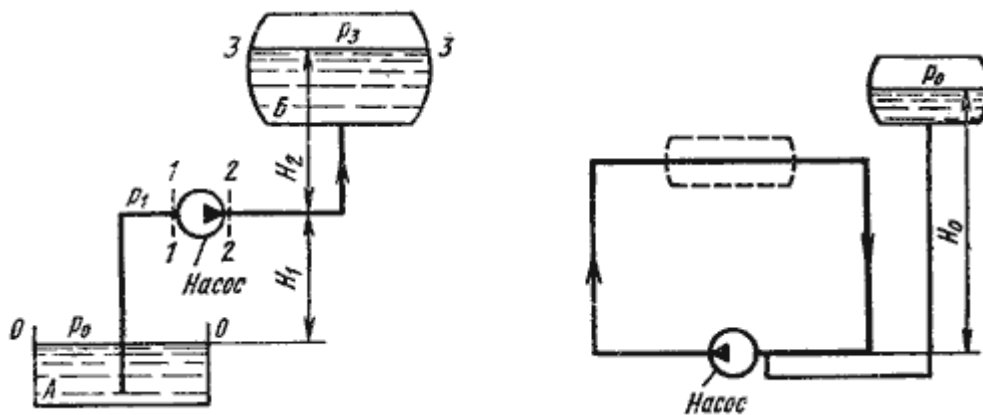


Рис. 4.6. Трубопроводы с насосной подачей

Рассмотрим трубопровод, по которому перекачивают жидкость из нижнего резервуара с давлением P_0 в другой резервуар с давлением P_3 (рис. 6.8, а). Высота расположения оси насоса H_1 называется *геометрической высотой всасывания*, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, *всасывающим трубопроводом* или *линией всасывания*. Высота расположения конечного сечения трубопровода H_2 называется *геометрической высотой нагнетания*, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, *напорным* или *линией нагнетания*.

Составим уравнением Бернулли для потока рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе, т.е. для сечений 0-0 и 1-1 (принимая $\alpha = 1$):

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}$$

Это уравнение является основным для расчета всасывающих трубопроводов.

Теперь рассмотрим напорный трубопровод, для которого запишем уравнение Бернулли, т.е. для сечений 2-2 и 3-3:

$$\underbrace{\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}}_{\text{энергия на входе из насоса}} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \sum h_{2-3}$$

Левая часть этого уравнения представляет собой энергию жидкости на выходе из насоса. А на входе насоса энергию жидкости можно будет аналогично выразить из уравнения:

$$\underbrace{\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}}_{\text{энергия на входе насоса}} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{0-1}$$

Таким образом, можно подсчитать приращение энергии жидкости, проходящей через насос. Эта энергия сообщается жидкости насосом и поэтому обозначается обычно $H_{нас}$.

Для нахождения напора $H_{нас}$ вычислим уравнение :

$$H_{нас} = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = H_1 + H_2 + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \sum h_{0-1} + \sum h_{2-3}$$

$$H_{нас} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + KQ^m,$$

где Δz - полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta z = H_1 + H_2$;

KQ^m - сумма гидравлических потерь,

P_3 и P_0 - давление в верхней и нижней емкости соответственно.

Если к действительной разности уровней Δz добавить разность пьезометрических высот $(P_3 - P_0) / (\rho g)$, то можно рассматривать увеличенную разность уровней

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g}$$

и формулу можно переписать так:

$$H_{нас} = H_{ст} + KQ^m$$

Из этой формулы делаем вывод, что

$$H_{нас} = H_{нотр}$$

Отсюда вытекает следующее правило устойчивой работы насоса: при установившемся течении жидкости в трубопроводе насос развивает напор, равный потребному.

На этом равенстве основывается метод расчета трубопроводов с насосной подачей, который заключается в совместном построении в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых: напора $H_{нотр} = f_1(Q)$ и характеристики насоса $H_{нас} = f_2(Q)$ и в нахождении их точки пересечения.

Порядок выполнения работы – расчет трубопровода.

1. Изучить схему трубопровода.
2. Выбрать похожую схему.
3. Изучить порядок выполнения расчетов, формулы используемые в расчете.
4. Расчет занести в тетрадь.
5. Сделать выводы.

Лабораторная работа № 5.

Тема: Устройство, классификация и принцип работы объемных гидравлических двигателей и гидроцилиндров.

Цель работы: изучить классификацию, устройство, принцип работы объемных гидравлических двигателей и гидроцилиндров.

Общие сведения

Объемным гидродвигателем называется гидромашина для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена.

Гидродвигатели разделяют на три класса:

1. **Гидроцилиндры** – объемные гидродвигатели с поступательным движением выходного звена;
2. **Поворотные (моментные)** гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена;
3. **Гидромоторы** – объемные гидродвигатели с вращательным движением выходного звена

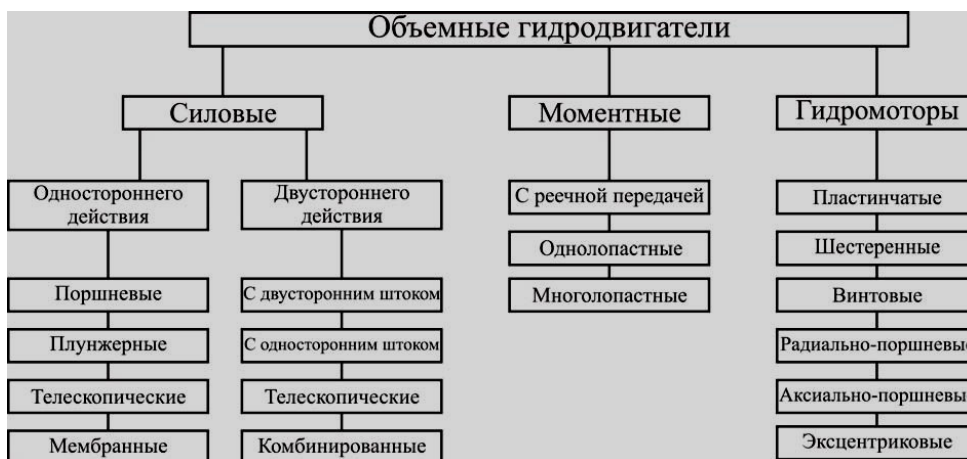


Рис. 5.1. Классификация объемных гидродвигателей

1. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры являются простейшими гидродвигателями, которые применяются в качестве исполнительных механизмов гидроприводов различных машин и механизмов с поступательным движением выходного звена.

Основные схемы гидроцилиндров представлены ниже. По принципу действия и конструкции они весьма разнообразны.

По кинематическим признакам гидроцилиндры делятся на две

- с подвижным штоком и неподвижным корпусом;
- с неподвижным поршнем и подвижным корпусом.

Различают гидроцилиндры одностороннего действия (рисунок а, в, д, ж, г) и двустороннего действия (рисунок б, е, з) [5].

Гидроцилиндр одностороннего действия (рисунок а) имеет шток с поршнем, перемещаемый силой давления жидкости в одну сторону. Обратный ход штока совершается под действием внешней силы или пружины. Рабочая жидкость подводится только в одну рабочую полость.

Гидроцилиндр двустороннего действия (рисунок б) имеет поршень с односторонним штоком с внутренним и наружным уплотнениями. Рабочая жидкость подводится поочередно в обе рабочие полости. Движение ведомого звена в обе стороны производится под действием давления жидкости

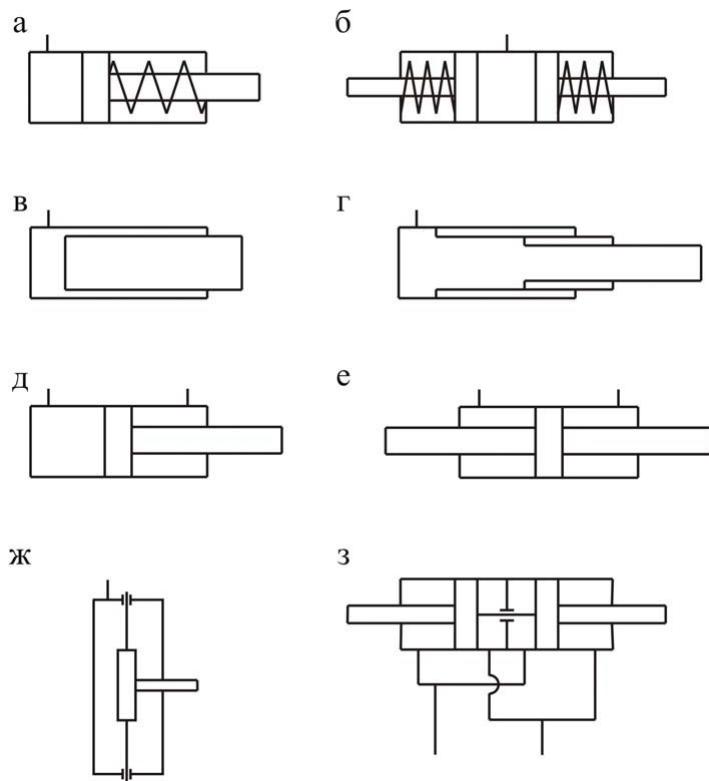


Рис. 5.2. Гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена: а – с односторонним штоком; б – с двусторонним штоком; в – плунжерный; г – телескопический; д, е – с двусторонним подводом рабочей жидкости; ж – мембранный; з – сдвоенный

Силовой гидроцилиндр, имеющий несколько штоков, общий ход которых больше длины его корпуса, называется телескопическим (рисунок г). Применяются телескопические гидроцилиндры в случаях, когда при малой длине корпуса требуется получить большой ход рабочего звена. Выдвижение штоков начинается с поршня большего диаметра.

Мембранные гидроцилиндры (рисунок ж) применяются там, где требуются незначительные перемещения при высоких усилиях.

В гидроцилиндрах двустороннего действия движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Такие гидроцилиндры выполняются в двух вариантах (рисунок д, е, з):

- гидроцилиндр с односторонним штоком, в котором шток находится только с одной стороны поршня;
- гидроцилиндр с двусторонним штоком, в котором шток расположен по обе стороны поршня.

Гидроцилиндры с двусторонним штоком применяются в тех случаях, когда необходимо в обычной схеме подключения гидрелинии получить одинаковое усилие и одинаковую скорость при движении штока в обоих направлениях. Однако такие гидроцилиндры увеличивают габариты машины, так как шток выходит по обе стороны корпуса, и, кроме того, они более сложны в изготовлении. Поэтому преимущественно применяют гидроцилиндры с односторонним штоком, а нужное соотношение скоростей при движении в разных направлениях обеспечивают схемой подключения и конструктивными размерами.

Сдвоенные гидроцилиндры (рисунок з) применяют для увеличения усилия на штоке. Такие гидроцилиндры используются, например, когда для получения необходимого усилия, когда нельзя установить гидроцилиндр с большим диаметром, но при этом длина цилиндра не ограничивается. Последовательное соединение гидроцилиндров увеличивает эффективную площадь, а следовательно, тянущее или толкающее усилие на штоке.

Конструкции гидроцилиндров

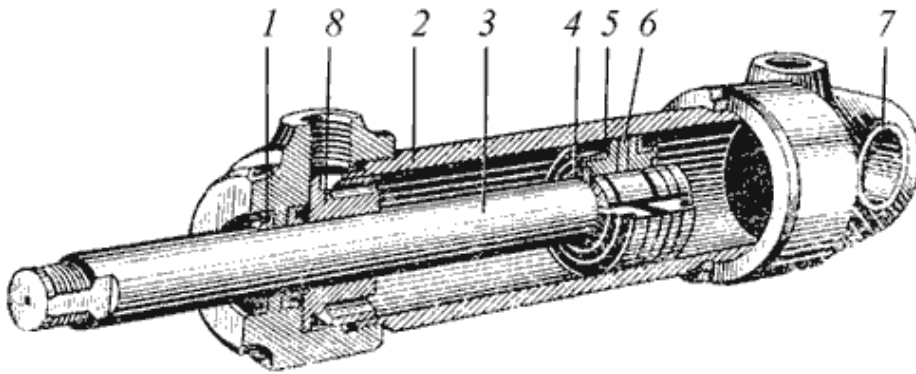


Рис. 5.3. Устройство гидроцилиндра:

1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета;
6 - поршень; 7 - проушина; 8 - грундбукса

Основными параметрами гидроцилиндров определенными государственным стандартом являются:

- а) диаметры гидроцилиндров;
- б) диаметры штоков;
- в) ход поршня;
- г) коэффициент мультипликации.

Стандартами отраслей (ОСТ) разработаны типовые гидроцилиндры с параметрами Госстандарта.

При проектировании гидроцилиндров коэффициент мультипликации упрощает расчеты. На практике в редких случаях проектируют гидроцилиндры, их выбирают из перечня типовых.

Отметим особенности выпускаемых в массовом производстве гидроцилиндров. Гидроцилиндры общепромышленного назначения (Ц) выпускаются всего с двумя значениями коэффициента мультипликации ϕ :

- с усиленным диаметром штока $\phi = 1,6$ (1,65);
- с нормальным диаметром штока $\phi = 1,33$.

Эти гидроцилиндры рассчитаны так же на два разных уровня давления:

- 16 МПа – с кратковременным увеличением давления до 20 МПа;
- 30 МПа – для экскаватора строения с максимальным увеличением до 40 МПа.

Гидроцилиндры сельского хозяйства (ЦС) рассчитаны на давление от 6 до 8 МПа. Гидроцилиндры станкостроения (Г) – от 4 до 6 МПа.

Все типы гидроцилиндров состоят из двух сборочных единиц: корпуса и поршневой группы. Основные конструктивные отличия различных типов гидроцилиндров заключаются в способе соединения крышек с гильзой (собственно цилиндром). Это соединение может быть разъемным (резьбовым; шпильки, болты) или неразъемным (электродуговая сварка). Поршневые группы отличаются в основном применяемыми типами уплотнений.

Конструкции гидроцилиндров могут быть по функциональному назначению только для выполнения основной силовой функции или с дополнительными функциями:

- дросселирования потоков;
- демпфирования в конце движения;
- изменения длины хода штока.

Выполнение этих функций достигается встраиванием специальных устройств в крышки гидроцилиндров.

Основные требования к конструкциям гидроцилиндров установлены ГОСТ 161514-80 «Технические требования к конструкциям гидроцилиндров». В них оговариваются конструкция и размеры деталей, присоединительные размеры, требования к уплотнениям, проходным сечениям отверстий присоединения шлангов и т.д.

Основные параметры гидроцилиндров установлены ГОСТ 6540-68 (с изменениями 1988 г.)

«Гидроцилиндры и пневмоцилиндры – ряды основных параметров». К этим рядам относятся: номинальное давление, диаметр поршня (цилиндра), диаметр штока, ход штока. Установленные стандартом параметры приведены в таблицах 2.3, 2.4. Стандартом также рекомендуются отношения значений площадей штоковой и поршневой полостей цилиндра (коэффициент мультипликации ϕ) для определения диаметра штока (ГОСТ 6540-68).

