

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

В. Я. Свербилов, А. Б. Прокофьев

ГИДРОПРИВОД И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА АВТОМАТИКИ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

САМАРА
Издательство СГАУ
2006

УДК 621.226 (075)
ББК 34.400.47
С 242



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области аэро-
космических и геоинформационных технологий"**

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. П. К. Кузнецов
д-р техн. наук, проф. В. В. Брюк

С 242 **Свербилов В. Я.**
Гидропривод и гидравлические средства автоматики: учеб.
пособие / В. Я. Свербилов, А. Б. Прокофьев. – Самара: Изд-во
Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. –126 с. : ил.

ISBN 5-7883-0503-9

Рассмотрены область применения и назначение гидропривода, его преимущество перед другими видами приводов. Дано описание различных схем подключения гидродвигателей и возможных способов регулирования скорости и усилия, работы элементов гидропривода. Представлено описание лабораторных работ по определению статических характеристик насоса и объемного гидропривода, по экспериментальному определению и теоретическому расчету характеристик гидропривода системы управления авиационного ГТД, по изучению устройства, принципа работы и характеристик гидропривода пресса.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 15.08.02 "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика" и может быть использовано при подготовке к лекциям, лабораторным работам, в курсовом и дипломном проектировании.

УДК 621.226 (075)
ББК 34.400.47

ISBN 5-7883-0503-9

© Свербилов В. Я., Прокофьев А. Б., 2006
© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2006

ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения	5
Предисловие.	6
Введение.	7
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1	
Изучение схем подключения гидроцилиндров с односторонним штоком.	10
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2	
Гидропривод с последовательным расположением дросселя в напорной гидрролинии.	16
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3	
Гидропривод с параллельным расположением дросселя.	24
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4	
Гидропривод с регулятором расхода.	32
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5	
Гидропривод с управлением скоростью по пути.	39
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6	
Гидропривод с последовательным движением двух гидродвигателей.	42
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7	
Гидропривод с синхронизацией движения двух гидродвигателей.	44
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8	
Гидропривод с пневмогидравлическим аккумулятором.	46
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9	
Гидропривод с электрогидроавтоматикой.	52
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 10	
Гидропривод регулируемого направляющего аппарата авиационного газотурбинного двигателя.	55

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 11	
Гидропривод пресса фирмы Erfurt PTR 2000 + 1200.	68
11.1 Общие сведения о кузнечно-прессовом оборудова- нии.	69
11.2 Назначение и принцип действия пресса Erfurt. . . .	71
11.3 Гидропривод кузнечно-прессового производства. . .	75
11.4 Характеристика, системы и агрегаты гидропривода пресса Erfurt.	76
11.5 Описание работы гидропривода пресса Erfurt. . . .	99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.	121
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.	122
ПРИЛОЖЕНИЯ	123

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- D - коэффициент вязкого трения;
 F - площадь;
 J - коэффициент жесткости пружины;
 K - модуль объемной упругости, Па;
 L - длина окружности кулачка в секторе поворота;
 l - длина управляющих щелей золотникового распределителя;
 M - приведенная масса подвижных частей;
 Q - расход рабочей среды;
 p - давление рабочей среды;
 R - сила;
 V - объем;
 v - скорость движения жидкости, м/с;
 R_0, r_0 - радиусы;
 X_{max} - максимальное отклонение образующей кулачка;
 Δp - потери давления, Па;
 α - температурный коэффициент объемного расширения, 1/°C;
 β_p - коэффициент объемного сжатия, м²/Н;
 η - КПД.;
 μ - динамическая вязкость жидкости, Па·с;
 ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с.
 ξ - коэффициент сопротивления;
 ρ - плотность рабочей среды;
 σ_0 - перекрытие щелей в золотниковом распределителе;
 τ - касательное напряжение, Па.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Гидравлический привод находит свое применение в различных отраслях машиностроения в качестве исполнительных органов систем управления и автоматизации производственных процессов, следящих приводов транспортных средств, приводов рабочих органов машин и оборудования различного назначения.

Возрастание требований к гидравлическим средствам автоматики явилось причиной углубленного изучения свойств гидравлических устройств, развития методов расчета систем, построенных с использованием этих устройств.

Курс “Гидроприводы и гидравлические средства автоматики” раскрывает студентам основные особенности устройства, конструкции, принципов и методов работы элементов гидравлических систем. При этом проводятся максимальные обобщения, которые возможны благодаря тому, что процессы в таких системах подчиняются общим закономерностям, определяемым при помощи теории автоматического регулирования и гидромеханики.

Учебное пособие написано по материалам лабораторных работ и лекций, проводимых авторами в Самарском государственном аэрокосмическом университете для студентов специальности 15.08.02 “Гидравлические машины, гидроприводы и пневмогидроавтоматика”, содержит результаты выполненных ими исследований и обобщение других работ в области гидропривода и средств гидроавтоматики.

ВВЕДЕНИЕ

Системой называется совокупность каких-либо объектов, связанных определенными формами взаимодействия или взаимозависимости. Если объектами служат технические устройства, взаимодействия которых осуществляются с помощью жидкости, то такие системы называют гидравлическими, или сокращенно гидросистемами. Используемые в них жидкости называются в дальнейшем рабочей средой.

Гидросистемы с давних пор используются в технике. С изобретением паровых машин и развитием фабричного производства возникла необходимость в передаче энергии на расстояния и в управлении машинами. Для этого стали применяться жидкости под давлением. Появление электрических машин на некоторое время приостановило развитие гидросистем. Однако электрические машины не могли полностью удовлетворить требованиям по мощности и быстродействию, в связи с чем в настоящее время широкое применение получили различные гидравлические механизмы и машины. Сейчас гидросистемы играют важную роль в самых разнообразных отраслях техники.

По своему назначению гидросистемы можно разделить на:

- 1) системы, которые используются при управлении различными машинами, станками, аппаратами;
- 2) системы, обеспечивающие рабочий процесс в этих объектах.

Гидросистемы, предназначенные для управления машинами, станками и аппаратами, называются системами управления. При этом под управлением понимается комплекс действий, направленных на достижение в каком-либо процессе определенной цели. Современные гидросистемы управления крайне разнообразны и могут различаться по принципу действия, назначению, конструкции устройств, составляющих систему, и по другим признакам.

В соответствии с выполняемыми функциями элементов в гидросистеме управления можно выделить: источник питания, цепи

управления, исполнительные устройства. От источника питания производится снабжение остальных частей системы рабочей средой под давлением. Часто источниками питания являются отдельные насосные станции.

Цепи управления представляют собой совокупность устройств, предназначенных для преобразования и передачи целенаправленных сигналов от операторов или контролирующих какой-либо процесс автоматических устройств к исполнительным устройствам. В цепях управления, как правило, передаваемые сигналы усиливаются по мощности за счет использования энергии, подводимой с рабочей средой от источника питания. Цепь управления и исполнительное устройство образуют гидравлический привод (гидропривод).

Данное учебное пособие представляет собой сборник 11 лабораторных работ, выполняемых на учебном оборудовании кафедры «Автоматические системы энергетических установок». Первые девять из лабораторных работ, описанных в учебном пособии, выполняются на типовом учебном стенде, приобретенном в ходе реализации Инновационной образовательной программы «Развитие центра компетенции и подготовка специалистов мирового уровня в области аэрокосмических и геоинформационных технологий».

Учебный стенд представляет собой двухстороннюю универсальную лабораторную установку производства фирмы "Экоинвент", предназначенную для монтажа и испытаний гидравлических систем. Системы собираются на монтажной панели из заданного набора функциональных устройств, прилагаемых к стенду. Перечень устройств, входящих в комплектацию учебного стенда, приведен в приложении 1.

Стенд позволяет определять статические и динамические (переходные) характеристики гидроприводов различной структуры и их элементов. Предусмотрена возможность управления гидроприводом с помощью электрической релейно-контактной системы

управления, которая может быть собрана на базе типовых устройств (электромагнитные реле, путевые выключатели, реле давления, соединительные провода и пр.)

Основные параметры гидроцилиндров, используемых на стендах, приведены в приложении 2. Стенды оснащены двумя насосными установками, состоящими из пластинчатых насосов с отдельными напорными гидролиниями. Номинальная подача каждого насоса составляет 3,6 л/мин при давлении 6,3 МПа. Гидробак емкостью 13 л размещен внутри стола стенда. Подключение гидравлических устройств осуществляется гибкими шлангами с быстроразъемными гидравлическими соединениями. Устройства на монтажной панели крепятся специальными механическими замками. Вертикальный гидроцилиндр нагружен грузом постоянной массы. Каждый стенд содержит пневмогидравлический аккумулятор. Измерение давлений осуществляется пружинными манометрами, а измерение расхода — с помощью мерного бака и секундомера.

Включение стенда осуществляется кнопкой "Пуск", расположенной на стенде сбоку, а аварийный останов — кнопкой "Аварийное отключение", расположенной на монтажной панели.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Изучение схем подключения гидроцилиндров с односторонним штоком

В гидроприводах поступательного движения в качестве гидродвигателя чаще всего используются гидроцилиндры. Различают гидроцилиндры с односторонним и двухсторонним штоком, понимая под первым поршневой гидроцилиндр со штоком, расположенным с одной стороны поршня, а под вторым — гидроцилиндр со штоками, расположенными по обе стороны поршня. Часть рабочей камеры гидроцилиндра, ограниченная корпусом, поршнем и крышкой, называется поршневой полостью, а часть рабочей камеры гидроцилиндра, ограниченная поверхностями корпуса, поршня, штока и крышки, называется штоковой полостью.

Помимо приведенной классификации различают гидроцилиндры одностороннего и двухстороннего действия. У первых движение выходного звена в одну сторону происходит за счет давления рабочей жидкости, а в противоположную — за счет каких-либо иных сил (пружины, силы тяжести приводимого узла и пр.).

У вторых движение выходного звена в обе стороны происходит за счет давления рабочей жидкости.

Существует несколько схем подключения гидроцилиндров с односторонним штоком. Наиболее распространенной является схема, изображенная на рисунке 1.1. При такой схеме усилие, развиваемое гидроцилиндром $GЦ1$ при выдвигании штока (прямой ход), больше усилия, возникающего при его втягивании (обратный ход). В то же время скорость движения выходного звена при прямом ходе меньше, чем при обратном.

В соответствии с рисунком 1.1 для установившихся режимов усилие R и скорость движения выходного звена v при прямом ходе определяются выражениями:

$$R = F_1 p_1 - F_2 p_2 = F_1 (p_1 - m p_2),$$

$$v = \frac{Q_1}{F_1} = \frac{Q_2}{F_2} = \frac{Q_2}{m F_1}, \quad (1.1)$$

где F_1, F_2 - рабочие площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра соответственно;

Q_1 - расход жидкости, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра;

Q_2 - расход жидкости, вытесняемый из штоковой полости гидроцилиндра;

$$m = F_2 / F_1;$$

p_2, p_1 - давления в поршневой и штоковой полостях соответственно.

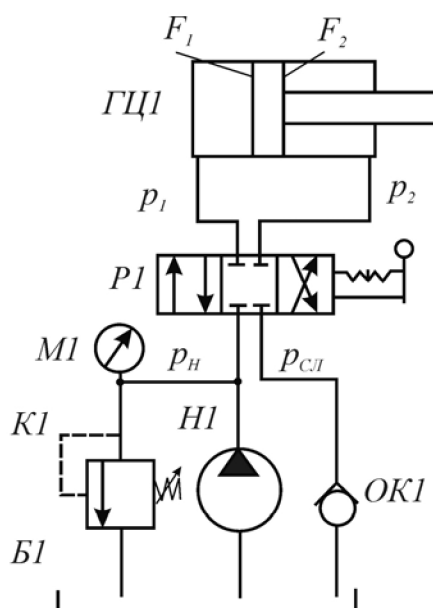


Рисунок 1.1 – Схема 1 подключения гидроцилиндра с односторонним штоком

Пренебрегая объемными и гидравлическими потерями в системе и предполагая, что напорный клапан $K1$ работает в режиме предохранительного, получим следующие формулы для прямого хода:

$$\begin{aligned} R &= F_1(p_H - mp_{сл}), \\ v &= \frac{Q_H}{F_1}, \end{aligned} \quad (1.2)$$

где $p_H, p_{сл}$ - давления в напорной и сливной линиях соответственно;

Q_H - фактическая подача насоса $H1$.

При обратном ходе развиваемое приводом усилие и скорость соответственно равны:

$$\begin{aligned} R &= F_2 p_H - F_1 p_{сл} = F_1 (mp_H - p_{сл}), \\ v &= \frac{Q_H}{F_2} = \frac{Q_H}{mF_1}. \end{aligned} \quad (1.3)$$

На рисунке 1.2 изображена дифференциальная схема подключения гидроцилиндра. В данной схеме штоковая полость постоянно соединена с напорной магистралью, а поршневая — попеременно с нагнетательной и сливной в зависимости от положения распределителя. При выдвигании штока расход Q_I , поступающий в поршневую полость гидроцилиндра, равен:

$$Q_I = Q_H + vmF_1. \quad (1.4)$$

Таким образом, по сравнению со схемой, изображенной на рисунке 1.1, использование дифференциальной схемы позволяет увеличить скорость прямого хода поршня при снижении развиваемого усилия:

$$\begin{aligned} R &= p_H F_1 (1 - m), \\ v &= \frac{Q_H}{(1 - m)F_1}. \end{aligned} \quad (1.5)$$

Для обратного хода R и v определяются выражениями (1.3).

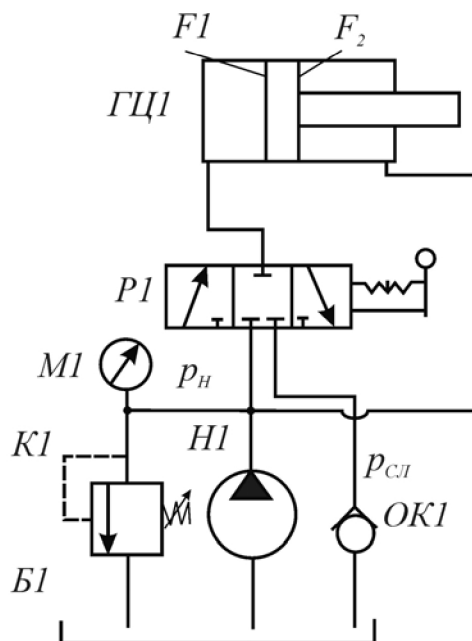


Рисунок 1.2 – Схема 2 подключения гидроцилиндра с односторонним штоком

Цель работы

Целью работы является ознакомление с различными схемами подключения одноштоковых гидроцилиндров, работающих в составе объемного гидропривода.

Описание схем испытаний

В лабораторной работе предлагается собрать две схемы гидропривода, отличающиеся способом подключения гидроцилиндра (см. рисунки 1.1, 1.2). При этом используется одноштоковый гидроцилиндр ГЦ1, управляемый трехпозиционным распределителем P1 с электромагнитным или ручным управлением. В схеме следует предусмотреть клапан давления К1, работающий в режиме предохранительного, и манометр М1 для измерения давления настройки клапана К1.

Порядок выполнения эксперимента

1. Соединить насос с мерным баком. Включить электродвигатель насоса и с помощью секундомера измерить время наполнения мерного бака. Зафиксировать объем жидкости в мерном баке. Выключить электродвигатель насоса и убедиться в падении давления в системе.
2. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 1.1.
3. Включить электродвигатель насоса. Обеспечить максимальный расход жидкости через клапан *K1*, переключив распределитель *P1* в среднее положение. Изменяя величину начальной затяжки пружины клапана *K1*, настроить его на давление 5 МПа. Давление фиксировать по манометру *M1*.
4. Переключая направляющий распределитель *P1*, визуально убедиться в перемещении выходного звена гидроцилиндра *ГЦ1* в обе стороны.
5. С помощью секундомера определить время прямого и обратного хода выходного звена гидроцилиндра *ГЦ1* от упора до упора и результаты измерений занести в таблицу 1.1.
6. Повторить эксперимент еще два раза.
7. Установить распределитель *P1* в среднее положение. Выключить электродвигатель насоса и убедиться в падении давления в системе.
8. Собрать схему, изображенную на рисунке 1.2. Включить электродвигатель насоса и повторить пункты 4-7.

Обработка результатов эксперимента

1. По измеренным в п. 1 значениям времени наполнения мерного бака t и объему жидкости в мерном баке V определить подачу насоса на холостом ходу Q_H по формуле

$$Q_H = V/t.$$

2. Определить среднеарифметические значения времени по результатам 3-х экспериментов, выполненных для каждой схемы. Рассчитать скорости движения выходного звена *ГЦИ*.

3. Рассчитать теоретические значения скоростей движения выходного звена *ГЦИ* для схем №1 и №2, используя геометрические параметры гидроцилиндра (см. приложение 2) и подачу насоса на холостом режиме работы.

Таблица 1.1

Номер эксперимента		Схема 1			Схема 2		
		1	2	3	1	2	3
Прямой ход	Время, с						
	Среднее время, с						
	Скорость, м/с						
Обрат- ный ход	Время, с						
	Среднее время, с						
	Скорость, м/с						

Анализ полученных результатов

1. Сравнить теоретические и экспериментальные значения установившихся скоростей движения гидроцилиндра для схем 1 и 2.

2. Объяснить возможное различие теоретических и экспериментальных значений скоростей.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Гидропривод с последовательным расположением дросселя в напорной гидролинии

Гидроприводы с последовательным расположением дросселя получили широкое распространение благодаря возможности питания от одного насоса нескольких гидродвигателей, широкому диапазону регулирования скорости, плавности движения выходного звена.

В регулируемых гидроприводах данного типа дроссель может быть установлен в напорной или сливной гидролинии. В первом случае достигается большая плавность при старте с места выходного звена. В то же время установка дросселя в сливной гидролинии позволяет обеспечить работу при знакопеременной нагрузке, уменьшить нагрев гидродвигателя.

Принципиальная схема гидропривода с последовательным расположением дросселя в напорной гидролинии приведена на рисунке 2.1. Скорость движения выходного звена гидроцилиндра *ГЦ1* определяется поступающим в него расходом рабочей жидкости. В свою очередь, расход жидкости зависит от открытия дросселя *ДР1* и перепада давлений на нем. Последнее обстоятельство приводит к зависимости скорости движения выходного звена *ГЦ1* от нагрузки на гидроцилиндре.

Для регулирования скорости необходимо изменять площадь проходного сечения дросселя *ДР1*. При этом часть подачи насоса сливается в бак *Б1* через клапан *К1*, работающий в режиме переливного. Этим обеспечивается постоянство давления в напорной линии p_H соответствующее давлению $p_{кл}$ настройки клапана *К1*.

При условии пренебрежения объемными и гидравлическими потерями и при встречной нагрузке, действующей на выходное звено *ГЦ1*, его установившаяся скорость движения для прямого хода определяется выражением

$$v = \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{кЛ} - p_{сл} m - \frac{R}{F} \right)}, \quad (2.1)$$

где F - площадь поршня;

f - площадь проходного сечения дросселя;

m - отношение рабочих площадей штоковой и поршневой полостей;

μ - коэффициент расхода через дроссель;

ρ - плотность рабочей жидкости;

$p_{сл}$ - давление в сливной линии;

R — нагрузка на выходном звене ГЦИ.

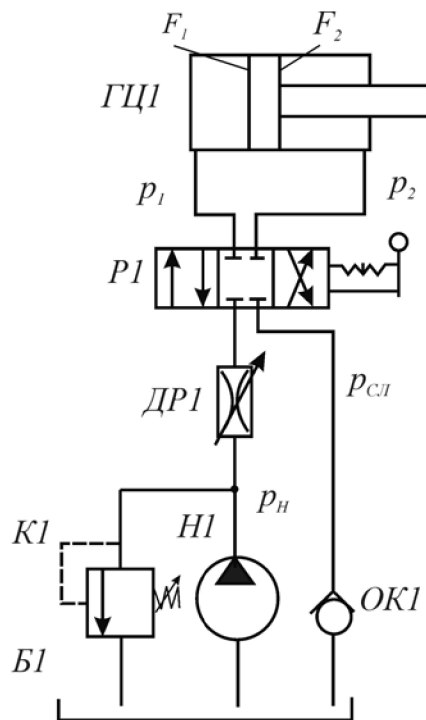


Рисунок 2.1 - Принципиальная схема гидропривода

Максимальное усилие R_T (усилие торможения), развиваемое гидроприводом, имеет место при нулевой скорости движения выходного звена ГЦИ и находится из формулы

$$R_T = F(p_{кл} - p_{сл} m). \quad (2.2)$$

Развиваемая насосом HI мощность равна

$$N_H = p_H Q_H, \quad (2.3)$$

где Q_H - подача насоса.

Выходная мощность гидропривода определяется выражением

$$N_{Ц} = Rv = \frac{\mu f}{F} R \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{кл} - p_{сл} m - \frac{R}{F} \right)}, \quad (2.4)$$

а мощность, теряемая на дросселе, соотношением вида

$$N_{ДР} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{кл} - p_{сл} m - \frac{R}{F} \right)^{3/2}}. \quad (2.5)$$

КПД регулируемой части гидропривода определяется по формуле

$$\eta = \frac{N_{Ц}}{N_H}. \quad (2.6)$$

Статические характеристики гидропривода с последовательным расположением дросселя, построенные для максимальной проходной площади дросселя f_{max} и двух промежуточных значений площади (f' ; f''), показаны на рисунке 2.2. Графики соответствуют случаю $f_{max} > f' > f''$.

Цель работы

Целью работы является получение статических характеристик гидропривода с последовательным расположением дросселя в напорной гидролинии.

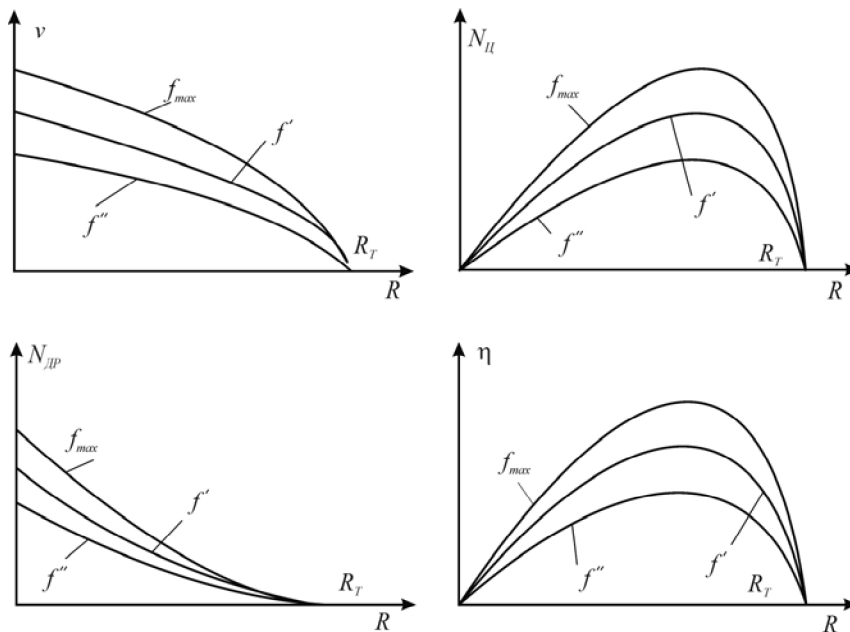


Рисунок 2.2 - Статические характеристики гидропривода с дросселем в напорной гидролинии

Описание схемы испытаний

Схема испытаний приведена на рисунке 2.3. Объектом испытаний является гидропривод с последовательным расположением дросселя *ДР2* в напорной гидролинии. Направление движения выходного звена гидроцилиндра *ГЦ1* обеспечивается переключением направляющего распределителя *Р1*. Имитация встречной нагрузки осуществляется регулируемым дросселем *ДР1*. При этом эквивалентная нагрузка на выходном звене может быть определена из выражения

$$R = mF(p_2 - p_{сл}), \quad (2.7)$$

где p_2 - давление в штоковой полости гидроцилиндра *ГЦ1*.

