

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)

по дисциплине «Объемные гидро- и пневмомашины и передачи»
для студентов специальности Т.05.11 -
«Гидропневмосистемы транспортных
и технологических машин»
(дневная и заочная формы обучения)

Минск 2001

УДК 62 – 82

В лабораторном практикуме приведены конструктивные схемы объемных гидро- и пневмомашины и описания их работы. Изложены основные теоретические положения, даны описания стендов и систем измерения оцениваемых параметров, а также таблицы для всех необходимых вычислений, связанных с расчетом характеристик, и рекомендации по оформлению лабораторных работ.

Составители:

Н.В.Богдан, Ф.К.Кравец, И.А.Маковская

Рецензент М.С.Лебедев

© Н.В.Богдан, Ф.К.Кравец, И.А.Маковская,
составление, 2001

Правила техники безопасности

К выполнению лабораторных работ допускаются студенты, прошедшие инструктаж по технике безопасности.

При выполнении лабораторных работ каждый студент обязан строго соблюдать следующие правила техники безопасности.

1. Запуск стендового оборудования производить только в присутствии преподавателя (лаборанта) после проверки наличия заземления и внешнего осмотра оборудования.

2. При перерыве в испытаниях стендовое оборудование должно отключаться от источников электроснабжения.

3. Категорически запрещается покидать без надзора стендовое оборудование, находящееся под напряжением.

4. Не допускать при испытаниях превышения установленных норм по давлению и температуре рабочих жидкостей.

5. Если в процессе испытаний замечены отклонения от номинальных режимов работы гидросистемы, шумы или подтеки рабочей жидкости, следует немедленно прекратить испытания и доложить об этом руководителю работ.

6. Запрещается проводить поиск неисправностей, их устранение и любой вид ремонтных работ на оборудовании, находящемся под напряжением.

7. Запрещается пользоваться неисправными инструментами и приборами, прикасаться руками к оголенным проводам и токонесущим частям, находящимся под напряжением.

8. В случае поражения электрическим током или получения травмы немедленно выключить оборудование, вызвать при необходимости врача и до его прибытия оказать первую помощь пострадавшему.

Лабораторная работа № 1

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Цель работы. Изучение конструкции и принципа действия универсального стенда для испытаний объемных гидроприводов и их элементов.

1.1. Общие сведения

Универсальный стенд предназначен для проведения комплекса лабораторных работ по изучению принципа действия и снятию характеристик как гидроприводов поступательного и вращательного движений, так и элементов гидропривода: насосов, гидромоторов, гидродросселей и др.

Универсальный стенд состоит из гидробака, на котором установлено все гидравлическое оборудование, двух электрошкафов и пульта управления. На верхней плите гидробака, емкость которого составляет 300 литров, расположены насосные установки: гидронасосы Н1-Н4 с приводными электродвигателями ЭД1-ЭД4(рис. 1.1); гидродвигатели – гидроцилиндры ГЦ1, ГЦ2 и гидромотор ГМ; вертикальная панель с закрепленной на ней аппаратурой управления, регулирования и контроля.

В качестве источников энергии используются 4 гидронасоса: гидронасос Н1 пластинчатого типа нерегулируемый, подача которого составляет 25 л/мин, приводимый во вращение асинхронным электродвигателем ЭД1; гидронасос Н2 пластинчатого типа нерегулируемый, подача которого 8 л/мин, приводимый во вращение регулируемым электродвигателем постоянного тока ЭД2; гидронасос Н4 пластинчатый регулируемый, приводимый во вращение асинхронным электродвигателем ЭД4; насос Н3 (насос подпитки) пластинчатый нерегулируемый с подачей 5 л/мин.

Потребителями энергии являются гидродвигатели поступательного движения (гидроцилиндр ГЦ1 и нагрузочный гидроцилиндр ГЦ2) и гидродвигатель вращательного движения (гидромотор (ГМ), вал которого нагружается с помощью порошкового тормоза (Т)).

В качестве аппаратуры регулирования и управления применены гидрораспределители Р1-Р5 с электрическим и электрогидравлическим управлением, клапаны предохранительные ПК1-ПК3 непрямого действия, регуляторы скорости Д1, Д2, Д5, Д6, гидродроссели Д3, Д4, Д7, Д8, обратные клапаны.

Контрольно-измерительная аппаратура представлена следующими приборами:

для измерения подачи насоса (расхода масла в трубопроводах) применен датчик расхода турбинного типа ТДР9, показания которого выведены на частотомер ЧЗ-32;

давление контролируется с помощью манометров М1-М4, М6-М9, М11-М16, вакуумметров и мановакуумметров МВ5, МВ10;

частоты вращения валов гидронасосов и гидромотора контролируются с помощью датчиков оборотов ЛХ-204, показания которых выведены на частотомер ЧЗ-32;

время перемещения гидроцилиндра контролируется посредством электронного секундомера С, управление работой которого осуществляется с помощью бесконтактных конечных выключателей (БВК), установленных на штоке нагрузочного цилиндра ГЦ2;

частота вращения вала гидронасоса Н2 регулируется с помощью реостата (он на схеме не показан);

электрические параметры электродвигателей контролируются с помощью амперметров и вольтметров (А и V);

перемещения золотника гидрораспределителя Р2 устанавливаются с помощью микрометричного винта и контролируются посредством индикатора (Ии) перемещений часового типа.

Пульт управления позволяет осуществлять управление работой стенда по заранее определенной программе. Пульт управления представляет собой стойку, внутри которой смонтировано электрооборудование. На наружной вертикальной панели стойки расположены электроприборы, мнемосхема и панель управления стендом.

Мнемосхема представляет собой гидравлическую схему стенда, отдельные элементы которой снабжены электрическими лампочками, позволяющими проводить контроль исправности и готовности к работе стенда как в режиме наладки, так и при проведении конкретной лабораторной работы в соответствии с выбранной программой.

Панель управления снабжена кнопками управления стендом в режимах наладки и работы по программе, лампочками контроля включения гидронасосов, таблицей функционирования гидроагрегатов для 7 различных программ – вариантов включения в работу определенных участков гидросхемы с целью выполнения конкретных лабораторных работ.

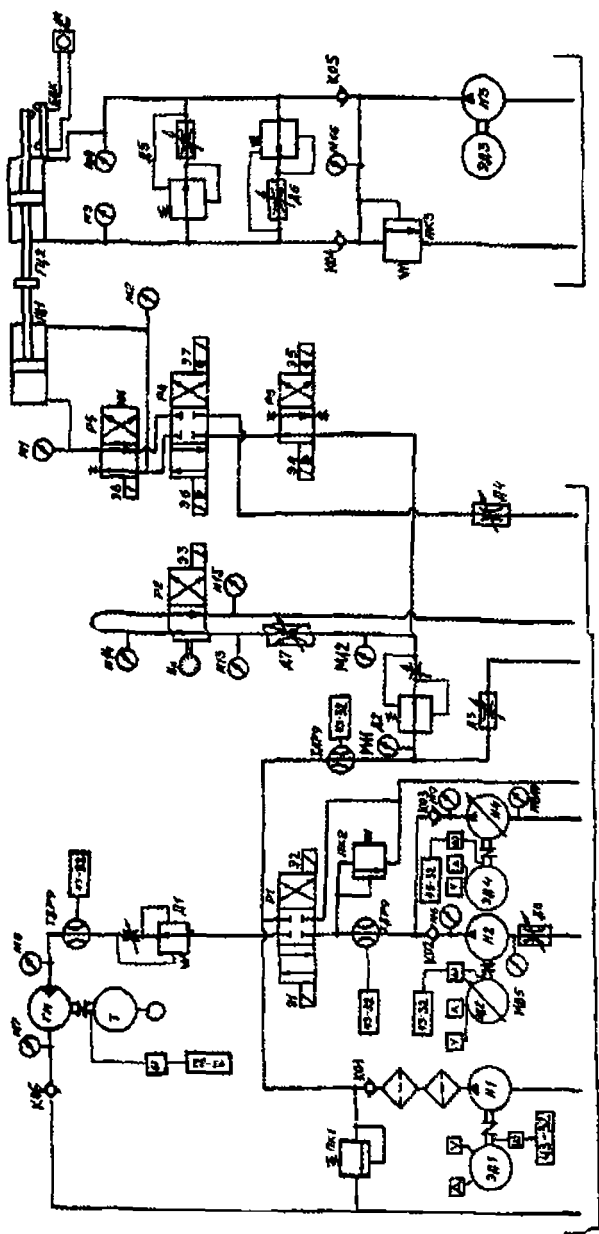


Рис. 1.1. Универсальный стенд для испытаний объемных гидродвигателей

1.2. Порядок включения стенда

1. Включить рубильники общий и на электрическом шкафу стенда.

2. В соответствии с выполняемой лабораторной работой выбирается соответствующая программа, по которой должен работать стенд (номер программы указывается в методических указаниях по выполнению лабораторной работы), правильность выбранной программы проверяется на мнемосхеме. Галетным переключателем, расположенным на панели управления, включается выбранная программа.

3. Нажимаются кнопки «Цепи управления», «Программа пуск», на мнемосхеме загораются лампочки, с помощью которых проводится контроль исправности и готовности стенда к работе по выбранной программе.

4. Нажимается кнопка «Гидронасосы Н1-Н3. Пуск». Загорается лампочка включения гидронасосов в работу.

Включение электромагнитов Э6, Э7, Э8, гидрораспределителей, управляющих работой гидроцилиндра, осуществляется при помощи кнопок.

1.3. Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема гидропривода универсального стенда.

1.4. Контрольные вопросы

1. Через какие гидрозлементы рабочая жидкость поступает от насоса к гидромотору (показать на схеме)?
2. Через какие гидроаппараты рабочая жидкость поступает от насоса к гидроцилиндрам ГЦ1 и ГЦ2?
3. Каким образом осуществляется нагрузка при испытаниях ГЦ1?
4. Каким образом осуществляется нагрузка гидромотора при испытаниях?
5. Какие основные различия между регулируемым дросселем и регулятором скорости?
6. Какими приборами на стенде измеряются давление, перемещение, крутящий момент, частота вращения, расход жидкости?

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы. Экспериментальное определение рабочего объема пластинчатого гидронасоса двукратного действия.

2.1. Основные положения

Рабочий объем роторной гидромашини представляет собой идеальный (без учета утечек и сжимаемости) объем жидкости, который вытесняется машиной за один оборот вала. Для пластинчатого гидронасоса двукратного действия рабочий объем определяется следующим образом:

$$q = 2b(R - r)[\pi(R + r) - tz] , \quad (2.1)$$

где R и r - максимальный и минимальный радиусы поверхности статора;

b - ширина статора;

t - толщина пластины;

z - число пластин;

q - рабочий объем насоса.

При расположении пазов для пластин под углом α к радиусу ротора рабочий объем определится по формуле

$$q = 2b(R - r)\left[\pi(R + r) - \frac{tz}{\cos \alpha}\right] . \quad (2.2)$$

Обычно пластины располагают под углом $\alpha = 7 \dots 15^\circ$ к радиусу в сторону вращения ротора, чтобы уменьшить трение и защемление пластин в пазах.

Характерный объем насоса определится

$$V = \frac{q}{2\pi} . \quad (2.3)$$

При испытании объемных гидромашин наибольшую сложность представляет определение идеальной подачи:

$$Q_T = qn, \quad (2.4)$$

где n - частота вращения вала.

Нужный для этого рабочий объем q рекомендуется определять экспериментально, измеряя подачу при давлении $p = 0$, т.е. при отсутствии утечек и сжатия жидкости.

Для обеспечения необходимой работоспособности насоса пластины изготавливают из быстрорежущих сталей типа P18, статор – из легированных сталей, например ШХ 15, а ротор – из стали 20 X и подвергают их специальной обработке.

2.2. Описание стенда для проведения испытаний

Принципиальная схема стенда для определения рабочего объема насоса приведена на рис. 2.1. Установка состоит из пластинчатого насоса с приводным двигателем 1, мерного бака 3, электромеханических часов (ЭЧ) 4, управляемых емкостными датчиками уровня (ДУ1 и ДУ2) через блок управления (БУ) 5, крана 6, гидробака 7, предохранительного клапана 2, манометра М.

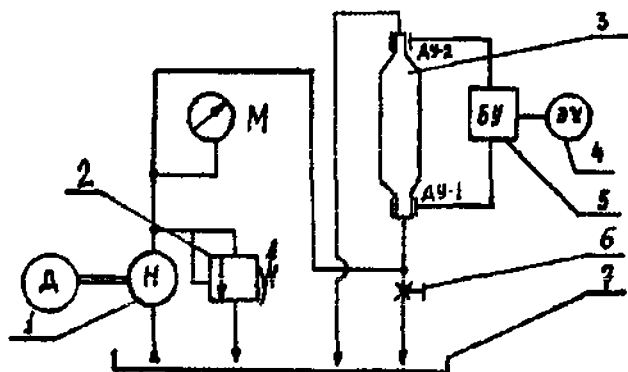


Рис. 2.1. Гидросхема стенда для определения рабочего объема гидронасоса

2.3. Порядок выполнения работы

Перед началом работы кран 6 закрываем, включаем блок управления 5 и электродвигатель привода масляного насоса 1. При этом масло от насоса 1 поступает в мерный бак 3 под минимальным давлением ($p_n \approx 0$). Время заполнения мерного бака 3 определяется с помощью электромеханических часов 4, управляемых через блок управления нижним ДУ2 и верхним ДУ1 датчиками уровня.

При достижении необходимого уровня масла в мерном баке 3 верхний датчик ДУ1 срабатывает и подает сигнал в блок управления БУ. С помощью БУ выключаются электромеханические часы 4. Остановка часов свидетельствует об окончании замера. Приводной электродвигатель насоса выключаем, кран 6 открываем и масло из мерного бака 3 сливается в гидробак 7.

Испытания повторяются 3-4 раза. Измеренные величины заносятся в табл. 2.1, и производятся вычисления.

Частота вращения вала насоса принимается постоянной и определяется по паспортным данным электродвигателя.

Подача насоса при отсутствии утечки и сжимаемости жидкости

$$Q = W/t,$$

где W - объем мерного бака ($W = 11,418$ л);

t - время заполнения бака.

Рабочий объем насоса $q = Q/n$, характерный объем $V = q/2\pi$.

Результаты расчетов вносятся в таблицу.

№ п/п	Время заполнения мерного бака t , с	Частота вращения n , с ⁻¹	Расход Q , м ³ /с	Рабочий объем q , м ³	Характерный объем V , м ³ /рад

Лабораторная работа № 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ГИДРОНАСОСА С НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДАЧЕЙ

Цель работы. Провести испытание роторного пластинчатого гидронасоса Г12-53А для экспериментального построения его рабочих характеристик.

3.1. Основные положения

Рабочие характеристики роторного объемного насоса представляют собой совокупность зависимостей подачи $Q_n = f_1(p_n)$, мощности на валу насоса $N = f_2(p_n)$, КПД $\eta = f_3(p_n)$ от давления нагнетания, развиваемого насосом при постоянной частоте вращения $n = const$ и прочих постоянных условиях (качество рабочей жидкости, температура и др.).

На рис. 3.1 в качестве примера приведена рабочая характеристика роторного объемного насоса.

Давление p_n , создаваемое насосом, есть энергия, сообщаемая насосом каждой единице объема жидкости:

$$p_n = E_n - E_v = p_{нг} + \frac{V_{нг}^2}{2} \rho - (p_{вс} + \frac{V_{вс}^2}{2} \rho),$$

где $p_{нг}$ - абсолютное давление на выходе из насоса;

$p_{вс}$ - абсолютное давление на входе в насос;

$V_{нг}, V_{вс}$ - скорости движения жидкости в нагнетающей и всасывающей гидролиниях.

При равенстве диаметров трубопроводов $d_{нг} = d_{вс}$ скорости равны $V_{нг} = V_{вс}$.

Выражая абсолютные давления через показания манометра p_m и вакуумметра p_v , давление насоса находим по формуле

$$p_n = p_m + p_{ат} - (p_{ат} - p_v) = p_m + p_v. \quad (3.1)$$

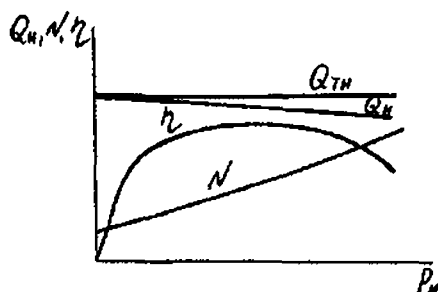


Рис. 3.1. Рабочие характеристики гидронасоса

Показанием вакуумметра, ввиду его малости, можно пренебречь, тогда давление, создаваемое насосом, определяется по показаниям манометра, устанавливаемого на выходе из насоса.

Зависимость подачи насоса от давления в напорной гидрوليнии описывается прямой линией, имеющей некоторый угол наклона к оси абсцисс. Величина этого угла зависит от коэффициента подачи насоса, определяемого свойствами рабочей жидкости и исследуемого насоса. При увеличении температуры рабочей жидкости и износа насоса этот угол возрастает. При давлении нагнетания, равном 0, подача насоса Q_n совпадает с теоретической подачей насоса Q_{TH} , а коэффициент подачи равен 100%.

Полезная мощность определяется соотношением

$$N_n = p_n Q_n, \quad (3.2)$$

а КПД насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{N_n}{N_n + \Delta N}, \quad (3.3)$$

где N - мощность, подведенная к валу насоса;

ΔN - мощность потерь.

Зависимость полного КПД насоса от давления имеет сложный характер. Условно эту зависимость можно представить тремя зонами. В первой зоне полный КПД насоса увеличивается с увеличением давления. Это объясняется тем, что потери мощности насоса в этой зоне незначительно увеличиваются при возрастании давления в основном за счет объемных потерь, а при достижении давлением

некоторой величины $P_{ном}$. потери мощности практически не изменяются с увеличением p и составляют незначительную долю от мощности, подведенной к валу насоса. Вторая зона соответствует максимальным значениям полного КПД для данного режима. Дальнейшее увеличение давления в напорной гидрролинии приводит к возрастанию потерь мощности за счет возрастания объемных и механических потерь в насосе. Полный КПД насоса в третьей зоне снижается при увеличении давления.

3.2. Описание установки

Установка для испытаний пластинчатого насоса Г12-53А представляет собой часть универсального стенда, описание которого приведено в лабораторной работе № 1. На рис. 3.2 приведена принципиальная схема установки. Установка состоит из пластинчатого насоса Г12-53А (Н 4 – на гидравлической схеме стенда) с приводным асинхронным электродвигателем типа А02-42-6 (ЭД 4), предохранительного клапана М-ПКП-1 (ПК 2), обратного клапана (КО 3). Измерительная аппаратура: манометр М 9, мановакуумметр МВ 10, турбинный расходомер ТДР 9, датчик частоты вращения ω ЛХ 204, вольтметр, амперметр, частотомер ЧЗ-32. Методика испытаний состоит в опытным определении подачи насоса, мощности и КПД при различных значениях давления, создаваемого насосом, причем частота вращения вала насоса поддерживается постоянной.

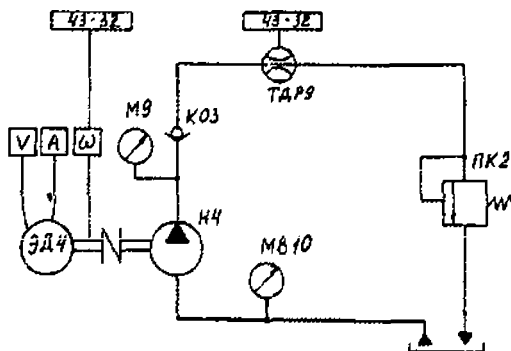


Рис. 3.2. Гидросхема установки для испытаний гидронасоса с нерегулируемой подачей

3.3. Порядок проведения испытаний

1. Универсальный стенд готовится к проведению испытаний, для чего предохранительный клапан ПК2 насоса Н4 должен быть открыт.

2. На панели управления с помощью галетного переключателя устанавливается программа «Наладка», нажимаются кнопки «Цепи управления», «Программа», «Пуск насоса Н 4» в иладочном режиме.

3. Путем настройки предохранительного клапана ПК 2 нагружается насос от 10 до 35 кгс/см² (5-8 фиксированных значений), давление p_n контролируется по манометру М 9. Для каждого значения давления p_n фиксируются и заносятся в табл. 3.1 показания амперметра, вольтметра, частотомеров, манометра, вакуумметра.

Т а б л и ц а 3.1

Серия испытаний	Частота вращения вала n, c^{-1}	Показания приборов				
		вакуумметра $p_v, Па$	манометра $p_m, Па$	амперметра $I, А$	вольтметра $U, В$	датчика расхода $q, Гц$

4. На основании проведенных испытаний вычисляются и заносятся в табл. 3.2 следующие величины:

$$\text{давление насоса } p_n = p_m + p_v, \text{ Па};$$

подача насоса по формуле $Q_n = a + bf$ или по тарировочному графику $Q_n = f(f)$, где a и b - коэффициенты датчика расхода турбинного типа $a = 1,765 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$, $b = 7,820 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{имп}$, f - частота вращения турбины датчика расхода, контролируемая по частотомеру ЧЗ-32;

$$\text{полезная мощность насоса } N_n = p_n Q_n, \text{ Вт};$$

мощность, потребляемая насосом, $N = \sqrt{3} \cdot IU \eta_{эл} \cos \varphi$, Вт, где I, U - показания амперметра и вольтметра, $\eta_{эл}$ - КПД электродвигателя, $\cos \varphi$ (см. паспортные данные).

$$\text{Коэффициент полезного действия насоса } \eta = \frac{N_n}{N}.$$

Таблица 3.2

Серия испы- таний	Давление насоса p_n , Па	Подача насоса Q_n , $\text{м}^3/\text{с}$	Полезная мощность N_n , Вт	Потребляемая мощность N , Вт	КПД η

5. По вычисленным значениям Q_n , N , η строится рабочая характеристика насоса как совокупность $Q_n = f_1(p_n)$; $N = f_2(p_n)$; $\eta = f_3(p_n)$ при $n = \text{const}$.

Лабораторная работа № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ГИДРОНАСОСА С РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДАЧЕЙ

Цель работы. 1. Провести испытание регулируемого насоса Г12-53А, варьируя эксцентриситет от максимального значения до 0, и построить его рабочую и универсальную характеристики при постоянной вязкости рабочей жидкости.

2. Провести испытание пластинчатого насоса Г12-31 по методике лабораторной работы № 3, но при переменной частоте вращения вала насоса и построить его универсальную характеристику.

