



**Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический
университет**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторных работ на
оборудовании фирмы «Фесто»
по дисциплинам
«Элементы и системы автоматизированного
пневмогидропривода»
для студентов специальностей
«Автоматизированное управление
технологическими процессами»,
«Автоматизация и компьютерно
интегрированные технологии»
7.092501, 7.092502
дневной и заочной форм обучения
часть 2

Севастополь
2007



УДК 681.576

Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Элементы и системы автоматизированного пневмогидропривода» для студентов специальности 7.092501, 7.092502 дневной и заочной формы обучения / Сост. канд. техн. наук, доц. В.П. Поливцев, канд. техн. наук, доц. М.П.Карпов, ассистент В.В.Поливцев – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2007. – 40 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам в выполнении лабораторных работ

В качестве лабораторных стендов представлены основные схемы гидравлических линейных приводов. Представлены гидравлические и электрогидравлические схемы управления приводами. Изложена методика построения гидравлической и электрогидравлической системы управления. Приведены основные необходимые для расчетов справочные данные.

Для студентов технических вузов машиностроительных специальностей.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры АТПП протокол № 8 от 26.01.2007 г.

Допущено учебно-методическим центром в качестве методических указаний.

Рецензент доктор техн. наук, проф. Копп В.Я.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Лабораторная работа № 8 «Экспериментальное исследование динамических характеристик линейного гидропривода способом регулирования начального давления»	4
2. Лабораторная работа № 9 «Экспериментальное исследование динамических характеристик линейного гидропривода в схемах последовательной установки инерционного дросселя- регулятора»	12
3. Лабораторная работа № 10 «Исследование влияния нагрузки на штоке гидроцилиндра при стабилизации его скорости»	23
4. Лабораторная работа № 11 «Исследование быстродействия элементов гидропривода с устройством времени задержки»	32

1. Лабораторная работа № 8

Экспериментальное исследование динамических характеристик линейного гидропривода способом регулирования начального давления

1. Цель работы: ознакомиться с принципами регулирования скорости перемещения рабочего органа гидравлического линейного привода и изучение его динамических характеристик способом регулирования начального давления.

2. Содержание работы

2.1. Ознакомление с принципами синтеза гидравлических схем с помощью программы “FluidSIM Hydraulics 3.6 English”

2.2. Синтез схем регулировки динамических характеристик двухпозиционного гидроцилиндра на универсальном стенде.

2.3. Снятие динамических характеристик гидропривода.

2.4. Графический анализ полученных динамических характеристик с помощью программы “Advanced Grapher 1.61”.

3. Основные теоретические положения, гидросхема регулирования скорости, описание конструкции переливного клапана

Регулирование скорости исполнительных звеньев двигателей гидроприводов в основном осуществляется двумя способами: регулирование по давлению и регулирование по расходу. Регулирование по давлению осуществляется регулирующими клапанами давления, которые устанавливаются обычно на входе в гидродвигатель.

Поскольку скорость перемещения поршня зависит от силы F , приложенной к поршню со стороны энергетической среды, в данном случае жидкости под давлением, которая пропорциональна давлению p ,

$$F=p \times S, \quad (1)$$

где S - площадь сечения исполнительного звена двигателя, например поршня гидроцилиндра. Изменяя давление p можно изменять скорость перемещения поршня.

В качестве регулятора начального давления в гидромагистрали обычно используют переливные клапаны, которые устанавливают непосредственно за гидравлической станцией, параллельно основному потоку, замыкая клапан на слив в бак гидростанции. Гидросхема привода с регулировкой скорости перемещения поршня гидроцилиндра при помощи переливного клапана приведена на рисунке 1.

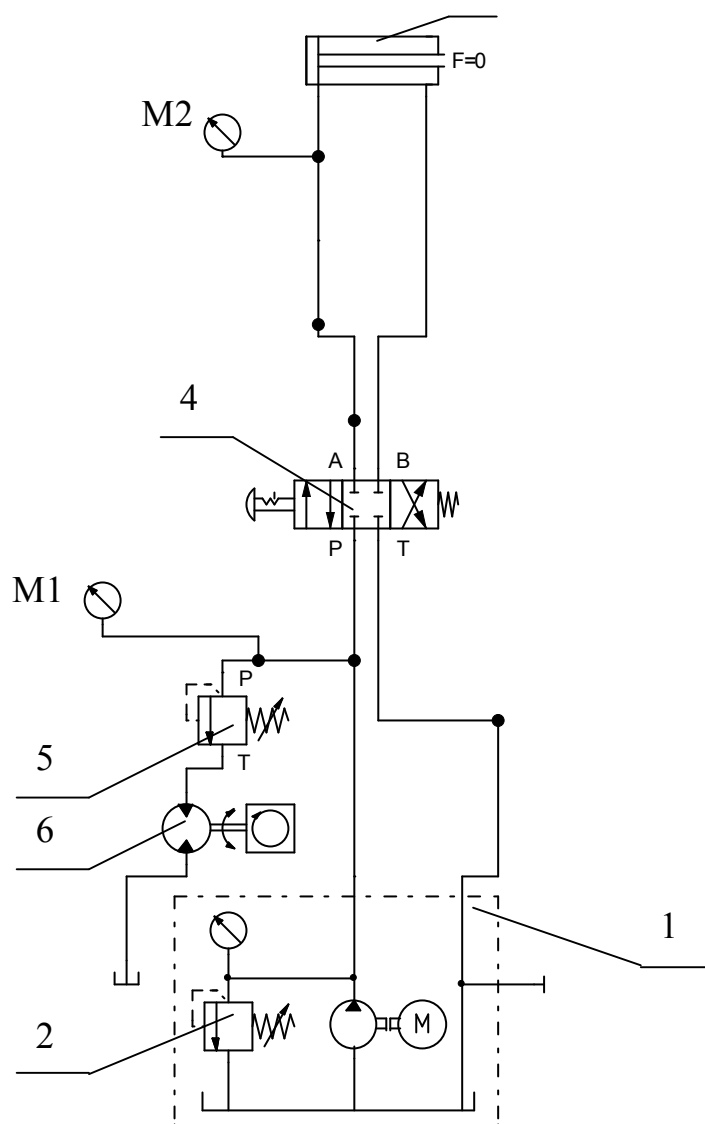
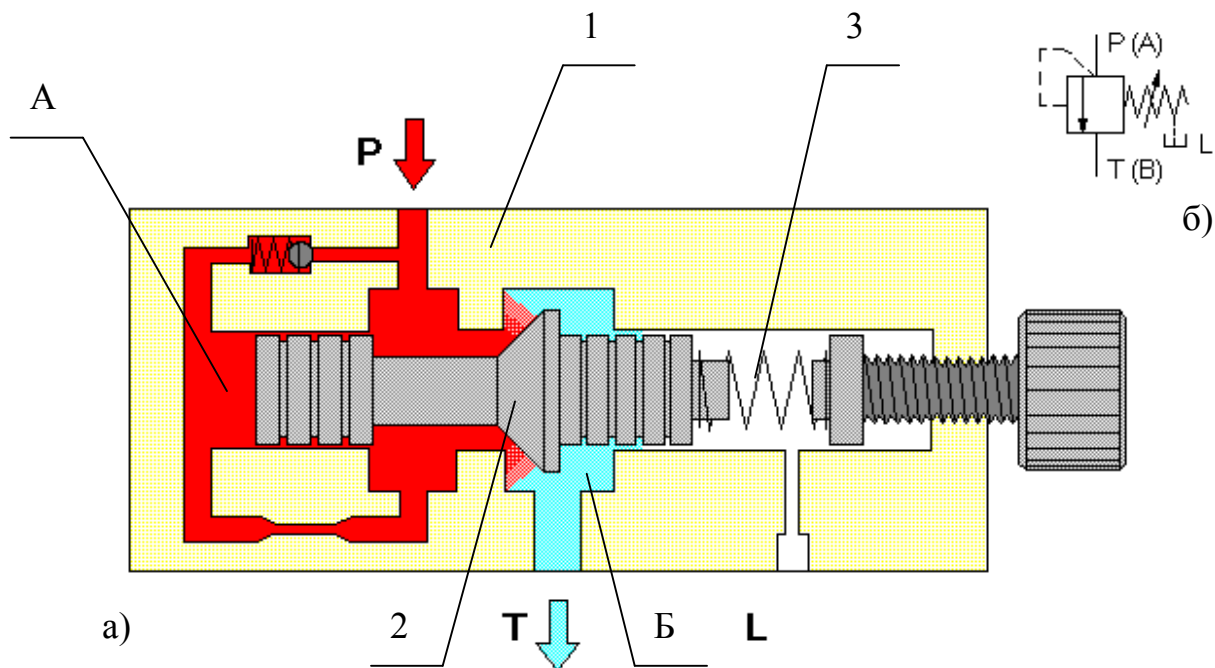


Рисунок 1 – Гидросхема регулируемого линейного привода

Привод включает в себя гидростанцию 1 с встроенным переливным клапаном 2, который выполняет функцию предохранительного клапана, гидроцилиндр двухстороннего действия 3. Коммутация полостей гидроцилиндра осуществляется четырехлинейным трехпозиционным гидрораспределителем с ручным управлением 4. Параллельно основному потоку жидкости направленному в гидроцилиндр, в схему встроен переливной клапан 5 с измерителем расхода 6. Таким образом, образуется параллельный поток, по которому часть жидкости возвращается в бак гидростанции, не совершив никакой полезной работы. Давление перед клапаном и перед цилиндром контролируются манометрами М1 и М2.

Принцип работы переливного клапана поясняется конструктивной схемой изображенной на рисунке 2, где на рисунке 2а представлена конструкция клапана, на рисунке 2б – его схематическое изображение в гидросхемах.



Pressure relief valve, internally controlled, cushioned

Рисунок 2 – а) конструкция переливного клапана,
б) схематическое изображение переливного клапана в гидросхемах

Работает клапан следующим образом. Жидкость, поступающая из гидростанции по магистрали Р под высоким давлением, (затемненная область), попадая в левую полость А клапана, по щелевому кольцевому зазору между корпусом клапана 1 и коническим пояском золотника 2, вытекает в полость Б соединенной со сливной магистралью Т. При этом часть высокого давления теряется за счет дросселирования жидкости в кольцевом зазоре. Таким образом, клапан все время подтравливает, сливая часть основного потока жидкости в бак. Силовое равновесие золотника клапана обеспечивается за счет усилия пружины 3 с одной стороны и силой давления жидкости в торец дифференциального золотника в полости А. При увеличении давления в полости Р золотник 2 перемещается вправо увеличивая площадь кольцевого зазора. При этом уменьшаются потери давления в зазоре, увеличивается расход жидкости через клапан и давление в полости Р восстанавливается до первоначального значения. При уменьшении давления в магистрали Р происходит обратный процесс. Таким образом переливной клапан выполняет роль стабилизатора давления, поддерживая его постоянным в магистрали поступления Р (до него).

Кроме этого переливной клапан может также изменять давление в магистрали поступления при помощи регулировочного винта 4. Поворачивая винт 4 на сжатие пружины 3 можно также уменьшить площадь кольцевого зазора между коническим пояском золотника 2 и корпусом 1, что приведет к возрастанию давления в полости Р. Если ослабить пружину, давление в полости Р снизится.

4. Вычисление динамических характеристик

Вычисление скорости перемещения поршня производится по уравнению:

$$v_{\Pi} = \frac{L}{t}, \quad (2)$$

где L- величина хода штока цилиндра, м; t-время его перемещения, с.

Вычисление расхода жидкости поступившей в рабочую полость цилиндра производится по формуле:

$$Q_{\text{гц}} = \frac{W}{t}, \quad (3)$$

где W- объем, м³ , рабочей полости гидроцилиндра, вычисляемый как произведение площади сечения рабочей полости цилиндра на величину хода поршня цилиндра:

$$W = S_{\text{ц}} \times L \quad (4)$$

Полезная мощность в ваттах гидропривода для выполнения необходимой полезной работы вычисляется как произведение общего давления в гидроцилиндре $p_{\text{гц}}$ в Па, на расход жидкости поступившей в гидроцилиндр, вычисляемого по уравнению (3).

$$N_{\text{пол}} = p_{\text{гц}} \times Q_{\text{гц}} \quad (5)$$

Общее (суммарное) давление в гидроцилиндре $p_{\text{гц}}$, в соответствии с уравнением Бернулли, складывается из статического и динамического давлений в гидроцилиндре. Поскольку измерить статическое давление непосредственно в гидроцилиндре при данной аппаратуре не представляется возможным, за статическое давление принимается давление жидкости перед цилиндром, регистрируемое манометром М2 рисунка 1. Тогда

$$p_{\text{гц}} = P_{\text{М2}} + \frac{\rho v^2}{2}, \quad (6)$$

где $\rho=900$ кг/м³ – плотность рабочей жидкости (масло индустриальное);

v – скорость жидкости в гидроцилиндре, принимаемой равной скорости перемещения поршня, поскольку жидкость при движении поршня следует непосредственно за поршнем и с такой же скоростью как и перемещение поршня, вычисляемую по уравнению (2).

