

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»
Факультет «Заочный инженерно-экономический»
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2020 г.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПЕЧИ
ДСВ-10Б-55 ЕМКОСТЬЮ 5 Т

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУРГУ-15.03.02.2020.109 ПЗ

Руководитель ВКР, доцент, к.т.н.

_____ / А.В. Подзерко
_____ 2020 г.

Автор работы

студент группы ПЗ-557

_____ / П.А. Горяинов
_____ 2020 г.

Нормоконтролер, доцент, к.т.н.

_____ / А.В. Подзерко
_____ 2020 г.

АНОТАЦИЯ

Горяинов П.А. Модернизация гидравлического оборудования электропечи ДСВ – 10Б – 55 ёмкостью 5т. – Челябинск: ЮУрГУ, МС; 2020, 86 с., 13 рис., библиограф. список – 18 наим., 1 лист чертежа ф. А1., 2 листа чертежей ф. А2., 3 листа чертежей ф. А3.

Трудно сказать в какой современной отрасли промышленности, не используется гидропривод. Высокая эффективность, большие технические возможности делают его почти универсальным средством, используемым в различных технологических процессах.

Цель работы – модернизация гидравлического оборудования электросталеплавильной печи, расчёт основных параметров гидравлической системы, анализ и расчет тормозного устройства, и выбор способа синхронизаций.

В процессе разработки проекта были выполнены следующие задачи; расчет основных параметров и элементов конструкции гидроцилиндра, установлено и рассчитано тормозное устройства в виде встроенного дросселя, был сделан выбор насоса; рабочей жидкости; гидроаппаратуры. Так же для повышения надежности было установлено в систему элементы синхронизации гидроцилиндров, а именно делитель потока.

Все теоретические и методологические положения, заимствованные из литературных и других источников, сопровождаются ссылками на авторов.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		Горяинов П.А.			Модернизация гидравлического оборудования электропечи ДСВ – 10Б – 55 ёмкостью 5 т.	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		Подзерко А.В					1	86
<i>Реценз.</i>						ЮУрГУ Кафедра ГиГПС		
<i>Н. Контр.</i>		Подзерко А.В						
<i>Утверд.</i>								

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДАНИЯ.....	4
1 ОБЩАЯ ЧАСТЬ	5
1.1 Сравнения отечественных и передовых зарубежных технологий, и решения.....	5
1.2 Краткий анализ технологического процесса электродуговой сталеплавильной печи ДСВ – 10А.....	6
1.3 Устройства и работа гидравлического привода электродуговой сталеплавильной печи ДСВ – 10А.....	10
1.4 Недостатки в конструкции и работе электродуговой сталеплавильной печи ДСВ – 10А и мероприятие по их устранению.....	13
1.5 Правила технической эксплуатации.....	20
2 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ	24
2.1 Расчет основных параметров гидроцилиндра в соответствии с исходными данными.....	26
2.2 Анализ и расчет тормозного устройства.....	29
2.2.1 Анализ тормозного устройства.....	29
2.2.2 Расчет тормозного устройства.....	33
2.3 Расчет конструкций гидроцилиндра.....	37
2.3.1 Выбор материала гильзы.....	37
2.3.2 Определения толщины стенки.....	37
2.3.3 Расчет уплотнительных соединений.....	40
2.3.4 Выбор материала поршня.....	41
2.3.5 Расчет штока на устойчивость.....	43
2.3.6 Материалы резьбовых соединений и их расчет.....	45
2.4 Гидравлический расчет трубопровода.....	47
2.4.1 Определения проходного сечения трубопровода.....	47

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		2

2.4.2	Расчет трубопровода на гидроудар.....	48
2.4.3	Определение гидравлических потерь в гидросистеме.....	50
2.5	Выбор типа насоса.....	58
2.6	Выбор рабочей жидкости.....	61
2.6.1	Свойства и функций рабочих жидкостей гидропривода.....	61
2.6.2	Преимущество выбранной жидкости.....	63
2.6.3	Расчет емкости бака.....	66
2.7	Выбор гидроаппаратуры.....	67
2.8	Тепловой расчет гидросистемы.....	70
2.9	Обоснования принципиальной гидравлической схемы.....	73
	ЗАКЛЮЧЕНИЯ.....	80
	БИБЛИОТИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	81
ПРИЛОЖЕНИЯ		
	ПРИЛОЖЕНИЕ А, СПЕЦИФИКАЦИИ.....	83

ВВЕДЕНИЕ

Широкое использования гидравлических приводов в различных отраслях промышленности определяется рядом их существенных преимуществ перед другими типами приводов и прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах исполнительных механизмов.

Важным достоинством гидроприводов является возможность их работы в динамических режимах: при частых включениях, реверсах движения, изменениях скорости, причем переходные могут контролироваться и управляться.

Основные направления развития гидропривода – улучшение их энергетических и эксплуатационных характеристик, повышая быстродействия и надежность.

В данной работе мы уменьшим габаритных размеров и веса гидропривода, путем повышения давления до 25 МПа. Давления назначено в соответствии с нормальным рядом давления по ГОСТ 12445-80.

В данном привода используются два гидроцилиндра, и поэтому очень распространена проблема перекоса и заклинивание гидроцилиндров, она появляется в последствии асинхронной работы цилиндров и разницы скоростей по направляющей движущей массы. Вывод нам нужно разработать гидравлическую схему с синхронной работы двух гидроцилиндров.

Так же мы разработаем и рассчитаем гидроцилиндр с тормозящим устройством. Действующий цилиндр разработан и собран без учета современных тенденций развития и новейших деталей, что затрудняет его ремонт. Так же частое повреждения крепёжных деталей из-за сильного удара в конце хода цилиндра, вынуждает поставить демпфирующее устройство или встроенный дроссель в конструкцию цилиндра.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
						4
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

1.1 Сравнение отечественных и передовых зарубежных технологий, и решений

В настоящее время наблюдается рост электросталеплавильного производства в России и в мире, что обуславливает широкое применения в производстве мощных и сверхмощных электродуговой сталеплавильных печей (ДСП) с мощностью 80 – 380 МВА и массой металла на выпуск от 100 до 250 т.

В связи с этим актуальной является разработка модели управления приводом перемещения свода электродуговой сталеплавильной печи и, в частности, учет нелинейных свойств пропорционального гидравлического распределителя рабочей жидкости гидропривода.

На Магнитогорском металлургическом комбинате (ММК) на печь ДСП -180 внедрено пропорциональное управления гидроприводом.

В данной работе придется отказаться от такой модернизаций, так как пропорциональная гидравлика требует класс частоты работы на порядок выше, и придется фундаментально переделывать всю систему.

Так же для повышения надежности применяют синхронизацию цилиндров, что радикальным образом влияет на работу всего привода, и повышают его КПД и долговечность.

Синхронизация гидропривода давно внедрена в Новотроицкий металлургический комбинат (НМК) и это инновация уже проверена временем.

Конструкторские решения в исполнении гидроцилиндров бывает различные, мы остановимся на тормозном устройстве. Большая движущая масса без принудительного торможения, приносит огромный вред гидроцилиндру. Поэтому приходится гасить кинетическую энергию в конце хода.

Цилиндры с тормозным устройством в конце хода используются в машиностроении очень часто.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		5

1.2 Краткий анализ технологического процесса электродуговой сталеплавильной печи ДСВ – 10А

Электроплавильные печи изображенная на рисунке 1 – эти печи имеют преимущество по сравнению с другими плавильными агрегатами. В электропечах можно быстро нагревать, плавить и точно регулировать температуру металла, создавать окислительную, восстановительную, нейтральную атмосферу или вакуум. В этих печах можно выплавлять сталь и сплавы любого состава, более полно раскислять металл с образованием минимального количества неметаллических включений – продуктов расселения. Поэтому электропечи используют для выплавки конструкционных сталей ответственного назначения, высоколегированных, инструментальных, коррозионностойких (нержавеющих) и других специальных сталей и сплавов.

В электросталеплавильных печах в качестве источника теплоты используется электрическая дуга, возникающую между электродами металлической шихтой. Дуговая электросталеплавильная печь представлена на рисунке 1. она питается трехфазным переменным током и имеет три цилиндрических электрода, изготовленных из грейдированной массы.

В результате электросталеплавильного способа, получают специальные и высококачественные стали. Сталь выплавляют в дуговых или индукционных электропечах. Наиболее распространены дуговые электропечи емкостью до 270 т. При электроплавке стали используют как стальной скрап и железную руду, так и жидкие стали, поступающие из мартеновской печи или конвертера. Основной принцип электросталеплавильного способа производства стали использование электроэнергии для нагрева металла. Механизм производства, следующий: в результате прохождения тока через нагревательный элемент выделяется тепло, за счет преобразования электроэнергии в тепловую энергию. Важно отметить, что процесс выплавки связан с применением шлаков. Качество получаемой стали во

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		6

многое зависит от количества и состава шлаков. Основной причиной образования шлаков, в процессе производства стали, является окисление шихты и примесей.

Благодаря шлакам, происходит связывание оксидов, которые образуются в процессе окисления чугуна, а также удаление ненужных примесей. Кроме этого, шлаки являются передатчиками тепла и кислорода. Определенное соотношение количества шлаков выводит из стали ненужные вредные примеси, например, фосфор, серу.

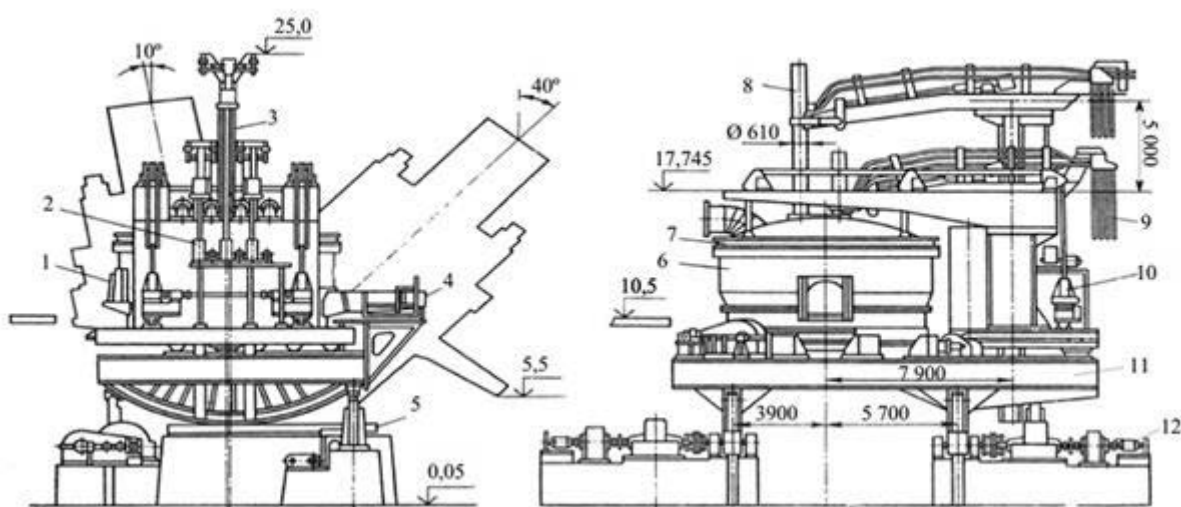


Рисунок 1 - Схема электродуговой плавильной печи

Электрический ток от трансформатора гибкими кабелями и медными шинами подводится к электрод держателям, а через них к электродам. Между электродами и металлической шихтой возникает металлическая дуга, электроэнергия превращается в теплоту, которая передается металлу и шлаку излучением. Напряжение 180-600 (В), сила тока 1-10 (кА). Во время работы печи длина дуги регулируется автоматически путем вертикального перемещения электродов.

Печь имеет стальной сварной кожух. Изнутри он футерован теплоизоляционным и огнеупорным кирпичом, который может быть основным (магнезитовый, магнезитохромитовый) или кислым (диановый). Подина печи набивается огнеупорной массой. Плавильное пространство ограничено стенками,

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

Печь с верхней загрузкой имеет следующие элементы конструкции: кожух печи, сводовое кольцо, футеровку, рабочее окно, сливной носок, два цилиндра для наклона печи, механизм подъема свода в сочетании с одним из следующих механизмов – поворота свода или выката ванны, держатели электродов с вторичным ток проводом, механизмы перемещения электродов, электродные уплотнения и систему водоохлаждения. Печь опирается кожухом через секторы механизма наклона непосредственно на фундамент. Сбоку печи на фундаменте имеется стационарная опора, с которой может соединяться опирающаяся на верх кожуха несущая траверса со смонтированными на ней сводом и механизмами перемещения электродов. Для раскрытия верха печи траверса со сводом и механизмами перемещения электродов поднимается над кожухом специальным механизмом на фундаментной опоре и поворачивается вокруг вертикальной оси. Для наклона печи траверса отсоединяется от фундаментной опоры.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		9

Блок предохранения и фильтрации состоит из гидроблока силового, фильтра напорного, клапана предохранительного, клапана обратного, распределителя, манометра, датчика давления на одном блоке.

Стойка наклона печи, состоит из рамы, которая представляет собой сварную конструкцию из трубы прямоугольного сечения. В верхней части по всей длине рамы на вваренных перемычках закреплены гидравлические панели подъема свода, наклона печи.

В нижней части рамы закреплены кронштейны для крепления подводящих труб от бака и установлен поддон для сбора утечек при ремонтах.

Гидравлические панели объединены трубопроводами с запорной арматурой с выводами под приварку.

Для разгрузки системы от давления в напорной линии и линии управления установлены краны шаровые.

Гидравлическая панель подъема свода состоит из гидроблока подъема, на котором установлены модульный дроссель с обратным клапаном, модульный гидрозамок, гидрораспределитель, точки замера (измерительные пункты).

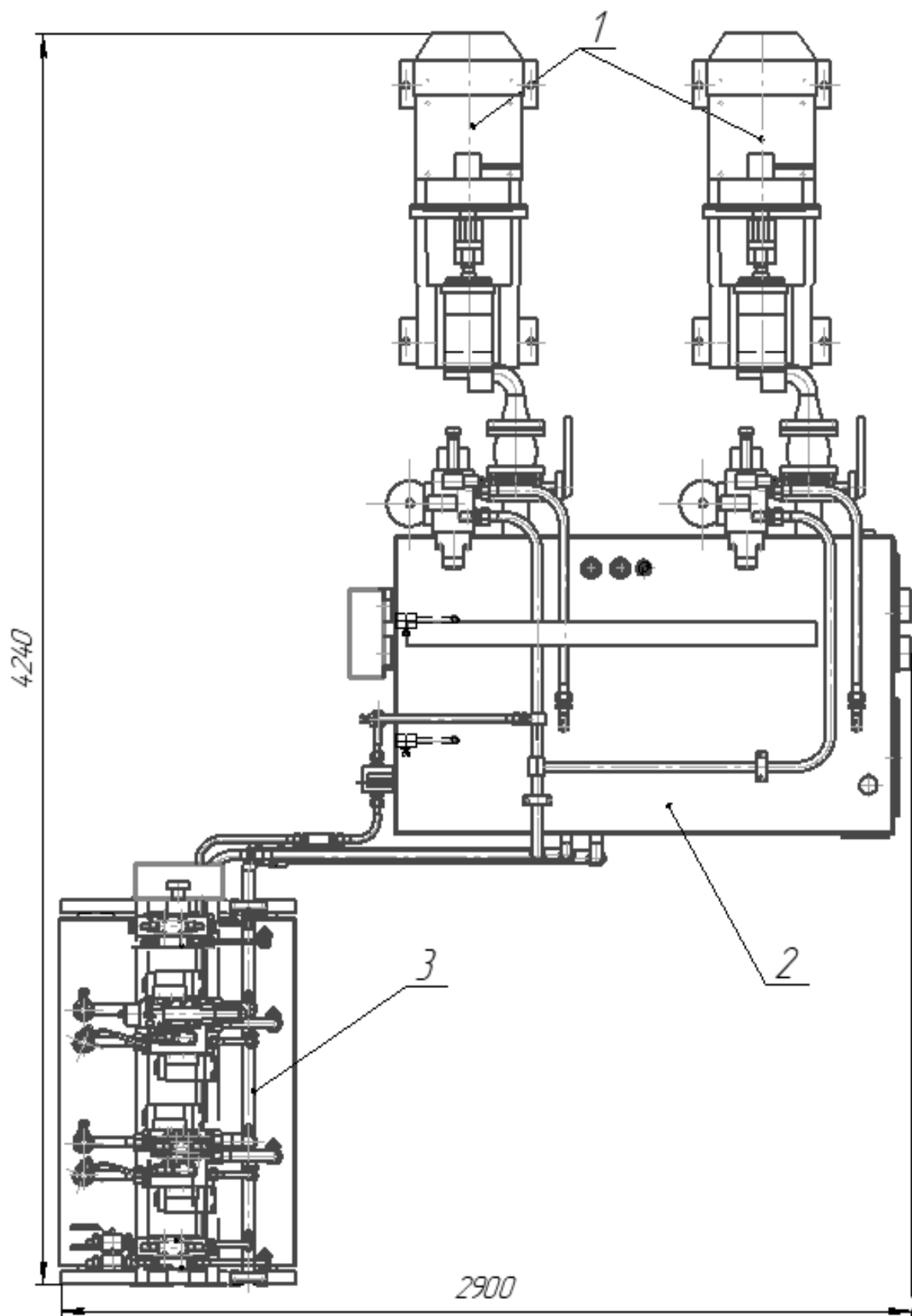


Рисунок 2 - Комплект гидрооборудования

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ

Стр.