4.1. Основные положения

Рабочие характеристики роторных насосов переменной подачи представляют собой совокупность зависимостей $Q_n = f(p_n)$; $N = f(p_n)$; $\eta = f(p_n)$, полученных при $n = \text{const}$, построенных на основании опытных данных для различных параметров регулирования (нескольких постоянных значений эксцентриситета насоса).

Совокупность рабочих характеристик, снятых на различных значениях частот вращения, называется **универсальной топографической характеристикой насоса**. На рис. 4.1 изображена такая характеристика насоса. На общем поле размещены характеристики $Q_n = f(p_n)$, каждой из которых соответствует своя зависимость $\eta = f(p_n)$.

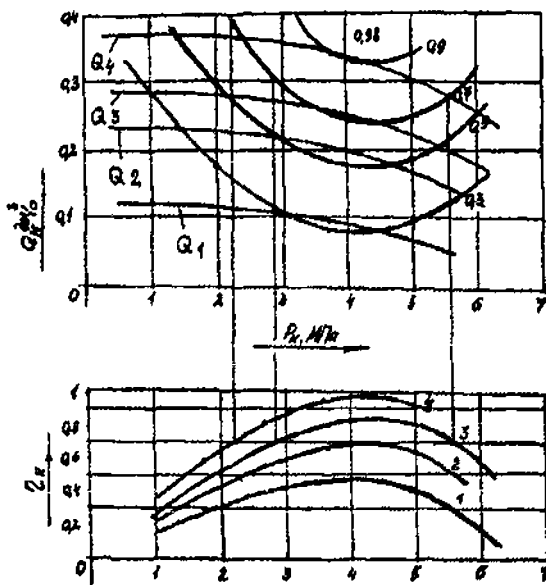


Рис. 4.1. Универсальная характеристика гидронасоса

Для построения топографической характеристики из совокупности рабочих характеристик, полученных при различных частотах вращения вала насоса, выбираем значения подач, для которых КПД равен одной и той же величине. Например, чтобы построить характеристики равного КПД для $\eta = 0,3$, на графике $\eta_1 = f(p_n)$ проводим секущую прямую, равную $\eta_1 = 0,3$, и точки ее пересечения с кривыми $\eta_1 = f(p_n)$, $\eta_2 = f(p_n)$, $\eta_3 = f(p_n)$ переносим на соответствующие кривые графиков подач $Q_1 = f(p_n)$, $Q_2 = f(p_n)$, $Q_3 = f(p_n)$, а затем соединяем их плавной линией. Аналогично строятся и другие характеристики равных КПД ($\eta = 0,5$, $\eta = 0,7$, $\eta = 0,9$). Полученные таким образом топографические характеристики ограничивают на поле области $Q_n = f(p_n)$, внутри которых КПД обязательно выше, чем КПД для кривой, ограничивающей область. Для полей рабочих режимов насосов существуют области особенно благоприятного сочетания рабочих параметров, в которых

значения КПД достигают предельного максимума. Такие области называют зонами оптимальных режимов работы насосов.

Существуют два основных способа регулирования подачи насоса. Первый заключается в плавном изменении частоты вращения его вала, при этом подача определяется как

$$Q_T = qn, \quad (4.1)$$

где q - рабочий объем насоса;

n - его частота вращения (при изменении частоты вращения n уменьшается или увеличивается его подача Q_T).

При регулировании частоты вращения n применяются в качестве привода электродвигатель постоянного тока с системой управления тиристорного привода, двигатель внутреннего сгорания и другие регулируемые приводы (насос Г12-31 – Н2 на универсальном стенде).

Второй способ основан на изменении рабочего объема q при неизменной частоте вращения n , а теоретическая подача Q_T определяется по формуле (4.1).

В пластинчатом регулируемом насосе изменение рабочего объема q достигается изменением эксцентриситета ε . При ε_{max} подача насоса будет максимальной, а при $\varepsilon=0$ подача $Q_n = 0$.

4.2. Описание экспериментальной установки

Установка для испытаний пластинчатого насоса регулируемой подачи представляет собой часть универсального стенда. На рис. 4.2 представлена принципиальная схема установки, состоящей из пластинчатого насоса Н4 с регулируемым рабочим объемом типа Г12-53А, приводимым во вращение от асинхронного электродвигателя ЭД4 типа А02-42-6, и предохранительного клапана ПК2 типа Н-ПКП-1.

Методика испытаний состоит в опытным определении подачи насоса, мощности и КПД при различных значениях давления и постоянной частоте вращения его. Испытания проводятся для нескольких (5-6) значений эксцентриситета, изменяемых от ε_{max} до $\varepsilon=0$ и устанавливаемых по лимбу регулируемого насоса. На основании опытных данных строится универсальная характеристика насоса.

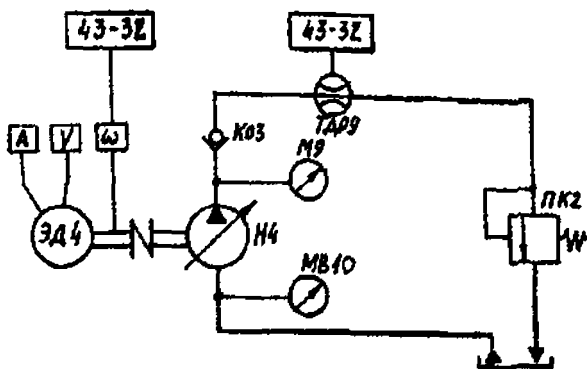


Рис. 4.2. Гидросхема установки для испытаний гидронасоса с регулируемой подачей

4.3. Порядок проведения испытаний

1. На панели управления с помощью галетного переключателя устанавливается программа «Наладка», нажимаются кнопки «Цепи управления», «Программа», «Пуск насоса Н4» в наладочном режиме.

2. По лимбу насоса Н4 устанавливается максимальный эксцентриситет.

3. С помощью предохранительного клапана ПК2 изменяется давление насоса от 10 до 35 кгс/см² (6-8 фиксированных значений), которое контролируется по манометру М9. Для каждого значения давления p_n фиксируются и заносятся в табл. 4.1 показания амперметра, вольтметра, частотомера, манометра, вакуумметра.

Таблица 4.1

Серия испытаний	Эксцентриситет ϵ	Показания приборов				
		вакуумметра p_v , Па	манометра p_n , Па	амперметра I , А	вольтметра U , В	датчика расхода f , Гц

4. Уменьшается эксцентриситет (5-6 значений) от ε_{max} до $\varepsilon=0$. Для каждого значения эксцентриситета проводятся испытания в соответствии с п. 1-3.

5. Вычисляются и заносятся в табл. 4.2 следующие величины: давление и подача насоса, полезная и потребляемая мощности, КПД насоса. Расчетные формулы приведены в лабораторной работе № 3. Потребляемая мощность насоса N_4 определяется по формуле

$$N = \sqrt{3} \cdot IU \cos \varphi \eta_{эл.}, \text{ Вт}, \quad (42)$$

где I и U - показания амперметра и вольтметра;

$\eta_{эл.}$ и $\cos \varphi$ - характеристики из паспорта на электродвигатель.

Таблица 4.2

Серия испытаний	Эксцентриситет ε	Давление насоса p_n , Па	Подача насоса Q_n , м ³ /с	Полезная мощность N_n , Вт	Потребляемая мощность N , Вт	КПД η

6. По вычисленным значениям строятся рабочие характеристики регулируемого насоса.

7. Строится универсальная топографическая характеристика пластинчатого насоса переменной подачи.

Лабораторная работа № 5

КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ РОТОРНОГО ОБЪЕМНОГО НАСОСА

Цель работы. 1. Провести кавитационные испытания пластинчатого насоса Г12-31 и построить кавитационные характеристики по результатам испытаний.

2. По данным испытаний определить допустимый вакуум во всасывающем трубопроводе насоса Г12-31.

5.1. Основные положения

Нарушение сплошности течения жидкости с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке, называется *кавитацией*.

Правильная установка насоса относительно уровня рабочей жидкости в баке, выбор размеров и конфигурации всасывающего трубопровода должны обеспечить бескавитационную работу насоса.

Уравнение Бернулли, составленное для свободной поверхности жидкости в гидробаке и входного патрубка насоса относительно свободной поверхности в гидробаке:

$$p_{ат} = \rho g h_{вс} + p_{вх} + \frac{\rho v^2}{2} + \Delta p_{тр} , \quad (5.1)$$

где $h_{вс}$ - высота всасывания насоса;

$p_{вх}$ - абсолютное давление во входном патрубке насоса;

v - скорость течения жидкости во входном патрубке насоса;

$\Delta p_{тр}$ - гидравлические потери в подводящем трубопроводе.

Отсюда

$$p_{вх} = p_{ат} - \rho g h_{вс} - \frac{\rho v^2}{2} - \Delta p_{тр} . \quad (5.2)$$

Абсолютное давление у входа в насос тем меньше, чем больше высота всасывания и гидравлическое сопротивление подводящего трубопровода и чем меньше давление в гидробаке. При достаточно большой высоте всасывания и сопротивлении подводящего трубопровода давление у входа в рабочую камеру становится настолько малым, что достигает упругости насыщенного пара, и возникает кавитация.

Кавитационные испытания насосов объемного типа принято выполнять двумя способами. Первый способ сводится к определению давления p_{min} перед входом в насос, при котором еще сохраняется нормальная подача насоса Q_n . Испытания проводятся при постоянной частоте вращения вала насоса ($n = const$), постоянном давле-

нии в напорной гидрوليнии ($p_n = const$) и постоянной температуре жидкости ($T = const$). Давление перед насосом снижается путем изменения переменного сопротивления – дросселя. Кавитационная характеристика этого типа представлена на рис. 5.1.

Другая кавитационная характеристика (рис. 5.2) представляет собой зависимость $Q_n = f(n)$ при $p_n = const$ и $T^{\circ}C = const$, на которой отмечены предельные значения n_{max} и соответствующие им значения $p_{ex\ min}$, при которых нарушается линейное возрастание подачи Q_n с увеличением частоты вращения вала насоса n .

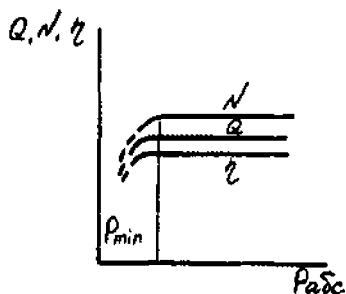


Рис. 5.1. Кавитационная характеристика насоса

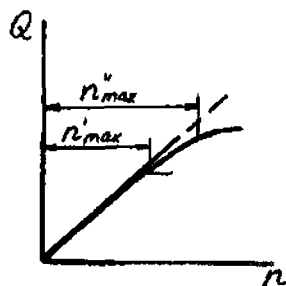


Рис. 5.2. Кавитационная характеристика насоса

5.2. Описание экспериментальной установки

Установка для испытаний пластинчатого насоса представляет собой часть универсального стенда. На рис.5.3 приведена принципиальная схема установки. Установка состоит из пластинчатого насоса Г12-31 (Н2 на принципиальной схеме) с приводным электродвигателем постоянного тока МИ-32 (ЭД2 на схеме), реостата Р1 (на схеме не показан), предохранительного клапана ПК2, регулируемого дросселя Д8. Измерительная аппаратура: манометр М6; мановакуумметр МВ5, турбинный расходомер ГДР9, датчик частоты вращения ЛХ-204, вольтметр, амперметр, частотомер ЧЗ-32.

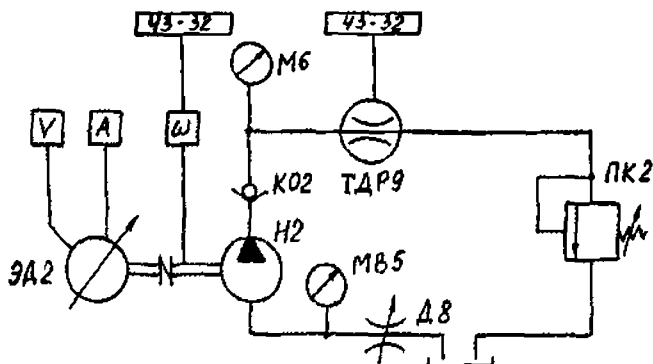


Рис. 5.3. Принципиальная схема испытательной установки

5.3. Порядок проведения испытаний

1. Универсальный стенд готовится к проведению испытаний, для чего предохранительный клапан насоса ПК2 и дроссель Д8 должны быть открыты.

2. На панели управления галетным переключателем устанавливается программа «Наладка», нажимаются кнопки «Цепи управления», «Программа», «Пуск насоса Н2» в наладочном режиме.

3. С помощью реостата Р1 устанавливается определенная частота вращения вала насоса и контролируется во время испытаний посредством датчика оборотов, сигналы с которого поступают на частотомер ЧЗ-32.

4. С помощью предохранительного клапана ПК2 настраивается давление насоса p_n (например, 10 кгс/см²) и контролируется по манометру М6.

5. Постепенно перекрывается проходное сечение дросселя Д8 (несколько значений). При каждом положении дросселя фиксируются и заносятся в табл. 5.1 показания приборов: амперметра, вольтметра, частотомеров, манометра, вакуумметра. Испытания продолжать до тех пор, пока не начнется резкое уменьшение подачи насоса. При этом наблюдается выделение газовой фазы в прозрачной трубе. Настроить другую частоту вращения вала насоса и повторить опыты.

Таблица 5.1

Серия испы- таний	Показания приборов					
	Датчик частоты вращения n, c^{-1}	Датчик расхода $f, Гц$	Манометр $p_n, Па$	Ваку- умметр $p_v, Па$	Напряже- ние $U, В$	Ток $I, А$

6. На основании проведенных испытаний вычисляются и заносятся в табл. 5.2 следующие величины:

а) давление, создаваемое насосом:

$$p_n = p_m + p_v,$$

где p_m - давление, измеряемое манометром;

p_v - давление (разряжение), измеряемое вакуумметром;

б) подача насоса вычисляется по выражению

$$Q_n = a + bf,$$

где a и b - постоянные коэффициенты уравнения;

f - частота вращения турбинного датчика расхода, регистрируемая частотомером;

в) полезная мощность насоса

$$N_n = p_n \cdot Q_n, Вт;$$

г) мощность, потребляемая насосом:

$$N_{np} = IU\eta_{эл}, Вт;$$

где I, U - показания соответственно амперметра, вольтметра;

$\eta_{эл}$ - КПД электродвигателя (паспортные данные);

д) коэффициент полезного действия насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N_{np}}.$$

По вычисленным значениям указанных параметров строится кавитационная характеристика насоса (рис.5.1).

Таблица 5.2

Серия испытаний	Давление насоса P_n , Па	Подача насоса Q , м ³ /с	Полезная мощность N_n , Вт	Потребляемая мощность N , Вт	КПД η	Примечания

7. Для построения кавитационной характеристики в виде зависимости $Q_n = f(n)$ при $p_n = const$ лабораторная работа выполняется в следующей последовательности: при открытом дросселе Д8 и постоянном давлении ($p_n = const$), устанавливаемом предохранительным клапаном ПК2, изменяется с помощью реостата Р1 частота вращения вала насоса n и для каждого значения n определяются показания датчика расхода, вакуумметра, результаты заносятся в табл. 5.3 и строится кавитационная характеристика (см. рис. 5.2).

Таблица 5.3

№ п/п	Показания манометра P_n , Па	Показания вакуумметра P_v , Па	Частота вращения вала n , с ⁻¹	Показания частотомера f , Гц	Подача насоса Q , м ³ /с

Лабораторная работа № 6

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ОБЪЕМНОГО ГИДРОМОТОРА

Цель работы. Провести испытания аксиально-плунжерного гидромотора Г15-22 и построить его рабочую характеристику.

6.1. Основные положения

Рабочей характеристикой гидромотора называется зависимость момента M_2 на его валу, подводимого расхода Q_2 и КПД от частоты

ты вращения n вала гидромотора при постоянном давлении в гидромоторе ($p_2 = const$).

На рис. 6.1 приведена рабочая характеристика. Момент M_2 , развиваемый на валу гидромотора, меньше идеального момента $M_{ид}$. Эта разница обусловлена гидравлическими потерями давления внутри гидромотора и механическими потерями, определяемыми трением его подвижных частей.

С помощью разницы между идеальным значением расхода $Q_{ид}$, подводимого к гидромотору, и фактической величиной Q_2 определяются полные объемные потери. Они состоят из потерь, связанных с сжимаемостью жидкости и утечками (перетечками) рабочей жидкости в полостях гидромотора.

Характер зависимости $p_2 = f(n)$ аналогичен подобной зависимости для насоса. Величина η обусловлена соизмеримостью суммы механических потерь и мощности утечек с полезной мощностью.

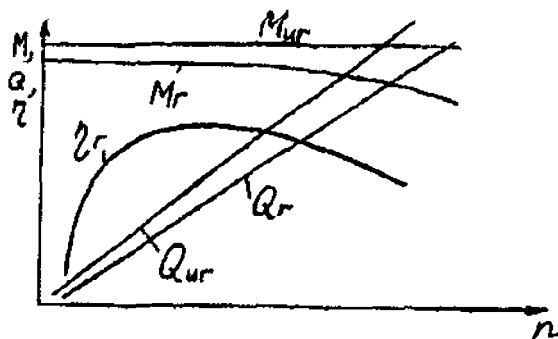


Рис. 6.1. Рабочие характеристики гидромотора

6.2. Описание испытательной установки

Установка для испытаний аксиально-поршневого гидромотора представляет собой часть универсального стенда, предназначенного для исследования гидромашин, гидроаппаратуры и гидроприводов.

На рис. 6.2 представлена ее принципиальная схема. Установка состоит из насоса Н4 (Г12-53А), приводимого во вращение электродвигателем ЭД4, предохранительного клапана КП2, обратного клапана КО3, электрогидравлического распределителя ЭГР1, регулируемого дросселя ДР1 и гидромотора ГМ (Г15-22) с нагрузочным тормозом порошкового типа ПТ-2,5М. Для определения параметров рабочей характеристики гидромотора установка снабжена измерительно-регистрирующей аппаратурой, которая включает: манометры М7, М8, М9, МВ10; частотомер ЧЗ-32 с датчиком расхода турбинного типа ТДР9 (расходомер рабочей жидкости); электронный тахометр ЦАТ-2М; динамометр с индикаторной головкой часового типа ИГ (для измерения крутящего момента на валу гидромотора).

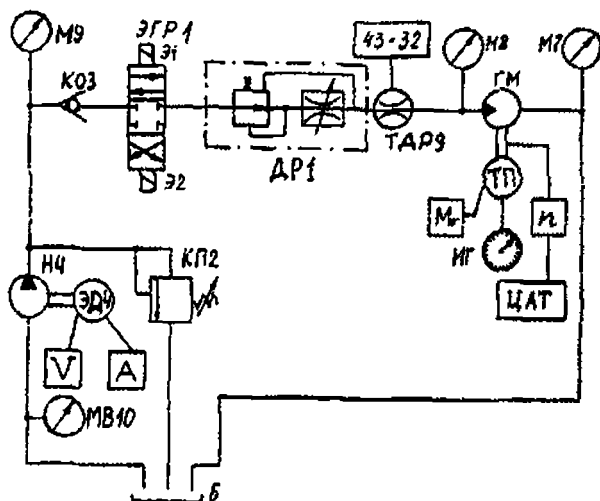


Рис. 6.2. Гидросистема установки для испытаний гидромотора

Работа испытательной установки происходит следующим образом. При запуске электродвигателя ЭД4 с помощью насоса Н4 подается рабочая жидкость в напорную магистраль и через обратный клапан КО3, электрогидравлический распределитель ЭГР1 (в позиции Э2), дроссель ДР1 к гидромотору ГМ. Жидкость от гидромотора поступает по сливной магистрали в гидробак Б. При этом частота

вращения вала гидромотора определяется расходом рабочей жидкости Q_2 , а величина крутящего момента M_2 - настройкой порошкового тормоза ТП.

В качестве испытуемого гидродвигателя используется аксиально-плунжерный гидромотор Г15-22 с рабочим объемом $q_m = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ (20 см^3), номинальный расход при $n_2 = 16 \text{ с}^{-1}$ (960 мин^{-1}) составляет $Q_2 = 33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ($19,8 \text{ л/мин}$). Гидромотор развивает номинальный крутящий момент, равный $1,25 \text{ кН}\cdot\text{м}$ при давлении 5 МПа . Такого типа гидромоторы применяются для привода вращательного движения, в системах с бесступенчатым регулированием скорости, в системах, где требуются реверсирование частоты вращения, частые включения, автоматическое и дистанционное управление, а также в следящих гидроприводах.

6.3. Подготовка испытательной установки к работе и порядок проведения испытаний

Перед проведением испытаний гидромотора по определению его рабочих характеристик необходимо ознакомиться с конструкцией испытательной установки, контрольно-измерительной аппаратурой, методикой проведения испытаний и обработки результатов эксперимента. Подготовка установки к работе и проведение испытаний производится в определенной последовательности.

1. Проверить наличие и правильность подключения датчиков для замера регистрируемых параметров в соответствии со схемой (рис.6.2).

2. Включить измерительно-регистрирующую аппаратуру (расходомер ЧЗ-32, электронный тахометр ЦАТ-2М), прогреть в течение $5 \dots 7$ мин и проверить ее работоспособность. Настроить индикатор часового типа для замера крутящего момента.

3. На пульте управления универсального стенда установить галетный переключатель в положение «Программа №1», включить кнопку «Цепи управления» и «Программа пуск», наблюдая на мнемосхеме стенда включение лампочек, обозначающих программу №1. Нажать кнопку «Пуск насоса Н1 – Н4».

4. Закрыть дроссель ДР1 и настроить предохранительный клапан КП2 на необходимое давление ($2 \dots 3,5 \text{ МПа}$) – контроль по манометру М9.

5. Открывая дроссель ДР1, установить начальную частоту вращения вала гидромотора (n_{min}) – контроль по электронному тахометру ЦАТ-2М (при минимальном расходе жидкости).

6. Задать нагрузку порошковым тормозом ТП с помощью реостата «Регулировка ТП», расположенного на пульте управления стендом. Контроль за величиной нагрузки осуществляется по давлению на входе в гидромотор (манометр М8). Рекомендуется задавать давление 1,0... 1,2 МПа. Установка подготовлена к работе.