Вся затраченная мощность гидропривода, включая ту, которая пошла на выполнения полезной работы по перемещению поршня и преодоления нагрузок сопротивления его перемещения и ту работу, которая была потеряна в результате слива части жидкости в бак через переливной клапан, определяется по уравнению

$$N_{\text{затр}} = p_{\text{гс}} \times Q_{\text{гс}}, \quad (7)$$

где $p_{\text{гс}}$ снимается по манометру М1 или манометру гидростанции;

$Q_{\text{гс}}$ измеряется при помощи расходомера 6 рисунка 1.

Критерием энергетических возможностей гидропривода со всеми встроенными в схему гидравлическими элементами является, как известно, коэффициент полезного действия гидропривода $\eta_{\text{гп}}$, который определяется как отношение мощностей полезной $N_{\text{пол}}$ к затраченной $N_{\text{затр}}$, и вычисляется по следующей формуле:

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{Fv}{p_{\text{гс}} Q_{\text{гс}}} = \frac{p_{\text{гц}} Q_{\text{гц}}}{p_{\text{гс}} Q_{\text{гс}}} \times \eta_{\text{гс}} \times \eta_{\text{гц}}, \quad (8)$$

где F - полезная нагрузка, приложенная к штоку поршня гидроцилиндра. В данной лабораторной это вес металлического набалдашника, соединенного со штоком;

$p_{\text{гц}}$ – полное давление жидкости в рабочей полости гидроцилиндра;

$\eta_{\text{гс}} = 0.92$ – КПД гидростанции;

$\eta_{\text{гц}} = 0.9$ –КПД двигателя (гидроцилиндра).

5. Указания по проведению работы

5.1. Ознакомиться с содержанием работы и теоретической частью.

5.2. С помощью программы “FluiSIM Hydraulics V3.6 English”, смоделировать схему регулировки скорости поршня гидроцилиндра двухстороннего действия в соответствии с рисунком 1. Убедиться в правильности промоделированной схемы, используя соответствующие значки программы.

5.3. Используя элементную базу универсального стенда, собрать гидравлическую схему по рисунку 1.

5.4. Исследовать работу переливного клапана как стабилизатора давления в магистрали «до него». Для этого произвести следующие действия:

5.4.1. Полностью закрыть переливной клапан при помощи регулировочного винта. Рукоятка распределителя 4 должна находиться в нейтральном положении.

5.4.2. Включить гидростанцию и установить по манометру М1 давление 20 бар при помощи регулировочного винта гидростанции.

5.4.3. Полностью открыть переливной клапан и зарегистрировать давление в системе по манометру М1.

5.4.4. Вращать регулировочный винт переливного клапана по часовой стрелке (закрывая его) и зарегистрировать давление по манометру М1 которое не будет далее увеличиваться при закрытии клапана.

5.4.5. Вращать регулировочный винт гидростанции по часовой стрелке до полного закрытия, тем самым, увеличивая давление в системе до переливного клапана. Наблюдать при этом за показаниями манометра М1. Если давление на манометре М1 не изменяется, то переливной клапан поддерживает давление в системе на постоянном уровне, то есть работает как стабилизатор давления при данной степени его настройки. Убедиться в этом, вращая регулировочный винт переливного клапана по часовой стрелке. Давление на всех манометрах должно увеличиваться, то есть переливной клапан начинает выполнять функцию редукционного клапана, увеличивая – регулируя давление во всей магистрали.

5.4.6. Описать работу клапана как стабилизатора давления в отчете, поясняя его работу по рисунку 2.

5.5. Исследовать работу переливного клапана как регулятора скорости перемещения поршня цилиндра. Для этого выполнить следующие действия:

5.5.1. Закрыть полностью переливной клапан, вращая регулировочный винт клапана по часовой стрелке и отрегулировать необходимое давление гидростанции - 40 бар. регулировочным винтом переливного клапана гидростанции. Убедиться в работоспособности схемы, перекоммутировав распределитель 4 при помощи рукоятки распределителя. Поршень гидроцилиндра должен двигаться свободно в обе стороны.

5.5.2. Подключить к схеме универсальный индикатор, конечные выключатели, регистрирующие начало и окончание хода штока цилиндра и таймер - измеритель времени полного перемещения (хода) штока цилиндра, используя электрические блоки универсального стенда.

5.5.3. Открыть полностью переливной клапан 5 (рисунок 1) при помощи регулировочного винта 4 (рисунок 2 а). Перевести рукоятку трехпозиционного четырехлинейного гидрораспределителя 4 в нейтральное положение. При этом гидравлическая станция будет обеспечивать максимальный расход. Жидкость будет проходить через клапан 5, измеритель расхода 6 и сливаться в бак, не поступая в цилиндр.

5.5.4. Зарегистрировать этот расход $Q_{гс}$ по шкале универсального индикатора.

5.5.6. Вращая рукоятку 4 (рисунок 2а) переливного клапана, установить давление в системе подачи жидкости – 15 бар по манометру М1.

5.5.7. Переведя рукоятку гидрораспределителя на подачу жидкости в безштоковую полость цилиндра зарегистрировать давление перед цилиндром $p_{гц}$ во время его перемещения по манометру М2 и время полного перемещения t штока цилиндра. Перекоммутацией распределителя вернуть шток цилиндра в исходную позицию и обнулить таймер. Опыт повторить три раза, определив время перемещения $t_{ср}$ как среднеарифметическое от трех измерений. Если одно значение значительно отличается от остальных, его

следует отбросить и повторить измерение времени. Результаты занести в таблицу 1.

Таблица 1

Давление $p_{гс}$, бар по манометру М1	Давление $p_{гц}$, бар по манометру М2	Время перемещения, с			
		t_1	t_2	t_3	$t_{ср}$
15					
20					
25					
30					
35					
p , бар при полностью закрытом клапане					

5.5.8. Повторить измерения закрывая переливной клапан регулировочным винтом при давлении по манометру М1, соответственно при давлениях

20 бар, 25 бар, 30 бар, 35 бар и давлении, показываемом манометром М1, при полностью закрытом клапане. Результаты занести в таблицу 1.

5.5.9. Провести вычисление скоростей перемещения v м/с по формуле (2) при указанных давлениях гидростанции. Полный ход поршня цилиндра $L=0.2$ м.

5.5.10. Провести вычисления расходов жидкости, поступающих в гидроцилиндр, по уравнениям (3),(4). Площадь безштоковой полости гидроцилиндра – 2.0096×10^{-4} м². Результаты вычислений должны быть представлены в системе СИ.

5.5.11. Произвести вычисление полного давления в гидроцилиндре $p_{гц}$ и полезной мощности гидросистемы $N_{пол}$ в соответствии с уравнениями (6), (5).

5.5.12. Произвести вычисление затраченной мощности гидропривода $N_{затр}$, и коэффициента полезного действия гидропривода $\eta_{гп}$ в соответствии с формулами (7), (8).

5.5.13. Построить графики зависимостей скорости, расхода, затраченной, полезной и КПД от давления в гидросистеме по манометру М1(всего 5 графиков) и произвести их графический анализ, в том числе аппроксимацию и регрессионный анализ, с помощью программы “ Advanced Grapher”.

6. Контрольные вопросы

6.1. Пояснить работу переливного клапана как стабилизатора давления.

6.2. Пояснить работу переливного клапана как регулятора скорости перемещения рабочего силового органа гидропривода.

6.3. Подтверждают ли полученные графическим анализом кривые динамических характеристик теоретические выкладки, и к какому закону изменения функции они более всего соответствуют?

6.4. Объяснить поведение функций полезной и затраченных мощностей $N_{пол}$ и $N_{затр}$ в зависимости от давления на входе (графики: возрастание функции, убывание, точка перегиба) и чем это, на ваш взгляд, физически обусловлено?

6.5. Объясните физический смысл КПД с точки зрения энергетической характеристики гидропривода. Что такое объемный, механический и гидравлический КПД? Чему равен общий КПД нерегулируемого гидропривода?

6.6. Объяснить поведение полученного графика функции КПД данного гидропривода от давления на входе (возрастание, точку перегиба, если она имеется, убывание), причину такого поведения этой функции.

6.7. Чем объясняется такое низкое значение КПД гидропривода при данном способе регулировки скорости?

6.8. Какому способу регулирования скорости перемещения рабочего органа гидропривода вы бы отдали предпочтение: регулированию по расходу (дросселированием на входе, дросселированием на выходе, лаб № 20) или регулированием по давлению, и почему?

2. Лабораторная работа № 9

Экспериментальное исследование динамических характеристик линейного гидропривода в схемах последовательной установки инерционного дросселя- регулятора

1. Цель работы: ознакомиться с принципами регулирования скорости перемещения рабочего органа гидравлического линейного привода и изучение динамических характеристик привода в схемах последовательной установки инерционного дросселя- регулятора.

2. Содержание работы

2.1. Ознакомление с принципами синтеза гидравлических схем с помощью программы “ FluidSIM Hydraulics V 3.6 English”

2.2. Синтез схем регулировки скорости перемещения поршня двухпозиционного гидроцилиндра на универсальном стенде.

2.3. Снятие динамических характеристик привода при последовательной установке инерционного дросселя на входе и на выходе гидроцилиндра.

2.4. Графический анализ полученных динамических характеристик с помощью программы “Advanced Grapher 1.61”.

2.5. Сравнение динамических характеристик привода полученных экспериментально с данными имитационной модели.

3. Основные теоретические положения

Регулирование скорости исполнительных звеньев двигателей гидроприводов в основном осуществляется двумя способами: регулирование по давлению и регулирование по расходу. Регулирование по давлению осуществляется регулирующими клапанами давления, которые устанавливаются обычно на входе в гидродвигатель.

Поскольку скорость перемещения поршня зависит от силы F , приложенной к поршню со стороны энергетической среды, в данном случае жидкости под давлением, которая пропорциональна давлению p ,

$$F=p \times S, \quad (1)$$

где S – площадь сечения исполнительного звена двигателя, например поршня гидроцилиндра, то, изменяя давление, можно изменять скорость перемещения. Однако следует иметь ввиду, что данное давление должно быть обеспечено соответствующим расходом. Связь между потребным давлением и потребным расходом всегда существует при регулировании скорости и по расходу и по давлению. Поэтому, говоря о способе

регулирования скорости, имеем в виду способ изменения давления или расхода непосредственно соответствующим аппаратом.

Способ регулирования скорости по расходу осуществляется при помощи дросселей. Под дросселем понимают регулируемый аппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода рабочей жидкости в зависимости от перепада давлений в дросселе. Дроссели по принципу действия подразделяются на вязкостные и инерционные. Основной характеристикой дросселей любого исполнения является зависимость расхода рабочей жидкости от перепада давлений Δp в его полостях.

$$Q = \varphi (\Delta p) . \quad (2)$$

В дросселях вязкостного сопротивления зависимость (2) уточняется влиянием вязкости и температуры жидкости, режима течения, формы и длины канавки. Для расчета перепада давлений с дросселями с круглым сечением канала используется уравнение Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \times \frac{\rho v^2}{2} , \quad (3)$$

где l – длина трубопровода; d – диаметр трубопровода; v – скорость жидкости в проходном сечении дросселя; ρ – плотность рабочей жидкости; λ – коэффициент Дарси.

Для каналов любой формы поперечного сечения,

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{4R} \frac{\rho v^2}{2} , \quad (4)$$

где R – гидравлический радиус, равный отношению площади проходного сечения дросселя к его периметру.