12

Постоянно в работе находится один насосный агрегат. Выбор работающего насосного агрегата происходит с пульта управления оператором. Допускается работа одновременно двух насосных агрегатов. При этом дисковые затворы В1, В2 должны быть открыты. На дисковых затворах установлены датчики контроля положения И1, И2 соответственно. Контролируемое положение дисковых затворов «ОТКРЫТО». Если дисковый затвор закрыт (или неисправен датчик), то включение насоса невозможно.

При включении любого из силовых насосных агрегатов Н1 или Н2 (например, насос Н1) подаётся питание на соответствующий электродвигатель и насос запускается в режиме разгрузки. При этом рабочая жидкость от насоса проходит через фильтр Ф1 и нормально открытый предохранительный клапан КП1 напрямую в бак.

При подаче сигнала управления на электромагнит У1 распределителя Р1 силовой насос нагружается. При этом рабочая жидкость от насоса проходя через фильтр Ф1, клапан обратный КО1 подается к стойке с гидравлическими панелями управления механизмами по магистрали «Р» (давление силовое). Давление в системе настраивается предохранительным клапаном КП1 и контролируется манометром М1.

Работа второго насосного агрегата аналогична первому.

Напорные фильтры Ф1, Ф2 установлены непосредственно после насосов в напорную линию «Р» (давление силовое) для предохранения всей гидросистемы от возможного загрязнения. Фильтры Ф1, Ф2 стыкового исполнения. Поток жидкости проходит снаружи внутрь глухого фильтроэлемента с номинальной толщиной фильтрации 25 мкм и 10 мкм. Перепускной клапан защищает фильтроэлемент от разрушения при больших перепадах давления на нем. Давление открытия перепускного клапана – 0,6 МПа. Давление срабатывания визуально-электрического индикатора загрязненности– 0,5 МПа.

Необходимо заменить фильтроэлемент при срабатывании визуально-электрического индикатора загрязненности. Первая замена не позднее 250 часов

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		13

работы, остальные – через 2000 моточасов. При замене фильтроэлементов напорных фильтров Ф1, Ф2 необходимо выключить соответствующий насос.

Температура рабочей жидкости в баке Б контролируется аналоговым датчиком температуры ДТ1, сигнал с которого выдается в контроллер. При понижении температуры рабочей жидкости в баке ниже 10°С (здесь и далее реальное значение уточняется при наладке и может быть изменено) включение силовых насосов Н1, Н2 невозможно. При этом должны включиться ТЭНы маслонагревателя МН1...4. При достижении температуры рабочей жидкости в баке 10°С разрешено включать силовые насосы Н1, Н2. При нагреве рабочей жидкости в баке до температуры 20°С ТЭНы маслонагревателя МН1...4 должны отключаются. Если уровень рабочей жидкости ниже аварийного, запрещается включать ТЭНы маслонагревателя МН1...4.

Уровень рабочей жидкости в баке контролируется датчиком уровня ДУ1, визуальными уровнемерами У1, У2. При понижении уровня рабочей жидкости в баке до минимального рабочего) на пульт управления выдается сообщение «Низкий уровень рабочей жидкости в баке». При дальнейшем падении уровня до минимально-допустимого происходит отключение всех механизмов и силовых насосов. Дальнейшая работа возможна только при восстановлении уровня рабочей жидкости в баке. Заправка рабочей жидкости происходит через сапун с заливной горловиной СЗГ заправочной станцией. Максимальный уровень рабочей жидкости контролируется по визуальному уровнемеру У1.

Свод наклоняется при включенном насосе (Н1 или Н2) с пульта управления одновременно подается сигнал управления на электромагниты У2 гидрораспределителя Р1. При этом гидрозамок ГЗ1 открывается, и рабочая жидкость от панели наклона свода через кран шаровой подается в штоковую полость гидроцилиндров и сливается с поршневой полости гидроцилиндров через кран шаровой. Происходит наклон свода.

При остановке наклона свода печи сигнал управления с электромагнитов У1, распределителей Р1 снимается. При этом гидрозамок ГЗ1 закрывается и свод печи

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		14

останавливается. Гидроцилиндр должен сделать промежуточные положения как показано на рисунке 3:

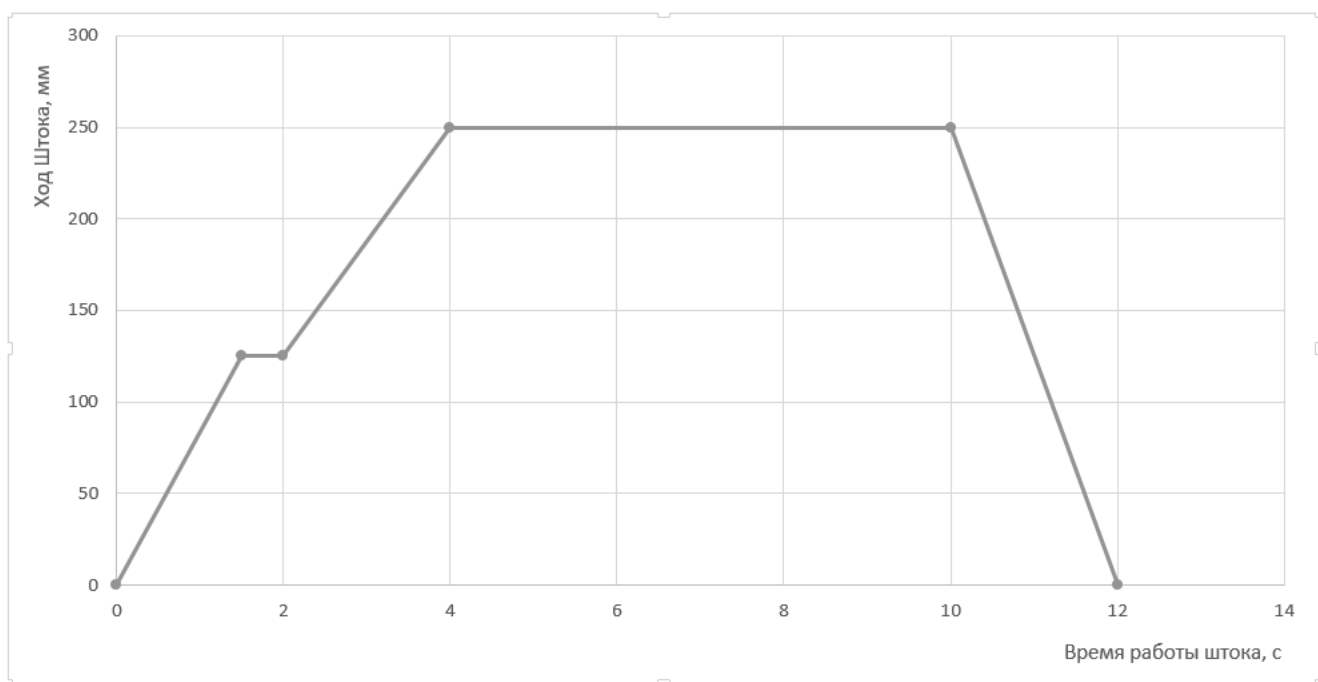


Рисунок 3 – Режим работы гидроцилиндров

После этого повторяем выше указные действия, и свод продолжает опускаться.

При остановке наклона свода печи сигнал управления с электромагнитов У2, распределителей Р1 снимается. При этом гидрозамок ГЗМ1 закрывается и свод печи останавливается.

Скорость опускания свода печи регулируется дросселем с обратным клапаном ДР1.

Чтобы поднять печь с пульта управления подается сигнал управления на электромагниты У1, распределителей Р1, При этом гидрозамки ГЗ1 открываются, и рабочая жидкость от панели наклона печи через кран шаровой подается в штоковую полость гидроцилиндров и сливается со поршневой полости гидроцилиндров через кран шаровой. Происходит подъем печи в изначальное положения.

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата
------	-------	----------	--------	------

1.4 Недостатки в конструкции и работе ЭСП печи ДСВ-10А и мероприятия по их устранению.

Перечень возможных неисправностей в процессе использования гидрооборудования по назначению и рекомендации по действиям при их возникновении приведены в таблице 1:

Таблица 1 Возможные неисправности в гидроприводе

Неисправность	Вероятная причина	Метод устранения
1	2	3
Утечка рабочей жидкости по стыковым плоскостям аппаратов.	Недостаточная затяжка аппаратов.	Затянуть крепежные винты.
	Нарушение формы или целостности резиновых колец.	Заменить уплотнение.
Наличие воздуха в системе.	Недостаточный уровень рабочей жидкости в баке.	Долить рабочую жидкость в бак.
Стук при работе электродвигателей.	Износ резиновой звездочки соединительной муфты.	Заменить звездочку.

Отсутствие требуемого силового давления в системе.	Выход из строя клапанов предохранительных.	Настроить клапан, при необходимости промыть.
	Выход из строя распределителей управления	Проверить наличие сигнала на катушках управления, при необходимости промыть распределители.
	Выход из строя насоса.	Отремонтировать или заменить насос.
Перегрев рабочей жидкости и электродвигателей.	Несоблюдение рекомендаций по режиму работы.	Соблюдать рекомендации. Снизить давление в системе.
Печь не наклоняется.	Низкое давление в гидросистеме.	См. выше.
	Неисправен пропорциональный распределитель.	Проверить наличие сигналов управления на пропорциональных блоках
	Неисправен распределитель управления.	Проверить наличие сигнала на катушках управления, при необходимости промыть распределители.

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

	Заклинены гидрозамки	Промыть гидрозамки
Печь не поднимается	Низкое давление в гидросистеме. Неисправен распределитель управления.	См. выше Проверить наличие сигнала на катушках управления, при необходимости промыть распределители.

1.5 Правила технической эксплуатации

К техническому обслуживанию комплекта гидрооборудования, проведению профилактических мероприятий и ремонтных работ могут допускаться лица, сдавшие техминимум на знание гидрооборудования и прошедшие соответствующий инструктаж по технике безопасности при работе с этим оборудованием.

Периодически осматривать оборудование гидросистемы надлежит:

- помощникам начальников цехов по оборудованию – не реже одного раза в месяц;
- механикам – не реже двух раз в месяц;
- мастерам по гидравлике – не реже двух раз в неделю;
- слесарям-гидравликам – ежемесячно.

При периодических осмотрах следует проверять:

- состояние и работоспособность гидроаппаратуры;
- наличие всех контрольно-измерительных приборов, предусмотренных проектом и исправность их действия;
- состояние электропроводов;
- уровень рабочего давления;
- безотказность выполнения блокировок и работы сигнализирующих устройств;
- состояние трубопроводов и арматуры, крепления гидравлических устройств, отсутствие утечек рабочей жидкости в местах соединения труб и по стыковым плоскостям гидроаппаратуры;
- чистоту оборудования и аппаратуры гидросистем и помещения, в котором оно расположено.

Обо всех обнаруженных при периодическом осмотре дефектах, повреждениях и неисправностях надо сделать запись в журнале осмотров и принять меры к их устранению.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		19

Место расположения гидрооборудования необходимо содержать в образцовом порядке и чистоте.

Пролитое масло должно быть убрано, а след его зачищен; сточные желоба следует периодически очищать от загрязнений.

Не реже, чем через каждые два месяца эксплуатации необходимо производить отбор пробы рабочей жидкости (согласно ГОСТ 2517-85) для физико-химического анализа, при проведении которого следует определять кинематическую вязкость при 50°C по ГОСТ 33-82, содержание воды по ГОСТ 2477-65, класс чистоты по ГОСТ 17216-2001 и кислотное число по ГОСТ 11362-76.

Рабочая жидкость подлежит замене при выходе хотя бы одного из следующих параметров за указанные пределы: вязкость изменилась более, чем на $\pm 20\%$, содержание воды составляет более 0,05%, класс чистоты грубее 13 по ГОСТ 17216-2001 и не устраняется очисткой при помощи станции очистки гидрожидкости, кислотное число изменилось более, чем на 30%.

Необходимо своевременно производить замену фильтроэлемента при его загрязнении, ориентируясь по визуально-электрическому индикатору. При замене фильтроэлементов напорных фильтров Ф1, Ф2 необходимо выключить соответствующий насос. При замене фильтроэлементов напорного фильтра Ф3 необходимо выключить насосы Н1, Н2 и через краны шаровые В4, В5 сбросить давление в силовой магистрали «Р» (давление силовое) и в линии управления «Х» (давление управления), открутить стакан и установить новый фильтроэлемент, закрутить стакан.

Элементы, временно удаляемые из гидросистем, а также и места их установки, следует предохранять от загрязнения.

Рабочее давление не должно превышать наибольших значений давления, оговоренных в технических параметрах.

Не допускается эксплуатация манометра, если его стрелка при снятии давления не возвращается к упорному штифту или (в случае отсутствия штифта) отклоняется от нулевого деления шкалы на значение, превышающее половину допустимой

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		20

погрешности, а также при любом повреждении манометра (например, разбито стекло).

Если при проверке обнаружен необычный шум, стук, удары, повышенная вибрация, работа должна быть остановлена до обнаружения и устранения причин, вызывающих ненормальную работу гидропривода.

Техническое обслуживание комплекта гидрооборудования проводить согласно руководствам по эксплуатации и паспортам установленной гидроаппаратуры.

Содержание, периодичность и время выполнения работ по техническому обслуживанию и ремонту в наглядной форме представлены в таблице 3. Сокращать объем работ, проводимых при техническом обслуживании, категорически запрещается.

Регламент по техническому обслуживанию (ТО) и ремонту гидропривода показан в таблице 2:

Таблица 2 - Регламент по техническому обслуживанию.

Содержание работ по ТО и ремонту	Вид ТО				Вид ремонта		
	ЕО	ТО-1	ТО-2	ТО-3	Т	С	К
	6-8	60-80	240-260	720-960	3000-4000	9000-12000	18000-24000
Проверить уровень масла в баке и при необходимости восстановить	+	+	+	+			
Проверить температуру масла в баке (на ощупь) и корректность работы датчика температуры; при необходимости проверить работу предохранительного клапана	+	+	+	+			
Проверить степень засорения фильтров по индикатору или вскрытием; при необходимости фильтроэлементы заменить новыми (или через каждые 250 часов работы насоса)	+	+	+	+			
Проверить уровень давления в напорной линии по	+	+	+	+			

манометру; при необходимости произвести регулировку клапана							
Проверить визуально наружные утечки; при необходимости устранить течи	+	+	+	+			
Проверить шум и вибрации при работе; при необходимости заменить неисправные элементы	+	+	+	+			
Проверить нагрев приводного электродвигателя; при необходимости устранить причины перегрева	+	+	+	+			
Проверить наличие пены на поверхности масла в баке, а также мутность масла; при необходимости устранить попадание в масло воды и воздуха	+	+	+	+			
Проверить состояние рукавов высокого давления (РВД); при необходимости заменить РВД		+	+	+			
Определить мощность холостого хода насоса (по току в фазе приводного электродвигателя); максимальную подачу (по скорости движения рабочих органов)			+	+			
Проверить работу аварийных блокировок; при необходимости произвести дополнительную регулировку				+			
Взять пробу масла на анализ; при отрицательном результате очистить гидробак и заменить масло				+			
Заменить сапун				+			
Проверить надёжность крепления гидроагрегатов; при необходимости подтянуть крепёжные элементы				+			
Выполнить при необходимости операции по ТО, указанные выше					+	+	+
Заменить унифицированные узлы и детали, отработавшие ресурс					+	+	+

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ

Стр.

22

Проверить внутреннюю полость бака; при наличии коррозии зачистить до металлического блеска и окрасить							+	+
Отремонтировать специальные узлы гидропривода с последующим испытанием на стендах								+
Примечание. Принятые обозначения: ЕО - ежесменное обслуживание; ТО - технический осмотр; Т, С, К - соответственно текущий, средний и капитальный ремонты.								

2. Расчетная часть

В данном разделе мы сделаем основные расчеты гидропривода, в таблице 3 приведены исходные данные и на рисунке 4 изображена разработанная мною принципиальная схема.

