



Л.П. Степаненко, И.В. Буняева,
И.П. Бойчук

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОДЫ РОБОТОВ



2012

621.8
С79

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»



Л.П. Степаненко, И.В. Буняева, И.П. Бойчук

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОДЫ РОБОТОВ

Учебное пособие по лабораторному практикуму

науково-технічна
бібліотека
"ХАІ"



mt0170793

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
БІБЛІОТЕКА
Національного аерокосмічного
університету ім. М.Є.Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Харьков «ХАИ» 2012

Подано описи лабораторних робіт, які виконуються при вивченні курсу «Гідравліка і гідропривід».

Виконання цих лабораторних робіт дозволить практично ознайомитися з існуючими конструкціями окремих пристроїв керування, що застосовуються в гідроприводах роботів і металорізальних верстатів.

Для студентів технічних вузів.

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. А.А. Пермяков,
канд. техн. наук, доц. А.В. Беловол

Степаненко, Л.П.

С72 Гидравлика и гидроприводы роботов [Текст]: учеб. пособие по лаб. практикуму / Л.П. Степаненко, И.В. Буняева, И.П. Бойчук. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2012. – 64 с.

Представлены описания лабораторных работ, выполняемых при изучении курса «Гидравлика и гидропривод».

Выполнение этих лабораторных работ позволит практически ознакомиться с существующими конструкциями отдельных устройств управления, применяемых в гидроприводах роботов и металлорежущих станков.

Для студентов технических вузов.

Ил. 34. Табл. 5. Библиогр.: 4 назв.

УДК 621.865.8.001.63

- © Степаненко Л.П., Буняева И.В., Бойчук И.П., 2012
- © Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», 2012

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Лабораторная работа № 1. ИЗУЧЕНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ МЕХАНИЗМОМ МАНИПУЛЯТОРА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА..	5
Лабораторная работа № 2. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ЛИНЕЙНОГО ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ ТИПА ЦРГ.....	18
Лабораторная работа № 3. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ В ГИДРОПРИВОДАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ.....	26
Лабораторная работа № 4. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ГИДРОНАСОСОВ, ИСПОЛЗУЕМЫХ В ПРИВОДАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ.....	34
Лабораторная работа № 5. РЕГУЛИРУЮЩИЕ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОПРИВОДОВ.....	44
Лабораторная работа № 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АККУМУЛЯТОРЫ И ФИЛЬТРЫ.....	55
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	63

ВВЕДЕНИЕ

В современном машиностроении для приведения в движение различных механизмов широко используется гидропривод.

В механизмах перемещения рабочих органов станков, роботов, строительных машин, в механизмах управления аэродинамическими поверхностями самолета и выпуска и уборки шасси применяются различного типа гидродвигатели.

Гидропривод обладает малой инерционностью подвижных частей, что обеспечивает его высокое быстродействие и дает возможность быстро реверсировать механизмы подачи станков, механизмы перемещения различных элементов роботов.

Гидропривод позволяет бесступенчато регулировать в широком диапазоне скорости подвижных частей механизмов. Кроме того, привод имеет небольшие массу и габаритные размеры (в 3-10 раз меньше электропривода), обеспечивает плавный ход рабочих органов машин; отличается долговечностью механизмов вследствие самосмазываемости.

В предлагаемом пособии приведены описания некоторых лабораторных работ по курсу «Гидравлики и гидропривод», которые позволяют ознакомиться с практическим решением вопросов управления элементами гидропривода.

Лабораторная работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ МЕХАНИЗМОМ МАНИПУЛЯТОРА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА (ПР)

Цель работы

Изучить гидравлический исполнительный механизм элемента манипулятора, на основании анализа и монтажа системы управления отработать заданный вариант цикла его движения.

Общие сведения

Изучению и рассмотрению предлагается система управления циклом гидравлического исполнительного механизма манипулятора, используемого при автоматизации прямолинейных движений рабочего органа промышленного робота с постоянной, но различной скоростью перемещения или пути.

Длина пути в подобных системах задается расстановкой упоров, которые могут выполнять функцию ограничения перемещения либо функции переключения соответствующей аппаратуры управления приводами.

В системе путевого управления циклом применены концевые переключатели контактного действия.

Гидроцилиндры

Гидроцилиндр – объемный гидродвигатель с поступательным движением выходного звена. Объемным гидродвигателем называется объемная гидромашина для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена – штока гидроцилиндра или вала гидромотора.

Гидроцилиндр является простейшим гидродвигателем, который применяется в качестве исполнительного механизма различных машин и механизмов, в том числе и элементов манипуляторов промышленных роботов.

По принципу действия и конструкции гидроцилиндры весьма разнообразны, и применение того или иного типа гидроцилиндра диктуется конкретными условиями работы, назначением и конструкцией той машины, в которой он используется.

В современном машиностроении используется два типа гидроцилиндров (рис. 1.1): одностороннего (рис. 1.1, а) и двустороннего (рис. 1.1, б) действия.

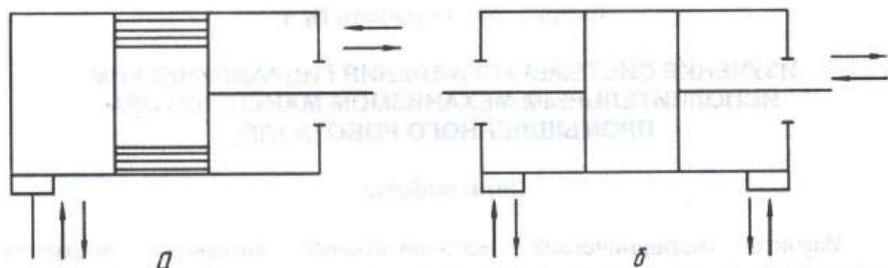


Рис. 1.1

В гидроцилиндрах одностороннего действия движение выходного звена под действием потока рабочей жидкости осуществляется только в одном направлении, а движение в обратном направлении происходит под действием веса поднимаемого груза или пружин. Такие гидроцилиндры применяются в основном в грузоподъемных машинах.

По конструкции гидроцилиндры одностороннего действия бывают поршневые (рис. 1.2, а), плунжерные (рис. 1.2, б), телескопические (рис. 1.2, в). Принцип их работы весьма прост, и нет необходимости в его раскрытии.

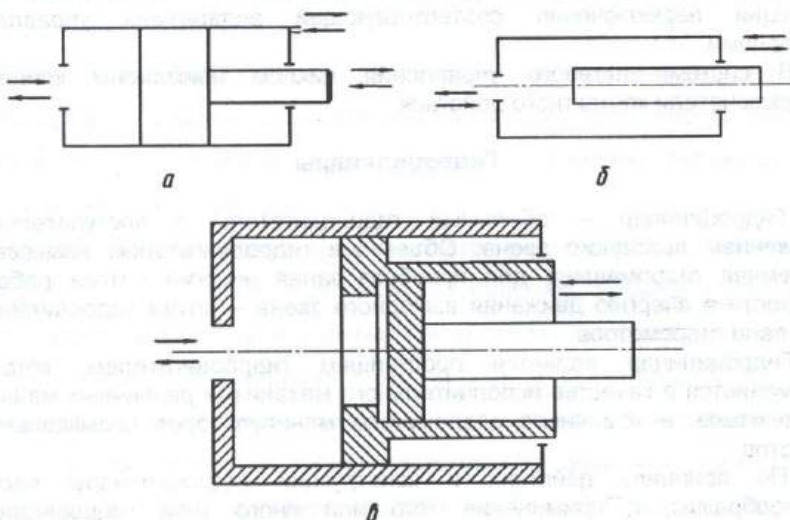


Рис. 1.2

В гидроцилиндрах двустороннего действия движется выходное звено в обоих направлениях под давлением потока рабочей жидкости. Такие гидроцилиндры широко используются в гидроприводах станков,

строительных машин и манипуляторов ПР. Они выполняются в двух конструктивных вариантах:

1. Поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком, в котором шток находится только с одной стороны поршня (рис. 1.3);

2. Поршневой гидроцилиндр с двусторонним штоком, в котором шток расположен по обе стороны поршня (рис. 1.4).

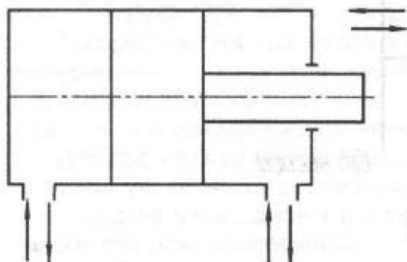


Рис. 1.3

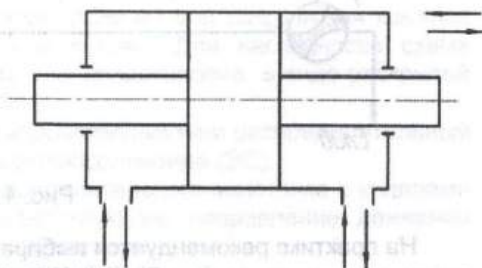


Рис. 1.4

Гидроцилиндры с двусторонним штоком применяются в тех случаях, когда необходимо в обычной схеме подключения гидрوليнии получить одинаковые усилия и одинаковую скорость при движении штока в обоих направлениях. Однако такие гидроцилиндры увеличивают габариты машины, т.к. шток выходит по обе стороны корпуса, и они более сложны в изготовлении, потому что приходится выдерживать строгую concentricity (соосность) нескольких поверхностей - внутреннего корпуса, внешнего поршня и штока. Поэтому преимущественно применяются гидроцилиндры с односторонним штоком, а нужное соотношение скоростей при движении в разных направлениях обеспечивают схемой подключения и конструктивными размерами.

На рис. 1.5 представлена упрощенная схема подключения гидроцилиндра с односторонним штоком. В изображенном положении распределителя 1 поршень движется вправо, а при повороте по часовой стрелке распределителя на 90° - влево. Если $d = \frac{D}{\sqrt{2}}$, то скорости и усилие при движении в обе стороны равны. Если $d \neq \frac{D}{\sqrt{2}}$, то соотношение скоростей и усилий определяется отношением $\frac{D}{d} = Q$.

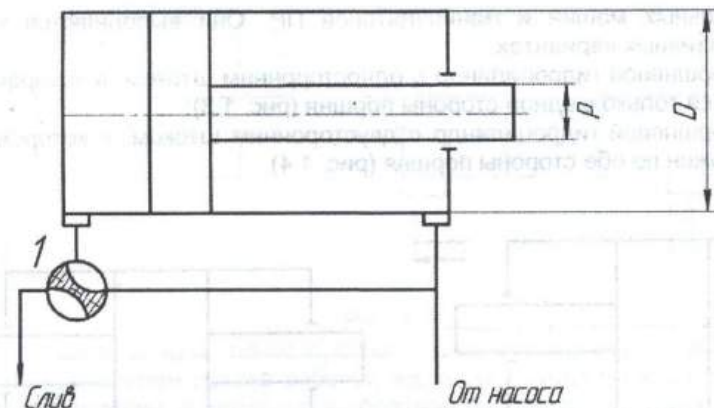


Рис. 1.5

На практике рекомендуется выбирать следующие значения Q :

при $P \leq 1,5 \text{ МПа}$ $Q = 0,3...0,35$;

при $1,5 < P < 5 \text{ МПа}$ $Q = 0,5$;

при $5 < P < 10 \text{ МПа}$ $Q = 0,7$.

В настоящее время серийно выпускается ряд гидроприводов двустороннего действия с односторонним штоком. В большинстве отраслей машиностроения диаметры поршней гидроцилиндров нормализованы. Например, в станкостроении принят следующий ряд диаметров $D(\text{мм})$: 45; 50; 65; 75; 90; 120; 150; 175; 200; 225; 250; 300; 350; 400; 500.

Оборудование и элементы гидропривода и электрогидравлической системы управления

Лабораторный гидростенд для демонстрации работы гидроцилиндра с односторонним штоком содержит гидроцилиндр, на штоке которого закреплен рычаг, воздействующий на путевые концевые переключатели, два электрофицированных распределительных золотника, дроссельный регулятор, дроссель, обратный клапан. Подача рабочей жидкости к гидроцилиндру и системе управления производится от стандартной насосной станции. Питание электрической схемы управления осуществляется от блока электропитания, состоящего из выпрямителя с регулятором напряжения в диапазоне $0...80 \text{ В}$.

Электрическая схема управления включает в себя: два электромагнита гидрораспределителей, два электромагнитных реле типа 8Э-12; два концевых путевых переключателя типа ЕИ 6721000 и наборной

пульт, состоящий из 24 электроконтактных гнезд и кнопок «Пуск» и «Стоп».

Элементы гидравлической системы стенда

Исполнительный механизм — поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рис.1.6). Движение штока вправо (по рисунку) на выход из цилиндра принимается положительным. На штоке закреплен рычаг, воздействующий на концевые переключатели.

Распределительный золотник предназначен для соединения каналов попеременно с каналами «насос» и «слив». Для наглядности схема распределительного золотника (рис. 1.7) представлена в виде раскрытой коробки с плавающим золотником 3.

Для достижения необходимой гидрокommunikации распределительный золотник управляется с помощью электросоленоида (ЭС).

Соединение каналов 1 и 2 распределительного золотника с каналами гидроцилиндра обеспечивает соответствующее направление движения поршня со штоком в том или ином направлении.

При отключенном электросоленоиде (ЭС) масло от насоса через полость А подается к каналу 1, а канал 2 через полость Б соединен со сливом.

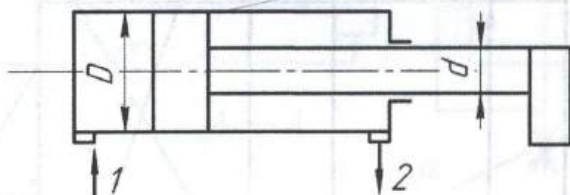


Рис. 1.6

При включении электросоленоида (ЭС) золотник 3, сжимая пружину 4, переместится влево, что осуществит перекоммуникацию каналов 1 и 2 с насосом и со сливом, т.е. канал 2 соединяется с насосом, а канал 1 окажется соединенным со сливом.

Изменение гидрокommunikации обеспечит изменение направления движения поршня гидроцилиндра.

На рис. 1.7, а представлена конструктивная схема распределительного золотника с электросоленоидом ЭС, предназначенным для перевода золотника из крайнего правого положения в крайнее левое. При обесточенном электросоленоиде золотник находится в крайнем правом положении над действием пружины 4.

Условное обозначение этого распределительного золотника представлено на рис. 1.7, б.

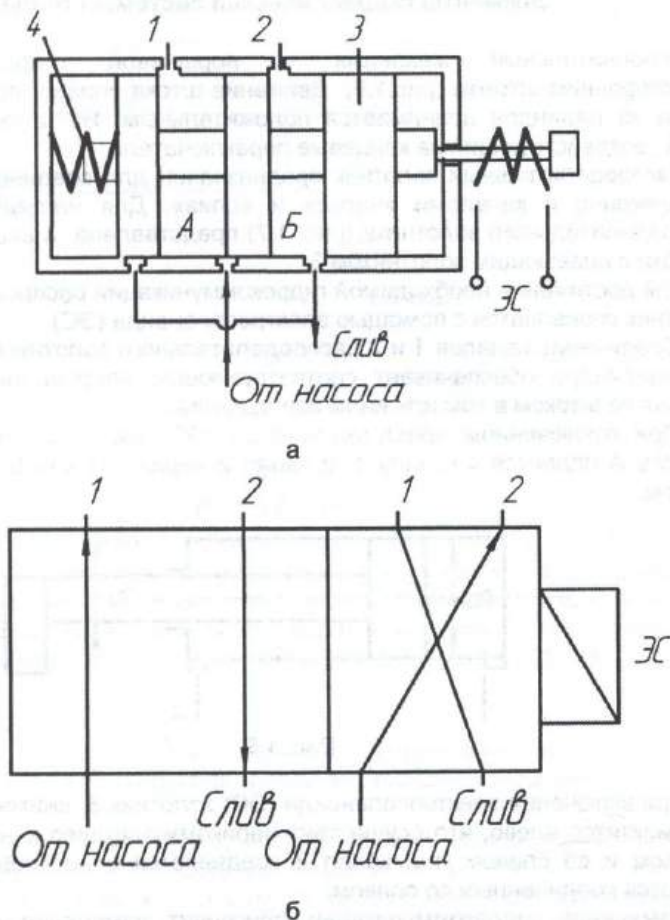


Рис. 1.7

Дроссельный регулятор скорости (рис. 1.8) предназначен для обеспечения заданной скорости движения исполнительного механизма и ее постоянства независимо от прилагаемой к штоку нагрузки.