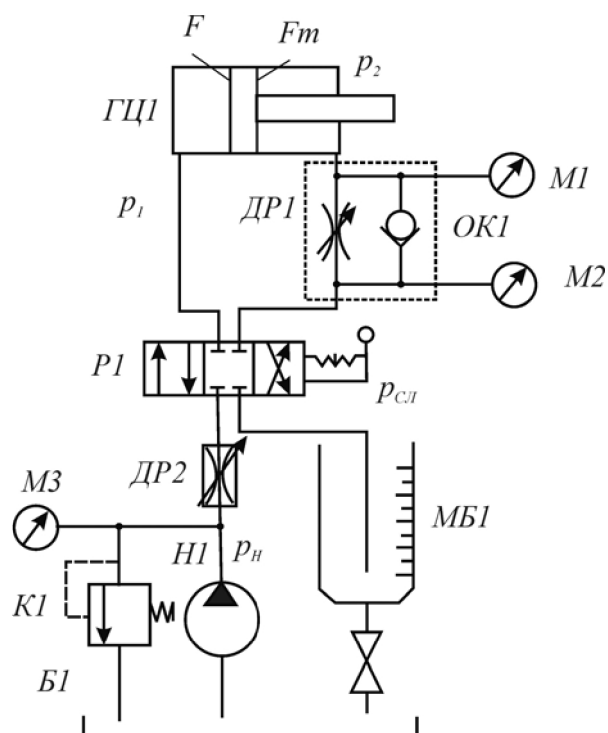


Рисунок 2.3 - Схема испытаний

Обратный клапан **ОК1** необходим для исключения влияния дросселя при обратном ходе штока **ГЦ1**. Расход измеряется при помощи мерного бака **МБ1** и секундомера, а давление - с помощью манометров **М1-М3**. Для снятия характеристики насоса (зависимости подачи от напора) используется схема, изображенная на рисунке 2.4.

Порядок выполнения эксперимента

1. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 2.4.
2. Включить электродвигатель насоса.
3. Изменяя проходное сечение дросселя **ДР1**, фиксировать время t наполнения мерного бака **МБ1**, объем жидкости V в нем и

давление в напорной линии насоса p_H . Результаты занести в таблицу 2.1.

4. Выключить электродвигатель насоса и убедиться в падении давления в системе.

5. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 2.3.

6. Включить электродвигатель насоса. Переключить направляющий распределитель $P1$ в среднее положение. Изменяя величину затяжки пружины клапана $K1$ настроить его на давление 5 МПа.

7. Переключая направляющий распределитель $P1$, убедиться в движении выходного звена гидроцилиндра $ГЦ1$. Изменяя проходное сечение дросселя $ДР1$, наблюдать изменение скорости прямого хода поршня.

8. Измерить время полного выдвижения выходного звена при максимальном открытии дросселей $ДР1$ и $ДР2$.

9. Установить с помощью дросселя $ДР2$ время выдвижения в 2 раза больше измеренного в п.8.

10. Изменяя проходное сечение $ДР1$, фиксировать время выдвижения t и давления p_H , $p_{сл}$, p_2 по манометрам $M3$, $M2$ и $M1$ соответственно. Результаты измерений занести в таблицу 2.2.

11. Установить направляющий распределитель $P1$ в среднее положение. Выключить электродвигатель насоса. Убедиться в падении давления в системе.

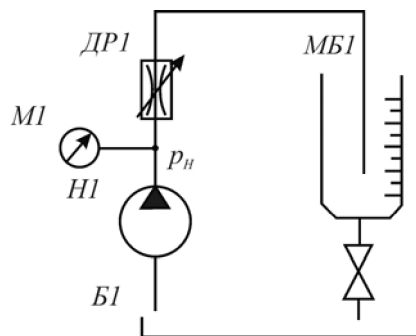


Рисунок 2.4 – Схема для определения характеристик насоса

Таблица 2.1

№	t, c	$V, м^3$	$p_H, МПа$	$Q_H, м^3 / c$
1				
2				
.....				
n				

Таблица 2.2

№	$P_H, МПа$	$P_{сл}, МПа$	$P_2, МПа$	t, c	$V, м^3$	$Q_H, м^3 / c$	R, H	$N_{ц}, Вт$	$N_H, Вт$	$N_{др}, Вт$	η
1											
2											
...											
n											

Обработка результатов эксперимента

1. На основании данных таблицы 2.1 рассчитать подачу насоса Q_H по формуле $Q_H = V/t$ и полученные значения занести в таблицу 2.1. Построить расходноперепадную характеристику насоса $Q_H = Q_H(p_H)$.

2. По времени выдвижения выходного звена и ходу гидроцилиндра (см. приложение 2) определить среднюю установившуюся скорость движения поршня.

3. Используя характеристики насоса, определить его подачу Q_H по давлению в напорной линии.

4. По формуле (2.7) рассчитать эквивалентную нагрузку на выходном звене.

5. Определить мощность на выходе насоса по формуле (2.3), выходную мощность гидропривода $N_{ц} = Rv$ и мощность, теряемую на дросселе, по формуле (2.5).

6. Рассчитать КПД регулируемой части гидропривода по формуле (2.6).

7. Результаты вычислений занести в таблицу 2.2 и построить графики $\nu(R)$, $N_{ц}(R)$, $N_{др}(R)$, $\eta(R)$.

Анализ полученных результатов

1. Объяснить вид полученных характеристик.
2. Определить максимальное значение КПД привода.
3. Объяснить, как изменение температуры рабочей жидкости может повлиять на статические характеристики привода.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Гидропривод с параллельным расположением дросселя

Принципиальная гидравлическая схема гидропривода с параллельным расположением дросселя представлена на рисунке 3.1. Дроссель $ДР1$ установлен между напорной и сливной линиями. Расход жидкости, подаваемый в систему насосом $Н1$, разделяется на два потока. Один из них поступает в гидроцилиндр $ГЦ1$, а другой через дроссель $ДР1$ идет на слив. При уменьшении площади проходного сечения $ДР1$ снижается расход через дроссель. Это приводит к увеличению расхода жидкости, поступающей в гидроцилиндр, и росту скорости движения выходного звена $ГЦ1$. С другой стороны, снижение нагрузки на выходном звене $ПД1$ (при неизменной проходной площади дросселя $ДР1$) влечет за собой уменьшение перепада давлений на дросселе и снижение потерь энергии. Поэтому гидроприводы с параллельно расположенным дросселем имеют высокий КПД при работе с малыми нагрузками и высокими скоростями.

В данной схеме клапан $К1$ работает в режиме предохранительного, т.е. насос работает при переменном давлении p_H , пропорциональном нагрузке R на выходном звене гидродвигателя. Это не позволяет в данной схеме подключать к одному насосу несколько гидродвигателей и регулировать скорость при попутных нагрузках.

Зависимость давления в напорной гидролинии от нагрузки определяется соотношением

$$p_H = mp_{сл} + \frac{R}{F}, \quad (3.1)$$

где F - площадь поршня;

m - отношение рабочих площадей штоковой и поршневой полостей;

$p_{сл}$ - давление в сливной гидролинии.

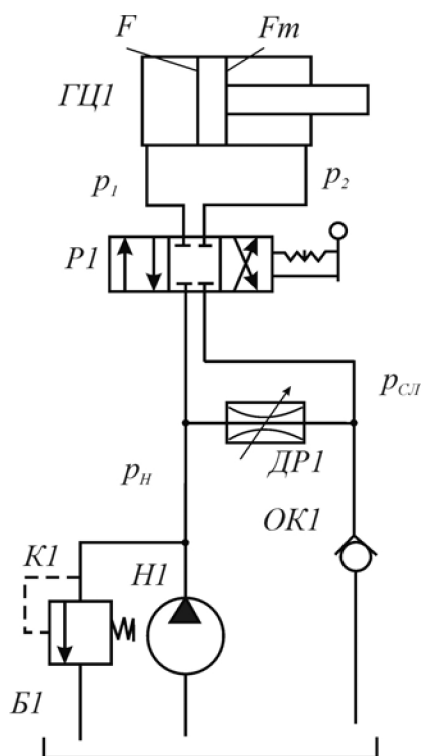


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема гидропривода

При условии пренебрежения объемными и гидравлическими потерями и наличии встречной нагрузки, установившаяся скорость движения выходного звена ГЦ1 для прямого хода определяется выражением

$$v = \frac{Q_H}{F} - \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{R}{F} - (1-m)p_{кл} \right)}, \quad (3.2)$$

где f - площадь проходного сечения дросселя;

μ - коэффициент расхода через дроссель;

ρ - плотность рабочей жидкости.

Максимальное усилие, развиваемое гидроприводом (усилие торможения) R_T , определяется давлением настройки $p_{кл}$ предо-

хранительного клапана $K1$ и находится из соотношения

$$R_T = F(p_{KL} - mp_{CI}). \quad (3.3)$$

Развиваемая насосом $H1$ мощность равна

$$N_H = p_H Q_H, \quad (3.4)$$

где Q_H — подача насоса.

Выходная мощность гидропривода определяется выражением

$$N_u = R \cdot v = \frac{Q_H R}{F} - \frac{\mu f R}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{R}{F} - (1-m)p_{CI} \right)}, \quad (3.5)$$

а мощность, теряемая на дросселе,

$$N_{DP} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{R}{F} - (1-m)p_{CI} \right)}^{3/2}. \quad (3.6)$$

КПД регулируемой части гидропривода определится по формуле

$$\eta = \frac{N_u}{N_H}. \quad (3.7)$$

Статические характеристики гидропривода с параллельным расположением дросселя, построенные для максимальной проходной площади дросселя f_{max} и двух промежуточных значений площади (f', f'') , показаны на рисунке 3.2. Графики соответствуют случаю $f_{max} > f' > f''$.

Цель работы

Целью работы является получение статических характеристик гидропривода с параллельным расположением дросселя.

Описание схемы испытаний

Схема испытаний приведена на рисунке 3.3. Объектом испытаний является гидропривод с параллельным расположением дросселя $DP2$. Направление движения выходного звена гидроцилиндра $ГЦИ$ обеспечивается переключением направляющего распределителя $P1$. Имитация встречной нагрузки осуществляется регулируе-

мым дросселем $ДР1$. При этом эквивалентная нагрузка на выходном звене определяется по формуле (2.7).

Обратный клапан $ОК1$ необходим для исключения влияния дросселя при обратном ходе выходного звена гидроцилиндра $ГЦ1$. Расход измеряется при помощи мерного бака $МБ1$ и секундомера, а давление — с помощью манометров $М1-М3$.

Для получения характеристики насоса используется схема, изображенная на рисунке 2.4.

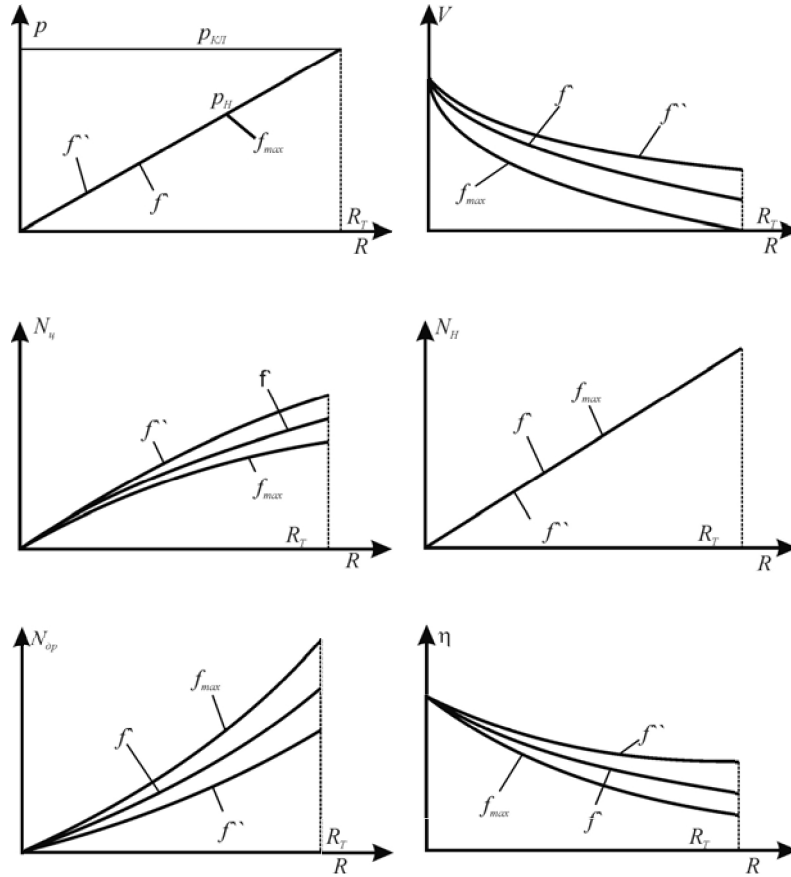


Рисунок 3.2. - Статические характеристики гидропривода с параллельным расположением дросселя

Порядок выполнения эксперимента

1. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 2.4.
2. Включить электродвигатель насоса.
3. Изменяя проходное сечение дросселя $ДР1$, фиксировать время t наполнения мерного бака $МБ1$, объем жидкости V в нем и давление в напорной линии насоса P_n . Результаты занести в таблицу 3.1.
4. Выключить электродвигатель насоса. Убедиться в падении давления в системе.
5. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 3.3.

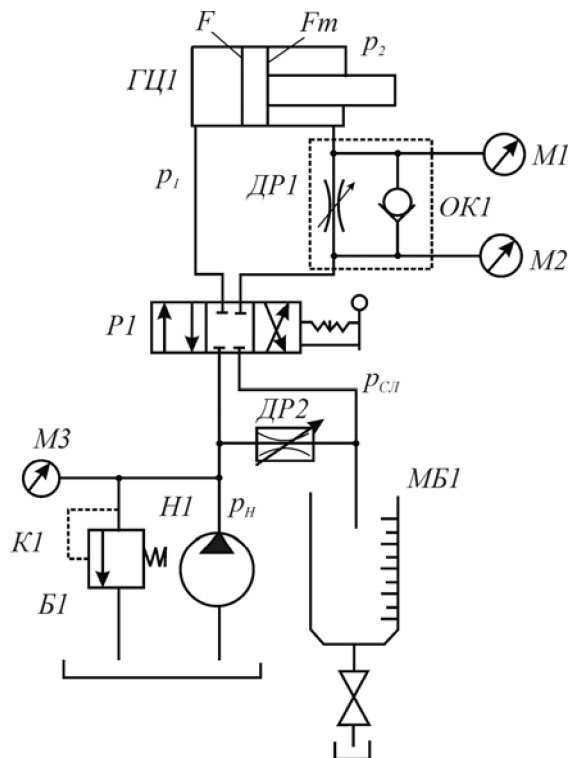


Рисунок 3.3 - Схема испытаний

6. Включить электродвигатель насоса. Полностью закрыть дроссель *ДР2* и переключить направляющий распределитель *Р1* в среднее положение. Изменяя величину затяжки пружины клапана *К1*, настроить его на давление 5МПа.

7. Переключая направляющий распределитель *Р1*, убедиться в движении выходного звена гидроцилиндра *ГЦ1*. Изменяя проходное сечение дросселя *ДР1* наблюдать изменение скорости прямого хода поршня.

8. Максимально открыть дроссель *ДР1* при закрытом дросселе *ДР2*. Измерить время полного выдвижения выходного звена.

9. Установить с помощью дросселя *ДР2* время выдвижения в 2 раза больше измеренного в п.8.

10. Изменяя проходное сечение *ДР1* фиксировать время выдвижения *t* и давления *p_H*, *p_{СЛ}*, *p₂* по манометрам *М3*, *М2* и *М1* соответственно. Результаты измерений занести в таблицу 3.2.

11. Установить направляющий распределитель *Р1* в среднее положение. Выключить электродвигатель насоса. Убедиться в падении давления в системе.

Таблица 3.1

№	<i>t, с</i>	<i>V, м³</i>	<i>p_H, МПа</i>	<i>Q_H, м³ / с</i>
1				
2				
....				
n				

Таблица 3.2

№	P_H , МПа	$P_{СП}$, МПа	P_2 , МПа	t , с	V , м ³	Q_H , м ³ /с	R , Н	N_{II} , Вт	N_H , Вт	$N_{ДР}$, Вт	η
1											
2											
...											
n											

Обработка результатов эксперимента

1. На основании данных таблицы 3.1 рассчитать подачу насоса Q_H по формуле $Q_H = V/t$ и полученные значения занести в таблицу 3.1. Построить расходно-перепадную характеристику насоса $Q_H = Q_H(p_H)$.

2. По времени выдвижения выходного звена и ходу гидроцилиндра (см. приложение 2) определить скорость движения поршня.

3. Используя характеристику насоса, определить его подачу Q_H по давлению в напорной линии.

4. По формуле (2.7) рассчитать эквивалентную нагрузку на выходном звене.

5. Определить мощность на выходе насоса по формуле (3.4), выходную мощность гидропривода $N_{II} = Rv$ и мощность, теряемую на дросселе, по формуле (3.6).

6. Рассчитать КПД регулируемой части гидропривода по формуле (3.7).

7. Результаты вычислений занести в таблицу 3.2 и построить графики $v(R)$, $N_{II}(R)$, $N_{ДР}(R)$, $\eta(R)$.

Анализ полученных результатов

1. Объяснить вид полученных характеристик.
2. Объяснить влияние давления в сливной линии на статические характеристики гидропривода.
3. Объяснить, как изменение температуры рабочей жидкости повлияет на статические характеристики гидропривода.

Данный регулятор может быть установлен как в напорной, так и в сливной линии. Клапан давления $K2$ работает в режиме переливного, поддерживая постоянное давление перед регулятором $p_{кл}$. Клапан $K1$ обеспечивает постоянный перепад давления на дросселе $\Delta p_{др}$, находящийся в пределах 0,2-0,3 МПа.

Гидропривод с трехлинейным регулятором расхода $PP1$ показан на рисунке 4.1,б. В качестве регулятора используется дроссель $DP1$ с переливным клапаном $K1$, поддерживающим постоянный перепад давлений на $DP1$. Наибольшее давление в напорной гидролинии определяется настройкой пружины предохранительного клапана $K2$. Особенностью такой схемы является то, что насос работает при переменном давлении. Трехлинейный регулятор может быть установлен только в напорной гидролинии двигателя.

В данных схемах скорость движения выходного звена $ГЦ1$ определяется выражением

$$v = \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}, \quad (4.1)$$

где F - площадь поршня;

f - площадь проходного сечения дросселя;

μ - коэффициент расхода через дроссель;

ρ - плотность рабочей жидкости.

При нагрузках больших чем $R' = F(p_{кл} - p_{сл} m - \Delta p_{др})$ клапан разности давлений $K1$ на рисунке 4.1,а и переливной клапан $K1$ на рисунке 4.1,б не могут поддерживать постоянным заданный перепад давлений на дросселе $DP1$ в результате чего скорость v уменьшается.

Максимальное усилие, развиваемое гидроприводом (усилие торможения) R_T , имеет место при нулевой скорости движения выходного звена $ГЦ1$ и находится из соотношения

$$R_T = F(p_{кл} - p_{сл} m). \quad (4.2)$$

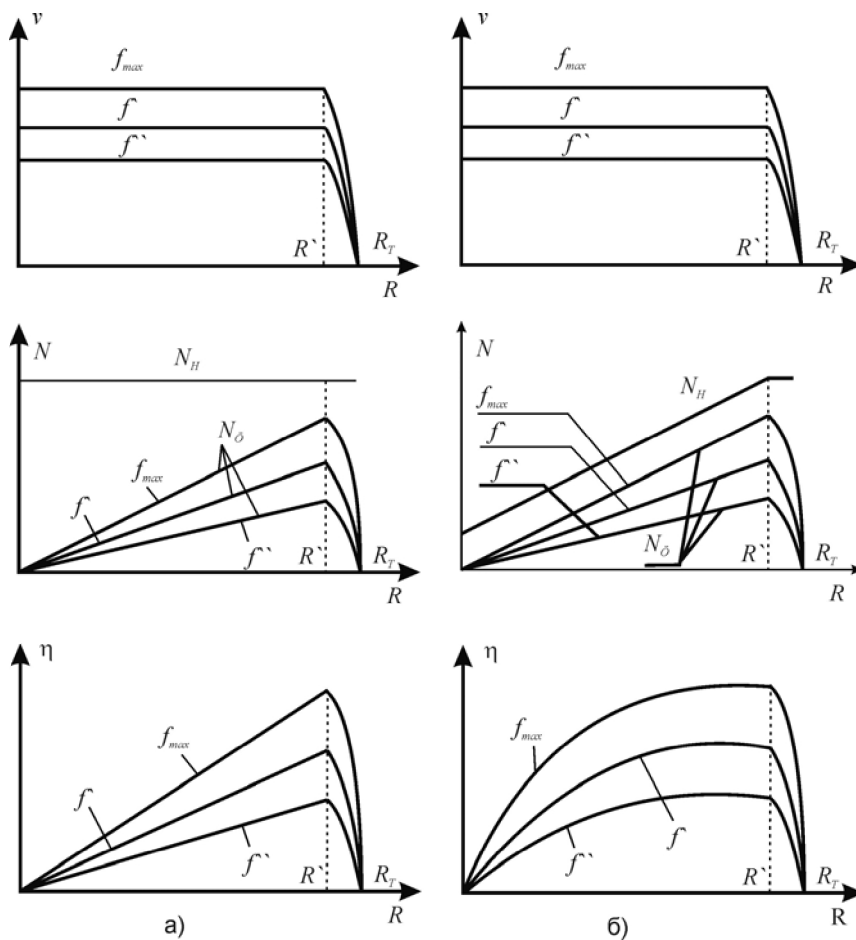


Рисунок 4.2 - Статические характеристики гидропривода с двухлинейным (а) и трехлинейным (б) регуляторами расхода

Развиваемая насосом мощность для гидропривода с двухлинейным регулятором равна

$$N_H = p_{КЛ} Q_H, \quad (4.3)$$

а для гидропривода с трехлинейным регулятором

$$N_H = (\Delta p_{ДР} + m p_{СЛ}) Q_H, \quad (4.4)$$

где Q_H - подача насоса.

Выходная мощность гидропривода равна

$$N_{ц} = R \cdot v = R \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{ДР}} . \quad (4.5)$$

КПД гидропривода с двухлинейным регулятором определяется выражением

$$\eta = \frac{\mu \cdot f \cdot R}{F p_{кл} Q_H} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{ДР}} , \quad (4.6)$$

а с трёхлинейным

$$\eta = \frac{\mu f}{Q_H} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{ДР}} \frac{1}{1 + \frac{(\Delta p_{ДР} + p_{сл} m) F}{R}} . \quad (4.7)$$

Статические характеристики гидропривода с двухлинейным регулятором расхода приведены на рисунке 4.2,а, а с трехлинейным - на рисунке 4.2,б. Характеристики построены для максимальной проходной площади дросселя f_{max} и двух промежуточных значений площади ($f ; f''$). Графики соответствуют случаю $f_{max} > f > f''$.

Цель работы

Целью работы является получение статических характеристик гидроприводов с двухлинейным и трехлинейным регуляторами расхода.

Описание схемы испытаний

Схема испытаний приведена на рисунке 4.3. Объектом испытаний являются гидроприводы с двух- и трехлинейными регуляторами расхода в напорной гидролинии. Изменение направления движения выходного звена гидроцилиндра *ГЦИ* обеспечивается соответствующим переключением направляющего распределителя *Р1*. Имитация встречной нагрузки осуществляется регулируемым дросселем *ДР1*. При этом эквивалентная нагрузка на выходном звене определяется по формуле (2.7).