Таблица 3 - Исходные данные

Параметры	Значения
Масса подвижной часть	$m = 1600$ кг
Полезная нагрузка на поршень	$F = 15.68 \times 10^6$ Н
Номинальное давления	$p = 25 \times 10^6$ Па
Ход штока	$L_x = 250$ мм
Время рабочего хода	$t_{p.c} = 4$ с
Допустимое длина тормозного пути	$L_T = 0.03$ м
Длина линий всасывания	$L_{BC} = 4$ м
Длина линий нагнетания	$L_H = 50$ м
Длина линий слива	$L_C = 30$ м
Рабочая жидкость: Масло минеральное $t = 50$ °С	$20 \dots 40$ м ³ /с
Температура эксплуатаций, °С	$-15 \dots +100$

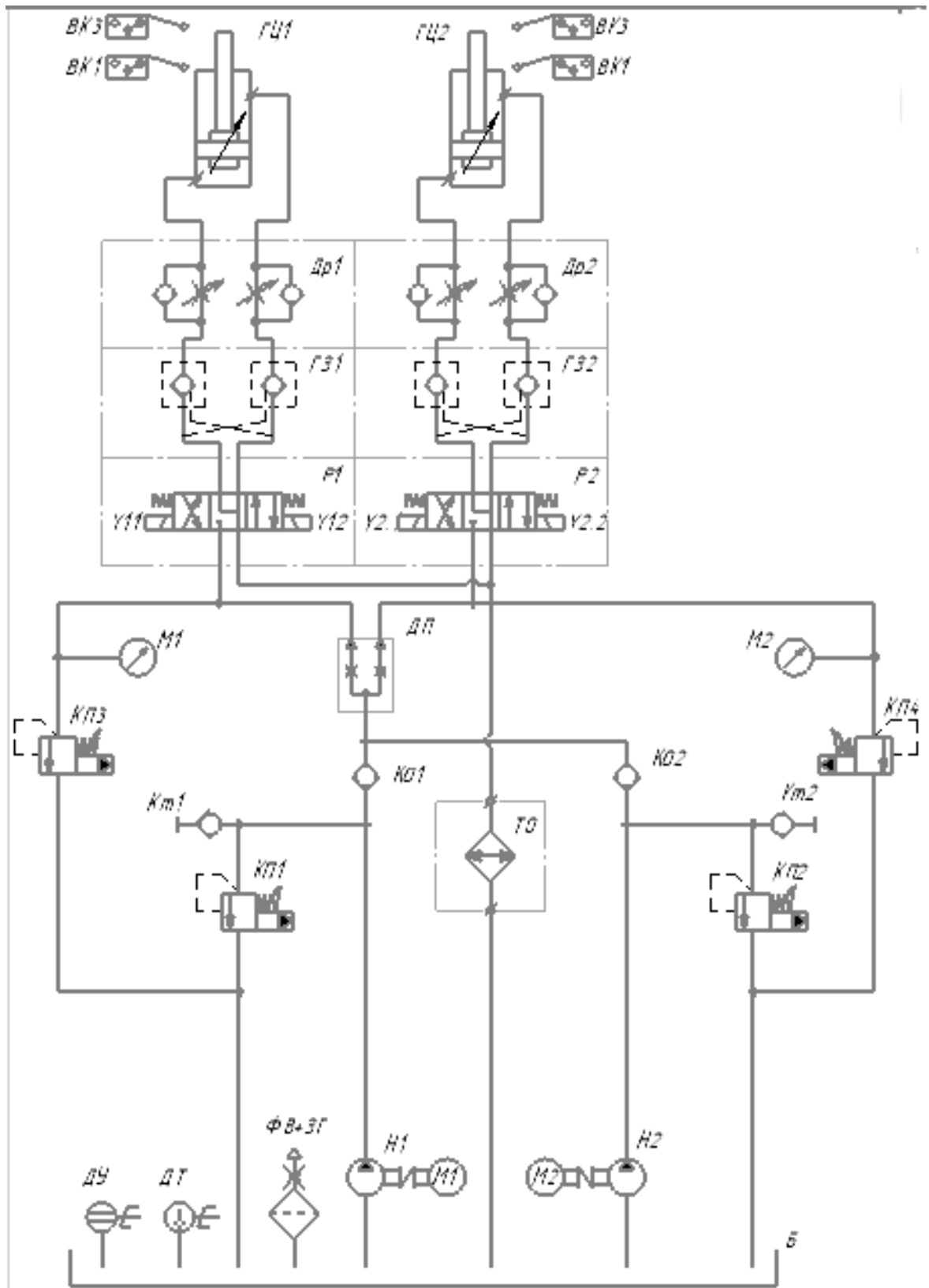


Рисунок 4 – Принципиальная гидравлическая схема

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ

Стр.

25

2.1 Расчет основных параметров гидроцилиндра в соответствии с исходными данными.

Диаметр поршня $D_{\text{п}}$ гильзы гидроцилиндра вычисляется по найденному значению нагрузки на гидроцилиндр F и давлению без учёта потерь по формуле [4] (1):

$$D_{\text{п}} \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad (1)$$

где, $F = 15,68 \times 10^6$ Н – нагрузка на гидроцилиндр;

$p = 25 \times 10^6$ Па – давление в системе;

Так как механизм прижима крышки состоит из двух гидроцилиндров, то диаметр поршня $D_{\text{п}}$ определяется по формуле [4] (2):

$$D_{\text{п}} \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad (2)$$

$$D_{\text{п}} \sqrt{\frac{2 \cdot 15.68}{3.14 \cdot 25}} = \sqrt{\frac{317.6}{78,5}} = 0.399 \text{ м}$$

Найденное значение $D_{\text{п}}$ округляется до ближайшего нормального: $D_{\text{п}} = 400$ мм;

Диаметр штока $d_{\text{ш}}$ выбирается из соотношения по формуле [4] (3):

$$\frac{d_{\text{ш}}}{D_{\text{п}}} \times 0.8 = d_{\text{п}} = D_{\text{ш}} \cdot 0.8 = 400 \cdot 0.8 = 320 \text{ мм} \quad (3)$$

Найденное значение $d_{\text{п}}$ подходит под нормальное.

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		26

Посчитаем площади поршневой и штоковой областей по формулам [4] (4) и (5):

$$S_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 0,125 \text{ (м}^2\text{)} \quad (4)$$

$$S_{\text{ш}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,4^2 - 0,32^2)}{4} = 0,045 \text{ (м}^2\text{)} \quad (5)$$

Подсчитаем скорость движения поршня по формуле [7] (6):

$$V_{\text{п}} = 0,6 \cdot \frac{L}{t_{\text{р.х}}} = 0,6 \cdot \frac{24,7}{4} = 6,17 \text{ м/мин} \quad (6)$$

где, L –ход штока [см]

$t_{\text{р.х}}$ – время рабочего хода [с]

Рассчитаем расход масла в гидроцилиндре по формуле [7] (7):

$$Q = 0,1 \cdot F \cdot V_{\text{п}} = 0,1 \cdot 15,68 \cdot 6 = 96,8 \text{ л/мин} \quad (7)$$

Подсчитаем объём штоковой полости по формуле [7] (8):

$$V^{\wedge} = \frac{F \cdot L}{1000} = \frac{15,68 \cdot 250}{1000} = 3,8 \text{ л} \quad (8)$$

Скорость холостого хода находим по формуле [7] (9):

$$V_{\text{хх}} = \frac{Q}{0,1 \cdot F} = \frac{96,8}{0,1 \cdot 15,68} = 6,17 \text{ м/мин} \quad (9)$$

Время возврата считаем по формуле [7] (10):

$$t_{\text{хх}} = \frac{0,6 \cdot L}{V_{\text{хх}}} = \frac{0,6 \cdot 250}{6,17} = 2,7 \text{ с} \quad (10)$$

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		27

Вытесняемый поток жидкости при возврате находим по формуле [7] (11):

$$Q^{\wedge} = \frac{60 \cdot V^{\wedge}}{t_{xx}} = \frac{60 \cdot 3.8}{2.7} = 95 \text{ л/мин} \quad (11)$$

При таких скоростях необходимо торможения в конце рабочего хода.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		28

2.2 Анализ и расчет тормозного устройства

2.2.1 Анализ тормозного устройства

В данном проекте мы будем разрабатывать тормозное устройство. Большая движущая масса, работающая на больших скоростях, обладает огромной инерцией, может разбалтывать крепление узла и само основания, а при ее критических значениях движущая масса просто вылетит из пазов. Поломка серьезная и опасная.

Предотвратить это можно только путем принудительного торможения, что будет гасить импульс в конце хода. При этом важно сохранять плавность рабочего хода, равномерное снижение скорости быстрое восстановления исходного положения.

Существует два способа торможения:

1. Внешние – можно поменять расход масла в поршневой полости. Для этого устанавливается механический регулятор, контролирующий его поток в рабочей магистрали.
2. Внутренние – в конструкцию гидроцилиндра устанавливают специальный демпфирующий узел. В этом случае процесс управляется гидравлическим воздействием.

Так как внешние управления сложно в исполнении, мы останавливаемся на внешнем управлении. Ниже рассмотрим несколько конструктивных способов исполнения тормозного устройства, встроенного в гидроцилиндр:

Способ 1 Дроссельное торможения. Показанный на рисунке 5, в крышку гидроцилиндра встраивают дроссель.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		29

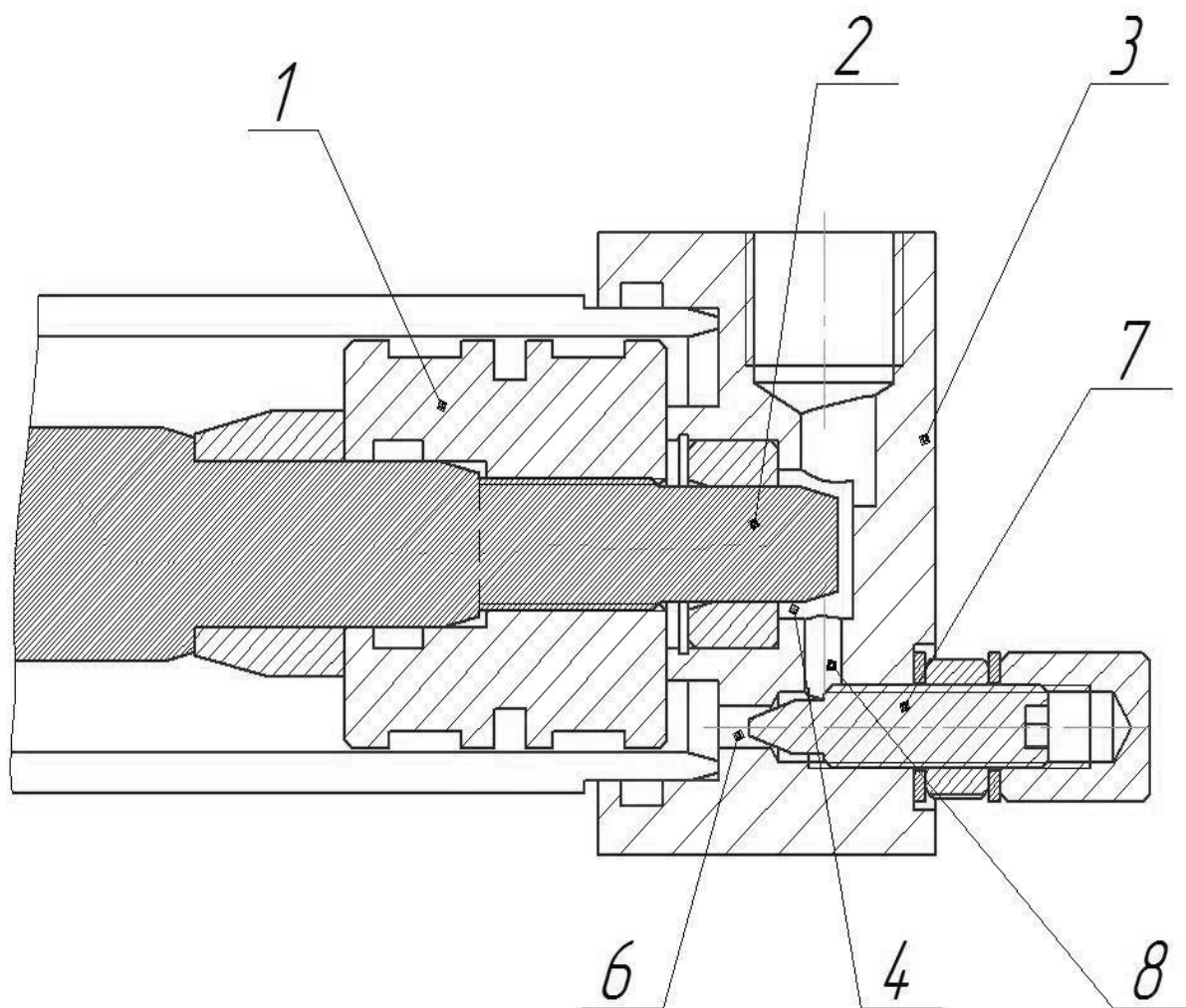


Рисунок 5 – Дроссельное торможения.

Наиболее распространенный вариант конструкции, в которой демпфер встраивается в крышку (3) гидроцилиндра. Плавным перекрытием основной сливной магистрали (каналы 6-8), с последующим отводом масла из рабочей поршневой полости через дроссель (7), достигается сброс скорости движения поршня. Поршень (1), жестко соединенный со штоком (2), быстро возвращается в начальное положение при подаче в его полость под давлением рабочей жидкости через обратный клапан.

Способ 2 Плунжерное торможения. Показанного на рисунке 6, используется плунжерное торможения или торможения дросселирующими отверстиями в крышке.

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

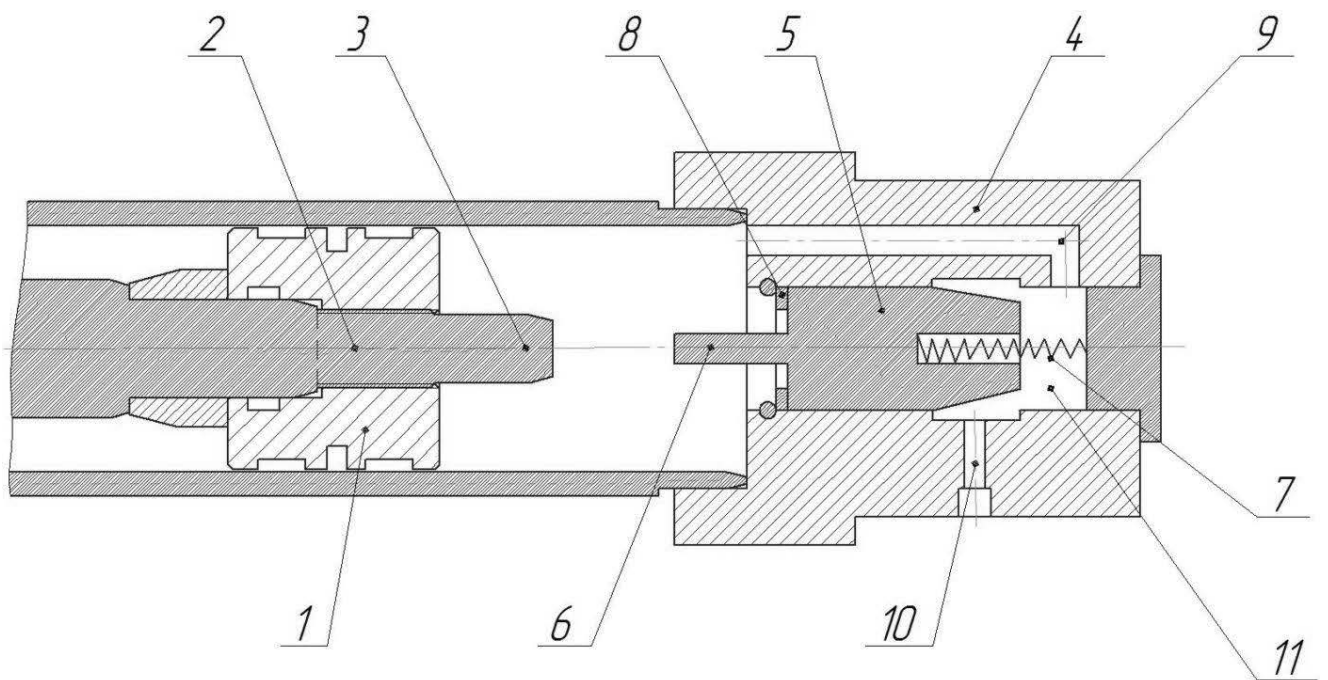


Рисунок 6 – Плунжерное торможения.