На рис. 1.8 изображены упрощенная схема со вскрытием ступенчатого золотника Б, пружины и дросселей, а также схема регулятора скорости в обозначениях ГОСТа. Регулятор скорости состоит из дросселя А,

настраиваемого на заданную скорость, исполнительного механизма и дросселя Б с переменным сечением, обеспечивающего стабилизацию заданной скорости движения исполнительного механизма. При уменьшении противодавления P_2 в цилиндре исполнительного механизма, что может быть вызвано увеличением нагрузки на его шток, количество жидкости, проходящей через дроссель Б, уменьшится, в результате чего давление перед дросселем А понизится и дроссель Б под действием пружины переместится вправо, увеличивая проходное сечение щели до тех пор, пока расход и давление перед дросселем А не восстановятся.

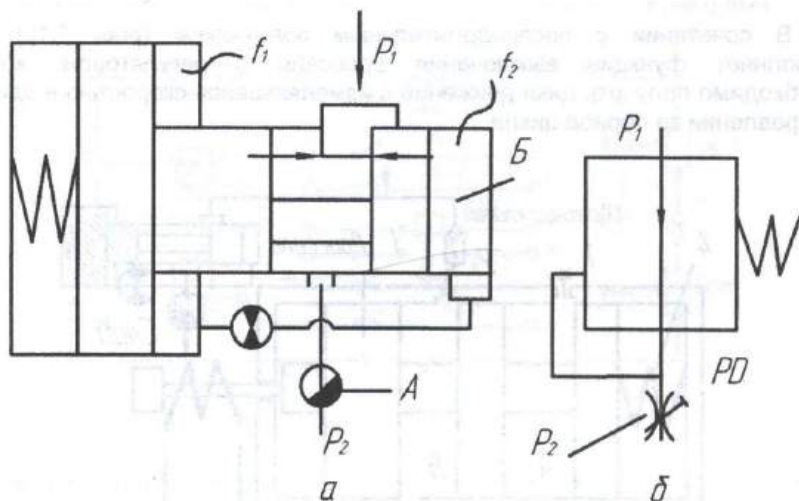


Рис.1.8

Наоборот, при увеличении противодавления P_2 в цилиндре, которое вызвано уменьшением нагрузки на его шток, количество жидкости, проходящей через дроссель Б, увеличивается, в результате чего давление перед дросселем А повышается и дроссель Б перемещается влево, уменьшая проходное сечение щели до тех пор, пока давление перед дросселем вновь не восстановится. Постоянство давления перед дросселем А обеспечивает устанавливаемую с его помощью скорость движения постоянной, не зависящей от нагрузки на шток цилиндра.

Обратный клапан (рис. 1.9) предназначен для пропуски масла только в одном направлении.

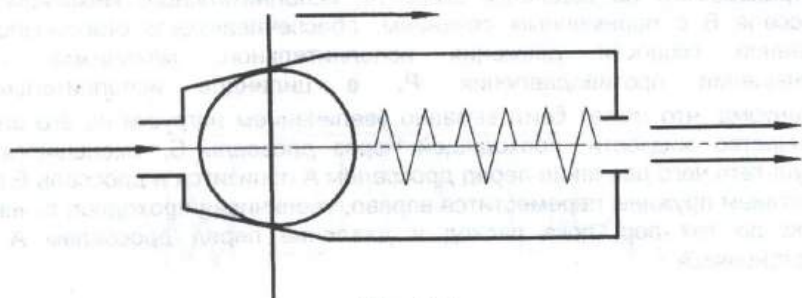


Рис. 1.9

В сочетании с распределительным золотником (рис. 1.10) он выполняет функции выключения дросселя с регулятором, когда необходимо получить цикл движения с изменяющейся скоростью в одном направлении за период цикла.

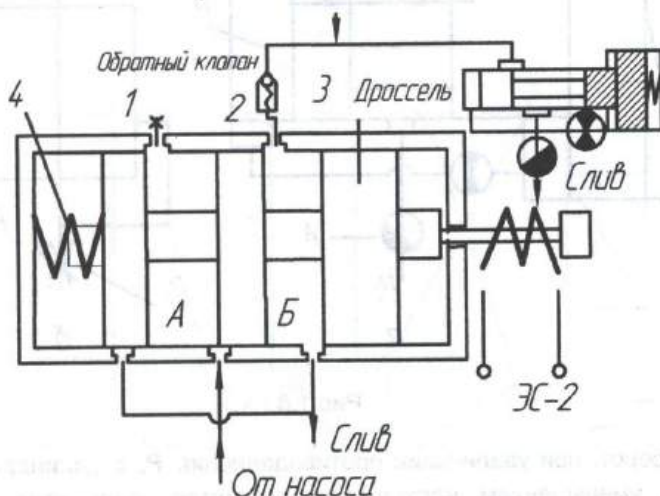


Рис. 1.10

Скорость движения исполнительного механизма в одном направлении может изменяться следующим образом: масло из исполнительного механизма может сливаться через дроссель с регулятором скорости, что обеспечивает заданную его рабочую скорость движения, или минуя его через обратный клапан, отжимая пружину через распределительный золотник. Это обеспечивает быстрое движение исполнительного

механизма. При включении ЭС-2 канал 2 соединяется с насосом. В этом случае давление масла от насоса закрывает обратный клапан и слив из системы осуществляется только через дроссельный регулятор скорости А. Канал 1 в работе не участвует, и его нужно закрыть заглушкой. Меняя каналы 2 и 1, получаем различные циклы.

Электрическая система управления

Принципиальная электрическая схема системы управления изображена на рис. 1.11. Она включает кнопки «Пуск» и «Стоп», два реле K1, K2 8Э12, каждое из которых имеет две группы контактов, два концевых путевых выключателя и наборную панель управления с 24 гнездами.

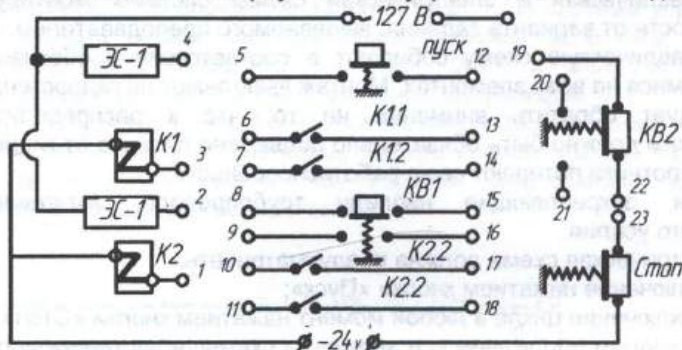


Рис. 1.11

Кнопка «Пуск» с нормально разомкнутыми контактами и кнопка «Стоп» с нормально замкнутыми контактами предназначены для включения гидростенда оператором по заданному циклу и отключения его в любой момент времени.

Наборная панель, электромагнитные реле и путевые (концевые) переключатели используются для управления работой двух электросоленоидов ЭС-1 и ЭС-2 в распределительных золотниках, обеспечивающих отработку заданного цикла движения гидроцилиндра.

Реле K1 и K2 с их нормально разомкнутыми контактами K1.1, K1.2, K2.1 и K2.2 обеспечивают блокировку контактов кнопки «Пуск» и контактов концевого переключателя. Вторые контактные группы (K1.2 и K2.2) используются в цепях самоблокировки. Таким образом, электромагнитные реле K1 и K2 в данном устройстве выполняют функцию элементов памяти управляющих воздействий, а точнее, являются потенциальными асинхронными триггерами RS-типа. Триггер на основе реле K1 используется для хранения признака направления движения Z1 (Z1=1 –

вперед, $Z1=0$ – назад), а триггер на реле K2 – для хранения признака скорости перемещения Z2 ($Z2=1$ – низкая, $Z2=0$ – высокая). Потенциал логической единицы – +24 В, логического нуля – 0 В.

Концевые переключатели KB1 и KB2 с нормально разомкнутыми и нормально замкнутыми контактами обеспечивают подачу информации в систему управления о положении исполнительного механизма для выполнения заданного элемента цикла движения и управляются автоматически воздействием на них кулачком, установленным на штоке исполнительного механизма по пути его движения.

Методика составления схемы управления

Гидравлическая и электрическая схемы системы монтируются в зависимости от варианта задания, выдаваемого преподавателем.

Гидравлическую схему собирают в соответствии с обозначениями, имеющимися на всех элементах. Монтаж выполняют на гидростенде.

Следует обратить внимание на то, что к распределительным золотникам должно быть обязательно подведено питание от гидронасоса, иначе золотники потеряют свою работоспособность.

Гайки, закрепляющие ниппели трубопровода, затягивают без излишнего усилия.

Электрическая схема должна предусматривать:

- а) включение нажатием кнопки «Пуск»;
- б) выключение цикла в любой момент нажатием кнопки «Стоп».

В исходном положении все элементы схемы, в частности соленоиды, должны быть отключены.

Электрическую схему монтируют в соответствии с обозначениями, имеющимися на всех элементах. Монтаж выполняется на отдельной электрической панели управления.

Монтаж электрической схемы осуществляется при отключенном питании.

Примечание. Так как различные варианты циклов требуют «углового» включения нескольких контактов, то монтаж наборной панели осуществляется комплектом проводов, соединенных в один жгут, состоящий из двух, трех, четырех, пяти и шести проводников.

ВНИМАНИЕ! Включение электропитания производить после проверки схемы преподавателем!

Примечание. Некоторые варианты циклов могут включать не все элементы электрической схемы.

При соединении и монтаже схемы необходимо учитывать особенности нормального состояния контактов элементов системы электроавтоматики. Например, контакты 5 и 12 кнопки «Пуск» нормально разомкнуты. Для включения системы необходимо нажать на кнопку «Пуск». При этом произойдет замыкание ее контактов. При отпуске кнопки

кнопки она под действием пружины возвращается в исходное положение и происходит размыкание контактов 5 и 12. В этом случае электрический ток через обмотку соленоида прекращается, и распределительный золотник возвращается в исходное положение, при достижении которого манипулятор останавливается и цикл управления завершается. Для обеспечения замкнутого состояния контактов 5 и 12 необходимо осуществить электрические соединения так, чтобы обеспечивалось непрерывное питание электросоленоида ЭС-1, который с помощью реле К1 обеспечит замкнутое состояние его контактов К1.1. При этом прекращение нажатия на кнопку «Пуск» не должно приводить к размыканию цепи для обеспечения исполнения необходимого элемента цикла. Аналогичным образом должна быть обеспечена блокировка контактов концевого переключателя КВ1 контактами К2.1 реле К2.

В зависимости от вариантов задания (рис. 1.13) система управления может включать в себя два распределительных золотника, которые управляются двумя электросоленоидами ЭС-1 и ЭС-2 или одним распределительным золотником и одним его соленоидом.

На рис. 1.12 представлена электромонтажная схема, соответствующая отработке цикла «медленно вперед, быстро вперед, быстро назад». На основе анализа ее работы монтируются аналогичные схемы в соответствии с заданным вариантом.

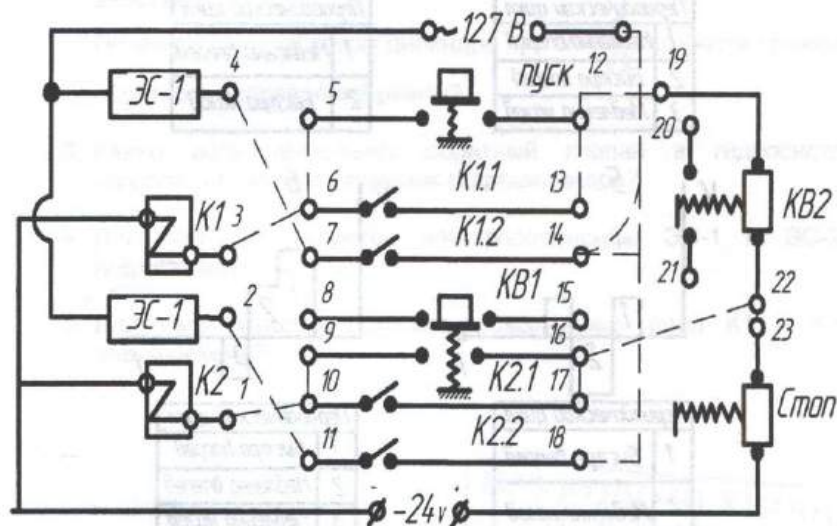
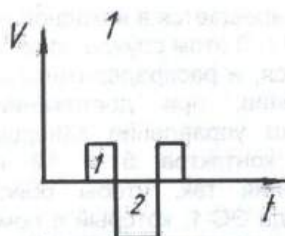
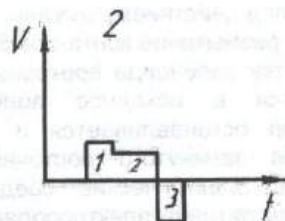


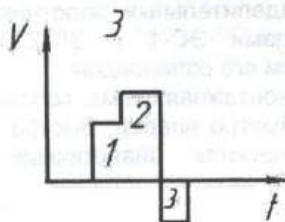
Рис. 1.12



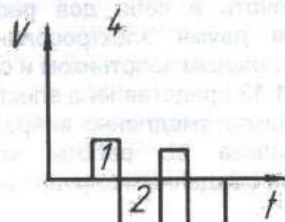
Периодический цикл	
1	Быстро вперед
2	Быстро назад



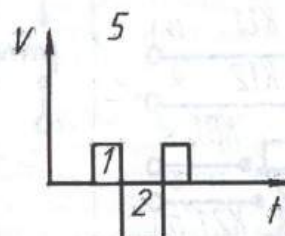
Периодический цикл	
1	Быстро вперед
2	Медленно вперед
3	Быстро назад



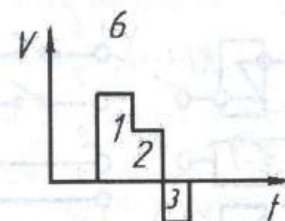
Периодический цикл	
1	Медленно вперед
2	Быстро вперед
3	Медленно назад



Периодический цикл	
1	Медленно вперед
2	Быстро назад



Периодический цикл	
1	Быстро вперед
2	Медленно назад



Периодический цикл	
1	Быстро вперед
2	Медленно вперед
3	Медленно назад

Рис. 1.13

Порядок выполнения работы

1. Изучить гидравлические и электрические элементы стенда.
2. Составить гидравлическую схему, обеспечивающую заданный цикл движения исполнительного механизма.
3. Составить электрическую схему, обеспечивающую автоматическое осуществление заданного рабочего цикла.
4. Выполнить монтаж гидравлической и электрической схем на стенде.
5. Проверить работоспособность схем и осуществить заданный цикл движения.
6. Гидравлическую и электрическую схемы проекта, а также циклограмму работы агрегата в соответствии с вариантом задания отобразить в отчете по лабораторной работе.
7. Сдать отчет преподавателю, предварительно ответив на контрольные вопросы.
8. Выполнить домашнее задание по лабораторной работе, оформить отчет по д/з и сдать его преподавателю.