7. Произвести первый отсчет показаний приборов (манометров М7, М8, М9; расходомера ЧЗ-32; тахометра ЦАТ-2М; индикатора крутящего момента) и данные занести в табл. 6.1. Опыт повторить 6...8 раз, увеличивая частоту вращения вала гидромотора до предельной путем плавного открытия дросселя ДР1 до максимального значения. При этом перепад давления на гидромоторе необходимо поддерживать постоянным, изменяя положения реостата управления порошковым тормозом «Рег. ТП».

Во время каждого опыта регистрируются и заносятся в табл. 6.1 следующие параметры: давление настройки предохранительного клапана p_k (М9); давления на входе $p_{вх}$ (М8) и выходе $p_{вых}$ (М7) гидромотора; показания расходомера f ; частота вращения n_m вала гидромотора; показания индикатора A_τ - крутящего момента на валу порошкового тормоза, нагружающего гидромотор.

Таблица 6.1

№ п/п	p_k , Па (М9)	$p_{вх}$, Па (М8)	$p_{вых}$, Па (М7)	Показания датчика расхода f , Гц	Показания индикатора крутящего момента A_τ	Частота вращения гидромотора n_m , с ⁻¹

6.4. Обработка экспериментальных данных

Идеальный расход жидкости гидромотором определяется по формуле

$$Q_{из} = q_m \cdot n_m, \text{ м}^3/\text{с},$$

где q_m - рабочий объем гидромотора ($q_m = 0,02 \text{ дм}^3 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$);

n_m - частота вращения вала гидромотора, с^{-1} .

Фактический расход жидкости

$$Q_{зф.м} = a + \epsilon f, \text{ м}^3/\text{с},$$

где a и ϵ - тарифовочные коэффициенты.

Момент на валу гидромотора вычисляется по зависимости

$$M_z = A\gamma \cdot 8, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $A\gamma$ - показание индикатора часового типа.

Мощность, потребляемая гидромотором:

$$N = Q_z \cdot p_z, \text{ Вт},$$

где p_z - давление жидкости на входе в гидромотор, Па.

Полезная мощность гидромотора:

$$N_n = M_z \cdot \omega_z, \text{ Вт},$$

где ω_z - угловая скорость вращения вала гидромотора.

Коэффициент полезного действия гидромотора (КПД):

$$\eta = \frac{N_n}{N}, \%$$

Результаты вычислений заносятся в табл. 6.2. По вычисленным значениям $Q_{из}$, Q_z , M_z , η и при определенном давлении в гидросистеме строится рабочая характеристика гидромотора $Q_{из} = f(n_m)$, $Q_z = f(n_m)$, $M_z = f(n_m)$, $\eta = f(n_m)$.

Таблица 6.2

№ п/п	Идеальный расход, $\text{м}^3/\text{с}$	Фактический расход, $\text{м}^3/\text{с}$	Момент на валу гидромотора M_z , Н·м	Потребляемая мощность, Вт	Полезная мощность, Вт	КПД, %

6.5. Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схема испытательного стенда.
3. Результаты испытаний (таблицы, графики).
4. Краткий анализ полученных результатов.

Лабораторная работа № 7

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы. Изучить принцип работы и конструктивные особенности радиально-поршневых гидромашин.

7.1. Общие сведения

Радиально-поршневой называется роторная гидромашина, у которой оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45° . Радиально-поршневые гидромашинны по числу рабочих ходов за один оборот вала могут быть однократного и многократного действия, а по относительному расположению профилированной направляющей – с внешней и внутренней направляющей.

В гидромашиннах с внешней направляющей (рис. 7.1 а, в) и внутренней (рис. 7.1 б, г) рабочие камеры выполнены в блоках 1 цилиндров и замыкаются поршнями 2, взаимодействующими с направляющей 3. Рабочие поверхности направляющих в гидромашиннах многократного действия (рис. 7.1 а, б) представляют собой спрофилированные участки. Направляющие гидромашин однократного действия, как правило, выполняются в виде цилиндров, расположенных эксцентрично относительно оси блока цилиндров (рис. 7.1 в, г). При внешнем расположении такая направляющая имеет форму кольца, а при внутреннем – эксцентрика. В гидромашиннах многократного действия усилие от поршней на направляющую передается при помощи катков 4, а в гидромашиннах однократного действия для этого используются скользящие опорные башмаки, связанные с поршнем при помощи шатунов (рис. 7.1 г), или кривошипно-кулисные меха-

низмы. Рабочая жидкость в рассматриваемых гидромашинах распределяется цапфенными распределителями 5 через системы осевых и радиальных каналов, а также всасывающую и нагнетательную полости. Характер движения поршней определяется профилем направляющей.

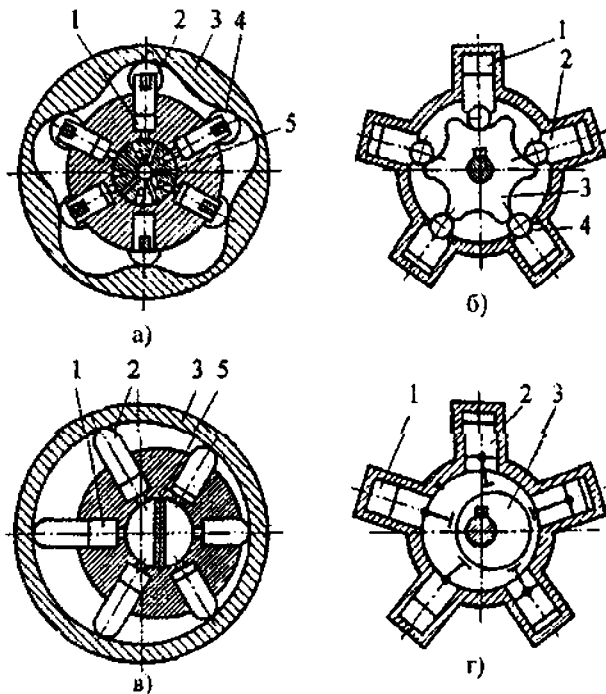


Рис. 7.1. Схемы радиально-поршневых гидромоторов с внешним (а и в) и внутренним (б и г) расположением направляющей:
 1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая;
 4 – киток; 5 – распределитель

Принцип работы гидромашин в режиме гидронасоса. При вращении блока цилиндров (ротора) 1 (рис. 7.1 а, в), например, по часовой стрелке поршни 2 прижимаются к направляющей 3 поверхности статора центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) или пружинами. Благодаря непрерывному

контакту поршней 2 с направляющей статора 3 поршни совершают возвратно-поступательное движение в своих цилиндрах. При их перемещении от распределителя 5 поршневые пространства соединяются со всасывающими отверстиями, а так как объемы рабочих камер увеличиваются и создается разрежение, то они заполняются рабочей жидкостью. Происходит процесс всасывания. Перемещение поршней к распределителю приводит к вытеснению рабочей жидкости из камер в напорную магистраль. Происходит процесс нагнетания.

Работа в режиме гидромотора. При подаче рабочей жидкости через отверстие распределителя 5 в поршневое пространство под давлением поршень 2 (рис. 7.1 а) перемещается в цилиндре и упирается роликом 4 в направляющую поверхность 3 статора. При воздействии на поршень рабочей жидкости сила давления всегда будет направлена вдоль его оси.

Сила нормального давления на профиль направляющей в любой точке, кроме «мертвых» точек, составляет с осью поршня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая силы, которая и определяет вращающий момент на валу гидромотора, формирующийся на каждом из поршней. При движении поршня 2 к распределителю 5 его подпоршневое пространство соединяется со сливной магистралью (осевое отверстие в распределителе). Высокий крутящий момент в гидромоторах такого типа обеспечивается благодаря многократности действия. Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашинны могут выполняться многорядными.

Для распределения рабочей жидкости гидромашинны снабжаются индивидуальными или групповыми распределителями. Все распределители делятся по форме поверхности на плоские, цилиндрические и сферические, а по способу относительного перемещения – на распределители с вращательным, колебательным, возвратно-поступательным и сканирующим (планетарным) движением.

На рис. 7.2 показаны некоторые виды распределительных устройств. В распределителе (рис. 7.2 а) подвижным элементом является вращающаяся цапфа или втулка. На цапфе выполнены два серповидных канала, которые лежат в одной плоскости и сообщены соответственно с подводом и сливом жидкости. В неподвижном

корпусе распределителя имеются каналы, соединяющие распределительную поверхность с рабочими камерами гидромашин.

В цапфенном распределителе (рис. 7.2 б) подвижный элемент совершает не вращательное, а колебательное движение относительно неподвижного элемента 2. Плоский распределитель (рис. 7.2 в) применяется для гидромашин с неподвижными рабочими камерами (рис. 7.1 б, г) и содержит плоский золотник кольцевой формы, установленный на эксцентриковой шейке приводного вала между двумя неподвижными торцовыми поверхностями и совершающий сканирующее движение. В распределителе (рис. 7.2 г) плоский золотник выполнен составным, с устройством для компенсации зазора. Золотник вращается относительно неподвижного корпуса 2.

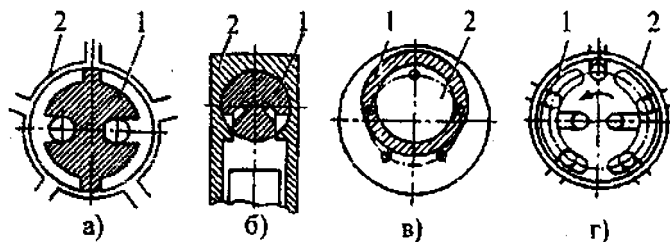


Рис. 7.2. Схемы распределительных устройств:
а, б – цапфенные; в – плоское; г – с составным золотником,
1 – подвижный элемент; 2 – неподвижный элемент

7.2. Конструктивное исполнение радиально-поршневой гидромашин

На рис. 7.3 показан высокомоментный радиально-поршневой гидромотор шестикратного действия. Гидромотор состоит из корпуса 7 с передней 6 и задней 9 крышками, блока 10 цилиндров с двумя подшипниками качения, одиннадцати поршней 8 в сборе, торцового распределительного диска 5 с втулками 3 и 4, крышками 2, распределителя со штуцерами 1 и 12, уплотнительных колец и манжеты 11. Рабочие камеры А гидромотора образованы рабочими поверхностями цилиндров блока и поршней. Каждая рабочая камера при помощи каналов и отверстий блока и торцового распределительного диска соединена со штуцерами 1 или 12 подвода и отвода рабочей жидкости.

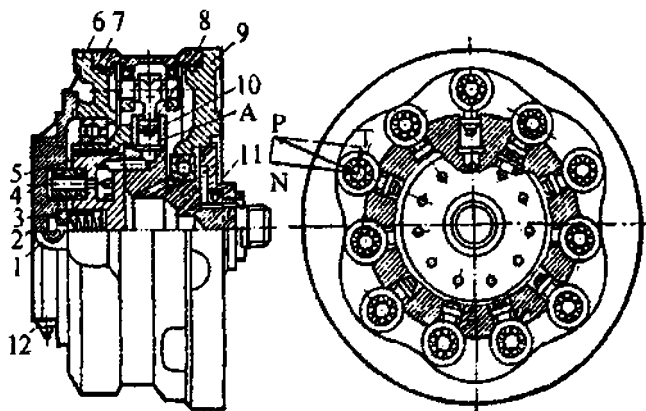


Рис. 7.3. Схема высокомоментного радиально-поршневого гидромотора:
 1 и 12 – штуцера; 2 – крышка; 3 и 4 – втулки;
 5 – распределительный диск; 6 и 9 – передняя и задняя крышки;
 7 – корпус; 8 – поршень; 10 – блок цилиндров; 11 – манжета

Торцовый распределительный диск 5 прижат к торцу блока 10 цилиндров через компенсационную шайбу пружинной втулки 3. В распределительном диске установлено по три втулки 3 и 4, которые соединяют каналы распределительного диска с каналами крышки 2.

В процессе работы каждый из одиннадцати поршней совершает за один оборот вала в определенной последовательности шесть двойных ходов, при которых в рабочих камерах происходит сначала нагнетание, а затем вытеснение. Подаваемая под давлением рабочая жидкость от штуцера 12 через соединительные втулки 4 поступает к распределительному диску 5 и далее через торцовые отверстия попадает в те рабочие камеры, поршневые группы которых в этот момент расположены на рабочих участках копира корпуса 7. В этих камерах происходит процесс нагнетания, поршни выходят из цилиндров и через ось с двумя подшипниками действуют на копира корпуса. В точке контакта силу P можно разложить на силу нормального давления N , направленную по нормали к опорной поверхности, и тангенциальную силу T , которая и создает крутящий момент, вращающий блок цилиндров и вал гидромотора. При вращении блока цилиндров в других рабочих камерах гидромотора происходит вытеснение рабочей жидкости. В этот момент подшипники

качения поршневых групп расположены на холостых участках ко-пира. Поршни под действием сил N совершают обратный ход и вы-тесняют из рабочих камер жидкость, которая через торцовые отвер-стия блока цилиндров и распределительного диска поступает на выход через штуцер 1. Частота вращения зависит от расхода жидко-сти, а изменением направления подвода жидкости можно реверси-ровать вращение вала.

7.3. Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Конструктивные схемы радиально-поршневых гидромашин.

7.4. Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют радиально-поршневые гидро-машины с внешним и внутренним расположением направляющей?
2. Какие типы гидрораспределителей применяются в радиально-поршневых гидромашинках и как они работают?
3. Как устроен и работает высокомоментный радиально-поршневой гидромотор многократного действия?
4. Каким образом обеспечивается регулирование подачи в ради-ально-поршневых насосах?

Лабораторная работа № 8

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы. Изучить принцип работы и конструктивные особенности аксиально-поршневых гидромашин.

8.1. Основные положения

Аксиально-поршневой называется роторная гидромашинка, у которой ось вращения ротора параллельна осям поршней или со-ставляет с ними угол не более 45° . По принципу изменения рабоче-го объема аксиально-поршневые гидромашинки подразделяются на гидромашинки с наклонным диском (рис. 8.1 а) и наклонным блоком цилиндров (рис. 8.1 б).

Гидромашина с наклонным диском состоит из корпуса, блока цилиндров 2, поршней 3, шарнирно-связанных с наклонным диском 4. Блок 2 цилиндров с поршнями 3 приводится во вращение валом 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два окна: нагнетания и всасывания. Объем жидкости, заполняющей цилиндры, зависит от угла установки диска к оси вала. Если угол $\gamma = 0$, подача жидкости отсутствует, в этом случае гидромашина выключена. В процессе работы (в режиме насоса) крутящий момент передается блоку цилиндров 2, и поршни 3 при наклонном положении диска 4 совершают сложное движение: вращаются вместе с блоком и возвратно-поступательно перемещаются в блоке. Поршень, перемещаясь от распределительного диска, всасывает жидкость и нагнетает ее при повороте вала и уменьшении объема камеры вследствие перемещения поршня к распределительному диску.

В распределительном диске выполнены два дугообразных окна, обеспечивающих соединение рабочих камер насоса со всасывающей или напорной гидролиниями, причем функциональное назначение окон может изменяться при изменении вращения блока на противоположное (реверс).

В гидромашинах с наклонным блоком (рис. 8.1 б) крутящий момент передается валу 5 и жестко соединенному с ним фланцу 6. Их положение относительно корпуса насоса не меняется. Поршни 3, находящиеся в блоке цилиндров 2, шарнирно соединены шатунами 8 с фланцем 6 вала 5. Центрирующий вал 7 блока цилиндров также соединен шарнирно с фланцем 6. При вращении блока цилиндров в корпусе насоса процессы всасывания и нагнетания возникают только при наличии угла наклона γ оси блока цилиндров 2 относительно оси вала 5. При $\gamma = 0$ подача насоса также равна нулю, т.е. насос выключен.

Принцип работы в режиме гидромотора: рабочая жидкость под давлением поступает через распределительный диск 1 в рабочие камеры, создавая усилие, которое через поршень 3 воздействует на фланец 6. Это усилие на фланце преобразуется в две составляющие, одна из которых T направлена тангенциально к оси гидромотора и создает крутящий момент.

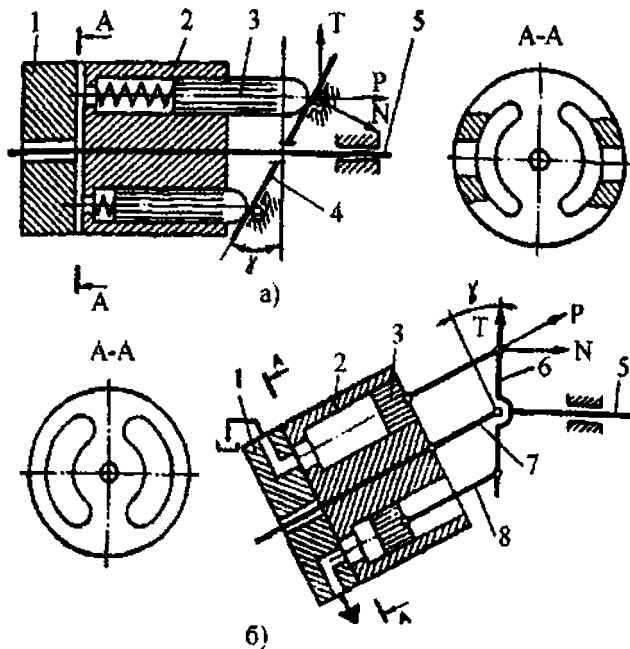


Рис. 8.1. Схемы аксиально-поршневых гидромашии с наклонным диском (а) и блоком (б):
 1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров;
 3 – поршень; 4 – наклонный диск; 5 – вал;
 6 – фланец; 7 – центрирующий валок; 8 – шатун

8.2. Конструктивное исполнение аксиально-поршневых гидромашии

На рис. 8.2 показан аксиально-поршневой насос с наклонным диском. Блок цилиндров 3 установлен на валу 4 и поджат пружиной 2 к распределительному диску 1. В цилиндрах блока размещены поршни 5, которые башмаками 7 опираются на опорное кольцо 9 наклонного диска 10. Башмаки, в свою очередь, прижаты к опорному кольцу пружинами 11 через втулку 6 и сепаратор 8. Поворот наклонного диска на угол γ осуществляется через тягу 12 перемещением поршня 13 механизма управления. При работе вращаются вал 4,

блок 3 цилиндров с поршнями 5 и втулка 6. Поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах и одновременно вращаются с блоком. Рабочая камера поршня, движущегося от распределительного диска, заполняется жидкостью, происходит всасывание. В момент соединения рабочих камер с полостью нагнетания поршни движутся к распределительному диску, происходит нагнетание жидкости в гидросистему.

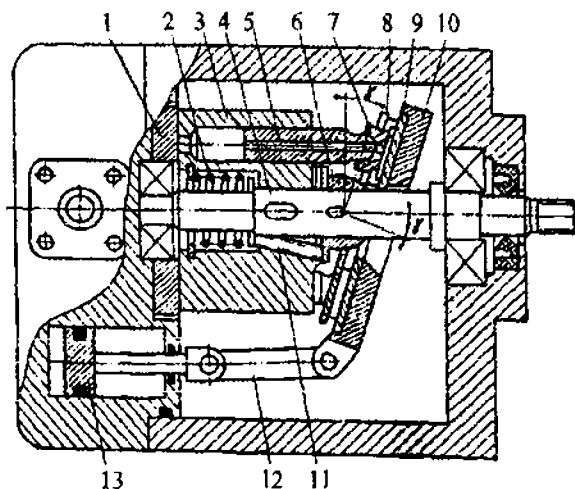


Рис. 8.2. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском:

- 1 – распределительный диск; 2 и 11 – пружины;
- 3 – блок цилиндров; 4 – вал; 5 и 13 – поршни; 6 – втулка;
- 7 – башмак; 8 – сепаратор; 9 – опорное кольцо;
- 10 – наклонный диск; 12 – тяга

На рис. 8.3 показан аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском. Гидромотор состоит из следующих основных деталей и узлов: ротора 10 с семью поршнями 17, барабана 7 с толкателями 19, радиально-упорного подшипника 6, вала 1, опирающегося на подшипники 5 и 16, опорно-распределительного диска 13, корпусов 4 и 9, фланца 3 с манжетой 2, пружины 11 и торцевой шпонки 8. Масло подводится к гидромотору и отводится от него через два отверстия 15, расположенные в диске 13, причем каждое из отверстий связано с полукольцевым пазом 14, выполненным на рабочей по-

верхности диска. Утечки из корпуса отводятся через дренажное отверстие 12. На торце ротора, взаимодействующем с диском 13, выполнены отверстия, выходящие в каждую из рабочих камер. При вращении ротора указанные отверстия соединяются с одним из пазов 14.

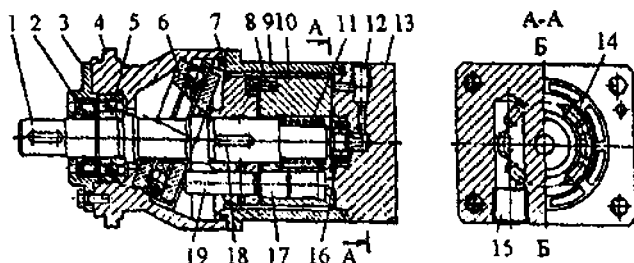


Рис. 8.3. Конструкция аксиально-поршневого гидромотора

При работе гидромотора рабочая жидкость из напорной линии через отверстие 15 и один из пазов 14 поступает в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от оси Б-Б. Осевое усилие, развиваемое поршнями, через толкатели 19 передается на подшипник 6. Поскольку последний расположен наклонно, на толкателях возникают тангенциальные силы, заставляющие поворачиваться барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 18 и 8. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону от оси Б-Б, вдвигаются в ротор, вытесняя жидкость из соответствующих рабочих камер через полукольцевой паз и другое отверстие 15 в сливную линию, в которой должен быть подпор для поджима толкателей к радиально-упорному подшипнику.

Ротор прижимается к диску 13 пружиной 11 и давлением жидкости, действующим на дно рабочих камер. Конструкция ходовой части гидромотора обеспечивает возможность самоустановки ротора относительно опорно-распределительного диска, что позволяет частично компенсировать износ трущихся поверхностей и деформацию деталей под нагрузкой, а также снизить требования к точности изготовления. Частота вращения гидромотора определяется количеством проходящей через него рабочей жидкости, направление вращения зависит от того, какое из отверстий 15 соединено с напорной линией, а величина крутящего момента примерно пропорциональна разности давлений в подводимом и отводимом каналах.

8.3. Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Конструктивные схемы аксиально-поршневых гидромашин.