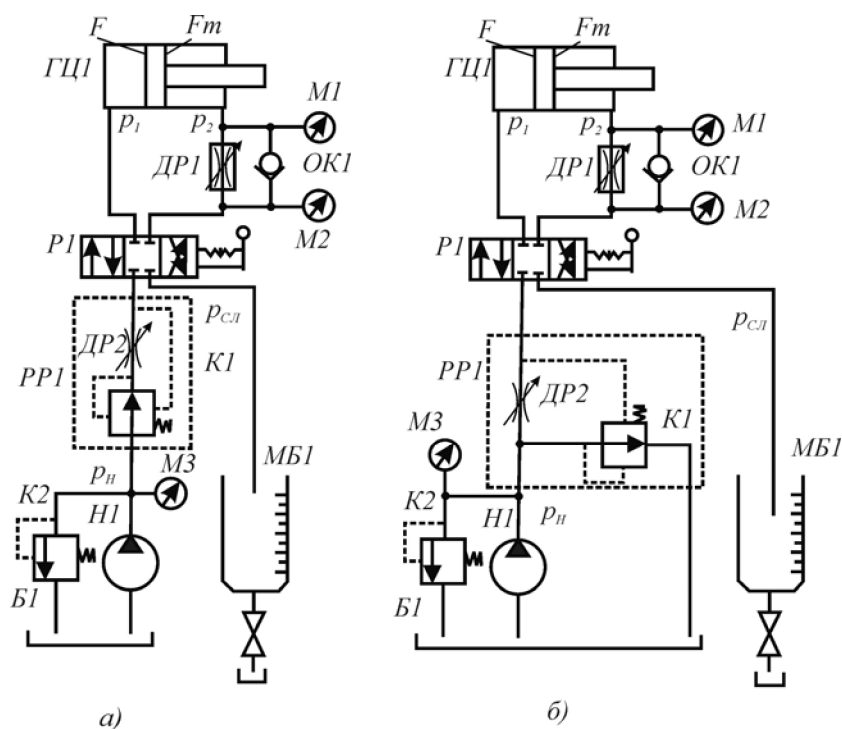


Рисунок 4.3 - Схемы испытаний гидропривода с двухлинейным (а) и трехлинейным (б) регуляторами

Обратный клапан **ОК1** необходим для исключения влияния дросселя при обратном ходе выходного звена гидроцилиндра **ГЦ1**. Расход измеряется при помощи мерного бака **МБ1** и секундомера, а давление - с помощью манометров **М1-М3**. Для получения характеристики насоса используется схема, изображенная на рисунке 2.4.

Порядок выполнения эксперимента

1. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 2.4.
2. Включить электродвигатель насоса. Изменяя проходное сечение дросселя **ДР1**, фиксировать время t наполнения мерного бака **МБ1**, объем жидкости V в нем и давление в напорной линии насоса

p_H . Результаты занести в таблицу 4.1.

3. Выключить электродвигатель насоса. Убедиться в падении давления в системе.
4. Собрать схему гидропривода с двухлинейным регулятором расхода, изображенную на рисунке 4.3,а.
5. Включить электродвигатель насоса. Переключить направляющий распределитель PI в среднее положение. Изменяя величину затяжки пружины клапана $K2$ настроить его на давление 5 МПа.
6. Переключая направляющий распределитель PI , убедиться в движении выходного звена гидроцилиндра $ГЦ 1$.
7. Максимально открыть дроссели $ДР1$ и $ДР2$ и измерить время полного выдвигания выходного звена.
8. Установить с помощью дросселя $ДР2$ время выдвигания в 2 раза больше измеренного в п.7.
9. Изменяя проходное сечение $ДР1$, фиксировать время выдвигания t и давления p_H , $p_{сл}$, p_2 по манометрам $M3$, $M2$ и $M1$ соответственно. Результаты измерений занести в таблицу 4.2.
10. Выключить электродвигатель насоса. Убедиться в падении давления в системе.
11. Собрать схему гидропривода с трехлинейным регулятором расхода, изображенную на рисунке 4.3,б.
12. Включить электродвигатель насоса. Повторить пункты 7-10 для данной схемы.

Таблица 4.1

№	t , с	V , м ³	p_H , МПа	Q_H , м ³ /с
1				
2				
...				
II				

Таблица 4.2

№	p_H , МПа	$p_{сл}$, МПа	p_2 , МПа	t , с	V , м ³ /с	Q_H , м ³ /с	R , Н	N_H , Вт	$N_{ц}$, Вт	η
1										
2										
...										
n										

Обработка результатов эксперимента

1. На основании данных таблицы 4.1 рассчитать подачу насоса $Q_H = V/t$ и полученные значения занести в таблицу 4.2. Построить расходно-перепадную характеристику

$$Q_H = Q_H(p_H).$$

2. По времени выдвижения выходного звена и ходу гидроцилиндра (см. приложение 2) определить скорость движения поршня.

3. Используя характеристику насоса, определить его подачу Q_H по давлению в напорной линии.

4. По формуле (2.7) рассчитать эквивалентную нагрузку на выходном звене.

5. Определить мощность на выходе насоса по формулам (4.3) и (4.4), выходную мощность гидропривода $N_{ц} = R v$.

6. Рассчитать КПД регулируемой части гидропривода по формулам (4.6), (4.7).

7. Результаты вычислений занести в таблицу 4.2 и построить графики $v(R)$, $N_{ц}(R)$, $N_{др}(R)$, $\eta(R)$.

Анализ полученных результатов

1. Объяснить различия в характеристиках гидропривода при различных типах регулятора расхода.

2. Определить увеличение КПД гидропривода, построенного по схеме 4.1,б по сравнению с гидроприводом по схеме 4.1,а и $R=0,3R'$; $0,6R'$ и $0,8R'$.

3. Сформулировать условия предпочтительного применения каждой схемы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

Гидропривод с управлением скоростью по пути

В гидроприводах станков, технологических линий, мобильных объектов часто требуется обеспечить различную скорость движения выходного звена гидродвигателя на различных участках пути (управление скоростью по пути). Данная задача может быть решена различными способами. Некоторые из них представлены на рисунке 5.1.

На рисунке 5.1,а показана схема гидропривода с кулачковым направляющим распределителем *Р1*, включенным параллельно регулирующему дросселю *ДР1*. В процессе движения шток гидроцилиндра *ГЦ1* воздействует на кулачок распределителя *Р1*, что приводит к его переключению и шунтированию дросселя *ДР1*. В результате происходит увеличение скорости движения выходного звена. Обратный клапан *ОК1* исключает влияние дросселя *ДР1* при обратном ходе выходного звена гидроцилиндра.

Схема с параллельным включением направляющего распределителя *Р1* и дросселем *ДР2* показана на рисунке 5.1,б. В отличие от предыдущего варианта после срабатывания распределителя *Р1* происходит уменьшение скорости движения выходного звена *ГЦ1*, поскольку в таком режиме часть расхода идет через дроссель *ДР2*. В этом случае скорость медленных перемещений зависит от проводимости дросселей *ДР1* и *ДР2*. Обратный клапан *ОК2* обеспечивает быстрый возврат выходного звена *ГЦ1*.

В приводе, представленном на рисунке 5.1,в, переключение распределителя *Р1* вызывает изменение схемы включения гидроцилиндра *ГЦ1* с обычной на дифференциальную. В результате происходит увеличение скорости движения выходного звена гидроцилиндра.

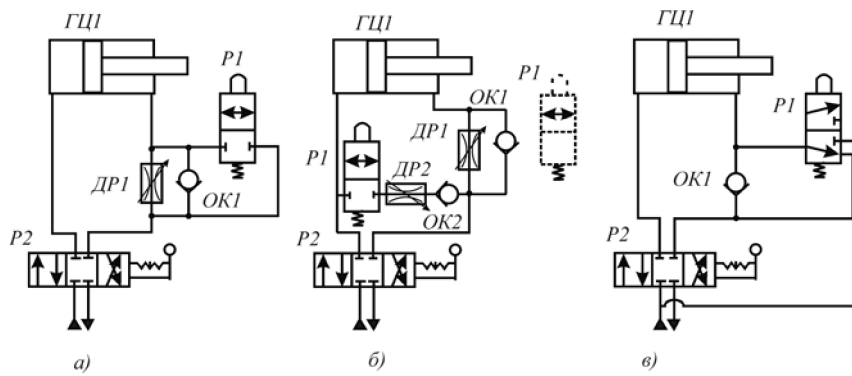


Рисунок 5.1 - Управление скоростью по пути

Поскольку возврат запорно-регулирующего элемента (ЗРЭ) направляющего распределителя в исходное положение в данных схемах осуществляется под действием пружины, то при использовании гидроагрегатов с кулачковым управлением необходимо применять гидроцилиндры со специально спрофилированным штоком или управляющим элементом, закрепляемым на штоке.

Помимо распределителей с управлением от кулачка, в данных схемах могут быть применены также гидроаппараты с электрическим и электрогидравлическим управлением.

При электрическом управлении перемещение ЗРЭ распределителя осуществляется электромагнитами толкающего типа. Включение электромагнитов реализуется с помощью реле давлений или путевых выключателей.

В направляющих распределителях с электрогидравлическим управлением перемещение ЗРЭ происходит за счет рабочей жидкости, подводимой от управляющего распределителя с электрическим управлением. Данные распределители используются при больших расходах жидкости.

Цель работы

Целью работы является изучение способов управления скоростью движения выходного звена гидроцилиндра по пути и приобретение навыков составления и наладки гидросистем.

Порядок выполнения работы

1. Взяв за основу схемы, изображенные на рисунке 5.1, составить три варианта гидравлической схемы гидропривода, обеспечивающих быстрое перемещение выходного звена гидроцилиндра за первую половину хода, медленное перемещение звена во вторую половину хода и быстрый возврат в исходное положение.

2. Собрать разработанные схемы на стенде и убедиться в том, что выполняется заданная циклограмма работы гидропривода.

Анализ полученных результатов

1. Чем определяется скорость быстрых и медленных перемещений для каждой из разработанных схем?

2. Сформулировать условия предпочтительного применения каждой схемы.

3. Чем определяется скорость обратного хода гидроцилиндра для каждой из разработанных схем?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

Гидропривод с последовательным движением двух гидродвигателей

Для обеспечения заданной последовательности движения гидродвигателей в гидроприводе часто используются клапаны последовательности. Клапаны последовательности предназначены для пуска потока рабочей жидкости в соответствующую гидролинию при повышении давления перед клапаном выше заданного значения. Пример их использования приведен на рисунке 6.1. Клапан *K1* обеспечивает заданную последовательность движения гидроцилиндров *ГЦ1* и *ГЦ2*.

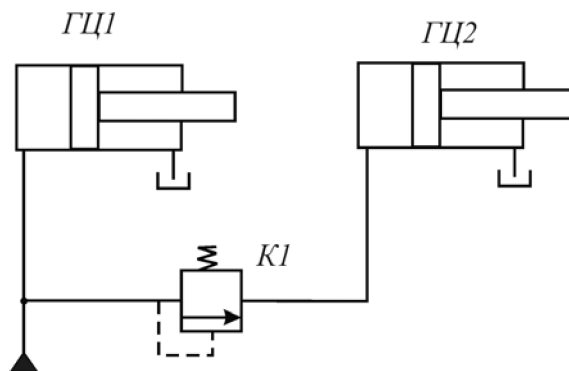


Рисунок 6.1 - Применение клапанов

Если давление, необходимое для страгивания и движения выходного звена *ГЦ1*, меньше давления настройки клапана последовательности *K1*, то первым начинает двигаться выходное звено гидроцилиндра *ГЦ1*. После того как данное звено дойдет до упора, давление в поршневой полости *ГЦ1* возрастет и достигнет давления настройки клапана последовательности *K1*. В результате этого клапан откроется, в поршневую полость гидроцилиндра *ГЦ2* поступит рабочая жидкость и выходное звено *ГЦ2* придет в движение.

Клапан последовательности должен быть настроен на меньшее давление, чем предохранительный клапан насоса.

Цель работы

Целью работы является изучение способов обеспечения заданной последовательности движения выходных звеньев двух гидроцилиндров с помощью клапанов последовательности и приобретение навыков составления и наладки гидросистем, реализующих заданную циклограмму работы привода.

Порядок выполнения работы

1. Составить принципиальную гидравлическую схему гидропривода ручного управления уборкой и выпуском шасси самолета посредством двух гидроцилиндров, обеспечив следующую последовательность при выпуске:

- а) открытие створок люка (*ГЦ1*);
- б) выпуск опоры (*ГЦ2*).

Уборка шасси должна происходить в обратной последовательности. Скорости уборки и выпуска постоянные. В качестве средств автоматизации использовать клапаны последовательности.

2. Собрать и настроить схему на стенде, обеспечив работоспособность гидропривода.

Анализ полученных результатов

1. Почему и до какой величины происходит повышение давления в поршневой полости гидроцилиндра *ГЦ1* после достижения его выходным звеном крайнего положения для схемы, изображенной на рисунке 6.1?

2. Чем определяется величина настройки давления клапана последовательности?

3. Сделать выводы о преимуществах и недостатках автоматизации с применением клапанов последовательности.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

Гидропривод с синхронизацией движения двух гидродвигателей

В гидроприводах подъемников и многоопорных фузовых платформ часто требуется обеспечить синхронное движение нескольких гидродвигателей в условиях действия различных нагрузок. Для этой цели могут быть использованы синхронизаторы расхода либо несколько регуляторов расхода, установленных в соответствующих линиях каждого из гидродвигателей. Второй вариант является менее предпочтительным, так как точность поддержания постоянной скорости регулятором расхода ниже, вследствие некоторой ее зависимости от нагрузки. Кроме того, требуется дополнительная настройка системы. В связи с этим наибольшее распространение получило использование синхронизаторов расхода.

Синхронизаторы расходов предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных потоках вне зависимости от значений давления в них. Если происходит разделение одного потока на несколько с равными значениями расходов, то такой синхронизатор называется делителем потока, а в случае соединения — сумматором.

Цель работы

Целью работы является изучение способов обеспечения синхронизации движения двух гидроцилиндров и приобретение навыков составления и наладки гидросистем.

Порядок выполнения работы

1. Составить принципиальную гидравлическую схему гидропривода подъема-опускания платформы с двумя исполнительными гидроцилиндрами. Обеспечить синхронизацию движения их выходных звеньев при произвольном расположении груза на плат-

форме с помощью двухлинейных регуляторов расхода. Скорость подъема - регулируемая. Опускание платформы плавное.

2. Собрать и настроить схему на стенде, обеспечив работоспособность гидропривода.

3. Повторить пункты 1,2, используя для синхронизации движения делителя потока.

Анализ полученных результатов

1. Установить и проанализировать преимущества и недостатки примененных схем синхронизации движения гидроцилиндров.

2. Чем обусловлена погрешность синхронизации движений двух выходных звеньев гидродвигателей при использовании двухлинейных регуляторов расхода?

3. Что произойдет при изменении проходного сечения дросселя двухлинейного регулятора в одной из линий?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

Гидропривод с пневмогидравлическим аккумулятором

Аккумулятор представляет собой гидроемкость, предназначенную для накопления и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. В гидроприводах аккумуляторы используются для решения различных задач. В частности, для накопления гидравлической энергии при медленных движениях рабочих органов и обеспечения большого расхода жидкости при ускоренных холостых перемещениях. Такое решение позволяет уменьшить подачу насоса и улучшить массогабаритные показатели, повысить КПД гидропривода. В зажимных механизмах применение аккумуляторов позволяет компенсировать утечки в гидросистеме и поддерживать в процессе обработки деталей заданное усилие зажима при выключенном (или разгруженном) насосе. Кроме того, аккумуляторы используются для уменьшения пульсации давления, обеспечения работы гидропривода в течение регламентированного времени при отказах системы гидропитания.

По способу накопления энергии различают грузовые, пружинные и пневмогидравлические аккумуляторы.

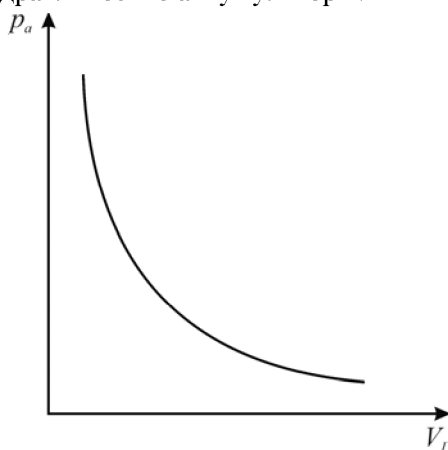


Рисунок 8.1 - Кривая рабочего процесса ПГА

В грузовых аккумуляторах аккумулярование и возврат энергии происходит за счет изменения потенциальной энергии груза, в пружинных - за счет упругой деформации пружины, а в пневмогидравлических - вследствие сжатия и расширения газа.

По совокупности массогабаритных показателей, быстродействию, энергоемкости, надежности наибольшее распространение получили пневмогидравлические аккумуляторы (ПГА). При достаточно медленном изменении давления в гидросистеме процесс сжатия газа в аккумуляторе близок к изотермическому и описывается законом

$$p_a V_G = const,$$

где p_a , V_G - соответственно давление и объем газа в аккумуляторе.

В случае резкого изменения давления процесс близок к адиабатическому:

$$p_a V_G^k = const,$$

где k - показатель политропы. При полном отсутствии теплообмена для воздуха $k = 1,4$. Для реального процесса показатель политропы находится в пределах $1 < k < 1,4$. Кривая рабочего процесса аккумулятора приведена на рисунке 8.1.

Цель работы

Целью работы является изучение возможности использования аккумулятора в качестве аварийного источника питания гидропривода и экспериментальное получение энергетической характеристики аккумулятора.

Описание схемы испытаний

Для экспериментального определения энергетической характеристики ПГА используется схема, показанная на рисунке 8.2. В данной схеме аккумулятор $A1$ может быть подключен к линии нагнетания насоса $H1$ либо к мерному баку $MB1$ с помощью направляющего распределителя $P2$. Давление газа в ПГА измеряется манометром $M1$, а давление в напорной линии насоса — манометром

Схема аварийной работы гидропривода от аккумулятора изображена на рисунке 8.3. Направляющий распределитель *P3* обеспечивает изменение направления движения гидроцилиндра *ГЦИ*.

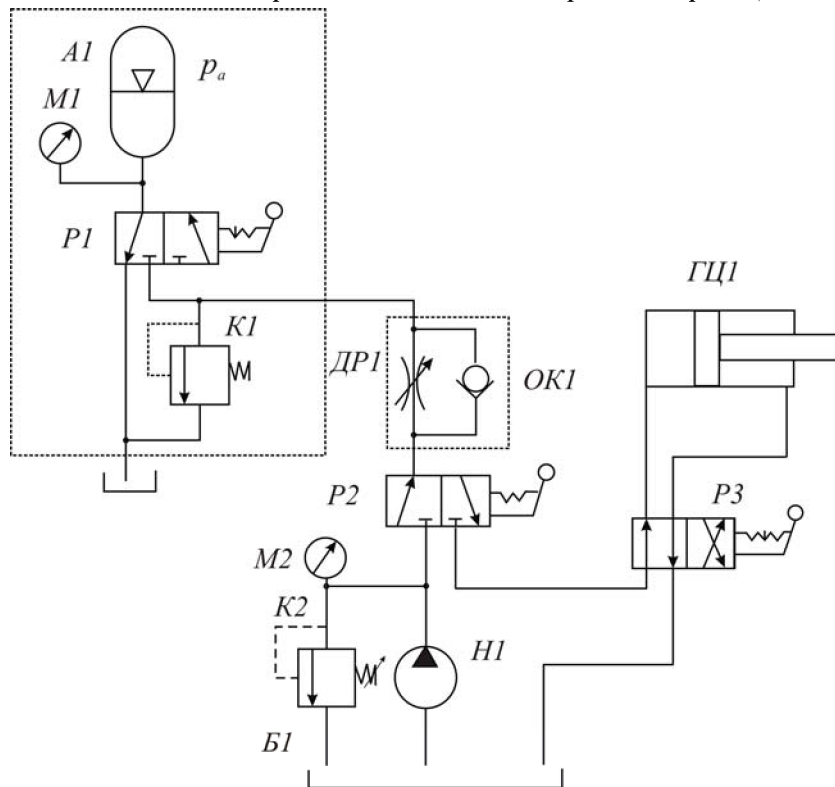


Рисунок 8.3 - Схема аварийной работы гидропривода от ПГА

Порядок выполнения экспериментов

1. Собрать гидравлическую схему изображенную на рисунке 8.2.
2. Включить электродвигатель насоса. Переключить распределитель *P2* в крайнее левое положение и по манометру *M2* настроить клапан *K2* на давление 5,0 МПа.
3. С помощью распределителей *P1* и *P2* подключить аккумулятор *A1* к напорной линии насоса. Зарядить аккумулятор до давления 2,0 МПа. Давление контролировать по манометру *M1*.

4. Переключив распределитель **P2**, разрядить аккумулятор в мерный бак и определить объем вытесненной жидкости $V_{жс}$. Результаты записать в таблицу 8.1

5. Повторить пп. 3-4 для давлений зарядки от 2,5 до 5,0 МПа.

6. Выключить электродвигатель насоса и полностью разрядить аккумулятор с помощью распределителя **P1**. Убедиться в падении давления в системе.

Таблица 8.1

P_a	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
$V_{жс}$							
V_z							

7. Собрать схему, изображенную на рисунке 8.3.

8. Включить электродвигатель насоса.

9. С помощью распределителей **P1** и **P2** подключить аккумулятор **A1** к напорной линии насоса. Зарядить аккумулятор до давления 3,0 МПа.

10. Переключая распределитель **P3** экспериментально определить число прямых и обратных ходов цилиндра ГЦ1 за счет энергии жидкости, запасенной в ПГА.

11. Повторить пп. 9-10 для давлений 4,0 и 5,0 МПа.

12. Выключить электродвигатель насоса и полностью разрядить аккумулятор с помощью распределителя **P1**. Убедиться в падении давления в системе.

Обработка результатов эксперимента

1. По объему вытесненной жидкости $V_{ж}$ рассчитать объем газа в аккумуляторе V_r для разных значений давления зарядки по формуле $V_r = V_0 - V_{жс}$, где V_0 - вместимость ПГА ($V_0=750 \text{ см}^3$).

2. Построить характеристику $P_a = P_a(V_r)$ в логарифмических координатах и определить по ней численное значение показателя политропы.

3. Рассчитать число полных прямых и обратных ходов цилиндра для давлений зарядки аккумулятора 3,0; 4,0 и 5,0 МПа

Анализ полученных результатов

1. Каково назначение дросселя *ДР1*, обратного клапана *ОК1*?
2. Обеспечивается ли постоянство усилия, развиваемое гидроприводом, при работе гидропривода от аккумулятора?
3. Чем определяется давление зарядки аккумулятора?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9

Гидропривод с электрогидроавтоматикой

В гидроприводах цикловой автоматики заданная последовательность движения и переключения скоростей часто осуществляется с применением устройств электрогидроавтоматики. В подобных системах используются направляющие распределители с электрическим управлением. Формирование сигнала на переключение распределителя осуществляется с помощью путевых выключателей либо реле давления. При использовании путевых выключателей выходное звено гидроцилиндра при движении вызывает замыкание или размыкание их контактов. При этом путевые выключатели могут быть установлены в любом месте по пути движения данного звена. В отличие от этого, реле давления может сигнализировать только о достижении выходным звеном гидропривода крайнего положения. В этом случае происходит повышение давления в соответствующей полости гидроцилиндра и замыкание контактов реле. Срабатывание путевых выключателей или реле давления приводит к включению электромагнитного реле, управляющего электромагнитом требуемого направляющего распределителя. Данный электромагнит толкающего принципа действия.

Как правило, в подобных схемах требуется обеспечить самоблокировку реле для того, чтобы не происходило его отключение при отпуске контактов путевых выключателей либо реле давления.

Цель работы

Целью работы является приобретение начальных навыков формирования схем и наладки гидроприводов с электрогидравлическими средствами автоматики.