Контрольные вопросы

1. В чем различие гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия?
2. Почему в одноштоковом цилиндре при $d = \frac{D}{\sqrt{2}}$ скорости прямого и обратного направлений равны?
3. Какую роль выполняет обратный клапан в гидросистеме управления циклом движения гидроцилиндра?
4. Для чего используются электросоленоиды ЭС-1 и ЭС-2 в гидросхеме?
5. Для чего используются электромагнитные реле К1 и К2 в электросхеме?

140493.ел

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
БІБЛІОТЕКА**
Національного аерокосмічного
університету ім. М.Є.Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Лабораторная работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ЛИНЕЙНОГО ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ ТИПА ЦРГ

Цель работы

Изучить конструкцию и методику расчета параметров линейного гидродвигателя для промышленных роботов типа ЦРГ

Содержание работы

1. Изучить конструкцию линейного гидравлического двигателя ЦР. Составить описание.
2. Зарисовать функциональную схему гидропривода дроссельного управления с двигателем типа ЦРГ. Составить описание элементов гидропривода.
3. Ознакомиться с методикой расчета параметров линейного гидродвигателя.
4. По исходным данным (табл. 2.1) выполнить расчет гидродвигателя.

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета параметров гидродвигателя

Номер варианта	F_p, kH	$p_1, \text{МПа}$	$p_2, \text{МПа}$	$V, \text{м}^3/\text{с}$
1	100	10	0,2	1
2	50	10	0,2	2
3	20	6	0,15	3
4	10	6	0,15	0,5
5	5	4	0,15	1,5
6	20	5	0,3	2
7	10	4	0,2	1

Гидроприводы

Развитие и совершенствование конструкции промышленных роботов во многом зависят от типа применяемых приводов и их исполнительных органов.

Наиболее прогрессивными являются гидравлические приводы, имеющие малую массу и объем, приходящиеся на единицу мощности, малую инерционность.

Гидравлические приводы позволяют осуществлять бесступенчатое регулирование скорости исполнительных органов машин и имеют высокий КПД и ряд других преимуществ.

Гидравлические приводы находят все большее применение в промышленных роботах большой (50 – 100 кг) и сверхбольшой грузоподъемности. Именно при таком характере нагрузок, когда преобладает инерционность системы, проявляются преимущества гидроприводов перед электроприводами в обеспечении высоких значений динамических характеристик.

Гидропривод ПР реализуется двумя различными схемами:

- с постоянным давлением рабочей жидкости в системе и производительностью гидравлического насоса;
- с постоянным давлением рабочей жидкости в системе и переменной производительностью гидравлического насоса.

Промышленные роботы с гидроприводами имеют универсальное применение. Манипуляторы снабжаются шестью степенями подвижности вращательного и поступательного действия с точностью позиционирования до 0,5 мм и объемами рабочих зон более 30 м³.

В промышленных роботах с гидроприводами используются замкнутые аналоговые и цифровые системы программного управления – контурные и позиционные.

Объемный гидропривод представляет собой совокупность устройств, куда входят источник питания (насос), контрольно-регулирующая и распределительная аппаратура и один или несколько гидродвигателей – объемных гидромашин, преобразующих энергию потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена.

К числу гидродвигателей относятся различные типы гидроцилиндров.

Функциональная схема гидроприводов дроссельного управления с гидронасосом постоянной производительности

Наибольшее распространение в промышленной робототехнике получила схема гидроприводов дроссельного управления с гидронасосом постоянной производительности и постоянным давлением в системе.

Обобщенная функциональная схема гидропривода дроссельного управления приведена на рис. 2.1.

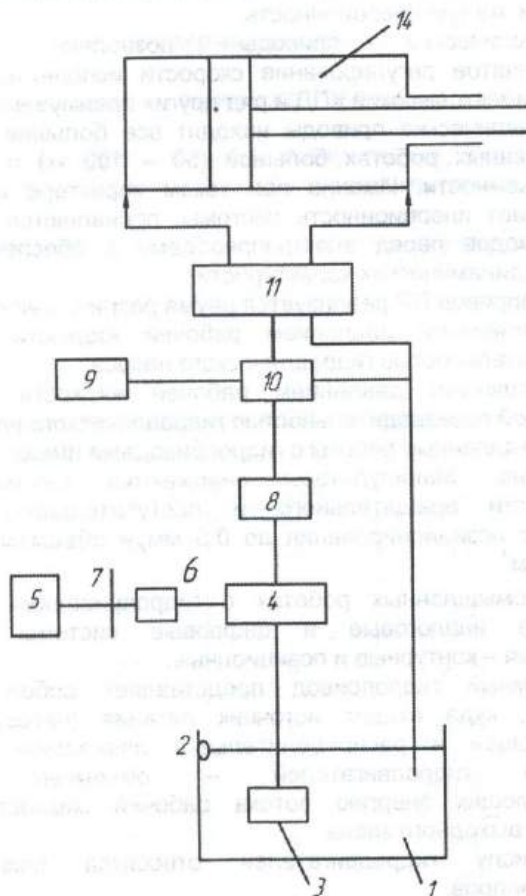


Рис. 2.1

Рабочая жидкость заливается в бак 1 до черты на мерном стекле. В качестве рабочей жидкости (энергоносителя) в гидроприводах применяют минеральные масла, которые сохраняют хорошие свойства в широком диапазоне давлений, скоростей, температур. Чаще всего используется масло индустриальное 20 плотностью $\rho = 850 - 900 \text{ кг / м}^3$, кинетической вязкостью $\nu = 16 - 20 \text{ мм}^2 / \text{с}$. Резервуар для рабочей жидкости имеет температурное реле 2, которое сообщает о достижении максимально допустимых температур рабочей жидкости. Жидкость засасывают через фильтр сетчатый 3 насосом 4, который приводится в движение электродвигателем 5 через упругую муфту 6 и вентилятор 7. При включенной гидросистеме жидкость поступает в рабочий цилиндр 14 гидродвигателя через фильтр 8 тонкой очистки, пневмогидравлический аккумулятор 9, через переливной клапан 10, золотниковый распределитель 11 гидродвигателя. Управление гидроцилиндром осуществляется золотниковым распределителем, который представляет собой гидроаппарат для пуска, остановки и изменения направления потока жидкости в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. К исполнительным гидродвигателям относятся также различного типа гидромоторы.

В манипуляционных промышленных роботах с гидроприводами наблюдается тенденция использования в качестве гидродвигателей более простых и дешевых гидроцилиндров, имеющих к тому же меньшие утечки рабочей жидкости, чем гидромоторы.

Назначение и область применения

Цилиндры гидравлического типа ЦРГ предназначены для линейных перемещений механизмов промышленных роботов. Гидроцилиндры осуществляют прямолинейные возвратно-поступательные движения выходного звена, через которое передается создаваемая гидроцилиндром сила, преодолевающая внешнюю нагрузку.

Процесс работы гидроцилиндра основан на попеременном заполнении его рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из нерабочей камеры, при этом осуществляется перемещение выходного звена штока. Гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком исполняются так:

1. По виду крепления – с помощью хомута, цапф, проушины.
2. По способу торможения – без торможения, с торможением в конце хода поршня при его движении в обе стороны.

В табл. 2.2 приведены основные данные гидродвигателей промышленных роботов.

Таблица 2.2

Цилиндры гидравлические для промышленных роботов типа ЦРГ на давление до 16 МПа

Параметры	Модель						
	ЦРГ 25х12х	ЦРГ 32х16х	ЦРГ 36х18х	ЦРГ 36х18х	ЦРГ 45х22х	ЦРГ 50х25х	ЦРГ 63х32х
Давление, МПа номинальное максимальное Время срабатывания и холостого хода, не более, с.	1	1	0,8	16 20 0,8	0,8	0,6	0,6
Основные размеры, мм: диаметр цилиндра (внутренний) диаметр штока	25 12	32 16	36 18	40 20	45 22	50 25	63 32
Соотношение рабочих площадей поршня штока	1,3	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33
Ход поршня, мм	100 250 500 630	200 400 500 630	250 500 800	100 320 630 1000	400 630 800 1000	800 1000	800 1000
Усиление на штоке теоретическое, Н: толкающее тянущее Скорость поршня, м/с: номинальная максимальная	7850 6040	12860 9650	16280 12210	20090 15070 1,5 1,5	25430 19350	31400 23550	49850 36990
Коэффициент полезного действия: механический общий	0,95 0,95	0,95 0,95	0,95 0,95	0,95 0,95	0,95 0,95	0,95 0,95	0,95 0,95
90-процентный ресурс, млн циклов	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
90-процентная наработка до первого отказа, млн циклов	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Масса при входе поршня=0 мм, кг	1,85	3,3	4,0	4,6	5,7	7,3	11,2
Дополнительная масса на каждые 100 мм хода поршня, кг	0,46	0,66	0,76	0,86	1,05	1,21	1,64

Объемный гидродвигатель с односторонним штоком (рис.2.2) состоит из стальной гильзы – цилиндра 1, поршня 2, штока 3 и крышек 4. Цилиндр имеет две полости: поршневою А – часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую В – часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Внутренняя поверхность гильзы имеет полированную поверхность. В цилиндрической расточке корпуса находится поршень, жестко соединенный со штоком. Крышки цилиндра имеют отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости и служат ограничителем движения поршня. Шток имеет внешний резьбовой конец для навинчивания проушины или приводимого устройства. С другой стороны штока на проточке располагается поршень, уплотненный на штоке кольцом. Рабочая поверхность штока хромирована в целях уменьшения коэффициента трения, повышения износостойкости и предотвращения коррозии.

Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а штока – уплотнительными и защитными кольцами. Использование фторированных манжетных уплотнений по ГОСТ 14896-74 и полиацетальных колец позволяет уменьшить потери на трение и износ.

Гидродвигатель работает следующим образом. Через отверстие в крышке подводится жидкость под давлением и создает усилие поршня, вытесняя жидкость из штоковой полости через отверстие. Реверсирование подачи рабочей жидкости поочередно в каждую из полостей обеспечивает возвратно-поступательное движение поршня со штоком. В процессе работы гидроцилиндр самосмазывается рабочей жидкостью.

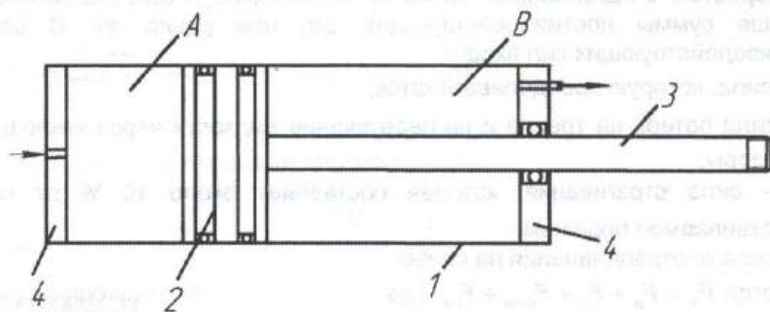


Рис. 2.2

Расчет параметров линейного гидродвигателя

На рис. 2.3 приведена схема рассчитываемого гидроцилиндра, подвода рабочей жидкости и направления действующих сил и движений.

Для расчета геометрических параметров гидроцилиндра с односторонним штоком необходимо знать силу F_p , которую должен развивать шток при выполнении работы, давление p_1 жидкости, подводимой к гидроцилиндру, давление p_2 на сливе из гидроцилиндра и либо диаметр штока цилиндра d_w , либо отношение диаметров поршня D_n и диаметра штока d_w . Для расчета величины подачи Q , необходимо задать скорость перемещения штока (поршня).

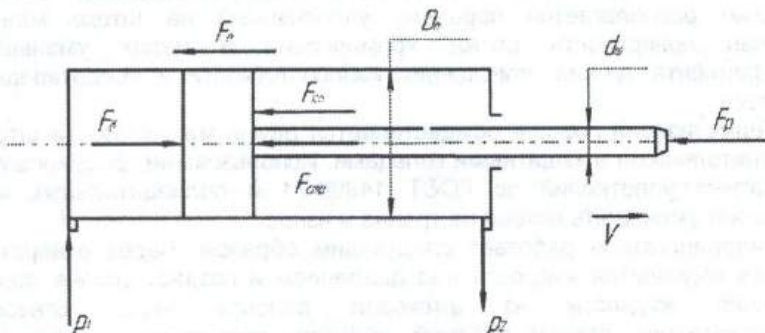


Рис. 2.3

При подаче масла в левую полость под давлением p_1 на поршне создается сила F_p , которая должна обеспечить движение поршня вправо со скоростью V . Для начала движения необходимо, чтобы эта сила была больше суммы противодействующих сил или равна ей. В состав противодействующих сил входят:

F_p - сила, которую преодолевает шток;

F_n - сила потерь на трение и на перетекание жидкости через имеющиеся зазоры;

$F_{ср}$ - сила страгивания, которая составляет около 10 % от силы, развиваемой поршнем;

$F_{сн}$ - сила противодействия на сливе.

Тогда $F_p = F_p + F_n + F_{ср} + F_{сн}$, где

F_p - задана из рабочего механизма;

$F_n = F \cdot (1 - \eta_m \cdot \eta_o)$ - сила потерь;

η_m - механический КПД гидродвигателя (0,95);

η_q - объемный КПД гидродвигателя (0,95);

$F_{стр} = 0,1F_p$ - сила страгивания;

$F_{сп} = p_2 \frac{\pi(D_{вн}^2 - d_{ш}^2)}{4}$ - сила противодействия.

Если задать, что $D_n = 2d_{ш}$, то

$$p_1 \frac{\pi \cdot D_{вн}^2}{4} = F_p + p_1 \frac{\pi \cdot D_{вн}^2}{4} (1 - \eta_m \cdot \eta_o) + 0,1 p_1 \frac{\pi \cdot D_{вн}^2}{4} + p_2 \frac{0,75 D_{вн}^2}{4}.$$

Тогда расчетный внутренний диаметр гидроцилиндра

$$D_{вн} = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi \cdot p_1 (\eta_m \cdot \eta_o - 0,1) - 0,75 \cdot p_2}}.$$

Величина подачи масла

$$Q = V \frac{\pi D_{вн}^2}{4}.$$

Толщина стенки гидроцилиндра $t = \frac{D_n - D_{вн}}{2}$, где D_n - наружный диаметр цилиндра, определяется для давления $p_{max} = kp_1$ (принимаяем $k=1,5$). Тогда для гидроцилиндра из стали с $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$ $[\sigma]$ - допустимое напряжение при растяжении, толщина стенки определяется как

$$D_n = \sqrt{\frac{D_{вн}^2 \cdot p_{max}}{[\sigma]} + D_{вн}^2} = D_{вн} \sqrt{\frac{p_{max} + [\sigma]}{[\sigma]}};$$

$$t = \frac{D_n - D_{вн}}{2}.$$

Мощность, потребляемая гидроприводом,

$$N_{ном} = p_1 \cdot Q.$$

Мощность, развиваемая гидроприводом,

$$N_{раз} = F_p \cdot V.$$

КПД гидропривода

$$\eta_{общ} = \frac{N_{раз}}{N_{ном}}.$$

РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ В ГИДРОПРИВОДАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Изучение гидропривода с дроссельным регулированием скорости гидродвигателя

Цель работы

Изучение конструкции дросселя ПГ77-12, определение коэффициента подачи дросселя, исследование влияния настройки дросселя на скорость перемещения штока гидроцилиндра.