Заводы-изготовители гидроцилиндров общетехнического назначения, а также некоторые отрасли производят гидроцилиндры двух типов: с нормальным диаметром штока ($\phi=1,33$) и с увеличенным ($\phi=1,6$). Выбор соотношения диаметров штока и цилиндров, таким образом, является произвольным (в пределах рекомендуемых значений ϕ) и ограничением в выборе могут быть только значения прочности и устойчивости штока.

Поворотные гидродвигатели

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360° , применяют поворотные гидроцилиндры (рисунок 2.5), которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена.

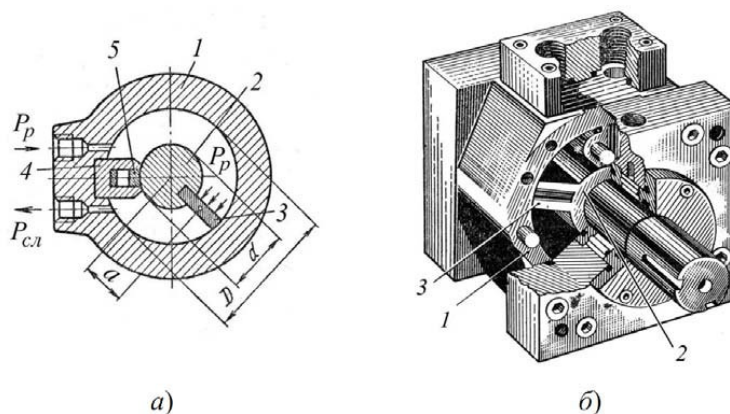


Рис. 5.4. Поворотный однолопастной гидроцилиндр: а – схема; б – общий вид

Поворотный гидроцилиндр состоит из корпуса 1 и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

Применяются также и многопластинчатые поворотные гидроцилиндры, которые позволяют увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшится. Момент и угловая скорость многопластинчатого гидроцилиндра:

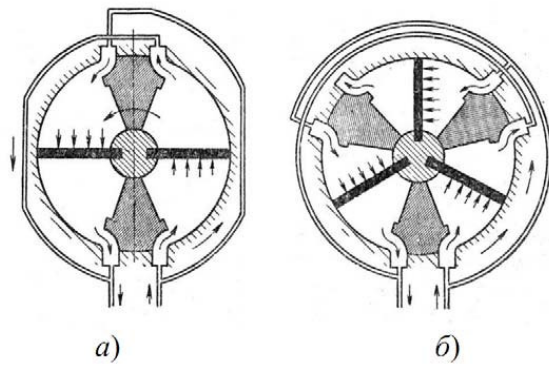


Рис. 5.5. Поворотные гидроцилиндры: а – двухлопастной; б – трехлопастной.

Для преобразования прямолинейного движения выходного звена гидроцилиндра в поворотное исполнительного механизма применяют речно-шестеренные механизмы. Без учета сил трения крутящий момент на валу исполнительного механизма равен

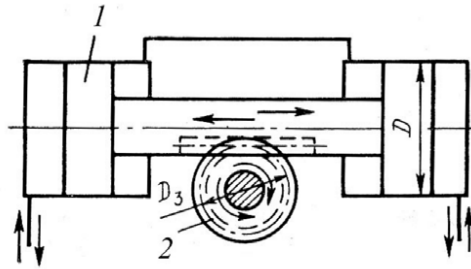


Рис. 5.6. Реечно-шестеренный механизм

Основы расчета гидроцилиндров

Основными рабочими и конструктивными параметрами силовых гидроцилиндров являются: внутренний диаметр цилиндра, развиваемое усилие, расход жидкости, мощность и КПД.

Внутренний диаметр цилиндра D является главным параметром; он характеризует геометрические размеры и технологию изготовления гидроцилиндра. По этому параметру определяют усилие на штоке и скорость движения поршня при рабочем ходе. По диаметру штока d определяют развиваемое усилие и скорость при холостом ходе.

Рабочее давление P_p устанавливает эксплуатационную геометрическую характеристики гидроцилиндров.

Определение основного параметра силового гидроцилиндра – его внутреннего диаметра (диаметра поршня) производят в два этапа. Сначала вычисляют приближенное значение диаметра D по известной полезной нагрузке F и принятому рабочему давлению; затем определяется диаметр гидроцилиндра с учетом всех внешних дополнительных нагрузок (при этом величину дополнительных нагрузок определяют, принимая уже известным диаметр гидроцилиндра).

Приближенный расчет основных параметров силового гидроцилиндра

Диаметр силового гидроцилиндра (без учета потерь давления на преодоление дополнительных нагрузок) определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P_p}}$$

где F – полезная нагрузка, приведенная к штоку;

P_p – рабочее давление в цилиндре, принимаемое в зависимости от F .

По вычисленному в соответствии с формулой расчетному диаметру D подбирают ближайший больший нормализованный диаметр. Внутренний диаметр гидроцилиндров нормализован ГОСТ 6540-68 и имеет следующие значения в мм:

Основной ряд:	10	12	16	20	25	32	40	50
	63	80	100	125	160	200	250	320
	400	500	630	800				
Дополнительный ряд:	36	45	56	70	90	110	140	180
	220	280	450	560	710	900		

Диаметр штока d определяется в зависимости от величины хода поршня S . Если выполняется условие $S \leq 10D$, можно принимать:

при $P_p \leq 2,5$ МПа $d=(0,3-0,35)D$,

при $P_p \leq (6,4 \div 10)$ МПа $d=0,5D$,

при $P_p \leq (16 \div 25)$ МПа $d=(0,7-0,75)D$

Основной ряд 10 12 16 20 25 32 40 50
 63 80 100 125 160 200 250 320
 400 500 630 800

Дополнительный ряд 14 18 22 28 36 45 56 70
 90 110 140 180 220 280 260 450
 560 710 900

Таблица 5.1.

Гидроцилиндры общетехнического назначения.

Марка гидроцилиндра	Давление, МПа		Моторесурс, ч	КПД	Усилие, кН		Ход штока, мм	Диаметр цилиндра, мм	Диаметр штока, мм	Тип уплотнений	Тип рекомендованной рабочей жидкости
	номинальное	максимальное			толкающее	тянущее					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц-55-101-0001	14	17,5	8000	0,91	33,2	23,3	200 ⁺¹	55	30	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ , М-10-В ₂ , М-8-Г ₂ М-8-В ₂
Ц-75-1Ш-001А	14	17,5	8000	0,91	62	52	200 ⁺¹	75	30	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ , М-10-В ₂ , М-8-Г ₂ , М-8-В ₂
151.40.040.3А	10		6000	0,80	50	37,5	280	80	40	Резиновые кольца	И-20А (ГОСТ 20799-75)
Ц-90-121-2001А	14	17,5	8000	0,91	89	79	200	90	30	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ , М-10-В ₂ (ГОСТ 8581-78)
Ц-90М	14	17,5	8000	0,91	89	79	200	90	30	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ , М-10-В ₂
ЦПО-1414001А	14	17,5	8000	0,91	133	115	250	110	40	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ ,
18-26-270	16	20	7000	0,93	125,8	75	800	100	60	Резиновые манжеты, шевроны, кольца	М-100-Г ₂ , М-10-В ₂
Ц110А-1414001	14	18	8000	0,91	133	115	400	100	40	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ , М-10-В ₂
Ц125.250.160.001-І	16	20	8000	0,92	196	165	250	125	50	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ , М-10-В ₂ , М-8-Г ₂ , М-8-В ₂

Ц125.250.160.001-П	16	20	8000	0,92	196	165	175	125	50	Резиновые кольца	М-10-Г ₂ , М-10-В ₂ , М-8-Г ₂ , М-8-В ₂
Ц700А.34.29.000	14	18	8000	0,91	171,1	144	400	125	50	Резиновые кольца	М-8-В ₂
Ц125.1000.160.011 с клапанной разгрузкой	16	20	8000	0,91	196,1	165	1000	125	60	Манжеты, шевроны, кольца	-
Ц140х1250-33 с клапанной разгрузкой	16	20	8000	0,91	259	210	1250	140	80	Манжеты, шевроны, кольца	-
Ц160х1400-33 с клапанной разгрузкой	16	20	8000	0,91	322	241	1250	160	80	Манжеты, шевроны, кольца	-
Ц160х1400-33	16	20	8000	0,91	322	241	1400	160	80	Манжеты, шевроны, кольца	-
Ц-40х160-11	16	20	8000	0,96	20,1	15,0	200	40	20	Манжеты, шевроны, кольца	-
Ц-63х800.160.001	16	20	6000	0,93	49,8	36,9	800	63	32	Манжеты, резиновые кольца	-
Ц100х100х3	16	20	8000	0,96	125,6	101,8	200	100	40	Резиновые кольца	-
Ц80х200х24	16	20	8000	0,92	80,3	60,2	200	80	40	Резиновые кольца	-
Ц100.110.160.001	16	20	8000	0,92	125,6	101,8	110	100	40	Резиновые кольца	-
Ц10Б-141.4001	14	17,5	8000	0,94	133,0	106,0	400	110	50	Резиновые кольца	-
Ц125х200х11	16	20	8000	0,92	196,2	164,8	200	125	50	Резиновые кольца	-
Ц125х200-21	16	20	8000	0,92	196,2	164,8	200	125	50	Резиновые кольца	-
Ц125х200-24	16	20	8000	0,92	196,2	164,8	200	125	50	Резиновые кольца	-
Ц125.400.160.001	16	20	8000	0,96	196,2	164,4	400	125	63	Резиновые кольца	-
Ц140.710.160.001	14	17,5	4000	0,93	215,4	161,5	710	140	70	Резиновые манжеты, шевроны, кольца	-
Ц75х110-2	14	17,5	4000	0,92	62	48	100	75	30	Резиновые манжеты, шевроны, кольца	-
Ц100х200-2	14	17,5	4000	0,92	109,9	85	200	100	40	Резиновые манжеты, шевроны, кольца	-
Ц100х200-3	16	20	4000	0,92	115	96	200	100	40	Резиновые манжеты, шевроны, кольца	-

Техническая характеристика гидроцилиндров,
применяемых в промышленности.

Марка машины	Марка гидроцилиндра	Тип цилиндра, назначение	Ход поршня, мм	Диаметр цилиндра, мм	Диаметр штока, мм	Рабочее давление, МПа
ЛО-15А	1.16.IV-125×63×90	Гидроцилиндр стрелы	1000	125	60	16,0
	1.16.IV-125×63×90	Гидроцилиндр рукояти	1000	125	60	16,0
	1.15.0V-80×50×250	Гидроцилиндр упоров	250	80	40	16,0
	1.16.0V-80×50×320	Гидроцилиндр захвата	320	80	40	16,0
	1.15.0V-80×50×320	Гидроцилиндры: надвигания пилы, сброса на пилу, сброса от пилы, ролика	320	80	40	16,0
ЛП-18Г	1.16.0V-100×63×320	Гидроцилиндр толкателя	320	100	30	14,0
	1.16.IV-125×80×160	Гидроцилиндр захвата	100	125	50	14,0
	1.16.IV-125×80×630	Гидроцилиндр стрелы	630	125	70	14,0
	1.16.IV-125×80×1000	Гидроцилиндр рукояти	1000	125	70	14,0
	1.16.0V-100×63×160		160	100	50	14,0
	1.16.IV-125×80×630	Гидроцилиндр зажима коника	630	125	70	14,0
ПЛ-2	ПЛ-2-08-600СБ	Гидроцилиндр механизма захвата	620	160	70	12,5
ПЛ-3	П-2-03-00	Гидроцилиндр коромысла	940	160	70	12,5
	П-2-08-00	Гидроцилиндр стрелы	1190	160	70	12,5
ЛП-33А	ЛП-33А.19.050-С1	Гидроцилиндр наклона стрелы	800	140	90	15+1
	ЛП-33А.19.050	Гидроцилиндр поворота стрелы	800	140	90	12+1
	ЛП-33А.04.100 или Л16-0V-100×63×320	Гидроцилиндр головки сучкорезной	320	110	70	12+1
			320	100	63	-
	ЛП-33А.04.100 или 1.16-0V-100×63×320	Гидроцилиндр головки приемной	320	110	70	12
320			100	63	-	
ЛТ-65	-	Гидроцилиндр захвата	620	160	70	-
	-	Гидроцилиндр поворота стрелы	1250	125	70	-
	-	Гидроцилиндр поворота основания	900	160	70	-
ЛП-19А	4121А.23.00.000	Гидроцилиндр рукояти и стойки захвата	1400	140	-	25

Порядок выполнения работы - определение наименования гидроцилиндра, его характеристик и назначение.

1. С помощью измерительных приборов замерить параметры гидроцилиндра.
2. На основании замеров по таблицам приведенным выше определить наименование гидроцилиндра.
3. По наименованию гидроцилиндра определить нагрузки давления в устройстве, КПД, используемые уплотнители и жидкость, а так же определить назначение.
4. Схему, наименование и размеры гидроцилиндра занести в тетрадь.
5. Сделать выводы.

Лабораторная работа № 6.

Тема: Методы определения основных параметров и характеристик насосов.

Цель работы: изучить порядок определения основных параметров и характеристик насосов.

Общие сведения

Основными элементами гидросистем являются гидромашины. Гидромашина – это устройство, создающее или использующее поток жидкостной среды. К гидромашинам относят гидродвигатели и насосы. Соответственно характеристики и параметры характерные гидромашинам, будут соответствовать насосам.

Насосом называется гидромашина, преобразующая механическую энергию привода в энергию потока рабочей жидкости

Выбор типа и марки насоса и гидромотора гидропривода обусловлен рядом параметров и показателей. К основным параметрам насосов и гидромоторов относятся:

1. **Рабочий объем** (q , м³/об) насоса – разность наибольшего и наименьшего замкнутого объема за один цикл.

2. **Напор насоса** H (м) – приращение полной удельной механической энергии жидкости в насосе.

Если учесть все составные части напора (уравнение Бернулли), применимые к насосу на вход и выходе, то выясняется:

-разность высот $-Z_2-Z_1$, по модификации насоса является незначительной величиной и ею можно пренебречь,

-разность скоростных напоров $\rho_2 V_2^2 - \rho_1 V_1^2 / 2g$ принимается во внимание только в низконапорных насосах, при условиях что диаметры входного и выходного отверстия не равны,

-соответственно напор насоса зависит от давления создаваемого насосом, или номинального давления насоса.

$$H = (P_2 - P_1) / (\rho g) = P_{ном} / (\rho g)$$

3. **Номинальное давление** ($P_{ном}$) – наибольшее манометрическое давление, при котором насос работает в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

4. **Номинальная подача** (для насосов) или расход (для гидромоторов – объем подаваемой или потребляемой рабочей жидкости за единицу времени),

$$Q_{НОМ} = q \cdot n,$$

Это теоретическая подача насоса. Действительная подача всегда меньше теоретической на величину внутренних утечек и величину неполного заполнения жидкостью камер насоса.