В гидродросселях инерционного сопротивления используются особенности истечения жидкости через отверстия с острыми кромками, характеризующиеся независимостью перепада давлений и расхода от вязкости, вследствие турбулентного режима течения жидкости в полости дросселя. Благодаря этому исключается влияние температуры жидкости на расходные характеристики устройства. Расход жидкости через такой дроссель определяется из выражения:

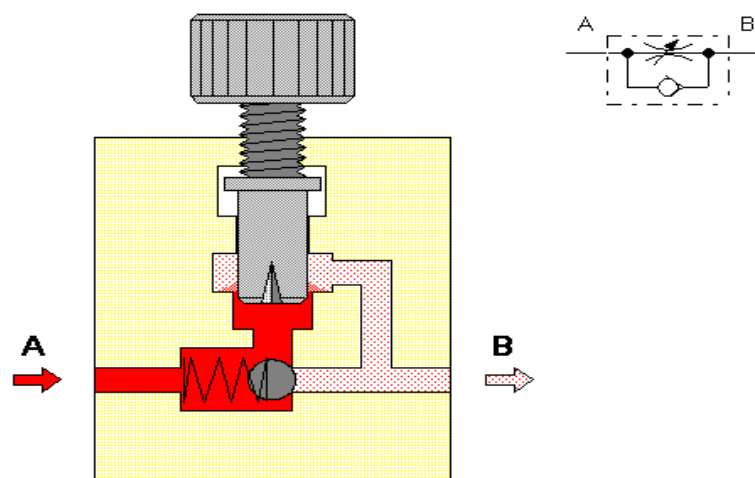
$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} , \quad (5)$$

где S – площадь проходного сечения дросселя (м^2); Δp – перепад давлений на дросселе (до и после дросселя) (Па); μ – коэффициент расхода дросселя.

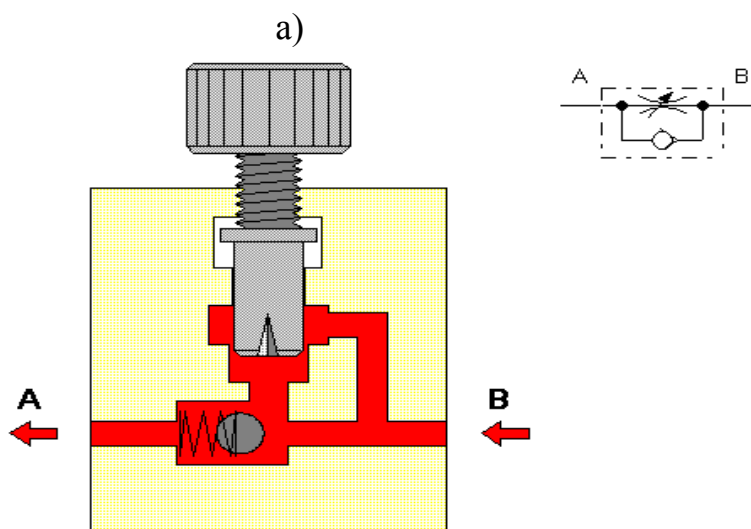
Собственно зона регулировки проходного сечения (увеличение или уменьшение) конструктивно представляет собой регулируемое местное сопротивление, поэтому перепад давлений на дросселе определяется по формуле потерь давлений на местном сопротивлении - уравнением Борда.

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (6)$$

где ξ -коэффициент местного сопротивления конкретного запорного элемента инерционного дросселя; v - скорость жидкости в проходном сечении дросселя (м/с).



One-way flow control valve



One-way flow control valve

б)

Рисунок 1 – Регулируемый дроссель с обратным клапаном

На рисунке 1 представлен дроссель с обратным клапаном. При движении жидкости от канала А к В, обратный клапан закрывается и

жидкость движется только через дроссель. Когда жидкость движется от канала В к А, обратный клапан открывается и жидкость в этом случае движется через обратный клапан и дроссель.

Дроссель в схемах регулировки скорости может быть установлен последовательно и параллельно по отношению к гидродвигателю. На рисунке 2 представлена схема установки последовательно: а) - на входе, б) - на выходе.

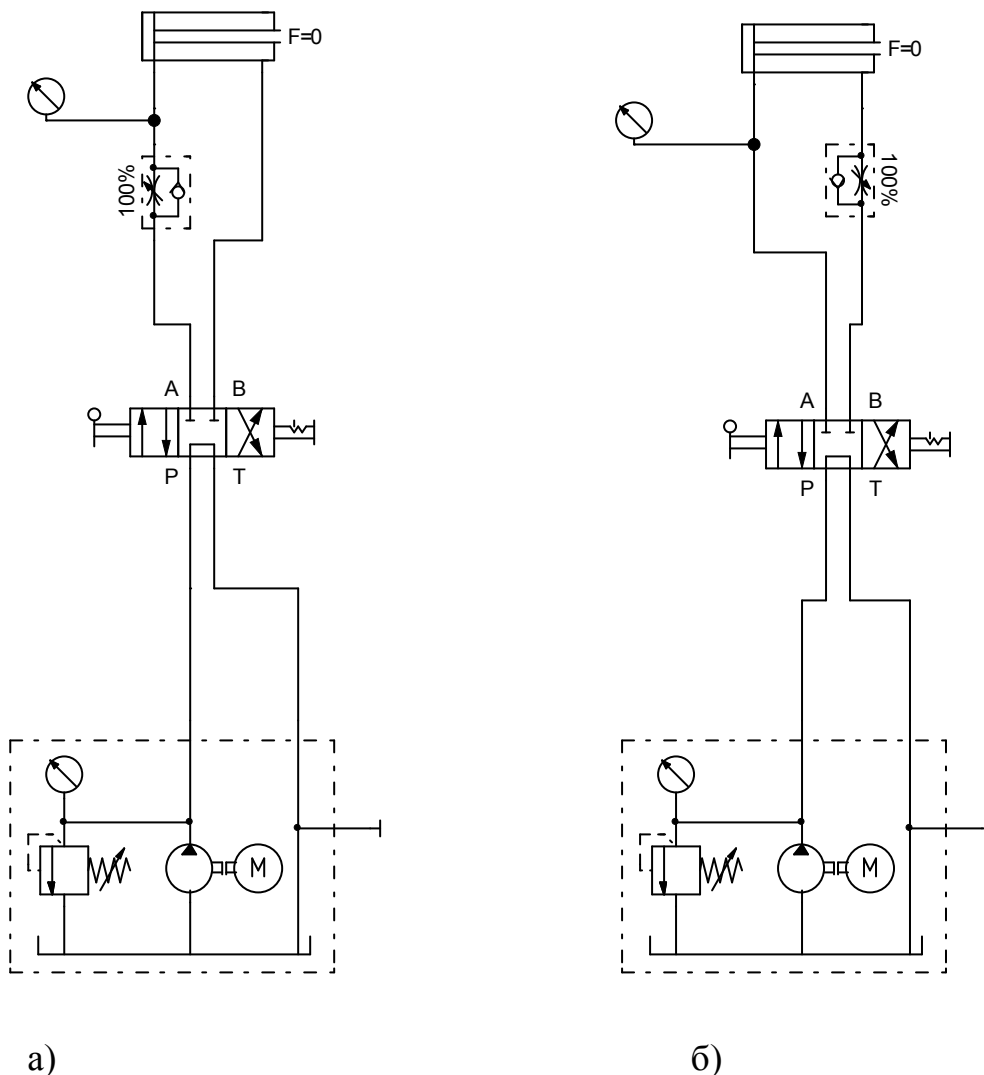


Рисунок 2 – Гидравлическая принципиальная схема привода

Анализ уравнения (5) говорит о том, что уменьшение проходного сечения дросселя S при его установке на входе ведет к уменьшению расхода, а опыт показывает, что и давление за дросселем также снижается, следовательно, все это должно привести к уменьшению скорости движения поршня, поскольку скорость его перемещения определена как

$$v_{\pi} = \frac{Q}{S_{\pi}}, \quad (7)$$

где S_{π} – площадь сечения рабочей полости гидроцилиндра (м^2).

Однако при этом растет перепад давлений Δp исходя из уравнения (5), который стоит под знаком квадратного корня, что приведет, по идее, к увеличению расхода. Все это говорит о том, что зависимость скорости перемещения поршня от степени перекрытия дроссельного отверстия будет носить явно нелинейный характер, и очевидно и другие динамические характеристики привода, как-то потребный расход, потребная мощность, его коэффициент полезного действия также будут нелинейными.

Установка дросселя последовательно на выходе цилиндра позволяет также регулировать скорость перемещения поршня за счет создания регулируемого подпора (давления) в полости стравливания цилиндра. Этот подпор также обеспечивается регулировкой расхода через дроссель, который описан уравнением (5), однако динамические характеристики привода здесь, очевидно, будут другими. Определение этих характеристик при установке дросселя последовательно на входе и на выходе экспериментально, сравнительный их анализ и является целью настоящей лабораторной работы.

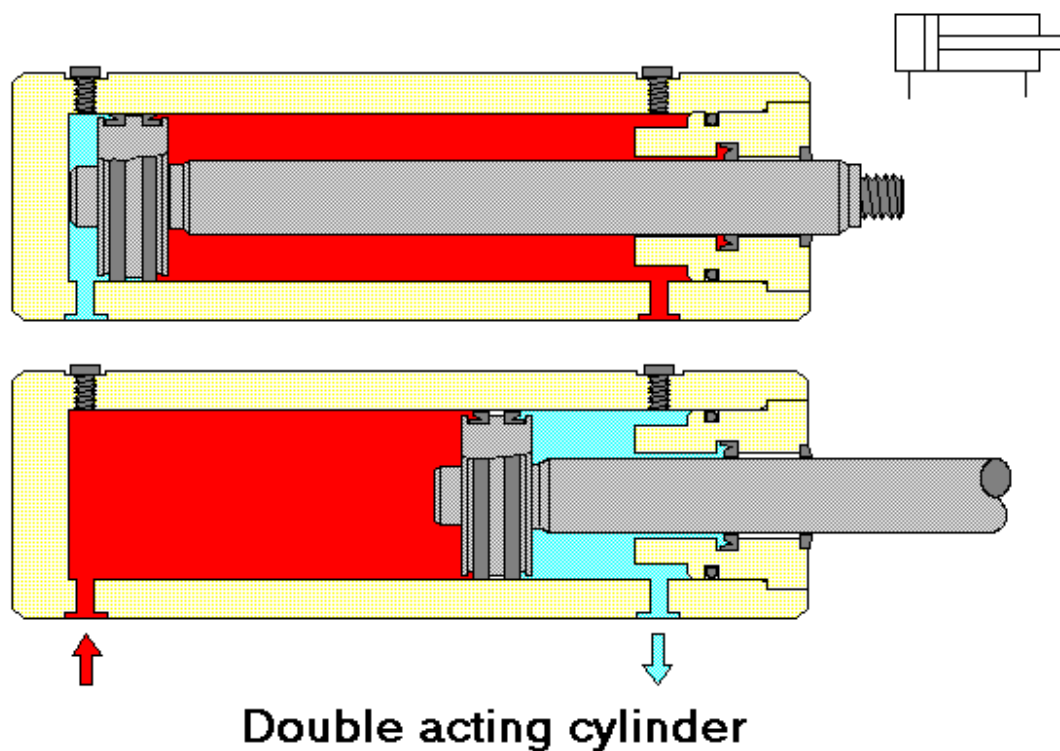
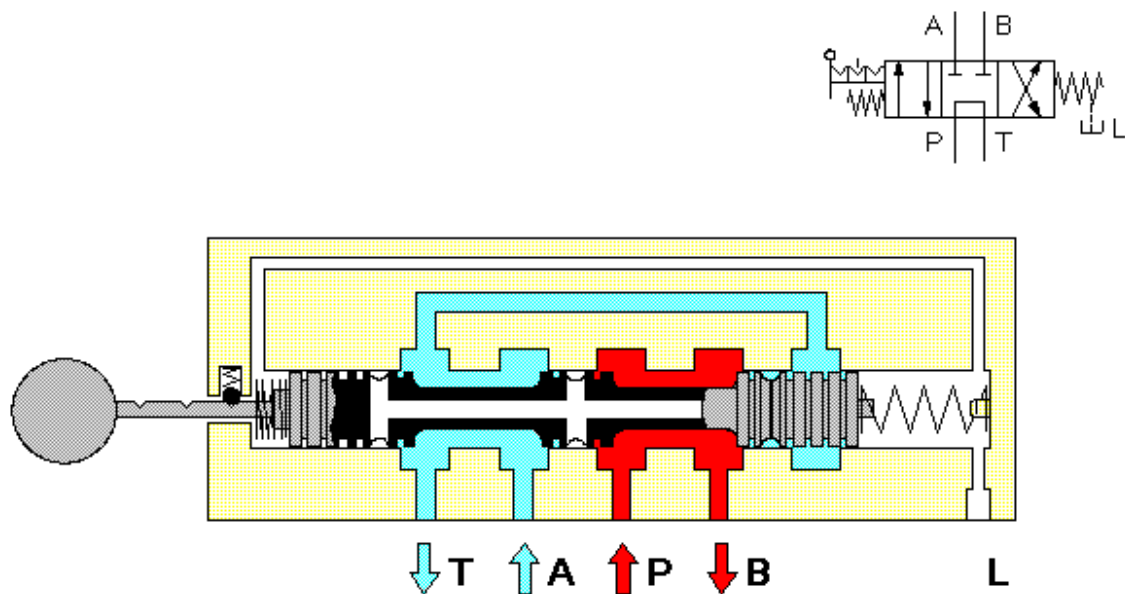