Общие сведения

Изменение скорости выходного звена гидропривода (гидроцилиндра, гидродвигателя) может осуществляться путем изменения подачи рабочей жидкости с помощью регулируемого насоса, либо путем изменения рабочего объема гидродвигателя, либо обоими путями одновременно, т.е. способом объемного регулирования.

При дроссельном способе регулирования изменения скорости выходного звена гидропривода производятся с помощью аппаратов, регулирующих подачу рабочей жидкости, т.е. с помощью дросселей.

Первый способ экономичен, но требует применения сложных и дорогих регулируемых гидронасосов, которые к тому же менее долговечны по сравнению с нерегулируемыми. При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливается регулируемое гидравлическое сопротивление – дроссель или регулятор потока, представляющий собой комбинацию дросселя с регулятором, поддерживающим постоянный перепад давлений (0,2...0,25 МПа) на дросселе. Регулятор потока обеспечивает постоянство скорости гидродвигателя независимо от нагрузки.

Дроссельное регулирование скорости менее экономично по сравнению с объемным, так как КПД гидропривода снижается из-за сопротивления потоку в дросселе, при этом потери энергии приводят к повышению температуры рабочей жидкости.

Наличие значительных энергетических потерь ограничивает область применения дроссельного регулирования скорости и рекомендуется для гидроприводов с небольшой мощностью не более 3...5 кВт.

3.1. Схема регулирования скорости

3.1.1. Гидропривод с объемным регулированием

Схема регулирования с помощью изменения рабочего объема представлена на рис. 3.1,а. Такая схема применяется в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движений. Регулирование скорости штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи регулируемого насоса 4; 3 – предохранительные клапаны, устанавливающие давление в системе, 5 – вспомогательный насос для компенсации утечек в системе, подающий жидкость в гидропривод с замкнутой циркуляцией через обратные клапаны 2. В этом способе регулирования скорости усилие, развиваемое гидроцилиндром, не зависит от скорости движения.

Регулирование скорости с помощью изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения. Схема гидропривода с регулируемым гидромотором приведена на рис. 3.1,б. В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как при уменьшении рабочего объема двигателя скорость вращения увеличивается, а крутящий момент соответственно уменьшается.

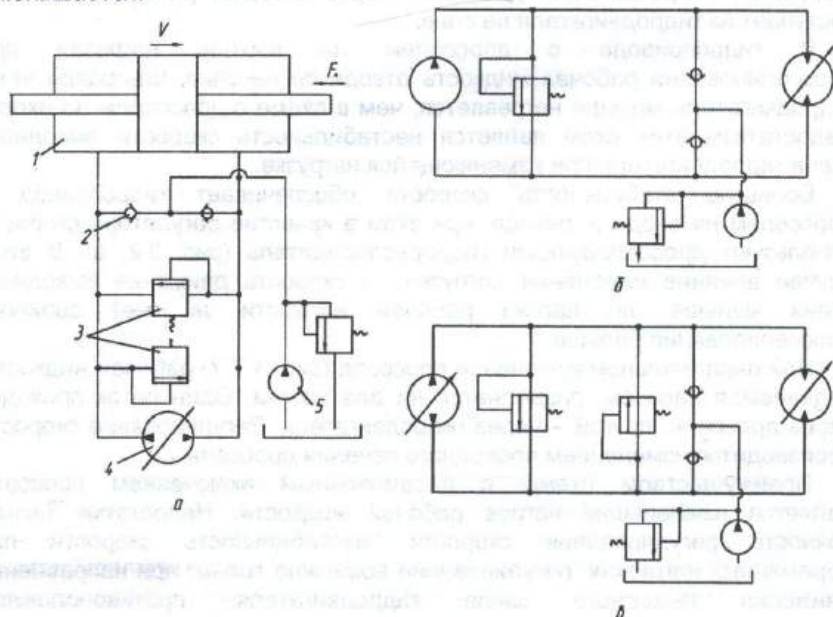


Рис. 3.1

Схема регулирования с помощью регулирования объема насоса и гидродвигателя приведена на рис. 3.1, в. Такая система позволяет получить весьма большой диапазон регулирования скорости, который равен произведению диапазонов регулирования насоса и гидродвигателя вращательного движения.

3.1.2. Гидропривод с дроссельным регулированием

Дроссель, регулирующий подачу рабочей жидкости, устанавливается либо в гидроприводе последовательно с гидродвигателем, либо в гидролинии управления параллельно гидродвигателю.

Гидропривод с дросселем на входе (рис. 3.2, а) применяется для регулирования скорости гидродвигателя только в случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена. Если направления движения и нагрузки совпадают, выходное звено движется под действием нагрузки, преодолевая только силы трения и противодавления в сливной гидролинии.

Гидропривод с дросселем на выходе (рис. 3.2, б) допускает регулирование скорости гидродвигателя при законопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы F скорость задается величиной сопротивления дросселя, через который рабочая жидкость поступает из гидродвигателя на слив.

В гидроприводе с дросселем на выходе нагретая при дросселировании рабочая жидкость отводится на слив, благодаря чему гидродвигатель меньше нагревается, чем в схеме с дросселем на входе. Недостатком этих схем является нестабильность скорости выходного звена гидродвигателя при изменяющейся нагрузке.

Большую стабильность скорости обеспечивает гидропривод с дросселем на входе и выходе, при этом в качестве регулятора скорости используют дросселирующий гидрораспорядитель (рис. 3.2, в). В этом случае влияние изменения нагрузки на скорость движения выходного звена меньше, но нагрев рабочей жидкости за счет двойного дросселирования больше.

При параллельном включении дросселя (рис. 3.2, г) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. Один поток проходит через дроссель, другой – через гидродвигатель. Регулирование скорости производится изменением проходного сечения дросселя.

Преимуществом схемы с параллельным включением дросселя является наименьший нагрев рабочей жидкости. Недостатки: низкая точность регулирования скорости, нестабильность скорости при переменных нагрузках, регулирование возможно только при направлении движения выходного звена гидродвигателя, противоположном направлению нагрузке.

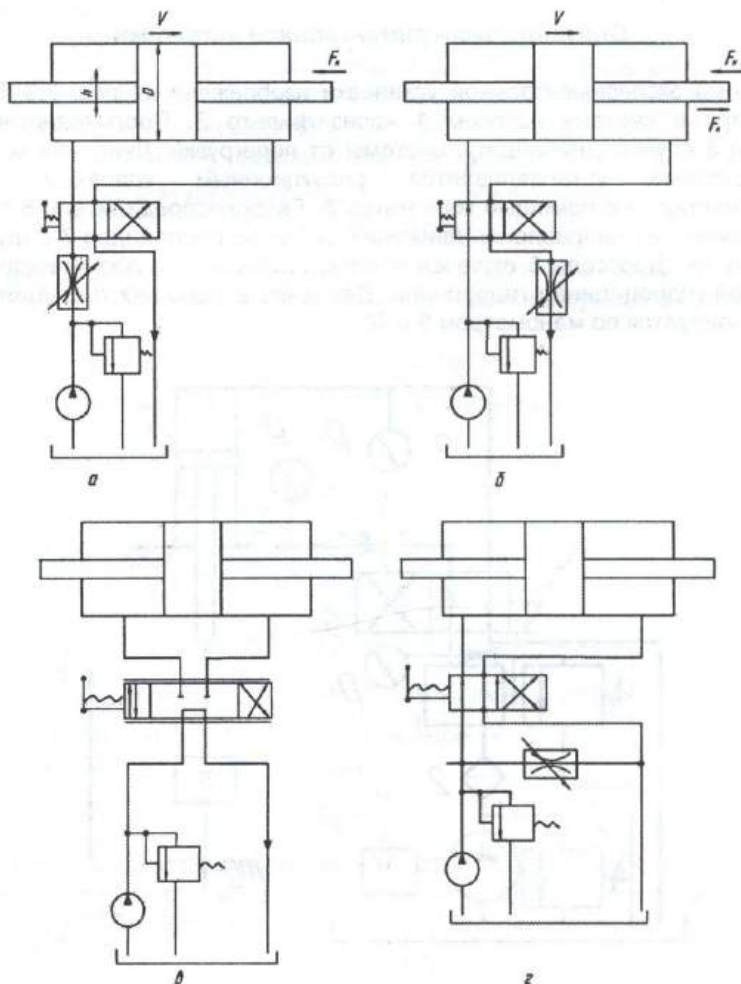


Рис. 3.2

Все рассмотренные схемы дроссельного регулирования не обеспечивают постоянства скорости гидродвигателя при изменении нагрузки, и поэтому применяются только в гидроприводах вспомогательных устройств. В основных гидроприводах для дроссельного регулирования применяют регуляторы потока, обеспечивающие стабильность установленной скорости за счет постоянства подачи жидкости через проходное сечение дросселя.

Описание экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки изображена на рис. 3.3. Масло подается в систему насосом 1 через фильтр 2. Предохранительный клапан 3 служит для защиты системы от перегрузки. Давление масла в гидросистеме устанавливается редукционным клапаном 4 и контролируется с помощью манометра 5. Гидрораспределитель 6 служит для изменения направления движения штока гидроцилиндра 7 с грузом и массой m . Дроссель 8 включен последовательно с гидроцилиндром на входной гидролинии. Давление в полостях гидроцилиндра контролируется по манометрам 9 и 10.

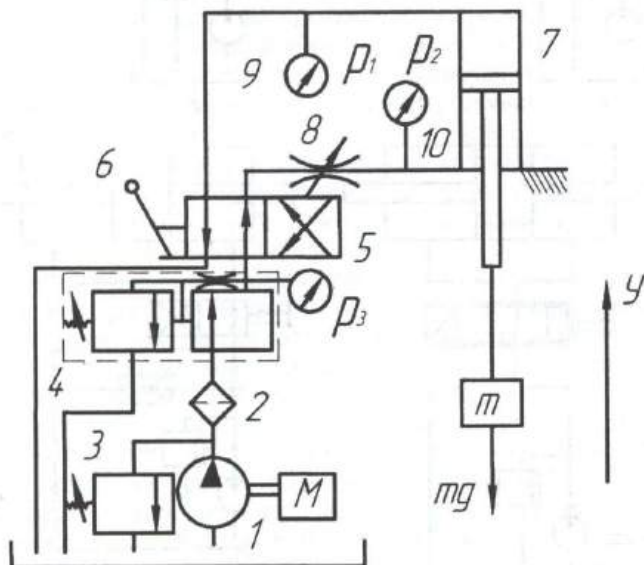


Рис. 3.3

Дроссель ПГ77-12 состоит из корпуса, втулки, втулки-дросселя, винта, валика, лимба, контргайки, пробки, пружины, указателя оборотов и штифта. Масло из гидросистемы подводится к отверстию «Подвод» через дросселирующую щель, образованную фасонным отверстием во втулке и торцом втулки-дросселя, и отводится через отверстие «Отвод». Регулирование подачи масла осуществляется изменением переходного сечения дросселирующей щели путём осевого перемещения втулки-дросселя винтом в одну сторону и пружиной – в противоположную. Винт

поворачивается от лимба через валик. Полному осевому перемещению втулки-дросселя соответствуют 4 оборота лимба, после каждого оборота лимб с помощью штифта поворачивает на 90° указатель оборотов, на торце которого нанесены цифры 1, 2, 3, 4.

Шаг винта, перемещающего втулку-дроссель, равен 1,5 мм. Зависимость площади f_g проходного сечения драсселирующего отверстия от перемещения x втулки-дросселя выражается формулой

$$f_g = x^2 \cdot 0,7536 \text{ (мм}^2\text{)} . \quad (3.1)$$

С учетом того, что круговая шкала лимба драсселя разбита на 100 делений, площадь проходного сечения драсселирующего отверстия можно определить как

$$f_g = 2,7 \cdot 10^{-9} n^2 \text{ (м}^2\text{)} , \quad (3.2)$$

где n - число делений шкалы, на которое установлен лимб драсселя.

Определение коэффициента подачи драсселя

Теоретическая подача жидкости через регулируемое проходное сечение драсселя определяется по формуле

$$Q_T = f_g \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} , \quad (3.3)$$

где f_g - площадь проходного сечения драсселя; ρ - плотность жидкости; p_1, p_2 - давление жидкости на входе и выходе.

Действительная подача жидкости

$$Q_g = \frac{V}{t} , \quad (3.4)$$

где V - объем жидкости, прошедшей через драссель за время t .

Объем жидкости можно определить по перемещению штока гидроцилиндра без нагрузки:

$$V = \pi d_n^2 h - \pi d_{um}^2 h , \quad (3.5)$$

где d_n - диаметр гидроцилиндра; d_{um} - диаметр штока; h - ход поршня за время t .

Коэффициент подачи μ жидкости через драссель равен отношению действительной подачи Q_g к теоретической Q_T :

$$\mu = \frac{Q_g}{Q_T} = \frac{\pi h (d_n^2 - \pi d_{um}^2)}{t f_g \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}} . \quad (3.6)$$

При выполнении лабораторной работы рассчитывают площади проходного сечения дросселя для различных положений лимба и теоретическую подачу жидкости. Действительная подача жидкости определяется экспериментально. Затем рассчитывают коэффициент подачи. В расчетах принимают $\rho = 880 \text{ кг / м}^3$ (плотность масла марки Индустриальное 20); $d_n = 36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $d_{\text{шт}} = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $h = 195 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Расчетные и экспериментальные данные сводят в табл. 3.1 и строят график $\mu = f(n)$.

Таблица 3.1

Расчетные и экспериментальные данные

Номер опыта	n делений	f_g м^2	$P_1 - P_2$ Па	Q_T $\text{м}^3 / \text{с}$	h м	t с	Q_g $\text{м}^3 / \text{с}$	μ
1								
2								
3								
4								

Исследование влияния настройки дросселя на скорость перемещения штока гидроцилиндра

Скорость перемещения штока гидроцилиндра зависит от подачи жидкости, от нагрузки и сил трения. Уравнение равновесия штока, гидроцилиндра при подъеме груза имеет вид

$$p_2 \cdot F_{\text{шт}} = p_3 F_n + \varepsilon y + mg, \quad (3.7)$$

где $F_{\text{шт}}$ - рабочая площадь поршня в штоковой полости гидроцилиндра; y - перемещение штока; m - масса груза; g - 981 м / с^2 , ε - скоростной коэффициент трения в гидроцилиндре.

Уравнение подачи жидкости в штоковую полость гидроцилиндра:

$$y F_{\text{шт}} = \mu f_g \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}. \quad (3.8)$$

Уравнение подачи жидкости из бесштоковой полости:

$$P_1 = \xi_{\text{сн}} \gamma \frac{y}{2g}. \quad (3.9)$$

где $\xi_{\text{сн}}$ - коэффициент гидравлических потерь линии слива из бесштоковой полости через гидрораспределитель; $\gamma = 8650 \text{ Н / м}^3$ - удельный вес масла.