8.4. Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют аксиально-поршневые гидромашинны с наклонным диском и наклонным блоком?
2. Каким образом появляется крутящий момент на выходном валу аксиально-поршневых гидромашин при их функционировании в режиме гидромотора?
3. Каким образом обеспечивается прижим блока цилиндров к гидрораспределителю?
4. Как обеспечивается гидростатическая разгрузка поршней в контакте с наклонным диском?
5. Как устроен и функционирует механизм регулирования подачи аксиально-поршневых насосов?

Лабораторная работа № 9

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы. Изучить принцип работы и конструктивные особенности пластинчатых гидромашин.

9.1. Основные положения

Пластинчатой (шиберной) называется роторная гидромашинна с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

Пластинчатые гидромашинны по числу рабочих циклов за один оборот вала разделяются на машинны однократного и многократного действия. В машиннах однократного действия за один оборот вала происходит один цикл работы (процессы всасывания и нагнетания). В машиннах двукратного, трехкратного и более действия за один оборот вала совершаются соответственно два, три и более циклов работы.

Машины однократного действия бывают регулируемы и нерегулируемы. Машины многократного действия выполняются только нерегулируемыми. Пластинчатые гидромашины могут быть также реверсивными и нереверсивными. Они предназначены для подачи рабочей жидкости в гидросистемы станков, строительнo-дорожных и транспортных машин. Отличаются простотой конструкции, компактностью и малой массой. Для обеспечения поступления в гидросистему двух независимых потоков рабочей жидкости применяются сдвоенные насосы.

9.2. Конструктивное исполнение пластинчатых гидромашин

На рис. 9.1 показана конструкция пластинчатого регулируемого насоса типа Г12-5М.

Рабочий комплект насоса, состоящий из ротора 1 с пластинами 3, статора 4, наружного кольца 5, переднего 18 и заднего 15 распределительных дисков, установлен в корпусе 14 и закрыт крышкой 19. Крышка крепится к корпусу винтами 7. Шейки ротора опираются на подшипники скольжения, выполненные в распределительных дисках. Ротор шлицами связан с приводным валом 22, опирающимся на шарикоподшипники 20 и 29. В переднем диске выполнены пазы 24 и 17 для всасывания и нагнетания масла, а также пазы 16 и 25 для соединения обращенных к центру ротора торцовых поверхностей пластин с напорной (на участке нагнетания) или всасывающей (на участке всасывания) линиями. Задний диск имеет связанную с напорной линией кольцевую камеру 26, ограниченную шайбой 28 и кольцами 27.

При вращении ротора рабочий комплект сжимается давлением масла в камере 26, а пластины под действием центробежной силы и давления масла (на участке нагнетания) прижимаются к расположенной эксцентрично внутренней поверхности статора, причем объемы рабочих камер, ограниченных двумя соседними пластинами, ротором, статором и распределительными дисками, изменяются: увеличиваются при движении камеры ниже оси I-I и уменьшаются в процессе ее движения выше этой оси. Пазы 24 и 17 выполнены таким образом, что при увеличении объемов камер последние постоянно связаны со всасывающей линией, а при уменьшении – с напорной. Давление масла в зоне нагнетания создает усилие, дейст-

вующее на ротор сверху вниз (воспринимается подшипниками скольжения) и на статор – снизу вверх (воспринимается опорой 6). Благодаря тому, что пазы 24 и 17 выполнены несимметрично относительно оси I-I (повернуты на некоторый угол α в направлении вращения), усилие, действующее на статор, отклоняется от вертикали, т.е. появляется некоторая составляющая R этого усилия, стремящаяся сдвинуть статор, опирающийся на неподвижную 30 и подвижную 6 опоры, вправо, преодолевая усилие пружины 10 регулятора давления. Последний содержит также корпус 8, толкатель 9, подпятник 11, регулировочный винт 12 и гайку 13. Наибольший эксцентриситет ограничивается упором 2. Наружные утечки исключаются при помощи манжеты 21; утечки из корпуса отводятся через дренажное отверстие 23.

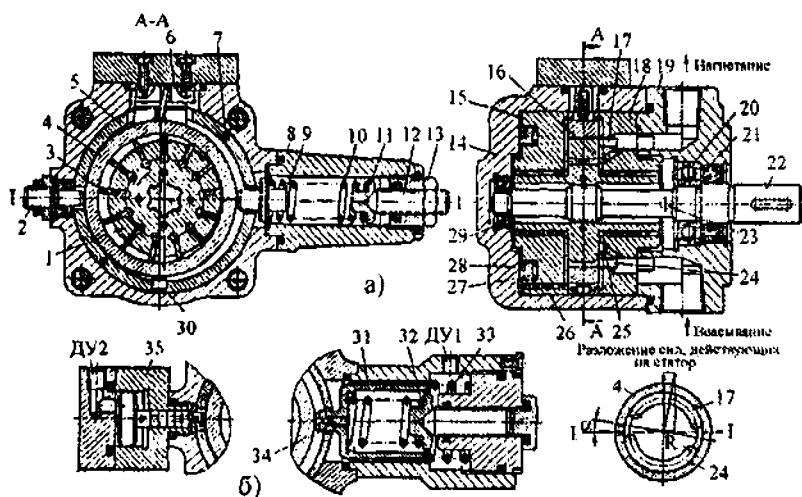


Рис. 9.1. Конструкция пластинчатого регулируемого насоса типа Г12-5М

Характеристики насоса приведены на рис.9.2. При увеличении давления p (рис. 9.2 а) подача насоса Q медленно снижается в связи с ростом внутренних утечек ($Q_{ном.}$ - номинальная подача). Когда давление достигает величины p_1 , усилие R преодолевает сопро-

тивление пружины, и при дальнейшем росте давления подача Q резко уменьшается практически до нуля, т.е. до величины утечек в гидросистеме при давлении p_2 . Изменение статических характеристик может быть обеспечено с помощью замены пружин (рис. 9.2 б) или регулировки упора ограничения эксцентриситета (рис. 9.2 в).

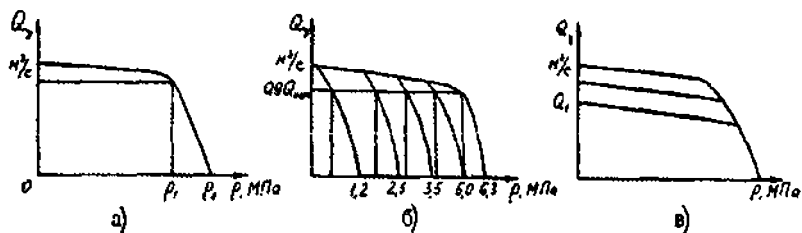


Рис. 9.2. Характеристики пластинчатого регулируемого насоса

На рис. 9.3 показана конструкция пластинчатого насоса двукратно-го действия. Основными деталями насоса являются корпус с крышкой, приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (рис. 9.3 а), состоящий из распределительных дисков 1 и 7, статора 3, ротора 4 и пластин 5. Диски и статор, зафиксированные в угловом положении относительно корпуса штифтом 9, прижимаются друг к другу пружинами (не показаны), а также давлением масла в напорной линии. При вращении ротора 4, связанного через шлицевое соединение с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 5 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия 11, прижимаются к внутренней поверхности 10 статора 3, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора.

Во время движения пластин от точки А до точки В и от С до D объемы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцовыми поверхностями дисков 1 и 7, увеличиваются, и масло заполняет рабочие камеры через окна 2 и 12 диска 1, связанные со всасывающей линией. При движении в пределах участков ВС и DA объемы камер уменьшаются и масло вытесняется в напорную линию гидросистемы через окна 6 и 8 диска 7. Поскольку зоны нагне-

тания (BC и DA) и всасывания (AB и CD) расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные усилия, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

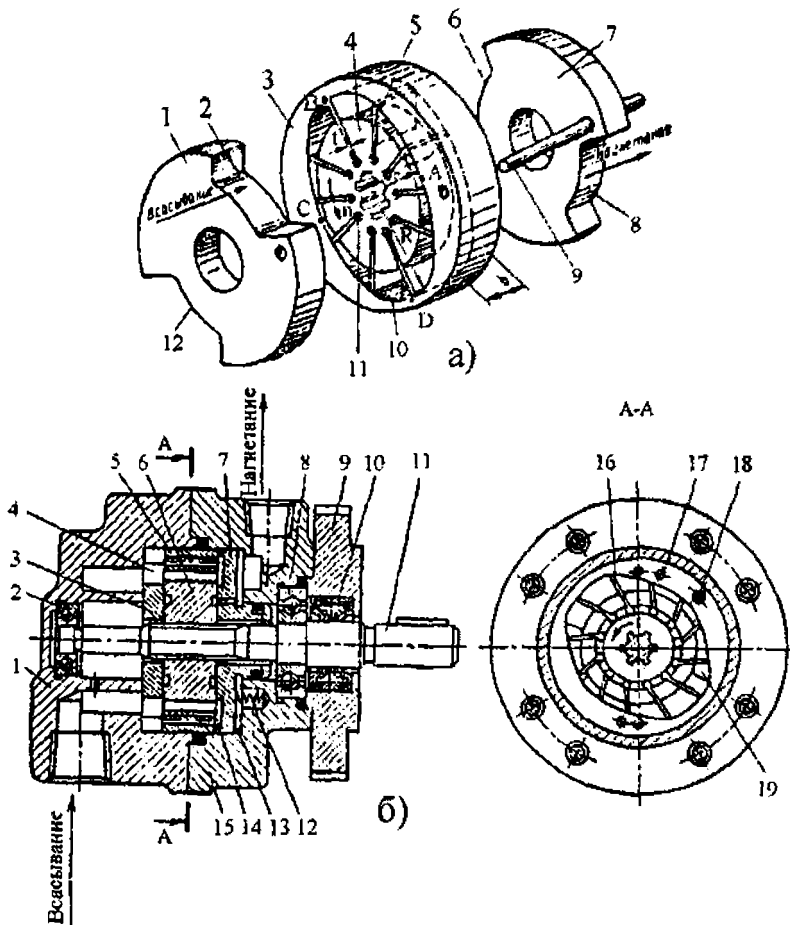


Рис. 9.3. Рабочий комплект (а) и конструкция (б) пластинчатого насоса

Конструкция насоса показана на рис. 9.3 б. В расточках корпуса 15 и крышки 1 установлен рабочий комплект (диски 3 и 7, статор 5, ротор 6, пластины 16). Ротор через шлицевое соединение связан с приводным валом 11, опирающимся на шарикоподшипники 2 и 8. Наружные утечки или подсос воздуха по валу исключаются манжетами 10, установленными в расточке фланца 9. Комплект сжимается тремя пружинами 12 и давлением жидкости в камере 13. Окна 4 диска 3 через отверстия 17 статора соединены с глухими окнами всасывания 14 диска 7, благодаря чему жидкость из всасывающей линии поступает в ротор с двух сторон, что облегчает условия всасывания. В напорную линию рабочая жидкость вытесняется через окна 19 диска 7. Поворот комплекта предотвращается с помощью штифта 18, проходящего через отверстия в деталях 1, 3, 5, 7 и 15. Насосы выпускаются одно- и двухпоточными, в последних на общем приводном валу установлены два рабочих комплекта (одинаковых или различных), что обеспечивает возможность нагнетания рабочей жидкости двумя независимыми потоками (всасывающая линия – общая).

9.3. Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Конструктивные схемы пластинчатых гидромашин однократного и двукратного действия.

9.4. Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют пластинчатые гидромашин однократного и двукратного действия?
2. Как происходит регулирование подачи насоса?
3. Каким образом можно изменять характеристики регулирования подачи насоса.
4. Каким образом обеспечивается прижим пластин к статорному кольцу?
5. Как появляется крутящий момент на выходном валу пластинчатых гидромашин при их функционировании в режиме гидромотора?
6. Какие преимущества и недостатки гидромашин однократного и двукратного действия?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОМАШИН

Цель работы. 1. Изучить конструктивные особенности и принцип действия шестеренных гидромашин.

2. Определить рабочий объем шестеренной гидромашин и построить зависимости теоретической и фактической подачи от частоты вращения приводного вала.

10.1. Общие сведения

Шестеренной называют роторную гидромашину с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек. Шестеренные насосы применяются в гидроприводах как самостоятельные источники питания невысокого давления (10...15 МПа) или как вспомогательные насосы для подпитки гидросистем.

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили насосы с шестернями внешнего зацепления.

Насосы с шестернями внешнего зацепления

На рис. 10.1 а показана конструктивная схема шестеренного насоса с наружным зацеплением. В корпусе 2 размещены ведомая 1 и ведущая 3 шестерни, имеются всасывающая А и нагнетательная Б полости. Рабочая камера образуется ротором (ведущей шестерней 3 с валом 4 и ведомой шестерней 1) и статором (корпусом 2 с боковыми крышками). Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью, и при их вращении у входа за счет вакуума впадины заполняются рабочей жидкостью. При вращении шестерен жидкость перемещается вместе с зубьями, у выхода зубья входят в зацепление и выталкивают жидкость в нагнетательную магистраль. Насос подает жидкость под высоким давлением, поэтому для исключения потерь подачи применяют специальные уплотнения – втулки, установленные на оси шестерен.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением (рис. 10.1 б) в корпусе 2 установлена подвижная шестерня 6 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 5 меньшего диаметра с наружными зубьями. Шестерня 5 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни 6. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 7. Рабочая камера образуется пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен, разделителем 7 и боковыми крышками.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении. Жидкость, поступающая из полости всасывания, заполняет пространство между зубьями. Поток перекрывается с помощью корпуса и разделителя при дальнейшем вращении шестерен и транспортируется к полости нагнетания. В точке зацепления зубьев шестерен жидкость выдавливается и поступает под давлением к исполнительным рабочим элементам. При выходе шестерен из зацепления создается вакуум и происходит всасывание рабочей жидкости.

При подводе рабочей жидкости под высоким давлением шестеренные гидромашинны способны работать в режиме гидромоторов. Однако шестеренные гидромоторы не находят широкого применения, так как могут работать только при номинальной частоте вращения и имеют низкий КПД.

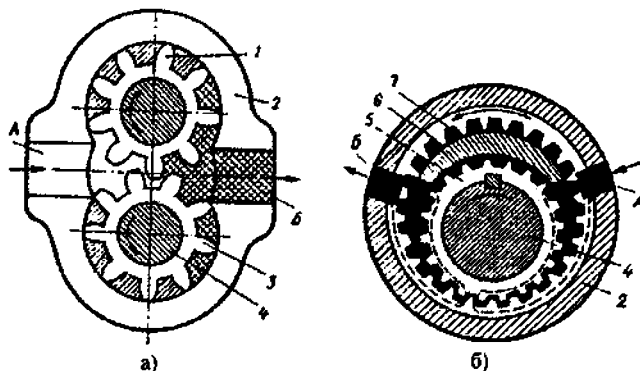


Рис. 10.1. Схема шестеренных гидромашин с зацеплением:
 а – наружным, б – внутренним; 1 и 3 – ведомая и ведущая шестерни,
 2 – корпус; 4 – вал; 5 и 6 – внутренняя и подвижная шестерни,
 7 – разделитель; А и Б – всасывающая и нагнетательная полости

На рис. 10.2 показана конструкция шестеренного насоса с внешним зацеплением НШ-67. Насос состоит из корпуса 1, крышки 2, ведущей 12 и ведомой 13 шестерен с опорными цапфами. Герметизация зоны высокого давления осуществляется при помощи торцовых уплотнений 3, а со стороны вершин зубьев – уплотнения 5. Подшипниковый блок 8, состоящий из подшипников 4, служит зоной замыкания высокого давления и торцовым уплотнителем.

Вокруг выходного отверстия насоса расположена компенсационная камера, уплотненная эластичной манжетой 6. Между крышкой и корпусом находится уплотнительное кольцо 7. На ведущем валу насоса установлены распорное 9 и запорное 11 кольца, манжета 10.

Жидкость из зоны высокого давления по сверлениям и проточкам поступает в зону низкого давления, омывает цапфы и тем самым охлаждает и смазывает их поверхности. Корпусные детали насосов изготавливают из алюминиевых сплавов. Шестерни выполняют из стали 20Х (18ХГТ, 12ХНЗА и др.) с цементацией на глубину 0,5...0,9 мм и закалкой до твердости HRC 56-62, подшипниковый блок – из сплава АМКО 8-1-3.

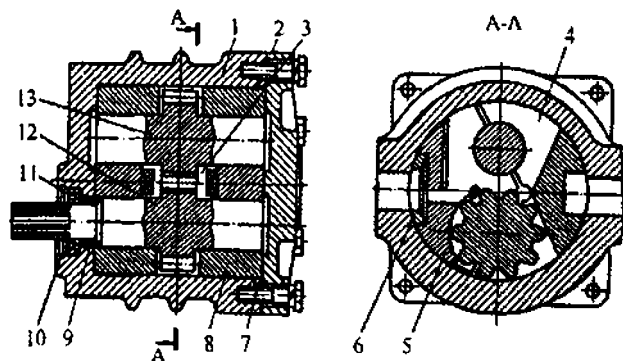


Рис. 10.2. Схема шестеренного насоса НШ-67:

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – торцовый уплотнитель; 4 – подшипник;
 5 – уплотнитель; 6 и 10 – манжеты; 7 – кольцо; 8 – подшипниковый блок;
 9 и 11 – распорное и запорное кольца; 12 и 13 – ведущая и ведомая шестерни

Гидромашины с шестернями внутреннего зацепления со специальным профилем зубьев, в которых отсутствует разделительный элемент, называют героторными (планетарными).

На рис. 10.3 показаны схемы героторных гидромашин. Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) 1 с круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) 2. Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья шестерен находятся в непрерывном взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществлять планетарное движение одной из шестерен с передачей относительной (замедленной) составляющей этого движения.

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рис. 10.3 б). При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота на угол $\sim 25^\circ$ распределитель переключает камеры нагнетания I, II, III, IV и всасывания (слива) V, VI, VII. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть всасывающих (сливных) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора (седьмая) в процессе работы разобщена с линиями всасывания и нагнетания; она находится при положении зуба внутри ротора 1. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I – IV – VII – VI – II – V – I. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

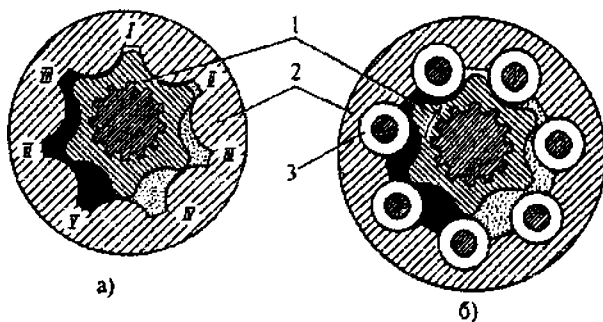


Рис. 10.3. Схемы планетарных гидромашин с зубчатым (а) и роликовым (б) статорами:
1 – ротор; 2 – статор; 3 – ролик

Конструкции героторных (планетарных) гидромашин отечественного и зарубежного производства имеют общую схему: неподвижную кольцевую шестерню (статор) и ротор, совершающий сложное планетарное движение. Такого типа гидромашин часто используются в качестве насосов-дозаторов в рулевых гидросистемах управления мобильных машин. Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых колес пропорционально повороту рулевого колеса. В корпусе 11 (рис. 10.4) установлен вал 13, хвостовик которого соединен карданной передачей с рулевым колесом. Вал, вращающийся на игольчатом 14 и упорном 12 подшипниках, при помощи штифтов 1 связан с вращающимся распределителем 3. Основные рабочие элементы насоса – обойма (статор) 6 с роликами 9 и сателлит (ротор) 8. Обойма, ролики и сателлит установлены между пластинной 10 и крышкой 4 и закреплены болтами 5. Толщина обоймы больше толщины роликов и сателлита, поэтому в процессе работы ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом при помощи карданного вала 2 и штифтов 7. Распределитель 3 имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентричного канала. Обойма, сателлит и ролики образуют семь рабочих камер. При вращении рулевого колеса, например, против часовой стрелки движение через валы передается сателлиту, зубья которого скользят по роликам, уменьшают или увеличивают рабочий объем вследствие изменения рабочих камер. Если при вращении сателлита рабочий объем камеры уменьшается, то жидкость вытесняется из камеры и по осевому каналу вращающегося золотника-распределителя поступает в одну из полостей гидроцилиндра управляемых колес. Давление в полостях, из которых вытесняется жидкость, одинаково и равно давлению, необходимому для поворота колес на угол, пропорциональный углу поворота рулевого колеса.

10.2. Содержание отчета

1. Цель работы.

2. Конструктивные схемы шестеренных гидромашин с внешним и внутренним зацеплением.

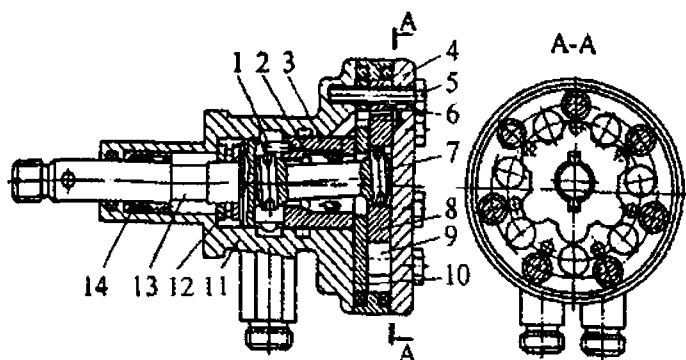


Рис. 10.4. Схема насоса-дозатора:

1 и 7 – штифты; 2 – карданный вал; 3 – распределитель; 4 – крышка;
 5 – болт; 6 – статор; 8 – ротор; 9 – ролик; 10 – пластина; 11 – корпус;
 12 и 14 – игольчатый и упорный подшипники; 13 – вал

10.3. Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют шестеренные гидромашины с внешним и внутренним зацеплением?
2. Как появляется крутящий момент на валу шестеренных гидромашин при их функционировании в режиме гидромотора?
3. Почему шестеренные гидромашины с внутренним зацеплением называют планетарными?
4. Как устроен и функционирует насос-дозатор?

Лабораторная работа № 11

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ ПНЕВМОМАШИН

Цель работы: Изучить конструктивные особенности и принцип действия пневматических машин (компрессоров) различных типов.

11.1. Общие сведения

Компрессоры предназначены для преобразования механической энергии двигателя в энергию сжатого газа, т.е. для сжатия газа (воздуха).

По конструктивному признаку объемные компрессоры подразделяются на поршневые и роторные.