5. **Номинальное число оборотов** n (об/мин) – наибольшее число оборотов, при котором насос работает в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

6. **Номинальная мощность** насоса – мощность, потребляемая насосом при нормальных давлении и подаче:

$$N_{ном} = Q_{ном} \cdot P_{ном},$$

Номинальный крутящий момент на валу гидромотора:

$$M_{кр} = N_{ном} / \omega_m,$$

где ω_m – угловая скорость вала гидромотора.

7. **Полезная мощность** N_p (Вт). – передаваемая насосом потоку жидкости N_p (Вт)

8. **Общий КПД насоса** (гидромотора) η равен произведению объемного η_0 ,

механического η_M и гидравлического η_G , КПД:

$$\eta_H = \eta_{OH} \times \eta_{MH} \times \eta_{GH},$$

$$\eta_M = \eta_{OM} \times \eta_{MM} \times \eta_{GM}.$$

В формулах с КПД индексы соответствуют (ОН, МН, ГН – О, М, Г номинальные, а ОМ, ММ, ГМ, О, М, Г – максимальные).

Все перечисленные выше параметры являются паспортными величинами. На практике при эксплуатации эти величины будут иметь незначительное отклонение, которые при верных расчетах не дадут отклонений в работе гидросистемы. Непосредственно на практике в случае необходимости можно уточнить все указанные параметры. Все отклонения паспортных и фактических величин связан с КПД насоса. Выделяют три вида КПД – КПД гидравлических потерь, КПД объемных потерь, КПД механических потерь. Произведение этих КПД дает КПД насоса в целом.

Для современных насосов объемный и механический КПД находится в пределах $0,92 \div 0,96$. При выборе насоса развиваемое давление должно быть достаточным для обеспечения необходимого усилия исполнительного органа и преодоления потерь давления, возникающих в трубопроводах, золотниках, клапанах, дросселях и т.д. Следовательно, давление насоса P_H принимается равным,

$$P_H = P_P + \sum DP,$$

где P_P – рабочее давление;

$\sum DP$ – сумма всех потерь давления в системе гидропривода.

Для предварительных расчетов $\sum DP$ принимается равным,

$$\sum DP = (0,1 - 0,2)P_P.$$

При определении расхода жидкости Q , необходимого для перемещения поршня, исходными параметрами являются или скорость «прямого хода» поршня V , или время полного хода поршня. При этом под «прямым ходом» поршня подразумевается ход, при котором жидкость подается в ту полость цилиндра, через которую шток не проходит; под «обратным ходом» подразумеваем ход, при котором жидкость подается в полость, через которую проходит шток.

Расход жидкости, необходимый для перемещения поршня с заданной скоростью V , определяется по формуле

$$Q = \pi D^2 V / 4$$

Если задано время полного хода поршня, то расход жидкости равен

$$Q = L \cdot (W_{\text{ц}} - W'_{\text{ц}}) / t,$$

где

L – ход поршня;

$W_{\text{ц}}$ – площадь сечения цилиндра

$W'_{\text{ц}}$ – площадь сечения цилиндра, уменьшенная на площадь сечения штока;

t – время полного хода поршня.

Производительность насоса должна обеспечить необходимый расход для исполнительного силового агрегата и возместить потери (утечки) в зазорах гидроагрегатов. Поэтому при выборе насоса его расход Q_H предварительно принимается равным

$$Q_H = (1,05 - 1,1)Q$$

Полученные значения P_H и Q_H корректируются по номинальному ряду давлений и расхода.

Насос для гидросистемы подбирается с учетом потребного напора в точке его подключения (на выходе насоса) и расхода жидкости в системе.

Порядок выполнения работы - определение характеристик предложенного насоса.

1. Определить тип предложенного насоса (шестеренчатый, центробежный, лопастной и т. д).
2. Изучить устройство и измерить его внешние габариты.
3. Замерит внутренние габариты.
4. По полученным данным по справочной литературе определить наименование насоса.
5. Определить паспортные характеристики насоса.
6. Определить его предназначение.
7. Сделать выводы и записать тетрадь.

Лабораторная работа № 7.

Тема: Устройство, классификация и принцип действия распределительных устройств.

Цель работы: изучить классификацию, устройство и принцип действия распределительных устройств.

Общие сведения

В целях изменения направления движения потока рабочей жидкости, а также для осуществления реверса рабочего органа станка или механизма, фиксирования гидродвигателя в заданном положении в системе гидропривода используются распределители потока.

При изготовлении гидрораспределителей в качестве конструктивных материалов применяют стальное литье, модифицированный чугун, высоко и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов распределителей от абразивного износа, поверхности скольжения цементируют, азотируют и т.п.

Размеры и масса гидрораспределителей зависят от расхода жидкости через них, с увеличением которого они увеличиваются. По способу присоединения к гидросистеме гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: резьбового, фланцевого и стыкового присоединения. Выбор способа присоединения зависит о назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

По конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются следующим образом:

Крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

Клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

Золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

По числу фиксированных положений золотника гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

По управлению гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением.

Крановые гидрораспределители

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму.

На рисунке ниже показана схема включения кранового распределителя в системе

управления силовым цилиндром. Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия. Она может занимать два и больше угловых положения.

Герметичность кранового гидрораспределителя обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Для кранов с цилиндрической пробкой зазор между пробкой и корпусом принимают равным $0,01 \div 0,02$ мм. В этих кранах вследствие износа пробки и корпуса зазор между ними, а следовательно, и утечка рабочей жидкости с течением времени увеличиваются, что является недостатком такого распределителя. Такого недостатка нет в крановых гидрораспределителях с конической пробкой.

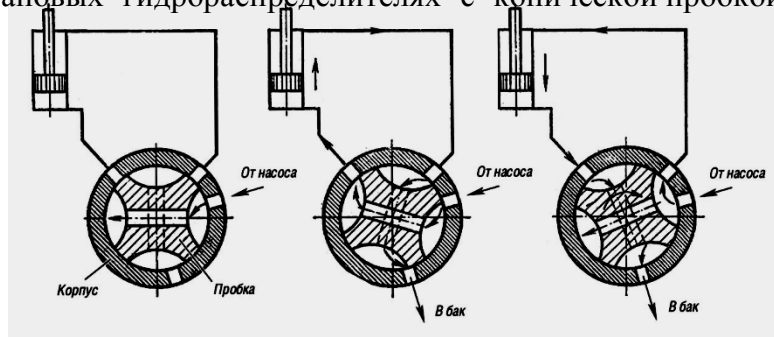


Рис. 7.1. Схема включения кранового распределителя

Недостатком крановых распределителей является также необходимость разгрузки пробки от статических сил давления, которые прижимают пробку к одной стороне, увеличивая силу трения и затрудняя поворот пробки вокруг оси. По этой причине крановые гидрораспределители применяют в системах с рабочим давлением до 10 МПа. Чаще всего крановые гидрораспределители применяют в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

Клапанные распределители

В гидросистемах некоторых машин применяют также клапанные распределители, которые просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, а также могут обеспечить высокую герметичность.

Затвора клапанов приводят в действие ручными, механическими и электротехническими устройствами. Из ручных устройств наиболее распространены клапаны с качающимся рычагом.

В клапанном распределителе (рисунок а) в нейтральном (среднем) положении качающегося рычага 1 оба клапана 2 и 3 находятся в своих гнездах; в этом положении клапанов канал b гидродвигателя отсоединен как от канала, связанного с насосом, так и от канала с, связанного с баком. При повороте рычага 1 вправо с гидродвигателем соединяется канала насоса, при повороте влево – канал с бака.

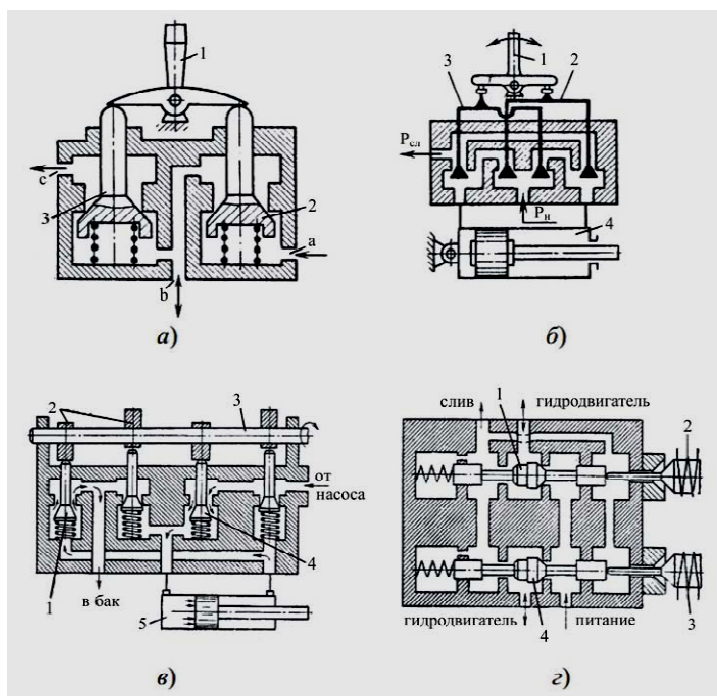


Рис. 7.2. Клапанные гидрораспределители:

а, б – с качающимся рычагом; в – с кулачковым приводом; г – с электромагнитным приводом

Схема четырехходового клапанного распределителя представлена на рисунке б. При повороте рукоятки 1 перемещается та или другая пара клапанов 2 или 3, обеспечивая подвод (отвод) жидкости к соответствующей полости силового цилиндра 4.

Распространены также клапаны с кулачковым приводом (рисунок 5.2 в). На валике 3 находятся четыре кулачка 2, соответствующим образом ориентированные один относительно другого. При повороте валика кулачки воздействуют на штоки соответствующего конусного затвора 1, обеспечивая подвод рабочей жидкости в полости илового цилиндра 5 и ее отвод. В положении, показанном на рассматриваемом рисунке, жидкость от канала, связанного с насосом, поступает через открытый (утопленный) затвор 4 в левую полость силового цилиндра 5 и удаляется в бак из правой полости цилиндра через клапан. Остальные два затвора находятся в своих седлах. При повороте валика вступают в действие эти затворы, обеспечивая подвод жидкости в правую полость цилиндра 5 и отвод ее из левой полости.

На рисунке г представлена схема трехпозиционного клапанного распределителя прямого действия с двумя клапанами 1 и 4, управляемыми электромагнитами 2 и 3. При выключенных электромагнитах оба клапана прижаты пружинами к своим седлам. При этом магистраль нагнетания перекрыта, а полости гидродвигателя соединены со сливом. При включении электромагнита 2 клапан 1, сжимая пружину, переместится в крайнее левое положение и прижмется к левому седлу. В этом положении одна из полостей потребителя соединится с напорной магистралью. При включенном электромагните 3 и выключенном электромагните 2 сработает клапан 4, соединив вторую полость потребителя с магистралью нагнетания.

Золотниковые гидрораспределители

В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется осевым смещением запорно-регулирующего элемента. Золотниковые гидрораспределители просты по устройству, многопозиционны, легко управляются, статически уравновешены от осевых сил давления жидкости. Такие гидрораспределители можно классифицировать по следующим признакам:

- по числу фиксированных положений золотника;
- по числу подводящих линий (ходов);
- по управлению;
- по числу золотников в гидроаппарате.

Поршни золотника (рисунок 7.3. а) перекрывают отверстия 1, 2; поршень гидроцилиндра фиксируется в заданном положении. При положении поршней золотника, изображенного на рисунке б, рабочая жидкость поступает из насоса через отверстия 4, 1 в поршневую полость гидроцилиндра; поршень перемещается вправо. Рабочая жидкость из поршневой части гидроцилиндра через отверстия 2, 5 уходит в бак. При смене положения поршней золотника (рисунок в) поршень гидроцилиндра перемещается влево.

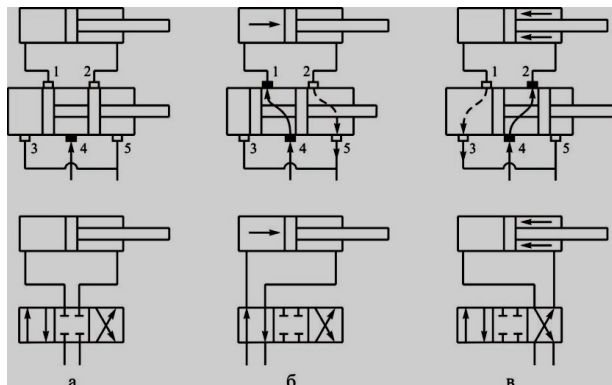


Рис. 7.3. Золотниковые гидрораспределители.

По числу фиксированных положений золотника гидрораспределители подразделяются на **двухпозиционные, трехпозиционные, четырех- и многопозиционные.**

Принципиальная схема работы золотникового распределителя.

По числу подводов (линий, ходов) гидрораспределители могут быть - **двухходовые** (двухлинейные); **трехходовые** (трехлинейные), **четырёх- и многоходовые.**

В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя «4/2» можно понять, что он имеет 4 подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный). Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя «4/2» говорит, что у него две позиции. Примеры обозначения распределителей приведены ниже.

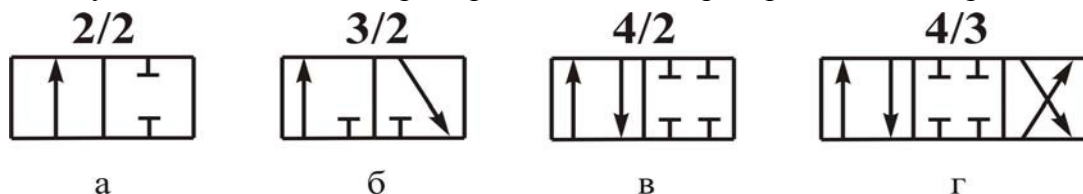


Рис. 7.4. Примеры условных обозначений гидрораспределителей:

- а – двухпозиционный двухходовой;
- б – двухпозиционный трехходовой;
- в – двухпозиционный четырехходовой;
- г – трехпозиционный четырехходовой.

Двухходовые распределители являются блокировочными: в одном положении золотника гидрораспределитель пропускает поток рабочей жидкости, в другом – блокирует. Такой распределитель, в частности можно применять для разгрузки насоса и всей гидросистемы от давления.

Трехходовой распределитель может быть использован для управления работой гидроцилиндра одностороннего действия.

Четырёхходовые гидрораспределители имеют наибольшее распространение в гидросистемах машин. При помощи таких гидроаппаратов каждая из рабочих полостей гидродвигателя может попеременно соединяться то с линией нагнетания, то с линией слива. Благодаря такому гидрораспределителю имеется возможность осуществить движение исполнительного механизма в обоих направлениях под действием рабочей жидкости.