Для упрощения расчетов обозначим:

$$k_1 = \left(\frac{\mu f_g}{F_{\text{ум}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right)^2; \quad (3.10)$$

$$k_2 = \frac{F_n}{F_{\text{ум}}} \cdot \frac{\varepsilon_{\text{сл}} \gamma}{2g} \quad (3.11)$$

При этом систему уравнений (3.7), (3.8) и (3.9) можно привести к такому виду:

$$y^2(1 + k_1 k_2) + k_1 \frac{\varepsilon}{F_{\text{ум}}} y + (k_1 \frac{mg}{F_{\text{ум}}} - k_1 p_1) = 0 \quad (3.12)$$

Скорость штока определяется как положительное решение квадратного уравнения

$$y = \frac{k_1 \frac{\varepsilon}{F_{\text{ум}}} + \sqrt{k_1^2 \frac{\varepsilon^2}{F_{\text{ум}}^2} + 4(1 + k_1 k_2)(k_1 p_1 - k_1 \frac{mg}{F_{\text{ум}}})}}{2(1 + k_1 k_2)} \quad (3.13)$$

В расчетах принимаем:

$$\varepsilon = 10 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}; \quad \xi_{\text{сл}} = 0,5; \quad d_n = 36 \text{ мм}; \quad d_{\text{ум}} = 18 \text{ мм}; \quad F_n = \frac{\pi d_n^2}{4} = 1,0174 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{ум}} = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{\text{ум}}^2) = 0,736 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Расчет скорости штока выполняется для различных положений лимба дросселя при различных массах груза.

Экспериментальное определение скорости штока выполняется путем измерения времени t движения штока и величины перемещения h :

$$y_{\text{экс}} = \frac{h}{t} \quad (3.14)$$

Результаты расчетов и экспериментов сводят в табл. 3.2 и используют для построения графиков: $y_{\text{расч}} = f(n)$ и $y_{\text{экс}} = f(n)$.

Таблица 3.2

Результаты расчетов и экспериментов

Номер опыта	m кг	P_1 Па	n делений	μ_g	t с	h м	$y_{\text{расч}}$	$y_{\text{экс}}$
1								
...								
...								
12								

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ГИДРОНАСОСОВ, ИСПОЛЪЗУЕМЫХ В ПРИВОДАХ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Цель работы:

1. Ознакомление с конструкцией и принципом действия наиболее часто применяемых в гидросистемах роботов насосов: роторно-поршневых, пластинчатых, шестеренных, винтовых.
2. Определение рабочего объема роторного насоса по данным измерений отдельных их элементов.
3. Проведение стендовых испытаний пластинчатого насоса, определение его основных параметров и по результатам опытов построение рабочих характеристик, т.е. зависимости подачи, утечек, объемного КПД, мощности насоса от давления нагнетания при постоянных числах оборотов и постоянной вязкости рабочей жидкости.

Общие сведения

В гидроприводах промышленных роботов наиболее часто применяются роторные гидронасосы. Роторные насосы – это объемные насосы с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса. В роторных насосах вытеснение жидкости на перемещаемых рабочих камерах происходит в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей. Рабочая камера насоса представляет собой замкнутое пространство, попеременно сообщаемое со всасывающей и запорной полостями. При сообщении рабочей камеры со всасывающей полостью ее объем непрерывно увеличивается, что приводит к уменьшению давления и притоку жидкости, а при сообщении с напорной полостью ее объем уменьшается, в результате чего жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, рабочий процесс роторных насосов состоит из заполнения рабочих камер жидкостью, замыкания рабочих камер, переноса их и вытеснения жидкости из рабочих камер. Изменение объема рабочих камер происходит вследствие перемещения их вытеснения.

Роторный насос состоит из неподвижного статора и вытеснителей. По характеру движения вытеснителей насосы делятся на роторно-вращательные и роторно-поступательные. К роторно-вращательным относятся шестеренные и винтовые насосы, а к роторно-поступательным – пластинчатые (шиберные) и роторно-поршневые.

Роторно-поршневые насосы

Рабочие камеры роторно-поршневых насосов выполняют в виде цилиндров внутри ротора, вытеснителями являются поршни или плунжеры. По расположению рабочих камер относительно оси вращения ротора насосы делятся на радиальные и аксиальные.

Радиальный роторно-поршневой насос схематически представлен на рис.4.1.

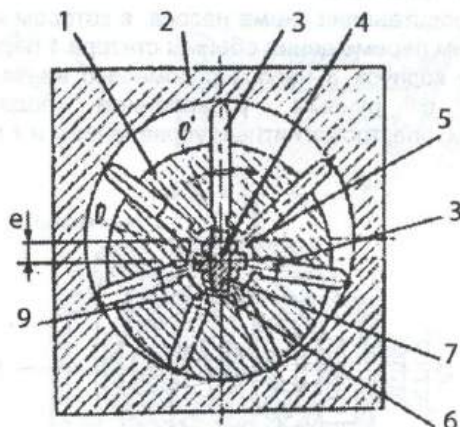


Рис. 4.1

В радиальном роторно-поршневом насосе рабочие камеры и вытеснители расположены радиально относительно оси вращения ротора. У этого насоса ось 0 ротора 1 расположена эксцентрично по отношению к оси O^1 статора 2. Вытекатели в виде плунжеров 3 под действием пружин или центробежной силы прижимаются своими сферическими головками к поверхности статора 2, при вращении ротора совершают возвратно-поступательное движение. Распределение жидкости производится распределительной осью (цапфой) 4, на которой вращается ротор с окнами 5 и 6 и перемычками 7. При вращении ротора по часовой стрелке цилиндры поочередно соединяются со всасывающим окном 6, когда плунжеры 3 выдвигаются из цилиндров 8, и с окном 5 при обратном движении плунжеров. Когда отверстия 9, соединяющие цилиндры 8 с окнами 5 или 6, перекрываются перемычкой 7, происходит замыкание рабочей камеры. За один оборот ротора каждая камера замыкается дважды; плунжер за это время совершает ход, равный удвоенному эксцентриситету I . Рабочий объем идеально соответствует подаче насоса за один оборот ротора и выражается формулой

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{2} e z, \quad (4.1)$$

где d – диаметр цилиндров; e – эксцентриситет; z – число цилиндров.

Изменяя величину эксцентриситета, можно изменить рабочий объем насоса. Подача насоса определяется рабочим объемом и частотой вращения ротора. Поэтому изменение подачи насоса может производиться либо изменением частоты вращения ротора, либо изменением эксцентриситета.

На рис. 4.2 представлена схема насоса, в котором изменение подачи производится путем перемещения обоймы статора 1 перпендикулярно оси ротора 2 изнутри корпуса 3 насоса с помощью винта 4. Насосы могут изготавливаться с ручным управлением подачи насоса, с сервоуправлением, электромагнитным управлением и т.д.

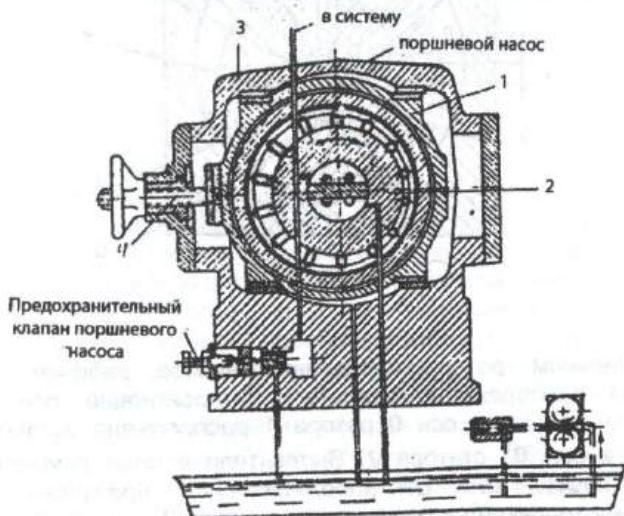


Рис. 4.2

Аксиальные роторно-поршневые насосы отличаются от радиальных тем, что поршни в них совершают возвратно-поступательное движение в направлении, параллельном или близком к параллельному оси блоков цилиндров. Эти насосы выполняются с наклонным цилиндровым блоком или наклонной шайбой.

Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой схематически представлен на рис. 4.3. Основными элементами насоса являются: блок цилиндров (ротор) 1, плунжеры (поршни) 2, наклонная шайба 3 и опорно-распределительный диск 4, составляющий часть статора. При вращении

блока цилиндров вокруг оси плунжеры под действием пружин 5 или избыточного давления на входе в насос прижимаются к торцевой поверхности наклонной шайбы, одновременно скользят по этой поверхности и, таким образом, совершают возвратно-поступательные движения в рабочих камерах. При этом камеры сообщаются поочередно с круговыми окнами 6 и 7 опорно-распределительного диска 4, одна из которых сообщается со всасывающим трубопроводом, а другая — с напорным.

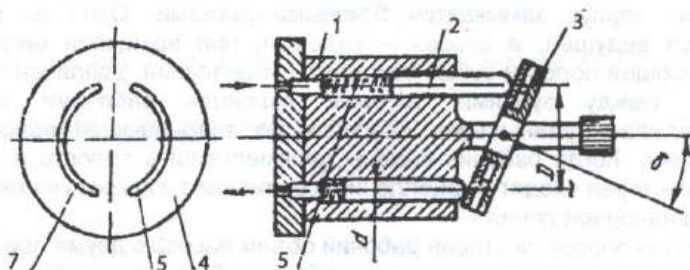


Рис. 4.3

Ход плунжеров l определяется углом наклона шайбы γ и равен $D \cdot \operatorname{tg} \gamma$. Рабочий объем такого насоса

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{2} D z \operatorname{tg} \gamma. \quad (4.2)$$

Подача аксиально-поршневых насосов с наклонной шайбой определяется частотой вращения ротора и углом наклона шайбы 3. Следовательно, управлять подачей этих насосов можно путем изменения частоты вращения ротора или угла наклона шайбы 3.

Аксиально-поршневой насос с наклонным цилиндрическим блоком отличается от насоса с наклонной шайбой тем, что ось вращения цилиндрического блока наклонена к оси вращения приводного вала. Передача момента вращения от приводного вала к цилиндрическому блоку осуществляется посредством кардана или через штоки поршней.

Центровка цилиндрического блока и опорно-распределительного диска:

- при радиальном расположении пазов в роторе

$$V_0 = \left[\pi(r_1^2 - r_2^2) - (r_1 - r_2) \delta_z \right] b \quad (M^3); \quad (4.3)$$

- при расположении пазов над углом α к радиусу ротора

$$V_0 = \left[\pi(r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2)}{\cos \alpha} \delta_z \right] b \quad (M^3). \quad (4.4)$$

Шестеренные насосы

Шестеренные насосы делятся на насосы с внешним зацеплением и внутренним зацеплением.

Насосы с внешним зацеплением чаще всего выполняются в виде пары одинаковых шестерен, находящихся в зацеплении и установленных в корпусе с небольшими зазорами. По обе стороны области зацепления в корпусе имеются полости, соединенные со всасывающей и напорной линиями, корпус замыкается боковыми дисками. Одна из шестерен является ведущей, а вторая – ведомой, при вращении шестерен во всасывающей полости зубья выходят из зацепления. Увеличение объема впадин между зубьями, которые являются рабочими камерами, обуславливает уменьшение давления во всасывающей полости к их замыканию. Когда рабочие камеры переместятся в полость нагнетания, зубья шестерен входят в зацепление и вытесняют жидкость из межзубного объема напорной линии.

За один оборот шестерен рабочий объем насоса с двумя одинаковыми шестернями в предположении, что объем зубьев равен объему впадин, можно определить как сумму объемов впадин обеих шестерен, что соответствует объему кольца, имеющего наружный диаметр, равный диаметру окружности выступов шестерен, толщиной, равной высоте зуба h и шириной, равной ширине шестерни b . Объем этого кольца можно выразить как произведение длины начальной окружности шестерни на площадь сечения этого кольца, т.е.

$$V_o = \pi d h b, \quad (4.5)$$

где диаметр начальной окружности $d = mz$ и $h = 2m$ (m - модуль зацепления). Тогда

$$V_o = 2\pi m^2 z b, \quad (4.6)$$

где z - число зубьев шестерни.

Однако поскольку у шестерни объем впадин между зубьями несколько больше объема самих зубьев, то уточненная формула для определения рабочего объема насоса будет иметь вид

$$V_o = 7m^2 z b. \quad (4.7)$$

Винтовые насосы

Эти насосы лучше обеспечивают равномерную подачу жидкости, допускают более высокие частоты вращения (от 3000...5000 до 10000 и даже 30000 об/мин), бесшумны в работе, долговечны, обладают более высоким КПД и более контактны в поперечном направлении, чем шестеренные насосы с такой же подачей жидкости.

В схеме, приведенной на рис. 4.4., жидкость подводится к левым торцам двух сцепляющихся винтов с обратными резьбами и, заполняя кольцевые впадины витков, запирается между уплотняющими выступами сцепляющихся винтов, образуя как бы отдельные объемы масляных гаек.

Полное давление нагнетания определяется как разность абсолютных давлений в трубопроводах при выходе из насоса и на входе в него.

Под полезной мощностью насоса понимаем мощность, сообщаемую насосом рабочей жидкости:

$$N_n = 1 \cdot 10^{-3} p_n Q, \quad (4.8)$$

где N_n – давление нагнетания, Pa , Q – подача насоса m^3/c мощность насоса;

Nn – это мощность, потребляемая насосом:

$$Nn = \frac{N_n}{S}, \quad (4.9)$$

где S – полный КПД насоса.

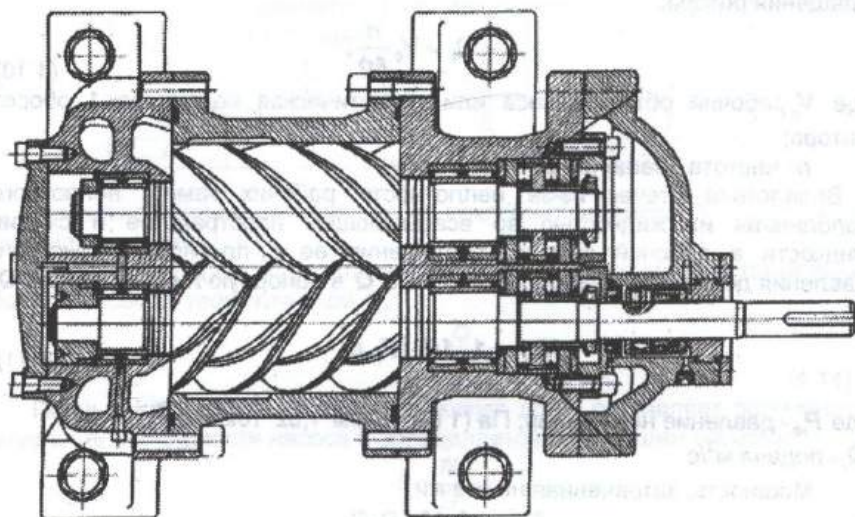


Рис. 4.4

При вращении винтов эти масляные гайки получают поступательное перемещение вдоль оси (без движения) и нагнетаются в систему у правых торцов винтов.

В конструкциях с малыми углами подъема винтовой линии резьб во избежание заклинивания витков и для синхронизации вращения винтов применяются шестерни, закрепленные на винтах.

Чтобы избежать установки шестерен, применяются конструкции с крутым подъемом витков, хорошо передающие крутящий момент. Такая конструкция изготавливается обычно с тремя винтами: одним средним большого диаметра – ведущим и двумя боковыми – ведомыми меньшего диаметра.

Несмотря на высокие качества винтовых насосов, невозможность регулирования подачи и в основном сложность изготовления резьбы, обеспечивающей хорошее уплотнение профиля винтов, ограничивают широкое применение.