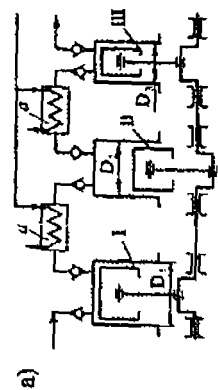
Рабочий цикл поршневого компрессора состоит из фаз всасывания, сжатия газа и вытеснения его из цилиндра в напорную пневмолинию. В роторных компрессорах эти фазы рабочего процесса происходят непрерывно при вращательном движении ротора.

В зависимости от конечного давления газа (воздуха) компрессоры подразделяются на вакуум-компрессоры, сжимающие разреженные газы до давления 0,3 МПа, компрессоры низкого давления (0,3... 1,0 МПа), компрессоры высокого давления (свыше 10 МПа).

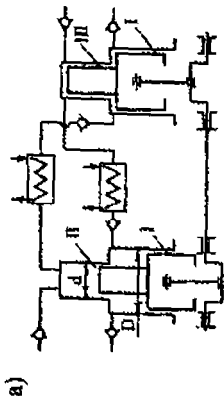
Поршневые компрессоры

В зависимости от потребности в сжатом воздухе используются компрессоры различной конструкции, которые можно подразделить на следующие группы: непрямоточные одно- и двухцилиндровые одноступенчатого сжатия и трехцилиндровые двухступенчатого сжатия, прямоточные двух- и трехцилиндровые одноступенчатого.

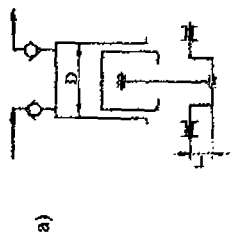
В компрессорах с прямоточным движением воздуха впускной орган воздухораспределения расположен в зоне крайнего нижнего положения поршня (нижняя мертвая точка). При этом впускной воздух не следует за поршнем, а перемещается в одном направлении. У компрессора с непрямоточным движением воздуха оба органа воздухораспределения – впускной и выпускной – расположены в зоне крайнего верхнего положения поршня (верхняя мертвая точка). При этом впускной воздух следует за поршнем и совершает возвратно-поступательное движение. Различные схемы поршневых компрессоров, унифицированных по числу цилиндров, показаны на рис.11.1-11.3.



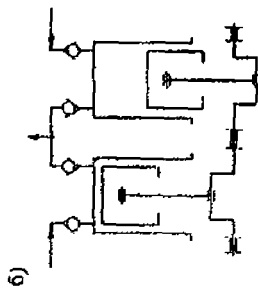
а)



а)



а)



б)

Рис. 11.2. Принципиальная схема поршневого трехступенчатого компрессора с рядами расположенными цилиндрами

Рис. 11.1. Схемы одноступенчатого (а) и двухступенчатого (б) компрессоров с рядами расположенными цилиндрами

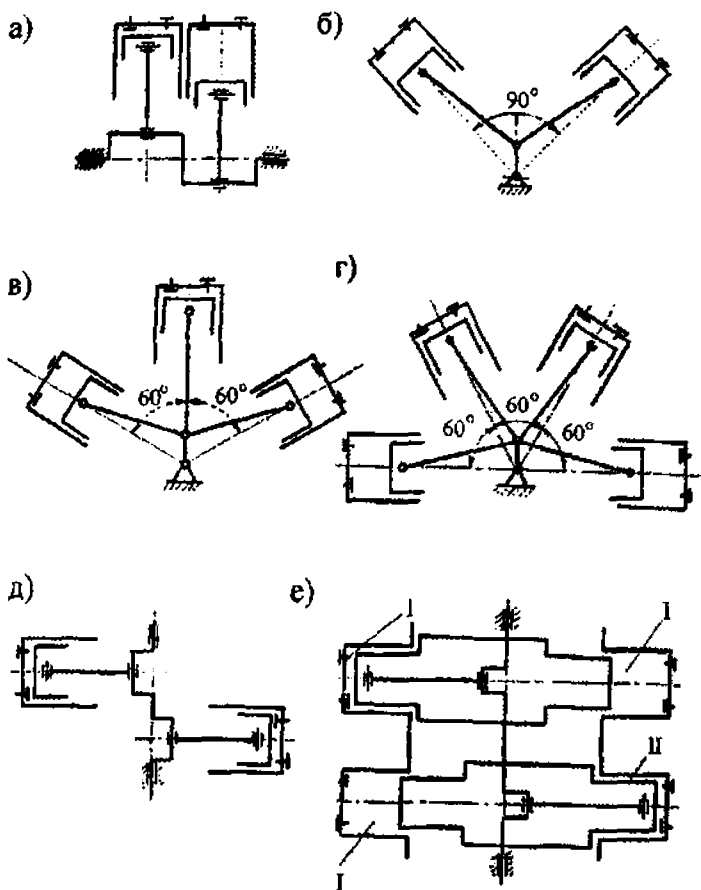


Рис. 11.3. Схемы поршневых компрессоров, унифицированных по числу цилиндров:
 а) вертикальный с числом цилиндров 2; б) V-образный с числом цилиндров 2, 4, 6; в) W-образный с числом цилиндров 4 и 8;
 г) X-образный с числом цилиндров 4 и 8; д) оппозитивный с числом цилиндров 2, 4, 6, 8; е) оппозитивный двухрядный с числом цилиндров в первой ступени – 3, во второй ступени – 1 (I, II – порядковые номера ступеней сжатия)

Рабочий цикл поршневого компрессора состоит из четырех фаз, которые происходят за один оборот приводного вала:

всасывание – поршень движется от верхней мертвой точки к нижней, создавая внутри цилиндра разрежение; впускной клапан открывается, и наружный воздух при постоянном давлении всасывания p_a заполняет цилиндр;

сжатие – после достижения нижней мертвой точки поршень меняет направление движения на обратное и начинает сжимать воздух (газ) в цилиндре от давления атмосферного p_a , вследствие чего впускной клапан закрывается до давления, равного давлению в пневмосистеме p_c ;

нагнетание – после достижения в цилиндре давления p_c открывается выпускной (нагнетательный) клапан, и сжатый воздух под действием поршня, движущегося от нижней к верхней мертвой точке, под этим давлением поступает в пневмосистему;

падение давления – после достижения верхней мертвой точки поршень снова меняет направление движения; при этом вследствие увеличения объема (над поршнем) давление в цилиндре падает от p_c до p_a , после чего вновь начинается фаза всасывания.

Конструкция поршневого компрессора во многом подобно конструкции двигателя внутреннего сгорания и по аналогии с двигателем компрессор имеет шатунно-поршневой и клапанный механизмы, системы охлаждения, смазки и питания атмосферным воздухом, устройство привода и регулирования давления.

Шатунно-поршневой механизм компрессора включает следующие основные детали: один или несколько цилиндров; поршень с поршневыми кольцами и шатун, соединенные поршневым пальцем; коленчатый вал, подшипники которого установлены в картере компрессора.

Клапанный механизм состоит из автоматических клапанов, перемещающихся под действием давления воздуха в цилиндре и их пружин. В поршневых компрессорах обычно применяются плоские пластинчатые металлические клапаны: впускной и выпускной (нагнетательный). Седло впускного клапана бывает расположено в цилиндре или в головке блока, седло выпускного – в головке.

Все детали указанных механизмов компрессора, как правило, металлические: цилиндр изготавливается из чугуна; головка блока

цилиндров, картер, поршень – чугунные или алюминиевые; шатун – стальной или алюминиевый; коленчатый вал – стальной или чугунный; клапаны, их пружины и седла, поршневой палец – стальные.

Питание компрессора атмосферным воздухом (газом) обязательно производится с очисткой через фильтр.

Охлаждение компрессора способствует:

улучшению параметров рабочего цикла и повышению подачи компрессора, так как снижение температуры воздуха в цилиндре повышает его наполнение;

снижению термонагруженности деталей компрессора, находящихся в контакте с нагретым сжатым воздухом (цилиндр, поршень, головка цилиндров, клапаны и их пружины и т.п.), и тем самым повышается долговечность этих деталей.

Система охлаждения компрессора может быть воздушной, жидкостной и смешанной. В первом случае охлаждение наиболее нагреваемых деталей компрессора (цилиндра и головки) осуществляется за счет наличия на их поверхности большого числа ребер. Во втором случае головка и верхняя часть цилиндра имеют водяные рубашки, в которые подается охлаждающая жидкость (вода, антифриз). При смешанном охлаждении головка охлаждается жидкостью, а цилиндр имеет ребра для воздушного охлаждения.

Эффективность жидкостного охлаждения значительно выше, чем воздушного. Вследствие этого поверхность теплоотдачи при воздушном охлаждении должна быть в 20-30 раз больше, чем при жидкостном. Так как достичь этого при существующих конструктивных ограничениях практически невозможно, температура компрессора с воздушным охлаждением на 20-50°C выше, чем с жидкостным. Разница в температуре сжатого воздуха при этом 35-70°C.

В процессе смазки компрессора:

уменьшается трение между движущимися деталями и тем самым снижается потребляемая компрессором мощность;

уменьшается температура деталей компрессора, что особенно важно для цилиндра, поршня и поршневых колец;

повышается (за счет масляной пленки) уплотнение между поршнем и цилиндром;

детали компрессора защищаются от коррозии.

В поршневом компрессоре имеются различные виды трущихся подвижных соединений. Для них используют смазку под разбрыз-

гивание из масляной ванны в картере или принудительную смазку, которая подается с помощью масляного насоса под давлением.

Для регулирования давления в пневмосистеме после повышения его до заданного уровня подача сжатого воздуха от компрессора отключается.

При наличии регулятора давления возможны три варианта отключения компрессора:

соединение нагнетательной магистрали компрессора с атмосферой через открытый разгрузочный клапан регулятора;

подача сжатого воздуха в размещенное на компрессоре разгрузочное устройство, которое прекращает сжатие воздуха в цилиндре путем принудительного открытия впускного или специального разгрузочного клапана;

подача сжатого воздуха или электрического сигнала к муфте отключения компрессора, которая отсоединяет компрессор от приводного двигателя, и коленчатый вал компрессора перестает вращаться.

Ранее некоторое распространение имели компрессоры, не отключаемые совсем. У этих компрессоров степень сжатия была выбрана такой, что давление в цилиндре равнялось максимальному давлению в пневмосистеме, и при его достижении подача сжатого воздуха в систему прекращалась (один и тот же объем воздуха многократно сжимается и «мнется» в цилиндре). В этом случае не было необходимости в регуляторе, но компрессор работал постоянно в режиме нагрузки, что значительно снижало его долговечность и увеличивало расходы на техническое обслуживание.

Типовая конструкция поршневого двухцилиндрового компрессора показана на рис. 11.4.

Основные детали компрессора следующие: блок цилиндров 6, головка блока 10, картер 1, передняя 2, задняя 17 и нижняя 20 крышки. Коленчатый вал компрессора 19, вращающийся в шарикоподшипниках 5 и 15, шатунами 7 и поршневыми пальцами 9 соединен с поршнями 8. На переднем конце коленчатого вала установлен сальник 4, а на шпонке – шкив 3, который закреплен гайкой. Шкив 3 приводится в движение клиновидным ремнем от шкива, посаженного на вал вентилятора двигателя. На заднем конце коленчатого вала имеются уплотнитель 18 и гайка 16 для затяжки шарикоподшипника 15. В стенке блока цилиндров сделано отверстие для по-

дачи воздуха в цилиндры, поступающего через впускные пластинчатые клапаны 21. В головке блока над каждым цилиндром ввернута пробка 11, в которую помещена пружина 12 нагнетательного клапана 13, посаженного на седло 14. Нижние головки шатунов разъемные и имеют регулировочные прокладки.

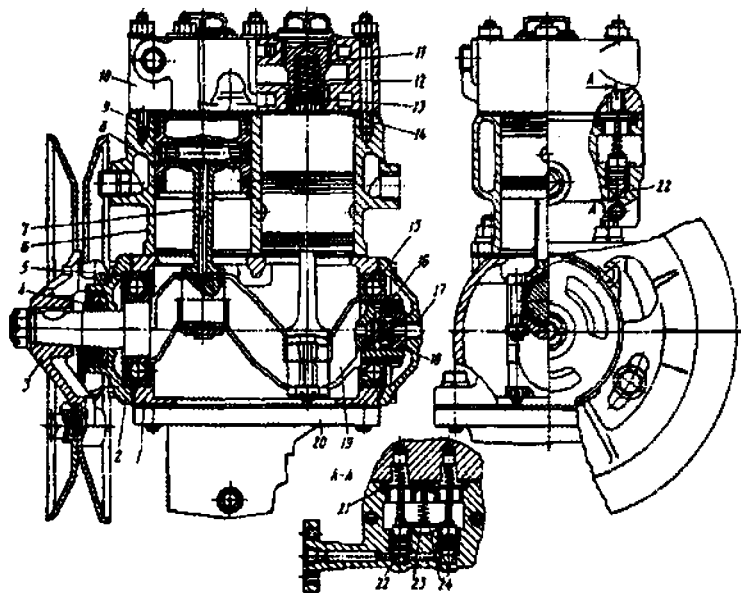


Рис. 11.4. Поршневой двухцилиндровый компрессор

Смазочная система компрессора – комбинированная. Масло из смазочной системы двигателя подводится по трубке внутрь коленчатого вала компрессора. Залитые антифрикционным сплавом шатунные подшипники смазываются принудительно, а остальные детали – разбрызгиванием масла. Из картера компрессора отработавшее масло по специальной трубке отводится в картер двигателя.

Компрессор имеет жидкостную систему охлаждения, связанную с системой охлаждения двигателя. При движении одного из поршней 8 вниз в цилиндре компрессора создается разрежение и воздух засасывается в него через воздухоочиститель двигателя и пластинчатый впускной клапан 21. При подъеме поршня воздух сжимается

и через клапан 13 поступает в трубопровод, ведущий к воздушным баллонам (ресиверам), и далее в пневматическую систему. Затем этот процесс повторяется.

Давление сжатого воздуха в ресиверах ограничивается специальным разгрузочным устройством, сжимающим затраты мощности двигателя на привод компрессора и повышающим долговечность последнего. Это устройство, работающее вместе с регулятором давления, состоит из помещенных под клапанами 21 двух плунжеров 22 с уплотнителями и толкателями. Соединяющее плунжеры коромысло 23 нагружено силой упругости пружины 24. Полость под впускными клапанами соединена трубопроводом с воздухоочистителем двигателя, а канал под плунжерами 22 – с регулятором давления.

Подача воздуха в ресиверы автоматически прекращается, когда давление воздуха в пневматической системе достигает 0,7...0,74 МПа. При этом сжатый воздух через регулятор давления поступает по каналу в блок цилиндров под плунжеры 22. Поднимаясь, плунжеры открывают впускные клапаны 21 цилиндров, в результате чего прекращается подача воздуха в пневматическую систему, так как он может свободно перетекать из цилиндра в цилиндр через полость под клапанами 21. Таким образом, компрессор автоматически переводится в режим холостого хода. Его работа при холостом ходе сопровождается некоторыми непроизводительными затратами мощности двигателя.

Рабочий объем (m^3) поршневого компрессора одноступенчатого сжатия определяется зависимостью

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h i;$$

где d и h - диаметр и ход поршня, м;

i - количество поршней.

С учетом степени заполнения λ цилиндров фактическая подача компрессора (m^3/c) определяется по формуле

$$Q_{эф} = Q_T \cdot \lambda = \frac{\pi d^2}{4} h \lambda i n,$$

где n - частота вращения вала компрессора.

Мембранные компрессоры

Мембранные компрессоры по своему устройству и принципу действия относятся к группе поршневых. Применяются мембранные компрессоры двух типов: с приводом гибкой мембраны непосредственно от кривошипно-шатунного механизма и с гидроприводом.

На рис. 11.5 показан компрессор с приводом мембраны непосредственно от кривошипно-шатунного механизма. Привод мембранных компрессоров с невысокой скоростью вращения вала осуществляется через клиноременную передачу от электродвигателя, поэтому на конце коленчатого вала 1 установлен шкив 9. На валу с эксцентриситетом закреплен шариковый подшипник 8, внешнее кольцо которого установлено в шатуне 10. При вращении вала 1 шатун сообщает периодическое движение вверх и вниз грибку 7 с мембраной 2. Когда грибок опускается вниз, над мембраной создается разрежение и воздух через войлочный фильтр 4 и открывающийся всасывающий клапан 6 поступает в рабочую камеру. При ходе грибка вверх воздух сжимается и через нагнетательный клапан 3 поступает в камеру 5 компрессора и далее в воздухохраник.

Такие компрессоры используют для сжатия газа в сравнительно небольших объемах до невысоких давлений (0,3 МПа).

Мембраны изготавливают из материалов, допускающих большое число циклов нагружения при относительно больших прогибах, например из прорезиненной ткани или просто резины.

В мембранных компрессорах с гидроприводом прогиб металлической мембраны происходит под действием возвратно-поступательного перемещения столба жидкости, на который воздействует через кривошипно-шатунный механизм поршень цилиндра гидропривода. Поскольку площадь поверхности мембраны и масса металлического блока относительно велики, происходит интенсивное охлаждение сжимаемого газа (воздуха). При малом относительном объеме мертвого пространства камер это позволяет достичь высокой степени сжатия в каждой ступени. Например, для достижения давления газа в 100 МПа достаточно всего трех ступеней сжатия.

Металлические мембраны работают в пределах упругих деформаций, их долговечность относительно невысока (500...1500 ч), что является недостатком рассматриваемых компрессоров.

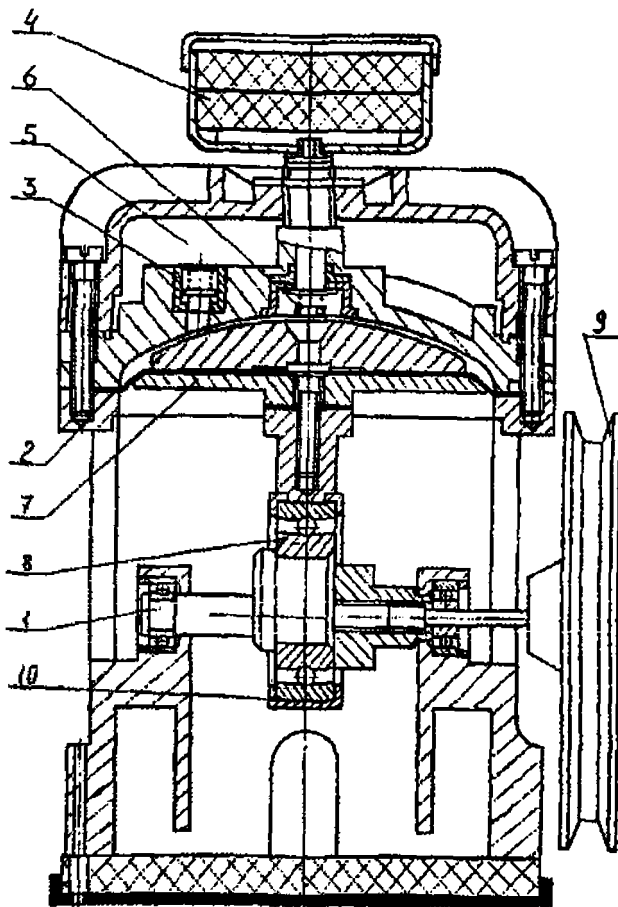


Рис. 11.5. Мембранный компрессор

Мембранные компрессоры применяют в тех случаях, когда предъявляются жесткие требования к чистоте сжимаемого газа (не допускается присутствие паров масла, воды, пыли и т.п.). Кроме того, при полной герметичности камеры сжатия позволяет применять мембранные компрессоры для сжатия таких газов, как кислород, фтор, хлор, закись азота и др.

Ротационные компрессоры

Компрессоры с вращающимися поршнями принято называть ротационными. Рабочие органы таких компрессоров состоят из неподвижного корпуса, вращающегося ротора и подвижных замыкателей различной формы. По своему устройству ротационные компрессоры можно разделить на пластинчатые, роторные и винтовые. Рассмотрим конструктивные особенности и принцип действия этих компрессоров.

В корпусе пластинчатых компрессоров (рис. 11.6 а) эксцентрично на валу установлен ротор, в пазах которого расположены пластины. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил выходят из пазов и прижимаются к цилиндрической поверхности корпуса, образуя подвижные камеры, заполняемые воздухом через всасывающую пневмолинию вследствие разрежения. При дальнейшем вращении ротора объем камер постепенно уменьшается вследствие перемещения пластин внутрь ротора, происходит сжатие находящегося в них воздуха (газа), который под давлением выталкивается через выпускное окно в напорную пневмолинию.

Схема компрессора с закрепленными пластинами показана на рис. 11.6 б. Его особенность заключается в том, что пластины устанавливаются в центре корпуса (статора) на индивидуальных подшипниках с неподвижной осью и приводятся в движение эксцентрично расположенным ротором. В местах сочленения пластин с ротором установлены сухари, позволяющие пластине скользить и поворачиваться относительно ротора.

Основными преимуществами ротационно-пластинчатых компрессоров в сравнении с поршневыми являются: простота конструкции, отсутствие клапанов, возвратно-движущихся деталей, малая масса, равномерность подачи. Недостатки пластинчатых компрессоров: относительно большая перетечка газа, вследствие чего снижается коэффициент подачи и КПД; значительны механические потери мощности; требуется обильная смазка рабочих органов пневмомашин; высокая степень загрязнения сжимаемого газа маслом.

В одноступенчатом ротационно-пластинчатом компрессоре степень повышения давления ε не превышает 2,5...4. Для получения более высоких значений ε прибегают к многоступенчатому сжатию газа с промежуточным его охлаждением.

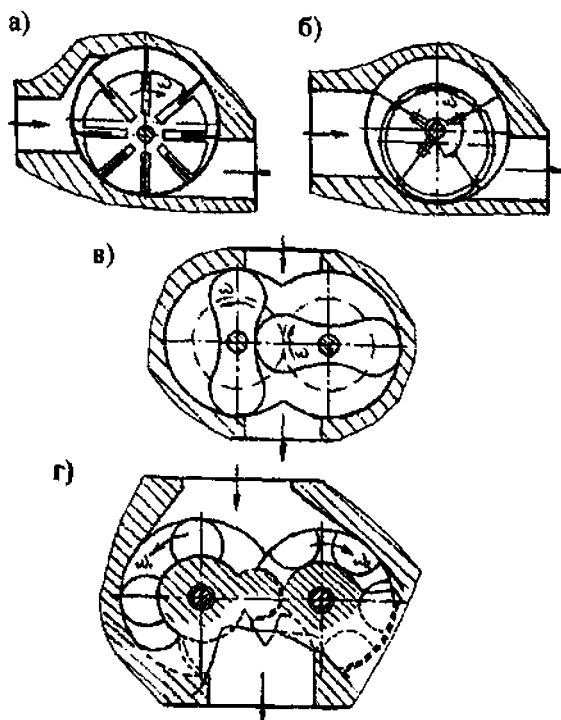


Рис. 11.6. Кинематические схемы ротационных компрессоров

Процесс сжатия в пластинчатом компрессоре такой же, как и в поршневом. Теоретическая объемная подача ($\text{м}^3/\text{с}$) этого компрессора определяется по формуле

$$Q_T = 2e(\pi D - zS)bn,$$

где e – эксцентриситет ротора относительно статора;

D – наружный диаметр ротора;

z – количество пластин;

S – толщина пластин;

b – ширина ротора;

n – частота вращения ротора.