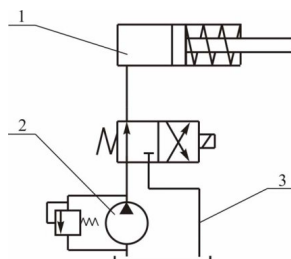


Рис. 7.5. Пример схемы включения трехходового гидрораспределителя

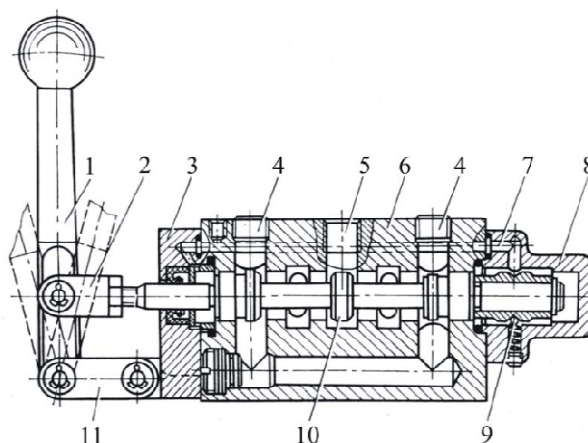


Рис. 7.6. Устройство ручного трехпозиционного четырехходового гидрораспределителя

Переключение позиций распределителя осуществляется рукояткой 1, которая при помощи ушка 2 шарнирно присоединяется к золотнику 10. С корпусом 6 рукоятка шарнирно соединена с серьгой 11. Для фиксации каждого положения золотника служит шариковый фиксатор 9, помещенный в задней крышке 8. Утечки жидкости по золотнику со стороны передней крышки 3 исключаются манжетным уплотнением. Рабочая жидкость подводится через отверстие 5, а отводится через отверстие 4. Канал 7 – дренажный, служит для отвода утечек.

Гидрораспределители с ручным управлением применяют в машинах ручного управления, когда продолжительность операций в различные циклы неодинакова.

В гидрораспределителях с электромагнитным управлением переключение золотника происходит при помощи одного или двух электромагнитов толкающего типа.

В гидрораспределителях с гидравлическим управлением переключение золотника происходит при помощи рабочей жидкости.

Таблица 7.1.

Техническая характеристика золотниковых гидрораспределителей.

Тип	Условный проход, мм	Номинальное давление, МПа	Номинальный расход, л/мин	Число золотников	Способ разгрузки
Секционные с ручным управлением					
Р	20	16	100	1 – 4	через золотник
Р	32	16	250	1 – 4	через золотник
РС	25	20	160	1 – 6	через золотник
Р50	12	16	50	1 – 6	через клапан
Моноблочные с ручным управлением					
26.1401	25	14	180	3	через клапан
Р160	25	16	160	3	через клапан
Р500	40	16	500	1	через золотник
Р12	6	16	12,5	1	через золотник
Р80	16	16	80	2 или 3	через клапан
Секционный с гидравлическим управлением					
Р50	12	16	50	1 – 6	через клапан
Моноблочные с гидравлическим управлением					
ГГ3	32	32	360	3	через золотник
ГГ4	32	32	360	4	через золотник
Секционный с электрогидравлическим управлением					
РЭГ50-3	12	16	50	1 – 6	через клапан
Моноблочный с электрогидравлическим управлением					
Р80	16	16	80	2	через клапан
Секционный с электрическим управлением					
У7510	8	25	25	1 – 7	через клапан

Порядок выполнения работы - определение наименования гидрораспределителя, его характеристик и назначение.

1. С помощью измерительных приборов замерить параметры гидрораспределителя.
2. На основании замеров и потребности гидросистемы определить наименование гидрораспределителя.
3. По наименованию гидрораспределителя определить его предназначение и описание.
4. Схему, наименование и размеры устройства занести в тетрадь.
5. Сделать выводы.

Лабораторная работа № 8.

Тема: Устройство и принцип действия пластинчатых насосов.

Определение производительности.

Цель работы: изучение устройства пластинчатого насоса и принцип его работа.
Определение производительности насоса.

Общие сведения.

Пластинчатые насосы, применяемые в гидроприводах, разделяют на насосы одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия жидкость вытесняется из рабочей камеры один раз за один оборот ротора, в насосах двукратного действия – 2 раза, а в насосах многократного действия – несколько раз [3].

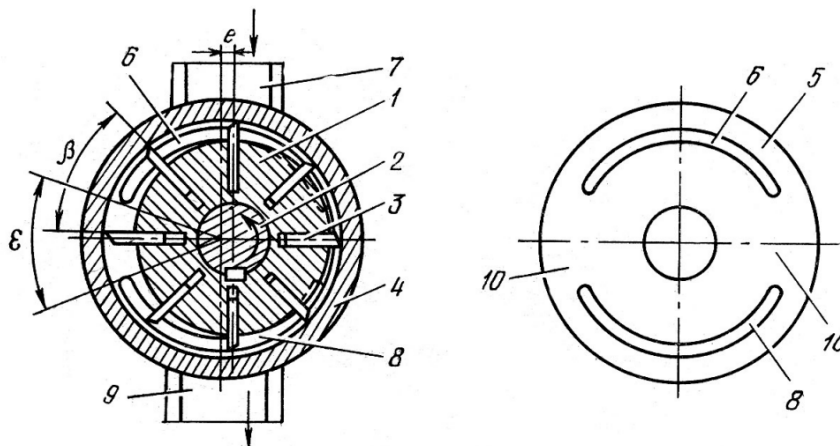


Рис. 8.1. Схема пластинчатого насоса однократного действия:

1 – ротор; 2 – приводной вал; 3 – пластины; 4 – статор; 5 – распределительный диск; 6, 8 – окна; 7 – гидролиния всасывания; 9 – гидролиния нагнетания; 10 – уплотнительные перемычки.

Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом e . К торцам статора и ротора с малым зазором ($0,02 \div 0,03$ мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 – с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол e , образованный этими перемычками, больше угла β между двумя соседними пластинами.

При вращении ротора пластины под действием центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается – происходит всасывание, а затем уменьшается – происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

При изменении эксцентриситета e изменяется подача насоса. Если $e = 0$ (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться, и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с $+e$ на $-e$ изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 – всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые.

Подачу пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле

$$Q = \eta_o [2\pi(r-e) - \delta z / \cos \alpha] b \cdot 2en,$$

где η_o – объемный КПД, принимаемый в пределах 0,75-0,98; r – радиус внутренней поверхности статора;

e – величина эксцентриситета; d – толщина одной пластины; z – число пластин;

α – угол наклона одной пластины (обычно $\alpha = 0 \div 15^\circ$);

b – ширина пластин в осевом направлении; n – частота вращения.

В насосах двойного действия ротор 1 и 2 статор сосны. Эти насосы имеют по две симметрично расположенные полости всасывания и полости нагнетания.

Такое расположение зон уравнивает силы, действующие со стороны рабочей жидкости, разгружает приводной вал 2, который будет нагружен только крутящим моментом. Для большей уравнишенности число пластин z в насосах двойного действия принимается четным. Торцевые распределительные диски 5 имеют четыре окна. Два окна 6 каналами в корпусе насоса соединяются с гидролинией всасывания 7, другие два 8 – с напорной гидролинией 9. Так же как и в насосах однократного действия, между окнами имеются уплотнительные перемычки 10. Для герметизации зон всасывания и нагнетания должно быть соблюдено условие, при котором $e > b$ [3].

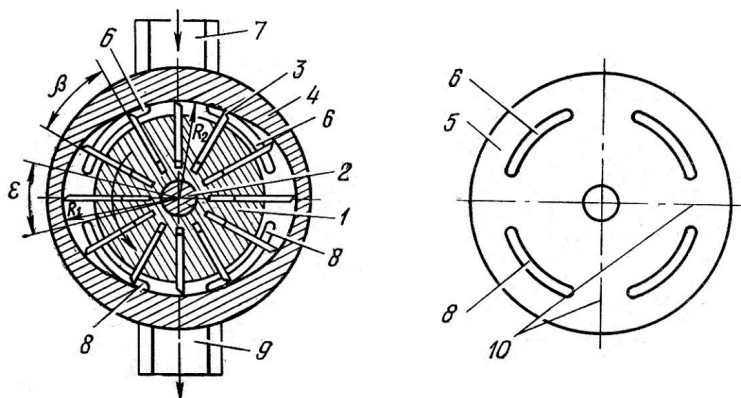


Рис. 8.2. Схема пластинчатого насоса двойного действия:

1 – ротор; 2 – приводной вал; 3 – пластины; 4 – статор; 5 – распределительный диск; 6, 8 – окна; 7 – гидролиния всасывания; 9 – гидролиния нагнетания; 10 – уплотнительные перемычки

Профиль внутренней поверхности статора выполнен из дуг радиусами R_1 и R_2 . Пазы для пластин в роторе могут иметь радиальное расположение под углом $7 \div 15^\circ$ к радиусу, что уменьшает трение и исключает заклинивание пластин. Насосы с радиальным расположением пластин могут быть реверсивными.

Подачу пластинчатого насоса двойного действия определяют по формуле

$$Q = 2\eta_o [2\pi(R_1^2 - R_2^2) - (R_1 - R_2)\delta z / \cos \alpha] bn,$$

где R_1 и R_2 – соответственно большая и малая полуоси внутренней поверхности статора.

Регулирование подачи пластинчатого насоса однократного действия осуществляется за счет изменения величины и знака эксцентриситета.

Число пластин z для наиболее равномерной подачи принимается кратным четырем, чаще всего $z = 12$.

Возможность регулирования подачи в насосе двукратного действия исключается.

Таблица 8.1.

Технические характеристики пластинчатых насосов типа Г11 и БГ11.

Основные параметры	БГ11, БГ11-22А	Г11-22, БГ11-22	Г11-23А, БГ11-23А	Г11-23, БГ11-23	Г11-24А, БГ11-24А	Г11-24, БГ11-24	Г11-25А, БГ11-25А	Г11-25, БГ11-25
Рабочий объем, см ³	11	16	22	32	40	56	80	100
Частота вращения вала, об/мин	600	600	600	600	1800	1800	1800	1800
Номинальная подача, л/мин	12,3	18	26	38	50	72	104	133
Номинальное давление, МПа	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Объемный КПД	0,76	0,78	0,80	0,82	0,88	0,89	0,91	0,92
Полный КПД	0,54	0,56	0,64	0,68	0,72	0,74	0,76	0,77

Таблица 8.2.

Технические характеристики пластинчатых нерегулируемых насосов типа Г12

Основные параметры	Г12-31 АМ	Г12-31 М	Г12-32 АМ	Г12-32 М	Г12-33 АМ	Г12-33 М	Г12-24 АМ	Г12-24 М	Г12-25 АМ	Г12-25 М	Г12-26 АМ
Рабочий объем, см ³	8	12,5	16	25	32	40	63	80	125	160	224
Номинальная подача, л/мин	5	8	12	18	25	35	50	70	100	140	200
Номинальное давление, МПа	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
Объемный КПД	0,73	0,78	0,81	0,85	0,89	0,92	0,89	0,9	0,92	0,93	0,9
Полный КПД	0,55	0,6	0,7	0,76	0,8	0,84	0,8	0,82	0,85	0,86	0,9

Таблица 8.3.

Технические характеристики пластинчатых нерегулируемых насосов типа БГ12.

Основные параметры	БГ12-21АМ	БГ12-21М	БГ12-22АМ	БГ12-22М	БГ12-23АМ	БГ12-23М	БГ12-24АМ	БГ12-24М	БГ12-25АМ
Рабочий объем, см ³	5	8	12,5	16	20	25	45	56	80
Номинальная подача, л/мин	5,4	9	14,6	19,4	25,5	33	56	74	102
Номинальное давление, МПа	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Объемный КПД	0,72	0,75	0,78	0,81	0,85	0,88	0,83	0,88	0,9
Полный КПД	0,55	0,6	0,66	0,7	0,75	0,8	0,75	0,77	0,85

Порядок выполнения работы – определение марки пластинчатого насоса, его характеристик и назначение.

1. С помощью измерительных приборов замерить параметры устройства.
2. На основании замеров и потребности гидросистемы определить его наименование.
3. По наименованию определить его предназначение и описание.
4. Схему, наименование и размеры устройства занести в тетрадь.
5. Сделать выводы.

Лабораторная работа № 9.

**Тема: Устройство и принцип действия шестеренных насосов.
Определение производительности.**

Цель работы: изучение устройства шестеренчатого насоса и принцип его работа.
Определение производительности насоса.

Общие сведения.

Шестеренный насос относится к типу объемных насосов. Шестеренный насос – это зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих герметичное замыкание рабочих камер и передачу вращающегося момента с ведущего вала на ведомый. Шестеренные насосы могут быть с внешним и внутренним зацеплением.

Принцип действия всех объемных насосов заключается в вытеснении жидкости из рабочих камер вытеснителями (например, поршнями, пластинами и т.д.). Объемные насосы делятся на два класса: поршневые и роторные, различие между которыми заключается в характере процесса вытеснения. В поршневых насосах вытеснение производится из неподвижных рабочих камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей.

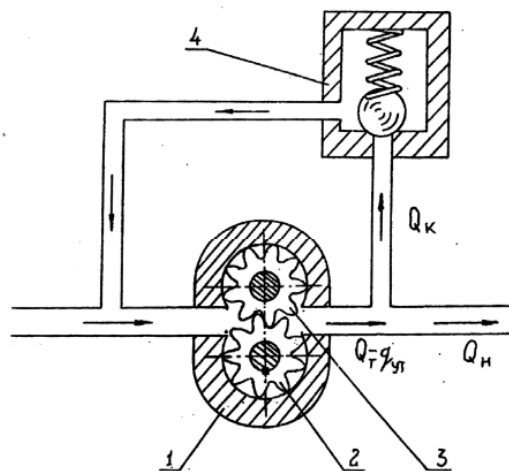


Рис. 9.1. Конструктивная схема насосной установки.

В роторных насосах вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей.

Шестеренный насос является одной из разновидностей роторных насосов. Как и любой другой роторный насос, шестеренный насос состоит из следующих основных частей: статора 1 (корпуса насоса), ротора 2 (ведущей шестерни) и вытеснителя 3 (ведомой шестерни). Рабочими камерами насоса являются впадины между зубьями шестерен, которые заполняются жидкостью при выходе зубьев шестерен из зацепления. Эта жидкость при вращении зубчатых колес переносится из полости всасывания в полость нагнетания, где вытесняется из впадин шестерен соответствующими зубьями.

Шестеренные насосы получили широкое распространение в машиностроении. Они

выпускаются для гидросистем с высоким давлением и низким давлением. Первые находят свое применение в гидросистемах тракторов и дорожно – строительных машин. Вторые используются в станочных гидроприводах. Частоты вращения большинства насосов находятся в диапазоне 1000 – 2500 об/мин, полные КПД – 0,75 – 0,85, объемные 0,85 – 0,95.

Кроме шестеренных насосов с внешним зацеплением, бывают насосы с внутренним зацеплением, когда шестерня меньших размеров располагается внутри более крупного зубчатого колеса. Такие насосы компактнее, но из-за более сложной конструкции по сравнению с насосами с внешним зацеплением они не нашли широкого применения.