Снятие характеристик пластинчатого насоса

Средняя секундная теоретическая (геометрическая) подача насоса Q_t определяется геометрическими размерами его рабочих камер и частотой вращения ротора:

$$Q_t = V_o \frac{n}{60}, \quad (4.10)$$

где V_o рабочий объем насоса или теоретическая подача за 1 оборот ротора;

n – частота вращения ротора, об/мин.

Вследствие утечек из-за неплотности рабочих камер, неплотного заполнения их жидкостью во всасывающем пространстве и сжатия жидкости в рабочей камере, соединения ее с плотностью высокого давления действительная подача насоса Q в напорную линию меньше Q_t :

$$N_{и\kappa} = 1 \cdot 10^{-3} P_H Q_i, \quad (4.11)$$

где P_H – давление нагнетания, Па (1 Па = 1 Н/м² = 1,02 * 10 кгс/см²);

Q_i – подача м³/с.

Мощность, затраченная на утечки,

$$N_{i\gamma\mu} = 1 \cdot 10^{-3} P_H Q_{i\gamma\mu}. \quad (4.12)$$

Объемный КПД

$$\eta_{i\kappa} = \frac{Q_i}{Q_t}. \quad (4.13)$$

Результаты размеров и вычислений записывают в протокол испытаний (таблица) и строят графики:

$$Q = f(P_H), \quad Q_{\gamma\mu} = f(P_H), \quad N_H = f(P_H), \quad N_{\gamma\mu} = f(P_H), \quad \eta_Q = f(P_H), \quad \bar{H} = \psi \cdot \psi^*.$$

Оформление отчета по лабораторной работе:

1. Начертить схему лабораторной установки.
2. Записать расчетные формулы и заполнить таблицу протокола испытаний.
3. Оформить протокол испытаний.
4. Построить рабочие характеристики пластинчатого насоса.

Варианты заданий для лабораторной работы № 4

Число оборотов двигателя привода $n = 1400 \text{ об / мин.}$

Таблица 4.1

Радиально-плунжерный насос			
Вариант	с1 (мм) диаметр плунжера	1 (мм) эксцентриситет	Z число плунжеров
1	5	5	7
2	7	6	9
3	9	5	7
4	11	7	5

Аксиально-плунжерный насос с наклонной шайбой и скошенным цилиндрическим блоком.

Объемный КПД насоса представляет собой отношение действительной подачи насоса к теоретической Q_t :

$$S_v = \frac{Q}{Q_t}. \quad (4.14)$$

Полный КПД насоса показывает, какую долю составляет полученная мощность от мощности насоса и определяется следующим образом:

$$S = \frac{N_n}{N_n}. \quad (4.15)$$

Можно также представить полный КПД насоса как произведение отдельных составляющих:

$$\eta = \eta_Q \cdot \eta_P \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (4.16)$$

где η_P – гидравлический КПД; $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД.

Подача насоса $Q = F(Ph)$ при увеличении давления нагнетания Ph уменьшается, что объясняется увеличением утечек $Q_{\text{ут}}$ в насосе.

Зависимость подачи и утечек насоса от давления нагнетания представлена на рис. 4.5.

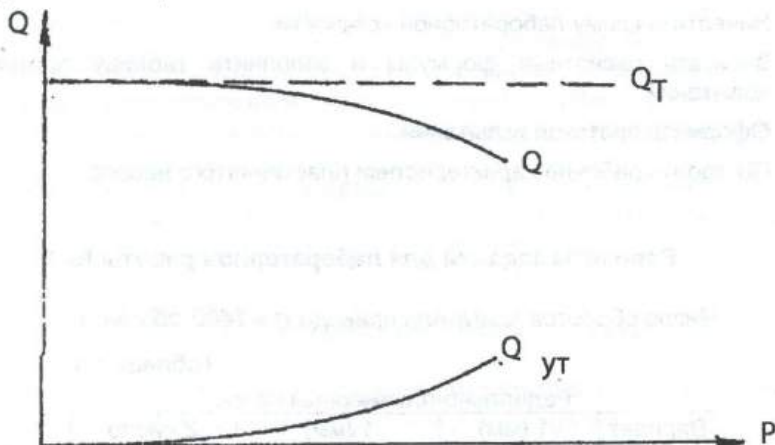


Рис. 4.5

Стенд для испытания насоса

Стенд для испытания насоса разработан на базе гидростанции СВ1-25 и состоит из насоса типа БГ12-4, предохранительного клапана, манометра гидростанций, сливного бака, манометра высокого класса измерений, дросселя типа 155-21, гидрораспределителя с электроуправлением типа ПБГМ 5422-01, мерного бака с поплавковым сигнализатором наполнения и сливного крана.

Порядок проведения работы

Перед включением двигателя насосной станции дроссель 6 установить в положение максимальной подачи, кран 10 открыть, и вся рабочая жидкость должна быть слита из мерного бака 6 в сливной бак 4. Кнопкой «Пуск насоса» включаем электродвигатель привода насоса. Для того, чтобы рабочая жидкость прогрелась и снизилось влияние температуры на изменение вязкости, необходимо, чтобы насос поработал на холостом режиме 10 – 15 мин. При этом рабочая жидкость через гидрораспределитель 7 сливается в сливной бак 4. После прогрева перекрыть сливной кран 10, кнопкой «Пуск измерения» включить электросоленоид гидрораспределителя 7 и электросекундомер (или секундомер). Концевой выключатель поплавка 9 при наполнении мерного бака 8 до заданного объема выключит электросекундомер и

электромагнит гидрораспределителя 7. Рабочая жидкость снова поступает в сливной бак 4.

При максимально открытом дросселе 6 время заполнения бака 3 определяет теоретическую подачу насоса 1.

Затем дросселем 6 устанавливаем более высокое давление в полости нагнетания, контролируя его по манометру 5 так, чтобы величина превышения каждого измерения составляла 1...1,5 МПа. В процессе работы в указанной последовательности повторно провести 4...6 измерений.

Обработка результатов испытаний

По данным испытаний определить:

1. Объемную подачу насоса

$$Q_v = \frac{W}{t_i}, \quad (4.17)$$

где W - емкость мерного бака, м³; t_i - время заполнения мерного бака.

2. Величину утечек насоса

$$Q_{um} = Q_T - Q_v, \quad (4.18)$$

где Q_T - теоретическая подача, т.е. подача насоса, измеренная на холостом ходу, м³/с.

3. Полезную мощность насоса.

РЕГУЛИРУЮЩИЕ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОПРИВОДОВ

Цель работы:

1. Ознакомиться с классификацией, назначением и принципами построения регулирующих и распределительных устройств гидроприводов.
2. Изучить расчетную схему, конструкцию и принцип действия предохранительного и переливного клапанов.
3. Изучить расчетную схему, конструкцию и работу редукционного клапана.
4. Составить отчет, в котором должны быть расчетные схемы предохранительного и редукционного клапанов, приведены их уравнения условий равновесия сил действующих при закрытом и открытом клапанах, ответить на контрольные вопросы.

Общие сведения

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода, направления движения) или для поддержания их заданного значения. Основным элементом всех гидроаппаратов является запорно-регулирующий орган – подвижный элемент, при перемещении которого частично или полностью перекрывается проходное сечение гидроаппарата. В зависимости от конструкции запорно-регулирующего органа гидроаппараты бывают: золотниковые – запорно - регулирующим органом является золотник; крановые – запорно- регулирующий орган выполнен в виде крана; клапанные – запорно- регулирующий орган выполнен в виде клапана.

Если гидроаппарат изменяет параметры потока рабочей жидкости путем частичного открытия или закрытия проходного сечения, то он является регулирующим. Если гидроаппарат изменяет направление потока путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения, то он является направляющим. Гидроаппараты, в которых степень открытия проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа или силовое воздействие на него) могут быть изменены в процессе работы воздействием извне, называются регулируемыми. Если изменить указанные параметры можно только в нерабочем состоянии, то такие гидроаппараты называются настраиваемыми.

По принципу действия гидроаппараты делятся на гидроклапаны и гидроаппараты неклапанного действия – гидродроссели и

гидрораспределители. Различие между ними в том, что в гидроклапанах размер проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа) зависит от напора рабочей жидкости, проходящей через гидроклапан, а у гидроаппаратов неклапанного действия от напора – не зависит.

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

Основной характеристикой гидродросселя является зависимость расхода Q от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках $Q = f(\Delta p)$. По характеру приведенной функции дроссели делятся на линейные и нелинейные.

В линейных дросселях, или дросселях вязкостного сопротивления, потери давления определяются в основном трением жидкости в канале. В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости и перепад давления практически прямо пропорционален скорости течения в первой степени. Расход через линейный дроссель с каналами круглого сечения определяется по закону Пуазейля

$$Q = \Delta p \frac{\pi d^4 g}{128 \gamma l \nu}, \quad (5.1)$$

где l и d – длина и диаметр канала; ν – кинематический коэффициент вязкости; γ – удельный вес рабочей жидкости; Δp – перепад давления в подводимом и отводимом потоках.

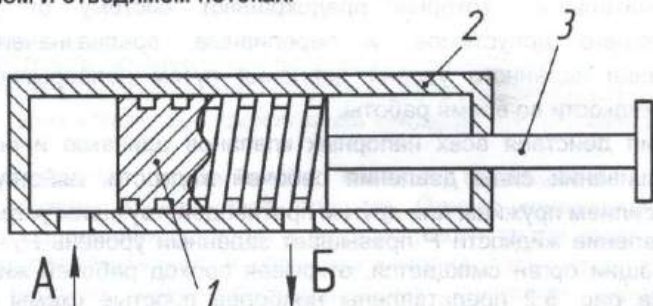


Рис. 5.1

На рис. 5.1 представлена схема регулируемого линейного дросселя, в котором дросселирующий канал выполнен в виде винтовой нарезки на цилиндрической поверхности пробки 1. Жидкость подводится к отверстию А и, пройдя через канал, поступает к отверстию Б. Регулирование величины Δp осуществляется за счет перемещения пробки 1 относительно корпуса 2 с помощью рукоятки 3, благодаря чему

изменяется длина канала, соединяющего отверстия А и Б. Для канала прямоугольного сечения со сторонами а и b расход выражается формулой

$$Q = \Delta p \frac{a^3 b^3 g}{8 \nu \gamma (a + b)^2} \quad (5.2)$$

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

В нелинейных дросселях потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием.

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором степень открытия проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа) изменяется под воздействием напора рабочей жидкости, проходящего через него. Гидроклапаны бывают регулирующие и направляющие. К регулирующим в первую очередь относятся клапаны давления, предназначенные для регулирования давления в потоке рабочей жидкости. Наиболее широко применяются напорные и редукционные гидроклапаны.

Напорный гидроклапан — регулирующий гидроаппарат, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. По назначению эти гидроклапаны делятся на предохранительные, которые предохраняют систему от давления, превышающего допустимое, и переливные, предназначенные для поддержания заданного уровня давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

Принцип действия всех напорных клапанов одинаков и основан на уравнивании силы давления рабочей жидкости, действующей на клапан, усилием пружины или другим противодействующим устройством. Когда давление жидкости P превышает заданный уровень P_3 — запорно-регулирующий орган смещается, открывая проход рабочей жидкости на слив. На рис. 5.2 представлены наиболее простые схемы напорных клапанов. Клапаны шарикового и конусного типа (рис. 5.2, а и б) применяют обычно в качестве предохранительных, так как они, несмотря на простоту и надежность, хорошо работают в случае эпизодического действия, характерного для предохранительных клапанов. При постоянной работе быстро изнашивается седло клапана, в результате чего при $P < P_3$ нарушается герметичность системы.

Расчет предварительного поджатия пружины при условии, что давление слива близко к нулю, проводится по формуле

$$p_n = p_3 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (5.3)$$

где d - диаметр седла клапана.

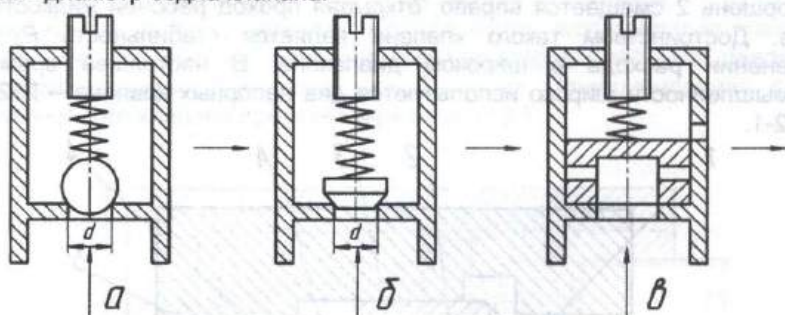


Рис. 5.2

В качестве переливных клапанов, для которых характерно непрерывное движение запорно-регулирующего органа, применяются напорные клапаны золотникового типа (рис. 5.2, в). Основной характеристикой переливного клапана является стабильность поддерживаемого им давления P_3 . Величина изменения P_3 определяется соотношением

$$\Delta p_3 = c \frac{x_k - x_0}{S_k}, \quad (5.4)$$

Где c - жесткость пружины; x_0 - предварительное поджатие пружины; x_k - конечное поджатие пружины при открытом клапане, зависящее от расхода жидкости через клапан; S_k - эффективная площадь, на которую действует давление P_3 .

Для увеличения стабильности клапана необходимо уменьшать жесткость пружины и увеличивать площадь. Однако увеличение площади при высоких давлениях приводит к недопустимому увеличению размеров пружины, а следовательно, и размеров клапана. Поэтому в системах с высоким рабочим давлением применяют напорные гидроклапаны непрямого действия, в которых поток рабочей жидкости воздействует на запорно-регулирующий орган не непосредственно, как в клапанах, представленных на рис. 2, а через вспомогательное устройство. Одна из существующих схем непрямого действия показана на рис. 5.3.

Входная полость клапана через дроссель 1 соединена с полостью А. При $P_1 < P_3$ в полости А устанавливается давление $P_A = P_1$, которое действует на поршень 2 (площадь S_2) совместно с пружиной 3 и прижимает поршень к седлу, закрывая проход рабочей жидкости.

При $P_1 < P_3$ открывается шариковый клапан 5, пружина которого выдержит усилие $P_n = P_3 S_1$, где S_1 - площадь отверстия 4. После открытия шарикового клапана давление в полости А падает и под действием усилия P поршень 2 смещается вправо, открывая проход рабочей жидкости на слив. Достоинством такого клапана является стабильность P_3 при изменении расхода в широком диапазоне. В настоящее время в промышленности широко используются два напорных клапана - Г52-1 и БГ52-1.

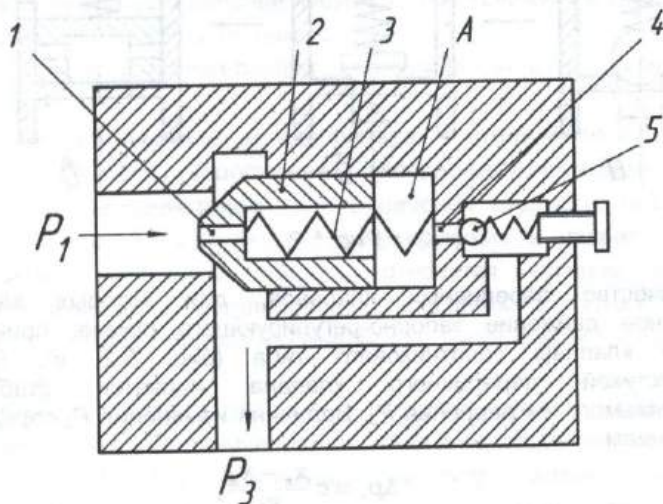


Рис. 5.3

Клапаны работают на минеральном масле вязкостью 10-60 сСт при температуре до 50° . Рекомендуется масло индустриальное 20 и 30 (ГОСТ 1707-51). Рассчитаны клапаны на давление от 5 до 20 МПа. Расход через клапан определяется его типоразмером и находится в пределах от 0,3 до 10 л/с.