ЗАДАНИЕ 1

Составить принципиальную гидравлическую схему гидропривода с релейно-контактной системой управления, обеспечивающую следующую последовательность действия:

а) медленное выдвижение выходного звена гидродвигателя до упора;

б) быстрый возврат звена в исходное положение;

в) повторение пунктов а) и б)

Включение гидропривода осуществляется нажатием кнопки "Пуск".

ЗАДАНИЕ 2

Сформировать принципиальную гидравлическую схему гидропривода с релейно-контактной системой управления, обеспечивающую следующую последовательность действий по нажатию кнопки "Пуск":

а) медленное выдвижение выходного звена гидродвигателя до упора;

б) быстрый возврат звена в исходное положение и останов системы.

Реализовать данную схему с одним путевым выключателем.

Порядок выполнения работы

1. Составить циклограмму работы гидропривода.
2. Составить и собрать гидравлическую схему привода.
3. Составить и собрать релейно-контактную электрическую схему управления гидроприводом.
4. Проверить работоспособность схемы.
5. Повторить п. 1-4 для задания 2.

Анализ полученных результатов

1. Сформулировать выводы о преимуществах и недостатках примененных средств автоматизации.
2. Как изменится схема, если вместо путевых выключателей использовать реле давления?
3. Что произойдет при отключении системы управления?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 10
Гидропривод регулируемого направляющего аппарата
авиационного газотурбинного двигателя

Цель работы

Ознакомление с расчетными и экспериментальными методами исследования статических характеристик САР направляющего аппарата ГТД, а также привитие практических навыков работы на гидравлическом стенде и с комплексом измерительных устройств.

Содержание работы

- изучение принципа функционирования САР направляющего аппарата ГТД, ее основные уравнения и статические характеристики;
- построение расчетных статических характеристик САР направляющего аппарата ГТД по заданным значениям конструктивных, настроечных и эксплуатационных параметров;
- описание лабораторной установки и приемов работы на ней;
- экспериментальное исследование статических характеристик САР направляющего аппарата ГТД;
- оформление отчета.

Функционирование САР направляющего аппарата ГТД.

Ее основные уравнения и статические характеристики

Система автоматического управления вертолетного ГТД должна обеспечивать:

- оптимальное использование двигателя на всех режимах работы;
- безопасность работы двигателя путем предупреждения раскрутки ротора, опасного заброса температуры газов перед турбиной, помпажа и т.д.;
- минимальное время приемистости;
- высокую точность поддержания заданного режима;
- простоту и надежность запуска двигателя на земле и в полете;

– синхронное управление двигателями и возможность при необходимости раздельного управления.

Система автоматического регулирования направляющего аппарата компрессора ГТД, представленная на рисунке 10.1, управляет с требуемой точностью и качеством поворотом лопаток входного и трех ступеней НА компрессора для улучшения запуска двигателя, повышения устойчивости и КПД компрессора в широком диапазоне режимов двигателя.

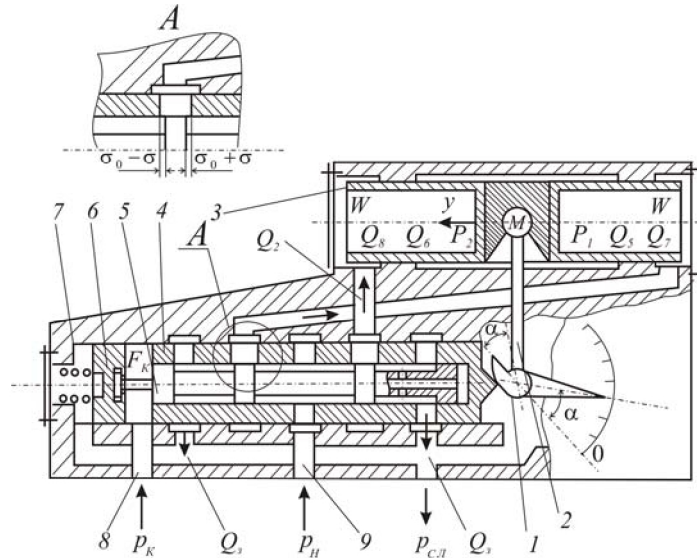


Рисунок 10.1 - Расчетная схема САР направляющего аппарата ГТД

При работе двигателя топливо от плунжерного насоса подводится с давлением $P_H = 2,75 \pm 0,25 \text{ МПа}$ по каналу 9 в кольцевую полость, образованную золотниковым распределителем 5 и гильзой обратной связи 4. В равновесном положении распределительного золотника его рабочие пояски перекрывают отверстия в гильзе обратной связи 4 и топливо "дежурит" в этой полости. Одновременно с этим по каналу 8 подводится командное давление в диапазоне $P_K = 0,5 \div 1,0 \text{ МПа}$ от командного агрегата, пропор-

циональное приведенной частоте вращения ротора турбокомпрессора, в полость сервопоршня 6. В этой полости топливо под давлением P_K действует на гильзу обратной связи 4, прижимая ее к профильному кулачку 1, а также на сервопоршень 6, стремясь переместить его влево.

Таким образом, справа на сервопоршень 6 действует сила от командного давления P_K , а слева сила от натяжения пружины 7 и от давления топлива в сливной магистрали. При равенстве этих сил сервопоршень 6 будет неподвижен, а золотник 5, соединенный с ним, будет находиться в равновесном положении. В случае увеличения (уменьшения) частоты вращения турбокомпрессора или уменьшения (увеличения) температуры воздуха на входе в двигатель происходит увеличение (уменьшение) давления P_K . В результате этого сервопоршень 6 вместе с золотником 5 начинает перемещаться влево (вправо). При этом левый (правый) рабочий поясок золотника 5 открывает отверстие в гильзе 4 и топливо из кольцевой полости под давлением P_H устремляется через отверстия в гильзе обратной связи 4 и во втулке по левому (правому) каналу в корпусе в правую (левую) полость силового поршня 3.

От действия рабочего давления топлива в правой (левой) полости силовой поршень 3 будет перемещаться влево (вправо), а вместе с ним поворачиваются против часовой стрелки (по часовой стрелке) рычаг 2 и профильный кулачок 1 системы, набегая (сбегая) на гильзу обратной связи 4. Он будет перемещать ее влево (вправо) вслед за золотником управления 5. Как только прекратится рост (падение) частоты вращения ротора турбокомпрессора или снижение (увеличение) температуры воздуха на входе в двигатель, и командное давление установится постоянным, гильза обратной связи прикрывает отверстия в золотнике 5. Подача топлива под рабочим давлением в полости силового поршня 3 прекратится, в результате чего установится новое равновесное положение системы,

при котором углы поворотных лопаток НА будут соответствовать вновь установленной частоте вращения турбокомпрессора и температуре воздуха на входе в двигатель.

В соответствии с принципиальной схемой расчетная модель САР направляющего аппарата ГТД описывается следующими уравнениями:

Уравнение баланса сил на чувствительном элементе

$$P_K \cdot F_K - P_{CI} \cdot F_K - J \cdot Z - R_{IP} = 0. \quad (10.1)$$

Уравнения баланса расходов через дросселирующие кромки золотникового распределителя:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_3 + Q_5 + Q_7, \\ Q_2 &= Q_4 - Q_6 + Q_8, \end{aligned} \quad (10.2)$$

где

$$\begin{aligned} Q_1 &= \mu l (\sigma_0 + \sigma) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_1)}; Q_2 = \mu l (\sigma_0 - \sigma) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_2)}; \\ Q_3 &= \mu l (\sigma_0 - \sigma) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_{CI})}; Q_4 = \mu l (\sigma_0 + \sigma) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_{CI})}; \\ Q_5 &= F_{II} \frac{dY}{dt} = Q_6; \\ Q_7 &= \eta W \frac{dP_1}{dt}; Q_8 = \eta W \frac{dP_2}{dt}. \end{aligned}$$

Уравнение движения силового поршня

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} + D \frac{dY}{dt} + R_H = F_{II} (P_1 - P_2). \quad (10.3)$$

Уравнение рычага обратной связи

$$R_o \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dY}{dt}. \quad (10.4)$$

Уравнение кулачка обратной связи

$$\frac{dX}{dt} = k_0 r_0 \frac{d\alpha}{dt}, \quad (10.5)$$

где $k_0 = \operatorname{tg} \beta = \frac{X_{MAX}}{L_\alpha}$ - коэффициент, характеризующий угол на-

клона образующей кулачка обратной связи.

Уравнение элемента сравнения

$$Z - X = \sigma \quad (10.6)$$

В системе уравнений (10.1) - (10.6) не были учтены вследствие малых величин следующие факторы: силы инерции вязкого и сухого трения в управляющем сервопоршне и золотниковом распределителе; утечки рабочей среды в зазорах; изменения коэффициента расхода в зависимости от величины управляющих щелей, плотности и вязкости рабочей среды.

Для установившегося режима работы система уравнений (10.1) - (10.6) при $R_H \neq 0$ имеет вид

$$Z = (P_K F_K - P_{CL} F_K - R_{HP}) / J; \quad (10.7)$$

$$Q_{10} = Q_{30}; Q_{20} = Q_{40}; \quad (10.8)$$

$$R_H = F_{II} (P_{10} - P_{20}); P_{10} + P_{20} = P_H; \quad (10.9)$$

$$R_0 \cdot \alpha = Y \text{ или } \operatorname{tg} \alpha = Y / R_0; \quad (10.10)$$

$$X = k_0 r_0 \alpha; \quad (10.11)$$

$$Z - X = \sigma. \quad (10.12)$$

Решая совместно уравнения (10.7) – (10.12), получим уравнение статической характеристики САР направляющего аппарата ГТД в следующем виде:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{Y}{R_0} = \operatorname{arctg} \left[\frac{P_K F_K - P_{CL} F_K - R_{HP}}{J r_0 k_0} - \frac{\sigma_0 \left(\sqrt{P_H + \frac{R_H}{F_{II}}} - \sqrt{P_H - \frac{R_H}{F_{II}}} \right)}{r_0 k_0 \left(\sqrt{P_H - \frac{R_H}{F_{II}}} + \sqrt{P_H + \frac{R_H}{F_{II}}} \right)} \right]. \quad (10.13)$$

Из уравнения статической характеристики (10.13) следует, что угол поворота лопаток НА компрессора зависит от конструктивных, настроечных и эксплуатационных параметров системы регулирования.

Точность системы от действия нагрузки определяется из уравнения (10.13) или из передаточной функции замкнутой САР по возмущающему воздействию для установившегося режима работы по следующему выражению:

$$\Delta\alpha = \frac{\sigma_0}{2k_0 r_0 F_{II} P_H} \Delta R_H. \quad (10.14)$$

Используя выражения (10.13), (10.14) и конкретные значения конструктивных, настроечных и эксплуатационных параметров, можно рассчитать теоретические, статические и точностные характеристики системы автоматического регулирования НА ГТД, графические зависимости которых представлены на рисунке 10.2.

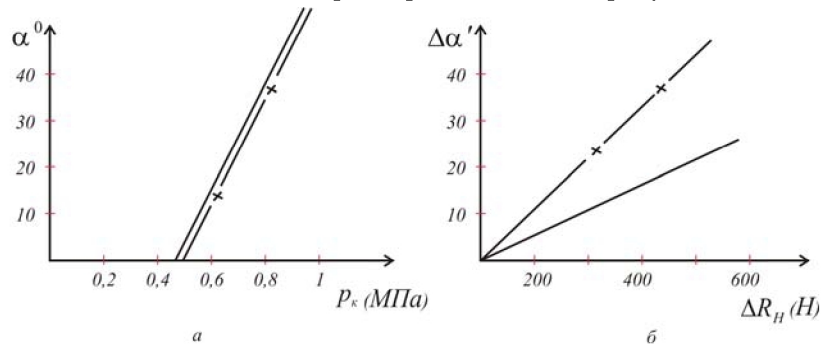


Рисунок 10.2 - Статические характеристики САР направляющего аппарата ГТД:

- а) $\alpha = \alpha(P_k)$, — $R_H = 0$, —x— $R_H = 600 \text{ Н}$;
 б) $\Delta\alpha = \Delta\alpha(\Delta R_H)$, —x— $P_H = 1,5 \text{ МПа}$, — $P_H = 3,0 \text{ МПа}$

Описание лабораторной установки

Экспериментальное исследование статических характеристик САР направляющего аппарата ГТД осуществляется на лабораторной установке, блок-схема которой изображена на рисунке 10.3.

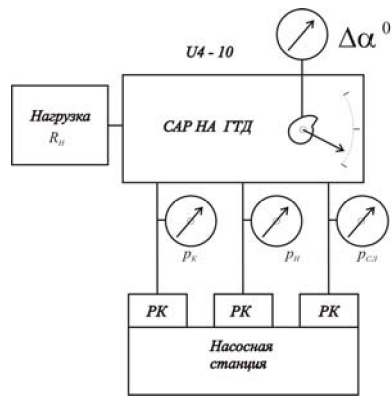


Рисунок 10.3 - Блок-схема лабораторной установки САР направляющего аппарата ГТД

Принципиальная гидравлическая схема лабораторной установки представлена на рисунке 10.4.

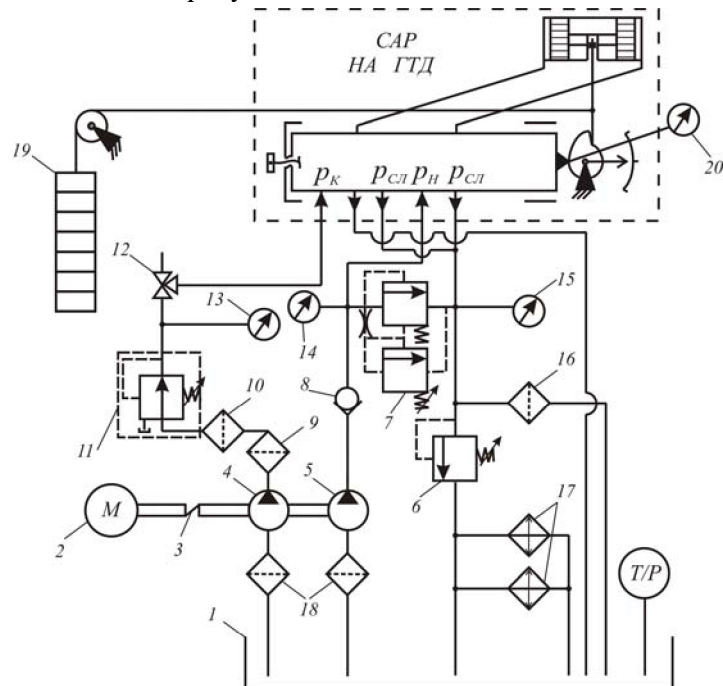


Рисунок 10.4 - Гидравлическая схема лабораторной установки САР направляющего аппарата ГТД

Установка включает в себя натуральный агрегат САР направляющего аппарата ГТД, лопастные насосы 4 и 5, бак с рабочей средой, напорные клапаны 6 и 7, редукционный клапан 11, фильтры 9, 10, 16, 18, электродвигатель переменного тока 2, двухпозиционный кран 12, образцовые манометры 13, 14, 15, радиатор охлаждения 17, механизм нагружения 19 и индикатор перемещения часового типа 20.

Лопастные насосы 4 и 5, приводимые в действие от электродвигателя переменного тока 2 через муфту 3, обеспечивают подачу рабочей среды постоянного давления, регулируемого в диапазоне $P_H = 1,0 \div 3,0 \text{ МПа}$ напорным клапаном 7 непрямого действия (работает в режиме переливного клапана), на вход золотникового распределителя системы; командного давления, регулируемого в диапазоне $P_K = 0,5 \div 1,0 \text{ МПа}$ редукционным клапаном 11, в полость управляющего клапана; давления рабочей среды в сливной магистрали, устанавливаемого в диапазоне $P_{сл} = 0,05 \div 0,25 \text{ МПа}$ напорным клапаном 6, работающим в режиме подпорного клапана.

Образцовые манометры 13, 14, 15 контролируют давление рабочей среды в установившемся режиме работы системы регулирования соответственно в канале управляющего золотника P_K , в полости распределительного золотника P_H и в магистрали слива $P_{сл}$.

Фильтрация рабочей среды на входе в систему осуществляется с помощью сетчатых 18, магнитных 9 и пластинчатых 10 фильтров, а на выходе из системы - фильтром тонкой очистки 16.

Для быстрого перехода от экспериментального исследования статических характеристик системы к исследованию ее динамических характеристик в магистрали подвода командного давления установлен двухпозиционный кран 12. Стабилизация температуры рабочей среды в баке насосной станции осуществляется с помощью

радиатора 17, обдуваемого потоком воздуха от вентилятора, установленного на валу электродвигателя 2.

При исследовании статических характеристик системы регулирования $\alpha = \alpha(P_K)$ угол поворота лопаток направляющего аппарата компрессора контролируется с помощью указателя по шкале агрегата. В процессе исследования точности системы регулирования $\Delta\alpha = \Delta\alpha(R_H)$ нагрузка на исполнительный орган может регулироваться в пределах $R_H = 0 \div 600 \text{ Н}$ с помощью механизма нагружения 19, а величина ошибки измеряется с помощью индикатора перемещения часового типа 20.

Порядок выполнения работы

Работа предполагает выполнение следующих основных этапов:

1. Расчет теоретической статической характеристики системы регулирования $\alpha = \alpha(P_K)$ по формуле (10.13) и характеристики точности $\Delta\alpha = \Delta\alpha(R_H)$ по нагрузке, действующей на исполнительный орган по формуле (10.14), с заполнением таблиц 10.1 и 10.2, а также построением их графических зависимостей.

При расчете статических характеристик следует принять следующие исходные значения конструктивных, настроечных и эксплуатационных параметров системы регулирования:

$$\begin{aligned} P_H &= 1,0 \div 3,0 \text{ МПа}; & R_{\text{ПР}} &= 1,28 \cdot 10^2 \text{ Н}; \\ P_{\text{СЛ}} &= 0,1 \div 0,25 \text{ МПа}; & \sigma_0 &= 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ P_K &= 0,5 \div 1,0 \text{ МПа}; & r_0 &= 1,04 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \\ F_K &= 2,84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; & R_H &= 0 \div 600 \text{ Н}; \\ J &= 16 \cdot 10^3 \text{ Н / м}; & K_0 &= 0,64 \\ F_H &= 7,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \end{aligned}$$

Таблица 10.1 - Значения параметров статической характеристики САР при

$$R_H = 1,0 \div 3,0 \text{ МПа} = \text{const}$$

$P_K, \text{МПа}$	Теоретические		Экспериментальные	
	$R_H = 0$	$R_H = 600H$	$R_H = 0$	$R_H = 600H$
	α^0	α^0	α^0	α^0
0,50				
0,55				
0,60				
...				
...				
1,0				

Таблица 10.2 - Точность САР при $P_K = 0,5 \div 1,0 \text{ МПа} = \text{const}$

$\Delta R_H, H$	Теоретическая			Экспериментальная		
	$P_H = 1,0 \text{ Мпа}$	$P_H = 2,0 \text{ Мпа}$	$P_H = 3,0 \text{ Мпа}$	$P_H = 1,0 \text{ Мпа}$	$P_H = 2,0 \text{ Мпа}$	$P_H = 3,0 \text{ Мпа}$
	$\Delta\alpha^0$	$\Delta\alpha^0$	$\Delta\alpha^0$	$\Delta\alpha^0$	$\Delta\alpha^0$	$\Delta\alpha^0$
100						
200						
300						
400						
500						
600						

2. Проведение экспериментальных исследований статических характеристик САР направляющего аппарата ГТД. Для этого необходимо выполнить следующее:

- установить двухпозиционный кран 12 (см. рисунок 10.4) в положение "статические характеристики САР";
- установить нагрузку на исполнительный орган системы $R_H = 0$;

- включить насосную станцию;
- отрегулировать с помощью винта настройки редуционного клапана 7 давление на входе в золотниковый распределитель системы регулирования в диапазоне $P_H = 1,0 \div 3,0 \text{ МПа} = const$;
- установить с помощью винта настройки редуционного клапана 6 давление в сливной магистрали системы регулирования в диапазоне $P_{сл} = 0,1 \div 0,25 \text{ МПа} = const$;
- установить с помощью винта настройки редуционного клапана 11 командное давление начала процесса регулирования направляющего аппарата компрессора $P_K = 0,5 \text{ МПа}$;
- изменяя плавно с помощью винта настройки редуционного клапана 11 командное давление с шагом $\Delta P_K = 0,05 \text{ МПа}$ в диапазоне $P_K = 0,5 \div 1,0 \text{ МПа}$, измерять с помощью указателя по шкале агрегата соответственно величину угла α поворота лопаток направляющего аппарата компрессора и записывать результаты в таблицу 10.1;
- снизить командное давление в полости клапана $P_K = 0,5 \text{ МПа}$, установить нагрузку на исполнительный орган $R_H = 600 \text{ Н}$ и, изменяя плавно с помощью винта настройки редуционного клапана 11 командное давление с шагом $\Delta P_K = 0,05 \text{ МПа}$ в диапазоне $P_K = 0,5 \div 1,0 \text{ МПа}$, вновь измерить по шкале агрегата соответственно величину угла α поворота НА и записать результаты в таблицу 10.1;
- снять нагрузку и уменьшить давление во всех магистралях САР до величины $P_K \cong 0; P_H \cong 0; P_{сл} \cong 0$;
- выключить насосную станцию.

3. Проведение экспериментальных исследований точностных характеристик САР направляющего аппарата ГТД. Для этого необходимо выполнить следующее:

- установить двухпозиционный кран 12 (см. рисунок 10.4) в положение "статические характеристики САР";
- установить нагрузку на исполнительный орган системы $R_H = 0$;
- включить насосную станцию;
- установить с помощью винта настройки редукционного клапана 11 командное давление в полости управляющего клапана в диапазоне $P_K = 0,5 \div 1,0 \text{ МПа} = const$;
- отрегулировать с помощью винта настройки редукционного клапана 6 давление в сливной магистрали системы регулирования в диапазоне $P_{СИ} = 0,1 \div 0,25 \text{ МПа} = const$;
- установить с помощью винта настройки редукционного клапана 7 давление на входе в золотниковый распределитель системы регулирования $P_H = 1,0 \text{ МПа}$;
- изменяя нагрузку на исполнительный орган системы регулирования с шагом $\Delta R_H = 100 \text{ Н}$ в диапазоне $R_H = 0 \div 600 \text{ Н}$, измерять с помощью индикатора перемещения часового типа ИЧ-10 величину ошибки угла $\Delta \alpha$ поворота лопаток НА компрессора и записывать результаты в таблицу 10.2;
- снять нагрузку, действующую на исполнительный орган системы, до $R_H = 0$, установить с помощью винта настройки редукционного клапана 7 новые значения давления на входе в золотниковый распределитель системы регулирования $P_H = 2,0 \text{ МПа}$ и $P_H = 3,0 \text{ МПа}$ и снова, изменяя нагрузку на исполнительном органе системы с шагом $\Delta R_H = 100 \text{ Н}$ в диапазоне $R_H = 0 \div 600 \text{ Н}$, измерять соответственно величину ошибки угла $\Delta \alpha$ поворота лопаток НА компрессора и записывать результаты в таблицу 10.2;

- снять нагрузку и уменьшить давление во всех магистралях САР до величины $P_K \cong 0; P_H \cong 0; P_{СЛ} \cong 0$;
- выключить насосную станцию.