Производительность шестеренного насоса может быть определена по формуле

$$Q = 2 \frac{D_H^2}{z} b n \eta_V k,$$

где D_H – диаметр начальной окружности шестерни; при одинаковых шестернях D_H равен расстоянию между центрами шестерен;

z – число зубьев; b – ширина зуба;

n – частота вращения; η_V – объемный КПД;

k – поправочный коэффициент, равный $\approx 1,1$.

В таблице приведены основные характеристики некоторых типовых шестеренных насосов.

Таблица 9.1.

Основные параметры шестеренных насосов

Марка насоса	Рабочий объем, см ³	Подача, л/мин	Давление нагнетания, МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт	КПД	
						объемный	полный
1	2	3	4	5	6	7	8
НШ-10-2	10	17,7	14	1920	5,6	0,9	0,85
НШ-50А-3	49,7	110,4	16	2400	39	0,92	0,82
НШ6Т1	6,3	11,3	2,5	2000	0,67	0,92	0,83
НШ6Е-3	6,3	10	16	1920	3,97	0,85	0,75
НШ10Е	10	13,8	10	1500	2,94	0,92	0,82
НШ10Е-2	10	17,7	10	1500	5,52	0,92	0,80
НШ32-У	31,7	47,3	10	1500	10,9	0,92	0,75
НШ32У-2	32	56	14	1920	16,0	0,92	0,80
НШ32-2	32	55,6	14	1920	15,4	0,92	0,80
НШ46-У	45,7	63,1	10	1500	-	0,92	0,80
НШ50У-2	49,1	86,7	14	1920	25,7	0,92	0,83
НШ50-2	50	86,9	14	1920	23,8	0,92	0,83
НШ67	69	96,2	14	1500	26,5	0,92	0,85
НШ100-2	98,8	139	14	1500	37,5	0,94	0,85
НШ250А-2	245	345	14	1500	92,7	0,94	0,85
НШ32-10-2	32/10	55,6/17,7	14	1920	20,2	0,92	0,83
НШ32-32-2	32/32	55,6/55,6	14	1920	30,7	0,92	0,82
НМШ 25	25	31,9	1,6	1500	1,25	0,85	0,70
НМШ 25Р	25	25,5	0,25	1200	1,20	0,86	0,70
НМШ 50	25	31,9	1,6	1500	2,50	0,87	0,70
НМШ80-1	80	163	1,0	2400	4,71	0,88	0,70
НМШ125	63	163	1,6	1500	5,00	0,89	0,70

Ш2-25	-	23,3	1,6	1450	1,3	-	-
Ш3,2-25	-	38,3	0,6	1450	1,0	-	-
Ш5-25	-	60,0	0,4	1450	1,1	-	-
Ш8-25	-	96,7	0,25	1450	1,1	-	-
Ш40-6	-	300	0,4	980	5,5	-	-
Ш80-6	-	600	0,25;0,3	980	7;7,5	-	-
ШГ2-25	-	23,3	0,6	1450	0,75	-	-
ШГ8-25	-	96,7	1,0	1450	2,7	-	-
ШГ20-25	-	233	1,0	1450	7,2	-	-
ШФ2-25	-	23,3	1,4	1430	1,2	-	-
ШФ5-25	-	60	0,4	1430	1,1	-	-
ШФ8-25	-	96,7	0,3;0,6	1430	1,2;2,0	-	-
ШФ20-25	-	275	0,6	1430	6,0	-	-
БГ11-22А	11,2	12,3	2,5	1450	1,0	0,76	0,54
Г11-22; БГ 11-22	16,0	18	2,5	1450	1,3	0,78	0,56
Г11-23А; БГ11-23А	22,4	26	2,5	1450	1,6	0,8	0,64
Г11-23; БГ11-23	32	38	2,5	1450	2,3	0,82	0,68
Г11-24А; БГ11-24А	40	50	2,5	1450	3,0	0,88	0,72
Г11-24; БГ11-24	56	72	2,5	1450	4,1	0,89	0,74
Г11-25А; БГ11-25А	80	104	2,5	1450	5,8	0,91	0,76
Г11-25; БГ11-25	100	133	2,5	1450	7,2	0,92	0,77

Примечания:

1. Приведенные параметры являются номинальными.

2. Насосы НШ и НМШ предназначены для нагнетания рабочей жидкости в гидравлические системы тракторов, подъемных землеройных, дорожно-строительных, транспортных и других сельскохозяйственных машин. В их числе насосы НШ10-10-2, НШ32-10-2 и НШ32-32-2 двухсекционные; насосы НМШ50 и НМШ125 - двухкамерные.

3. Насосы НШ предназначены для подачи масла, нефти, мазута, дизельного топлива; насосы ШГ – для подачи парафина, нефти, мазута температурой менее 100 °С и Q до 6×10^{-4} м³/с; насосы ШФ предназначены для подачи масла, нефти, дизельного топлива температурой до 900 °С.

4. Насосы Г11-2 и БГ11-2 используются в системе станочных гидроприводов.

Порядок выполнения работы - определение наименования шестеренного насоса, его характеристик и назначение.

1. С помощью измерительных приборов замерить параметры устройства.
2. На основании замеров и потребности гидросистемы определить его наименование.
3. По наименованию определить его предназначение и описание.
4. Схему, наименование и размеры устройства занести в тетрадь.
5. Сделать выводы.

**Лабораторная работа № 10.
Тема: Методы испытания насосов и гидромоторов,
способы борьбы с шумом и вибрацией.**

Цель работы: изучение причин испытания и методики испытания насосов и гидромоторов.

Общие сведения.

Все насосы подвергают обязательным испытаниям, при которых в основном снимаются объемные и механические характеристики и в некоторых случаях — характеристики по шуму и ресурсу работы.

Принципиальная гидравлическая схема установки для снятия объемных характеристик насоса показана на рис. 10.1 а. Насос 1, приводимый через бесступенчатый редуктор 15, забирает жидкость из бака, снабженного охладительным 11 и нагревательным 13 устройствами. Регулирование количества охлаждающей воды производят дросселем 8. Температуру масла в баке измеряют термометром 14.

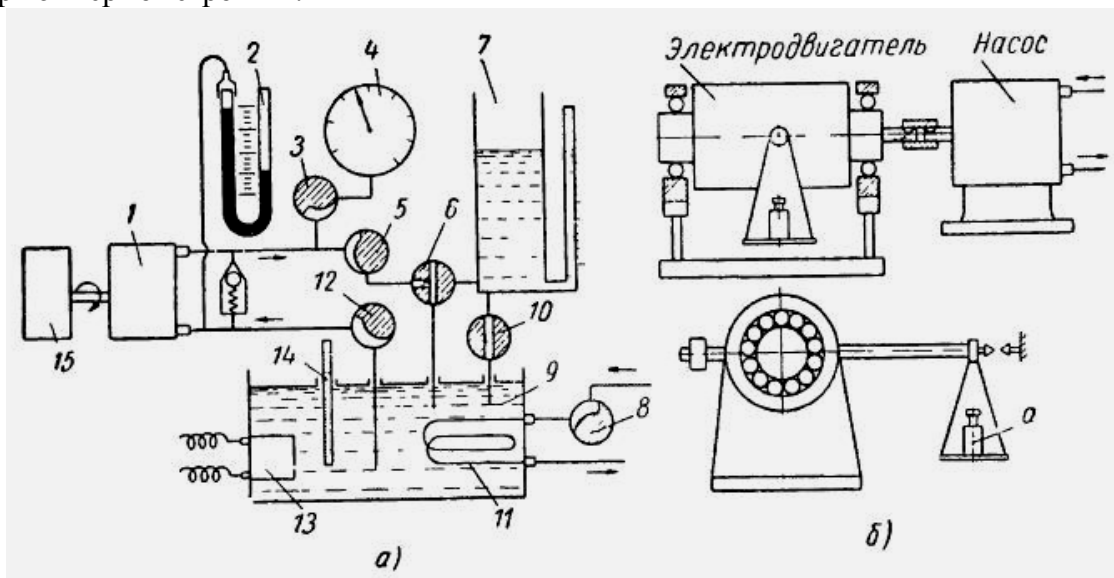


Рис. 10.1 Схемы установок для снятия объемных (а) и механических (б) характеристик насоса

От насоса рабочая жидкость через дроссель 5 и кран 6 переключения поступает в измерительный 7 либо в расходный бак 9. Из измерительного бака 7 жидкость через кран 10 сливается в расходный бак.

На всасывающей магистрали насоса установлен дроссель 12 для регулирования сопротивления, величина которого измеряется с помощью манометра 2. Давление на выходе измеряют манометром 4 (или каким-либо датчиком), в магистрали которого установлен демпфер (дроссель) 3.

Момент вращения обычно измеряют при помощи балансировочной установки (рис, б). Уравновешивание осуществляют при помощи груза **a** или пружинных весов. Последний способ имеет эксплуатационные преимущества перед первым.

При необходимости точных измерений применяют специальный тензометрический измеритель момента, устанавливаемый непосредственно на валу, соединяющем насос с приводным двигателем.

Испытание гидромоторов. Для снятия характеристик крутящего момента гидромотора (двигателя) обычно применяют установку, схема которой показана на рис, а. Насос 2, приводимый с помощью электродвигателя 1, питает гидромотор 3, вал которого нагружается тормозным устройством 4. Кран 5 служит для перевода насоса в режим холостого хода. В качестве тормозного устройства обычно используют фрикционный или гидравлический тормоз, причем последний отличается большей плавностью торможения и относительной простотой рассеивания тепла.

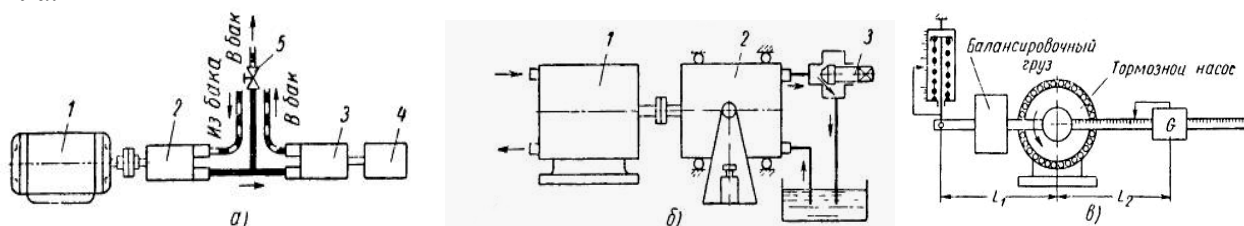


Рис. 10.2. Схемы установок для снятия механических характеристик насосов и гидромоторов

На рис б показана принципиальная схема испытательной установки с гидравлическим тормозом. Испытываемый гидромотор 1 связан с валом нагрузочного (тормозного) насоса 2, корпус которого установлен на подшипниках качения, соосных с приводным валом. Нагрузка осуществляется с помощью дросселя 3 на выходе из насоса.

Для изменения момента нагрузки гидромотора может быть применена упрощенная установка, схема которой показана на рис., в. Тормозной момент мотора уравнивается грузом G , приложенным на плече L_2 . Для повышения точности измерения, а также для практического удобства проведения испытаний дополнительно используются чувствительные пружинные весы (динамометр). Крутящий момент в основном уравнивается грузом G , динамометр же воспринимает на себя лишь некоторую небольшую нагрузку.

Суммарный момент

$$M = GL_2 + PL_1,$$

где P - показание динамометра.

Для проверки теоретической (геометрической) производительности насоса его прокачивают вручную. Для этой цели может быть рекомендована схема, показанная на рис. 172, в которой для устранения утечек жидкости из одной камеры насоса в другую обеспечено равенство статических напоров на сторонах всасывания и нагнетания. Для обеспечения примерного равенства статических напоров всасывания H_1 , и подачи H_2 применяется расходный бачок a с большой свободной поверхностью жидкости.

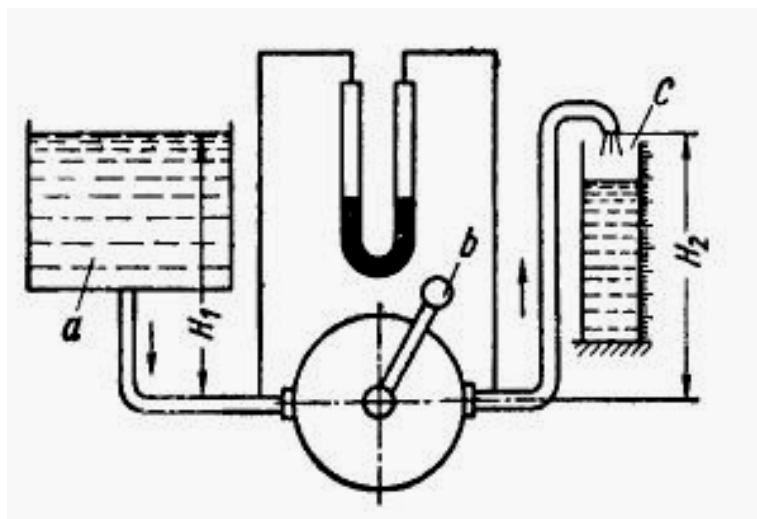


Рис. 10.3. Схема установки для ручной прокачки насоса

Шум в гидросистемах.

Работа объемных насосов и ряда прочих агрегатов и элементов гидросистем сопровождается шумом, уровень которого является в большинстве случаев показателем совершенства их конструкции, а также характеристикой качества изготовления и монтажа. В частности показатель по шуму, издаваемому насосом, носит столь закономерный характер, что по его уровню представляется возможным оценивать, дополнительно к существующим методам контроля по гидравлическим и механическим параметрам, качество насоса. При некотором же значении уровня шума он служит сигналом о наличии в рабочем процессе насоса дефектов, могущих нарушить надежность его функционирования.

Возбудителями шума в гидравлических системах служат в основном колебательные процессы гидродинамического (колебания потока и давления) и механического (вибрации механических элементов) происхождений. К источникам шума гидродинамического происхождения относятся также процессы, имеющие место при кавитации жидкости.

Основным возбудителем (генератором) шума в гидравлических системах является в большинстве случаев насос. Частотный спектр возбуждаемого им шума состоит из негармонических составляющих, вызванных колебаниями давления жидкости и механическими колебаниями (вибрациями) деталей насоса.

Колебания давления в основном вызываются пульсацией потока жидкости, обусловленной законом перемещения рабочих органов (вытеснителей) насоса, а также особенностями рабочего процесса. Пульсации потока в результате гидравлического сопротивления выходной магистрали и сил инерции заполняющей ее упругой жидкости сопровождаются колебаниями давления, вызывающими вибрации (колебания) узлов самого насоса и элементов гидросистемы, которые, в свою очередь, сопровождаются звуковыми колебаниями.

Способы борьбы с шумом.

Для борьбы с шумом применяют пассивные и активные методы. Первый из них заключается в применении различных гасителей, принцип действия которых основан на изоляции и отражении звуковых колебаний или на рассеивании (демпфировании) энергии этих колебаний, и второй — на устранении конструктивными мерами причин, возбуждающих шум, или ослаблении действия этих причин. К первому методу может быть отнесена также частотная отстройка системы с целью устранения волнового резонанса.