Рисунок 3 – Гидравлический цилиндр двухстороннего действия

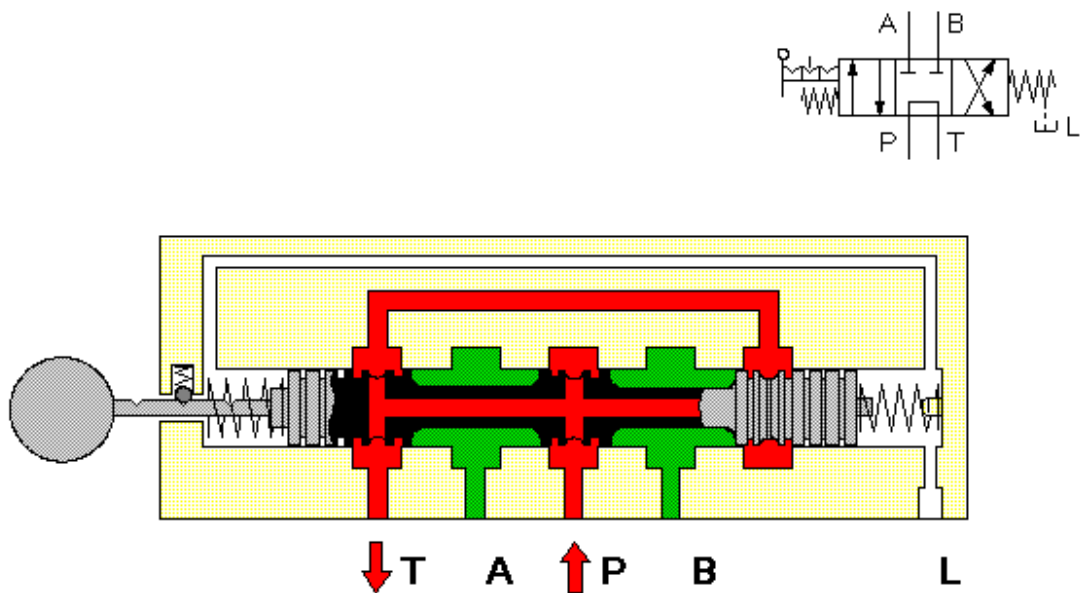
На рисунке 3 представлен гидравлический цилиндр двухстороннего действия в двух положениях, когда давление подается в штоковую полость и поршень

со штоком движется влево и когда давление подается в безштоковую полость и поршень со штоком движется вправо, а с другой полости при этом масло сливается в гидробак.



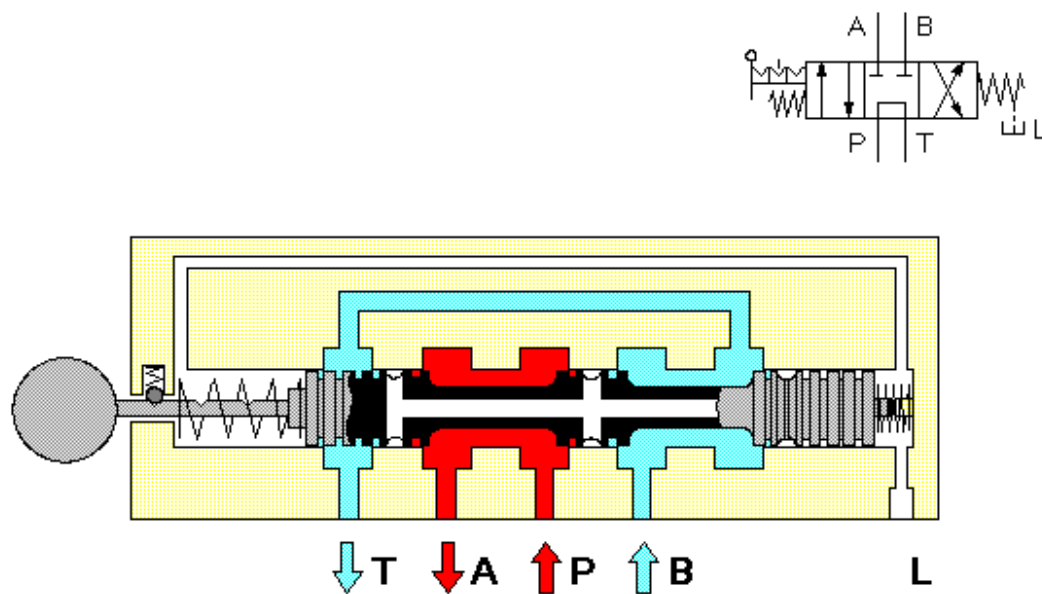
4/3 - way valve with pump by-pass

a)



4/3 - way valve with pump by-pass

б)



4/3 - way valve with pump by-pass

в)

Рисунок 4 – Гидравлический распределитель 4/3 с односторонним ручным управлением и пружинным возвратом

На рисунке 4 представлен гидравлический четырехлинейный трехпозиционный распределитель в трех положениях а, б, в. В положении рисунок 4а от ручного переключения линия напорной магистрали Р соединяется с выходным каналом В. В положении рисунок 4б распределитель находится в нейтральном положении при этом выходные магистрали А и В закрыты а напорная магистраль Р соединена с со сливной магистралью Т. И в положении рисунок 4в линия напорной магистрали Р соединяется с выходным каналом А. Такой распределитель позволяет управлять двумя полостями через нейтральное положение. Когда эти полости закрыты.

4. Вычисление динамических характеристик

Вычисление скорости перемещения поршня производится по уравнению:

$$v_{\Pi} = \frac{L}{t}, \quad (8)$$

где L – величина хода штока цилиндра, м; t – время его перемещения, с.

Вычисление расхода жидкости в рабочей полости цилиндра (двигателя) производится по формуле

$$Q_{\text{дв}} = \frac{W}{t}, \quad (9)$$

где W – объем в (м^3) рабочей полости гидроцилиндра, вычисляемый как произведение площади сечения рабочей полости цилиндра на величину хода поршня цилиндра

$$W = S_{\text{ц}} \times L, \quad (10)$$

Затраченная мощность в ваттах гидропривода для выполнения необходимой работы вычисляется как произведение давления $p_{\text{гс}}$ в (Па), развиваемого гидростанцией на максимальный расход, обеспечиваемый гидростанцией, $Q_{\text{гс}}$

$$N_{\text{затр}} = p_{\text{гс}} \times Q_{\text{гс}}. \quad (11)$$

Критерием энергетических возможностей гидропривода со всеми встроенными в схему гидравлическими элементами является, как известно, коэффициент полезного действия гидропривода $\eta_{\text{гп}}$, который определяется как отношение мощностей полезной $N_{\text{пол}}$ к затраченной $N_{\text{затр}}$, и вычисляется по следующим формулам:

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{F v_{\text{п}}}{p_{\text{гс}} Q} = \frac{p_{\text{дв}} Q_{\text{дв}}}{p_{\text{гс}} Q_{\text{гс}}} \times \eta_{\text{гс}} \times \eta_{\text{дв}}, \quad (12)$$

где F – полезная нагрузка, приложенная к штоку поршня гидроцилиндра. В данной лабораторной это металлический набалдашник, соединенный со штоком; $p_{\text{дв}}$ – полное давление жидкости в рабочей полости гидроцилиндра; $\eta_{\text{гс}} = 0.92$ – КПД гидростанции; $\eta_{\text{дв}} = 0.9$ – КПД двигателя (гидроцилиндра).

Полное давление в полости гидроцилиндра $p_{\text{дв}}$, как следует из уравнения Бернулли, определяется суммой статического $p_{\text{ст}}$ и динамического $p_{\text{дин}}$ давлений:

$$p_{\text{дв}} = p_{\text{ст}} + p_{\text{дин}} = p_{\text{ман}} + \frac{\rho v_{\text{п}}^2}{2}, \quad (13)$$

где $p_{\text{ман}} = p_{\text{ст}}$ – манометрическое давление в Па, определяемое по прибору перед входом в гидроцилиндра. Здесь, поскольку мы не имеем возможности измерить давление непосредственно в полости цилиндра во время его движения, за статическое давление можно принять давление

непосредственно перед входом в гидроцилиндр, полагая, что они незначительно отличаются.

Плотность рабочей жидкости принять равным плотности масла промышленного и равного $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

5. Указания по проведению работы

5.1. Ознакомиться с содержанием работы и теоретической частью.

5.2. С помощью программы “FluidSIM Hydraulics V 3.6 English” смоделировать схему регулировки скорости поршня, гидроцилиндра двухстороннего действия в соответствии с рисунком 2 а. Убедиться в правильности смоделированной схемы, используя соответствующие значки программы “ FluidSIM Hydraulics V 3.6 ENGLISH ”.

5.3. Расставить в модели характеристики привода, соответствующие реальным элементам экспериментального стенда, а именно:

5.3.1 Гидростанция:

- давление – 20 бар;
- расход – 3.8 л/мин.

5.3.2. Распределитель 4/3 – четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением.

5.3.3. Гидроцилиндр двухстороннего действия:

- ход поршня – 200 мм;
- позиция поршня (Piston position) – 0;
- площадь поршня (Piston area)
 - безштоковой полости с внутренним диаметром цилиндра $d=16 \text{ мм}$
$$S(d16) = \pi d^2/4 = (3.14 \times 1.6^2) /4 = 2.0096 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$
 - штоковой полости с диаметром штока $d_{шт} = 10 \text{ мм}$,
$$S(d16 - d10) = \pi/4 (1.6^2 - 1^2) = 1.22 \times 10^{-4} \text{ м}^2;$$
 - полезная нагрузка (Force) – 0.

5.3.4. Используемый дроссель:

- дроссель с встроенным обратным клапаном – применяется для регулирования скорости в одну сторону, жидкость в одну сторону идет через дроссель, обратный клапан закрыт, а в обратную сторону через открытый обратный клапан. Степень открытия проходного сечения дросселя – 100%.

5.4. Используя элементную базу универсального стенда, собрать схему регулирования скорости поршня при установке дросселя на входе (рисунок 2,а), отрегулировав необходимое давление гидростанции – 40 бар регулировочным винтом редукционного клапана гидростанции. Убедитесь в работоспособности схемы, перекоммутировав распределитель при помощи рукоятки распределителя. Поршень гидроцилиндра должен двигаться свободно в обе стороны.

5.5. Полностью закрыть дроссель регулировочным маховиком. Убедиться, что поршень не перемещается.

5.6. Слегка приоткрыть дроссель маховиком (порядка 0.1 оборота), убедиться что поршень движется в обе стороны. При помощи секундомера

произвести замер времени перемещения поршня. Замер произвести 3 раза, и вычислить, затем среднеарифметическое значение времени перемещения. Если одно из измеренных значений значительно отличается от остальных, его необходимо отбросить и повторить измерение. Измерить давления на манометре М1. Результаты зафиксировать и занести в таблицу 1.

5.7. Зарегистрировать цифру на нониус шкале маховика дросселя, совпавшей с риской на корпусе дросселя. Повернуть на один оборот маховик дросселя относительно риски против часовой стрелки, приоткрывая при этом проходное сечение дросселя. Повторить замеры времени и давления по п. 5.6.

5.8. Производить замеры времени перемещения поршня по п.5.6. до тех пор, пока регулировка не перестанет влиять на увеличение скорости перемещения поршня. Зафиксировать все результаты измерений, в том числе и последний.

5.9. Произвести вычисления скорости перемещения поршня по формуле (8). Данные занести в таблицу 1.

Таблица 1

Обороты маховика	Время перемещения,с				Скорость перемещения,м/с	% перекрытия по имитац. модели	Давле ние, бар	
	t1	t2	t3	t _{cp}	v _п		P ₁	
0.1								
1.1								
2.1								
.....								
5.1								
6.1								

5.10. Произвести вычисления остальных динамических характеристик гидропривода на каждом обороте маховика дросселя, то есть как функцию от степени открытия дросселя в оборотах, а именно, расхода, затраченной мощности, КПД гидропривода, воспользовавшись уравнениями, изложенными в разделе 4.