Оформление отчета

В отчете о проделанной работе необходимо привести следующие данные:

1. Блок-схему лабораторной установки (см. рисунок 10.3), принципиальную схему САР, методику проведения экспериментальных исследований и основные расчетные формулы.
2. Теоретические и экспериментальные статические и точностные характеристики системы соответственно $\alpha = \alpha(P_K)$ и $\Delta\alpha = \Delta\alpha(\Delta R_H)$.
3. Анализ сходимости расчетных и экспериментальных статических и точностных характеристик САР.
4. Анализ влияния конструктивных, настроечных и эксплуатационных параметров системы регулирования на ее статические и точностные характеристики.
5. Выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Какими уравнениями описывается функционирование САР направляющего аппарата ГТД?
2. Как влияют параметры системы $J, F_K, F_{II}, R_{ПР}, P_{СЛ}$ и R_H на ее статические характеристики?
3. Как влияют параметры системы F_{II}, P_H, σ_0 и R_H на ее точностные характеристики?
4. Дать оценку сходимости расчетных и экспериментальных статических характеристик САР.
5. Дать оценку сходимости расчетных и экспериментальных точностных характеристик.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 11

Гидропривод пресса фирмы Erfurt PTR 2000 + 1200

Эксплуатация современных машин и агрегатов основывается на широком применении гидропривода. Все большее распространение гидроприводы получают и в кузнечно-прессовом производстве. Во многом этому способствует совершенствование гидроприводных систем, обеспечивающих повышение производительности прессов. Требования по быстрдействию процессов в элементах кузнечно-прессового оборудования заставляют обращать серьезное внимание и на динамику гидравлического привода. Кроме того, динамические нагрузки в нем приводят к высокому уровню вибрации, шума, снижают надежность и работоспособность всей производственной линии.

С помощью кузнечно-прессового оборудования, работа которого в настоящее время невозможна без использования гидравлического привода, изготавливаются уникальные детали из стали, титана, легких и цветных сплавов для атомных реакторов, гидравлических и паровых турбин, судов, авиалайнеров, наземных транспортных средств.

Гидравлическим приводом называется совокупность гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний (трубопроводов) и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости. К гидромашинам относятся насосы и гидродвигатели. Гидроаппаратура – это устройства управления гидроприводом, при помощи которых он регулируется, а также средства защиты его от чрезмерно высоких и низких давлений жидкости. Вспомогательными устройствами служат так называемые кондиционеры рабочей жидкости, обеспечивающие ее качество и состояние. Перечисленные элементы связаны между собой гидролиниями, по которым движется рабочая жидкость.

В настоящем разделе приводится описание гидропривода прес-са фирмы Erfurt, использующегося в кузнечно-прессовом произ-водстве ОАО «АвтоВАЗ».

11.1 Общие сведения о кузнечно-прессовом оборудовании

Основным элементом кузнечно-прессового оборудования яв-ляются инструментальные штампы, которые широко применяют для изготовления деталей из листового металла. Одной из важных операций штамповки являются вытяжка, с помощью которой из листового металла получают многие ответственные детали цилиндрической, конической, ступенчатой, коробчатой, сложной несим-метричной формы.

Вытяжка представляет собой процесс превращения плоской (первая операция вытяжки) или полый (вторая и последующие опе-рации вытяжки) заготовки в полую деталь заданной формы и раз-меров. Получение глубоких и сложных по форме деталей произво-дят за 4...6 и более операций вытяжки. Вытяжка осуществляется инструментальными штампами на гидравлических и механических прессах одинарного или двойного действия.

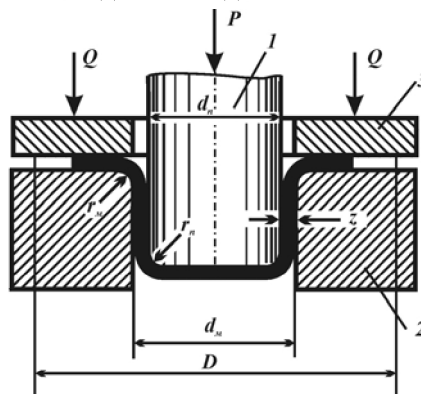


Рисунок 11.1 - Схема вытяжного штампа с прижимом плоской заготовки (первая операция вытяжки):

1 – пуансон, 2 – матрица, 3 – прижим (складкодержатель); P – усилие вытяжки, Q – усилие прижима, D – диаметр плоской заготовки

Принципиальная схема штампа с прижимом для вытяжки детали из плоской заготовки (первая операция вытяжки) показана на рисунке 11.1. Превращение плоской заготовки на этом штампе в полое изделие производится путем втягивания заготовки в полость матрицы под действием усилия P , приложенного к пуансону. В процессе втягивания заготовки на ее фланцевой части образуются складки. Для предотвращения складкообразования фланец заготовки в процессе вытяжки прижимается к плоской поверхности матрицы складкодержателем (прижимом). С помощью такого штампа получают изделие в виде стакана с наружным диаметром, равным диаметру матрицы d_m , или цилиндрическую деталь с фланцем, как показано на рисунке 1.1.

Получение качественных деталей методом вытяжки зависит от целого ряда факторов, главными из которых являются: допустимая степень деформации (коэффициент вытяжки), величина радиуса скругления кромки матрицы r_m и пуансона r_n , значение зазора z между пуансоном и матрицей, смазка и др.

Пресс, на котором реализуется процесс вытяжки, состоит (см. рисунок 11.2) из неподвижной, как правило, нижней, и подвижной верхней части. В неподвижной части прессы монтируется матрица, а строго согласованно с ее рабочим контуром в подвижной части прессы устанавливается пуансон. Однако иногда требуются прессы, где пуансон монтируют на нижней части, а матрицу – на верхней. Точное направление движения верхней части прессы относительно нижней определяется направляющими колонками и втулками. Направляющие колонки, как правило, запрессовываются в неподвижную часть прессы, а направляющие втулки – в подвижную.

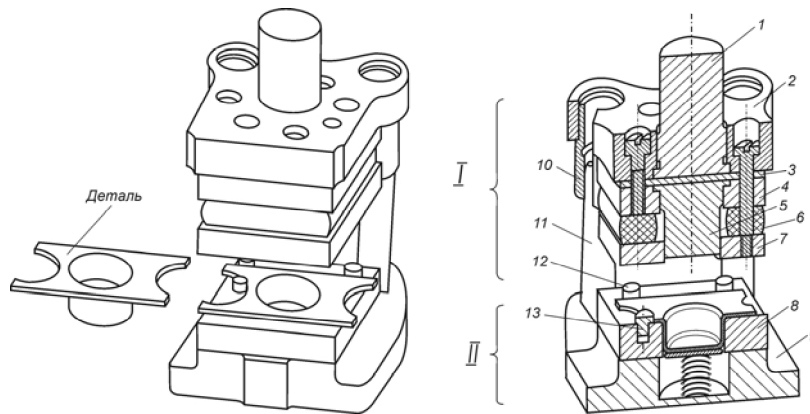


Рисунок 11.2 - Общий вид и разрез прессы:

I – подвижная и II – неподвижная части прессы; 1 – хвостовик, 2 – верхняя плита, 3 – подкладная плита, 4 – пуансонодержатель, 5 – пуансон, 6 – резина съёмника, 7 – съёмник, 8 – матрица, 9 – нижняя плита, 10 – направляющая втулка, 11 – направляющие упоры, 12, 13 – шаговые упоры (на чертеже хвостовик, пуансон, шаговый упор и винты для наглядности разрезаны)

11.2 Назначение и принцип действия прессы Erfurt

Пресс фирмы Erfurt (модель РТг 2000+1200) установлен в прессовом производстве ОАО «АвтоВАЗ». Он предназначен для получения вытяжкой из плоского металлического оцинкованного листа толщиной 1,8 мм следующих деталей:

- 1) брызговиков двигателя автомобилей ВАЗ 10-й серии;
- 2) арок передних колес автомобиля ВАЗ-2123.

Получение этих деталей характеризуется глубокой вытяжкой материала и весьма значительными величинами коэффициента вытяжки. Отклонение в этих условиях от строго определенного технологического процесса вытяжки приводит к следующим дефектам:

- 1) прорыв листа заготовки – при превышении предельного значения степени деформации в случае увеличения выше заданного усилия прижима складкодержателем;
- 2) складкообразование – при недостаточном усилии прижима

складкодержателем.

Таким образом, обеспечение заданного усилия прижима металлического листа (заготовки) к матрице является условием высокой производительности штампа, которая во многом определяется количеством бракованных изделий. Отличительной особенностью работы штампа является то, что поставляемые металлургическим производством заготовки характеризуются достаточно высокими отклонениями толщины листа от номинального значения (1,8 мм) как в пределах одного листа, так и в пределах всей партии. Это приводит к необходимости оперативной периодической корректировки усилия прижима заготовки к матрице и является причиной специальной доработки штампа фирмой-производителем.

Схема прессы Erfurt представлена на рисунке 11.3. Конструктивной особенностью штампа является неподвижный пуансон 7, установленный в неподвижной нижней плите 8. Матрица 2, установленная в матрицедержателе 1, связанном с ползуном (на схеме не показан), совершает вертикальное возвратно-поступательное движение в направляющих 3. Ползун приводится в движение от кулачкового привода мощностью 2 МВт. Заготовка 4 (металлический лист) автоматически устанавливается на прижимы 6, оснащенные соответствующей системой упоров, с помощью грейферной передачи (на схеме не показана). Прижимы 6 штоками 9 связаны с массивной подвижной подушкой 10 ($m = 2000$ кг). Подушка 10 через соединительные штоки 11 опирается на поршни 12 четырех вытеснительных гидроцилиндров 15 и поршень центрального гидроцилиндра 16.

При рабочем ходе матрица 2, приводимая в движение ползуном, опускается вниз. Прижимы 6 выполняют функцию складкодержателей и после их соприкосновения с матрицей под усилием от ползуна также опускаются вниз. При этом происходит формообразование детали. Усилие прижатия заготовки к матрице – регулируемое и может изменяться с помощью электронной системы

управления дистанционно с пульта оператора пресса. Усилие прижатия регулируется путем программируемого изменения давления в полостях вытеснительных цилиндров 15. Причем возможна индивидуальная настройка давления вытеснения в каждом отдельном гидроцилиндре.

Движение вверх матрицы 2 с матрицедержателем 1 происходит под действием усилия, передаваемого от ползуна, приводимого мощным электродвигателем. Немного отставая от матрицы, вверх поднимается также система прижимов 6 со штоками 9 и подушки 10. Движение этой системы вверх осуществляется путем подачи рабочей жидкости в нижнюю полость центрального гидроцилиндра от насосной станции высокого давления. Подушка 10, связанная через соединительный механизм 13 и ползушку 14 с плунжерами 12 вытеснительных гидроцилиндров 15, поднимает их вверх.

В верхнем положении подушка удерживается за счет запертого объема жидкости в нижней полости центрального гидроцилиндра 16.

Перемещение готовой детали осуществляется с помощью грейферной передачи.

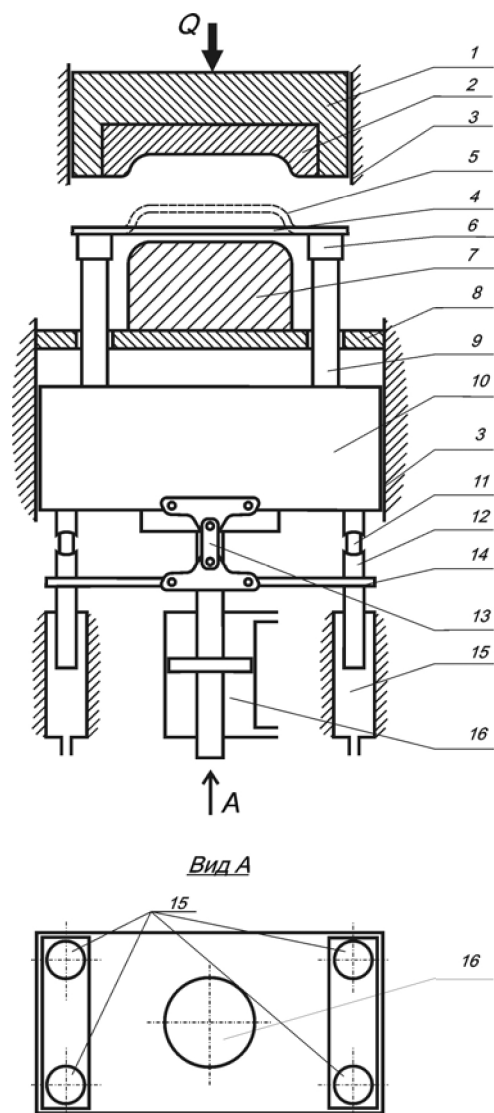


Рисунок 11.3 - Схема прессы Erfurt:

1 – матрицедержатель, 2 – матрица (подвижная), 3 – направляющие, 4 – заготовка, 5 – готовая деталь, 6 – прижимы, 7 – пуансон (неподвижный), 8 – нижняя неподвижная плита, 9 – штоки прижимов, 10 – подушка, 11 – соединительные штоки, 12 – плунжеры вытеснительных гидроцилиндров, 13 – соединительный механизм, 14 – ползушка, 15 – вытеснительные гидроцилиндры, 16 – центральный гидроцилиндр

11.3 Гидропривод кузнечно-прессового производства

Гидравлический привод включает в себя:

- источник жидкости необходимого давления;
- рабочую жидкость;
- аппаратуру управления потоками жидкости;
- соединительные гидролинии;
- исполнительный механизм.

В кузнечно-прессовых машинах применяются в большинстве случаев гидроприводы, в которых исполнительный механизм (гидроцилиндр) является гидродвигателем поступательного движения.

Гидропривод широко используется в современных кузнечно-прессовых машинах благодаря следующим достоинствам:

- 1) возможность обеспечения больших усилий на выходном звене исполнительного механизма;
- 2) компактность и небольшая масса по сравнению с механическими приводами;
- 3) возможность передачи движения и энергии при значительном расстоянии между входным (насос, пневмогидроаккумулятор) и выходным (исполнительный механизм) элементами привода с высоким коэффициентом полезного действия;
- 4) возможность бесступенчатого или дискретного регулирования скорости движения выходного звена в широких пределах;
- 5) простота контроля нагрузки и надежная защищенность от перегрузок;
- 6) простота автоматического управления в функции давления жидкости или пути выходного звена;
- 7) малая инерционность привода, благодаря чему разгон и торможение выходного звена происходят за короткое время.

Указанные достоинства гидропривода позволили существенно усовершенствовать технологические процессы в кузнечно-прессовом производстве. Так, например, на прессе с гидравличе-

ским приводом появилась возможность изменения в широком диапазоне скоростного и силового режимов деформирования в соответствии с требованиями технологии. При этом достаточно просто реализуется контроль значения технологической нагрузки и скорости деформирования.

Использование гидропривода позволило создать прессы с несколькими исполнительными механизмами – многоползунные прессы для штамповки сложных изделий в штампах с несколькими плоскостями разъема.

11.4 Характеристика, системы и агрегаты гидропривода прессы Erfurt

11.4.1 Рабочая жидкость

Рабочая жидкость должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) безопасность (нетоксичность, пожарная безопасность);
- 2) совместимость с материалами, из которых изготовлены детали, контактирующие с жидкостью;
- 3) смазывающая способность – жидкость должна образовывать устойчивые пленки на поверхностях пар трения;
- 4) вязкость жидкости не должна сильно уменьшаться при повышении температуры;
- 5) жидкость должна обладать антипенными свойствами, то есть не образовывать пены при перемешивании, которое всегда происходит во время движения жидкости в баке;
- 6) стабильность свойств – способность сохранять свойства на постоянном уровне в течение длительного срока эксплуатации;
- 7) невысокая стоимость.

В прессе Erfurt применяется нефтяное масло марки И-20А (ГОСТ 26799-88).

На работу гидропривода оказывают существенное влияние и антипенные свойства рабочей жидкости.

Плотность рабочей жидкости ρ (кг/м³) оказывает влияние на

потерю давления Δp (Па) при течении жидкости через местные сопротивления:

$$\Delta p = \frac{\xi \rho V^2}{2},$$

где ξ - коэффициент сопротивления;

V - средняя скорость жидкости в сечении гидравлической линии за сопротивлением, м/с.

Плотность рабочих жидкостей растет с увеличением давления и уменьшается с увеличением температуры. При температуре 20⁰С и атмосферном давлении плотность минеральных масел составляет 850...900 кг/м³. Повышение давления от 0,1 МПа до 50 МПа приводит к увеличению плотности на 3...5%, а повышение температуры от 2⁰С до 80⁰С – к ее уменьшению на 4...5%.

Зависимость плотности жидкости от температуры имеет вид

$$\rho_t = \rho_1 (1 - \alpha \Delta t),$$

где ρ_t, ρ_1 - плотность жидкости соответственно при температуре t и t_1 (⁰С);

α - температурный коэффициент объемного расширения жидкости, 1/⁰С;

$$\Delta t = t - t_1.$$

Для минеральных масел $\alpha \approx (7,5...8,5) \cdot 10^{-4}$ 1/⁰С.

Сжимаемость, или свойство жидкости изменять свой объем под действием давления, характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_p (м²/Н), который представляет собой относительное изменение объема, приходящееся на единицу давления, т. е.

$$\beta_p = -\frac{dV}{dp} \frac{1}{V}.$$

Знак минус в формуле обусловлен тем, что положительному приращению давления p соответствует отрицательное приращение

(т. е. уменьшение) объема V .

Величина, обратная коэффициенту β_p , представляет собой модуль объемной упругости K . Для минеральных масел он равен приблизительно 1200... 1400 МПа.

Вязкость – это свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу ее слоев относительно друг друга под действием касательной силы, обусловленной внутренним трением.

Минеральные масла относят к так называемым ньютоновым жидкостям, подчиняющимся Ньютону закону вязкого сдвига. Согласно этому закону касательное напряжение τ в жидкости зависит от ее рода и характера течения и при слоистом течении изменяется прямо пропорционально так называемому поперечному градиенту скорости (см. рисунок 11.4):

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}.$$

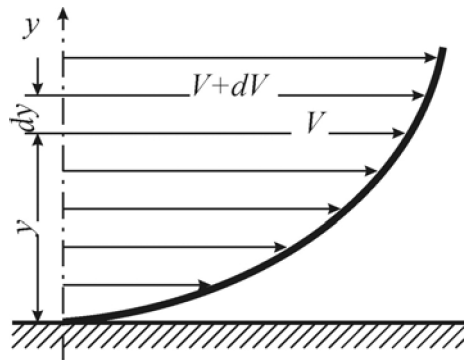


Рисунок 11.4 - Профиль скоростей при течении вязкой жидкости около стенки

Коэффициент пропорциональности μ (Па·с) называют динамической вязкостью, или просто вязкостью.

Кинематической вязкостью ν ($\text{м}^2/\text{с}$) жидкости называется величина, определяемая формулой

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Кинематическую вязкость часто выражают в стоксах (Ст):
 $1\text{Ст} = 1\text{см}^2/\text{с} = 10^{-4}\text{ м}^2/\text{с}$.

Вязкость масел, используемых в гидроприводах прессов, находится в интервале 6...44 Ст при температуре 50°C и давлении 0,1 МПа.

11.4.2 Источники давления рабочей жидкости в гидроприводе пресса Erfurt

Гидропривод пресса Erfurt имеет 2 независимые гидравлические подсистемы (см. раздел 11.5). Источником энергии в одной из них служит технологическая пневматическая система наддува гидробаков. Источником энергии второй подсистемы является насосная станция фирмы RexRoth.

Таким образом, в первой подсистеме источник энергии – компрессорная станция – удален от пресса и не входит в его состав.

Насосная станция фирмы RexRoth (источник энергии второй подсистемы) состоит из ряда шестеренных насосов различной производительности.

Шестеренный насос относится к классу роторно-вращательных насосов, в которых рабочая камера ограничена поверхностями статора и ротора. Периодическое изменение объема камеры при вращении вала насоса обусловлено геометрией поверхностей статора и ротора.

Рабочая жидкость в насосах такого типа переходит из зоны всасывания в зону нагнетания, двигаясь вместе с ротором. Роторно-вращательные насосы – бесклапанные. Таким образом, благодаря простоте конструкции шестеренные насосы получили очень широкое распространение в качестве нерегулируемых насосов, приме-

няемых для питания гидropередач небольшой мощности с дроссельным управлением.

В гидросистеме пресса Erfurt в качестве основного используется шестеренный насос фирмы RexRoth с внутренним зацеплением (рисунок 11.5). Такие насосы имеют более высокие энергетические и массовые показатели по сравнению с шестеренными насосами с внешним зацеплением. Ведущей является внутренняя шестерня 2 с наружными зубьями. Подводящее 4 и отводящее 1 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 3 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. В развитых подшипниках скольжения 6 и 7 (см. рисунок 11.6) располагается и вал 8 ведущей шестерни. Охватывающая шестерня 3 опирается на секторный гидростатический подшипник 9, питаемый через отверстия 10 в шестерне 3. Подшипник расположен в зоне равнодействующей сил давления, нагружающий элемент 5 выполнен самоустанавливающимся.

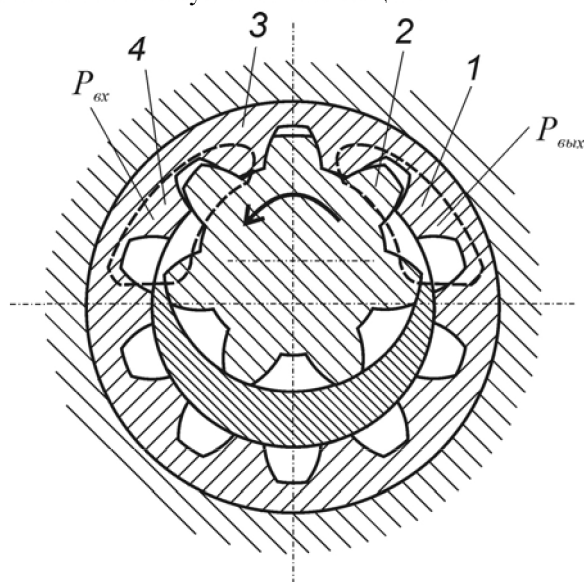


Рисунок 11.5 - Шестеренный насос с внутренним зацеплением

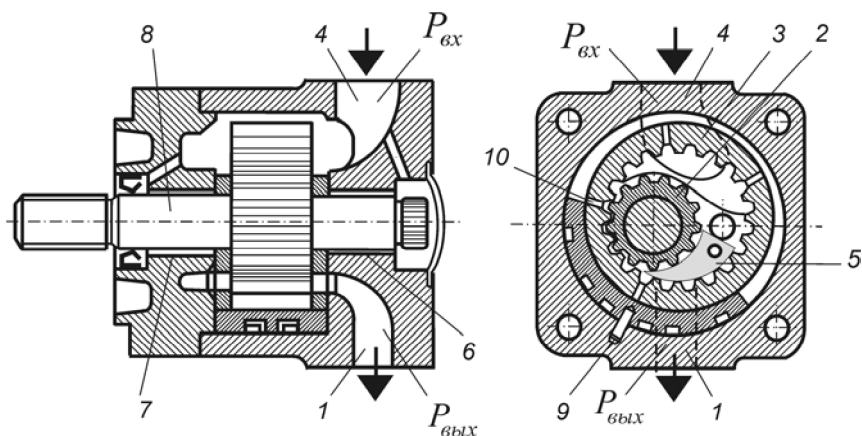


Рисунок 11.6 - Шестеренный насос с внутренним зацеплением и гидростатическим уравновешиванием радиальных сил

К достоинствам шестеренных насосов с внутренним зацеплением следует отнести то, что при одинаковых рабочих объемах по размерам и массе они практически не уступают пластинчатым и значительно превосходят насосы с наружным зацеплением. При одинаковых габаритах шестеренные насосы с внутренним зацеплением обладают большей подачей, чем насосы с внешним зацеплением. Кроме того, их преимуществом является симметричное расположение приводного вала относительно корпуса. Преимуществом шестеренных насосов с внутренним зацеплением перед пластинчатыми является отсутствие контактного трения, возникающего между пластинами и статором и ограничивающего максимальное давление пластинчатого насоса. В насосе с внутренним зацеплением шестерни ориентированы подшипниками и всюду, кроме места зацепления, могут быть гарантированы зазоры, определяемые точностью изготовления. Если эта точность позволяет получать малые зазоры, то такие насосы способны работать с малыми утечками при давлениях, превосходящих пределы, доступные для пластинчатых гидромашин.