Демпфирование звука, основано на свойствах некоторых материалов и устройств рассеивать энергию звуковых колебаний, преобразовывая ее в тепло. В частности, к демпфирующим материалам относятся пластмассы, металлорезины, сплавы марганца и меди, никелевотитановые сплавы и др. Лучшим из металлических демпфирующих материалов является сплав из марганца (70%) и меди (30%), который к тому же обладает высокими механическими свойствами, благодаря чему представляется возможным применить этот сплав для изготовления вибронгруженных деталей агрегатов. Опыт показал, что при изготовлении из этого сплава корпуса насоса уровень его шума был снижен в сравнении с шумом насоса с корпусом из чугуна на 15 дБ.

Из демпфирующего материала (пластмассы и пр.) зачастую изготавливают одну из шестерен шестеренного насоса.

К пассивным методам борьбы с шумом относится также применение различных гасителей звуковых колебаний (акустических фильтров), устанавливаемых на путях их распространения. Принцип действия этих устройств основан на отражении и рассеивании энергии звуковых колебаний.

Наиболее распространены гасители колебаний, рассеивание энергии в которых осуществляется с помощью гидравлических сопротивлений, устанавливаемых на пути пульсирующего потока жидкости.

При выборе места расположения этих сопротивлений на нагнетательном трубопроводе следует избегать указанных выше резонансных длин отрезков труб, так как в противном случае колебательный процесс может резко усилиться.

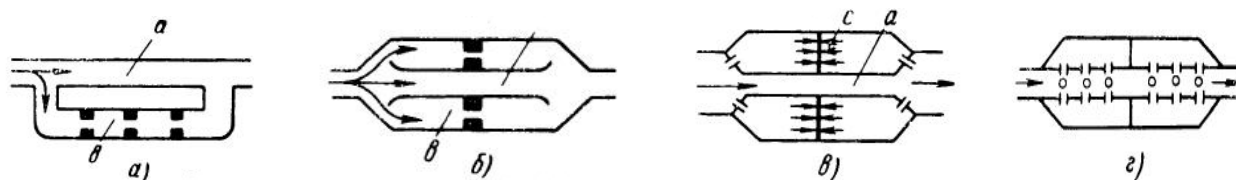


Рис. 10.4. Схемы гасителей шума.

Ввиду того, что эффективное применение таких гасителей в магистралях с движущейся рабочей средой сопряжено с большими гидравлическими потерями, применяют параллельное соединение такого гасителя с основной (расходной) трубой (рис. а). При наличии пульсирующего

потока через основную трубу **a** в ней возникнет инерционный перепад давления, в результате которого часть жидкости будет продавливаться через сопротивления, помещенные в байпасной линии **b**. В этом случае стационарный поток жидкости в основном будет проходить по расходной трубе **a**, пульсирующий же поток, для которого основная труба, представляет при наличии указанного пульсирующего потока большое акустическое сопротивление, ответвляется в параллельный дроссельный тракт, в котором его энергия частично рассеивается.

Одна из схем простейшего гасителя с подобным рассеиванием энергии, построенная на принципе деления стационарного и пульсирующего потоков, показана на рис. б. Гаситель состоит из трубы **a**, по которой протекает стационарный поток, соединенной параллельно с гидравлическим сопротивлением, помещенным в байпасной линии **b**.

Рассеивание энергии звуковых колебаний может быть достигнуто также применением труб с податливыми стенками. Одна из схем обеспечения податливости показана на рис. в. Податливость стенки здесь достигается применением упругой перегородки (диафрагмы) с, деформирующейся под действием перепада давления, обусловленного инерционным сопротивлением, возникающим в трубе **a** при пульсирующем потоке.

Звукопоглощающими свойствами обладают также перфорированные трубы (рис., г) и каналы с перегородками. Гашение (рассеивание энергии) звуковых колебаний в них происходит в результате отражения и взаимопревращения продольных и поперечных волн, при которых часть энергии продольных волн может переходить в энергию быстро затухающих поперечных волн.

Следует, однако, отметить, что в гидросистемах машин пассивные методы борьбы с шумом не получили распространения.

Основным их недостатком является то, что применение их увеличивает габариты агрегатов и элементов гидросистемы; кроме того, более или менее эффективное снижение (ослабление) шума возможно для данного типа гасителя лишь в узком диапазоне его частот.

Ввиду этого в практике в основном используют активные методы, при которых источники возбуждения шума устраняются в процессе создания конструкций гидроагрегатов.

При разработке насосов в первую очередь конструктивно совершенствуют узел распределения с целью регулирования заземленного объема жидкости, а также совершенствуют процесс перехода рабочей камеры (цилиндра и пр.) насоса через перевальную перемычку распределителя шириной **S**.

С этой точки зрения важное значение имеет величина перекрытия $a = s - t$ окон цилиндров при проходе ими перевальной перемычки, а также расположение этой перемычки относительно оси симметрии.

Указанные параметры в общем случае подбираются так, чтобы максимально снизить скачок давления при переходе цилиндра через зону перемычки. В частности, можно обеспечить условия, при которых давление в цилиндре в момент соединения его с окнами всасывания или нагнетания распределителя было бы равно давлению в этих окнах.

Выравнивание давлений особенно важно при соединении цилиндра с окном нагнетания, оно может быть достигнуто в том случае, если соединение цилиндра с окном нагнетания задержать до того, пока давления в цилиндре и в нагнетательной полости в результате нагнетательного движения поршня не уравниваются.

В неревверсивном аксиально-поршневом насосе с торцовым распределением это достигается смещением на некоторый угол оси симметрии распределительного золотника по направлению вращения.

Широкое распространение в практике получил способ снижения скачка при выравнивании давления путем предварительного соединения рабочей камеры (цилиндра и пр.) с распределительным окном через сопротивление (дроссельный канал), с помощью которого возможно достаточно

плавно изменить давление в камере до требуемой величины еще до того, как она непосредственно соединится с окном нагнетания.

Уровень шума поршневых насосов значительно снижается в случае применения клапанного распределения жидкости, при котором отсутствуют возбудители шума, обусловленные несовершенством индикаторной диаграммы.

Вибрации.

Вибрации – это колебательные движения элементов конструкций под действием периодических возмущающих сил. Расстояние между крайними положениями колеблющихся элементов называют вибро смещением. Скорость движения точек вибрирующих тел меняется по гармоническому закону. причиной вибраций является неуравновешенность вращающихся масс из-за неравномерности распределения материала по окружности рабочего колеса (из-за неравномерности сварных швов, наличия раковин, неравномерного износа лопаток и т.д.). Это так называемая динамическая неуравновешенность.

Таким образом, борьба с вибрациями начинается с балансировки рабочих органов. Другим путём снижения вибраций является установка их на виброизолирующих основаниях. В простейших случаях могут применяться резиновые прокладки. Однако, более эффективны специальные пружинные виброизоляторы, которые могут поставляться комплектно с вентиляторами заводами-изготовителями.

Виброизоляторы не влияют на величину вибрации нагнетателя, они служат лишь для её локализации, т.е. не дают ей распространяться от нагнетателя (где она зарождается) на трубопроводов

Вибрации элементов конструкции являются одним из источников шума, создаваемого этими машинами.

Порядок выполнения работы - изучение причин шумов и вибрации.

1. Изучить теоретическую часть причин образования шумов и вибрация.
2. Изучить вредные воздействия шумов и вибраций на человека.
3. Изучить способы борьбы с шумом и вибрацией.
4. Изучить устройство предложенного насоса.
5. Сформулировать предложения и рекомендации для снижения шума и вибрации.
6. Зарисовать схемы в тетрадь.
7. Сделать выводы.

Лабораторная работа № 11.

Тема: Запорная арматура. Соединения на гидролиниях.

Цель работы: изучение соединений на гидролиниях и запорной арматуры.

Общие сведения.

Функциональная связь гидроагрегатов в гидроприводах осуществляется с помощью трубопроводов различной конструкции. Несмотря на относительную простоту этих элементов, от их правильного выбора во многом зависит надежность работы гидропривода.

В гидроприводах обычно имеется:

- всасывающая гидролиния, по которой рабочая жидкость поступает к насосу;
- напорная гидролиния, то есть участок движения жидкости от насоса к объемному гидродвигателю;
- сливная гидролиния, по которой происходит движение рабочей жидкости от объемного гидродвигателя в гидробак;
- гидролиния управления, по которой рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования;
- дренажная гидролиния, предназначенная для отвода утечек рабочей жидкости от гидроагрегатов в гидробак.

Основной характеристикой трубопровода является его внутренний диаметр (условный проход). Исходными параметрами для определения внутреннего диаметра трубопровода являются: рабочее давление, развиваемое выбранным насосом РН; подача насоса Q_н при этом давлении; скорости движения во всасывающем и напорном трубопроводах.

Внутренний диаметр трубопровода (условный проход) определяется по формуле:

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi V}}$$

где Q_н – подача насоса;

V- значения скоростей движения в соответствующих гидролиниях.

Опыт проектирования и эксплуатации гидроприводов позволил определить экономически приемлемые и технически допустимые скорости движения рабочей жидкости в гидролиниях:

- для **всасывающих гидролиний** V_{ВС} = 0,5 ÷ 2 м/с;
- для **сливных линии** V_{СЛ} = 2 м/с;
- для **гидролиний управления** V_{УП} = 5 м/с;
- для **напорных гидролиний** V_Н = 6 м/с.

В связи с повышением качества изготовления гидролиний скорость рабочей жидкости в напорных линиях допускается принимать в зависимости от рабочего давления в следующих пределах:

Таблица 11.1.

Зависимость давления и скорости потока в напорных гидролиниях.

давление, МПа	2,5	5,0	10,0	15,0
скорость, м/с	3 ÷ 10	4	5 ÷ 6	8 ÷ 10

При выборе внутреннего диаметра трубопровода необходимо учитывать соответствие его значений стандартному ряду ГОСТ 8734-75 (8; 10; 12; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм). После определения значения условного прохода D_у в соответствии с ГОСТ необходимо уточнить фактическую скорость движения рабочей жидкости в трубопроводах. Фактическая скорость движения в трубопроводе может быть определена по формуле

$$V_f = 4 Q_n / (\pi D_y),$$

где V_ф - фактическая скорость во всасывающем трубопроводе;

Q_н – расход (производительность насоса);

D_у – условный проход всасывающего трубопровода, принятый по ГОСТу.

В системе гидропривода применяют жесткие и гибкие трубы. Наиболее употребительны: жесткие трубы стальные бесшовные холодно-деформируемые при D_у < 30 мм; горяче катанные – при D_у > 30 мм. Материал таких труб – сталь 10 и сталь 20. Для дренажных линий и линий управления с давлением до 6 МПа применяют тонкостенные трубы медные, из алюминиевых сплавов – при давлениях до 0,64 МПа и винилпластовые трубы – при давлениях до 0,6 МПа.

В случае применения стальных или медных труб необходимо произвести расчет этих труб на прочность. Расчет на прочность сводится к определению толщины стенок. Если трубы используются по стандартам ГОСТ, то у них уже имеется толщина труб завода изготовителя.

Трубопроводная арматура

По назначению арматуру можно подразделить на пять больших классов:

Запорная арматура — устройства, применяемые для периодического или разового включения или отключения части трубопровода или объекта (вентили, клапаны, задвижки, краны и др.);

Регулирующая арматура — устройства, применяемые для частичного перекрытия проходных сечений и изменения количества протекающей жидкости с целью регулирования расходов, давления, уровня, температуры, состава среды и т. д. (регулирующие клапаны, регуляторы давления, регуляторы уровня, редукционные клапаны, смесительные клапаны и др.);

Предохранительная арматура — устройства, используемые для ограничения рабочих параметров и предотвращения аварийных условий: выпуска избытка среды при чрезмерном повышении давления (предохранительные и перепускные клапаны), предотвращения движения среды в обратном направлении (обратные клапаны);

Контрольная арматура — устройства, предназначенные для определения наличия или уровня жидкости (пробно-спусковые краны, указатели уровня);

Разная арматура — устройства, применяемые, например, для отвода одной из фаз среды: конденсата (конденсатоотводчики), воздуха (вантузы), масла (маслоотделители) и др.

Основными, наиболее важными и широко применяемыми параметрами арматуры являются следующие:

- 1) условный диаметр прохода D_u — номинальный внутренний диаметр трубопровода, к которому присоединяется арматура;
- 2) рабочее давление $P_{\text{раб}}$ — давление, при котором осуществляется эксплуатация арматуры;
- 3) условное давление среды P_u — номинальное давление среды, соответствующее обычно рабочему давлению при температуре среды $t = 0-120^{\circ}\text{C}$ для чугунной арматуры и $t = 0-200^{\circ}\text{C}$ для арматуры из углеродистой стали;
- 4) пробное давление $P_{\text{пр}}$ — давление, при котором производится гидравлическое испытание арматуры на прочность.

Из линейных размеров необходимо выделить строительную длину L мм, равную длине отрезка трубы, который она замещает. Для фланцевой арматуры строительная длина равна расстоянию между наружными торцовыми плоскостями присоединительных фланцев. Условные диаметры проходов трубопроводной арматуры имеют основной размер, предназначенный для преимущественного применения, 19 вспомогательных размеров, не рекомендуемых для арматуры общепромышленного назначения, и 8 размеров, которые могут быть использованы в виде исключения лишь для изготовленных ранее и эксплуатируемых трубопроводов.

По размерам условного диаметра прохода можно выделить следующие пять групп арматуры:

- 1) группа сверхмалых размеров до 5,0 мм включительно;
- 2) группа малых размеров — от 6 до 40 мм включительно; арматура этих диаметров прохода применяется в разветвленной сети водопроводов, газопроводов, в аппаратах и т. д. и изготавливается в большом количестве;
- 3) группа средних диаметров прохода — от 50 до 300 мм включительно; применяется для разводящих линий трубопроводов и отдельных магистралей; изготавливается крупносерийно;
- 4) группа больших диаметров прохода — от 350 до 1200 мм; используется в основном в магистральных трубопроводах, изготавливается серийно или мелкосерийно;
- 5) группа сверхбольших диаметров прохода — от 1400 мм и выше; используется в основном в металлургии, гидротехнических сооружениях и в некоторых других отраслях промышленности; изготавливается мелкосерийно и индивидуально.

По условным давлениям арматуру можно разделить на 6 групп:

- 1) арматура для глубокого вакуума, используемая для давлений ниже $1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст.;
- 2) вакуумная арматура, используемая для давления от $1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст. и выше — до 1 ата (абс);
- 3) арматура малых давлений, применяемая до 16 кг/см^2 ;

- 4) арматура средних давлений — от 25 до 100 кг/см²;
- 5) арматура высоких давлений — от 160 до 800 кг/см²;
- 6) арматура сверхвысоких давлений — от 1000 кг/см² и выше.