Фактическая объемная подача компрессора пластинчатого типа

$$Q_{эф} = 2e [K_Q (\pi D - zS)] bn,$$

где K_Q - коэффициент подачи, $K_Q = 1 - (0,05 \dots 0,1)\epsilon$.

В существующих конструкциях ротационно-пластинчатых машин обычно $2e = (0,114 \dots 0,14)D$; $b = (1,6 \dots 2)D$; $z = 20 \dots 30$; $S = 1 \dots 3$ мм (пластины из стали) или $S = 6 \dots 12$ мм (пластины из пластмассы).

Ротационно-пластинчатые компрессоры применяют главным образом для создания вакуума, а также для подачи сжатого воздуха низкого и среднего давлений.

В роторно-шестеренном компрессоре (воздуходувке) (рис. 11.6 в) синхронное вращение роторов обеспечивается с помощью специальной передачи, исключаяющей их соприкосновение. Воздух, заполняющий полости со стороны всасывания, переносится на сторону нагнетания без сжатия. Поэтому такого типа компрессоры не могут обеспечивать высокую степень повышения давления.

В винтовом компрессоре (рис. 11.6 г) внутреннее сжатие воздуха обеспечивается путем применения спиральных роторов с диагональным расположением окон всасывания и нагнетания. В процессе увеличения при вращении роторов объема смежных впадин создается разрежение, и они заполняются газом (воздухом), поступающим из всасывающего патрубка. При дальнейшем вращении роторов торцовые кромки впадин перекрывают всасывающее окно. До сообщения с нагнетательным окном объем пары смежных впадин уменьшается в результате входа зуба одного ротора во впадину другого, и газ сжимается.

Рабочий процесс в ротационном компрессоре основан на принципе уменьшения геометрического объема полости сжатия. Распределение газа (воздуха) в ротационном компрессоре принудительное и осуществляется непосредственно основными рабочими органами, кромки которых перекрывают всасывающее и нагнетательное окна.

11.2. Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схемы пневматических машин (по указанию преподавателя).
3. Формулы расчета рабочего объема и подачи компрессоров.

11.3. Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются компрессоры?
2. Как устроен и работает поршневой компрессор одноступенчатого и многоступенчатого сжатия?
3. Каким образом регулируется подача компрессора?
4. Как устроен и работает мембранный компрессор и в каких случаях целесообразно его применение?
5. Какие типы компрессоров называют ротационными?
6. Как устроены и работают компрессоры пластинчатого типа с подвижными и закрепленными пластинами?
7. Как работает роторно-шестеренный компрессор?
8. На каком принципе основан рабочий процесс в ротационном компрессоре?

Лабораторная работа № 12

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Цель работы. Провести испытание поршневого компрессора для построения его рабочей и динамической характеристик.

12.1. Основные положения

Рабочая характеристика компрессора представляет собой совокупность зависимостей подачи $Q_k = f(p_n)$, мощности $N = f(p_n)$ и КПД $\eta = f(p_n)$ от давления нагнетания при постоянной частоте вращения $n = const$.

Подача компрессора ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле

$$Q_k = V_p \frac{p_n}{p_a} \cdot \frac{T_{о.с.}}{T_p} \cdot \frac{60}{\tau},$$

где V_p - объем ресивера, м^3 ;

p_n - абсолютное давление воздуха в ресивере, Па;

P_a - атмосферное давление, Па;

$T_{o,c}$ - абсолютная температура окружающей среды ($T_{o,c} = 273 + t$ °С, t - температура окружающего воздуха, °С);

T_p - абсолютная температура воздуха в ресивере;

τ - время наполнения ресивера, с.

Потребляемая компрессором мощность (Вт) вычисляется по формуле

$$N_{\text{потр.}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n_{\text{к}}}{9,55 \cdot 10^3},$$

где $M_{\text{кр}}$ - крутящий момент на валу компрессора, Н·м;

$n_{\text{к}}$ - номинальная частота вращения вала компрессора, с⁻¹.

Полезная мощность компрессора определяется выражением

$$N_{\text{полезн.}} = Q_{\text{к}} p_{\text{н}}, \text{ Вт.}$$

Коэффициент полезного действия компрессора определяется отношением мощностей

$$\eta = \frac{N_{\text{полезн.}}}{N_{\text{потр.}}}$$

Потребляемую мощность можно также определить по выражению

$$N_{\text{потр.}} = \frac{N_{\text{полезн.}}}{\eta_{\text{мех.}}}, \text{ Вт,}$$

где $\eta_{\text{мех.}}$ - механический КПД компрессора; для поршневых компрессоров $\eta_{\text{мех.}}$ можно принять равным 0,8...0,85.

На рис. 12.1 в качестве примера приведены рабочие характеристики поршневого компрессора.

В ряде случаев оценочным параметром подачи (производительности) компрессора является время τ заполнения ресиверов (баллонов) пневмосистемы до определенного уровня давления p_H , которое лимитируется ГОСТом. Это характерно в основном для автотранспортных средств, так как от этого зависит их готовность к движению.

Динамическая характеристика компрессора, выраженная зависимостью $p_H = f(\tau)$, показана на рис. 12.2. Ее получают при постоянных частотах вращения вала компрессора (3-4 диапазона частот n_K) в процессе заполнения пневмосистемы сжатым воздухом до заданного уровня давления.

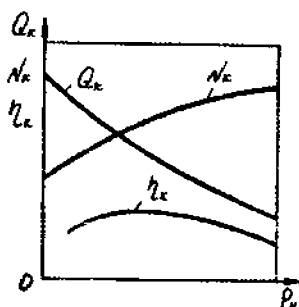


Рис. 12.1. Рабочие характеристики компрессора

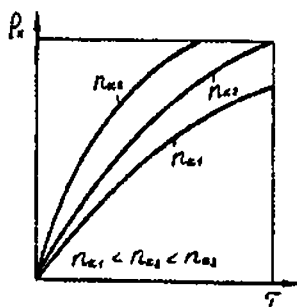


Рис. 12.2. Динамическая характеристика компрессора

12.2. Устройство и принцип работы исследовательского стенда

Принципиальная схема пневмосистемы стенда приведена на рис. 12.3. Сжатый воздух от компрессора 1 поступает через соединительный штуцер, фильтр-влажотделитель 2, обратный клапан 3 в ресивер 4 и далее через открытый кран 20 в ресивер 21. Давление в ресиверах 4 и 21 контролируется манометром 5. На ресивере 4 установлен предохранительный клапан 6, отрегулированный на давление $0,9 \pm 0,05$ МПа. Объемы ресиверов 4 и 21 равны $22 \cdot 10^{-3}$ м³. От ресиверов воздух поступает к регуляторам давления 7 и 8, позволяющим поддерживать давление сжатого воздуха, подаваемого к испытываемым приборам и аппаратам в заданных пределах, или перекрыть подачу воздуха.

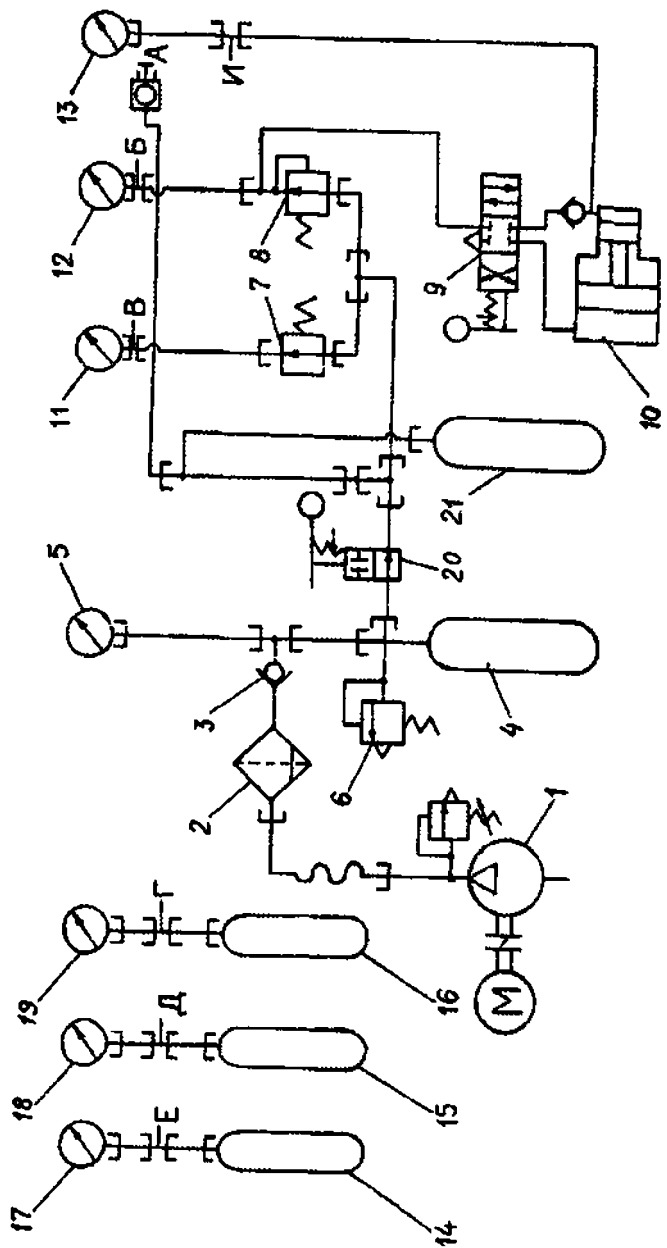


Рис. 12.3. Схема пневмосистемы исследовательского стенда

Регулятор давления 8 через кран 9 соединен с мультипликатором 10. Мультипликатор применяется для повышения давления воздуха в 2,4 раза. Давление воздуха на выходах регуляторов и мультипликатора контролируется манометрами 11, 12, 13.

Баллоны 14, 15, 16 имитируют тормозные камеры, соединительные магистрали, цилиндры, их объемы равны $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Давление воздуха в этих баллонах контролируется манометрами 17, 18, 19.

Присоединение испытываемых приборов и аппаратов к пневмосистеме стенда осуществляется через штуцеры А, Б, В, Г, Д, Е, И. На панели приборов стенда штуцеры, контрольные манометры, тумблеры и ручки управления маркированы.

12.3. Порядок выполнения работы

1. Изучить схему пневмосистемы исследовательского стенда и принцип ее работы.

2. Ознакомиться с контрольно-измерительными приборами, расположенными на пульте управления стенда.

3. Закрыть кран 20, включить электродвигатель привода компрессора и секундомер.

4. В процессе наполнения ресивера 4 ($V_{\text{рес}} = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$) одновременно снимать показания манометра 5 и термометра, с помощью которого замеряется температура воздуха в наполняемом ресивере. Показания приборов снимаются через интервал давления в ресивере 0,1 МПа (7-8 значений), и данные заносятся в таблицу.

Результаты испытаний

№ п/п	Время t , с	Давление в ресивере p_p , Па	Температура в ресивере t , °С	Температура окружающей среды $t_{\text{о.с.}}$, °С	Подача компрессора Q_k , $\text{м}^3/\text{с}$	Мощность полезная $N_{\text{пол.}}$, Вт	Мощность привведенная $N_{\text{пр.}}$, Вт	КПД η , %

5. Наполнение ресивера 4 сжатым воздухом производится до давления, ограничиваемого предохранительным клапаном (0,7...0,8 МПа), установленным на компрессоре.

Полученные данные обрабатываются с помощью вышеприведенных формул, строятся рабочая и динамическая характеристики компрессора и производится их анализ.

12.4. Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема исследовательского стенда.
3. Результаты испытаний в виде таблиц и графиков.
4. Краткий анализ полученных характеристик.

12.5. Контрольные вопросы

1. Что понимается под рабочей характеристикой компрессора?
2. Для чего используется динамическая характеристика компрессора?
3. Какие особенности у полученных характеристик исследуемого компрессора?

Лабораторная работа № 13

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Цель работы. Изучение принципиальной схемы и конструкции регулируемой объемной гидропередачи.

13.1. Общие сведения

Гидравлической называется передача, в которой носителем энергии является рабочая жидкость. Гидравлические передачи делятся на динамические и статические (или объемные).

Гидравлическая передача, в которой изменение энергии жидкости осуществляется преимущественно за счет потенциальной (статической) составляющей, называется объемной. В этих передачах

основными элементами являются гидромашины, из которых одна работает в качестве гидродвигателя, а другая – насоса.

Схемы и характеристики объемного регулирования приведены на рис. 13.1.

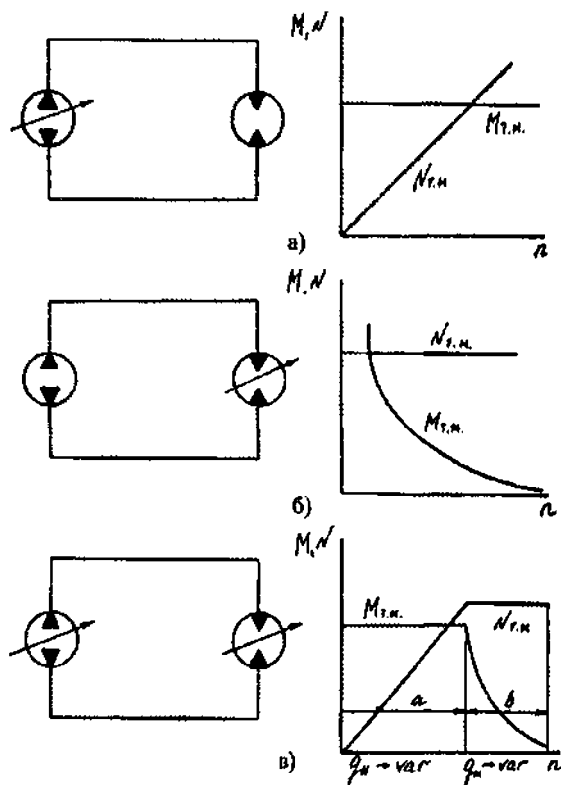


Рис. 13.1. Схемы объемных гидропередач и характеристики их регулирования

Объемное регулирование частоты вращения гидромотора может осуществляться путем изменения рабочего объема насоса при постоянном рабочем объеме гидромотора (рис. 13.1 а), изменения рабочего объема гидромотора при постоянном рабочем объеме гидронасоса (рис. 13.1 б) или же одновременного изменения рабочих

объемов обеих гидромашин (рис. 13.1 а). Как видно из рис. 13.1в, увеличение частоты вращения вала гидромотора осуществляется последовательно с помощью изменения рабочего объема насоса q_n (зона а) от 0 до $q_{n\max}$ при $q_m = q_{m\max}$, а затем изменения рабочего объема гидромотора (зона б) от $q_{m\max}$ до $q_{m\min}$ при $q_n = q_{n\max}$.

13.2. Конструктивное исполнение объемной гидропередачи

Данная гидропередача выполнена по закрытой (замкнутой) схеме. В такой схеме (в отличие от открытой) предусмотрено соединение всасывающей магистрали насоса со сливной гидромотора (рис. 13.2).

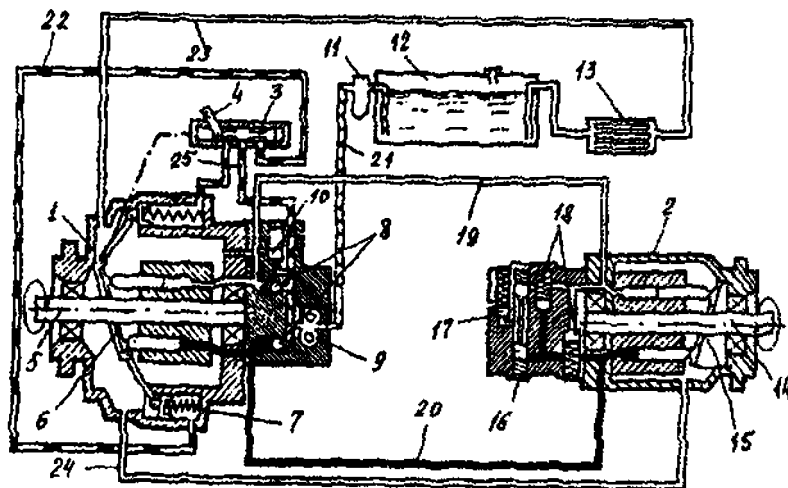


Рис. 13.2. Схема объемной гидропередачи

- 1 – регулируемый реверсивный аксиально-поршневой насос; 2 – реверсивный аксиально-поршневой гидромотор; 3 – гидрораспределитель управления положением наклонного диска; 4 – рычаг управления; 5 – приводной вал;
- 6 – наклонный диск насоса; 7 – сервоцилиндр; 8 – обратные клапаны;
- 9 – насос подпитки; 10, 17 – переливной клапан; 11 – фильтр; 12 – гидробак;
- 13 – теплообменник; 14 – выходной вал; 15 – наклонный диск гидромотора;
- 16 – перепускной клапан; 18 – перепускные клапаны высокого давления;
- 19 – магистраль низкого давления; 20 – магистраль высокого давления;
- 21 – всасывающая магистраль; 22, 25 – магистрали управления;
- 23, 24 – дренажные магистрали

Гидропередача состоит из двух гидромашин аксиально-поршневого типа (насоса 1 и гидромотора 2), соединенных между собой магистралями: напорной 20, возвратной 19, дренажными 23 и 24. Гидропередача имеет также системы подпитки и управления, смонтированные на гидромашинах. Система подпитки содержит шестеренный насос 9, закрепленный на корпусе насоса 1 и приводимый в движение от его вала 5, всасывающую магистраль 21, переливной клапан 17 и обратные клапаны 8.

Система управления подачей насоса 1 содержит золотниковый гидрораспределитель 3 с рычагом управления 4, два сервоцилиндра 7, кинематически связанные с наклонным диском 6, а также магистрали 22 и 25, соединяющие гидрораспределитель с сервоцилиндрами и насосом подпитки 9.

Гидропередача работает следующим образом. При вращении вала 5 насоса 1 (по стрелке) осуществляется всасывание рабочей жидкости из магистрали 19 низкого давления и ее нагнетание в магистраль 20 высокого давления, по которой рабочая жидкость подводится к рабочим цилиндрам гидромотора 2, перемещающиеся поршни которого воздействуют на наклонный диск 15, что заставляет вращаться выходной вал 14. Совершив работу, жидкость из гидромотора возвращается в насос по магистрали 19. Отсасываемая гидропередача рассчитана на работу с давлением до 35 МПа, поэтому для облегчения работы насоса 1 используется система подпитки. Кинематически связанный валом 5 насоса 1 подпиточный насос 9 всасывает рабочую жидкость из гидробака 12 по магистрали 21 через фильтр 11, подает ее в магистраль 19 низкого давления, соединенную со всасывающим каналом насоса 1.

Для изменения подачи насоса 1 необходимо переместить рычаг 4 гидрораспределителя 3. При этом подаваемая подпиточным насосом 9 жидкость поступит в один из гидроцилиндров 8 (второй соединится со сливом), поршни которых кинематически связаны с наклонным диском 6, вследствие чего произойдет наклон диска на определенный угол в зависимости от положения рычага 4 (следящее действие), а соответственно изменятся рабочий объем и подача насоса. Конечное положение наклонного диска 6 определяется временем регулирования.

Для выключения гидропередачи необходимо рычаг 4 управления гидрораспределителем установить в нейтральное положение, при

этом рабочие полости сервоцилиндров 7 соединяются со сливом и под действием пружин, размещенных в сервоцилиндрах, наклонный диск 6 устанавливается перпендикулярно оси блока цилиндров.

В таком положении наклонного диска поршни не совершают возвратно-поступательного движения и подача насоса прекращается, а следовательно, гидропередача выключается.

Данная гидропередача является реверсивной. Для изменения направления потока рабочей жидкости, а следовательно, и направления вращения вала 14 гидромотора необходимо изменить угол наклона диска 6 относительно вертикальной оси. Обратные клапаны 8 служат для обеспечения подачи рабочей жидкости от насоса подпитки 9 в магистраль низкого давления. Перепускные клапаны 18 обеспечивают перепуск рабочей жидкости из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления при перегрузках гидромотора. Перепускной клапан 16 обеспечивает соединение выпускной магистрали гидромотора с переливным клапаном 17. Регулировка переливных клапанов 10, 17 определяет давление на входе насоса и позволяет корректировать тепловой режим работы гидропередачи.

13.3. Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схемы объемных гидропередач и характеристики их регулирования.
3. Принципиальная схема объемной гидропередачи (рис.13.2), составленная с использованием условных обозначений ЕСКД.

13.4. Контрольные вопросы

1. Какие элементы содержатся в системе подпитки аксиально-поршневого насоса и как она работает?
2. Какие элементы содержатся в системе управления гидропередачей и как она функционирует?
3. Каким образом обеспечивается реверсирование направления вращения вала гидромотора?
4. Какую функцию выполняют перепускные клапаны высокого давления в процессе работы гидропередачи?
5. Каким образом можно оказать влияние на тепловой режим работы гидропередачи?

Лабораторная работа № 14

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Цель работы: Изучить конструкцию и провести испытания объемной гидропередачи; построить ее рабочие характеристики.

14.1. Основные положения

Рабочими характеристиками гидрообъемной передачи называются зависимости крутящего момента, развиваемого гидродвигателем, мощности и КПД гидропередачи от частоты вращения вала гидродвигателя. Типы гидропередач и их теоретические характеристики представлены на рис. 13.1.