К недостаткам шестеренных насосов следует отнести несколько большую сложность изготовления, а также то, что их напороспособность несколько ниже, чем у насосов с внешним зацеплением. Последнее объясняется тем, что путь переноса рабочих камер в этих насосах гораздо короче, чем в насосах с внешним зацеплением, а следовательно, меньше степень герметичности. Кроме того, при высоких давлениях фактором, ограничивающим давление насоса с внутренним зацеплением, становится работоспособность подшипников скольжения.

Все шестеренные насосы насосной станции имеют привод от электродвигателей постоянной частоты вращения. Частота вращения роторов всех насосов постоянная (нерегулируемая) и составляет 1450 об/мин. Основной насос, служащий для питания центрального гидроцилиндра, имеет мощность 55 кВт и производительность 116 л/мин. Максимальное давление на выходе из насоса ограничивается предохранительным клапаном и составляет 25,5 МПа.

Дополнительные насосы предназначены:

а) для прокачки рабочей жидкости через водомасляный теплообменник с целью охлаждения рабочей жидкости, сливаемой в гидробак. Насос нерегулируемый, мощность привода – 4 кВт, производительность – 100 л/мин;

б) для прокачки рабочей жидкости через сепараторную установку с целью очистки масла. Мощность привода – 1,1 кВт, производительность – 17 л/мин.

11.4.3 Исполнительные механизмы в гидроприводе пресса Erfurt

Исполнительные механизмы гидравлических прессов – это гидроцилиндры. В гидроприводе пресса Erfurt применяются гидроцилиндры 2 типов (рисунок 11.7):

а) плунжерные гидроцилиндры – 4 вытеснительных цилиндра 15 (см. рисунок 11.3) – являются силовыми устройствами односто-

ронного действия (см. рисунок 11.7, а);

б) поршневой гидроцилиндр – центральный гидроцилиндр 16 (см. рисунок 11.3) – силовое устройство в общем случае двухстороннего действия (см. рисунок 11.7, б).

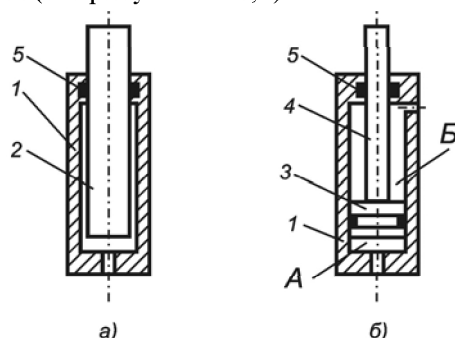


Рисунок 11.7 - Типы гидроцилиндров, применяемых в гидравлических прессах: а – плунжерный; б – поршневой; 1 – цилиндр; 2 – плунжер; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – уплотнительное устройство; А – поршневая полость; Б – штоковая полость

Вытеснительные гидроцилиндры плунжерного типа предназначены для обеспечения заданного усилия прижатия заготовки в процессе рабочего хода, которое регулируется величиной давления в полости цилиндра. При движении подушки 10 (см. рисунок 11.3) вверх вслед за ней увлекаются и плунжеры 12 через соединительный механизм 13 и ползушку 14. Объем полости вытеснительного гидроцилиндра увеличивается и происходит ее заполнение рабочей жидкостью из гидробака под давлением его наддува воздухом. Во время рабочего хода подушка 10, увлекаемая вниз силой давления ползуна, давит на плунжеры 12. В рабочей полости вытеснительных цилиндров создается высокое давление (порядка 12 МПа), поддерживаемое постоянным соответствующей аппаратурой управления за счет регулирования величины слива рабочей жидкости в гидробак. Данное давление (величину которого можно регулировать с пульта управления прессом) и обеспечивает заданное усилие прижатия заготовки, гарантирующее исключение прорывов и складкообразования.

Центральный гидроцилиндр поршневого типа имеет 2 рабочие полости, независимые друг от друга. Нижняя полость соединена с насосной станцией (см. раздел 11.4.2). При ее заполнении под высоким давлением (20 МПа) от основного шестеренного насоса происходит подъем подушки 10 (см. рисунок 11.3) вверх. При этом верхняя полость соединена со сливом. Во время рабочего хода нижняя полость соединяется со сливом, а верхняя полость заполняется жидкостью из гидробака под давлением его наддува сжатым воздухом.

11.4.4 Аппаратура управления

Аппаратура управления гидропривода может быть разделена на распределительную, регулирующую и защитную.

Распределительная аппаратура обеспечивает распределение потоков рабочей жидкости в соответствии с циклом работы машины. К ней относятся клапанные и золотниковые распределители, а также клапаны, пропускающие жидкость только в одном направлении – так называемые обратные клапаны и некоторые специальные устройства на их базе (поддерживающие клапаны и гидрозамки).

В гидроприводах, где в качестве рабочей жидкости применяют минеральное или синтетическое масло, используют золотниковые распределители. Вместо термина «золотниковый распределитель» иногда используется термин «золотник». В этом случае под словом «золотник» понимают как распределитель в сборе, так и запорно-регулирующий элемент распределителя. Принцип действия распределителя поясняется схемой, приведенной на рисунке 11.8. Данный распределитель предназначен для управления движением жидкости по четырем гидролиниям. В корпусе 1 запрессована втулка 2, в которой с возможностью относительного осевого перемещения установлен золотник (плунжер) 3. Плунжер 3 расчленен на запорно-регулирующие звенья 4, 5 и 6. Втулка 2 имеет окна, которые соединены с каналами I-IV, предназначенными для подвода и отвода жидкости. Канал I соединяют с источником жидкости вы-

сокого давления, канал II – с линией слива, каналы III и IV – с полостями, например, поршневого гидроцилиндра, управляемого данным распределителем. В нейтральном положении, показанном на рисунке 11.8, запорно-регулирующие звенья 4, 5 и 6 перекрывают каналы I и II. Таким образом, каналы III и IV отсоединены от напорной и сливной линий. В крайнем левом положении золотника канал III будет соединен со сливом, а канал IV – с насосом. В крайнем правом положении канал III будет соединен с насосом, а канал IV со сливом.

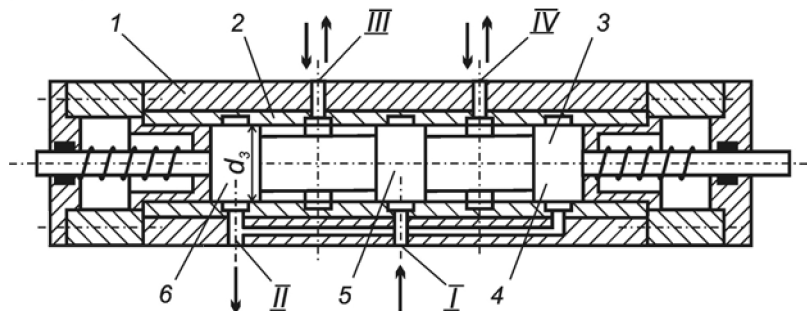


Рисунок 11.8 - Золотниковый распределитель

Схемы распределения потоков жидкости золотниковыми распределителями, используемыми в гидросистеме пресса Erfurt, представлены на рисунке 11.9. Двухпозиционные распределители а) и б) относятся к трехходовым золотникам; в) – к четырехходовым.

У золотникового распределителя (рисунок 11.9,а) потребитель *A* подключается либо к напорной линии *P* (в правом положении золотника), либо к линии слива *T* (в левом положении золотника).

Золотниковый распределитель (рисунок 11.9,б) имеет 2 рабочих положения. В правом положении золотника потребитель *A* соединен с напорной линией *P*; окно подвода жидкости к потребителю *B* перекрыто соответствующей кромкой золотника. В левом положении к напорной линии *P* подключается потребитель *B*; каналы потребителя *A* перекрыты.

У четырехходового распределителя (рисунок 11.9, в) в правом положении золотника напорная линия P подсоединена к потребителю A , линия потребителя B соединена со сливом T . В левом положении к напорной линии P подключается потребитель B , потребитель A соединяется со сливом.

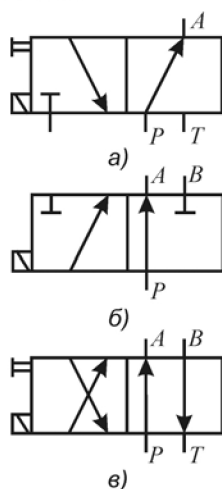


Рисунок 11.9 - Условные обозначения двухпозиционных золотниковых распределителей

Перемещение золотников осуществляется при помощи электромагнитов. Кроме того в распределителях (рисунок 11.9, а, в) предусмотрена возможность перемещения золотника вручную.

Обратные клапаны предназначены для пропускания жидкости в одном направлении. Они самоуправляемы, т. е. их состояние – открытое или закрытое – зависит от направления потока жидкости. Обратные клапаны выполняют с шариковым, тарельчатым, золотниковым и коническим запирающими элементами. Шариковые обратные клапаны применяют в гидросистемах с небольшими расходами. При больших расходах рациональней использовать конические клапаны, которые имеют меньшие габариты. Схема обратного конического клапана показана на рисунке 11.10. Условное обозначение обратного клапана на принципиальной схеме гидросистемы

представлено на рисунке 11.11. Пружина предназначена для ускорения посадки клапана на седло при «запрещенном» направлении потока.

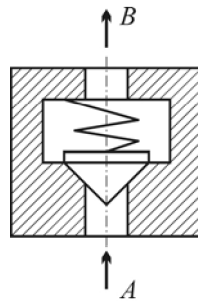


Рисунок 11.10 - Схема обратного клапана

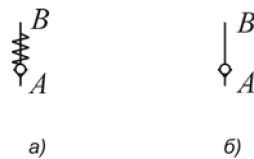


Рисунок 11.11 - Условное обозначение обратного клапана:
а) нагруженный пружиной; б) ненагруженный

В некоторых случаях необходимо применять управляемые обратные клапаны, т. е. гидрозамки, которые позволяют запирать систему, а при необходимости пропускать жидкость в обоих направлениях. Такие клапаны применяют, например, при удержании грузоподъемного устройства длительное время под нагрузкой с отключенным насосом, при необходимости поддерживать постоянное давление в системе с отключенным насосом, для надежного предохранения гидроцилиндра от перемещения при изменении направления приложения внешней нагрузки. Гидрозамки (рисунок 11.12) представляют комбинацию обратного клапана и клапанного распределителя с гидравлическим управлением. Условное обозначение гидрозамка на принципиальной схеме гидросистемы показано на рисунке 11.13. Для разъединения линий *A* и *B* необходимо в полость поршня подать жидкость под достаточным давлением (например, под давлением в линии *B*) через линию управления *X*.

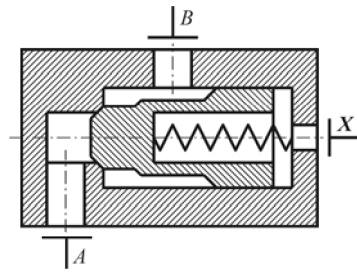


Рисунок 11.12 - Схема гидрозамка

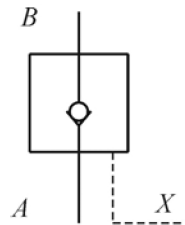


Рисунок 11.13 - Условное обозначение гидрозамка

К защитной аппаратуре относятся предохранительные клапаны, предназначенные для ограничения верхнего уровня давления в гидросистеме. При достижении установленного значения давления предохранительный клапан соединяет напорную линию со сливной. Клапан (рисунок 11.14) имеет запорно-регулирующий элемент 6, опирающийся в закрытом положении на седло 7, направляющую часть 3, обеспечивающую центровку клапана относительно седла, и пружину 2 (чаще с опорным шарниром 1), размещенные в корпусе 4. К камере 5 корпуса присоединены подводящий 8 и отводящий 9 каналы. Запорно-регулирующий элемент 6 прижат к седлу 7 пружиной 2, которая при сборке клапана нагружена значительным начальным усилием. Канал 8 соединен с напорной линией, а канал 9 – со сливной. При достижении расчетного давления запорно-регулирующий элемент 6 отжимается и канал 8 соединяется со сливом. Условное обозначение предохранительного клапана на принципиальной схеме гидросистемы представлено на рисунке 11.15.

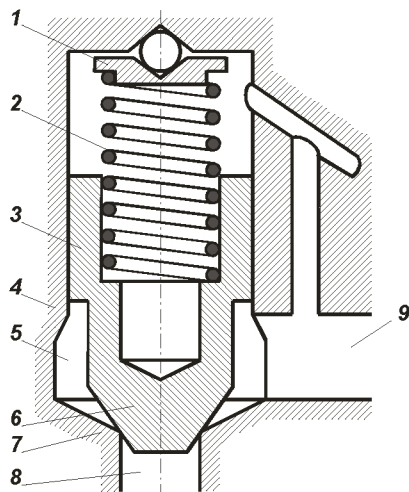


Рисунок 11.14 - Предохранительный клапан прямого действия

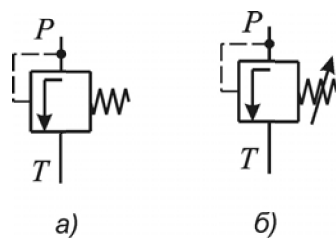


Рисунок 11.15 - Условное обозначение предохранительного клапана:
а) с фиксированной настройкой; б) регулируемый

Регулирующую аппаратуру можно разделить на два класса: 1) аппаратуру управления давлением жидкости и 2) аппаратуру управления расходом жидкости.

Аппаратура управления расходом жидкости в гидросистеме пресса Erfurt представлена блоком «демпфирования конечных положений». Он предназначен для уменьшения скорости подъема подушки 10 (см. рисунок 11.3) при приближении ее к крайнему верхнему положению за счет уменьшения количества жидкости, поступающей в подпоршневую полость центрального гидроцилиндра 16. Это осуществляется делением потока жидкости, нагнетаемой насосной станцией RexRoth (см. раздел 11.4.2) с постоянной

подачей, на два потока, один из которых направляется в подпоршневую полость центрального цилиндра 16, а другой – на слив. Изменение соотношения расходов в двух потоках достигается при помощи дросселя, поэтому такое регулирование скорости называется дроссельным. Дроссель, или дроссельный клапан, представляет собой местное гидравлическое сопротивление, устанавливаемое в одной из гидравлических линий (в рассматриваемой гидросистеме пресса Erfurt – в линии слива надпоршневой полости центрального гидроцилиндра). Коэффициент сопротивления дросселя, а следовательно, перепад давлений и расход жидкости, проходящей через дроссель, могут бесступенчато регулироваться в широких пределах путем изменения площади проходного сечения. Стоимость гидропривода с дроссельным регулированием ниже, чем с объемным, благодаря использованию менее дорогих насосов с постоянной подачей. Недостаток дроссельного регулирования – пониженный КПД гидропривода из-за того, что часть нагнетаемой насосом жидкости высокого давления вытесняется в бак и, следовательно, не совершает полезной работы. На рисунке 11.16 показан дроссельный клапан осевого типа (стрелки показывают направление движения жидкости). Если в полостях 3 и 4 клапана отсутствует командное давление $P_{ком1}$ или $P_{ком2}$, то дроссель 1 под действием пружины 2 занимает положение, отвечающее наибольшей площади проходного сечения. При подаче командного давления $P_{ком2}$ в полость 4 дроссель 1 смещается влево от исходного положения, уменьшая площадь проходного сечения. Подача командного давления $P_{ком1}$ в полость 3 приводит к увеличению площади проходного сечения и расхода рабочей жидкости через клапан. Принципиальная схема блока демпфирования конечных положений представлена на рисунке 11.17. Данный блок состоит из командного золотника 1 и исполнительного золотника 2. Исполнительный золотник 2 является двухпозиционным двухходовым. Через него

проходит вся рабочая жидкость из надпоршневой полости центрального цилиндра на

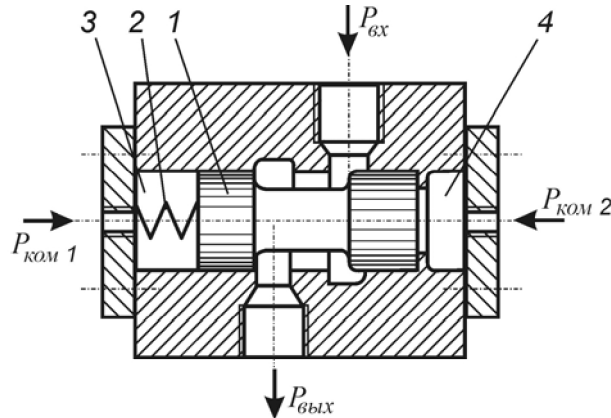


Рисунок 11.16 - Дроссельный клапан осевого типа

слив. При переводе золотника в положение, соответствующее меньшей площади проходного сечения, давление в надпоршневой полости центрального цилиндра возрастает. При этом в напорной линии насосной установки, подающей жидкость в подпоршневую полость центрального цилиндра, также увеличивается давление вследствие появления существенного противодействия рабочей жидкости в надпоршневой полости. Это сопровождается увеличением слива в гидробак через предохранительный клапан на выходе шестеренного насоса. Таким образом, подача рабочей жидкости в подпоршневую полость центрального цилиндра, обеспечивающая подъем поршня, уменьшается, что соответствует снижению скорости подъема подушки при приближении ее к верхней мертвой точке. Трехпозиционный четырехходовой командный золотник 1 управляет состоянием исполнительного золотника 2. Подвод к нему рабочей жидкости осуществляется по линии P (см. рисунок 11.17) от насосной станции. По линии T он соединен со сливом. Управление командным золотником осуществляется электрическим сигналом, вырабатываемым электронной системой управле-

ния прессом и подаваемым на электромагнит 3. Данный электрический сигнал подается на электромагнит 3 только при замыкании контактов соответствующего реле системы измерения пути подушки, которое происходит при приближении ее к крайнему верхнему положению. Другим условием подачи электрического сигнала на электромагнит 3 является положительное значение величины $(P_{зад} - P_{цил})$, где $P_{зад}$ – заданное значение давления в надпоршневой полости центрального цилиндра, задаваемое электронной системой управления прессом, $P_{цил}$ – замеренная датчиком электронной системы величина давления в полости гидроцилиндра.

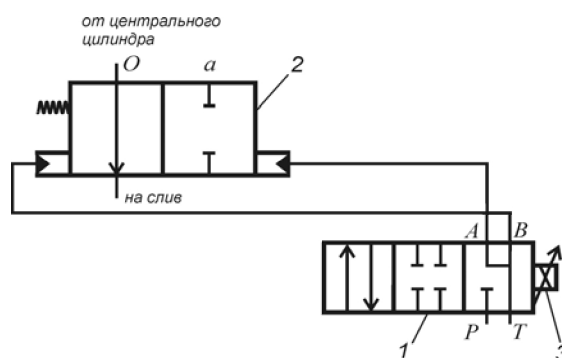


Рисунок 11.17 - Принципиальная схема блока демпфирования конечных положений

Аппаратура управления давлением жидкости в гидросистеме пресса Erfurt представлена блоком «регулирования давления вытеснения» в вытеснительном цилиндре. Он предназначен для поддержания заданного давления в полости вытеснительного цилиндра при рабочем ходе пресса, которое обеспечивает необходимое усилие прижима металлического листа (заготовки) к матрице и исключает складкообразование. Принципиальная схема блока регулировки давления вытеснения представлена на рисунке 11.18. Данный блок состоит из командного золотника 1 и исполнительного золотника 2. Исполнительный золотник 2 является двухпозиционным двухходовым. Через него проходит вся рабочая жидкость из вытес-

нительного цилиндра на слив. Регулировка давления в вытеснительном цилиндре осуществляется изменением площади проходного сечения, пропускающего поток жидкости на слив. Четырехпозиционный четырехходовой командный золотник 1 управляет состоянием исполнительного золотника. Подвод к нему рабочей жидкости осуществляется по линии P (см. рисунок 11.18) от насосной станции (см. раздел 11.4.2). По линии T он соединен со сливом. Управление командным золотником осуществляется электрическим сигналом, вырабатываемым электронной системой управления прессом и подаваемым на электромагнит 3. Величина данного электрического сигнала прямо пропорциональна давлению в полости вытеснительного цилиндра, регистрируемого соответствующим датчиком.

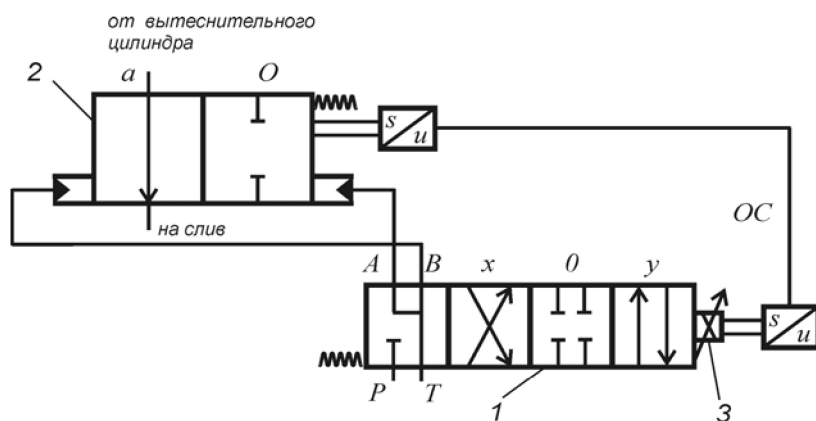


Рисунок 11.18 - Принципиальная схема блока регулирования давления вытеснения

Блок регулирования давления вытеснения имеет два режима: ждущий и следящий.

Ждущий режим реализуется либо когда вытеснительный цилиндр заполняется рабочей жидкостью при движении подушки вверх, либо когда подушка находится в верхнем мертвом положении. При этом давление в полости вытеснительного цилиндра мало и приблизительно равно давлению наддува гидробака (компенси-

рующего цилиндра). Электрический сигнал на реле командного золотника 1 не подается и его каналы (*A* и *B*) соединены со сливом. Также со сливом соединены полости 3 и 4 (см. рисунок 11.19) исполнительного золотника (через каналы командного золотника). Под действием пружины 2 золотник находится в крайнем левом положении, перекрывая своими кромками канал от вытеснительного цилиндра. Поток жидкости из вытеснительного цилиндра на слив отсутствует.

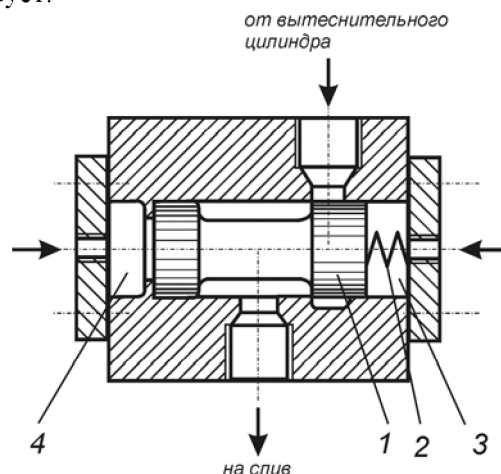


Рисунок 11.19 - Схема исполнительного золотника блока регулирования давления вытеснения

При движении подушки вниз под действием усилия от ползуна система измерения пути выдает электрический сигнал на электромагнит 3 командного золотника 1 (см. рисунок 11.18), что переводит его в положение 0. При этом каналы *A* и *B* командного золотника 1 отсоединяются как от линии нагнетания, так и от линии слива. Полости 3 и 4 исполнительного золотника (см. рисунок 11.19) заперты. При движении командного золотника 1 в положение 0 он на некоторое время занимает положение *x* (см. рисунок 11.18). Жидкость под давлением от насосной станции поступает в канал *B* и в левую полость исполнительного золотника 2. Исполнительный золотник 1 (см. рисунок 11.19) за это время перемещается

на некоторое расстояние вправо, незначительно приоткрывая проходное сечение, через которое полость вытеснительного цилиндра соединяется со сливом. После того, как командный золотник занимает положение 0 и полости 3 и 4 исполнительного золотника оказываются запертыми, сам золотник 1 остается в положении, соответствующем некоторому минимальному открытому проходному сечению. Это необходимо для исключения значительных забросов давления при соприкосновении ползуна и подушки вследствие имеющейся инерционности системы регулирования. После соприкосновения матрицы с пуансоном возникает усилие на штоках вытеснительных цилиндров, что приводит к росту давления в полости гидроцилиндра. Усиленный электрический сигнал с датчика давления поступает на электромагнит 3 командного золотника 1 (см. рисунок 11.18). Золотник 1 переводится в положение x . Жидкость под давлением от насосной станции поступает в канал B и в левую полость исполнительного золотника. Правая полость командного золотника через канал A соединяется со сливом. Золотник 1 (см. рисунок 11.19) начинает перемещаться вправо, открывая расход жидкости из полости вытеснительного цилиндра на слив. Давление в вытеснительном цилиндре уменьшается.