Рабочие давления при температурах до 120 °С для чугуна и до 200 °С для стали равны условным. При повышении температуры допускаемое рабочее давление снижается в зависимости от материала корпусных деталей арматуры.

По способу крепления арматуры в трубопроводах она подразделяется на фланцевую, муфтовую, цапковую и приварную.

По принципу основного действия (перекрытия потока среды) арматуру можно разделить на две категории: клапанную — рисунок 1 и золотниковую — рисунок 2.

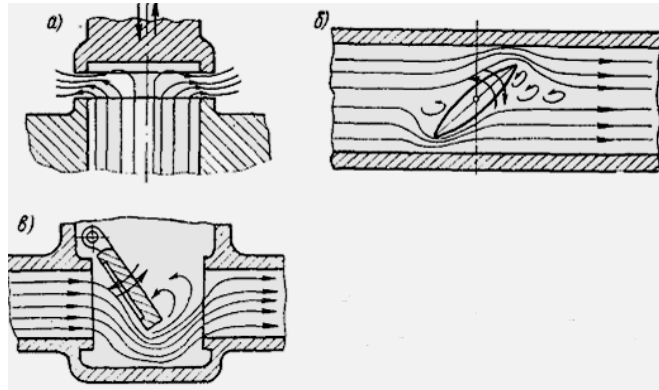


Рис. 11.1. Схема действия клапанных устройств: а — клапан; б — заслонка; в — поворотный клапан («захлопка»)

В клапанной арматуре поток среды перекрывается путем перемещения диска вдоль оси потока; в золотниковой — поперек оси потока.

К первой категории арматуры относятся:

- 1) клапаны (вентили) — рисунок а (диск перемещается поступательно вдоль оси потока);
- 2) заслонки — рисунок б (диск поворачивается вокруг оси, перпендикулярной потоку и проходящей через ось трубопровода);
- 3) обратные клапаны поворотные (захлопки) — рисунок в (диск поворачивается вокруг оси, перпендикулярной потоку и смещенной обычно "за пределы проходного отверстия; клапан надвигается на поток путем поворота).

Ко второй категории относятся следующие устройства:

- 1) задвижки (плоские) — рисунок 11.2. а (диск или клин перемещается в плоскости, перпендикулярной к оси потока);
- 2) задвижки кольцевые — рис.11.2. б (цилиндр пересекает кольцевой поток);
- 3) золотники плоские — рис. 11.2.в (управление потоком производится смещением или поворотом пластины, снабженной канавками или отверстиями);

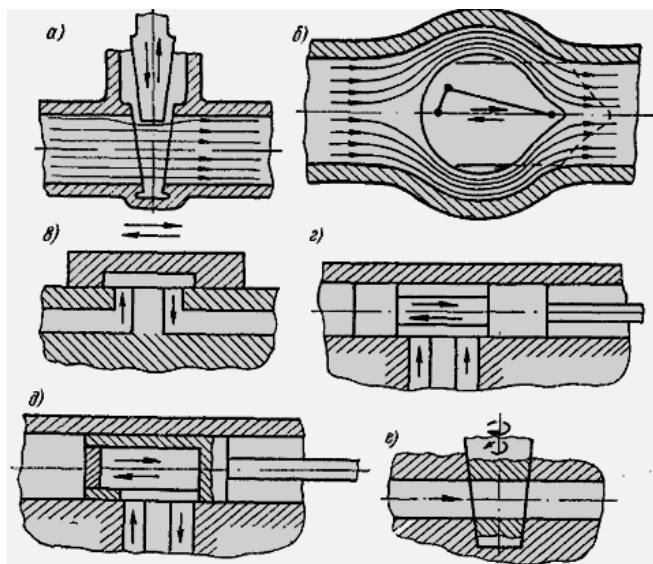


Рис.11.2. Схема действия золотниковых устройств: а—задвижка (плоская); б — задвижка кольцевая; в — золотник плоский; г — золотник цилиндрический; д — золотник полый; е — кран

4) золотники цилиндрические — рис.11.2. г (управление потоком производится с помощью цилиндра, снабженного выточками, канавками или отверстиями и перемещающегося вдоль оси, перпендикулярной потоку);

5) золотники полые — рис. 11.2. д (управление потоком производится при помощи полого цилиндра, снабженного сквозными пазами, через которые проходит среда);

6) краны — рис.11.2. е (перекрытие потока производится поворотом цилиндра, шара или конуса — пробки вокруг своей оси, снабженного сквозным отверстием).

По способу управления арматуру можно разделить на арматуру с ручным управлением и арматуру приводную.

Ручное управление производится в настоящее время главным образом в тех случаях, когда арматура переключается редко, используется как запасная или резервная, предназначенная на случай аварии, ремонта трубопроводной сети и т. д. При хорошем доступе к арматуре она используется с прямым ручным управлением, а при установке в труднодоступных местах, например на трубопроводах, расположенных высоко, в низкорасположенных камерах, недоступных по условиям безопасности для обслуживающего персонала помещениях и т. д., используется арматура с дистанционным ручным управлением.

Наиболее совершенным является механическое и автоматическое управление арматурой, осуществляемое различного типа приводами, которые одновременно являются устройствами, обеспечивающими возможность дистанционного управления. Такие способы управления находят все большее распространение как для целей периодических переключений, так и для регулирования потоков в трубопроводных системах.

По способу уплотнения подвижного сопряжения шпindelь — крышка арматура подразделяется на сальниковую, сильфонную и мембранную. Для управления диском, клином, цилиндром или конусом, перекрывающим поток среды, из полости арматуры, заполненной средой, выводится наружу шпindelь или вал, образующий с крышкой или корпусом подвижное сопряжение, которое должно быть уплотнено. Для этой цели применяются сальники, сильфоны или мембраны.

В последнее время получает развитие бессальниковая арматура с бесконтактным и внутренним приводом. В последней группе арматуры привод встроен таким образом, что из полости, заполненной средой, выводятся наружу лишь трубки или электропровода и, следовательно, подвижное сопряжение, требующее уплотнения, отсутствует.

По способу расположения следует различать арматуру, допускающую использование ее только на горизонтальных трубопроводах с вертикальным расположением крышки или шпинделя вверх (подъемные обратные клапаны, грузовые предохранительные клапаны и т. д.), на горизонтальных и вертикальных трубопроводах в любом положении и только в вертикальных

трубопроводах. Это объясняется тем, что не все конструкции арматуры могут нормально работать, будучи смонтированы на трубопроводах или аппаратах в любом положении.

Порядок выполнения работы - определения модели устройства выданного на изучение.

1. Изучить устройство, зарисовать его.
2. С помощью измерительных приборов замерить параметры устройства.
3. На основании замеров и схемы определить его наименование.
4. По наименованию определить его предназначение и описание.
5. Схему, наименование и размеры устройства занести в тетрадь.
6. Сделать выводы.

Лабораторная работа № 12.

Тема: Изучение и чтение гидросхем. Обозначения на схемах.

Цель работы: изучить обозначения гидравлических знаков и чтение схем.




Общие сведения

Таблица 12.1.

Условные обозначения (символы) по DIN ISO 1219

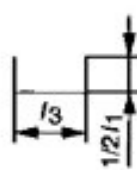

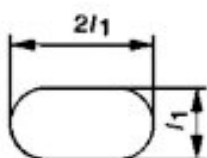






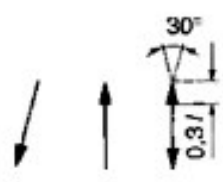












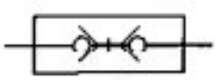




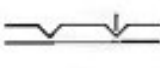
Графические символы гидравлических компонентов используются для функциональной интерпретации и состоят из одного или более основных символов и обычно одного или более функциональных символов. Символы не определяют ни масштабы, ни какое-либо определенное положение.

Следующий список не является полным. Он служит в качестве помощи для создания графических символов.

Наименование/ описание/примеры	Символы
Основные символы	
<i>Линии</i>	
Непрерывная Главная линия, линия реверсивного тока, электрическая линия	
Пунктирная Линия управления, дренажная линия, промежуточная позиция	
Штрих-пунктирная	

Наименование/ описание/примеры	Символы
<i>Полукруглость</i> Гидромотор или насос с ограниченным углом поворота (поворотный гидродвигатель)	
<i>Квадрат</i> Соединения перпендикулярны сторонам Элементы управления, приводные узлы (за исключением электромоторов)	
<i>Соединения по углам обрабатывающих устройств</i> (фильтры, сепараторы, смазочные устройства, теплообменники)	
Амортизатор в исполнительных механизмах, вес в аккумуляторах	
<i>Прямоугольник</i> Гидроцилиндры, гидроаппараты	

Условные обозначения гидравлических элементов

Наименование /описание/примеры	Символы	Наименование /описание/примеры	Символы
Открытый прямоугольник Бак		Индикация или контроль температуры	
Овал Бак под давлением, аккумулятор, газовый баллон		Приводной узел	М
Функциональные символы Треугольник Показывает направление потока и рабочей среды		Пружина	
Черный – гидравлика		Дросселирование	
Белый – пневматика		Седло обратного клапана	
Стрелки Прямые или наклонные Линейное движение, траектория и направление течения жидкости через гидроаппараты, направление теплового потока		Трубопроводы и соединения	
Радиусные Вращательное движение, направление вращения со стороны приводного вала		Соединение (без соединения)	
Диагональная стрелка Возможность настройки насосов, гидромоторов, грузин, электромагнитов		Гибкие трубопроводы (шланги)	
Различные функциональные элементы		Соединения Постоянный выпуск воздуха	
Электрика		Ограниченный во времени Открыт / закрыт	
Заглушенная линия или отверстие		Быстроразъемное соединение без механически открываемого обратного клапана	
Линейный электрический приводной механизм, действующий в противоположных направлениях		С механически открываемым обратным клапаном	
		Однолинейное поворотное или вращающееся соединение	
		Механические части	
		Шток, линейное движение	
		Вал, вращательное движение	
		Фиксатор, устанавливающий определенное положение	

Продолжение Таблицы 12.1.
Условные обозначения гидравлических элементов

Наименование/ описание/примеры	Символы	Наименование/ описание/примеры	Символы
Способы управления Общий символ		Воздействие путем давления Непосредственное воздействие на исполнительный механизм	
Кнопка толкающая		Через противоположные полости управления с различными площадями	
Кнопка тянущая		Внутренняя линия управления	
Кнопка, работающая в обе стороны		Внешняя линия управления	
Рычаг (рукоятка)		Пневматическое или гидравлическое управление	
Педаля с односторонним направлением действия		2-ступенчатое гидравлическое воздействие	
Педаля с двусторонним направлением действия		2-ступенчатое электрогидравлическое воздействие, внешний подвод управления	
Плунжер		2-ступенчатое пневмогидравлическое воздействие, внешний слив управления	
Плунжер с ограничением хода		2-ступенчатое электрогидравлическое воздействие, пружинное центрирование, внешние подвод и слив управления	
Пружина		2-ступенчатое электрогидравлическое воздействие, гидравлическое центрирование, внешние подвод и слив управления	
Толкатель с роликом		Внешняя обратная связь по фактическому положению исполнительного механизма	
Рычаг с роликом		Внутренняя обратная связь по фактическому положению исполнительного механизма	
Электрический привод с одной обмоткой			
Электрический привод с двумя обмотками, действующими в противоположных направлениях			
Электрический привод с двумя обмотками, действующими в противоположных направлениях, с возможностью бесступенчатой настройки			
Два параллельно работающих управляющих механизма			

Условные обозначения гидравлических элементов

Наименование/ описание/примеры	Символы
Источники энергии	
Гидравлика	
Пневматика	
Электродвигатель	
Приводной узел, за исключением электродвигателя	
Преобразование и резервирование энергии. Насосы и гидромоторы	
Гидравлический насос, общее обозначение	
Нерегулируемый насос с одним направлением потока и одним направлением вращения	
Регулируемый насос с двумя направлениями потока, одним направлением вращения и дренажом из корпуса	
Нерегулируемый гидромотор с двумя направлениями потока и двумя направлениями вращения	
Нерегулируемый насос-мотор с одним направлением потока и одним направлением вращения	
Регулируемый насос-мотор с ручным регулятором, двумя направлениями потока, двумя направлениями вращения и дренажом из корпуса	
Поспоротный гидродвигатель	

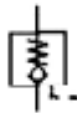

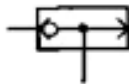

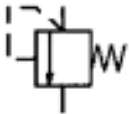
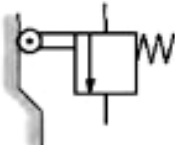
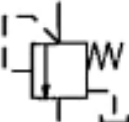
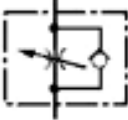





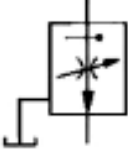

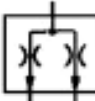
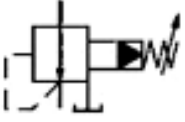
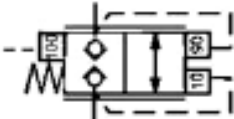

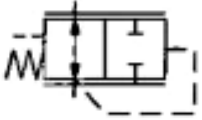

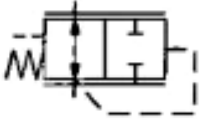
Наименование/ описание/примеры	Символы
Компактный насосный узел	
Регулируемый насос с компенсатором давления, одним направлением потока, одним направлением вращения и дренажом из корпуса	
Регулируемый насос-мотор с компенсатором давления, двумя направлениями потока, двумя направлениями вращения и дренажом из корпуса	
Гидроцилиндры	
Гидроцилиндр одностороннего действия, втягивание штока давлением, поршневая камера соединена с баком	
Гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком, регулируемое торможение с двух сторон	
Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия	
Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия	
Гидравлические аккумуляторы (только в вертикальном положении)	
Аккумуляторы (предварительная зарядка не указана)	
Аккумулятор, заряженный газом	

Условные обозначения гидравлических элементов

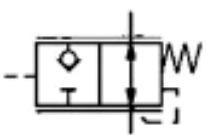



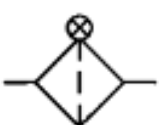


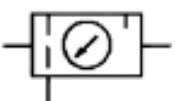
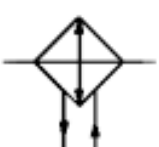


Наименование/ описание/примеры	Символы
Газовый баллон	
Управление энергией в системах без обратной связи и с обратной связью <i>Гидрораспределители</i>	
Двухпозиционный гидрораспределитель с одной промежуточной позицией	
Двухпозиционный двухлинейный гидрораспределитель, в исходной позиции (нормально) закрытый, два направления потока	
Двухпозиционный двухлинейный гидрораспределитель, в исходной позиции (нормально) открытый, два направления потока	
Двухпозиционный трехлинейный гидрораспределитель, в исходной позиции (нормально) открытый, два направления потока	
2/2 гидрораспределитель, двухлинейный, двухпозиционный	
3/2 гидрораспределитель, трехлинейный, двухпозиционный, одна промежуточная позиция, с электроуправлением, пружинный возврат в исходную позицию	
5/2 гидрораспределитель, пятилинейный, двухпозиционный с гидроуправлением в обе стороны	