Плунжер (5) с толкателем поджат пружиной (7) к упорной шайбе (8). Толкатель (6) ровно наполовину хода поршня (1) выступает за левую торцевую сторону крышки (4). В ней предусмотрен канал (9) для подвода масла в резервуар поршня через специальное отверстие и промежуточную камеру (11). В конце траектории шток (2) своим выступом (3) упирается в плунжерный толкатель, двигает его вправо под пружинным усилием, частично уменьшая диаметрального сечение камеры, следовательно, и рабочий поток масляной жидкости на сливе в канавку (10).

Способ 3 Торможения в гидроцилиндре с дополнительным поршнем. Показанного на рисунке 7, достигается путем установки двойного поршня.

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

2.2.2 Расчет тормозного устройства

Тормозного устройства в виде гидравлического демпфера с дросселем постоянного проходного сечения имеет тормозную функцию $F_T = \Phi(L)$, близкую к треугольному графику на рисунке 8:

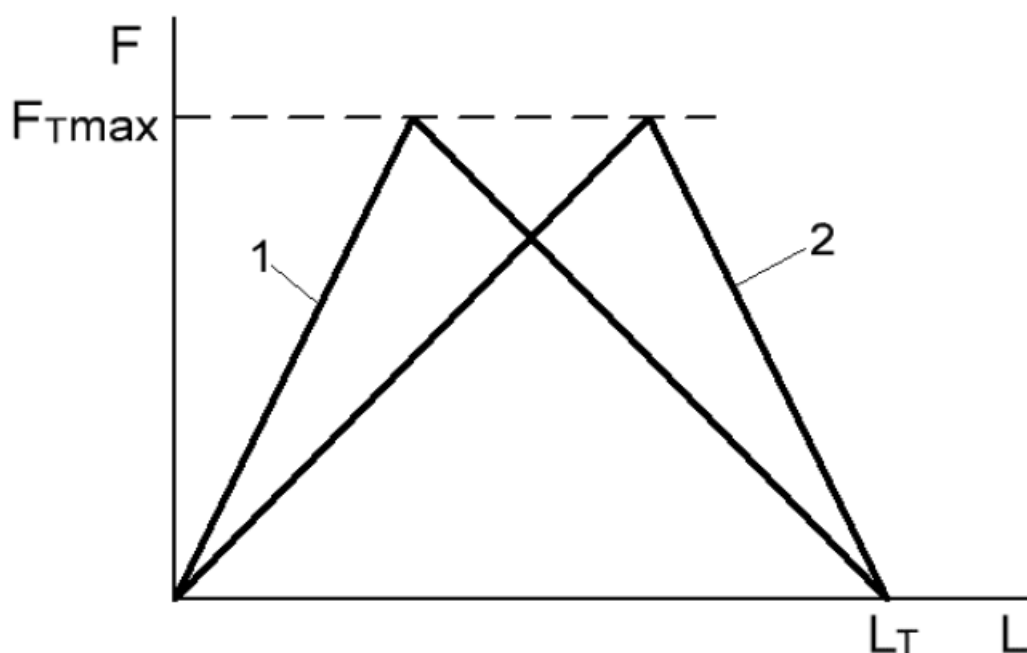


Рисунок 8 – Треугольный график

Вследствие малой сжимаемости жидкости это приводит к чрезмерному резкому возрастанию давления p_k в камере торможения в начале процесса торможения. Величину p_{kmax} можно найти из уравнения [10] (12) для результирующей силы торможения:

$$F_T = F - S_{\Pi}(\rho_{ном} \times \eta_{Г.А} - \sigma_d \times \rho_k) \times \eta_{Д.М} \quad (12)$$

Подставим в нее:

$$F_T = F_{max} = \frac{m_B \times v_T^2}{L_T}$$

т.е.

$$S_{\Pi}(\rho_{\text{ном}} \times \eta_{\Gamma.A} - \sigma_{\text{Д}} \times \rho_{\text{К}}) = \frac{F \times F_{\text{max}}}{\eta_{\text{Д.М}}};$$

$$S_{\Pi} \sigma_{\text{Д}} \rho_{\text{К}} = S_{\Pi} \rho_{\text{ном}} \eta_{\Gamma.A} + \frac{F \times F_{\text{max}}}{\eta_{\text{Д.М}}}$$

Откуда:

$$p_{\text{К max}} = \frac{\rho_{\text{ном}} \times \eta_{\Gamma.A}}{\sigma_{\text{Д}}} + \frac{F_{\text{max}} - F}{S_{\Pi} \sigma_{\text{Д}} \eta_{\text{Д.М}}} = 12.5 \times 10^6 \text{ Н} \quad (13)$$

где, $p_{\text{К max}}$ – максимальное давления в камере торможения;

S_{Π} – площадь поршня гидроцилиндра;

$\rho_{\text{ном}}$ – номинальное давление рабочей среды;

$\eta_{\Gamma.A}$ – гидравлический КПД аппаратов и гидрوليнии;

$\sigma_{\text{Д}}$ – соотношения эффективных площадей в камерах объемного двигателя (коэффициент асимметрии);

$\eta_{\text{Д.М}}$ – механический КПД объемного гидроцилиндра, работающего при торможении;

F – суммарная сила статическая сила внешнего воздействия на выходное звено;

F_{max} – максимальное значения тормозной силы;

$$F_{\text{max}} = \frac{m \times v_{\text{T}}^2}{L_{\text{T}}} = \frac{1600 \times 1.2^2}{0.03} = 76.8 \text{ кН} \quad (14)$$

Где, m – приведенная масса к выходному звену движущие части;

v_{T} – скорость в начале торможения

L_{T} – допустимое значения тормозного пути = 0.03 м.

$$v_T = \frac{Q}{S_{\Pi}} = \frac{0.0016}{0.125} = 1.2 \text{ м\c{s}} \quad (15)$$

$$\sigma_D = 1 - \left(\frac{0.045}{0.125}\right)^2 = 0.87 \quad (16)$$

Уравнения справедливо для определения максимального давления в камере торможения как рабочей жидкости, так и газов, поэтому для торможения гидроцилиндров целесообразно применять демпфер с клапаном, настроенным на постоянное давления.

При этом давления настройки клапана, равное p_k , находят из уравнения [12] (17) для силы F_T с подстановкой:

$$F_T = F_{min} = \frac{m_B \times v_T^2}{2L_T} \quad (17)$$

$$F_{min} = F - S_{\Pi}(\rho_{ном}\eta_{Г.А} - \sigma_D\rho_K)\eta_{Д.М}$$

$$\frac{F_{min} - F}{\eta_{Д.М}} = S_{\Pi}\sigma_D\rho_K - S_{\Pi}\rho_{ном}\eta_{Г.А}$$

Тогда:

$$p_k = \frac{\rho_{ном}\times\eta_{Г.А}}{\sigma_D} + \frac{F_{min}-F}{S_{\Pi}\sigma_D\eta_{Д.М}} = 10.8 \times 10^6 \text{ Н} \quad (18)$$

Где, p_k – давления в камере торможения;

S_{Π} – площадь поршня гидроцилиндра;

$\rho_{ном}$ - номинальное давление рабочей среды;

$\eta_{Г.А}$ – гидравлический КПД аппаратов и гидрролинии;

σ_D – соотношения эффективных площадей в камерах объемного двигателя (коэффициент асимметрии);

$\eta_{д.м}$ – механический КПД объемного гидроцилиндра, работающего при торможении;

F – суммарная сила статическая сила внешнего воздействия на выходное звено;

F_{min} – минимальное значения тормозной силы;

$$F_{min} = \frac{m \times v_T^2}{2L_T} = \frac{1600 \times 1.2^2}{2 \times 0.03} = 38.4 \text{ кН} \quad (19)$$

где, m – приведенная масса к выходному звену движущие части;

v_T – скорость в начале торможения

L_T – допустимое значения тормозного пути.

Давление p_k в занятой камере гидроцилиндра достигает требуемого значения $p_{k \max}$, то применение встроенного дросселя эффективно.

2.3 Расчет конструкций гидроцилиндра

2.3.1 Выбор материала гильзы

Гильза будет выполнена из Стали 35.

Использование в промышленности: детали невысокой прочности, испытывающие небольшие напряжения: оси, цилиндры, коленчатые валы, шатуны, шпиндели, звездочки, тяги, обводы, траверсы, валы, бандажи, диски и другие детали. В таблице 4 приставлены основные свойства стали:

Таблица 4 - Химический состав в % материала Сталь 35 ГОСТ 1050 - 88

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As
0.32 - 0.4	0.17 - 0.37	0.5 - 0.8	до 0.3	до 0.04	до 0.035	до 0.25	до 0.3	до 0.08

Механические свойства при T=20°C материала 35 .

Сортамент	Размер	Напр.	σ_b	σ_T	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж / м ²	-
Лист термообработ., ГОСТ 4041-71	4 - 14		480-640		22			
Трубы, ГОСТ 8731-87			510	294	17			
Пруток калиброван., ГОСТ 10702-78			590			45		Отжиг
Прокат, ГОСТ 1050-88	до 80		530	315	20	45		Нормализация
Прокат нагартован., ГОСТ 1050-88			590		6	35		
Прокат отожжен., ГОСТ 1050-88			470		15	45		
Лента отожжен., ГОСТ 2284-79			390-640		16			
Лента нагартован., ГОСТ 2284-79			640-930					
Твердость 35, Лист термообработ. ГОСТ 4041-71							HV 10 ⁻¹ = 163 МПа	
Твердость 35, Трубы ГОСТ 8731-87							HV 10 ⁻¹ = 187 МПа	

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата
------	-------	----------	--------	------

ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ

Стр.

37

Твердость 35, Прокат горячекатан. ГОСТ 1050-88	НВ 10 ⁻¹ = 207 МПа
Твердость 35, Прокат калиброван. нагартован. ГОСТ 1050-88	НВ 10 ⁻¹ = 229 МПа
Твердость 35, Прокат калиброван. отожжен. ГОСТ 1050-88	НВ 10 ⁻¹ = 187 МПа

Физические свойства материала 35.

T	E 10 ⁻⁵	α 10 ⁶	λ	ρ	C	R 10 ⁹
Град	МПа	1/Град	Вт/(м·град)	кг/м ³	Дж/(кг·град)	Ом·м
20	2.06			7826		
100	1.97	12	49	7804	469	251
200	1.87	12.9	49	7771	490	321
300	1.56	13.6	47	7737	511	408
400	1.68	14.2	44	7700	532	511
500		14.6	41	7662	553	629
600		15	38	7623	578	759
700		15.2	35	7583	611	922
800		12.7	29	7600	708	1112
900		13.9	28	7549	699	1156
T	E 10 ⁻⁵	α 10 ⁶	λ	ρ	C	R 10 ⁹

Коэффициент Пуансона $\mu=0,28$.

После механической обработки гильза должна удовлетворять следующим техническим требованиям:

1) Внутренняя поверхность должна быть выполнена по посадке $A_3(0+0,114)$, конусность, овальность, и бочкообразность допускается не более половины от поля допуска указанной посадки;

2) Отклонение от прямолинейности оси гильзы допускается не более 0,03 мм на длине 500 мм;

3) Биение поверхностей центрирования крышек относительно внутренней поверхности гильзы допускается не более половины поля допуска на диаметр центрирующей поверхности;

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		38

4) Резьбы для крепления головок должны быть выполнены по классу точности 2а;

5) Неперпендикулярность оси отверстия относительно внутреннего диаметра гильзы не более 0.01 мм на длине 100 мм;

6) Монтажные фаски, облегчающие заводку уплотняющих элементов поршня в гильзу, следует выполнять под углом 15-30 градусов, с чистотой конусной поверхности не ниже $\nabla 7$, со скруглением грани на пересечении этой поверхности с внутренней поверхностью гильзы.

2.3.2 Определения толщины стенки

Толщина δ стенки цилиндра определяется по величине давления p и допускаемому напряжению $[\sigma_p]$, по формуле [12] (20):

$$\delta = \frac{P \times D}{2 \times [\sigma_p]} + a_1, \text{ мм} \quad (20)$$

где, a_1 – допуск на обработку;

$$a_1 = 0.8 \text{ мм}$$

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения;

Для стального литья $[\sigma_p] \approx (80 - 100)$ МПа;

$$\delta = \frac{25 \times 400}{2 \times 100} + 0.8 = 50.8 \text{ мм}$$

Толщину стенки цилиндра принимаем размером = 50мм

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		39

2.3.3 Расчет уплотнительных соединений

В качестве уплотнений цилиндра и поршня рекомендуется использовать эластомерные материалы, резинотканевые шевронные манжеты.

Количество манжет назначается в зависимости от уплотняемого диаметра и давления.

При давлении 25 МПа количество манжет n принимается равным:

$$D_{\text{п}} = 400 \text{ мм}$$

$$n_1 = 7 \text{ шт}$$

Ширина уплотнения H определяем по формуле [12] (21):

$$H = 25 + 9.375 \times 7 = 91 \text{ мм} \quad (21)$$

Принимаем H до ближайшего нормального=100мм

Сила трения T для резинотканевых уплотнений из шевронных манжет определяем по формуле [12] (22):

$$T_1 = \pi \times d_1 \times H_1 (P + P_k) \times \mu, \text{ кН} \quad (22)$$

где, d – уплотняемый диаметр, мм

H - ширина уплотнения

P – давление масла; Мпа

P_k – контактное давление, возникающее при монтаже; МПа,

$P_k = 2 \dots 5$ Мпа

μ – коэффициент трения; $\mu = 0,1 \dots 0,13$

Сила трения T в уплотнении поршня:

$$T_1 = \pi \times d_1 \times H_1 (P + P_k) \times \mu$$

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		40

$$T_1 = 3.14 \times 320 \times 100 \times (25 + 2.0) \times 0.1 = 253 \text{ кН}$$

2.3.4 Выбор материала поршня

Поршень будет изготовлен из Стали 35 с последующим хромированием поверхности против коррозии

Таблица 4 - Химический состав в % материала Сталь 35 ГОСТ 1050 - 88

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As
0.32 - 0.4	0.17 - 0.37	0.5 - 0.8	до 0.3	до 0.04	до 0.035	до 0.25	до 0.3	до 0.08

Механические свойства при T=20°C материала 35 .

Сортамент	Размер	Напр.	σ_b	σ_T	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж / м ²	-
Лист термообработ., ГОСТ 4041-71	4 - 14		480-640		22			
Трубы, ГОСТ 8731-87			510	294	17			
Пруток калиброван., ГОСТ 10702-78			590			45		Отжиг
Прокат, ГОСТ 1050-88	до 80		530	315	20	45		Нормализация
Прокат нагартован., ГОСТ 1050-88			590		6	35		
Прокат отожжен., ГОСТ 1050-88			470		15	45		
Лента отожжен., ГОСТ 2284-79			390-640		16			
Лента нагартован., ГОСТ 2284-79			640-930					

Твердость 35, Лист термообработ. ГОСТ 4041-71	НВ 10 ⁻¹ = 163 МПа
Твердость 35, Трубы ГОСТ 8731-87	НВ 10 ⁻¹ = 187 МПа
Твердость 35, Прокат горячекатан. ГОСТ 1050-88	НВ 10 ⁻¹ = 207 МПа

Твердость 35, Прокат калиброван. нагартован. ГОСТ 1050-88	НВ $10^{-1} = 229$ МПа
Твердость 35, Прокат калиброван. отожжен. ГОСТ 1050-88	НВ $10^{-1} = 187$ МПа

Физические свойства материала 35.

T	E 10^{-5}	$\alpha 10^6$	λ	ρ	C	R 10^9
Град	МПа	1/Град	Вт/(м·град)	кг/м ³	Дж/(кг·град)	Ом·м
20	2.06			7826		
100	1.97	12	49	7804	469	251
200	1.87	12.9	49	7771	490	321
300	1.56	13.6	47	7737	511	408
400	1.68	14.2	44	7700	532	511
500		14.6	41	7662	553	629
600		15	38	7623	578	759
700		15.2	35	7583	611	922
800		12.7	29	7600	708	1112
900		13.9	28	7549	699	1156
T	E 10^{-5}	$\alpha 10^6$	λ	ρ	C	R 10^9

После механической обработки шток должен удовлетворять следующим техническим требованиям:

- 1) Конусность и овальность допускается в пределах поля допуска указанных посадок;
- 2) Не прямолинейность оси штока допускается не более 0,03 мм на длине 500 мм;
- 3) Биение рабочей поверхности штока относительно поверхности шейки, на которую насаживается поршень, допускается не более 0,01 мм;
- 4) Неперпендикулярность торца, на который опирается поршень, к поверхности посадочной шейки допускается не более 0,01:100;
- 5) Имеющиеся на штоке резьбы выполняются в пределах 2 и 3го классов точности;

б) Чистота поверхности штока выполняются не ниже V8. Поверхность штока хромируется и полируется;

После механической обработки поршень должен удовлетворять следующим техническим требованиям:

- 1) Биение рабочей поверхности поршня относительно посадочного отверстия и оси поршня не более 0,03 мм;
- 2) Биение торцов поршня при проверке на оправке в центрах не более 0,03 мм;
- 3) Овальность рабочей поверхности не более 0,03 мм.