При уменьшении давления в вытеснительном цилиндре до величины ниже заданного значения, процесс регулирования происходит в обратном порядке. Командный золотник 1 (см. рисунок 11.18) переводится в положение y . Левая полость исполнительного золотника 2 через канал B соединяется со сливом. В правую полость исполнительного золотника 2 через канал A поступает рабочая жидкость под давлением от насосной станции. Золотник 1 (см. рисунок 11.19) перемещается влево, уменьшая площадь проходного сечения и расход жидкости из вытеснительного цилиндра. Давление в вытеснительном цилиндре начинает увеличиваться. Недостатком данной системы регулирования является то, что командный золотник 1 (см. рисунок 11.18) переводится в новое положение только

тогда, когда давление в вытеснительном цилиндре уменьшится до величины, меньшей заданного значения. Вследствие некоторой инерционности исполнительного золотника 2 заданное значение давления как бы «проскакивается», в результате чего переходный процесс получается длительным и колебательным. Для исключения данного недостатка в блок регулировки давления вытеснения введена электрическая местная отрицательная обратная связь ОС по положению исполнительного золотника. Эта обратная связь через электромагнит 3 командного золотника 1 изменяет скорость движения исполнительного золотника 2 и тем самым улучшает качество переходных процессов.

11.4.5 Питательные баки, трубопроводы, их соединения

Как уже отмечалось выше, гидропривод пресса Erfurt состоит из 2 независимых гидравлических систем: насосной системы (источником энергии в которой служит насосная станция) и системы, наддуваемой давлением воздуха из технологической пневматической системы цеха. Соответственно в гидроприводе имеется две группы гидробаков:

- 1) гидробак насосной системы подачи (объем $V = 1000$ л);
- 2) два гидробака, наддуваемые давлением воздуха (объем каждого $V = 1000$ л). Эти гидробаки называются компенсирующими цилиндрами, так как конструктивно (из соображений экономии производственной площади) они выполнены в форме вертикально расположенных цилиндров.

Гидробаки предназначены для заливки рабочей жидкости в объеме, обеспечивающем нормальную работу гидропривода. Объем жидкости в баке определяется по соотношению

$$V_{\delta} = (200...300)Q_{НАС} ,$$

где V_{δ} - объем жидкости, соответствующий ее верхнему уровню, м³;

$Q_{НАС}$ - подача одновременно работающих насосов, м³/с.

Для увеличения жесткости бака предусмотрены перегородки.

Одним из наиболее распространенных элементов гидропривода являются трубопроводы. Различают трубопроводы низкого давления ($P \leq 1,6$ МПа) и высокого давления ($P \geq 5$ МПа). Скорость движения жидкости (масла) в трубопроводах низкого давления не должна превышать 2,5...3 м/с, а в трубопроводах высокого давления – 5...6 м/с. Такое различие допустимых значений скорости объясняется тем, что при движении жидкости с большой скоростью по трубопроводу низкого давления потери давления ΔP , пропорциональные квадрату скорости жидкости, могут оказаться соизмеримыми со значением давления в трубопроводе.

Разъемные соединения трубопроводов различают двух видов: фланцевые и с накидными гайками.

На рис. 11.20 показаны варианты фланцевых соединений, применяемых в трубопроводах низкого давления. Уплотнительные прокладки 3 из меди или алюминия деформируются при затяжке болтового соединения, стягивающего фланцы 1 и 2.

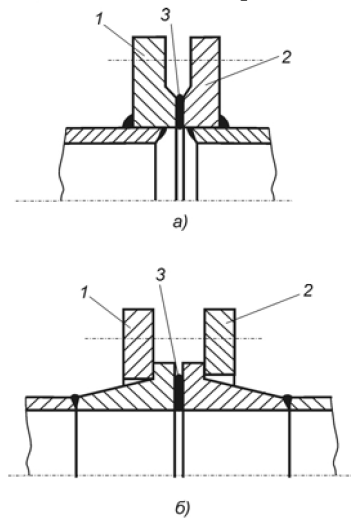


Рисунок 11.20 - Фланцевые соединения трубопроводов низкого давления

В соединениях трубопроводов высокого давления (см. рисунок 11.21) прокладка размещается в кольцевом объеме, образованном выступом и впадиной на соединяемых деталях. В варианте, показанном на рисунке 11.21,в вместо прокладки применена так называемая самоустанавливающаяся линза. Линза выполняется из того же материала, что и соединяемые трубопроводы. Преимущество линзового соединения – возможность небольшого относительного поворота соединяемых трубопроводов, что позволяет уменьшить величину монтажных напряжений.

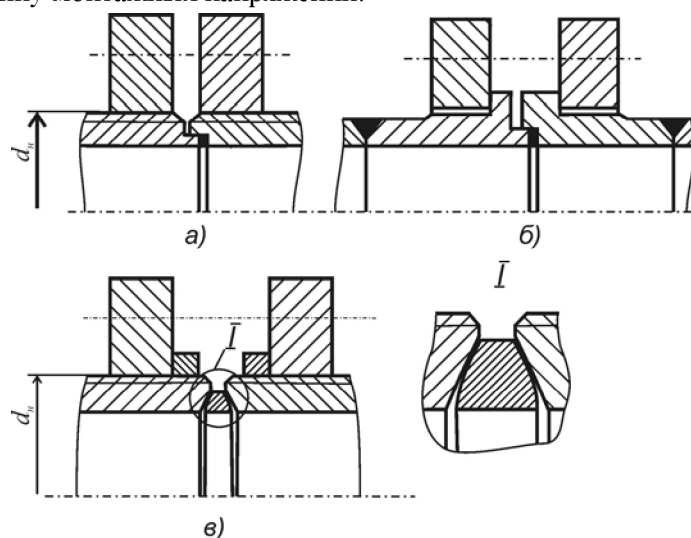


Рисунок 11.21 - Фланцевые соединения трубопроводов высокого давления:
 а) с установкой фланцев на резьбе; б) с установкой на приваренных штуцерах (переходниках); в) линзовое соединение

На рисунке 11.22 показана конструкция соединения с накидной гайкой, используемого при давлении до 32 МПа. К одному из соединяемых трубопроводов приварен штуцер 1, к другому – ниппель 2. Между ними расположена медная или алюминиевая прокладка 3. Необходимое контактное давление обеспечивается осевой силой при затяжке накидной гайки 4. Из-за того, что при больших размерах соединения требуется значительная величина момента

затяжки накладной гайки, вызывающая затруднения при сборке, соединения данного типа применяются при диаметре трубопроводов $d_H \leq 48$ мм.

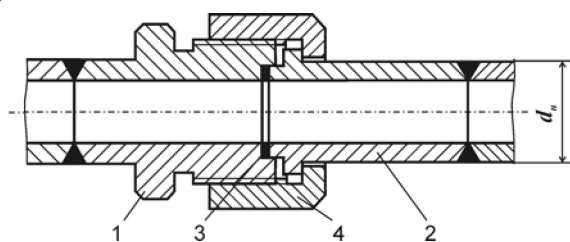


Рисунок 11.22 - Трубное соединение с накладной гайкой

11.5 Описание работы гидропривода пресса Erfurt

Работу гидропривода целесообразно рассмотреть совместно с основными этапами движения элементов пресса Erfurt. Функциональная диаграмма представлена на рисунке 11.23. Она показывает изменение положения и состояния основных элементов пресса и гидропривода во времени в течение рабочего цикла. Принципиальная схема гидропривода представлена на рисунках 11.23 – 11.27.

Как уже отмечалось выше, гидравлическая система пресса Erfurt состоит из двух независимых подсистем. Одна из них, имеющая источником энергии насосную станцию RexRoth, обеспечивает подачу и слив жидкости из подпоршневой полости центрального гидроцилиндра 16 (см. рисунок 11.23). Данная подсистема предназначена для подъема подушки 10. Вторая подсистема содержит два гидробака (компенсирующих цилиндра), наддуваемых давлением воздуха из технологической пневмосистемы завода. Она обеспечивает подачу и слив жидкости из вытеснительных цилиндров 15 и надпоршневой полости центрального цилиндра 16. Данная подсистема предназначена для создания заданной регулируемой величины прижатия заготовки 4 к матрице 2 и матрицедержателю 1 при рабочем ходе пресса за счет управления давлением рабочей жидкости в полости вытеснительных цилиндров 15.

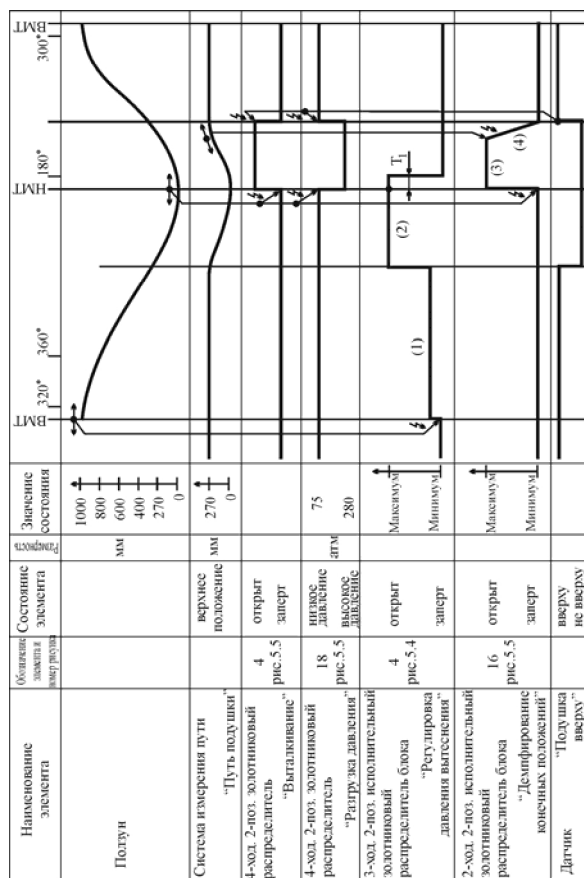


Рисунок 11.23 – Функциональная диаграмма пресса Eirfigit:

ВМТ – крайнее верхнее положение полуш; НМТ – крайнее нижнее положение полуш; (1) – приоткрытое положение исполнительного золотникового распределителя блока «Регулировка давления вытеснения»; (2) – регулировка давления вытеснения; (3) – форсированный подъем подушки; (4) – демпфирование конечных положений; T_1 – время снижения давления

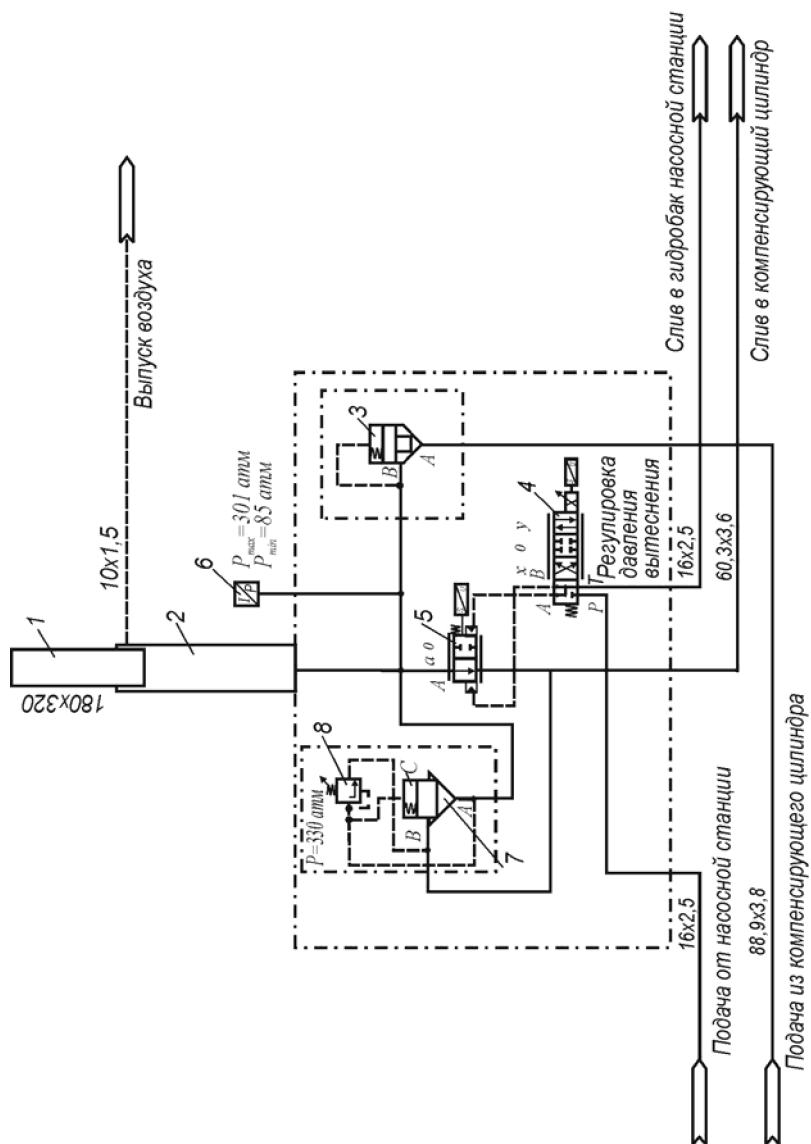


Рисунок 11.26 – Схема подсистемы вытеснительного цилиндра

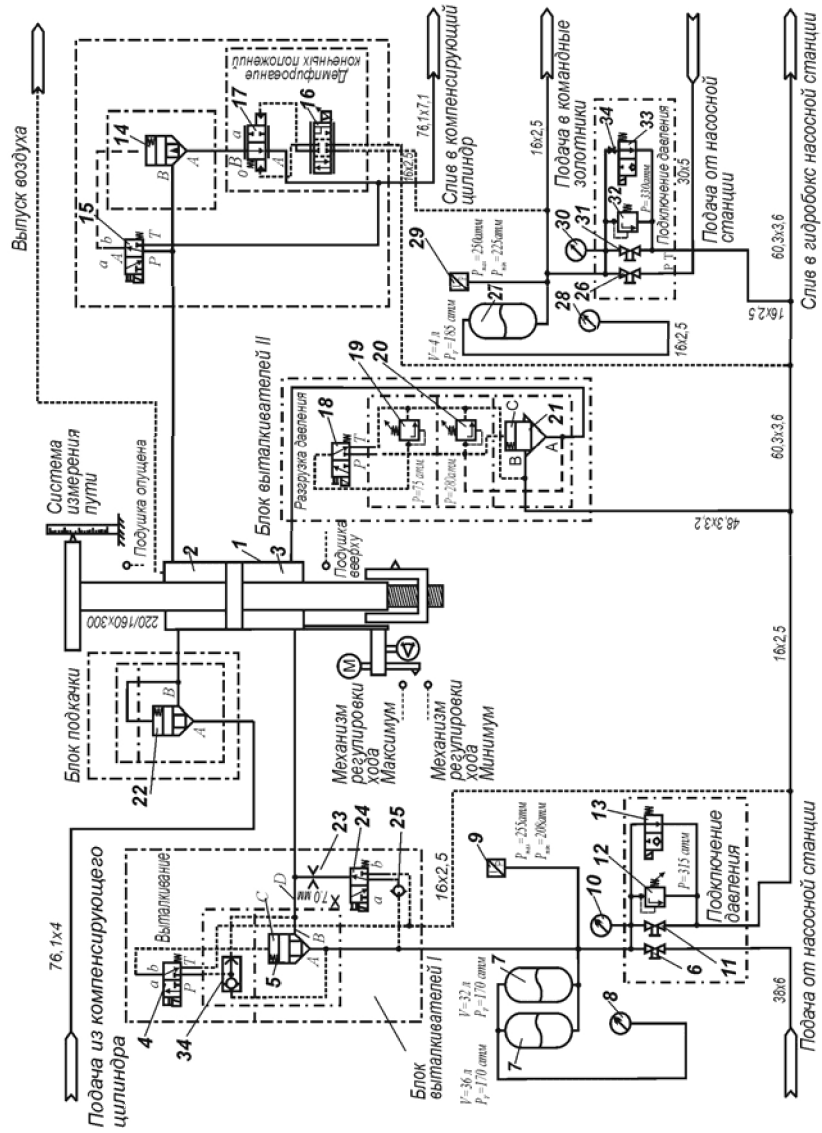


Рисунок 11.27 – Схема подсистемы центрального цилиндра гидропривода пресса Ebfint

Рассмотрим схему и принцип действия насосной станции фирмы RexRoth (см. рисунок 11.24). Гидробак насосной станции состоит из трех отдельных камер, разделенных перегородками:

- всасывающей камеры, из которой производится забор рабочей жидкости на питание подпоршневой полости центрального цилиндра и всех командных золотников;
- камеры обратного хода, в которую производится слив рабочей жидкости из подпоршневой полости центрального цилиндра и из командных золотников;
- полости для дополнения, которая заполняется рабочей жидкостью через горловину 1.

Заливаемая жидкость проходит через фильтр 2 с тонкостью фильтрации 25 мкм. В заливной горловине предусмотрен сапун 3 для удаления воздуха из полости для дополнения.

В полости для дополнения размещен уровнемер 4 с сигнализаторами минимального 5 (80 л) и максимального 6 (100 л) уровней рабочей жидкости. При уменьшении уровня до величины, отвечающей объему 80 л, на пульте управления прессом загорается красная лампа «Минимальный уровень в полости для дополнения». При увеличении уровня до величины, отвечающей объему 100 л, на пульте управления прессом загорается лампа «Максимальный уровень в полости для дополнения».

Масло из полости для дополнения перекачивается в камеру обратного хода посредством насоса 7 сепараторной установки, предназначенной для тонкой очистки рабочей жидкости. Насос 7 и центрифуга 8 сепараторной установки имеют общий электропривод 9. Во всасывающей магистрали сепараторной установки размещены кран 10 и дополнительный фильтр 11. Предельное давление рабочей жидкости на выходе насоса сепараторной установки ограничивается регулируемым предохранительным клапаном 12, перепускающим в случае необходимости масло на вход насоса. Жидкость с выхода насоса поступает в подогреватель масла 15 через кран 13 и

обратный клапан 14. Подогреватель 15 предназначен для повышения эффективности очистки масла в центрифуге 8 путем снижения вязкости жидкости. На участке между обратным клапаном 14 и подогревателем 15 расположены датчик температуры рабочей жидкости 16 с сигнализатором 17, выдающим сигнал на отключение нагревательного элемента в подогревателе 15 при температуре масла 75°C и выше; дополнительный регулируемый предохранительный клапан 18, предназначенный для резервного дублирования клапана 12; кран 19 для слива рабочей жидкости на выходе из насоса 7. Управление потоком жидкости, прошедшей через подогреватель 15, осуществляется трехходовым двухпозиционным золотниковым распределителем 20 с электроприводом. При отсутствии электрического сигнала на контактах электромагнита золотник под действием пружины занимает положение *b*. При этом весь поток рабочей жидкости с выхода насоса 7 направляется на очистку в центрифугу 8 сепараторной установки. При подаче электрического сигнала на электромагнит золотник 20 занимает положение *a* и пропускает поток масла с выхода насоса 7 через обратный клапан 21 в камеру обратного хода, минуя центрифугу 8. На входе центрифуги 8 установлен датчик температуры рабочей жидкости с указателем 22, а на выходе манометр 23. Очищенная жидкость с выхода центрифуги через кран 24 и обратный клапан 25 поступает в камеру обратного хода. Предусмотрена возможность слива очищенного масла с выхода центрифуги 8 во внешнюю емкость при открытии крана 26.

Слив жидкости из полости для дополнения в случае необходимости может осуществляться при открытии крана 27.

В камеру обратного хода производится слив рабочей жидкости из подпоршневой полости центрального цилиндра, командных золотников и от предохранительных клапанов напорной магистрали основного шестеренного насоса 35. Заполнение камеры обратного хода осуществляется очищенным маслом из сепараторной установки по сигналу от датчика уровня 33 и сигнализатора 34 минималь-

ного уровня рабочей жидкости ($V_{min} = 200 \text{ л}$). Во всасывающую камеру рабочая жидкость перекачивается насосом 28 с электроприводом 29 через водомасляный теплообменник 30. На выходе из насоса 28 установлен регулируемый предохранительный клапан 31, осуществляющий перепуск рабочей жидкости в камеру обратного хода при превышении заданной максимальной величины давления. Подача охлаждающей воды к теплообменнику 30 осуществляется золотниковым распределителем 32 с электроприводом, управляемым по сигналу от сигнализатора 45 температуры масла во всасывающей камере.

Слив жидкости из камеры обратного хода в случае необходимости может осуществляться при открытии крана 36.

Всасывающая камера гидробака предназначена для размещения рабочей жидкости, используемой для питания командных золотников и заполнения с заданным давлением подпоршневой полости центрального цилиндра при подъеме подушки вверх.

Рабочее давление в напорной магистрали центрального цилиндра создается основным шестеренным насосом 35 внутреннего зацепления с электроприводом 37. Максимально допустимая величина давления в напорной магистрали ($P = 25,5 \text{ МПа}$) контролируется предохранительным клапаном 38, перепускающим рабочую жидкость с выхода насоса обратно во всасывающую камеру при превышении заданной величины давления. На выходе из насоса 35 также установлен нагруженный пружиной обратный клапан 39.

Для питания рабочей жидкостью командных золотников гидропривода предусмотрен автономный насос 40 со своим электроприводом 41. Его напорная магистраль содержит те же элементы, что и напорная магистраль основного шестеренного насоса 35: предохранительный клапан 42, настроенный на давление $P = 250 \text{ атм}$; нагруженный пружиной обратный клапан 43.

Во всасывающей камере установлен датчик температуры 44 рабочей жидкости и сигнализатор 45, который при увеличении тем-

пературы масла до 60°C переводит золотник 32 в положение *a*, открывая расход охлаждающей воды через теплообменник 30.

Для контроля уровня рабочей жидкости во всасывающей камере предусмотрен датчик 46. Сигнализатор 47 минимального уровня наполнения всасывающей камеры ($V_{min} = 400 \text{ л}$) выдает сигнал на включение электропривода насоса 28, перекачивающего рабочую жидкость из камеры обратного хода во всасывающую камеру.

Слив жидкости из всасывающей камеры в случае необходимости может осуществляться при открытии крана 48.

Вторая автономная гидросистема гидропривода прессы Erfurt (см. рисунок 11.25), обеспечивающая подачу и слив рабочей жидкости из четырех вытеснительных цилиндров и надпоршневой полости центрального гидроцилиндра, состоит из двух связанных друг с другом гидробаков (компенсирующих цилиндров), блока обслуживания, охлаждающей установки, системы трубопроводов и соответствующей аппаратуры управления.

В этой системе имеются два гидробака цилиндрической формы 1 (компенсирующих цилиндра). Номинальный объем рабочей жидкости, содержащейся в этих соединенных друг с другом переливными трубопроводами баках, составляет 2000 л. Число баков и их форма выбраны из условия наиболее рационального (с точки зрения экономии рабочей площади) их размещения в цеху.

В правом (по схеме) компенсирующем цилиндре размещено два датчика уровня рабочей жидкости 2 и 3 и три сигнализатора:

- сигнализатор 4 минимального уровня рабочей жидкости ($V_{min} = 1920 \text{ л}$). При его срабатывании на пульте управления прессом загорается лампа «Минимальный уровень в компенсирующих цилиндрах».