Объемное регулирование частоты вращения гидродвигателя (гидромотора) может осуществляться путем изменения рабочего объема насоса при постоянном рабочем объеме гидромотора (рис. 13.1 а), изменения рабочего объема гидромотора при постоянном рабочем объеме насоса (рис. 13.1 б) или же путем одновременного изменения рабочих объемов обеих гидромашин (рис. 13.1 в). Для определения основных параметров функционирования гидропередачи используются следующие формулы:

$$n_m = n_n \frac{q_n}{q_m};$$

$$N_n = N_m = Q_m \Delta p_m \neq const; \quad M_m = \frac{Q_m \Delta p_m}{2\pi n_m} = const;$$

при регулировании путем изменения рабочего объема насоса,

$$N_n = N_m = Q_m \Delta p_m = const; \quad M_m = \frac{Q_m \Delta p_m}{2\pi n_m} \neq const;$$

при регулировании путем изменения рабочего объема гидромотора,

где n_m и n_n - частота вращения вала гидромотора и насоса;
 N_n и N_m - мощности, развиваемые насосом и гидромотором;
 M_m - крутящий момент на валу гидромотора;
 Q_m - расход рабочей жидкости гидромотором;
 Δp_m - перепад давления жидкости на гидромоторе, $\Delta p_m =$
 $= P_{вх.} - P_{сл.}$ (здесь $P_{вх.}$ и $P_{сл.}$ - давления на входе и выходе гидромотора).

14.2. Описание испытательной установки

Определение характеристик объемной гидропередачи проводится на испытательной установке, которая является частью универсального стенда, предназначенного для испытания гидромашин, гидроаппаратуры и гидроприводов. На рис. 14.1 представлена ее принципиальная схема.

Испытательная установка (объемная гидропередача) содержит две роторные гидромашин. Одна из них регулируется Н4 и работает в насосном режиме. Для ее привода используется электродвигатель ЭД4. Другая гидромашин ГМ нерегулируемая и работает в моторном режиме. Для ее нагружения используется порошковый тормоз типа ПТ-2,5М. Дроссель ДР1 служит для регулирования подачи рабочей жидкости, поступающей от насоса к гидромотору. Предохранительный клапан КП2 обеспечивает перепуск рабочей жидкости от насоса в гидробак Б в случае повышения давления в напорной магистрали гидропередачи выше давления, на которое он отрегулирован (2...3,5 МПа).

Комплекс контрольно-измерительной аппаратуры испытательной установки включает: манометры М9, М7, М8; частотомер ЧЗ-32 с датчиком расхода турбинного типа ТДР9 (расходомер рабочей жидкости); электронный тахометр ЦАТ-2М; динамометр с индикаторной головкой часового типа ИГ (для измерения крутящего момента на валу гидромотора); вольтметр V и амперметр А для измерения напряжения и тока, потребляемых приводным электродвигателем насоса Н4.

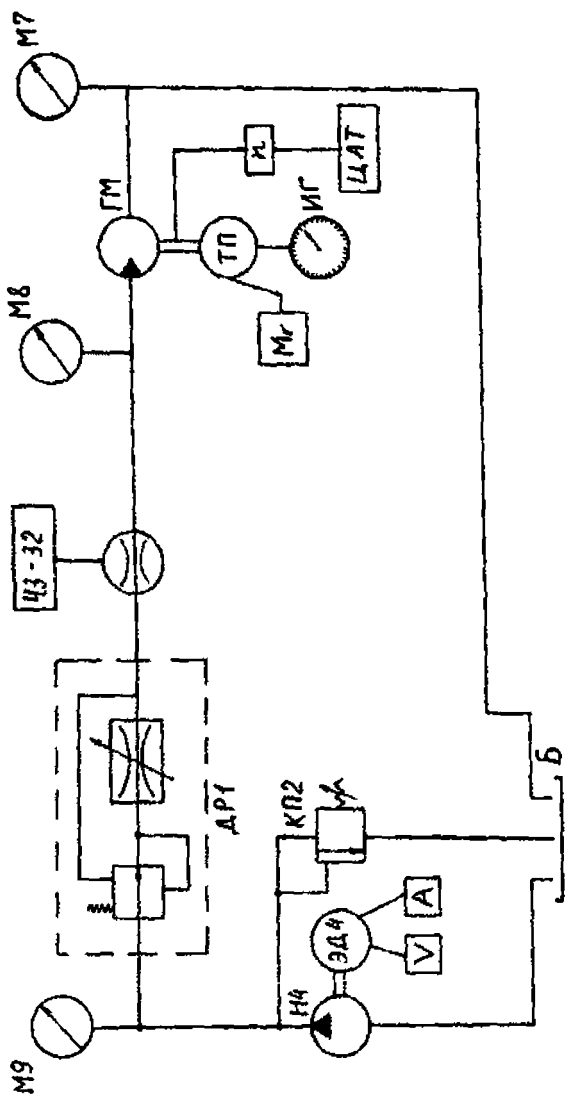


Рис. 14.1. Гидравлическая схема экспериментальной установки

Работа испытательной установки происходит следующим образом. При запуске электродвигателя ЭД4 насос Н4 подает рабочую жидкость в напорную магистраль и через регулируемый дроссель ДР1 к гидромотору ГМ. Жидкость от гидромотора поступает по сливной магистрали в гидробак Б. Частота вращения вала гидромотора определяется подачей рабочей жидкости насосом Q_n , которая в свою очередь зависит от величины его рабочего объема q_n . Величина крутящего момента M_n на валу гидромотора определяется настройкой порошкового тормоза ТП.

Определение характеристик объемной гидропередачи производится при двух режимах ее работы:

- 1) при переменном рабочем объеме насоса и постоянной нагрузке на валу гидромотора ($q_n = \text{const}$);
- 2) при постоянном рабочем объеме насоса и изменяющейся нагрузке на валу гидромотора ($q_n = \text{const}$).

14.3. Подготовка испытательной установки к работе и порядок проведения испытаний

Перед проведением испытаний объемной гидропередачи необходимо ознакомиться с ее конструкцией, контрольно-измерительной аппаратурой, методикой проведения испытаний и обработки результатов эксперимента. Подготовка установки к работе и проведение испытаний производится в определенной последовательности.

1. Проверить наличие и правильность подключения датчиков для замера регистрируемых параметров в соответствии со схемой (рис. 14.1).

2. Включить измерительно-регистрирующую аппаратуру (расходомер ЧЗ-32, электронный тахометр ЦАТ-2М), прогреть в течение 5...7 минут и проверить ее работоспособность. Настроить индикатор часового типа для замера крутящего момента.

3. На пульте управления универсального стенда установить галетный переключатель в положение «Программа №1», включить кнопку «Цепи управления», наблюдая на мнемосхеме стенда включение лампочек, обозначающих программу №1. Нажать кнопку «Запуск насоса Н1-Н4».

4. Установить с помощью регулирующего органа (рукоятки на корпусе насоса Н4) максимальный рабочий объем насоса Н4.

5. Закрыть дроссель ДР1 и настроить предохранительный клапан КП2 на необходимое давление (2...3,5 МПа) – контроль по манометру М9.

6. Открыть дроссель ДР1 на максимальную величину.

7. Задать нагрузку на порошковом тормозе ТП с помощью реостата «Рег.ПП», расположенного на пульте управления стендом. Значение нагрузки на валу гидромотора должно быть таким, чтобы давление жидкости в напорной магистрали объемной гидропередачи не достигало давления 2...3,5 МПа настройки предохранительного клапана КП2. Установка подготовлена к работе.

8. Произвести первый отсчет показаний приборов (манометров М9, М7, М8; расходомера ЧЗ-32; тахометра ЦАТ-2М; индикатора крутящего момента ИГ). Опыт повторить 6...8 раз, изменяя рабочий объем насоса от максимального до минимального значения. При этом перепад давления Δp на гидромоторе необходимо поддерживать постоянным, изменяя положение реостата управления порошковым тормозом «Рег.ПП». Результаты измерений занести в табл. 14.1.

9. При постоянном рабочем объеме насоса Н4, плавно изменяя нагрузку на валу гидромотора от минимальной до максимальной величины с помощью реостата «Рег.ПП», произвести 6...8 замеров. Значения регистрируемых параметров занести в табл. 14.1.

10. Установка позволяет также снимать характеристики объемной гидропередачи с дроссельным регулированием.

При постоянном рабочем объеме насоса Н4 и неизменной нагрузке на валу гидромотора ГМ, плавно изменяя проходное сечение дросселя ДР1 от максимальной до минимальной величины, производим 6...8 замеров. Значения регистрируемых параметров заносим в табл. 14.1.

В процессе проведения испытаний необходимо следить, чтобы давление в гидросистеме не достигало давления настройки предохранительного клапана КП2.

Во время каждого опыта регистрируются и заносятся в табл. 14.1 следующие параметры: напряжение U и ток I , потребляемые приводным электродвигателем ЭД4 насоса; давление на выходе из насоса p_n (М9), на входе $p_{вх}$ и выходе $p_{вых}$ (М7) гидромотора; показания расходомера \dot{V} ; частоты вращения n_r вала гидромотора; показания индикатора A_g крутящего момента на валу порошкового тормоза, нагружающего гидромотор.

Таблица 14.1

№ п/п	U, В	I, А	P _н , Па	P _{вх} , Па	P _{вых} , Па	Показатели расхода-мера f, Гц	Показатели индикатора крутящего момента A _г , мм	Частота вращения n, с ⁻¹
Постоянная нагрузка на валу гидромотора								
Переменная нагрузка на валу гидромотора								
Дроссельное регулирование								

Обработка экспериментальных данных

Мощность, потребляемая насосом, вычисляется по формуле

$$N_n = UI\eta_{эл}, \text{ Вт},$$

где $\eta_{эл}$ - КПД электродвигателя (паспортные данные).

Полезная мощность насоса определяется по выражению

$$N_{эф.н} = Q_n \cdot p_n, \text{ Вт},$$

где Q_n и p_n - подача и давление насоса

$$Q_n = a + bf, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Крутящий момент на валу гидромотора вычисляется по зависимости

$$M_m = A_m \cdot g, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где A_m - показание индикаторной головки, мм.

Мощность, потребляемая гидромотором:

$$N_m = Q_m \cdot \Delta p_m, \text{ Вт}.$$

Полезная мощность, развиваемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_{эф.м} = M_{м} \cdot \omega_{м}, \text{ Вт},$$

где $\omega_{м}$ - угловая скорость вращения вала гидромотора, с^{-1} .

Коэффициент полезного действия гидропередачи

$$\eta_{гп} = N_{эф.м} / N_{эф.н} \cdot 100, \%$$

Результаты вычислений заносятся в табл. 14.2. По вычисленным значениям строится рабочая характеристика объемной гидропередачи: $N_{н} = f(n_{м})$, $M_{м} = f(n_{м})$, $\eta_{гп} = f(n_{м})$ при постоянной и переменной нагрузках на валу гидромотора.

Таблица 14.2

№ п/п	Насос			Гидромотор					$\eta_{гп}, \%$
	$Q_{н}, \text{ м}^3/\text{с}$	$P_{н}, \text{ Па}$	$N_{н}, \text{ Вт}$	$Q_{м}, \text{ м}^3/\text{с}$	$\Delta P_{м}, \text{ Па}$	$M_{м}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$N_{пм}, \text{ Вт}$	$n_{м}, \text{ с}^{-1}$	
Постоянная нагрузка на валу гидромотора									
Переменная нагрузка на валу гидромотора									
Дроссельное регулирование									

14.4. Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схема испытательной установки.
3. Результаты испытаний (таблицы, графики).
4. Краткий анализ полученных результатов.

Лабораторная работа № 15

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ

Цель работы. Изучить устройство, схемы, условные обозначения, назначение и принцип действия гидро- и пневмоцилиндров.

15.1. Назначение и схемы цилиндров

Гидро- и пневмоцилиндры являются объемными гидро- или пневмодвигателями, предназначенными для преобразования энергии потока рабочей среды (жидкости или газа) в механическую энергию выходного звена. Выходным (подвижным) звеном цилиндра может быть как шток, так и корпус (гильза) цилиндра.

По принципу действия и конструкции цилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные, телескопические. Применение цилиндра того или иного типа и его конструктивное исполнение определяется конкретными условиями его работы, назначением и конструкцией той машины, в которой он используется.






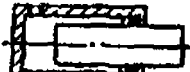
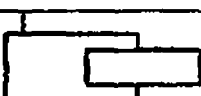

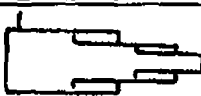

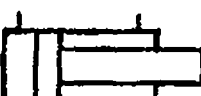

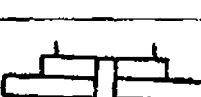

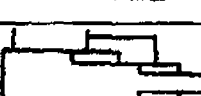
Поршневые цилиндры как исполнительные устройства являются неотъемлемой частью гидро- и пневмоприводов и систем гидропневмоавтоматики и широко применяются в авиа- и станкостроении, робототехнике, металлургии, тракторном и сельскохозяйственном машиностроении, подъемно-транспортных, дорожных и других мобильных машинах. В табл. 15.1 представлены схемы и графическое обозначение гидро- и пневмоцилиндров. В зависимости от назначения гидроцилиндры работают в диапазоне давлений от 10 до 32 МПа.



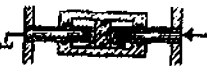



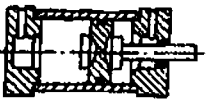



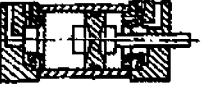


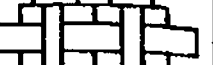
Гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком наиболее широко применяются для привода рабочих органов мобильных машин. Усилие на штоке и его перемещение могут быть направлены в обе стороны в зависимости от того, в какую из полостей нагнетается рабочая жидкость. Обычно противоположная полость при этом соединяется со сливной линией.

Гидроцилиндры с двухсторонним штоком применяют в основном для поворота рабочего оборудования навесных экскаваторов, причем подвижным звеном является корпус гидроцилиндра.

Таблица 15.1

Схемы гидроцилиндров (пневмоцилиндров)
и их графические обозначения

№ схе- мы	Наименование	Конструктивная схема	Обозначение по ГОСТ 2.732-68
1	2	3	4
1	Цилиндр	-	
2	Цилиндр одностороннего действия без указания способа возврата штока		
3	Цилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной		
4	Плунжерный цилиндр		
5	Телескопический цилиндр одностороннего действия		
6	Цилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком		
7	Цилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком		
8	Телескопический цилиндр двухстороннего действия		

1	2	3	4
9	<p>Цилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком и подводом рабочей среды через шток</p>		
10	<p>Цилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком и подводом рабочей среды через шток</p>		
11	<p>Цилиндр двухстороннего действия с постоянным односторонним торможением в конце хода</p>		
12	<p>Цилиндр двухстороннего действия с постоянным двухсторонним торможением в конце хода</p>		
13	<p>Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым односторонним торможением в конце хода</p>		
14	<p>Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым двухсторонним торможением в конце хода</p>		
15	<p>Цилиндр двухкамерный двухстороннего действия</p>		

15.2. Гидроцилиндры и пневмоцилиндры мобильных машин

Силовые цилиндры тракторов служат для подъема, опускания и удерживания в определенном положении присоединенных к трактору навесных устройств технологического оборудования или рабочих органов прицепной гидрофицированной машины. Для тракторов различных классов выпускаются силовые цилиндры разных типов, отличающиеся размерами и некоторыми конструктивными особенностями.

В навесных системах тракторов МТЗ используются силовые цилиндры (двойного) двухстороннего действия диаметром 100 мм (Ц100) и диаметром 75 мм (Ц75) (рис. 15.1). Цилиндр состоит из корпуса 17, крышек 1 и 10, стянутых болтами 24, поршня 5, штока 6. Уплотнение крышек штока и поршня производится резиновыми кольцами 2, 4, 7, 15 и кожаной манжетой 18. Для предотвращения попадания грязи в цилиндре установлен «чистик» 14, состоящий из пакета стальных шайб. На конце штока закреплена вилка 13 с пальцем 22. Рабочая жидкость (масло) в полости 16 и 19 цилиндра поступает по маслопроводам через отверстия 21 и 23, каналы 3, 8, 9, 20.

Для регулирования величины рабочего хода поршня служит подвижный упор 12 и клапан 11, перекрывающий выход масла из цилиндра и тем самым вызывающий повышение давления в системе и автоматический возврат золотника в нейтральное положение.

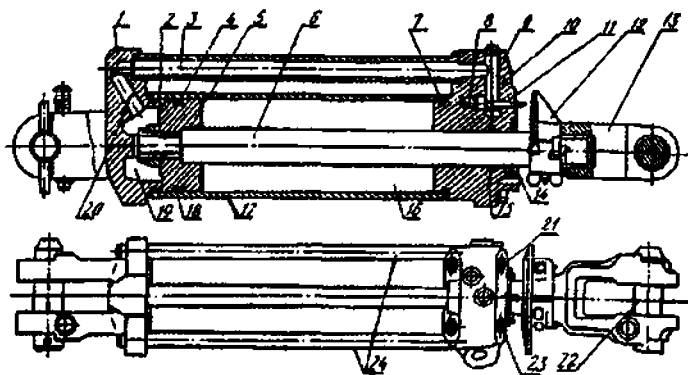


Рис. 15.1. Силовой цилиндр

Для плавного опускания навесной машины на выходе силового цилиндра устанавливают клапан-замедлитель (дроссель) (рис. 15.2), состоящий из штуцера 1, пластинчатого клапана 2 с дросселирующим отверстием и упорного штифта 3. При опускании орудия рабочая жидкость (масло) прижимает шайбу 2 к седлу штуцера 1, и поток рабочей жидкости замедляется. При подъеме орудия рабочая жидкость отжимает шайбу 1 от седла до упора в штифты 3, и рабочая жидкость более свободно поступает в корпус цилиндра. Совершается быстрый подъем орудия.

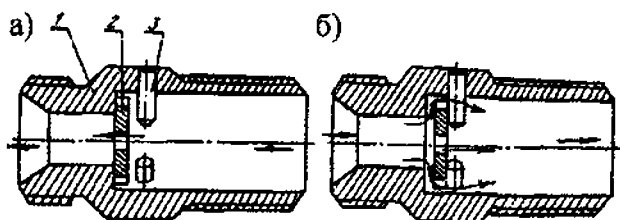


Рис. 15.2. Клапан-замедлитель:
а – при опускании; б – при подъеме

На рис. 15.3 представлен основной цилиндр навесной системы тракторов К-700. Выносные цилиндры устроены одинаково и отличаются только размерами, ходом поршня и грузоподъемностью. Силовой цилиндр состоит из корпуса 16, поршня 5 со штоком 17, крышек 1 и 7, маслопровода 6, замедлительного клапана 22, шайбы 24, приспособления для регулирования хода поршня 5, уплотнений и деталей крепления. Корпус 16 представляет собой трубу с крышками, соединенными с помощью шпилек (на рис. 15.3 не показаны, см. рис.15.2). Между маслопроводом 6 и крышками проложены резиновые шайбы 4. В корпусе размещен поршень 5 со штоком 17. В канавке поршня находится резиновое кольцо 19 с кожаными защитными шайбами и манжетой.

На резьбу наружного конца штока навинчена головка 11 с шарниром. В передней крышке 7 размещены клапан 8 для регулирования хода штока 17, скребок 12 для очистки штока от пыли и грязи, два штуцера с накидными гайками для крепления шлангов к передней и задней полостям цилиндра. При подъеме орудия рабочая

жидкость (масло) от распределителя по шлангу поступает под давлением в полость цилиндра. Из полости цилиндра рабочая жидкость вытесняется поршнем и по каналам в передней крышке цилиндра и маслопроводу поступает к распределителю.

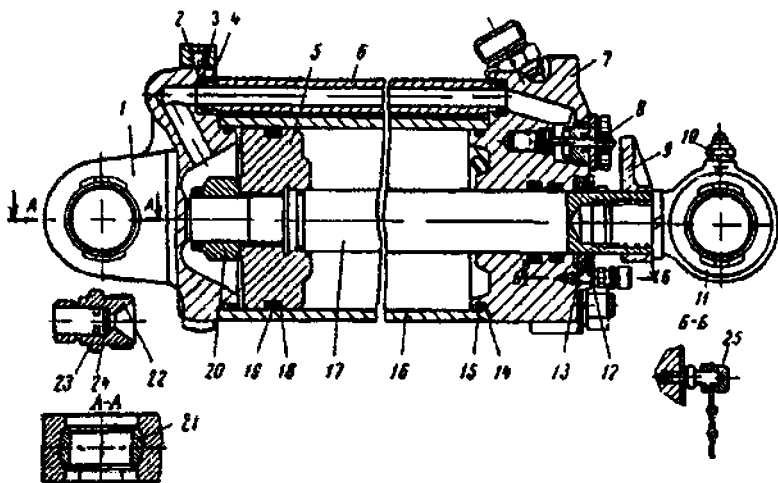


Рис. 15.3. Гидроцилиндр подъема

Чтобы предохранить орудие от быстрого падения, в крышке 7 имеется замедлитель 22, устроенный аналогично клапану, представленному на рис. 15.2.

Приспособление для регулирования хода штока состоит из клапана 8, размещенного (по аналогии) (см. рис.15.1) в передней крышке 7, и упора 9 на штоке 17. Положение упора 9 на штоке фиксируется стяжным хомутиком с гайкой-барашком.

На рис. 15.4 представлен гидроцилиндр поворота мобильной машины (Т-150К, К-700). Он состоит из корпуса 4, закрытого с торцов передней 5 и задней 15 крышками. В корпусе 4 расположен поршень 22 со штоком 10. На поршне 22 расположены уплотнительные кольца 21 и шайбы 20. В клапанной коробке 1 находится блок запорных клапанов 2 (двухсторонний гидрозамок), не позволяющих поршню 22 перемещаться под действием внешних сил.

При нагнетании рабочей жидкости (масла) в одну из полостей цилиндра рабочая жидкость отжимает запорный клапан 2 и проходит в цилиндр. Давление в нагнетательной магистрали повышается, и толкатель 13, перемещаясь, открывает запорный клапан другой полости, и рабочая жидкость выходит из цилиндра. Гидроцилиндр от высоких давлений (более 13 МПа) предохраняется клапаном 12.