Чистота рабочей поверхности должна соответствовать V8 или V7.

2.3.5 Расчет штока на устойчивость.

Для обеспечения оптимальной работоспособности цилиндров необходимо обеспечить устойчивость цилиндра при продольном изгибе

Определяем критическое усилие $F_{кр}$ по формуле [12] (23):

$$F_{кр} = F \times m \quad (23)$$

где, $m = 2-3$ – коэффициент запаса прочности;

$$F_{кр} = 15.68 \times 10^6 \times 3 = 47.04 \times 10^6 \text{ Н}$$

Зная критическую силу можно определить момент инерции i : по формуле [12] (24):

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \times i \times E}{l_{пр}^2} \quad (24)$$

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		43

где, i – момент инерции штока, мм^4 ;

$E = 2,1 \times 10^5$ МПа – модуль упругости;

$l_{\text{пр}}$ – длина продольного изгиба, определяемая при полностью выдвинутом штоке гидроцилиндра с учётом размеров креплений гидроцилиндра.

Из формулы [12] (25) выразим i штока:

$$L_{\text{пр}} = i \times K_3 \quad (25)$$

где, K_3 - коэффициент закрепления, принимаем равный 0,5

l – Ход штока гидроцилиндра- 0,25 м

$$L_{\text{пр}} = 0.25 \times 0.5 = 1.235 \text{ м}$$

$$L_{\text{п}} = \frac{F_{\text{кр}} \times l^2}{\pi^2 \times E} \quad (26)$$

$$L_{\text{п}} = \frac{47.04 \times 10^6 \times 1.235^2}{3.14^2 \times 2.1 \times 10^5} = 34.65 \times 10^6 \text{ мм}^4$$

Для определения i штока используют формулу [12] (26):

$$L_{\text{п}} = \frac{\pi \times d_1^4}{64}, \text{ мм}^4 \quad (27)$$

тогда, $d_{\text{ш min}}$ определяем по формуле [12] (27):

$$d_{\text{min}} = \sqrt[4]{\frac{l_{\text{п}} \times 64}{\pi}} \quad (28)$$

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		44

$$d_{min} = \sqrt[4]{\frac{34.65 \times 10^6 \times 64}{3.14}} = \sqrt[4]{\frac{22.17 \times 10^8}{3.14}} = \sqrt[4]{7.06 \times 10^8} = 163 \text{ мм}$$

То есть минимальный диаметр штока $d_{ш \text{ min}} = 163 \text{ мм}$;

Так как принятый ранее $d_{ш} = 320 \text{ мм} > d_{ш \text{ min}}$, то $d_1 = 320 \text{ мм}$, удовлетворяет условию прочности.

2.3.6 Материалы резьбовых соединений и их расчет

Материал гайки в резьбовых соединениях гидроцилиндров при высокопрочных болтах можно брать с пониженными механическими характеристиками по сравнению с материалом болтов.

Учитывая практический опыт расчета и эксплуатации резьбовых соединений гидроцилиндров, рекомендуется применять болт из стали 40Х или стали 45 с улучшением, а гайку из стали 35 или стали Ст.3 без термообработки.

Все резьбовые соединения рассчитываются по методике, принятой в общем машиностроении. Рассчитаем соединение шпильки и головки гидроцилиндра

Растягивающее напряжение в резьбе стержня считаем [13] (29):

$$\sigma = \frac{Q}{Az} = \frac{4Q}{\pi d^2 z'} \quad (29)$$

где, Q – расчетная нагрузка, Н

d – диаметр проточки под резьбу, м

z – количество резьбовых соединений, участвующих в работе.

Усилие затяжки считаем по формуле [13] (30):

$$T = kP = p_{max.u} \cdot A_n \cdot k = 0,55 \cdot 0,0031 \cdot 1,5 = 2557,5 \text{ (Н)}, \quad (30)$$

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		45

где, P – усилие, действующее на резьбовое соединение, Н

$k = 1,5 \dots 2$ – коэффициент затяжки.

Расчетная нагрузка определим по формуле [13] (31):

$$Q = T = kP = 2557,5 \text{ (Н)}, \quad (31)$$

Растягивающее напряжение примем диаметр резьбы шпильки $d=6$ мм, наружный диаметр шпильки $d_0=14$ мм:

$$\sigma = \frac{4kP}{\pi d^2 z} = \frac{4 \cdot 2557,5}{3,14 \cdot 0,006^2 \cdot 4} = 22,6 \text{ МПа} \quad (32)$$

Наибольшее касательное напряжение в резьбе определяется по формуле [13] (33):

$$\tau = \frac{T d_0 k_1}{0,2 d^3} = \frac{2557,5 \cdot 0,006 \cdot 0,08}{0,2 \cdot 0,006^3} = 28,4 \text{ МПа}, \quad (33)$$

$k_1 = 0,08$ – коэффициент затяжки зависящий от коэффициента трения фрикционной пары.

Приведенное напряжение в резьбе найдем по формуле [13] (34):

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{22,6^2 + 3 \cdot 28,4^2} = 54,1 \text{ МПа}, \quad (34)$$

Предел текучести для стали 45 сечения прутка 30 мм: $\sigma_T = 430$ МПа. Шпилька с диаметром резьбы 16 мм будет иметь повышенный предел текучести.

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		46

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{пр}} = \frac{430}{54,1} = 7,9 \quad (35)$$

Запас прочности обеспечен.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		47

2.4 Гидравлический расчет трубопровода

2.4.1 Определение проходных сечений трубопроводов

Площадь проходных сечений трубопроводов определяется по величине расчётного расхода и допустимой скорости движения рабочей жидкости в трубопроводе.

На линии нагнетания диаметр трубопровода d_H определяется по расходу Q и допустимой скорости движения рабочей жидкости v_H .

Определим площадь сечения трубопровода с учётом объёмного КПД цилиндра по формуле [14] (36):

$$S_H = \frac{Q \times \eta_{об}}{v_H} \quad (36)$$

$$S_H = \frac{0.096 \times 0.99}{5} = 0.03 \text{ м}^2$$

где, $v_H = 5 \text{ м/с}$ – допустимая скорость движения рабочей жидкости в линии нагнетания;

Тогда диаметр трубопровода линии нагнетания d_H определяем по формуле (37):

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \times S_H}{3.14}} \quad (37)$$

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \times 0.03}{3.14}} = 0.018 \text{ м} = 18 \text{ мм}$$

Условный проход округляем до ближайшего значения согласно ГОСТ 355-67 за 16 мм.

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		48

2.4.2 Расчёт трубопровода на гидроудар

Трубопровод линии нагнетания проверяется на повышенное давление при гидравлическом ударе, возникающий в момент переключения золотника.

Расчёт повышенного давления по формуле Н.Е. Жуковского [14] (38):

$$\Delta p_{\text{гв}} = v \times c \times \rho \text{ Па} \quad (38)$$

где, $v = 3 \text{ м/с}$ – скорость движения жидкости в трубопроводе (до момента перекрытия сечения)

c – скорость распространения ударной волны, м/с (для масла

$c = 1320 \text{ м/с}$)

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3

В качестве рабочей жидкости используется масло ИГП-38, плотность которого $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$; кинематическая вязкость $\nu = 30 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$\Delta p_{\text{гв}} = 3 \times 1320 \times 890 = 3524400 \text{ Па} = 3.52 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{уд}} \times d_H}{2 \times \sigma} \leq [\sigma_p] \quad (39)$$

Определим $p_{\text{уд}}$ по формуле [14] (40):

$$\Delta p_{\text{уд}} = p + p_{\text{гв}} = 25 + 3.52 = 28.52 \text{ МПа} \quad (40)$$

где, $p_1 = 25$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра;

Тогда производим сравнение с $[\sigma_{\text{пр}}] = 589 \text{ МПа}$ для сталей 45.

$28,52 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{пр}}]$, т.е. труба выдержит гидроудар.

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		49

2.4.3 Определение гидравлических потерь в гидросистеме

В течении каждого цикла расходы рабочей жидкости на различных участках гидросистемы изменяются, следовательно, будут изменяться и гидравлические потери (потери давления).

Гидролиния всасывания

Гидравлические потери $\Delta p_{\text{вс}}$ в гидролинии всасывания определим по формуле [14] (41):

$$\Delta p_{\text{вс}} = \Delta p_{\text{лв}} + \Delta p_{\text{мп}}, \text{ МПа} \quad (41)$$

где, $\Delta p_{\text{лв}}$ – потери давления по длине гидролинии всасывания, МПа

$\Delta p_{\text{мв}}$ – потери давления в местных сопротивлениях на линии всасывания, МПа

Определим $\Delta p_{\text{лв}}$ по формуле Вейсбаха – Дарси [14] (42):

$$\Delta p_{\text{лв}} = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2 \times \rho}{2} \quad (42)$$

где, λ – гидравлический коэффициент трения

$l=l_{\text{вс}} = 4 \text{ м}$ – длина линии всасывания

$D=D_{\text{в}} = 40 \text{ мм}$ – диаметр трубопровода всасывания

$v = 3 \text{ м/с}$ – средняя скорость потока в трубопроводе всасывания

$\rho = 890 \text{ кг/м}^3$

Гидравлический коэффициент трения определяется в зависимости от режима давления потока рабочей жидкости в напорной и всасывающих магистралях.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		50

Определим λ :

Число Рейнольдса Re по которому можно судить о режиме течения жидкости определяем по формуле [14] (43):

$$Re = \frac{v \times D}{\nu} \quad (43)$$

$$Re = \frac{3 \times 0.04}{0.000030} + 2000 \leq 2300 \text{ Ламинарное течения жидкости}$$

где, $v = 3$ м/с – средняя скорость потока

D_y – гидравлический диаметр (при круглом сечении он соответствует внутреннему диаметру трубы, м: $D_y = 0.04$ м)

ν – кинематическая вязкость, м²/с; $\nu = 30$ мм²/с = 0.000030 м²/с

Для ламинарного течения коэффициент гидравлического трения λ определяем по формуле [14] (44):

$$\lambda = \frac{64}{2000} = 0.032 \quad (44)$$

$$\Delta p_{\text{ЛВ}} = 0.032 \times \frac{4}{0.02} \times \frac{3^2 \times 890}{2} = 25632 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{\text{МП}} = (25 \setminus 30) \times p_{\text{ЛВ}} = 25632 \times 0.25 = 6408 \text{ Па}$$

Так как между баком и насосом отсутствует гидроаппаратура, то $\Delta p_{\text{вс}}^{\text{ГА}} = 0$

$$\Delta p_{\text{вс}} = \Delta p_{\text{ЛВ}} + \Delta p_{\text{МП}} = 25632 + 6408 = 32040 \text{ Па} = 0.3 \text{ МПа}$$

Гидролиния нагнетания

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		51

Гидравлические потери Δp_H в гидролинии нагнетания определяем по формуле [14] (45):

$$\Delta p_H = \Delta p_{лв} + \Delta p_{мп} + \Delta p_a \quad (45)$$

Определим $\Delta p_{лн}$ по формуле Вейсбаха – Дарси:

$$\Delta p_{лв} = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2 \times \rho}{2}$$

где, λ – гидравлический коэффициент трения

$l=l_{вс} = 50$ м – длина линии нагнетания

$D = D_H = 40$ мм – диаметр трубопровода нагнетания

$v = 3$ м/с – средняя скорость потока в трубопроводе нагнетания

$\rho = 890$ кг/м³

Определим λ :

Число Рейнольдса Re по которому можно судить о режиме течения жидкости определяем по формуле:

$$Re = \frac{3 \times 0.04}{0.000030} + 2000 \leq 2300 \text{ Ламинарное течения жидкости}$$

где, $v = 3$ м/с – средняя скорость потока

D_y – гидравлический диаметр (при круглом сечении он соответствует внутреннему диаметру трубы, м: $D_y = 0.04$ м)

ν – кинематическая вязкость, м²/с; $\nu = 30$ мм²/с = 0.000030 м²/с

Для ламинарного течения коэффициент гидравлического трения λ определяем по формуле:

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		52

$$\lambda = \frac{64}{2000} = 0.032$$

$$\Delta p_{\text{лв}} = 0.032 \times \frac{50}{0.02} \times \frac{3^2 \times 890}{2} = 320400 \text{ Па}$$

Определим $\Delta p_{\text{мп}}$ по формуле:

Потери в местных сопротивлениях определяются как 25-30% от потерь давления по длине гидролинии:

$$\Delta p_{\text{мп}} = (25\backslash 30) \times p_{\text{лв}} = 320400 \times 0.25 = 80100 \text{ Па}$$

Нормализованная гидроаппаратура выбирается по номинальному расходу $Q_{\text{ном}}$, который определяется по расходу Q , путем округления его до ближайшего значения из нормального ряда. Значения представлены в таблице 5:

Таблица 5 – Стандартные значения номинального расхода

Номинальные расходы $Q_{\text{ном}}$, $10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$

16,7	20,875	26,72	33,4	41,75	55,44	66,8
83,5	105,21	133,6	167	208,75	267,2	334

Потери давления в нормализованной аппаратуре $\Delta p_{\text{ном}}$ при нормальных значениях параметров потока жидкости определяться по таблице 6:

Таблица 6 – Потери давления в нормализованной гидроаппаратуры

Потери давления в нормализованной гидроаппаратуре

Наименование аппарата	Потери давления $\Delta\rho_{\text{ном}}$, Па
Гидроклапан давления Г54-3 при работе на проход	$2 \cdot 10^5$
Гидроклапан давления с обратным клапаном Г-66 при проходе через обратный клапан	$(1,5 \dots 4,5) \cdot 10^5$
Дроссель ПГ77-1	$(2 \dots 2,5) \cdot 10^5$
Регулятор расхода МПГ55-2	$2 \cdot 10^5$
Регулятор расхода МПГ55-3 при расходе через обратный клапан	$3 \cdot 10^5$
Дроссель с обратным клапаном ДК (ДР) при расходе через обратный клапан	$3 \cdot 10^5$
Обратный клапан Г51-3	$2,5 \cdot 10^5$
Распределитель, в зависимости от типа	$(1 \dots 6) \cdot 10^5$
Фильтр всасывающий	$0,07 \cdot 10^5$
Фильтр сливной	$1 \cdot 10^5$
Фильтр напорный	$(1 \dots 3) \cdot 10^5$

Суммарные потери давления в аппаратах, установленных на рассматриваемом участке системы по формуле [14] (46):

$$\Delta\rho_{\text{ном}} = \Delta\rho_{\text{расп}} + \Delta\rho_{\text{об к}} + \Delta\rho_{\text{Гз}} + \Delta\rho_{\text{ПК}} + \Delta\rho_{\text{д.об}} + \Delta\rho_{\text{ДП}} \quad (46)$$

$$\Delta\rho_{\text{ном}} = 5 + 2,5 + 2 + 1,5 + 0,3 + 0,35 = 14,65 \times 10^5 = 1465000 \text{ Па}$$

Учитывая, что при рабочей подаче по гидросистеме проходит расход масла, отличный от номинального, суммарные потери давления в нормализованной пересчитываются по зависимости [14] (47):

$$\Delta\rho_a = \Delta\rho_{\text{ном}} \times \left(\frac{Q}{Q_{\text{ном}}} \right)^2 \quad (47)$$

$$\Delta p_a = 14.65 \times \left(\frac{96.8}{105.21} \right)^2 = 1185126 \text{ Па}$$

Так суммарные потери на линии нагнетания составляем по формуле [14](45):

$$\Delta p_H = 320400 + 80100 + 1185126 = 1585626 \text{ Па} = 1,6 \text{ Мпа}$$

Гидролиния слива

Гидравлические потери Δp_H в гидролинии слива определяем по формуле [14] (48):

$$\Delta p_c = \Delta p_{лв} + \Delta p_{мп} + \Delta p_a \quad (48)$$

Определим $\Delta p_{лн}$ по формуле Вейсбаха – Дарси:

$$\Delta p_{лв} = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2 \times \rho}{2}$$

где, λ – гидравлический коэффициент трения

$l=l_{вс} = 30 \text{ м}$ – длина линии слива

$D = D_H = 40 \text{ мм}$ – диаметр трубопровода слива

$v = 3 \text{ м/с}$ – средняя скорость потока в трубопроводе слива

$\rho = 890 \text{ кг/м}^3$

Определим λ :

Число Рейнольдса Re по которому можно судить о режиме течения жидкости определяем по формуле:

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		55

$$Re = \frac{3 \times 0.04}{0.000030} + 2000 \leq 2300 \text{ Ламинарное течения жидкости}$$