5.11. Установить в имитационной модели по шкале регулировки степени открытия дросселя соответствующий процент открытия, добиваясь совпадения скорости перемещения поршня по модели с таким же значение, как и в эксперименте, для того, чтобы иметь численные значения функции скорости перемещения поршня по модели, от степени открытия дросселя. Данные занести в таблицу 1. Последний пункт делается для сравнения данных имитационной модели и реальной. Произвести сравнение, сделать выводы.

5.12. Построить графики зависимостей скорости, расхода, затраченной мощности и КПД от степени открытия дросселя (в оборотах открытия) и произвести графический анализ с помощью программы “ Advanced Grapher”
Сделать выводы.

5.13.Собрать схему регулировки скорости перемещения поршня с установкой дросселя на выходе гидроцилиндра, в соответствии с рисунком 2б.

5.14.Повторить действия в последовательности по пп. 5.4 – 5.12 для схемы с регулировкой скорости с дросселем на выходе гидроцилиндра.

5.15. Произвести сравнение различных способов, регулирования скорости перемещения поршня гидроцилиндра, с установкой дросселя на его входе и на его выходе. Сделать выводы.

6. Контрольные вопросы

6.1.Если график экспериментальной зависимости скорости перемещения поршня от степени открытия дросселя значительно отличаются от графика имитационной модели, о чем это говорит?

6.2. Подтверждают ли полученные графическим анализом кривые динамических характеристик теоретические выкладки, и к какому закону изменения функции они более всего соответствуют?

6.3. Объяснить поведение функций КПД (возрастание, убывание, точка перегиба), и факт различия в графиков КПД при установке дросселя на входе и на выходе гидроцилиндра.

6.4. В каком из способов регулировки функции динамических характеристик растут круче, и о чем это говорит?

6.5. Какому из исследованных способов регулировки скорости вы бы отдали предпочтение и почему?

Библиографический список

1. Меркле Д. Гидравлика, основной курс TP501: Учебное пособие. Том 1/ Д.Меркле , Б. Шрадер, М. Томес /. - Киев: Изд-во ДП «Фесто», 2002. - 130с.: ил.
2. Некрасов В.В. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / В.В. Некрасов. — Минск: Вышейш. шк., 1985. - 282 с.

3. Лабораторная работа № 10

Исследование влияния нагрузки на штоке гидроцилиндра при стабилизации его скорости

1. **Цель работы:** изучить принципиальную гидравлическую схему с одним исполнительным устройством, цилиндром двух - стороннего действия и влияние нагрузки на штоке цилиндра на его скорость. По заданной схеме из гидравлических элементов собрать лабораторный стенд и изучить работу приводов в действии.

2. Содержание работы

Ознакомится с условными обозначениями гидроэлементов.

Ознакомится с элементной базой лабораторного стенда.

Ознакомится с гидравлической принципиальной схемой управления работой цилиндра двух- стороннего действия.

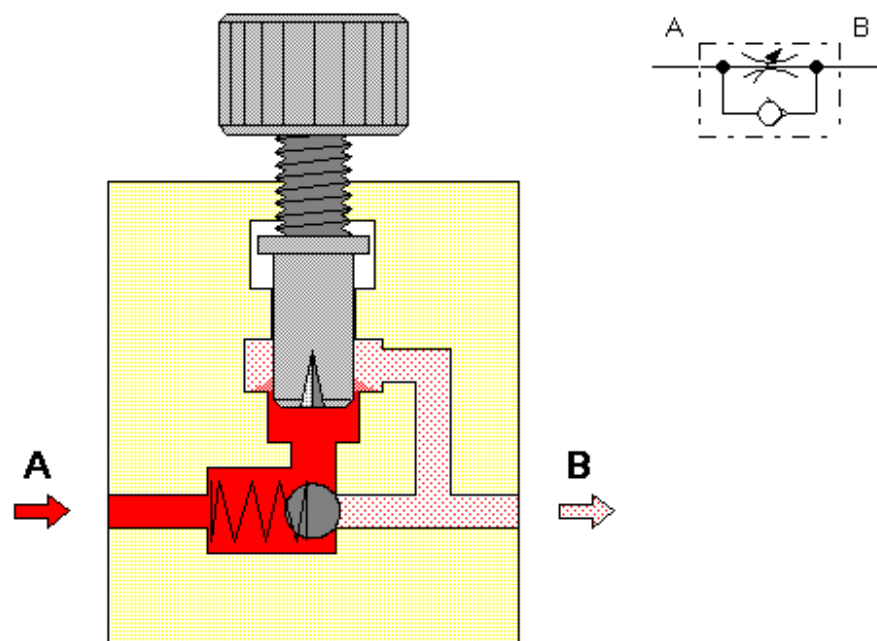
Собрать стенд управления цилиндром двух - стороннего действия.

Сделать необходимые измерения параметров привода.

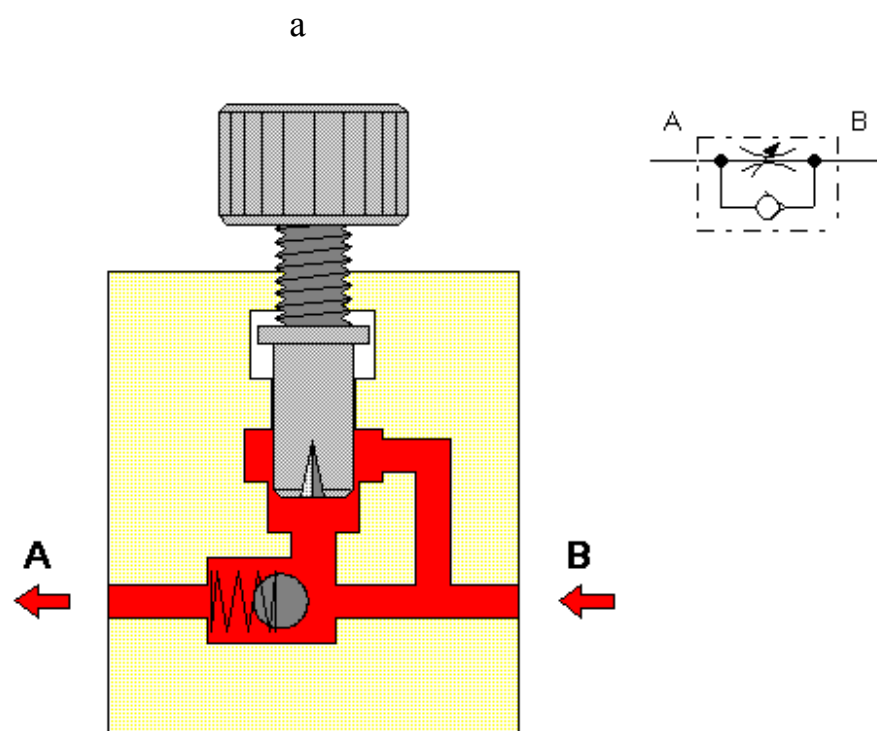
Оформить отчет по проделанной работе.

3. Общие сведения

Для управления исполнительным органом гидравлического двигателя существуют несколько видов управления. Самым распространенным является управление расходом с помощью дросселей. Другим способом является управление давлением жидкости подаваемой в двигатель. Такой способ применяется реже, так как он является косвенным способом, прежде всего влияющим на усилие или крутящий момент на гидродвигателе, а затем уже и на скорость. В практических задачах часто встречается необходимость поддерживать постоянство скорости исполнительного органа при воздействии на него переменного усилия. Возможны два варианта применения гидравлических схем: первой – дроссель с параллельным обратным клапаном устанавливают на выходе гидроцилиндра, второй - на выходе гидроцилиндра устанавливают поддерживающий клапан давления с параллельным обратным клапаном. В обоих случаях обратные клапаны устанавливаются для того, чтобы при обратном ходе дроссель и поддерживающий клапан не влияли на поток жидкости, подаваемый в штоковую полость гидроцилиндра.



One-way flow control valve



One-way flow control valve

б

Рисунок 1 – Дроссель с обратным клапаном

На рисунке 1,а поток жидкости проходит только через дроссель, обратный клапан закрыт. На рисунке 1,б поток жидкости проходит через дроссель и обратный клапан.

Во втором способе используется поддерживающий клапан как разновидность клапанов давления.

Клапаны давления предназначены для управления давлением в гидросистемах и в отдельных ее частях. Клапаны давления можно разделить на:

Напорные – с помощью которых осуществляется настройка и ограничение давления в гидравлической установке. Сигнал управляющего давления снимается с его входа $P(A)$.

Редукционные – предназначенные для снижения поступающего на их вход переменного давления до заданной величины на выходе. Сигнал управляющего давления снимается с его выхода.

Напорные клапаны по исполнению запорной части бывают клапанного типа (рисунок 2,3) и золотникового.

Напорные клапаны по функциональному назначению делятся на:

Предохранительный - защищающий гидравлическую магистраль от перегрузки. Клапан имеет фиксируемую настройку на максимальное давление и открывается в аварийных случаях при превышении этого давления.

Поддерживающий – противодействующий силам инерции движущихся масс, возникающих за счет тянущей нагрузки. Такой клапан должен быть уравновешен по давлению.

Переливной – в гидравлической системе обеспечивает постоянное давление за счет перелива в сливную магистраль части жидкости.

Принцип работы напорного клапана заключается в следующем (рисунок 2) давление P действует на поверхность запорно – регулирующего элемента клапана и создает усилие:

$$F = p_1 S,$$

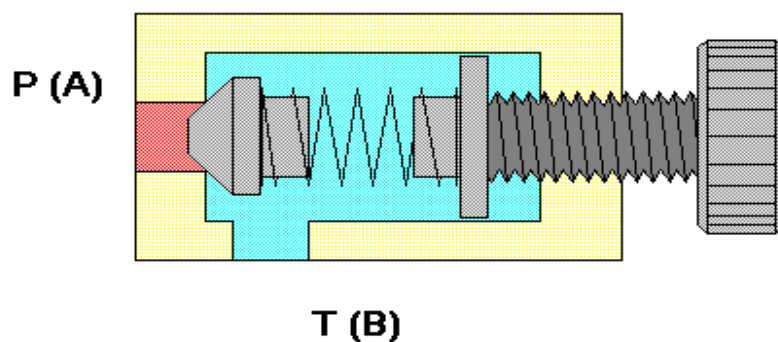
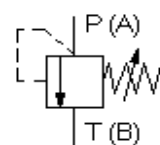
где S – площадь запорного элемента (m^2), p_1 – давление на входе клапана (Па). С другой стороны на запорный элемент действует пружина с усилием равным:

$$F = c (x_0 + x),$$

где c – жесткость пружины (Н/м), x_0 – величина предварительного сжатия пружины (м), x – текущее сжатие пружины (м).

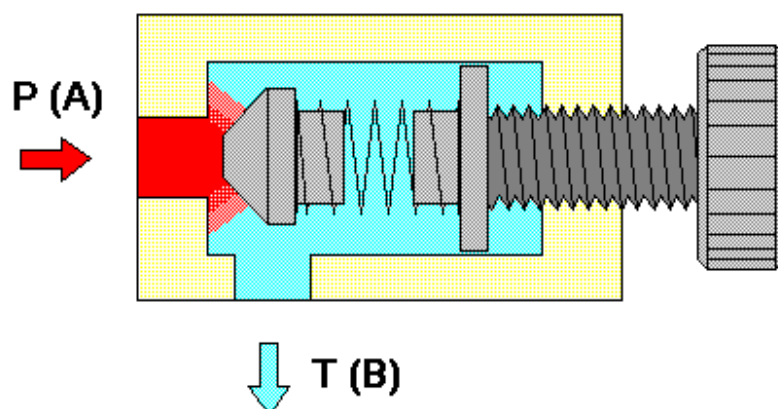
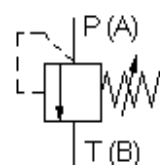
Усилие пружины, которым запорно – регулирующий элемент прижимается к седлу, можно настраивать на нужную величину.

Если сила, создаваемая давлением на входе, превышает усилие пружины, клапан открывается, часть жидкости сливается в гидробак. Давление на входе или остается постоянным в этом случае клапан остается постоянно открытым или падает и клапан закрывается.