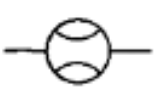


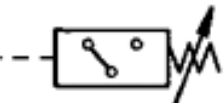
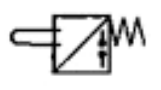
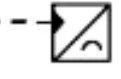
Наименование/ описание/примеры	Символы
4/3 гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением от пилота, четырёхлинейный, трехпозиционный с пружинным центрированием, кнопками ручного управления и внешним сливом управления	
упрощенное изображение	
4/3 гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением от пилота, четырёхлинейный, трехпозиционный с гидравлическим центрированием, кнопками ручного управления и внешним подводом управления	
упрощенное изображение	
<i>Дросселирующие гидрораспределители</i> Гидрораспределитель с двумя крайними позициями и множеством промежуточных положений	
Гидрораспределитель с тремя определенными позициями и множеством промежуточных положений	
Дросселирующий гидрораспределитель с отрицательным перекрытием	
Дросселирующий гидрораспределитель с положительным перекрытием	
4/3 дросселирующий гидрораспределитель (типичный пример)	
<i>Обратные клапаны</i> Обратный клапан без пружины	
Обратный клапан с пружиной	
Гидрозамок без пружины; клапан закрывается давлением управления	

Условные обозначения гидравлических элементов

Наименование/ описание/примеры	Символы	Наименование/ описание/примеры	Символы
Гидрозамок с пружиной; клапан открывается давлением управления		<i>Дроссели и регуляторы расхода</i>	
Логический элемент ИЛИ		Регулируемый дроссель Кран	
<i>Гидроклапаны давления</i> Предохранительный клапан прямого действия с внутренней линией управления		Путевой дроссель	
Предохранительный клапан прямого действия с внутренней линией управления и внешним дренажом		Дроссель с обратным клапаном	
Предохранительный клапан непрямого действия с внутренними подводом и сливом управления		Двухлинейный регулятор расхода	
Предохранительный клапан непрямого действия с внутренними подводом и сливом управления		Двухлинейный регулятор расхода с температурной компенсацией	
Электроуправляемый предохранительный клапан непрямого действия с внутренним подводом и внешним сливом управления		Трехлинейный регулятор расхода с температурной компенсацией	
Двухлинейный редукционный клапан прямого действия с внутренней линией управления		Делитель потока	
Двухлинейный редукционный клапан непрямого действия с внутренним подводом и внешним сливом управления		<i>Двухлинейные встраиваемые клапаны (логические элементы)</i>	
Двухлинейный редукционный клапан прямого действия с внутренним подводом управления		Направляющий клапан без утечек с различными эффективными площадями	
Трехлинейный редукционный клапан прямого действия с внутренним подводом управления		Дроссель	

Продолжение Таблицы 12.1.
Условное обозначение гидравлических элементов

Наименование/ описание/примеры	Символы
Направляющий клапан без утечек в одном направлении с равными эффективными площадями	
Резервуары и кондиционеры рабочей среды	
Вентилируемый бак	
Герметичный бак с наддувом	
Фильтр	
Фильтр с индикатором загрязненности	
Сепаратор	
Фильтр с сепаратором	
Узел подготовки в составе: фильтра, сепаратора, редуцирующего клапана, манометра и лубрикатора	
Охладитель с указанием направления потока охлаждающей среды	
Нагреватель	
Контроллер температуры	

Наименование/ описание/примеры	Символы
Измерительные приборы и индикаторы	
Индикатор давления, общее обозначение	
Манометр	
Дифференциальный манометр	
Реле уровня	
Термометр	
Реле потока	
Расходомер	
Тахометр	
Моментомер	
Реле давления	
Конечный выключатель	
Аналоговый преобразователь	

Условные обозначения контрольно-измерительных приборов на схемах лабораторных установок.

Условные обозначения приборов и средств автоматизации стандартизированы только для схем технологических процессов. Тем не менее, известные стандарты внедрены в лабораторном практикуме при начертании схем лабораторных установок.

Из двух способов изображения средств контроля — развернутого и упрощенного — здесь рекомендуется применять упрощенный способ.

При упрощенном способе изображения средств автоматического контроля и регулирования параметров процесса на схеме не показываются первичные измерительные преобразователи и вся вспомогательная аппаратура.

Приборы и средства автоматизации, осуществляющие сложные функции и выполненные в виде отдельных блоков, изображаются одним условным графическим обозначением в виде круга $\varnothing 10$ мм с горизонтальной диаметральной линией. Этот круг соединяется тонкой сплошной линией с точкой отбора импульса в технологическом оборудовании.

В верхней половине круга приводятся обозначения измеряемых или регулируемых параметров, уточняющих значения измеряемых величин, а также обозначения функций, выполняемых прибором.

В приведенной ниже таблице указаны некоторые обозначения (символы) измеряемых или регулируемых параметров (в алфавитном порядке) и обозначение (символ) уточнения измеряемой величин. Для лучшего усвоения этих символов в таблице приводятся их английские этимоны.

Таблица 12.2.

Обозначение некоторых регулируемых параметров.

Си	П а р а м е т р	Этимон символа
E	Любая электрическая	Electrical –
F	Расход	Flow – поток
L	Уровень	Level – уровень
M	Влажность	Moisture –
P	Давление	Pressure –
S	Скорость, частота	Speed – скорость
T	Температура	Temperature –
O	Концентрация, состав	Quality – качество
W	Масса	Weight – вес
d	Разность величин	difference –

В следующей таблице указаны обозначения (символы) функций, выполняемых приборами. Для лучшего усвоения символов в этой таблице также приводятся их английские этимоны.

Таблица 12.3.

Обозначение некоторых функциональных действия.

Си	Ф у н к ц и я	Этимон символа
I	Показание (индикация)	Indication –
R	Регистрация	Registration –
C	Регулирование	Control –
S	Включение:	Switch –

В нижней половине круга, являющегося графическим изображением прибора, указывается номер позиции этого контрольно-измерительного устройства на схеме.

Обозначение прочих параметров.

P	Давление	Pressure – давление
S	Скорость, частота	Speed – скорость
T	Температура	Temperature – температура
Q	Концентрация, состав	Quality – качество
W	Масса	Weight – вес
d	Разность величин	difference – разность

На схеме приводится пример изображения приборов лабораторной установки.

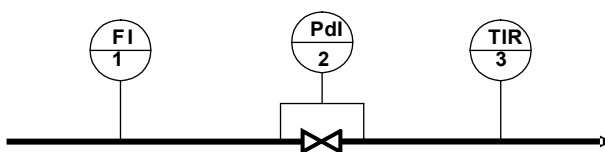


Рис. 12.1 Изображение контрольно-измерительных приборов на схеме лабораторной установки:

1 – индикация расхода; 2 – индикация разности давлений на регулирующем вентиле; 3 – индикация и регистрация температуры

Элементы и устройства, изображаются в исходном положении (например, пружина предварительно сжатой, обратный клапан закрытым и т.п.).

Каждый элемент или устройство, изображенные на принципиальной схеме, кроме буквенного обозначения должны иметь порядковый номер (арабские цифры), присваиваемый начиная с единицы в пределах одной группы (например, Ф1, Ф2).

Буквы и цифры в позиционных обозначениях должны быть одного размера.

Если на схеме имеются не стандартизованные элементы, им присваивают обозначения, составленные из начальных или характерных букв, с соответствующими пояснениями на поле чертежа схемы. Разрешено и цифровое обозначение элементов и устройств.

Порядковые номера в обозначениях присваивают в соответствии с последовательностью расположения элементов или устройств на схеме: сверху вниз, слева направо или по направлению потока рабочей среды. Позиционное обозначение наносят на схеме рядом с графическим.

Данные об элементах записывают в таблицу перечня элементов (спецификацию).

Линии связи (трубопроводы) на схеме обозначают порядковыми номерами (начиная с единицы), проставляемыми около концов их изображения.

Чтение схемы начинают с общего ознакомления, обзора схемы. По условным обозначениям элементов устанавливают вид схемы. Затем подробно рассматривают элементы схемы по их условным изображениям и буквенным обозначениям: определяют точные наименования всех элементов, уточняют их характеристики, используя для этого спецификацию. Завершается чтение схемы полным уяснением принципа работы всего устройства и назначения всех его элементов путем последовательного выяснения связей между ними.

Очень важно подчеркнуть, что если не придерживаться при чтении схемы определенной целенаправленности, то можно затратить много времени, ничего не решив.

Порядок выполнения работы - чтения схемы.

1. Изучить схему, прочитать название, представить принцип работы.

2. Увидеть в схеме отдельные крупные узлы, если чертеж сборочный и большой.
3. Рассмотреть отдельные узлы, определить взаимосвязь по ним.
4. Найти запитку систему, место включения и выключения.
5. Изучить спецификацию.
6. По стрелкам направлениям потока определить порядок работы чертежа.
7. Результаты занести в тетрадь.

Лабораторная работа № 13.

Тема: Компрессоры. Силовое и вспомогательное оборудование.

Цель работы: изучить устройства и принцип работы компрессора и вспомогательного силового оборудования.

Общие сведения.

Компрессорными машинами называют машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов и их смесей. Компрессоры являются потребителями внешней энергии, т.е. механическая энергия привода преобразуется в работу перепада давлений и теплоту. Компрессоры потребляют энергию силового оборудования. Силовое оборудование – технологическое устройство, преобразующее тепловую, химическую либо механическую энергию вращения вала двигателя в электрическую.

Силовое оборудование, комплектующее компрессорную установку в целом, преобразует потребляемую энергию силовым оборудованием (бензин, солярка, электричество и т. д.) в энергию вращения вала и рабочего оборудования на нем или энергию движения поршня.

Таким образом, силовое оборудование компрессора является источником энергии, которая преобразуется в работу перепада давлений и теплоту.

В зависимости от сферы применения, различают компрессоры различного назначения и соответственно различного энергопотребления различной мощности от бытовых до промышленных и профессиональных (специфичных).

Компрессора разделяют по следующим основным видам силового оборудования.

- электродвигатель
- ДВС:
- карбюраторный;
- дизельный;
- турбина (паровая или газовая).

Кроме этого необходимо отметить компрессора имеющие привод на рабочий вал посредством передачи клиноременного или цепного механизма.

По принципу действия компрессорные машины подразделяются на два основных класса: объемного сжатия и динамического сжатия. Существуют также компрессорные машины термического и электрогазодинамического принципа действия, однако они существуют в стадии опытных разработок.

В машинах объёмного принципа действия рабочий процесс осуществляется в результате изменения объёма рабочей камеры. Номенклатура машин данного типа разнообразна, и насчитывает более десятка, основные из них: поршневые, винтовые, роторно-шестерёнчатые, мембранные, жидкостно-кольцевые, воздуходувки Рутса, спиральные, компрессор с катящимся ротором.

В компрессорах динамического сжатия повышение давления происходит за счет создания ускорения в потоке газа, вследствие чего происходит изменение кинетической энергии газа. Подвод энергии происходит либо за счет силового взаимодействия лопаток с потоком газа, либо за счет смешения потоков разных энергий (струйные компрессоры).

1. Классификация компрессоров.

Компрессоры классифицируют по очень многим признакам.

1. По системе смазки:

- масляные;
- без масляные.

2. По типу соединения с первичной силовой установкой:

- коаксиальные;
- ременные.

3. По характеру режима сжатия воздуха:

- мембранные;
- поршневые;
- ротационные или винтовые.

4. По числу рабочих полостей:

- одинарного действия;
- двойного действия.

5. По числу ступеней сжатия:

- одноступенчатые;
- двухступенчатые;
- многоступенчатые.

6. По конструктивному исполнению, включающему:

- вид первичной силовой установки (электродвигатель, двигатели внутреннего сгорания)
- вид используемой системы охлаждения (масляная, воздушная);
- возможности передвижения (стационарные, передвижные);
- общую компоновку узлов, отражающую место монтажа силового оборудования (на раме, на ресивере);
- расположение ресивера (горизонтальное, вертикальное);
- степень комплектации аппаратурой (воздухо - подготовительной, контроля и безопасности).

2. Вспомогательное оборудование.

- устройства для очистки всасываемого воздуха от механических примесей и влаги (фильтр - камеры и фильтры);
- устройства для охлаждения нагнетаемого воздуха (промежуточные и конечные (концевые) воздухоохладители (холодильники));
- устройства для очистки и осушки нагнетаемого воздуха от масла и воды (влагомаслоотделители);
- сосуды для аккумуляции воздуха и выравнивания давления в пневмосети;
- воздухохранилища (ресиверы), воздухохранилища (баллоны), буферные емкости;
- устройства для осушки нагнетаемого воздуха (осушительные установки);
- устройства для наполнения воздуха в баллоны (наполнительные рампы).

3. Основные технические характеристики компрессора.

- давление сжатого воздуха (МПа, атм.);
- производительность (м³/мин, л/мин);
- по всасыванию;
- по нагнетанию;
- мощность силового оборудования (кВт);
- габаритные размеры;
- масса агрегата.

Порядок выполнения работы - определение вспомогательного оборудования и компрессора.

1. Зарисовать схему установки, обозначив все детали гидросистемы.

2. Зарисовать внешний вид компрессора.
3. По внешнему виду компрессора определить его вид, принцип работы.
4. Дать описание оборудования входящего в гидросистему.
5. По параметрам отдельного оборудования и всей гидросистемы определить рабочие параметры компрессора.
6. По параметрам компрессора и справочным данным определить марку компрессора.
7. По марке компрессора определить его назначение.
8. По назначению компрессора и гидросистемы, их гидравлических параметров и справочных данных определить ориентировочную маркировку вспомогательного и силового оборудования.
9. Всю полученную информацию занести в тетрадь и сделать выводы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богомолов А. И. Примеры гидравлических расчетов. М.: Транспорт, 1984.- 526 с.
2. Ившин К. С. Схемы гидравлические принципиальные. Учебно - методическое пособие. Ижевск: Удмуртский университет, 2012. – 40 с.
3. Исаев А. П., Сергеев Б. И., Дидур В. А. Гидравлика и гидромеханизация с\х процессов. М.: Агропромиздат, 1990. – 399 с.
4. Корпачев В. П., Андрияс А. А., Пережилин А. И. Красноярск: СибГТУ, 2012. – 164 с.
5. Лепешкин А. В., Михайлов А. А. Гидравлические и пневматические системы. М.: Академия, 2004. – 336 с.
6. Свешников В. К. Станочные гидроприводы. Справочник. М.: Машиностроение, 1995. – 447 с.
7. Чугаев Р. Р. Гидравлика (техническая механика жидкости). Учебник для гидротехнических специальностей вузов. Л.:Энергоиздат, 1982. – 672 с.
8. Шмитт А. Учебный курс гидравлики Маннесманн Рексрот ГмбХ» ФРГ, 2010. – 226 с.