где, $v = 3 \text{ м/с}$ – средняя скорость потока

D_y – гидравлический диаметр (при круглом сечении он соответствует внутреннему диаметру трубы, м: $D_y = 0.04 \text{ м}$)

ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$; $\nu = 30 \text{ мм}^2/\text{с} = 0.000030 \text{ м}^2/\text{с}$

Для ламинарного течения коэффициент гидравлического трения λ определяем по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{2000} = 0.032$$

$$\Delta p_{\text{лв}} = 0.032 \times \frac{30}{0.02} \times \frac{3^2 \times 890}{2} = 192240 \text{ Па}$$

Определим $\Delta p_{\text{мп}}$ по формуле:

Потери в местных сопротивлениях определяются как 25-30% от потерь давления по длине гидролинии:

$$\Delta p_{\text{мп}} = (25 \setminus 30) \times p_{\text{лв}} = 192240 \times 0.25 = 40060 \text{ Па}$$

Суммарные потери давления в аппаратах, установленных на рассматриваемом участке системы:

$$\Delta p_{\text{ном}} = \Delta p_{\text{пк1}} + \Delta p_{\text{пк2}}$$

$$\Delta p_{\text{ном}} = 1.5 + 1.5 = 3 \times 10^5 = 300000 \text{ Па}$$

									Стр.
									56
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата	ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ				

Учитывая, что при рабочей подаче по гидросистеме проходит расход масла, отличный от номинального, суммарные потери давления в нормализованной пересчитываются по зависимости:

$$\Delta\rho_a = \Delta\rho_{\text{НОМ}} \times \left(Q/Q_{\text{НОМ}} \right)^2$$

$$\Delta\rho_a = 3 \times \left(96.8/105.21 \right)^2 = 276019 \text{ Па}$$

Так суммарные потери на линии слива составляем по формуле [14] (48):

$$\Delta\rho_c = 192240 + 40060 + 276019 = 508017 \text{ Па} = 0.5 \text{ МПа}$$

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		57

2.5 Выбор типа насоса

Для привода с гидроцилиндрами суммарная сила трения, действующая при движениях рабочего органа машины, может быть ориентировочно определена по зависимости [16] (49):

$$T = 0.1 \times F, \text{ Н} \quad (49)$$

$$T = 0.1 \times 15.68 \times 10^6 = 1.5 \times 10^6 \text{ Н}$$

Давления в напорной полости гидроцилиндра с односторонним штоком определяем из уравнения равновесия сил на поршне по формуле (50):

$$P_1 = \frac{F \times T \times \Delta \rho_c \times S_{ш}}{S_{п}} = \frac{15.68 \times 10^6 \times 1.5 \times 10^6 \times 1 \times 10^6 \times 0.045}{0.125} = 27467200 \text{ Па} \quad (50)$$

Максимальное давления в жидкости на выходе из насоса P_H должно обеспечивать давления P_1 в напорной полости гидроцилиндра и скомпенсировать суммарные потери давления $\Delta \rho_H$ в напорной гидролинии по формуле (51):

$$P_H = P_1 + \Delta \rho_H = 27467200 + 1585626 = 29052826 \text{ Па} \quad (51)$$

Максимальное давления в гидросистеме ограничивается настройкой предохранительного клапана, которой устанавливается между напорной и сливной линиями сразу за насосом. Давления настройки предохранительного клапана обычно превышает максимальное давление P_H масла на выходе из насоса на 10...20% что обеспечивает необходимый запас мощности привода (52):

$$P_{кЛ} = (1.1 \dots 1.2) \times P_H = 1.2 \times 29052826 = 34.8 \times 10^5 \text{ Па} \quad (52)$$

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		58

В системах с дроссельным способом регулирования скорости гидроцилиндра производительности насоса, а, следовательно, и мощность, потребляемая им, постоянны. Характерным для этого способа регулирования является превышение производительности насоса над максимально необходимым расходом масла через гидроцилиндр. При таком условии избыточная часть жидкость отводится от насоса через предохранительный клапан в бак.

Минимальная величина расхода жидкости через клапан ориентировочно принимается:

$$Q_{\text{кл}} = 6 \times 10^{-5}$$

Расход жидкости в напорной гидролинии система уменьшается вследствие внутренних утечек в аппаратах, имеющих напорные и сливные полости, а также дренажные гидролинии.

Величину потерь расхода (утечку) в распределителе можно ориентировочно принять:

$$\Delta Q = 3 \times 10^{-6}$$

Влияние внутренних утечек на производительность насоса характеризуется объемным КПД, который для насосов принять:

$$\eta_{\text{он}} = 0.9$$

Утечки в гидроцилиндре учитывает его объёмный КПД: $\eta_{\text{од}} = 0.95$

Таким образом, при дроссельном способе регулирования движения выходного звена привода минимально необходимая производительность насоса определяется выражением [16] (53):

$$Q_H = \frac{Q + \Delta Q_{\text{кл}}}{\eta_{\text{он}} \times \eta_{\text{од}}} = \frac{1.6 \times 10^{-3} + 3 \times 10^{-6}}{0.9 \times 0.95} = 0.0018 \text{ м}^3/\text{с} = 108 \text{ л/мин} \quad (53)$$

Эффективная мощность насоса определяется по формуле [16] (54):

$$N_H = p_H \times Q_H = 29052826 \times 0.0018 = 522 \text{ кВт} \quad (54)$$

На оснований $Q_H = 108 \text{ л/мин}$; $P_H = 29 \text{ МПа}$; $N_H = 522 \text{ кВт}$, выбираем аксиально-поршневой насос 310.4.112.05.06 с максимальной подачей 224 л\мин , с максимальным давлением на выходе 40 МПа .Количество насосов устанавливаем 2 шт. Мощность одного насоса 149.33 кВт.

Объёмный КПД насоса 0.96, а механический 0.88.

Определяем мощность приводного двигателя к насосу по формуле [16] (55):

$$N_q = \frac{N_H}{\eta} = \frac{522}{0.96 \times 0.88} = 617 \text{ кВт} \quad (55)$$

Устанавливаем синхронный двигатель СДЗ-2 мощностью 600 кВт.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		60

2.6 Выбор рабочий жидкости

2.6.1 Свойства и функции рабочих жидкостей гидропривода

В гидроприводе обычно жидкость выполняет роль и смазки и кинетического звена, а поэтому рассматривается как рабочая жидкость.

В этой связи, при работе масла конкретного гидропривода или при создании специальной гидравлической жидкости, учитываются или формируются определенные требования к их свойствам.

Идеальная рабочая жидкость должна быть:

1. Определенными соотношениям вязкости с величиной зазоров в щелевых уплотнениях агрегатов, обеспечивающие на номинальных силовых и температурных режимах высокую их герметичность.

2. Малыми изменениями вязкости в широком диапазоне рабочих температур, давлений и скорости течения.

3. Малым удельным весом.

4. Высокой удельной теплоемкостью.

5. Высоким модулем сжатия.

6. Малым коэффициентом термического разложения.

7. Не токсичностью жидкости и продуктов ее разложения.

8. Малой упругостью паров, высокой температурой кипения.

9. Пожаробезопасностью.

10. Хорошими свойствами смазки по отношению к материалам трущихся пар.

11. Нейтральностью к материалам уплотнений.

12. Малым абсорбированием воздуха и незначительным пенообразованием.

13. Растворимостью в существующих гидравлических жидкостях.

14. Высокими изолирующими и диэлектрическими свойствами.

15. Прозрачностью или отличительной окраской.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		61

16. Стабильность свойств при хранении и эксплуатации, обеспечивающие жидкости длительные сроки службы.

17. Отсутствием неприятного запаха.

18. Не дефицитностью и низкой стоимостью исходных материалов для производства рабочей жидкости.

Приведенные свойства носят обобщающий характер, т.е. отражают соотношения ряда более конкретных свойств. Многие из этих свойств рабочей жидкости находятся в противоречии друг к другу.

Поэтому, на практике разрабатывается более «узкие» спецификации на масла и рабочие жидкости, отражающие наиболее весомые требования к ним конкретного гидропривода, работающего в тех или иных условиях или режимах. К наиболее типовым свойствам рабочих жидкостей, учитываемых в требованиях к ним, обычно относятся:

1. Плотность при определённой температуре.
2. Вязкости при 1-3 температурах (положительной и отрицательной).
3. Индекс вязкости.
4. Температура вспышки и застывания.
5. Термоокислительная стабильность.
6. Кислотное число.
7. Противоизносные свойства.
8. Вспениваемость.
9. Стойкость к механическим деструкции.
10. Содержание механической примесей.
11. Совместимость с эластомерами.
12. Содержание воды.

В некоторой мере указанные свойства рабочей жидкости задаются свойствами исходного сырья или базового масла, а требуемый уровень подводится путем легирования основы, т.е. за счет добавки той или иной композиции разных видов присадок.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
						62
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		

Один из основных факторов, влияющих на повышение надежности техники, в современном мире - легирования масел, рабочих жидкостей и смазок.

2.6.2 Преимущества выбранной жидкости

Один из основных недостатков минеральных масел, преимущественно используемые в промышленных гидравлических систем, их пожароопасность. Особенно опасно применение масел в гидросистемах подводных и надводных судов, в горячих цехах металлургической промышленности, в литейных и кузнечнопрессовых производствах.

Гидравлическая жидкость с высоким содержанием воды пожаробезопасна, не токсична и экологически чистая, чем рабочий жидкости на нефтяной основе, обеспечивает коррозионную стойкость конструкционных материалов, обладает высокими противоизносными и противозадирными свойствами в интервале температур от 5 до 50 °С, благодаря наличию присадок (противокоррозионных, противоизносных и противозадирных).

Для нашей жидкости в таблице 7 представлены основные параметры, которым она должна соответствовать:

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		63

Таблица 7 – Основные параметры рабочей жидкости

Наименования параметра	Значения
Класс чистоты по ГОСТ 17216-71	12
Кинетическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$	
оптимальная	30
минимальная	10
Тонкость фильтраций (номинальное) , мкм	25
Температура эксплуатаций, °С	
максимальная	+100
минимальная	-15

Выбор рабочей жидкости производится по коэффициенту ν кинетической вязкости

По таблице 8 выбираем в качестве рабочей жидкости проектируемого гидропривода минеральное масло определенной марки со средним значением коэффициента ν_{50} кинетической вязкости при температуре 50 С, наиболее соответствующим приведенным выше рекомендациям. Для выбора марки масла определяют плотность ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$) и другие эксплуатационные характеристики.

Таблица 8 – Основные марки и характеристики минеральных масел

**Марки и основные характеристики минеральных масел,
рекомендуемых для применения в гидроприводах
технологического оборудования**

Обозначение	Кинематическая вязкость при температуре 50°C ν_{50} , м ² /с	Плотность ρ , кг/м ³
ИГП-18	$(16-20) \cdot 10^{-6}$	880
ИГП-30	$(28-31) \cdot 10^{-6}$	885
ИГП-38	$(35-40) \cdot 10^{-6}$	890
ИГП-49	$(47-51) \cdot 10^{-6}$	895
ВНИИ НП-403	$(25-35) \cdot 10^{-6}$	850
ИГНСп-20	$(19-23) \cdot 10^{-6}$	890
ИГНСп-40	$(38-42) \cdot 10^{-6}$	895
И-20А	$(17-23) \cdot 10^{-6}$	885
И-30А	$(28-33) \cdot 10^{-6}$	890
И-40А	$(35-45) \cdot 10^{-6}$	895
И-50А	$(47-55) \cdot 10^{-6}$	910

Исходя из исходных данных принимаем в качестве рабочей жидкости ИГП-38, кинематическая вязкость $\nu = 30 \text{ м}^2/\text{с}$ и плотность $\rho = 890 \text{ кг}/\text{м}^3$.

ИГП – 38 - минеральное масло для промышленного применения, для гидравлических систем и приводов большого давления преимущественно подвижной техники. Состав, в котором имеются присадки, улучшающие его характеристики. Застывает при – 19 °С. Масло ИГП-38 содержит в себе антиокислительные, антикоррозийные и антипенные присадки. Оно обладает превосходными очищающими свойствами и предохраняет детали механизмов от загрязнения и коррозии. Высокая вязкость масла, сохраняющаяся при воздействии высоких температур (температура вспышки 238 °С), позволяет использовать данный тип смазки в узлах с повышенной силой трения, при этом полностью избегая пенообразования.

Масло ИГП-38 используется в промышленных целях для обеспечения работоспособности практически любых типов механизмов, несмотря на их конструктивное исполнение и степени нагрузки. Качественные свойства данного масла позволяют эксплуатировать его без замены в течение длительного

периода, при этом его эксплуатационные свойства практически не теряются. В отличие от индустриальных масел общего применения, не имеющих антикоррозионных добавок, ИГП-38 прекрасно защищает детали механизмов от коррозии и окислов. В линейки индустриальных масел ИГП, ИГП-38 имеет практически наибольшие показатели кинематической вязкости и высокую температуру вспышки.

Преимущества:

- обладают улучшенными смазывающими и антикоррозионными свойствами;
- хорошая стойкость к окислению и пенообразованию приводит к продлению срока службы масел по сравнению с бесприсадочными маслами;
- способствуют надежной работе оборудования, увеличивают его производительность.

2.6.3 Расчет емкости бака

Объем гидробака определяется по его 3-5 минутной производительностью S учетом запаса по высоте объем бака определяется по формуле [18] (56):

$$W = 1.2 \times (3 - 5) \times Q_H = 1.2 \times 5 \times 108 = 648 \text{ л} \quad (56)$$

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		66

2.7 Выбор гидроаппаратуры

Выбор гидрораспределитель:

Выбираем гидрораспределитель золотниковый с электромагнитным управлением и пруженным возвратом 1P203 с исполнением в виде 34-ой схемы. предназначены для изменения направления, пуска и останова рабочей жидкости в гидравлических системах. Гидрораспределители имеют схемы распределения рабочей жидкости согласно ГОСТ24679-81. Гидрораспределители работают на минеральных маслах с номинальной тонкостью фильтрации 25 мкм (класс чистоты не ниже 13 по ГОСТ17261-71, кинематической вязкостью от 10 до 380 сСт (мм²/с).

Условный проход $d_y = 16$ мм.

Максимальное давления $p_{max} = 40$ МПа.

Максимальный расход $Q_{max} = 200$ л\мин.

Потери давления $p_{\Delta} = 0.5$ МПа.

Выбор предохранительного клапана:

Выбираем гидроклапан предохранительный М-КП на номинальное давления до 32 МПа предназначенный для поддержания установленного давления, предохраняя от превышения давления и разгрузки от давления гидросистем, работающих в помещениях при температуре окружающей среды 273-313 К (0-40 С) на минеральных маслах кинематической вязкости от 10 до 400 сСт.

Условный проход $d_y = 16$ мм.

Максимальное давления $p_{max} = 35$ МПа.

Максимальный расход $Q_{max} = 153$ л\мин.

Потери давления $p_{\Delta} = 0.15$ МПа.

					ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		67

Выбор обратного гидроклапана:

Выбираем гидроклапан обратный Г51-34 предназначенный для обеспечения одностороннего потока жидкости в гидросистемах и поддержания давления в сливных маслопроводах гидросистемы.

Условный проход $d_y = 16$ мм.

Максимальное давления $p_{max} = 35$ МПа.

Максимальный расход $Q_{max} = 125$ л\мин.

Потери давления $p_{\Delta} = 0.25$ МПа.

Выбор гидрозамка:

Выбираем гидрозамок ГЗВ-20 предназначены для пропускания потока рабочей жидкости при отсутствии управляющего воздействия в одном направлении, а при наличии управляющего воздействия в обоих направлениях. Обычно гидрозамки устанавливаются между гидрораспределителем и гидроцилиндром для надежной фиксации и предотвращения самопроизвольного (неуправляемого) движения рабочих органов машины, вызванного неизбежными перетечками рабочей жидкости в зазоре запорно-регулирующего элемента, направляющего гидроаппарата.

Условный проход $d_y = 16$ мм.

Максимальное давления $p_{max} = 35$ МПа.

Максимальный расход $Q_{max} = 100$ л\мин.

Потери давления $p_{\Delta} = 0.2$ МПа.

Выбор дросселя с обратным клапаном:

Выбираем дроссель с обратным клапаном КВМК 166.11 предназначенный для регулирования скорости давления для исполнительных механизмов гидрофицированных механизмов, путем изменения величины потока рабочей жидкости. Так же он обеспечивает свободный проход жидкости в обратном направлении.

Условный проход $d_y = 16$ мм.

Максимальное давления $p_{max} = 35$ МПа.

Максимальный расход $Q_{max} = 120$ л\мин.

Потери давления $p_{\Delta} = 0.3$ МПа.