Pressure relief valve (1)

a

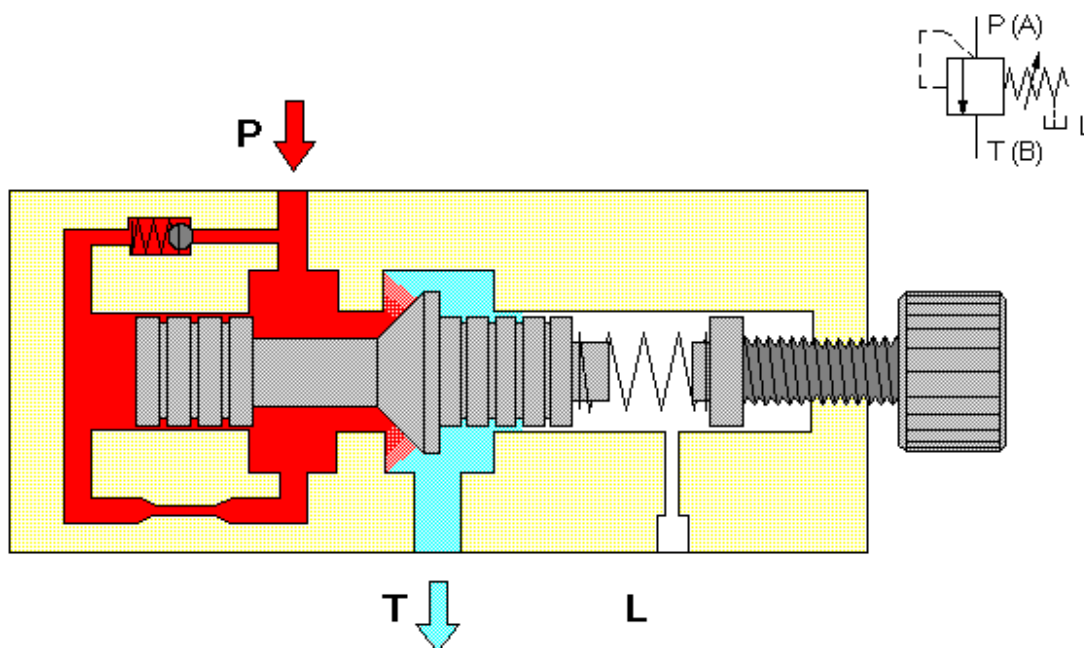


Pressure relief valve (2)

б

Рисунок 2 – Напорный клапан

Клапан представленный на рисунке 3 имеет золотниковую часть с уплотнительными элементами и запорно – регулирующий элемент клапанного типа. Клапан имеет обратную связь по давлению на входе.



Pressure relief valve, internally controlled, cushioned

Рисунок 3 - Напорный клапан с внутренним управлением

Силы действующие на запорный элемент рисунок 3 когда он открыт и находится в равновесии:

$$P_1 \frac{\pi D^2}{4} = P_2 \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) + c(x_0 + x),$$

где P_1 - давление на входе (P) клапана, P_2 – давление на выходе (T) клапана, D_1 – наружный диаметр запорного элемента, D – диаметр золотника, c – жесткость пружины, x_0 – величина предварительного поджатия пружины, x – величина текущего сжатия пружины. В этом случае $P_2 < P_1$. Понижение давления происходит за счет дросселирования через кольцевой зазор образованный коническим запорным элементом и седлом клапана.

На рисунке 4 и 5 представлены две гидравлические схемы для обеспечения постоянства скорости штока цилиндра при действии сил инерции на этот шток (тянущего усилия груза). В схеме на рисунке 4 в качестве поддерживающего элемента на выходе из гидроцилиндра установлен дроссель (регулятор расхода). Во второй схеме на рисунке 5 в качестве поддерживающего элемента на выходе из гидроцилиндра установлен напорный клапан.

На шток гидроцилиндра действуют силы:

$$P_1 S_1 - P_2 S_2 = F - F_G ,$$

где P_1, P_2 – давление в безштоковой и штоковой полостях цилиндра (Па), S_1, S_2 – площади поршня безштоковой и штоковой полостей цилиндра (м^2), F_H – тянущая нагрузка на штоке цилиндра $F_G = 89.9\text{Н}$, F – усилие развиваемое приводом на штоке цилиндра (Н). Цилиндр имеет характеристики: ход – 0.2м, внутренний диаметр цилиндра и поршня - $D = 0.016\text{м}$, диаметр штока – $d = 0.01\text{м}$.

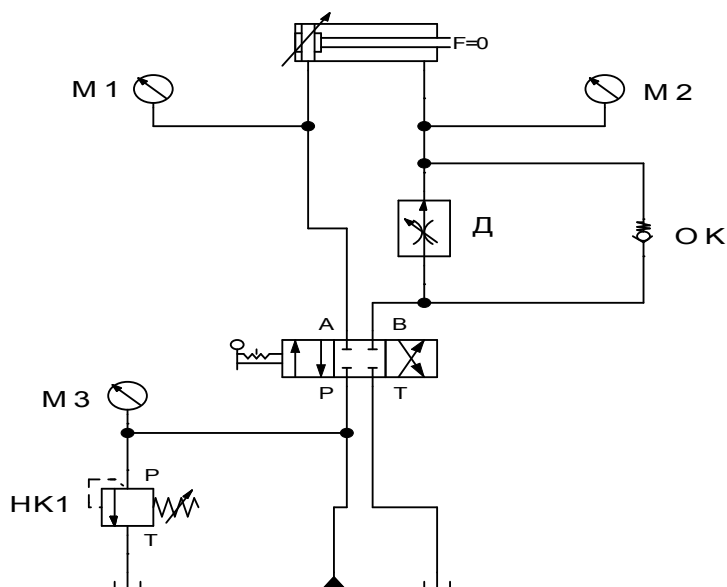


Рисунок 4 – Гидравлическая принципиальная схема для поддержания постоянной скорости при тянущей нагрузке с установкой дросселя на выходе

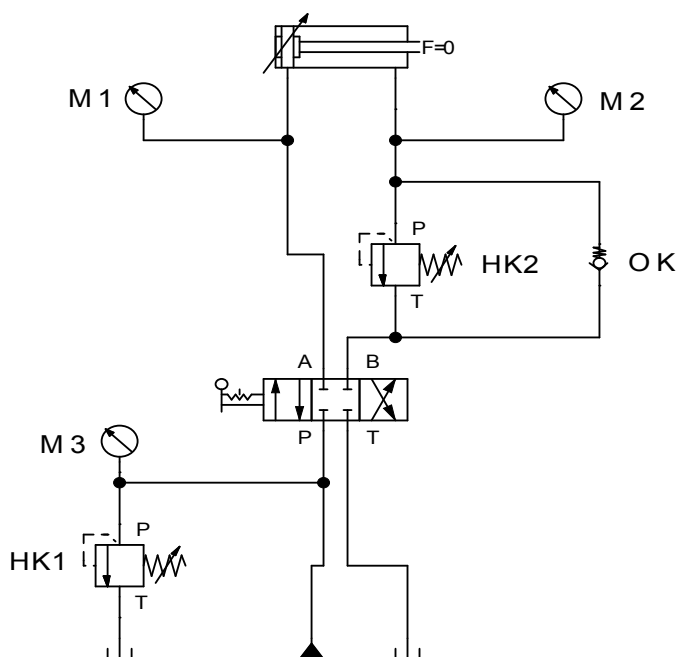


Рисунок 5 – Гидравлическая принципиальная схема для поддержания постоянной скорости при тянущей нагрузке с установкой поддерживающего клапана давления

Расход цилиндра в штоковой полости определяется по зависимости:

$$Q_{ш} = \frac{\pi D^2}{4} V = \frac{\pi D^2 L}{4t},$$

где D – диаметр цилиндра(м), L – ход цилиндра(м), t – время перемещения штока цилиндра на величину L (с).

Для измерения времени перемещения в схеме используется электро - секундомер, включение и выключение, которого происходит автоматически от оптических датчиков установленных по ходу штока. Сброс (обнуление) результатов - вручную нажатием правой кнопки на секундомере.

В сливном клапане предусмотрено нахождение нулевой точки, при которой шток цилиндра перестает двигаться.

4. Указания по выполнению работы

- 4.1. Ознакомится с условными обозначениями и элементной базой лабораторных стендов.
- 4.2. Из набора гидроэлементов и шлангов по схеме рисунок 4 собрать гидравлическую часть стенда. Гидравлический раздаточный элемент с вентилем для подвода напорной магистрали масла и сливной шланг установлены на стенде стационарно.
Внимание! Гидравлическую часть схемы собирать только при закрытом вентиле.
- 4.3. Прикрепить к штоку цилиндра груз.
Включить маслостанцию и открыть гидравлический вентиль.
Установить клапаном давления на манометре МЗ давление 30 бар. Установить дроссель в положение полностью закрыто, а затем отворачивая рукоятку до момента начала движения штока установить в положение 1. Включить распределитель на выдвижение штока с грузом гидравлического цилиндра, при этом измерить время t хода штока и давления P_1 , P_2 на входе и выходе из цилиндра данные занести в таблицу 1.
Повернуть рукоятку дросселя на один оборот в положение 2, 3, 4, 5 данные записать в таблицу 1.
Установить клапаном давления на манометре МЗ давление 40, 50 бар повторить измерения времени и давлений данные занести в таблицу 1. **Закреть гидравлический вентиль.**
- 4.4. Из набора гидроэлементов и шлангов по схеме рисунок 5 собрать гидравлическую часть стенда.
- 4.5. Установить рукоятку сливного клапана в положение 0 до упора. Открыть гидравлический вентиль. Установить клапаном давления на манометре МЗ давление 30 бар.
Распределителем подать давление – движение штока вниз, а затем отворачивая рукоятку сливного клапана до начала движения штока вниз установить в положение 1.

Таблица 1 – С дросселем

	$P_3 = 30 \text{ бар}$			$P_3 = 40 \text{ бар}$			$P_3 = 50 \text{ бар}$		
Дрос.	P_1 (бар)	P_2 (бар)	t (с)	P_1 (бар)	P_2 (бар)	t (с)	P_1 (бар)	P_2 (бар)	t (с)
1									
2									
3									
4									
5									

Включить распределитель на выдвижение штока с грузом гидравлического цилиндра, при этом измерить время t хода штока и давления P_1 , P_2 на входе и выходе из цилиндра данные занести в таблицу 2. Установить рукоятку сливного клапана сначала в положение 2, 3, 4, 5 поворачивая на $\frac{1}{4}$ оборота снять измерения времени и давления. Результаты измерения занести в таблицу 2.

Установить клапаном давления на манометре МЗ давление 40, 50 бар повторить установку нулевого положения клапана, измерения времени и давлений данные занести в таблицу 2.

Закреть гидравлический вентиль.

Таблица 2 – С поддерживающим клапаном

	$P_3 = 30 \text{ бар}$			$P_3 = 40 \text{ бар}$			$P_3 = 50 \text{ бар}$		
Клап.	P_1 (бар)	P_2 (бар)	t (с)	P_1 (бар)	P_2 (бар)	t (с)	P_1 (бар)	P_2 (бар)	t (с)
1									
2									
3									
4									
5									

- 4.6. Отключить гидростанцию, разобрать гидравлическую часть стенда.
- 4.7. Сделать необходимые расчеты и построить графические зависимости скорости перемещения, расхода и усилия на штоке цилиндра от положения дросселя и поддерживающего клапана при различных давлениях магистрали.

5. Контрольные вопросы

- 5.1. Объяснить назначение элементов гидравлической схемы?
- 5.2. Какими уравнениями описывается усилие на штоке цилиндра?
- 5.3. Каким образом в лабораторном стенде организована нагрузка на штоке цилиндра?
- 5.4. Какие параметры влияют на скорость движения штока цилиндра?
- 5.5. Для чего в схеме используется поддерживающий клапан?

Библиографический список

1. Меркле Д. Гидравлика, основной курс TP501: Учебное пособие, Том 1/ Д. Меркле, Б. Шрадер, М. Томес /. - Киев: Изд-во ДП «Фесто», 2002. - 130с.; ил.
2. Некрасов В.В. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / В.В. Некрасов. — Минск: Высшейш. шк., 1985. - 282 с.

4. Лабораторная работа № 11

Исследование быстродействия элементов гидропривода с устройством времени задержки

1. **Цель работы:** изучить принципиальную гидравлическую схему с одним исполнительным устройством гидроцилиндром и гидравлическим мотором. По заданной схеме из гидравлических элементов собрать лабораторный стенд, изучить работу привода в действии и влияние расхода и давления жидкости на быстродействие элементов привода.

2. Содержание работы

- 2.1. Ознакомится с условными обозначениями гидроэлементов.
- 2.2. Ознакомится с элементной базой лабораторного стенда.
- 2.3. Ознакомится с принципиальной гидравлической и электрической схемами управления работой гидроцилиндра.
- 2.4. Собрать стенд управления работой гидроцилиндра. Сделать необходимые измерения параметров привода.
- 2.5. Оформить отчет по проделанной работе.