- Сигнализатор 5 «Предупреждение». При его срабатывании на пульте управления прессом загорается лампа «Полная заправка маслом компенсирующих цилиндров». Объем рабочей жидкости в

компенсирующих цилиндрах при этом $V=2000$ л.

- Сигнализатор 6 максимально допустимого уровня масла в компенсирующих цилиндрах ($V_{max}=2055$ л). Превышение этого уровня может привести к нежелательному попаданию масла через систему наддува баков в технологическую пневматическую линию цеха. При срабатывании данного сигнализатора на пульте управления прессом загорается лампа «Максимальный уровень в компенсирующих цилиндрах».

В случае неисправности датчиков уровень рабочей жидкости в компенсирующих цилиндрах можно проверить визуально. Если при открытии крана 9 из соединительного трубопровода осуществляется подача масла, значит, его уровень превышает свое максимально допустимое значение. Если при открытии крана 10 из соединительного трубопровода не осуществляется подача масла, значит, его уровень ниже минимально допустимого значения.

Наполнение компенсирующих цилиндров рабочей жидкостью осуществляется от передвижной насосной установки через нагруженный пружиной обратный клапан 11 при открытых кранах 12, 13 и 14.

В левом (по схеме) компенсирующем цилиндре установлен датчик температуры 7 рабочей жидкости с сигнализатором максимальной температуры 8. При превышении значения температуры масла $T_{max} = 60^{\circ}C$ он включает охлаждающую установку.

Как уже отмечалось выше, компенсирующие цилиндры наддуваются сжатым воздухом из технологической пневматической системы цеха, номинальное давление в которой составляет 4,3 атм. В случае необходимости наддув компенсирующих цилиндров можно отключить, закрыв кран 15. Для обеспечения постоянной величины давления наддува компенсирующих цилиндров в пневматической магистрали установлен регулируемый воздушный редуктор 16, давление на выходе которого составляет $P = 3,5$ атм. Для контроля

давления на выходе из воздушного редуктора предусмотрен манометр 17. Золотниковый распределитель 18 с электроприводом предназначен для стравливания воздуха из ресивера (емкости) 19 и компенсирующих цилиндров при отключении их наддува (при закрытом кране 15). Для снижения аэродинамического шума стравливаемого воздуха предусмотрен глушитель 20. Давление воздуха в ресивере 19 контролируется по манометру 21 при открытом кране 22. Также в пневматической магистрали предусмотрен предохранительный клапан 23, исключающий возможность увеличения давления воздуха в ресивере выше заданной величины $P=8$ атм.

Основной насос 24 охлаждающей установки имеет электропривод 25. Он включается при подаче сигнала с сигнализатора 8 максимальной температуры рабочей жидкости в компенсирующих цилиндрах. Насос 24 перекачивает масло с расходом $Q=500$ л/мин через водомасляный теплообменник 26. Подача охлаждающей воды к теплообменнику 26 осуществляется через нормально закрытый золотниковый распределитель 27. Открытие расхода воды через золотник 27 осуществляется путем его перекадки в положение *a* по гидравлическому сигналу (давлению), выдаваемому при включении насоса 24. Расход охлаждающей воды через теплообменник 26 контролируется расходомером 28. На выходе из теплообменника 26 установлены указатель температуры рабочей жидкости 29 и нагруженный пружиной обратный клапан 30. Подача рабочей жидкости к охлаждающей установке возможна только при открытом кране 31.

В составе охлаждающей установки имеется блок фильтрации рабочей жидкости с тонкостью фильтрации 25 мкм. Блок фильтрации содержит постоянно включенный насос 32 с подачей $Q=125$ л/мин. Привод насоса 32 – от электродвигателя 33. В блоке фильтрации размещено два параллельно подключенных фильтра 34. По мере загрязнения фильтроэлементов увеличивается перепад давления на них, регистрируемый сигнализатором 35. При перепа-

де давления на фильтрах 4 атм сигнализатор 35 выдает сигнал, по которому на пульте управления прессом загорается лампа «Загрязнение фильтроэлементов охладительной установки». Прочность фильтроэлементов мала, поэтому, чтобы исключить их разрушение при увеличении перепада давлений, предусмотрен предохранительный клапан 36, который при давлении на выходе из насоса $P_{вых}=9$ атм полностью открывается и пропускает весь поток жидкости из входного канала в выходной, минуя фильтроэлементы.

В системе компенсирующих цилиндров предусмотрена возможность заполнения гидробака насосной станции маслом, сливаемым из компенсирующих цилиндров. Для этого с пульта управления прессом необходимо подать сигнал на электрически управляемый нормально закрытый золотник 37, который при его открытии перепускает рабочую жидкость через краны 13 или 14 из компенсирующих цилиндров в камеру обратного хода (см. рисунок 11.24).

Рассмотрим работу подсистемы вытеснительного цилиндра (рисунок 11.26). При подъеме подушки вверх она через соединительный механизм и ползушку увлекает за собой плунжеры 1 вытеснительных цилиндров 2. При этом в полости вытеснительного цилиндра создается разрежение, открывающее гидрозамок 3. Рабочая жидкость под действием давления наддува компенсирующих цилиндров заполняет полость вытеснительного цилиндра.

При рабочем ходе (движении подушки вниз) в полости вытеснительного цилиндра должно поддерживаться постоянное (заданное) давление для обеспечения требуемого усилия прижатия заготовки к матрице. Данная функция реализуется путем использования блока «Регулировка давления вытеснения» (см. раздел 4.4), основными элементами которого являются командный 4 и исполнительный 5 золотниковые распределители, датчик давления 6.

Для исключения возможности возникновения в рассматриваемой подсистеме чрезмерного давления (например, в случае отказа

блока «Регулировка давления вытеснения») предусмотрено предохранительное устройство, состоящее из гидрозамка 7 и предохранительного клапана 8. Давление в линии *A* подается на вход в предохранительный клапан 8 и в надпоршневую полость *C* гидрозамка 7. Гидрозамок 7 под действием этого давления заперт и не пропускает жидкость на слив (в линию *B*). При превышении давлением заданной величины ($P=330$ атм) происходит срабатывание предохранительного клапана 8. При этом уменьшается давление на входе в предохранительный клапан 8, и следовательно, в полости *C* гидрозамка 7. Под действием давления в линии *A* (которое больше, чем давление в полости *C* вследствие существенного различия диаметров подводящего трубопровода и трубопроводов управления) гидрозамок 7 открывается, соединяя линию *A* со сливной магистралью *B*.

Применение такого двухступенчатого предохранительного устройства необходимо в данном случае для обеспечения пропускания значительного расхода рабочей жидкости за короткий промежуток времени. Одноступенчатые предохранительные клапаны (см. рисунок 11.14), способные обеспечить такой расход масла, имели бы слишком большие габариты и инерционность.

Рассмотрим работу подсистемы центрального цилиндра 1 (рисунок 11.27). Выше уже отмечалось, что надпоршневая полость 2 соединена с гидросистемой компенсирующих цилиндров, а подпоршневая полость 3 – с гидросистемой насосной станции.

Управление потоком рабочей жидкости для обеспечения подъема подушки и удержания ее в крайнем верхнем положении осуществляется блоком выталкивателей I, состоящим из командного золотника 4, гидрозамка 5, дросселя 23, золотникового распределителя 24, обратного клапана 25, сдвоенного обратного клапана 34. Для подъема подушки на командный золотник 4 подается электрический сигнал, который переводит его в положение *b*. Надпоршневая полость *C* гидрозамка 5 соединяется со сливом и под действием

давления в линии *A* он открывает проход рабочей жидкости в полость 3 центрального гидроцилиндра. Рабочая жидкость подводится к гидрозамку 5 под давлением от насосной станции через открытый кран 6.

Для обеспечения равномерного нагружения и уменьшения потребной подачи насоса и мощности электродвигателя предусмотрено два параллельно установленных пневмогидроаккумулятора 7. Пневмогидравлический аккумулятор 7 – это емкость, предназначенная для аккумуляирования и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под высоким давлением. В период паузы между технологическими нагружениями насос «заряжает» аккумулятор, закачивая в него жидкость под соответствующим давлением. При подъеме подушки жидкость высокого давления поступает из аккумулятора в подпоршневую полость 3 центрального гидроцилиндра. Таким образом, при наличии аккумулятора насос и приводной электродвигатель нагружаются практически равномерно в течение всего цикла работы прессы. В этом состоит главное преимущество насосно-аккумуляторного привода перед безаккумуляторным, в котором насос и электродвигатель работают под расчетной нагрузкой лишь небольшую часть времени цикла.

Верхняя полость пневмогидроаккумулятора 7 заполнена сжатым воздухом под давлением 170 атм. Для контроля давления сжатого воздуха в газовой полости пневмогидроаккумулятора 7 предусмотрен манометр 8. Давление масла в напорной магистрали измеряется датчиком 9 и может визуальным образом контролироваться по манометру 10. Для обеспечения возможности перепуска в случае необходимости рабочей жидкости из напорной магистрали на слив предусмотрен кран 11. Для ограничения максимального давления жидкости в напорной магистрали установлен регулируемый предохранительный клапан 12, настроенный на заданное давление 315 атм. В штатных условиях эксплуатации в напорной магистрали поддерживается давление в диапазоне 208-255 атм путем открытия

или прикрытия золотникового распределителя 13 блока «Подключение давления». Управление золотниковым распределителем 13 осуществляется по сигналу от датчика давления 9. При достижении в напорной магистрали давления 255 атм золотник 13 приоткрывается, перепуская часть жидкости на слив. При снижении давления ниже 208 атм золотник закрывает проходное сечение, отсоединяя напорную магистраль от слива.

При подъеме подушки из надпоршневой полости 2 центрального цилиндра происходит вытеснение рабочей жидкости через гидрозамок 14, который открывается переводом командного золотника 15 в положение *a*. Управление командным золотником 15 осуществляется системой измерения пути с помощью электромагнита. Командный золотник 15 имеет также механизм ручного управления, обеспечивающий его перевод в положение *a* и отключение блокировки гидрозамка 14. Снижение скорости подъема подушки при приближении ее к верхнему положению реализуется блоком «Демпфирование конечных положений», состоящим из командного 16 и исполнительного 17 золотников. Работа блока «Демпфирование конечных положений» подробно описана в разделе 11.4.4.

Всасывающая линия системы компенсирующих цилиндров при подъеме подушки отсоединена гидрозамком 21, запертым усилием пружины в верхней полости.

Блок выталкивателей II предназначен:

- 1) для ограничения максимального давления жидкости (280 атм) в подпоршневой полости центрального цилиндра при подъеме подушки;
- 2) для поддержания давления в подпоршневой полости центрального цилиндра на уровне 75 атм при рабочем ходе пресса, что обеспечивает дополнительное прижатие заготовки к матрице.

Блок выталкивателей II состоит: из электроуправляемого золотникового распределителя 18; предохранительного клапана 19,

настроенного на давление 75 атм; предохранительного клапана 20, настроенного на давление 280 атм; гидрозамка 21.

При подъеме подушки (когда в подпоршневую полость центрального цилиндра поступает рабочая жидкость под давлением от насосной станции) золотник 18 по сигналу от системы измерения пути находится в положении *b*. При этом гидрозамок 21 заперт давлением рабочей жидкости, подводимой в полость *C* из линии *A*, и усилием пружины в верхней полости. Линия *P*, связанная с магистралью *A*, перекрыта кромками золотника 18. Одновременно давление из магистрали *A* подводится к предохранительному клапану высокого давления 20. Входная и выходная магистрали предохранительного клапана низкого давления 19 связаны со сливом. В случае превышения в подпоршневой полости центрального цилиндра заданной величины давления 280 атм происходит открытие предохранительного клапана 20 и перепуск части жидкости на слив. Одновременно уменьшается давление по входной линии предохранительного клапана 20 и в связанной с ней полости *C* гидрозамка, что приводит к его открытию и уменьшению давления в подпоршневой полости центрального цилиндра. Таким образом, работа данного блока аналогична функционированию блока выталкивателей I.

При рабочем ходе пресса (когда из подпоршневой полости центрального цилиндра осуществляется вытеснение рабочей жидкости) золотник 18 по сигналу от системы измерения пути находится в положении *a*. При этом гидрозамок 21 заперт давлением рабочей жидкости, подводимой в полость *C* из линии *A*. Линия *P*, связанная с магистралью *A*, через золотник 18 соединена со входом предохранительного клапана низкого давления 19. Одновременно давление из магистрали *A* подводится также к предохранительному клапану высокого давления 20. Таким образом, в данном случае оба предохранительных клапана подключены параллельно и в первую очередь произойдет срабатывание клапана 19 при давлении 75 атм. В случае превышения в подпоршневой полости центрального ци-

линдра заданной величины давления 75 атм происходит открытие предохранительного клапана 19 и перепуск жидкости на слив. Одновременно уменьшается давление во входной линии предохранительного клапана 19 и связанной с ней через золотник 18 полости *C* гидрозамка 21, что приводит к его открытию и уменьшению давления в подпоршневой полости центрального цилиндра.

При рабочем ходе пресса под действием ползуна подушка опускается вниз вместе с жестко связанным с ней поршнем центрального цилиндра. Жидкость из подпоршневой полости вытесняется в гидробак насосной станции. При этом давление в полости *C* помощью блока выталкивателей *II* поддерживается на уровне 75 атм. В напорную линию насосной станции жидкость не попадает, так как гидрозамок 5 заперт за счет того, что золотник 4 системой измерения пути переведен в положение *a*. При этом давление в полости *C* равно давлению в линии *A*. В случае, если давление в подпоршневой полости центрального цилиндра при движении поршня вниз превысит давление в напорной линии насосной станции (что может быть при нарушении работоспособности предохранительного клапана 19), возможно нежелательное открытие гидрозамка 5 и обратный поток рабочей жидкости от гидроцилиндра к насосному агрегату. Для исключения этого явления предусмотрен двоярный обратный клапан 34. В рассматриваемом случае запорный элемент обратного клапана, который в штатном режиме находится в правом (по схеме) положении, изменит свое положение и перекроет проход рабочей жидкости из линии *D* в линию *A*. Таким образом, полость *C* гидрозамка 5 при нахождении золотникового распределителя 4 в положении *a* всегда связана с линией большего давления (либо *A*, либо *D*), что гарантирует запертое положение гидрозамка при удержании подушки в крайнем верхнем положении и при ее движении вниз.

В надпоршневую полость центрального цилиндра, в которой движущимся вниз поршнем создается разрежение, поступает масло

под давлением наддува компенсирующих цилиндров. Гидрозамок 22 при этом разблокирован, так как давление в линии *B* меньше, чем в *A*.

Сливная линия в компенсирующие цилиндры отсоединена от надпоршневой полости запертым гидрозамком 14. Блокировка гидрозамка 14 осуществляется переводом золотника 15 в положение *в* по сигналу от системы измерения пути. При этом давление в нижней и верхней полостях гидрозамка 14 приблизительно равно и он заперт усилием достаточно жесткой пружины.

В крайнем верхнем положении подушка удерживается запертым объемом жидкости в подпоршневой полости центрального цилиндра. При этом подпоршневая полость отсоединена от напорной линии насосной станции закрытым гидрозамком 5 (запирание которого производится переводом золотника 4 в положение *а* по сигналу от системы измерения пути), а от сливной линии – гидрозамком 21, управляемым предохранительным клапаном 20, настроенным на давление 280 атм. Однако вследствие технологических и эксплуатационных зазоров возможны утечки рабочей жидкости из подпоршневой полости, что может привести к медленному самопроизвольному опусканию подушки. Для исключения этого явления предусмотрен дроссель 23 с минимальным проходным сечением $\varnothing 7$ мм, обеспечивающий подпитку подпоршневой полости рабочей жидкостью под давлением от насосной станции. Дроссель 23 соединен с напорной линией через золотниковый распределитель 24 и обратный клапан 25. В процессе эксплуатации прессы электроуправляемый распределитель 24 находится в положении *в*. При переводе золотника 24 в положение *а* (вручную или по электрическому сигналу с пульта управления прессом) подпоршневая полость центрального цилиндра через дроссель 23 соединяется со сливом, что обеспечивает медленное опускание подушки вниз. Это используется при проведении регламентных и ремонтных работ на прессе.

В напорной линии насоса, обеспечивающего подачу рабочей жидкости к командным золотникам, предусмотрены все те же основные агрегаты, что и в напорной линии основного шестеренного насоса:

- кран 26, закрытием которого прерывается подача рабочей жидкости к командным золотникам;
- пневмогидроаккумулятор 27 (объемом $V=4$ л), предусмотренный для аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости;
- манометр 28 для контроля давления в газовой полости пневмогидроаккумулятора 27;
- датчик давления 29;
- манометр 30 для контроля давления в напорной линии командных датчиков;
- кран 31 для принудительного перепуска рабочей жидкости из напорной в сливную линию;
- предохранительный клапан 32, предназначенный для исключения возможности увеличения давления выше 330 атм;
- золотниковый клапан 33, перепускающий жидкость по сигналу от датчика 29 из напорной линии на слив;
- дроссель 34, ограничивающий расход перепускаемой на слив жидкости.

Вопросы для проверки

1. Основные дефекты изделий в процессе вытяжки.
2. Назначение вытеснительных цилиндров гидропривода пресса Erfurt.
3. Состав гидропривода.
4. Достоинства гидропривода.
5. Требования к рабочей жидкости гидропривода.
6. Достоинства и недостатки шестеренных насосов внутреннего зацепления.
7. Типы гидроцилиндров, применяемых в гидроприводе пресса Erfurt.
8. Схема и принцип действия золотниковых распределителей.
9. Схема и принцип действия гидрозамка.
10. Схема и принцип действия предохранительного клапана.
11. Схема и принцип действия блока демпфирования конечных положений.
12. Схема и принцип действия блока регулирования давления вытеснения.
13. Способы фланцевых соединений трубопроводов.
14. Принцип трубного соединения с накидной гайкой.
15. Назначение каждой из камер гидробака насосной станции гидропривода пресса Erfurt.
16. Назначение, основные агрегаты и функционирование сепараторной установки гидропривода пресса Erfurt.
17. Охлаждение рабочей жидкости в насосной станции гидропривода пресса Erfurt. Агрегатный состав и функционирование.
18. Назначение компенсирующих цилиндров гидропривода пресса Erfurt. Агрегатный состав и функционирование подсистемы наддува компенсирующих цилиндров.
19. Основные агрегаты и функционирование охлаждающей установки автономной гидросистемы гидропривода пресса Erfurt.

20. Работа подсистемы вытеснительного цилиндра при подъеме подушки.

21. Работа подсистемы вытеснительного цилиндра при опускании подушки.

22. Функционирование и основные агрегаты блока выталкивателей I подсистемы центрального цилиндра.

23. Функционирование и основные агрегаты блока выталкивателей II подсистемы центрального цилиндра.

24. Работа подсистемы центрального цилиндра при подъеме подушки.

25. Работа подсистемы центрального цилиндра при опускании подушки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии представлено описание 11 лабораторных работ, составляющих основу лабораторного практикума по учебной дисциплине «Гидропривод и гидравлические средства автоматизации» студентов дневного отделения специальности 15.98.02 «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика». Каждая лабораторная работа предваряется теоретическим описанием изучаемого материала, что позволяет рассматривать данную работу не просто как сборник методических указаний, а как учебное пособие, предназначенное в помощь студентам при подготовке к лекционным занятиям, экзаменам.

Высокие темпы развития науки и промышленности в сфере создания и использования новых гидравлических машин, элементов гидропривода заставляют однозначно говорить о необходимости пересмотра содержания учебного пособия в течение нескольких последующих лет, расширения его части, связанной с электроавтоматикой.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корнилов В. В., Сеницкий В. М. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании. - М.: Машиностроение, 2002.-224 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов/ Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982.-423 с.
3. Голубев В.И., Черкасский С.Н. Лабораторный практикум по курсу «Гидроприводы». – М.: изд. МЭИ, 1998. – 47 с.
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Перечень устройств, входящих в комплектацию учебного стенда

1. Клапан напорный прямого действия.
2. Клапан напорный непрямого действия.
3. Клапан напорный с гидравлическим управлением.
4. Клапан редуционный.
5. Дроссель нерегулируемый линейный.
6. Дроссель нерегулируемый квадратичный.
7. Дроссель регулируемый.
8. Регулятор расхода двухлинейный.
9. Регулятор расхода трехлинейный.
10. Делитель потока.
11. Обратный клапан.
12. Дроссель регулируемый с обратным клапаном.
13. Гидрозамок.
14. Распределитель направляющий 2/2 с ручным управлением.
15. Распределитель направляющий 3/2 с ручным управлением.
16. Распределитель направляющий 4/3 с ручным управлением.
17. Распределитель направляющий 2/2 с управлением от ролика.
18. Реле давления.
19. Распределитель направляющий 3/2 с электрическим управлением.
20. Распределитель направляющий 4/2 с электрическим управлением.
21. Распределитель направляющий 4/3 с электрическим управлением.
22. Вентиль запорный

23. Аккумулятор пневмогидравлический
24. Гидромотор
25. Гидроцилиндр вертикальный с грузом
26. Гидроцилиндр универсальный с тормозом

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Параметры гидроцилиндров стенда

Горизонтальный гидроцилиндр:	Вертикальный гидроцилиндр:
диаметр поршня $D = 32$ мм;	диаметр поршня $D = 32$ мм;
диаметр штока $d = 16$ мм;	диаметр штока $d = 22$ мм;
ход выходного звена $L = 200$ мм	ход выходного звена $L = 200$ мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Указания по технике безопасности
при выполнении лабораторных работ в учебном классе
гидропневмоавтоматики

1. ПОЛУЧИТЬ дополнительный инструктаж о размещении кнопки аварийного останова электродвигателя насоса, рубильника для обесточивания стенда, о размещении средств пожаротушения и запасном выходе из класса.

2. ЗАПРЕЩАЕТСЯ проведение эксперимента при наличии утечек рабочей жидкости в соединениях и устройствах, повреждениях электропроводки и ограждений вращающихся частей стенда, резком, не связанном с изменением режима работы установки изменении шума, появлении стука и вибрации.

3. Перед началом испытаний ПРОВЕРИТЬ уровень рабочей жидкости в баке, НАСТРОИТЬ предохранительные клапаны на минимально возможные давления срабатывания с помощью регулировочных винтов, органы управления следует УСТАНОВИТЬ в исходные позиции, ПРОВЕРИТЬ состояние манометров внешним осмотром.

4. Пуск стенда проводится только в присутствии преподавателя или лаборанта, ведущих занятия.

5. НЕ РАЗРЕШАЕТСЯ изменение давления настройки предохранительных клапанов насосной установки и пневмогидравлического аккумулятора.

6. ЗАПРЕЩАЮТСЯ работы при наличии масла на полу. Упавшие на пол капли масла следует немедленно убирать. Для избежания попадания капель на пол шланги и устройства необходимо держать над поддоном.

7. Изменение настройки аппаратов проводить плавно.

8. Ремонт соединений на стенде проводится только при остановленном электродвигателе насоса.

После окончания работ разобрать схемы, разложить использованные устройства в строго отведенные места в ящиках, тщательно убрать следы масла на монтажной панели, частях стола стенда и на полу и сообщить преподавателю или лаборанту о выполнении этих работ.

Учебное издание

*Свербилов Виктор Яковлевич
Прокофьев Андрей Брониславович*

**ГИДРОПРИВОД И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
СРЕДСТВА АВТОМАТИКИ**

Учебное пособие

Редакторская обработка *Н. С. Куприянова*
Корректорская обработка *А. А. Нечитайло*
Доверстка *Т. Е. Половнева*

Подписано в печать 15.12.06. Формат 60x84 1/16
Бумага офсетная. Печать офсетная
Усл. печ. л. 7,5. Усл. кр.-отт. 7,6. Печ.л. 8,0
Тираж 50 экз. Заказ . ИП-30/2006

Самарский государственный аэрокосмический университет.
443086, Самара, Московское шоссе, 34

Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34