Напорные гидроклапаны устанавливают возможно ближе к тем агрегатам, для защиты которых они предназначены. Для снижения мгновенных пиков давления рекомендуется применять клапаны прямого действия с малой инерцией подвижных частей, так как применение клапанов непрямого действия вследствие их большего запаздывания может привести к недопустимым скачкам давлений.

Редукционный гидроклапан - регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания постоянного давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости при условии $P_2 < P_1$, где P_2 - давление в отводимом потоке (давление на выходе); P_1 - давление в подводимом потоке (давление на входе).

Редукционные клапаны обычно устанавливают в системах, где от одного насоса работают несколько потребителей с разными значениями рабочего давления. В этом случае насос рассчитывается на максимальное давление, необходимое для работы одного из потребителей, а перед другими устанавливают редукционные клапаны. Кроме того, эти клапаны являются стабилизаторами рабочего давления, поддерживающими $P_2 = \text{const}$ при $P_1 = \text{var}$. Принципиальная схема редукционного клапана представлена на рис. 5.4.

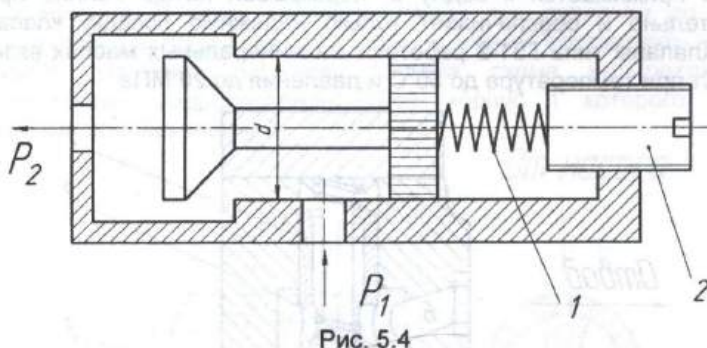


Рис. 5.4

Если допустить, что силы трения в подвижных элементах малы, уравнение равновесия можно записать в виде

$$P_2 \frac{\pi d^2}{4} = P_n + cx. \quad (5.5)$$

Отсюда для достаточно эластичной пружины с малой погрешностью можно записать следующее:

$$P_2 = \frac{4P_n}{\pi d^2} = \text{const}, \quad (5.6)$$

где P_2 - предварительное усилие пружины 1, устанавливаемое регулировочным винтом 2.

В случае больших расходов через редукционный клапан в целях уменьшения габаритов пружины используют клапаны непрямого действия, в которых управление основным запорно-регулирующим органом осуществляется вспомогательным устройством, работающим под действием потока рабочей жидкости с давлением P_2 .

Наиболее часто в гидроприводах используются обратные клапаны. Обратный гидроклапан - направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. При изменении направления потока обратный клапан закрывается, прекращая

подачу рабочей жидкости в соответствующую гидролинию. Основные требования, предъявляемые к обратным клапанам: полная герметичность при закрытом положении и минимальное гидравлическое сопротивление потоку в открытом положении. В промышленных гидроприводах широко применяется серийно выпускаемый обратный клапан типа Г51-2 (рис. 5.5). При прямом направлении потока рабочая жидкость подается через отверстие А под клапан 1, который, преодолевая усилие пружины 2, поднимается вверх и открывает проход рабочей жидкости. При изменении направления потока клапан 1 давлением рабочей жидкости и усилием пружины прижимается к седлу 3, перекрывая поток. Усилие пружины незначительно и обеспечивает только надежную посадку клапана на седло. Клапаны типа Г51-2 работают на минеральных маслах вязкостью 10-60 сСт при температуре до 50°С и давления до 20 МПа.

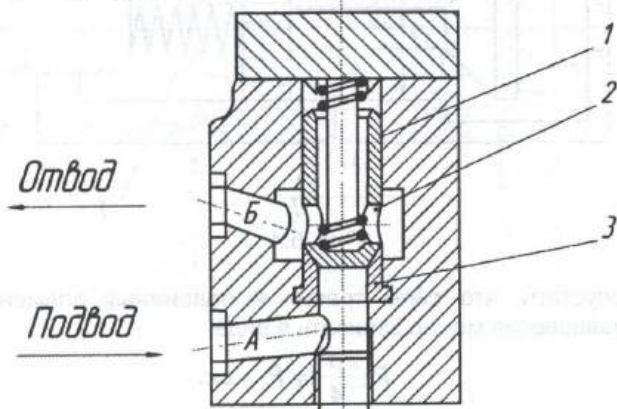


Рис. 5.5

Гидрораспределитель — это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в результате внешнего управляющего воздействия. В зависимости от числа внешних гидролиний, подводимых к распределителю, гидрораспределители бывают двухлинейные, трехлинейные и т.д., в зависимости от числа фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего органа — двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.

В машиностроении в основном применяют гидрораспределители кранового или золотникового типа. Клапанные гидрораспределители, несмотря на их простоту и надежность, применяются редко, так как для управления ими требуются значительные усилия.

Крановые гидрораспределители работают в основном от внешнего механического воздействия. Подвижным элементом (запорно-регулирующим органом) является цилиндрическая или коническая пробка, совершающая вращательное (поворотное) движение. Зазор между пробкой и корпусом выбирают таким, чтобы при требуемой герметичности обеспечивалась легкость хода рукоятки при повороте. Для цилиндрических пробок зазор обычно составляет $0,01 - 0,02$ мм. В целях уменьшения трения цилиндрические пробки крановых распределителей монтируются на подшипниках качения для замены трения скольжения трением качения. В таких распределителях при давлении до 20 МПа момент трения не превышает $0,01$ Н/м, а утечки составляют не более 300 мм³/с. На рис. 5.6 представлена схема четырехлинейного трехпозиционного гидрораспределителя, корпус 1 которого снабжен игольчатыми подшипниками 2.

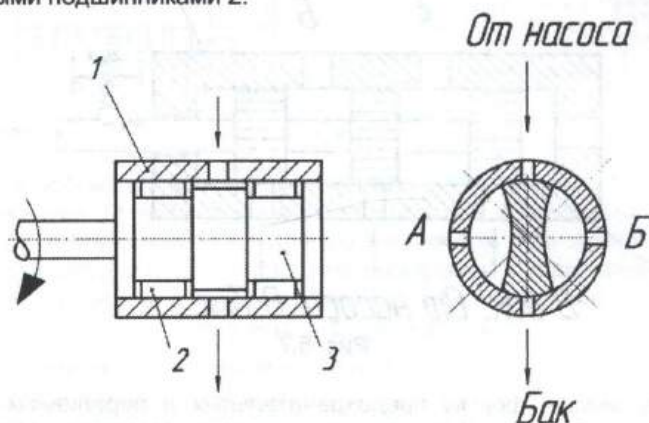


Рис. 5.6

Недостатком крановых распределителей является необходимость уравнивания пробки от статических сил давления, которые прижимают пробку 3 к одной стороне, увеличивая силу трения и затрудняя поворот пробки вокруг оси. По этой причине гидрораспределители кранового типа применяются в системах с рабочим давлением до 10 МПа.

Золотниковые гидрораспределители широко применяются в гидроприводах во всех отраслях машиностроения. С их помощью легко осуществить многопозиционность, они уравновешены статическими силами давления, обладают малым трением, сравнительно просты по конструкции и наиболее пригодны для систем с автоматическим и дистанционным управлением. На рис. 5.7 дана схема четырехлинейного трехпозиционного распределителя с цилиндрическим золотником. Запорно-регулирующий орган такого распределителя – цилиндрический

плунжер (золотник) 1, снабженный соответствующими поясками и кольцевыми проточками, он перемещается в корпусе (гильзе) 2, в котором выполнены каналы (окна) для подвода и отвода рабочей жидкости. Изменение направления потока происходит за счет относительного перемещения золотника и гильзы. Как видно из схемы, при любом положении золотника вследствие равенства площадей поясков осевая составляющая статической силы давления равна нулю. Усилие на перемещение золотника, определяемое в основном силами трения, мало, что особенно важно в системах автоматического управления. Перемещение запорно-регулируемого органа гидрораспределителя может осуществляться вручную или с помощью механических, электромагнитных, пневматических или гидравлических устройств.

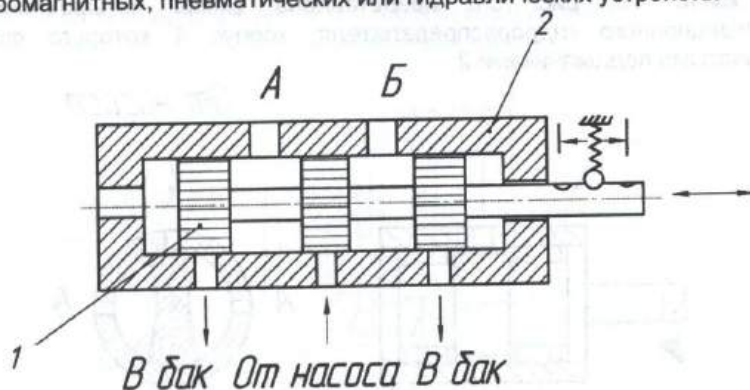


Рис. 5.7

Конструктивные формы предохранительных и переливных клапанов весьма разнообразны. Для нормальной гидроаппаратуры приняты две формы предохранительных клапанов: золотниковая (напорный золотник — на планшете, нижний ряд слева, а на плакате «Аппаратура защиты» — верхний ряд) и грибообразная (на планшете нижний ряд справа, а на плакате — нижний ряд).

Подвод давления к золотниковому клапану (рис. 5.8) осуществляется через отверстие 4, и далее через демпферное отверстие 3 и отверстие 2 жидкость поступает в полость 1. Сила $P_{пр}$ пружины 6 и собственный вес G золотника 5 уравнивает силу давления P и силу трения S .

Если $P > P_{пр} + G$, то золотник 5 переместится вверх и соединит отверстия 4 и 8 с баком. Отверстие 7 служит для отбора утечек. Клапан типа Г54 находит применение не только как средство защиты станка или ПР от перегрузок, но и как аппарат для осуществления различных команд и положений силового органа.

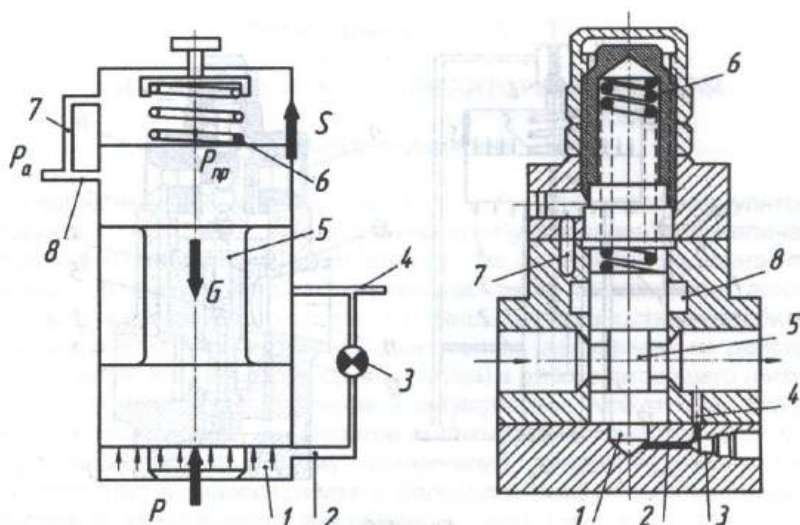


Рис. 5.8

В грибообразной конструкции клапана типа Г52 (рис. 5.9) жидкость через отверстия 11 и 12 поступает в полость 1 и одновременно через демпфер 9 – в отверстие 10 в верхнюю 8 и нижнюю 4 полости клапана. До тех пор, пока сила давления P_1 на шаровый клапан 6 уравновешена силой давления $P_{пр1}$ пружины 7, поршень 3 находится в равновесии:

$$P_3 + P_{пр2} + G = P_0 + P_2 \pm S, \quad (5.7)$$

где P_3 – сила давления в верхней полости 8;

$P_{пр2}$ – сила давления пружины 5;

G – собственный вес поршня;

P_2 – сила давления в нижней полости 4;

S – сила трения.

Так как $P_3 = P + P_0$, то при $P_{пр} = \pm S - G$, то есть сила пружины 5 должна уравновешивать разность силы трения $\pm S$ и собственного веса G поршня 3.

Если $P > P_{пр1}$, то шариковый клапан 6 откроется, давление в верхней полости 8 уменьшится, поэтому сумма сил $P_0 + P_2$ будет больше силы P_3 .

Под действием разности сил $(P_0 + P_2) - P_3$ поршень 3 переместится вверх. Отверстие 11 соединяется с отверстием 2 и далее – с баком; излишек расхода насоса стравится, но давление P_1 не должно меняться. Демпфер 9 предназначен для создания разности давлений в момент подъема поршня, а также для демпфирования колебаний клапана.

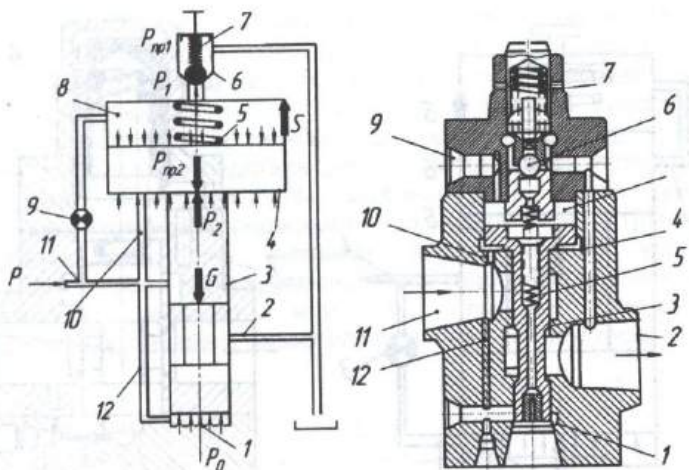


Рис. 5.9

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются гидроаппараты в зависимости от конструкции запорно-регулирующего органа?

2. Определить, какой гидроаппарат является регулирующим, а какой – направляющим?

3. Какие гидроаппараты являются регулируемыми, а какие настраиваемыми?

4. Как делятся гидроаппараты по принципу действия?

5. Объяснить принцип действия напорных гидроклапанов.

6. В чем конструктивное отличие гидроклапана непрямого действия от гидроклапана прямого действия?

7. Как делятся по назначению напорные гидроклапаны?

8. Дать определение редукционного гидроклапана и его назначение.

9. В чем отличие прямого гидроклапана от обратного?

10. В чем преимущество золотниковых распределителей от крановых?

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ АККУМУЛЯТОРЫ И ФИЛЬТРЫ

Общие сведения

Гидравлический аккумулятор (рис. 6.1), или гидроаккумулятор, — устройство, служащее для накопления (аккумулирования) гидравлической энергии в периоды пауз в потреблении ее агрегатами гидравлической системы. Использование аккумуляторов дает возможность понизить мощность насосов, доведя ее до средней мощности потребителей гидравлической энергии, или же в системах с эпизодическим действием потребителей обеспечить перерывы (паузы) в работе питающего насоса.

Так как энергия, накопленная в аккумуляторе, может быть отдана в очень короткое время, аккумулятор кратковременно развивает большую мощность. Благодаря этому применение аккумуляторов особенно целесообразно в гидросистемах с большими пиками расхода жидкости, величины которых в некоторых случаях во много раз превышают средний расход жидкости в системе.