3. Общие сведения

При работе гидравлического привода на его быстродействие влияет ряд параметров и характеристик элементов гидравлического привода.

Время перемещения поршня со штоком гидроцилиндра зависит от быстродействия срабатывания распределителя (t_1), времени распространения гидравлической волны от распределителя до цилиндра (t_2), времени заполнения начального объема полости цилиндра и шлангов до уровня давления масла, при котором начинается движение поршня (t_3). К начальному объему полости цилиндра относятся и объемы присоединяемых шлангов. Время запаздывания от подачи электрического сигнала на распределитель и до момента движения штока цилиндра определяется зависимостью

$$T = t_1 + t_2 + t_3 \quad (1)$$

Быстродействие срабатывания современных гидравлических распределителей лежит в диапазоне от $t_1 = 0.02 \dots 0.2$ секунды. Время распространения гидравлической волны определяют по зависимости

$$t_2 = \frac{L}{a}, \quad (2)$$

где L – длина трубопроводов (шлангов) в (м), a – скорость распространения звуковой волны в гидравлической среде (м/с).

Максимальная скорость распространения гидравлической волны не может превышать скорость распространения звуковой волны в гидравлической среде. Для минеральных масел $a = 1320 \dots 1440$ м/с. После открытия гидрораспределителя и начала движения поршня рабочего цилиндра давление p_p в рабочей полости гидроцилиндра достигает значения p_d давления движения не сразу. Поршень начинает двигаться по истечении некоторого времени t_3 от момента открытия распределителя, которое является временем запаздывания командного сигнала.

Время запаздывания командного сигнала представляет собой время, необходимое для повышения давления в гидроцилиндре до уровня, для преодоления сил сопротивления движению. Для его определения необходимо учесть сжимаемость жидкости и трубопроводов, т. е. увеличение объема за счет деформации шлангов, начальный объем шлангов и полости гидроцилиндра. Поскольку возрастание давления в рабочей полости изменяется по закону близкому к линейному то его можно принять по среднему значению. Время запаздывания определяем из следующей зависимости [1]

$$t_3 = \frac{4\sqrt{p_n}}{\mu S_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \left[Sl \left(\frac{1}{E} + \frac{d}{\delta E_T} \right) + \frac{V_o}{E} \right] \left(1 - \sqrt{1 - \frac{p_d}{2p_n}} \right), \quad (3)$$

где p_n – давление развиваемое насосом (Па), S – площадь проходного сечения трубопроводов (m^2), S_{dp} – площадь проходного сечения дросселя (m^2), l – длина трубопроводов от распределителя до цилиндра (м), E – объемный модуль упругости минерального масла (Па) $E = 150$ МПа, E_T – модуль упругости материала шлангов (Па) $E_T = 500$ МПа, δ – толщина стенки шланга (м)

$\delta = 0.003$ м, d – внутренний диаметр шланга $d = 0.004$ м, V_o – объем жидкости в шлангах, рабочей полости цилиндра $V_o = V_{ш} + V_{ц}$, $V_{ц} = 1 \cdot 10^{-6}$ м³, p_d – давление в полости цилиндра в момент движения (Па), ρ – плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

Площадь проходного сечения дросселя можно определить из зависимости

$$S_{dp} = \frac{Q_{dp}}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}, \quad (4)$$

где Q_{dp} – расход подаваемый в гидроцилиндр через дроссель (м³/с), μ – коэффициент расхода через дроссель $\mu = 0.5 \dots 0.7$, ΔP – перепад давления на дросселе $\Delta P = P_n - P_d / 2$ (Па).

Давление необходимое для движения штока с грузом определяем из зависимости

$$p_d = \frac{F_G + F_T}{S_{ш}}, \quad (5)$$

где F_G – вес тянущего груза (Н), $S_{ш}$ – площадь проточки поршня штоковой полости цилиндра (м^2). Гидравлический цилиндр установлен вертикально и в качестве нагрузки используется груз весом $F_G = 140\text{Н}$, который создает тянущее усилие на штоке. F_T – сила трения $F_T = 0.15 F_G$. Цилиндр имеет характеристики: ход – $X = 0.2\text{м}$, внутренний диаметр цилиндра и поршня – $D = 0.016\text{м}$, диаметр штока – $d = 0.01\text{м}$. $S_{ш} = 0.84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

В данной работе в гидравлической схеме в качестве емкости используется гидроаккумулятор.

Гидроаккумулятор – это гидроемкость, предназначенная для накопления и возврата энергии рабочей жидкости находящейся под давлением. В данной работе гидроаккумулятор используется как емкость в напорной линии приводящая к увеличению времени задержки движения штока гидроцилиндра от момента подачи электрического сигнала на распределитель.

По способу накопления энергии различают грузовые, пружинные, пневматические (газовые). В лабораторной работе применяется газовый гидроаккумулятор с мембранным разделителем. В качестве газа в гидроаккумуляторе используется азот. Схема гидроаккумулятора представлена на рисунке 1. Азот закачан в верхнюю часть аккумулятора под давлением 10 бар (1МПа). Начальный объем жидкости в гидроаккумуляторе находим по следующей зависимости

$$V_{жн} = V_k \left[1 - (p_r / p_n)^{\frac{1}{n}} \right], \quad (6)$$

где V_k – конструктивный объем гидроаккумулятора (м^3) $V_k = 3.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, p_r – давление азота в гидроаккумуляторе (Па) p_n – давление насоса, n – показатель политропы $n = 1.405$.

Конструктивный объем гидрогазового-аккумулятора включает: объем газовой камеры, полезный объем (изменяемый объем жидкосной камеры) и начальный объем жидкости в гидроаккумуляторе

$$V_k = V_r + V_n + V_{жн}, \quad (7)$$

Полезный объем в гидроаккумуляторе определяем из выражения

$$V_n = V_k (p_r / p_d - p_r / p_n)^{1/n}, \quad (8)$$

где p_r – давление азота в гидроаккумуляторе (Па), p_n – давление развиваемое насосом (Па), p_d – давление срабатывания поршня цилиндра.

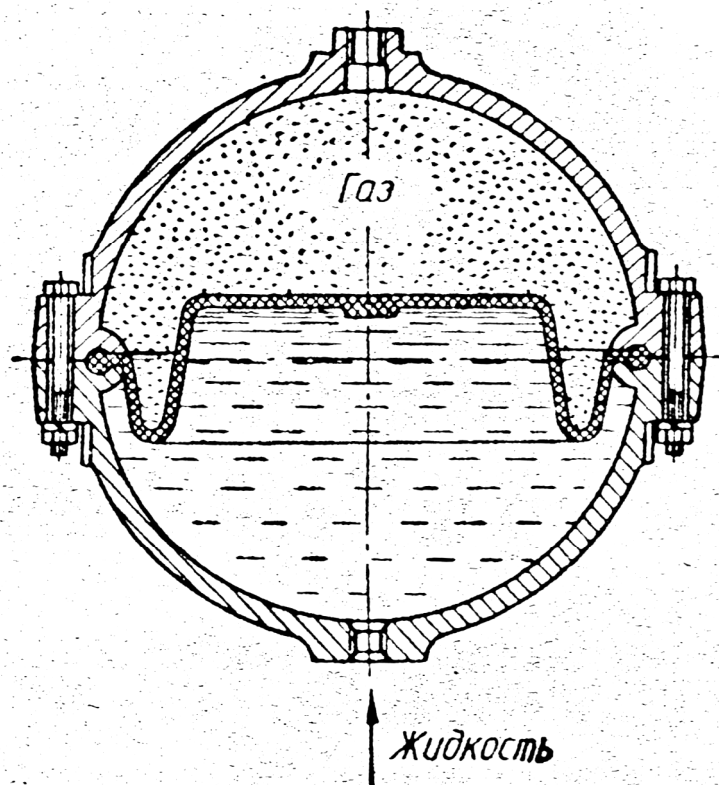


Рисунок 1 – Схема гидро-газового аккумулятора

Если гидроаккумулятор присоединить к штоковой полости цилиндра время задержки увеличится за счет заполнения его объема. Максимальное давление в газовом гидроаккумуляторе определяют из выражения

$$p_{\max} = \frac{p_{\Gamma}}{\left(\frac{n}{2n-1}\right)^{\frac{n}{n-1}}}, \quad (9)$$

где p_{Γ} – начальное давление азота в гидроаккумуляторе, n – показатель политропы $n = 1.405$, $p_{\Gamma} = 10$ бар.

Наращение давления газа в пневмогидроаккумуляторе происходит близкому к аperiodическому закону, аналогично нарастает и гидравлическое давление в гидроаккумуляторе и полости цилиндра по следующей зависимости

$$p = p_{\max} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right), \quad (10)$$

где t – время нарастания давления(с), T – постоянная времени аperiodического звена (с).

Время нарастания давления в гидроаккумуляторе и полости цилиндра

до момента страгивания поршня со штоком представлено на рисунке 2 и описывается выражением

$$t = \frac{V_{жн}}{Q_{др.ср}} + T \ln \frac{p_a + p_{max}}{p_a + p_{min}}, \quad (11)$$

где $V_{жн}$ – начальный объем жидкости в гидроаккумуляторе, $Q_{др.ср}$ – средний расход подаваемый в гидроаккумулятор и полость цилиндра, T – постоянная времени апериодического звена определяется из выражения

$$T = \frac{V_{п}}{RT\alpha}, \quad (12)$$

R – универсальная газовая постоянная для азота (Дж /кг·К), T – температура азота (К), α – проводимость гидравлической магистрали, которая зависит от давления насоса и других параметров, для гидроаккумулятора в гидравлической схеме $T = 2$ с для $P_n = 30$ бар, $T = 1.4$ с для $P_n = 40$ бар.

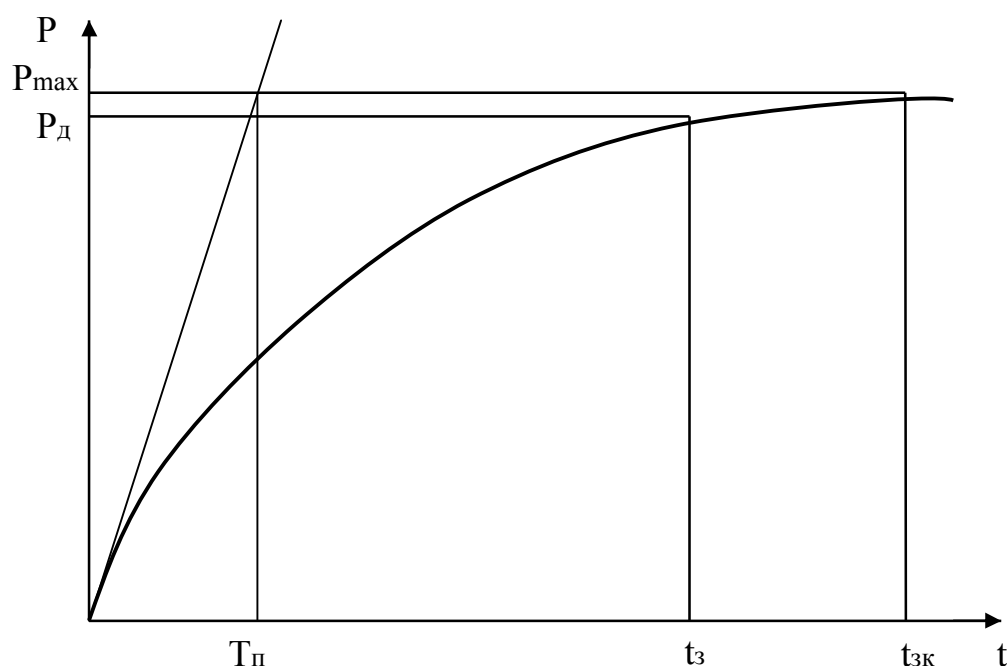


Рисунок 2 – График нарастания давления в гидропневмоаккумуляторе. Расход жидкости поступающий в аккумулятор и полость цилиндра меняется от момента открытия распределителя до момента страгивания поршня цилиндра.