Выбор делителя потока:

Выбираем делитель потока MTDA...HD, он предназначен для деления потока на две равные потока. Клапан также при обратном ходе жидкости объединяет два потока в один. Деления потока и объединения не зависит давления и вязкости рабочей жидкости.

Условный проход $d_y = 16$ мм.

Максимальное давления $p_{max} = 35$ МПа.

Максимальный расход $Q_{max} = 220$ л\мин.

Потери давления $p_{\Delta} = 0.35$ МПа.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		69

2.8 Тепловой расчет гидросистемы

Тепловой расчет выполняется с целью определения условий работы гидропривода, уточнения объёма гидробака и поверхности теплопередачи, а также выявления необходимости применения теплообменников.

Примем допустимую температуру масла $\Delta T_{\text{доп}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

При установившемся тепловом режиме привода $\Delta T_{\text{уст}} \leq T_{\text{доп}}$, где установившаяся температура масла $\Delta T_{\text{уст}}$ определяется по формуле [6] (57):

$$\Delta T_{\text{уст}} = \frac{\Delta N}{k \times A_{\Sigma}} + T_{\text{ок.с}} \quad (57)$$

где, ΔN – потеря мощности, Вт;

A_{Σ} – суммарная площадь поверхностей гидропривода, м^2 ;

k – коэффициент теплопередачи элементов гидропривода от рабочей жидкости в окружающую среду, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$, при отсутствии интенсивной циркуляции воздуха $k = 17.5 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$.

Потери мощности определяем по формуле [6] (58):

$$\Delta N = N_m - N_{\text{пол}}, \quad (58)$$

где, $N_{\text{пол}}$ – полезная мощность, кВт:

$$N_{\text{пол}} = \frac{F \times v}{1000} = \frac{15.68 \times 10^6 \times 0.103}{1000} = 1.6 \text{ кВт}$$

$N_{\text{затр}}$ – затрачиваемая мощность, кВт:

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		70

$$N_{\text{затр}} = \frac{Q_{\text{н}} \times \rho}{60 \times \eta_{\text{н}}} = \frac{108 \times 29}{60 \times 0.96} = 54.3 \text{ кВт}$$

Тогда по результатам расчета $\Delta N = 54.3 - 1.6 = 52.7 \text{ кВт}$.

Суммарная площадь поверхностей гидропривода находим по формуле [6] (59):

$$A_{\Sigma} = A_{\text{аппр}} + A_{\text{тр}} + A_{\text{ГЦ}} + A_{\text{бак}} \quad (59)$$

где, $A_{\text{аппр}}$ – площадь поверхности аппаратуры, м^2 , примем $A_{\text{аппр}} = 0.5 \text{ м}^2$.

$A_{\text{тр}}$ – площадь поверхности гидроцилиндров, м^2 [6] (60):

$$A_{\text{тр}} = 2 \times L_{\text{тр}} \times (\pi \times d_{\text{тр в}} + \pi \times d_{\text{тр н}} + \pi \times d_{\text{тр с}}) \quad (60)$$

$$A_{\text{тр}} = 2 \times 84(3.14 \times 0.02 + 3.14 \times 0.02 + 3.14 \times 0.02) = 31.6 \text{ м}^2$$

$A_{\text{ГЦ}}$ – площадь поверхности гидроцилиндров, м^2 [6] (61):

$$A_{\text{ГЦ}} = (l_1 \times \pi \times D_1 + 2 \times A_1) + (l_2 \times \pi \times D_2 + 2 \times A_2) \quad (61)$$

$$A_{\text{ГЦ}} = (0.247 \times 3.14 \times 0.4 + 2 \times 0.125) + (0.247 \times 3.14 \times 0.4 + 2 \times 0.125) = 1.12$$

$A_{\text{бак}}$ – площадь поверхности гидробака, м^2 [6] (62):

$$A_{\text{бак}} = 6.4 \times \sqrt[3]{0.648^2} = 0.37 \text{ м}^2 \quad (62)$$

Полученные результаты подставляем в формулу [6] (59) и получаем:

$$A_{\Sigma} = 0.5 + 31.6 + 1.12 + 0.37 = 33.59 \text{ м}^2$$

Теперь решаем уравнения (57) :

$$\Delta T_{\text{уст}} = \frac{52.7 \times 10^3}{33.59 \times 17.5} + 20 = 111 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Так как установившаяся температура масла в гидроприводе превышает допустимую температуру масла, в систему устанавливаем теплообменник. Выбираем теплообменник из каталога ВАРМ А2М и устанавливаем его в сливную линию нашего гидропривода.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		72

2.9 Обоснования решения принципиальной гидравлической схемы

В данной работе нужно достичь параллельной работе двух гидроцилиндров, выходные звенья которые должны двигаться с одинаковой скоростью, т.е. синхронно.

Движущейся масса приводится в движения двумя параллельно установленными гидроцилиндрами, расположенных вблизи направляющих. Небольшая разница в скоростях движения по направляющим разнесенных опор движущей массы может привести к перекосу и заклиниванию, поэтому синхронное движение цилиндров, независимо от изменения нагрузки на них, в данной работе является обязательным.

Рассмотрим несколько способов достижения синхронизаций гидроцилиндров:

Способ 1 «Гидравлический боуденовский трос». Два одинаковых гидроцилиндра с проходными штоками соединяются последовательно. Благодаря такому соединению второй цилиндр повторяет движение первого цилиндра, в который подается рабочая жидкость от насосной станции. На рисунке 9 покажем, как это будет выглядеть в гидросхеме. Так как это способ требует использования двухштоковых гидроцилиндров, из-за разности площадей рабочих полостей, один из гидроцилиндров одноштоковый будет запаздывать.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата		73

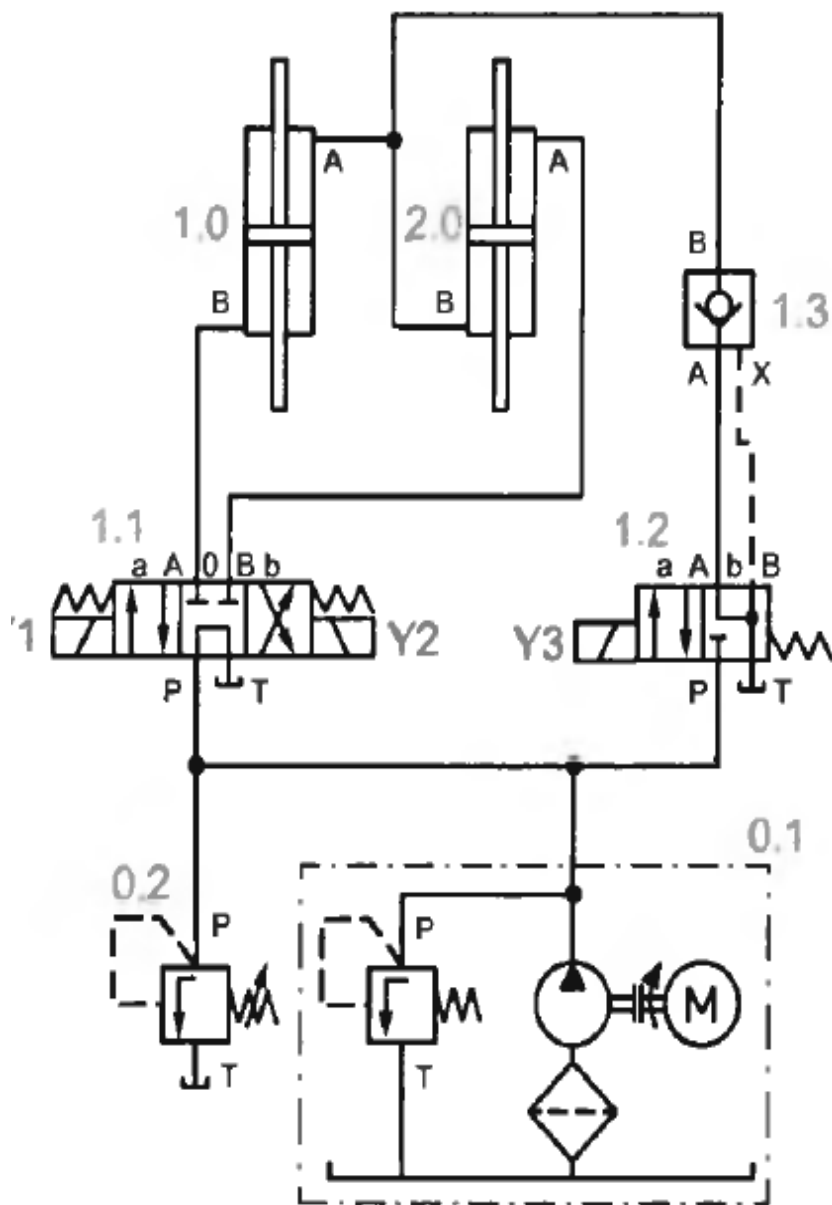


Рисунок 9 – Гидравлический боуденовский трос

Способ 2. Использование делителя потока. Имеются два вида делителя потока дроссельный и объемный. Если гидроцилиндры имеют одинаковые геометрические параметры, то применяются делители потока, которые делят поток на две равные части.

Делитель потока дроссельного типа. Существует два схематического решения установки делителя потока. На рисунке 10 два делителя потока устанавливаются после гидрораспределителя и во втором случае рисунок 11 один делитель потока устанавливается после выхода из насосной станций.

Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата

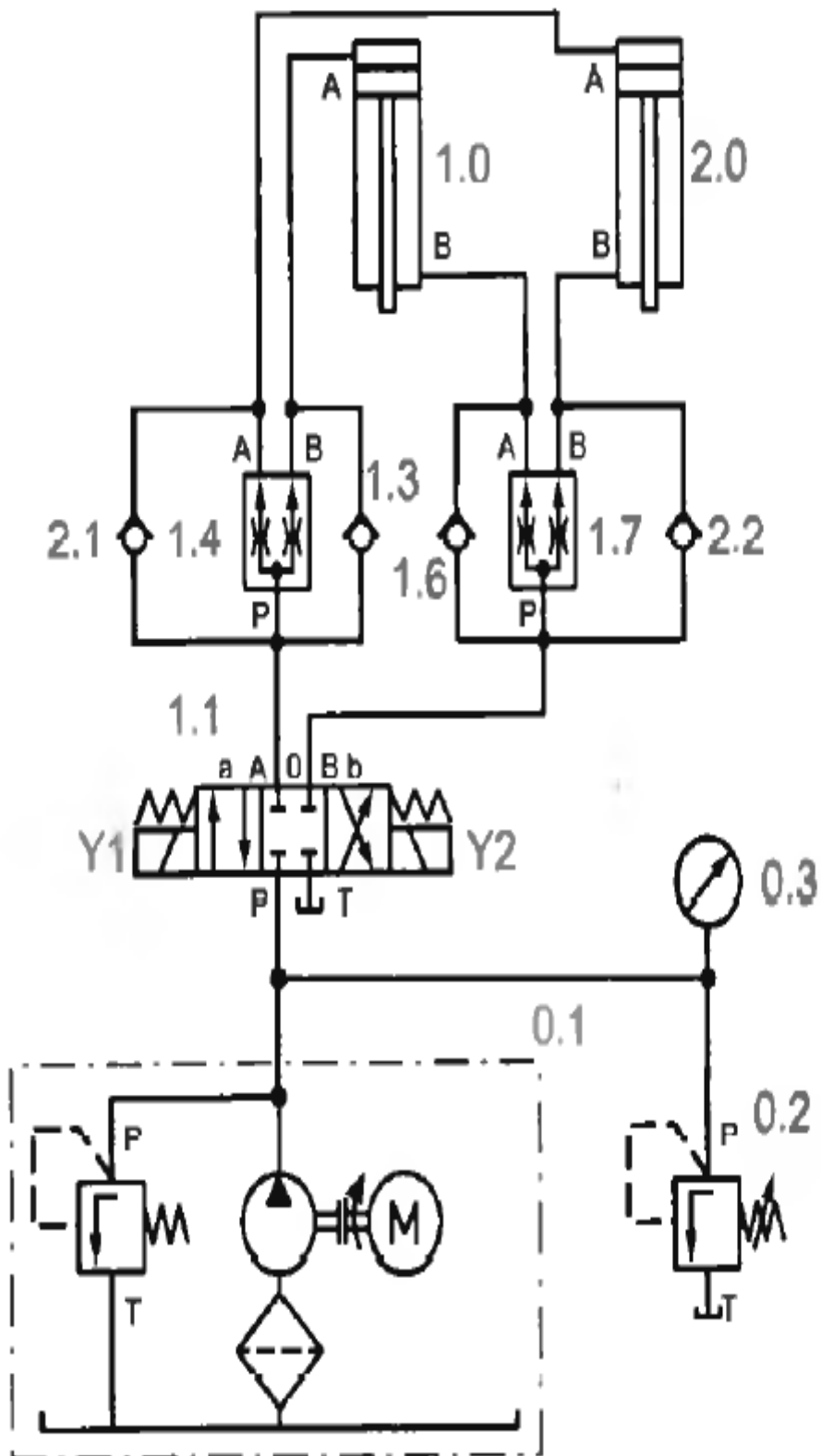


Рисунок 10 – Использование делителей потока , после гидрораспределителя.

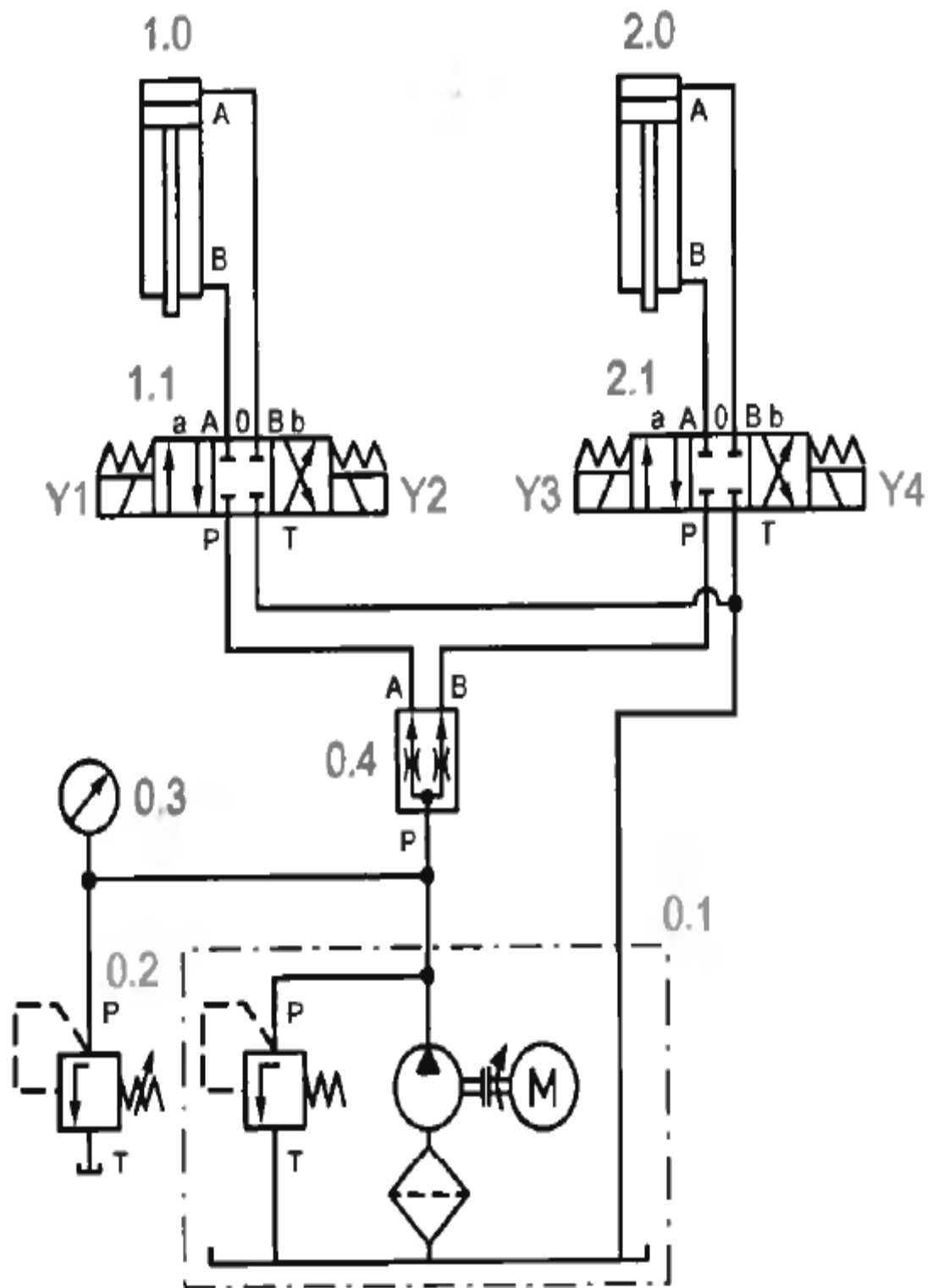


Рисунок 11 – Использование делителя потока перед гидрораспределителем.