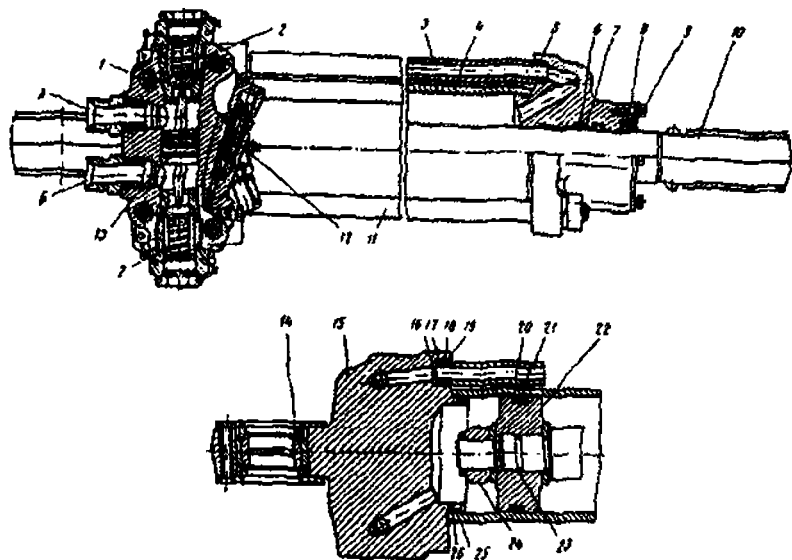


Рис. 15.4. Цилиндр поворота

Пневмоцилиндр автомобилей КамАЗ приведен на рис. 15.5. Это пневмоцилиндр одностороннего действия. Крепится с помощью пальца к остову машины. При подаче сжатого воздуха поршень 2 перемещается (вправо) и выдвигает шток, связанный с исполнительным органом. В исходное положение поршень возвращается под действием возвратных пружин 3 и 5.

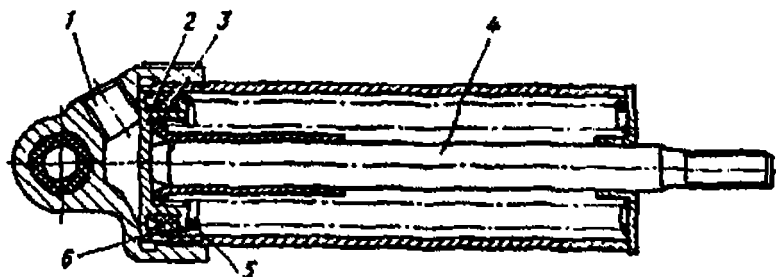


Рис. 15.5. Пневмоцилиндр привода заслонки механизма вспомогательного тормоза:

1 - корпус цилиндра; 2 - поршень; 3 и 5 - возвратные пружины;
4 - шток; 6 - манжета

15.3. Некоторые конструктивные особенности цилиндров

В зависимости от характера и условий эксплуатации конструкции цилиндров могут отличаться по способу соединения крышки с гильзой и поршня со штоком, а также наличием специальных устройств: для очистки штока (рис. 15.1, поз. 14), ограничения хода (рис. 15.1, поз. 12) и скорости перемещения поршня (рис. 15.2), гидрозамков (рис. 15.4, поз. 2), клапанов для удаления воздуха и т.д.

Конструкция соединения крышек с гильзой весьма разнообразна: на болтах или стяжных шпильках; на резьбе; сварные; с глухими крышками.

Соединение на стяжных шпильках является наиболее простым и технологичным (рис. 15.1). Основные преимущества этого метода:

минимальное число операций по обработке гильзы; возможность использования тонкостенной трубы без обработки по наружному диаметру;

отсутствие приварных деталей;

простота сборки, разборки и ориентировки штуцеров;

унификация деталей.

Недостатком является увеличенная масса и габариты таких цилиндров.

С целью уменьшения габаритов и массы гидроцилиндров соединение крышек с гильзой осуществляется с помощью наружной и внутренней резьбы. Недостатками такой конструкции являются:

- необходимость обработки гильзы по наружному диаметру;
- усложнение ориентировки штуцеров.

Конструкция гидроцилиндра с креплением крышек к гильзе на наружной резьбе приведена на рис. 15.6. Установка крышек на внутренней резьбе требует механической обработки гильзы только по внутреннему диаметру.

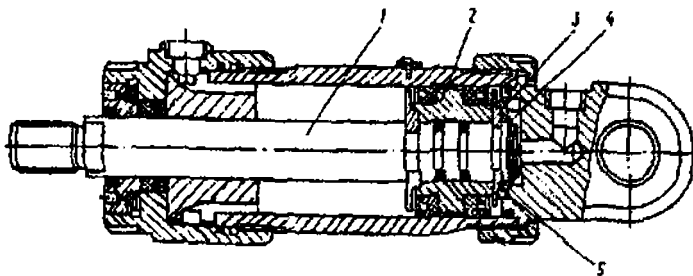


Рис. 15.6. Гидроцилиндр с креплением крышек к гильзе на наружной резьбе

Цилиндры с приварной (задней) крышкой (рис. 15.7) более технологичны и просты в изготовлении, однако при сварке имеется опасность поводки гильзы. Несмотря на этот недостаток, такой метод крепления крышки широко применяется.

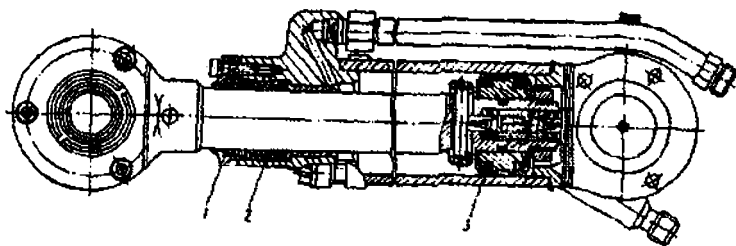


Рис. 15.7. Гидроцилиндр с манжетным уплотнением поршня и шевронным уплотнением штока:

- 1 - скребковые грязеочистители;
- 2 - уплотнение штока;
- 3 - уплотнение поршня

Гидроцилиндры с глухими крышками (т.е. выполненными заодно с крышкой) применяют для плунжерных гидроцилиндров, где нет необходимости в обработке гильзы изнутри. Такие цилиндры нетехнологичны, т.к. при обработке большой процент металла идет в отходы.

Работоспособность гидроцилиндра определяется в основном конструкцией крепления поршня. Существуют два способа крепления поршня на штоке: резьбовой и безрезьбовой. Поршень может быть цельным (см. рис. 15.1, 15.3, 15.4) или составным (см. рис. 15.6).

Резьбовое крепление поршня к штоку (см. рис. 15.1) имеет широкое распространение. Крепящая гайка стопорится либо стопорной шайбой, либо вставками из пластмассы, помещенными в резьбе гайки. Однако при вибрациях нагрузок и малых диаметрах штока такое соединение ненадежно. Не исключена возможность самоотворачивания гайки.

Безрезьбовое соединение более надежно. На шток 1 (см. рис. 15.6) надевается поршень 2, после чего в проточку штока вставляется два полукольца 5, на которые надевается кольцо 3, стопорящееся пружинным кольцом 4.

Конструкция узла подвода рабочей жидкости зависит от компоновки и условий работы гидроцилиндра. Самый простой и наиболее распространенный способ подвода жидкости осуществляется через крышки или бобышки, приваренные к гильзе, в которые ввернуты штуцера на конической или метрической резьбе, либо на фланце. Герметичность соединений до 30 МПа без добавочных уплотнений обеспечивается конической резьбой (ОСТ 23.1.117-88). Применение штуцеров с метрической резьбой целесообразно в случае использования угольников или тройников, так как это облегчает их установку в требуемом положении. Герметичность достигается путем применения прокладок из маслостойкой резины (рис. 15.8 а, б), фторопласта или мягкого металла (рис. 15.8 в, г). Используются и фланцевые присоединения штуцеров к гидроцилиндру (рис. 15.8 д).

Герметичность штока с крышкой и поршня с гильзой достигается с помощью резиновых колец, шевронных уплотнений и манжет из резины или полимерных материалов. Для уплотнения поршней цилиндров используются металлические разрезные кольца.

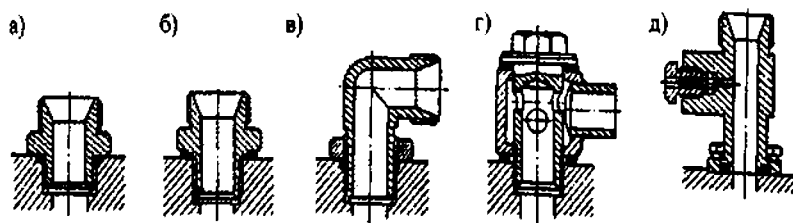


Рис. 15.8. Конструкции шгуцеров для подвода жидкости к гидроцилиндру

Эластичные (резиновые) кольца – наиболее универсальный и распространенный вид уплотнений. Вследствие их простоты, компактности и низкой стоимости они получили наибольшее распространение в гидро- и пневмоцилиндрах. Наиболсс широко применяются резиновые кольца круглого, прямоугольного, овального, X-образного и пилообразного сечений.

Кольца круглого сечения (рис. 15.9 а) помещают в круговые канавки между уплотняемыми поверхностями. Их конструкции и размеры регламентированы ГОСТ 9833-73 и различными ОСТАми. Герметичность уплотнений обеспечивается упругостью резины, достигаемой предварительным сжатием кольца при монтаже и действием давления рабочей жидкости. Под действием этого давления кольцо, дополнительно деформируясь у внешней стороны канавки, создает плотный контакт с уплотняемыми поверхностями.

При давлениях более 10 МПа с обеих сторон уплотнительного кольца устанавливают защитные кольца (рис. 15.9 б), изготовленные из твердой резины, фторопласта или текстолита. Они предотвращают выдавливание уплотнительного кольца в зазор. Резиновые кольца прямоугольного сечения как наиболее склонные к закручиванию и выдавливанию в зазор, применяются в комбинированных уплотнениях. С целью предотвращения их выдавливания в зазор устанавливаются два кольца: внутреннее 2 (рис. 15.9 в, г) из мягкой резины и наружное 1 из твердой резины, капрона, нейлона, фторопласта и других полимерных материалов, обладающих высокой прочностью, износостойкостью, низким коэффициентом трения.

Кольца овального сечения (рис. 15.9 д) в отличие от колец круглого сечения не скручиваются и поэтому более надежны в работе.

При 15 МПа их рекомендуется применять с защитными кольцами. Недостатком колец овального сечения является повышенная сила трения.

Кольца Х-образного сечения (рис. 15.9 е) устойчивы к скручиванию, более практичны в динамике, создают меньшие силы трения. Малые габариты и свойство двухстороннего действия Х-образного сечения обуславливают их применение в поршнях гидроцилиндров систем автоматики.

Кольца пилообразного сечения (рис. 15.9 ж) предназначены для герметизации штоков гидроцилиндров, амортизаторов автомобилей. Они обеспечивают высокую герметичность и ресурс.

Манжетные уплотнения по сравнению с кольцами обеспечивают снижение сил трения и увеличивают ресурс. Манжетные уплотнения работают только одной стороной. Одна манжета может обеспечить герметичность поршня с гильзой лишь в цилиндре одностороннего действия (см. рис. 15.5). Для уплотнения поршней в гидроцилиндрах двухстороннего действия необходимо установить по две манжеты (см. рис. 15.7).

Шевронные уплотнения (рис. 15.9 з) применяются при давлении до 50 МПа. Их недостатком является громоздкость и большая сила трения. Они состоят из набора шевронных манжет 2, опорного 3 и нажимного 1 колец. Затяжка манжет регулируется резьбовыми гайками или пружинами. Применение пружин устраняет необходимость регулирования затяжки уплотнения.

Одно из самых простых и долговечных уплотнений поршня гидроцилиндра – это пружинящее кольцо (стальное, чугунное) (рис. 15.9 и). Герметичность достигается за счет упругости кольца и давления рабочей жидкости на внутреннюю и боковую поверхности кольца. Эти уплотнения пригодны для работы при давлениях до 30 МПа и широком диапазоне температур.

К недостаткам пружинящих (поршневых) колец относятся: жесткие допуски к размерам сопрягаемых деталей, форме и расположению рабочих поверхностей, повышенные утечки жидкости.

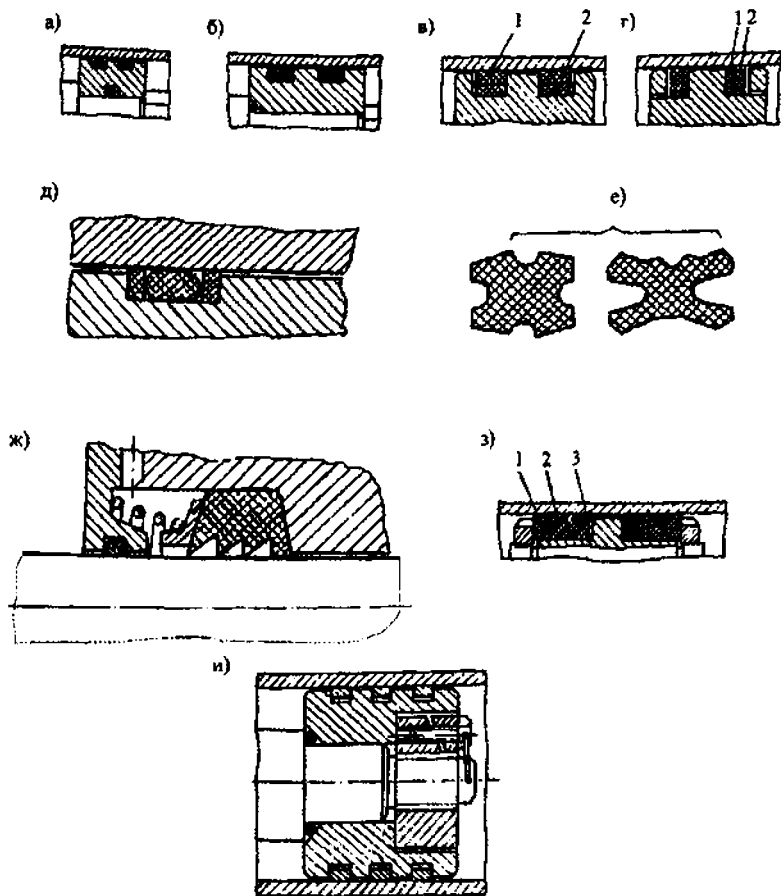


Рис. 15.9. Схемы уплотнений гидроцилиндров

15.4. Некоторые требования при эксплуатации гидроцилиндров

Перед установкой на машину его необходимо расконсервировать (ГОСТ 16028-70). При установке следить, чтобы смазочные канавки в опорных кольцах и подшипниках совпадали. Перед установкой шарнирные подшипники необходимо смазать смазкой типа УС-1 ГОСТ 1033-73 до ее появления в зазорах подшипников.

В течение первых 8 часов работы давление в цилиндрах не должно превышать 50% номинального значения. Необходимо следить за температурным режимом работы. Он не должен превышать установленного инструкцией на данную машину.

Штоки должны двигаться плавно без толчков и заеданий. Не должно быть внешних утечек рабочей жидкости по штоку и в местах подсоединения трубопроводов. Допускается вынос рабочей жидкости на штоке без каплеобразования.

15.5. Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Графические обозначения цилиндров и их названия.
3. Эскиз любого из цилиндров по указанию преподавателя.

15.6. Контрольные вопросы

1. Что понимается под гидро- и пневмоцилиндрами?
2. Назначение гидроцилиндра.
3. Какие типы цилиндров вам известны?
4. В чем принципиальное различие гидро- и пневмоцилиндров?
5. Какая роль клапана-замедлителя?
6. Для чего предназначен гидрозамок?
7. Какие способы уплотнения гидроцилиндров вам известны?

Лабораторная работа № 16

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ (ГИДРОЦИЛИНДРОВ)

Цель работы. Изучить устройство, принцип действия гидроцилиндров, провести испытание гидроцилиндра и снять его рабочие характеристики.

16.1. Основные положения

Испытания цилиндров проводятся для снятия их рабочих характеристик и проверки их герметичности.

Включение электромагнитов Э7 и Э6 распределителя Р4 позволяет осуществлять возвратно-поступательное движение штока гидроцилиндра ГЦ1.

Контрольно-измерительные приборы: манометры М1...М4, М11, М16, датчик расхода ТДР9, система измерения времени, за которое выходное звено нагрузочного цилиндра ГЦ2 проходит контрольный участок пути длиной 0,160 м. Эта система состоит из двух бесконтактных концевых выключателей типа БВК, включенных в систему электромеханических часов типа ПВ-53Ц и металлического лепестка, закрепленного на одном из штоков нагрузочного цилиндра.

16.3. Порядок выполнения работы

1. Перед запуском установки необходимо галетный переключатель, расположенный на пульте управления универсального стенда, настроить на программу 4, включить кнопку «Цепи управления», «Программа пуск», наблюдать на мнемосхеме стенда включение лампочек, обозначающих программу 4. Полностью открыть дроссели Д2, Д4, Д5, Д6, закрыть дроссели Д3, Д7. Открыть предохранительный клапан ПК1 (см. рис. 16.1).

2. Включить гидронасос Н1 нажатием кнопки «Гидронасосы Н1-Н3». Настроить предохранительный клапан ПК1 на давление 3,0...3,5 МПа (контроль по манометру М11).

3. Включением электромагнита Э7 масло подается в бесштоковую полость гидроцилиндра ГЦ1, шток которого перемещается вправо. При движении штока регистрируются и заносятся в таблицу 16.1 следующие величины: показания манометров М1, М2, М3, М4, время перемещения штока t , показания датчика расхода ТДР9.

4. Включением электромагнита Э6 гидроцилиндр возвращается в исходное положение.

5. Перекрываем дроссели Д5 и Д6 (6...8 положений), тем самым увеличиваем противодавление в нагрузочном цилиндре ГЦ2. Для каждого положения дросселей позиции 3...5 повторяем.

Рабочую характеристику снимаем при подаче жидкости в бесштоковую полость испытуемого гидроцилиндра ГЦ1.

Нагрузка P_n на штоке ГЦ1 от действия давления в нагрузочном гидроцилиндре вычисляется по формуле

$$P_n = p_4 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2) - p_3 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_1^2). \quad (16.1)$$

где p_3 - давление в левой полости ГЦ2, определяемое показанием манометра М3, Па;

p_4 - давление в правой полости ГЦ2, определяемое показанием манометра М4, Па;

$D_2 = 100$ мм, $d_2 = 25$ мм, $d_1 = 50$ мм (см. рис. 16.1).

Сила противодействия P_{np} определяется по зависимости

$$P_{np} = p_2 \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{ш}^2), \quad (16.2)$$

где p_2 - давление в штоковой полости ГЦ1, определяемое показанием манометра М2, Па;

$D_1 = 80$ мм, $d_{ш} = 40$ мм.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром,

$$P = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - P_{np}, \quad (16.3)$$

где p_1 - давление в бесштоковой полости ГЦ1, определяемое показанием манометра М1.

Механический КПД гидроцилиндра

$$\eta_M = \frac{P_n}{P}. \quad (16.4)$$

Фактическая скорость перемещения штока цилиндра

$$V_\phi = \frac{l}{t}, \quad (16.5)$$

где l - ход поршня, $l = 160$ мм;

t - время перемещения штока цилиндра из одного крайнего положения в другое, с.

Объемный КПД гидроцилиндра

$$\eta_o = \frac{Q_T}{Q_\phi} = \frac{4Q_T}{\pi D_1^2} \cdot 100, \% \quad (16.6)$$

где Q_T - теоретический расход жидкости, необходимый для работы ГЦ1;

Q_ϕ - фактический расход к ГЦ1, определяемый с помощью датчика расхода ТДР9.

Полный КПД гидроцилиндра

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_m \quad (16.7)$$

По вычисленным значениям P, V_ϕ, η строится рабочая характеристика гидроцилиндра.

Таблица 16.1

№ п/п	Показания манометров, Па					Время t, c	Показания датчика расхода $f, Гц$
	M11	M1	M2	M3	M4		

Таблица 16.2

№ п/п	$P_H,$ Н	$P_{np},$ Н	$P,$ Н	$V_\phi,$ м/с	$Q,$ м ³ /с	η_m	η_o	η

Л и т е р а т у р а

1. Атухов С.М., Румянцев В.А. Мембранные компрессоры. – М.: Машиностроение, 1967. – 125 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
3. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
4. Винтовые компрессорные машины: Справочник / П.Е.Амосов и др. – Машиностроение, 1977. – 223 с.
5. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учебное пособие для вузов / А.Ф.Андреев, Л.В.Бартошевич, Н.В.Богдан и др.; Под ред. В.В.Гуськова. – М.: Высшая школа, 1987. – 310 с.
6. Кулагин А.В. Основы теории и конструирования объемных гидropередач. – М.: Высшая школа, 1968. – 400 с.
7. Ловкис З.В. Гидропривод сельскохозяйственной техники. Конструкция и расчет. – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.
8. Поршневые компрессоры: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Б.С.Фотин и др.; Под общ. ред. Б.С.Фотина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 372 с.

Содержание

Правила техники безопасности	3
Лабораторная работа № 1 УНИВЕРСАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ	3
Лабораторная работа № 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН	8
Лабораторная работа № 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ГИДРОНАСОСА С НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДАЧЕЙ	11
Лабораторная работа № 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ГИДРОНАСОСА С РЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДАЧЕЙ	15
Лабораторная работа № 5 КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ РОТОРНОГО ОБЪЕМНОГО НАСОСА	19
Лабораторная работа № 6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ОБЪЕМНОГО ГИДРОМОТОРА	24
Лабораторная работа № 7 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНО- ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН	30
Лабораторная работа № 8 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ АКСИАЛЬНО- ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН	35
Лабораторная работа № 9 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМАШИН	40
Лабораторная работа № 10 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОМАШИН	46
Лабораторная работа № 11 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ ПНЕВМОМАШИН	51

Лабораторная работа № 12 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА	65
Лабораторная работа № 13 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ	70
Лабораторная работа № 14 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ	75
Лабораторная работа № 15 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ	82
Лабораторная работа № 16 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ (ГИДРОЦИЛИНДРОВ)	95
Литература	100

Учебное издание

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)

по дисциплине «Объемные гидро- и пневмомашинны и передачи»
для студентов специальности Т.05.11 –
«Гидропневмосистемы транспортных
и технологических машин»
(дневная и заочная формы обучения)

Составители: БОГДАН Николай Владимирович
КРАВЕЦ Федор Калистратович
МАКОВСКАЯ Ирина Антоновна

Редактор И.Ф. Антаневич. Корректор М.А. Антонова
Компьютерная верстка М.А. Чувидиной

Подписано в печать 20.03.2001.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура книжно-журнальная.

Усл. печ. л. 6,2. Уч.-изд. л. 4,7. Тираж 200. Заказ 100.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусская государственная политехническая академия.

Лицензия ЛВ № 155 от 30.01.98.

220027, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.