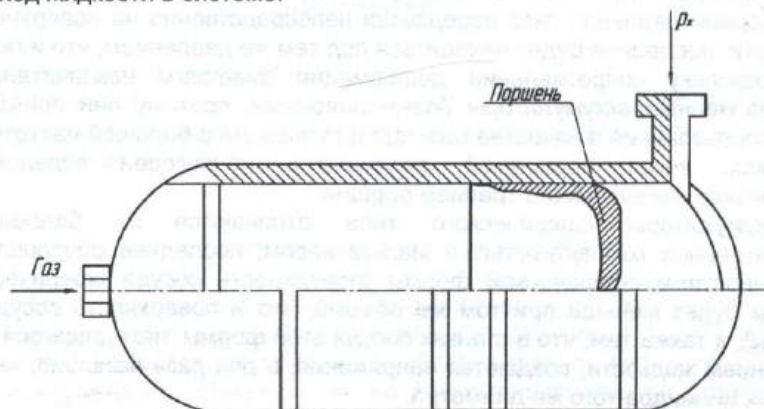


Рис. 6.1

В машиностроении в основном применяются газовые (пневматические) аккумуляторы и реже — грузовые и пружинные. В последних накопление энергии происходит за счет подъема груза или деформации пружины.

В газогидравлическом аккумуляторе накопление энергии проходит за счет сжатия газа, в качестве которого обычно используется воздух и реже — азот.

При применении азота рабочие поверхности цилиндров предохраняются от коррозии, а резиновые детали (диафрагмы и уплотнения) — от старения.

Газогидравлический аккумулятор представляет собой закрытый сосуд, заполненный сжатым газом с некоторым начальным давлением зарядки; при подаче в сосуд жидкости объем газовой камеры уменьшается, вследствие чего давление газа повышается.

В аккумуляторах, применяемых в гидравлических системах машин, жидкость и газ обычно разделяются поршнем или другими механическими средствами. Разделение жидкостной и газовой сред необходимо для устранения возможности растворения газа в жидкости.

В соответствии с типом разделителя сред различают поршневые и диафрагменные аккумуляторы. Наиболее простым из этих аккумуляторов является поршневой. Герметизация поршня в гидроцилиндре достигается применением резиновых уплотнительных колец.

Этот недостаток устранен в аккумуляторах баллонного или сферического типов с распределителем сред в виде резиновой диафрагмы, зажатой между разъемными поверхностями корпуса аккумулятора. Так как в аккумуляторе с эластичной резиновой диафрагмой давление газа передается непосредственно на поверхность жидкости, последняя будет находиться под тем же давлением, что и газ.

Поскольку сопротивление деформации диафрагм незначительно, диафрагменные аккумуляторы безынерционные, поэтому они пригодны для использования в качестве гасителей пульсаций с большой частотой в условиях, когда поршневой аккумулятор непригоден вследствие гистерезиса, вызываемого трением поршня.

Аккумуляторы сферического типа отличаются от баллонных относительной компактностью и малым весом; последнее обусловлено особенностями сферической формы (поверхность сосуда сферической формы будет меньше при том же объеме, что и поверхность сосудной формы), а также тем, что в стенках сосуда этой формы, находящегося под давлением жидкости, создаются напряжения, в два раза меньшие, чем в стенках цилиндра того же диаметра.

Процессы сжатия и расширения газа в аккумуляторе

В соответствии с приведенным выше характеристическим уравнением, выражающим соотношение между давлением и удельным объемом при адиабатном процессе сжатия газа, имеют вид

$$\begin{aligned} pV^k &= \text{const}; \\ \frac{p}{\gamma^k} &= \text{const}, \end{aligned} \quad (6.1)$$

где k - коэффициент (показатель адиабаты), равный для сухого воздуха 1,4.

При изотермном процессе сжатия газа это соотношение таково:

$$\begin{aligned} pV &= \text{const}; \\ \frac{p}{\gamma} &= \text{const}. \end{aligned} \quad (6.2)$$

В рассматриваемом случае сжатия газа в аккумуляторе адиабатный процесс практически недостижим, так как при любой интенсивности сжатия часть тепла отводится стенками аккумулятора, а следовательно, происходит политропное изменение состояния газа, которое представляет собой нечто среднее из этих предельных условий – изотермного и адиабатного процессов.

Уравнение политропы охватывает все возможные изменения состояния и имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{p}{\gamma^n} &= \text{const}, \\ pV^n &= \text{const}, \end{aligned} \quad (6.3)$$

где n - показатель политропы.

Численное значение показателя политропы n можно определить лишь для конкретных условий с учетом интенсивности сжатия или расширения газа и условий отвода тепла.

Расчеты емкости аккумулятора

Расчет газогидравлического аккумулятора в основном сводится к определению конструктивного (полного) его объема, а также полезной емкости. Под последней понимается объем жидкости, вытесняемой газом из аккумулятора в процессе его разрядки при понижении давления от максимального значения, соответствующего давлению в конце зарядки аккумулятора жидкостью, до минимального – при полном расширении (до давления в начале зарядки аккумулятора жидкостью).

Из выражения (6.2) следуют

$$p_1 V_1 = p_2 V_2; \quad V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad (6.4)$$

$$p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2}, \quad (6.5)$$

где p_1 и V_1 - начальное давление и объемы газа до заполнения аккумулятора жидкостью; p_2 , V_2 - конечное давление и объем газа в конце заполнения аккумулятора жидкостью.

Конструктивная емкость (объем) V_k аккумулятора равна (объемом поршня пренебрегаем) начальному объему V_1 газа до заполнения аккумулятора жидкостью $V_1 = V_k$, а полезный объем V_n' аккумулятора равен разности объемов газовых полостей.

Подставив из выражения (6.4) значение V_2 , получим

$$V_n' = V_1 \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = V_k \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right). \quad (6.6)$$

Последнее выражение справедливо при условии полного вытеснения жидкости из аккумулятора при его разрядке.

В практике давление p_1 принято называть начальным давлением зарядки и обозначать p_n , а давление p_2 - максимальным рабочим давлением и обозначать p_{max} .

В соответствии с этим последнее выражение примет вид

$$V_n' = V_k \left(1 - \frac{p_n}{p_{max}}\right). \quad (6.7)$$

Обычно разрядку аккумулятора не доводят до полного вытеснения жидкости (снижения давления до начального давления зарядки p_n), а ограничиваются понижением давления до минимального рабочего давления $p_{min} > p_n$.

В соответствии с этим в аккумуляторе в конце разрядки сохранится некоторый запас жидкости V_3 , который необходим в основном для обеспечения значения надежной работы системы автоматического включения насоса на подзарядку при снижении давления до минимального рабочего и выключения насоса после повышения в результате зарядки давления до p_{max} .

Процесс сжатия газа от начального p_n до минимального рабочего p_{min} давления будет протекать по тем же законам, что и в случае, описанном выражением (6.6), в соответствии с чем можно записать

$$V_3 = V_k \left(1 - \frac{p_n}{p_{min}}\right). \quad (6.8)$$

С учетом этого запаса полезный объем уменьшится при всех прочих равных условиях на объем запаса V_3 и будет равен $V_n = V_n' - V_3$.

Подставив в это выражение объем V_3 , найдем полезный объем (емкость) аккумулятора при условии $p_{min} > p_n$ и $n=1$:

$$V_n = V'_n - V_3 = V_k(1 - \frac{p_n}{p_{max}}) - V_k(1 - \frac{p_n}{p_{min}}) = V_k(\frac{p_n}{p_{min}} - \frac{p_n}{p_{max}}), \quad (6.9)$$

или

$$\frac{V_n}{V_k} = \frac{p_n}{p_{min}} - \frac{p_n}{p_{max}}. \quad (6.10)$$

Объем V_n газовой камеры аккумулятора в конце зарядки жидкостью (при p_{max}), вычисленной с учетом заданного допустимого диапазона рабочих давлений и полезной емкости аккумулятора, можно найти из соотношения

$$\frac{V_n}{V_z} = \frac{p_{max}}{p_{min}} - 1. \quad (6.11)$$

Приведенные выражения показывают, что полезная емкость (энергоемкость) аккумулятора зависит от величины начального давления p_n зарядки аккумулятора газом.

Для политропного изменения состояния ($n > 1$) выражения примут вид

$$\begin{aligned} V_2 &= V_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = V_k \left(\frac{p_n}{p_{max}} \right)^{\frac{1}{n}}; \\ p_1 &= p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = p_{max} = p_n \left(\frac{V_k}{V_2} \right)^n, \end{aligned} \quad (6.12)$$

где n - показатель политропы.

В соответствии с этим выражения (6.10) и (6.11) таковы:

$$\begin{aligned} \frac{V_n}{V_k} &= \left(\frac{p_n}{p_{min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_n}{p_{max}} \right)^{\frac{1}{n}}, \\ \frac{V_n}{V_z} &= \left(\frac{p_{max}}{p_{min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1. \end{aligned} \quad (6.13)$$

Показатель политропы n зависит от соотношения давлений $\frac{p_n}{p_{max}}$ и интенсивности зарядки или разрядки аккумулятора.

Фильтры и фильтрация рабочей жидкости

Фильтр - устройство, в котором жидкость подвергается очистке от частиц загрязняющих ее веществ, которые попадают в жидкость извне и образуются в результате износа деталей гидроагрегатов. Загрязнение жидкостей снижает надежность и ресурс работы гидравлических агрегатов и влияет на работу агрегатов столь значительно, что срок службы

последних, в зависимости от качества очистки жидкости, может быть увеличен или понижен в несколько раз.

Отделение от жидкостей твердых загрязняющих веществ осуществляют в основном механическим и (реже) силовым методами.

В первом случае используются фильтры с щелевыми и пористыми фильтровальными элементами, а во втором — силовые поля — магнитные, электрические, центробежные и др.

В гидросистемах машин применяют преимущественно первый метод очистки. Способность фильтра задерживать частицы соответствующих размеров (тонкость фильтрации) характеризуется размерами поровых каналов в фильтровальном материале.

Фильтрацию считают удовлетворительной, если размер капиллярных каналов фильтровального материала не превышает величины наименьшего номинального зазора в скользящих парах гидроагрегатов. Этим требованиям в общем случае удовлетворяют фильтры с тонкостью очистки 5 мкм.

В качестве фильтровальных материалов в машиностроении применяются различные металлические сетки, пористые металлы и керамика, а также различные ткани и бумага.

Фильтры из металлических сеток

Металлические ткани сетки квадратного переплетения из проволоки круглого сечения рекомендуют лишь для тех случаев, когда к фильтрам не предъявляются высокие требования по тонкости очистки.

Конструктивное исполнение этих фильтроэлементов может быть самым различным. В частности, широко применяются сетчатые фильтроэлементы, выполненные в виде цилиндров с гладкой или гофрированной поверхностью, а также в виде набора (пакета) сетчатых дисков и др. Для того, чтобы предотвратить разрушение сетки в случае ее засорения, в корпусе размещается перепускной клапан, который при засорении фильтроэлемента и повышении при этом перепада давления на нем открывается и жидкость поступает к выходному штуцеру, минуя фильтроэлемент.

Фильтры часто выполняют с несколькими (двумя или тремя) слоями фильтровальных сеток с постоянными во всех сетках размерами ячеек с сетками, которые уменьшаются по потоку жидкости.

Преимуществами фильтроэлементов из металлических сеток являются их механическая прочность и простота изготовления, а также то, что они имеют относительно стабильный размер ячеек. Тонкость фильтрации определяется размером ячейки сетки в свету, минимальное значение которого для сеток простого переплетения равно 0,08 — 0,1 мм. Тонкость очистки можно повысить применением фильтров с многослойными сетками.

Используют также никелевые фильтровальные сетки сложного саржевого и иного плетения, которые отфильтровывают частицы размером до 5 мм.

Бумажные фильтры

К группе фильтров тонкой очистки относятся бумажные фильтры. При качественной фильтровальной бумаге они отфильтровывают за один проход значительную часть (75 %) твердых включений размером 5 – 6 мм. Для повышения тонкости фильтрования применяют многослойные бумажные фильтроэлементы, в которых жидкость проходит последовательно через несколько слоев бумаги. Для увеличения фильтрующей поверхности бумагу собирают в складки той или иной формы и укрепляют металлическим каркасом.

Выбор параметров фильтрации

Расчет фильтра сводится к определению расхода жидкости через единицу поверхности фильтровального материала, а также к определению величины гидравлических потерь.

Ввиду сложности пористой структуры большинства фильтровальных материалов их гидравлические характеристики определяются обычно экспериментальным путем. При выборе же фильтров пользуются характеристиками точности фильтрации, а также расхода сопротивления, приведенными в технической документации заводов-изготовителей.

Процесс фильтрации жидкости сопровождается засорением фильтровального элемента, которое вызывает при постоянном расходе жидкости повышение перепада давления или при постоянном перепаде – снижение расхода через фильтр. Косвенным показателем загрязненности фильтроэлемента в схемах с постоянным расходом жидкости является повышение перепада давления в нем. При возрастании этого перепада до некоторой величины происходит открытие перепускного клапана, жидкость начинает циркулировать в обход фильтроэлемента.

Учитывая возможность повышения перепада давления на фильтрующем элементе в результате его загрязнения, необходимо обеспечить механическую прочность, исходя из давления настройки предохранительного клапана; величину этого давления обычно выбирают равной 150-200% номинального перепада давления, на который рассчитан фильтр.

Магнитные очистители жидкости

Для улавливания ферромагнитных частиц применяют магнитные очистители (уловители), которые обычно совмещают с каким-либо

пористым фильтроэлементом. Первой ступенью такого комбинированного очистителя является магнитный элемент, улавливающий ферромагнитные частицы, и второй – пористый фильтроэлемент, который задерживает диамагнитные загрязняющие частицы.

Обычно магнитный очиститель состоит из пакета решеток из намагничиваемой проволоки, заключенного в цилиндрический корпус, через который пропускается очищаемая жидкость. Решетки намагничиваются от двух постоянных магнитов. При проходе очищаемой жидкости через ячейки этих решеток ферромагнитные частицы притягиваются к их поверхностям.

Магнитные фильтры задерживают мельчайшие ферромагнитные частицы, отделить которые механическими фильтрами невозможно.

Контрольные вопросы

1. Назначение гидравлических аккумуляторов и их классификация.
2. Расчет аккумулятора.
3. Классификация фильтров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Гейер, В.Г. Гидравлика и гидропривод [Текст]: учеб. для вузов / В.Г.Гейер, В.С.Дулин, А.Н.Заря. – М.: Недра, 1991. – 331 с.

Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст]: справ. пособие. – М: Машиностроение, 1971. – 672 с.

Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика [Текст] / Т.М.Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

Ермаков, В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков [Текст] / В.В.Ермаков. – М.:Машгиз, 1963. – 378 с.

Навчальне видання

**Степаненко Леонід Петрович
Буняєва Ірина Володимирівна
Бойчук Ігор Петрович**

ГІДРАВЛІКА І ГІДРОПРИВОДИ РОБОТІВ

(Російською мовою)

**Редактор Л.В. Єскевич
Комп'ютерне верстання І.В. Буняєва**

Зв. план, 2012

Підписано до друку 27.11.2012

Формат 60×84 1/16. Папір офс. № 2. Офс. друк

Ум. друк. арк. 3,6. Обл.-вид. арк. 4. Наклад 100 пр.

Замовлення 296. Ціна вільна

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
izdat@khai.edu

Свідцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої
продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001