Делители потока объёмного типа. Показанный на рисунке 12 простые делители потока объёмного типа являются спаренные (связанные валами) гидромоторы, преимущественно аксиально-поршневых типов.

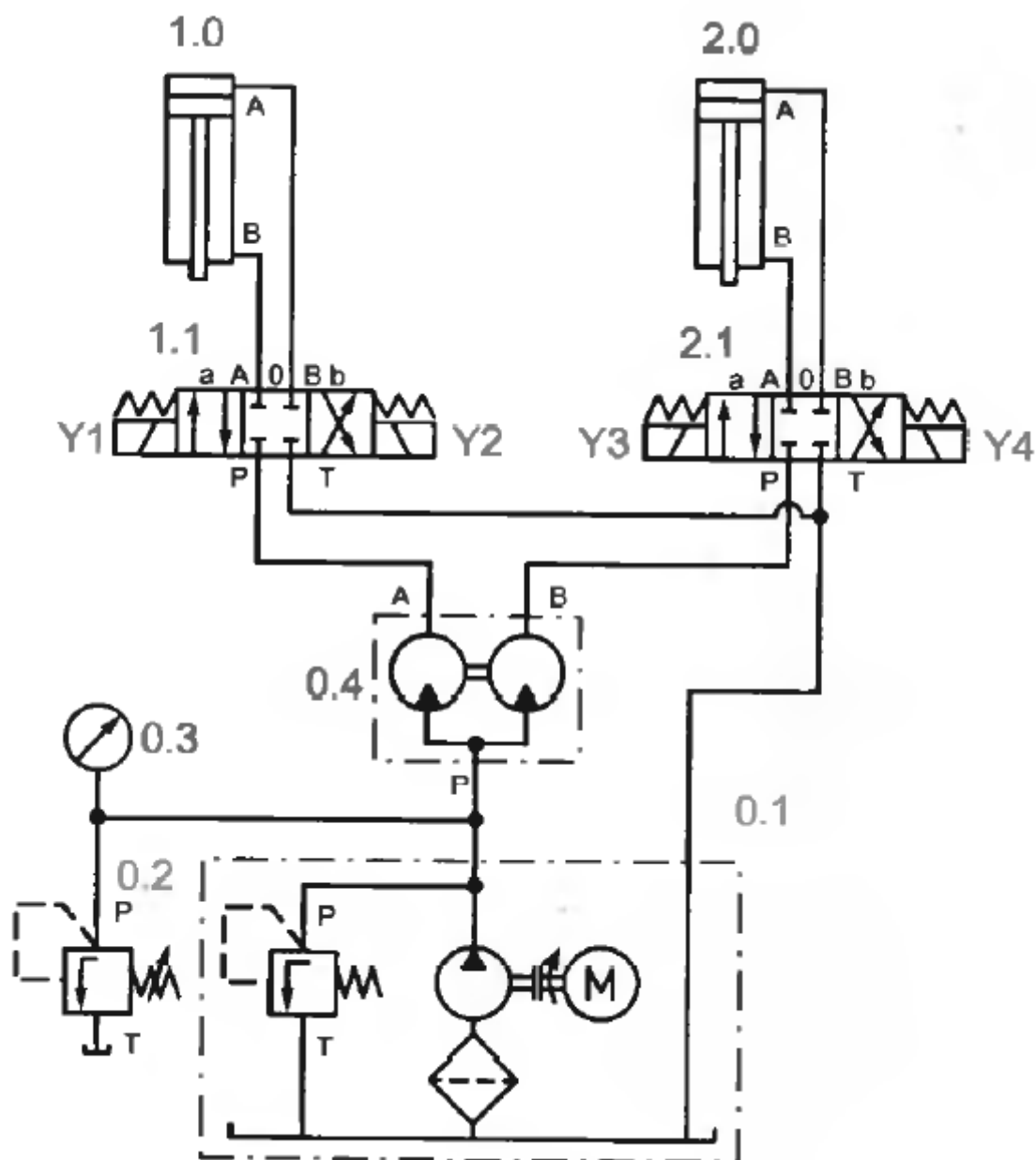


Рисунок 12 – Делитель потока объёмного типа.

Способ 3 Применения спаренных насосов. Показанного на рисунке 13, применения двух спаренных насосов, которые гарантируют подачу равных расходов в два гидроцилиндра.

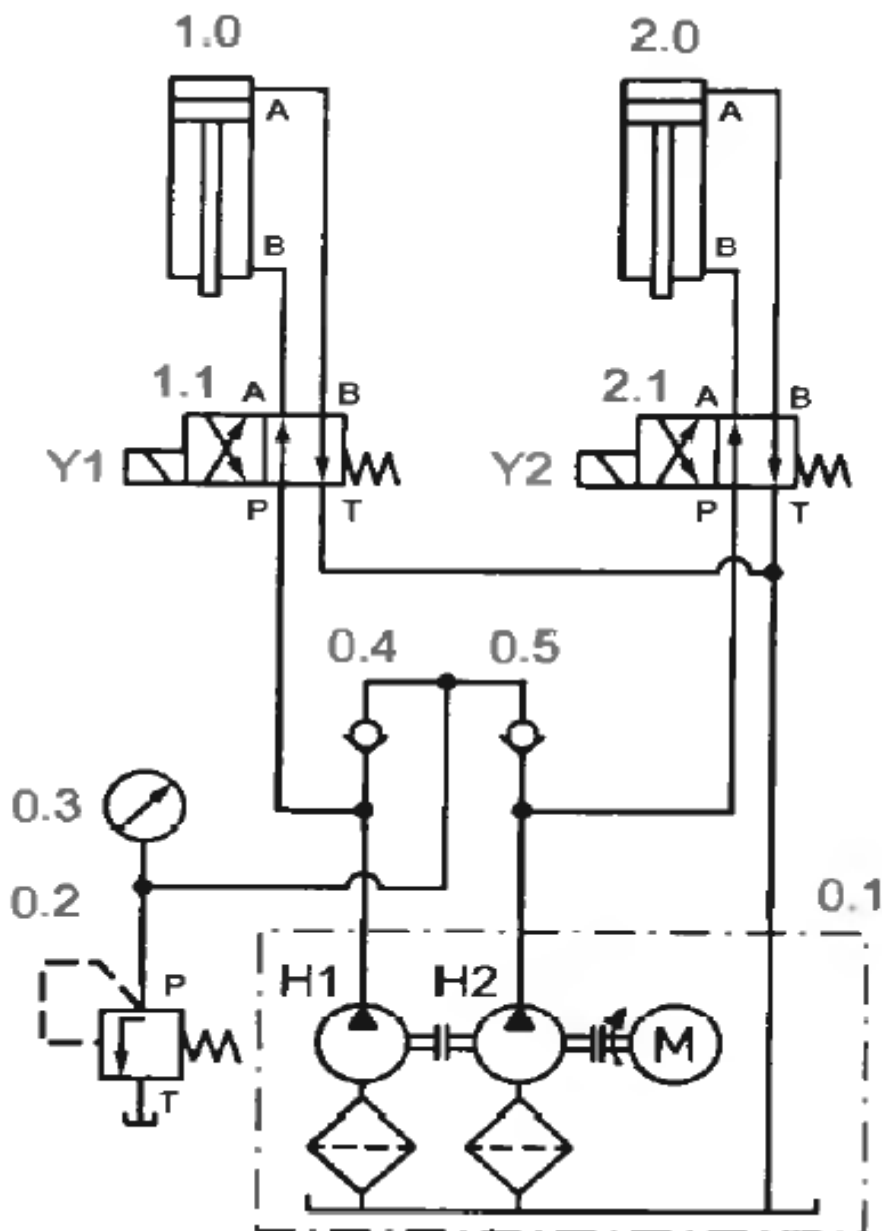


Рисунок 13 – Использование двух спаренных насосов.

Рассмотрев несколько способов, мы останавливаемся на втором способе, с использованием делителя потока, с схематическим решением установки перед гидрораспределителем. Так как первое решение требует двух делителей потока, мы остановимся на одном.

Наши гидроцилиндры должны выполнять промежуточные положения (см. рисунок 2) поэтому устанавливаем гидрораспределитель со схемой 34, что обеспечит точное срабатывания гидрозамка.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		79

ЗАКЛЮЧЕНИЯ

В данной работе я модернизировал гидропривод Электросталеплавильной печи ДСП – 10А. Рассмотрев современные инноваций в области применения гидропривода в металлургии, я выделил задачи которые нужно реализовать в данной работе. А именно синхронизация работы гидроцилиндра, установка тормозного устройства, и уменьшения габаритных размеров привода путем увеличения давления в системе.

С увеличением давления, я заново подсчитал и сконструировал гидроцилиндр, сделал расчеты основных параметров и некоторых элементов конструкций. На основе получившихся результатов я выбрал гидроаппаратуру и насос. Так же я произвел основные расчеты трубопровода, которые включали в себя: расчет толщины стенки, расчет на гидроудар и гидравлические потери в системе. Исходя из приведенных выше требований к моему гидроприводу я выбрал рабочую жидкость, которая по моему мнению оптимально подходит для работы данного привода. Наша система выполняет работу, а, следовательно, жидкость нагревается, из этого факта делаем вывод что нужно произвести тепловой расчет, и на его основании выбрать нужен теплообменник или нет. В моем гидроприводе, на основании расчета, теплообменник требуется.

Проведя анализ тормозных устройств встроены в гидроцилиндр, я остановился на «Дроссельном торможении» и произвел расчет эффективности такого устройства в работе моего привода.

Рассмотрев несколько способов синхронизаций гидроцилиндров, я остановился на использовании делителя потока, в исполнении в гидросхеме перед гидрораспределителем. Я считаю, что такой способ в полной мере соответствует поставленным требованиям, и легко реализуем в данной системе.

В заключении скажу, что все поставленные выше задачи были выполнены, и все требования к работе привода учтены, модернизация должна повысить эффективность работы и увеличить надежность данного гидропривода.

										Стр.
										80
Изм.	Лист.	№ докум.	Подпис	Дата						

ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 12445-80. Издания. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазывающие системы. – М: Изд-во стандартов, 1984. – 3 с.
2. Николаев А.А. Особенности моделирование гидропривода сверхмощной электродуговой сталеплавильной печи ДСП-180// Инновации в науке: сб. ст. матер. XXVII междунар. науч. конф. № 11 (24) – Новосибирск: СибАК, 2013. – 23 с.
3. Технический паспорт ДСП-5В. – Челябинск: Изд. ЧМК, 1862. – 5 с.
4. Пучкин А. Е. Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт гидроприводов металлургического оборудования / А. Е. Пучкин. - Москва: Металлургия, 1991. 240 с.
5. Свешников В.К. Станочный гидропривод: Справочник. – 6-е изд. перераб. И доп. – СПб: Политехника, 2015. – 627 с.
6. Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. Учебное пособие/ А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. – М: ФОРУМ, 2007. – 304 с.
7. Инженерный расчет при разработке пневмо- и гидропривода / сост. О.А Бурлаков, В.Н Литвинов. – Москва: Изд-во НПО «НИИТавтопром», 1986. – 51 с.
8. Симанин Н.А Анализ и синтез тормозных устройств гидравлических двигателей / Н.А. Симанин, А.М. Прохоров // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2010. - № 2 (14). – с. 120-130.
9. ГОСТ 6540-68. Издания. Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров. – М: Изд-во стандартов, 1964. – 3 с.
10. Автушко В.П Теория и проектирования гидропневмопривода: конспект лекций: в 6 ч. / В.П. Автушко, П.Н. Кишкевич, М.И. Желевич, П.Р. Бартош. – Минск: БНТХ, 2015 – ч.1: Двухпозиционные гидропневмоприводы с релейным управлением. – 2015 – 163 с.
11. ГОСТ 1050-88. Издания. Прокат сортовой, калиброванной, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструктивной стали. – М: Изд-во стандартов, 1991. – 31 с.
12. Гричан Н.Г. Зайцев Н.А. Гидроцилиндры: Учебное пособие: - М: МГУПС(МИИТ), 2015. – 136 с.
13. Тарханов В.И. Расчет резьбовых соединений: учебное пособие / В.И. Тарханов, Р.М Садриев. – Ульяновск: ЧлГТУ, 2010. – 60 с.
14. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.- 4-е издание, стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г.- М: «Издательство дом Альянс», 2010 г. – 423 с.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	<i>Стр.</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		81

15. ГОСТ 28338-89. Издания. Соединения трубопроводов и арматуры. Проходы условные (размеры номинальные) – М: Изд-во стандартов, 1989. – 2 с.
16. Никифоров И.П. Гидравлика. Объемный гидропривод. Курс лекций по дисциплине «гидравлика». Псков: Изд-во ППИМ, 2009. – 126 с.
17. Коновалов В. М. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станках. / В.М. Коновалов, В.Я. Скрицкий, В.А Рокшевский. М.: Машиностроения, 1976 г. – 288 с.
18. Расчет и проектирование объемного гидропривода рулевого управления: Методическое указание для курсового и дипломного проектирования. / Сост.: Ш.К Мукушев, А.В. Жданов. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2011. – 36 с

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2020.109.00 ПЗ</i>	Стр.
<i>Изм.</i>	<i>Лист.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		82

КОМПАС-3D v18.1 Учебная версия © 2019 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Перв. примен.		Справ. №		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
								<u>Документация</u>			
				A1							
								<u>Сборочные единицы</u>			
						1		Клапан дроссельный	2		
						2		Клапан	2		
						3		Корпус гидроцилиндра	1		
								<u>Детали</u>			
						5		Шток	1		
						6		Поршень	1		
						7		Шайба	1		
						8		Крышка передняя	1		
						9		Крышка задняя	1		
						10		Фланец	1		
						11		Втулка	1		
						12		Кольцо направляющее	2	БрА9ЖЗЛ	
						13		Втулка	1	БрА9ЖЗЛ	
						14		Кольцо	1	БрА9ЖЗЛ	
						15		Втулка	1	БрА9ЖЗЛ	
						16		Гайка	1		
							ЮУрГУ-15.03.02.2020.109				
Изм.		Лист		№ докум.		Подп.		Дата			
Разраб.		Горяинов									
Пров.		Подзерко									
Н.контр.		Подзерко									
Утв.											
Инв. № подл.		Лит.		Лист		Листов					
				1		3					
Гидроцилиндр							ЮУрГУ Кафедра ГиГПС				

КОМПАС-3D v18.1 Учебная версия © 2019 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № докл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		17		Проушина штоковая	1	
		18		Шайба	1	
		19		Втулка	1	
		20		Кольцо	1	БрА9ЖЗЛ
				<u>Стандартные изделия</u>		
		22		Кольцо круглого сечения 385-400-85 ГОСТ 9833-73	2	
		23		Кольцо круглого сечения 230-240-58 ГОСТ 9833-73	2	
		24		Поршневой шевронный комплект(1-2-1) 400-370-36 ГОСТ 22704-77	2	
		25		Штоковый шевронный комплект(1-3-1) 280-310-43 ГОСТ 22704-77	1	
		26		Масленка М10 ГОСТ 19853-74	2	
		27		Шайба 30 ГОСТ 6402-70	16	
		28		Шайба 24 ГОСТ 6402-70	6	
		29		Стопорное кольцо А320 ГОСТ 13943-68	4	
		30		Стопорное кольцо А110 ГОСТ 13943-68	1	
				<u>Прочие изделия</u>		
		32		Грязесъемник 280-295,2-10,1-12,8	1	ПУ

ЮУрГУ-15.03.02.2020.109

КОМПАС-3D v18.1 Учебная версия © 2019 ООО "АСКОН-Системы автоматизации", Россия. Все права защищены.
 Инв. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. №

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Масса ед, кг	Приме- чание
		<u>Документация</u>			
		<u>Сборочный чертеж</u>			
		<u>Детали</u>			
1		Гильза	1		
2		Заглушка М30х1,5	1		
3		Золотник	2		
4		Корпус	1		
		<u>Стандартные изделия</u>			
5		Кольцо 023-026-19-1-0 ГОСТ 9833-73	4		
6		Кольцо 028-031-19-1-0 ГОСТ 9833-73	1		
7		Пружина 223 ГОСТ 13766-86	2		
8		Пружина 240 ГОСТ 13766-86	1		

ЮУрГУ-15.03.02.2020.109.00

Изм.	Кол.ч.	Лист	№ док.	Подп.	Дата
Разраб.		Горяинов			
Пров.		Подзерко			
Н.конт		Подзерко			
Утв.					

Делитель потока

Стадия	Лист	Листов
		1
ЮУрГУ Кафедра ГИГПС		