С некоторым допущением считаем, что расход за это время изменяется (уменьшается) по линейной зависимости представленной ниже $Q_{др.ср} = 0.7 Q_{др.}$,

где $Q_{др}$ – расход установленный дросселем гидросхемы, p_a – атмосферное давление p_{max} , p_{min} – максимальное и минимальное гидравлическое избыточное давление в гидроаккумуляторе. Максимальное гидравлическое давление в гидроаккумуляторе в данной схеме определяется давлением страгивания поршня со штоком гидроцилиндра, а минимальное гидравлическое давление давлением газа (азота) p_r . Первый член уравнения (11) показывает, что нарастание избыточного гидравлического давления от нуля до 10 бар (равное давлению азота) происходит в полости начального объема жидкости гидроаккумулятора. Второй член уравнения показывает, что нарастание давления от $p_r = 10$ бар и до давления страгивания (p_d) происходит за счет сжатия газа – азота и газовой камеры гидроаккумулятора.

В качестве устройства измеряющего расход в работе используется гидромотор вал, которого соединен с датчиком вращения. Датчик вращения вырабатывает электрический сигнал в виде напряжения пропорциональный его скорости вращения. Учитывая, что гидравлический двигатель имеет устойчивую зависимость рабочего объема на оборот можно определить его расходную характеристику.

Гидромотор – это гидродвигатель с вращательным движением ведомого звена.

Гидромоторы по конструктивному признаку можно классифицировать на:

- поршневые или плунжерные (радиально-поршневые и аксиально-поршневые);
- шестеренчатые;
- пластинчатые или ротационные.

По виду регулирования на:

- нерегулируемые;
- регулируемые.

По направлению вращения выходного звена:

- не реверсируемые;
- реверсируемые.

Если каждая рабочая камера гидромотора совершает один рабочий цикл за один оборот выходного звена, то это – гидромоторы однократного действия. Гидромоторы, у которых каждая рабочая камера совершает за один оборот выходного звена два и более рабочих циклов, называются гидромоторами многократного действия. Крутящий момент ($Nм$) для моторов многократного действия определяется по формуле

$$M_{\phi} = \frac{V}{2\pi} \Delta p m \eta_m, \quad (13)$$

где V – рабочий объем гидромотора на один оборот ($м^3/об$); m – число ходов рабочих органов за один оборот выходного звена; η_m -

механический КПД $\eta_M = \frac{M_\phi}{M_T}$; M_T – теоретический момент на валу

двигателя (Нм); Δp – перепад давления на входе и выходе гидромотора (Па). Для мотора однократного действия $m = 1$.

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l z, \quad (14)$$

где d – диаметр рабочей камеры (м), l – ход приводного звена рабочей камеры (м), z – число рабочих камер.

Частота вращения выходного звена (об/с)

$$n = \frac{Q}{V m} \eta_0, \quad (15)$$

где Q – объемный расход мотора ($\text{м}^3/\text{с}$), η_0 – объемный КПД.

Объемный КПД гидромотора $\eta_o = \frac{Q_T}{Q_\phi}$, Q_T , Q_ϕ – теоретическая и фактическая подача (объемный расход) мотора.

Мощность на выходном валу мотора (Вт)

$$N = M \omega = 2 \pi n M, \quad (16)$$

где n – частота вращения выходного звена (об/с).

Общий КПД объемной машины называют отношение полезной мощности на выходе к затраченной на входе

$$\eta = \frac{N_n}{N_z} = \frac{Q_T M_\phi}{Q_\phi M_T}. \quad (17)$$

В данной работе гидромотор используется как датчик расхода.

На рисунке 3 представлена гидравлическая и электрическая схема установки. К штоку гидравлического цилиндра подвешен груз. Для управления работой гидроцилиндра используется 4/3 распределитель с двухсторонним электрическим управлением (1Y1, 1Y2).

Последовательно между насосом и распределителем с электроуправлением установлен 4/3 распределитель с односторонним ручным управлением. Между распределителем (каналом P), и гидростанцией установлен датчик расхода в виде реверсивного гидромотора с датчиком. На входе магистрали (P) установлен регулируемый дроссель и переливной клапан. Выходной канал A электро- распределителя соединен с штоковой полостью гидроцилиндра и блоком гидро- аккумулятора состоящим из распределителя предохранительного клапана и гидро- газовой емкости.

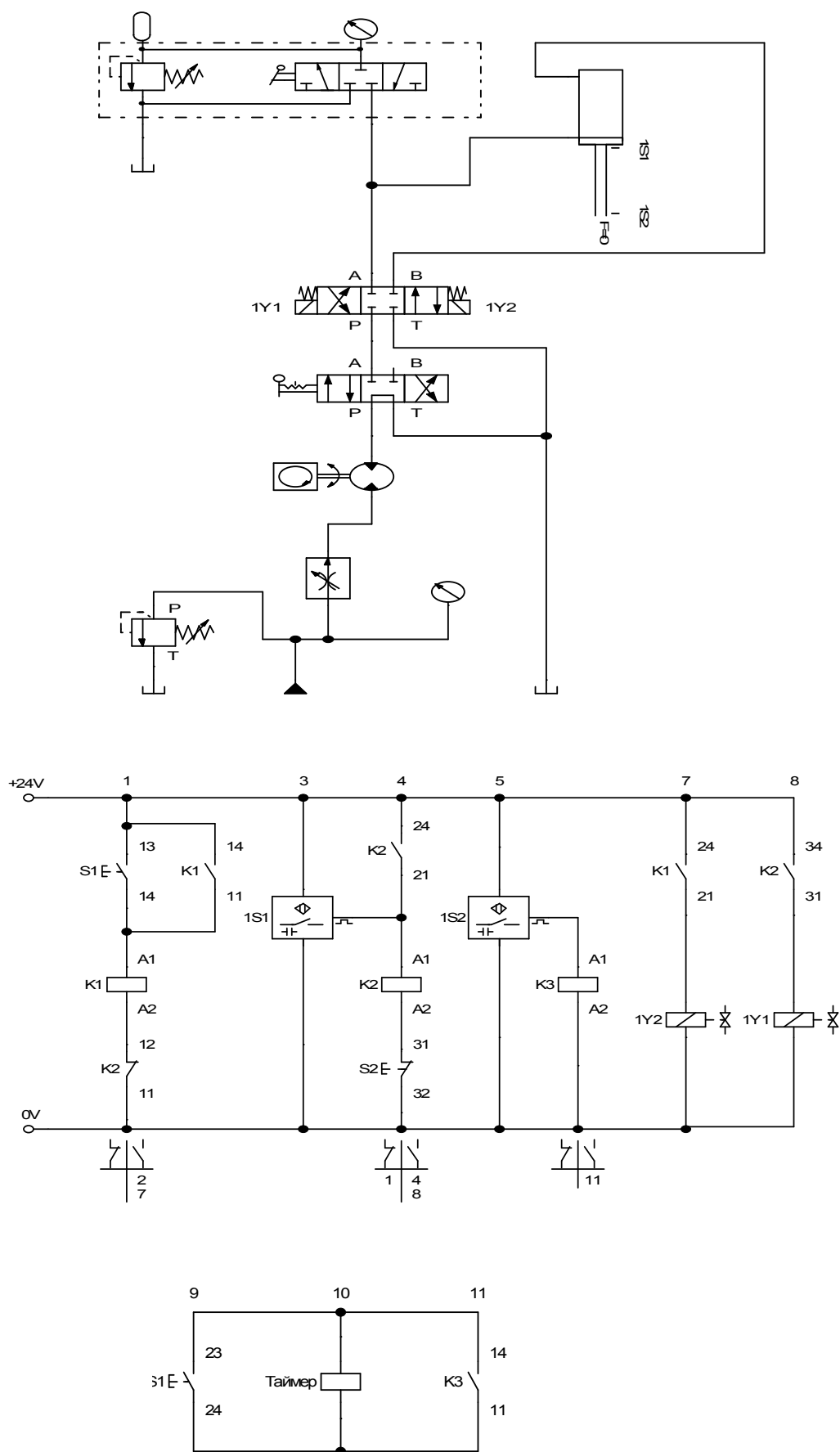


Рисунок 3 – Схема гидравлическая и электрическая принципиальная

Электрическая часть схемы работает следующим образом. При нажатии на кнопку S1 срабатывает катушка K1 реле и замыкаются ее контакты K1(11,14), K1(21,24) и кнопка S1 находится в режиме самоудержания, при этом срабатывают контакты 23,24 таймер запускается. Контакт K1(21,24) замыкает катушку 1Y1 распределителя и масло подается в штоковую полость гидроцилиндра. Как только давление в полости поднимется до значения p_d шток цилиндра начнет движение вверх замкнет контакты датчика 1S2, который запитывает катушку реле K3 размыкая тем самым контакты таймера. Шток продолжает двигаться вверх и в верхнем положении замыкает датчик 1S1, который запитывает катушку реле K2 и замыкает контакты K2 (21,24), K2 (31,34) и размыкает контакты K2 (11,12). Контакты K2 (11,12) размыкают катушку реле K2 кнопку S1, катушку 1Y1 распределителя, а контакты K2 (31,34) замыкают катушку распределителя 1Y2. Распределитель переключается и масло подается в бесштоковую полость гидроцилиндра а штоковая соединяется со сливом при этом шток цилиндра начинает двигаться вниз до крайнего положения. Для повторения цикла сначала необходимо нажать S2, контакты которой обесточат катушку K2 и замкнут контакты K2 (11,12). Затем весь цикл можно повторять.

4. Указания по выполнению работы

- 4.1. Ознакомится с условными обозначениями и элементной базой лабораторных стендов.
- 4.2. Из набора гидроэлементов и шлангов по схеме рисунок 3 собрать гидравлическую часть стенда. Гидравлический раздаточный элемент с вентилем для подвода напорной магистрали масла и сливной шланг установлены на стенде стационарно.
Внимание! гидравлическую часть схемы собирать только при закрытом вентиле или отключенной гидростанции.
Собрать электрическую часть стенда.
- 4.3. Прикрепить к штоку цилиндра груз. Установить распределитель в нейтральное положение.
Включить маслостанцию и открыть гидравлический вентиль.
Установить клапаном давления на манометре давление 30 бар.
Установить дроссель в положение «полностью закрыто», а затем отворачивая рукоятку установить в положение 1- по прибору В (расход 1л/мин).
Установить распределитель гидроаккумулятора в положение «присоединен к гидролинии».
Нажать кнопку S1 , движение штока с грузом гидравлического цилиндра произойдет с некоторым запаздыванием, при этом измерить время t данные занести в таблицу 1.

Таблица 1

P = 30 бар F = 140 Н				
Q (л / мин)	t ₁ (с)	t ₂ (с)	t ₃ (с)	t _{ср} (с)
1.0				
1.5				
2.0				
2.5				
3.0				

- 4.4. Повернуть рукоятку дросселя на один оборот в положение 2, 3, 4, 5 данные записать в таблицу 1.
 - 4.5. Установить распределитель гидроаккумулятора в нейтральное положение (отсоединен от гидрролинии).
Снять время задержки при расходе 0.3 л/мин.
 - 4.6. Установить клапаном давления на манометре давление 40 бар напорной магистрали повторить измерения времени при расходе 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0 данные занести в таблицу 2 аналогичную таблицы 1.
 - 4.7. Установить распределитель гидроаккумулятора в нейтральное положение (отсоединен от гидрролинии).
Снять время задержки при расходе 0.3 л/мин давление 40 бар. **Закреть гидравлический вентиль.**
Разобрать стенд, элементы уложить на место.
- В отчете представить экспериментальные и теоретические графические зависимости времени задержки от расхода $t_3 = f(Q)$ для различных давлений насоса.

5. Контрольные вопросы

- 5.1. От чего зависит время запаздывания командного сигнала для начала движения штока гидроцилиндра?
- 5.2. Какие параметры и как влияют на запаздывание командного сигнала?
- 5.3. Для чего в гидроприводе применяется гидроаккумулятор?
- 5.4. Что из себя представляет гидро - газовый аккумулятор и какими основными параметрами он характеризуется.

- 5.5. Какие бывают гидромоторы и как гидромотор используется в гидросхеме лабораторной работы?
- 5.6. Из каких основных элементов представлена гидравлическая схема лабораторной установки?
- 5.7. объяснить какой автоматический цикл обеспечивает электрическая принципиальная схема лабораторного стенда?
- 5.8. Какие параметры влияют на время запаздывания командного сигнала (экспериментальное и теоретическое)?

Библиографический список

1. Д. Меркле, «Электрогидравлика», Основной курс ТР601: Учебник / Д. Меркле, К. Рупп, Д. Штольц/. - Киев: Изд-во ДП «Фесто», 2002. - 202с.: ил.
2. Некрасов В.В. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / В.В. Некрасов. — Минск: Выш. шк., 1985. - 282 с.
3. Федорец В.А. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков/ В.А .Федорец, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко и др. - К.: Вища шк., Головное издательство, 1987. – 375 с.

