

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
Политехнический Институт  
Факультет «Заочный»  
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН  
Рецензент, А.С. Исмагилов

\_\_\_\_\_ 2018 г.  
\_\_\_\_\_

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ / Е.К. Спиридонов  
\_\_\_\_\_ 2018 г.

Модернизация гидравлического горизонтального прессы для  
запрессовки Крановых колес

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ  
РАБОТЕ

ЮУрГУ–150302.2018.557.00 ПЗ

Руководитель работы, доцент

\_\_\_\_\_ / В.И. Форенталь  
\_\_\_\_\_ 2018г.

Автор проекта  
студент группы ПЗ-557

\_\_\_\_\_ / А.С. Колмаков  
\_\_\_\_\_ 2018г.

Нормоконтролер, (должность)

\_\_\_\_\_ / А.В. Подзерко  
\_\_\_\_\_ 2018г.

Челябинск 2018 г.

## Содержание

Аннотация	4
Введение	5
1 Обзор литературы	7
1.1.1 Разработка технического задания на проектирование гидравлического пресса и разработка гидравлической схемы	16
1.1.2. Гидравлическая схема и порядок ее работы	21
1.2 Проектировочные и геометрические расчеты параметров исполнительных механизмов	23
1.2.2 Расчет диаметров гидроцилиндров	23
1.3.2 Определение толщины стенки гидроцилиндра	26
1.3.4 Прочностной расчет днища цилиндра	30
1.3.4 Расчет болтового соединения крышки плунжера	30
1.4.1 Расход подребляемый исполнительными механизмами	32
1.4.2 Требуемое давление в полостях исполнительных механизмов	33
1.5 Выбор масла в качестве рабочей жидкости	34
1.5.1 Свойства и функции рабочих жидкостей гидропривода. Требования к рабочим жидкостям	34
1.5.2 Выбор масла	36
1.6 Расчет утечек и потерь давления в гидросистеме	39
1.6.1 Утечки в гидросистеме	39
1.6.2 Давление на выходе насосной станции	43
1.7 Проектирование насосной станции с обоснованием выбора насоса	48
1.7.1 Проектирование насосной станции	48
1.7.2 Выбор насоса	48

1.7.3 Подбор электродвигателя _____	51
Заключение _____	53
Библиографический список _____	54

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## Аннотация

Модернизация гидравлического горизонтального пресса для запрессовки Крановых колес. Дипломный проект: - Челябинск: ЮУрГУ, кафедра-ГиГПС, 2018г , список лит - ры 46 назв., графическая часть - листов формата А1, - 3 листов, формата А2 - 4 листов, формат А3 – 1 листов, приложения - 2 листов формата А4.

В данном дипломном проекте модернизирован гидравлический горизонтальный пресс усилием 350 тонн для запрессовки кранового колеса на ось. Целью проекта является рациональный выбор привода для исполнительных механизмов и изменение конструкции самого пресса.

В дипломном проекте разрабатывается принципиальная гидравлическая схема пресса с подбором соответствующей аппаратуры, проектируются элементы гидросистемы: насосная станция, гидроцилиндр быстрого хода, плунжер, воспринимающий основную нагрузку при запрессовке колеса на ось.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## Введение

До 1941 года в общем парке кузнечно-прессового оборудования страны гидравлические прессовые установки исчислялись единицами, а изготовлением гидравлических прессов занимались только два завода.

В настоящее время производством гидравлического прессового оборудования занимаются более десяти заводов и в том числе такие: Новосибирский завод тяжелых станков и крупных гидравлических прессов, Коломенский завод тяжелых станков, заводы Оренбургского объединения «Гидропресс» и др.

Гидравлические прессы применяются для самых разнообразных работ. Их можно встретить не только в кузнечных цехах, но и на заводах, производящих вооружение, на металлургических заводах, на верфях, на котельных заводах, в трубном производстве, при обработке черных и цветных металлов, резины, пластмасс, фанеры и т. п., а также в металлургической промышленности для различных видов работ. Детали этих прессов и их приводов (рабочие цилиндры, плунжеры, поперечины, возвратные цилиндры, гидравлические приводы и пр.) имеют много общего.

Обратим особое внимание на гидравлические прессы, используемые ремонтными службами для монтажных работ.

В качестве задания на дипломное проектирование было предложено модернизировать существующий гидропресс, с целью повышения усилия и увеличения скорости работы при монтаже крановых колес, напрессовки зубчатых колес редукторов и прочих ремонтных работах.

Новое оборудование позволит работникам ремонтных служб более быстро и качественно ремонтировать крановое оборудование, а так же роторы синхронных двигателей привода насосов Г 305. До последнего времени некоторые детали (подшипники, муфты, зубчатые колеса и пр.) закреплялись вручную, на что уходило значительное время. В связи с ужесточившимися требованиями к безопасности работы грузоподъемного оборудования и необходимости сократить

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

простои оборудования потребовалось выполнение ремонта на специальном оборудовании. Новый пресс позволит осуществлять ремонт в соответствии с государственными стандартами и «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» (ФНП- 533.), а так же сократить простои оборудования. Благодаря гидравлическому прессу, работники ремонтной службы будут обслуживать собственное оборудование и, возможно, принимать заказы на ремонт и от сторонних организаций.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1. Обзор литературы

Высокие темпы роста производства гидравлических прессов вызваны резко увеличивающимся спросом на них в связи с появлением новых технологических методов и новых отраслей производства, для которых механические прессы оказались либо мало удобными, либо непригодными.

Гидравлические прессы применяются во многих отраслях промышленности: при штамповке и при совании деталей, труб и профилей из алюминия и его сплавов, а также пластмассовых изделий;

при производстве электроизоляционных материалов;

при изготовлении резиновых деталей, деталей из металлических порошков, а также керамических, огнеупорных и дробильных изделий и др.

В металлообрабатывающей промышленности гидравлические прессы применяются наряду с механическими прессами при выполнении следующих работ: горячей и холодной листовой штамповки, горячего и холодного выдавливания, правки и рихтовки деталей, прошивки отверстий в цилиндрических заготовках, отбортовки и гибки листового и полосового металла, резки металла, а также и при монтажно-запрессовочных работ.

Диапазон усилий действующих гидравлических прессов охватывает значения от нескольких тонн до 70000 тс включительно. Диапазон рабочих скоростей - от десятых долей миллиметра в секунду до 300 мм/с. Диапазон длин рабочего хода - от нескольких сантиметров до нескольких метров. Диапазон мощностей привода - от нескольких киловатт до нескольких тысяч киловатт.

Применение механических прессов характерно для технологических процессов, требующих ограниченных усилий и ограниченного числа операций, выполняемых прессом при изготовления изделий.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Гидравлические прессы применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить одно или несколько условий из числа следующих: а) большое усилие на большой длине хода; б) постоянную или изменяющуюся по заданному закону скорость прессования; в) выдержку изделия под давлением; г) сложную циклограмму технологического процесса.

Гидропрессовая установка состоит из следующих элементов: пресса; источника жидкости высокого давления, питающего пресс во время рабочего хода - гидропривода; системы управления (распределителей, клапанов, сер-воустройств и т. д.); приемников жидкости - баков; трубопровода с арматурой; промежуточных гидравлических элементов (мультипликаторов давления, разделителей жидкости и т. д.); рабочей жидкости; энергетической установки; промежуточных механических элементов (маховиков, редукторов и т. п.).

Тип гидропривода и род применяемой рабочей жидкости оказывают значительное влияние на схему и действие прессовых установок, поэтому последние классифицируют по указанным признакам (рисунок 1), [3].

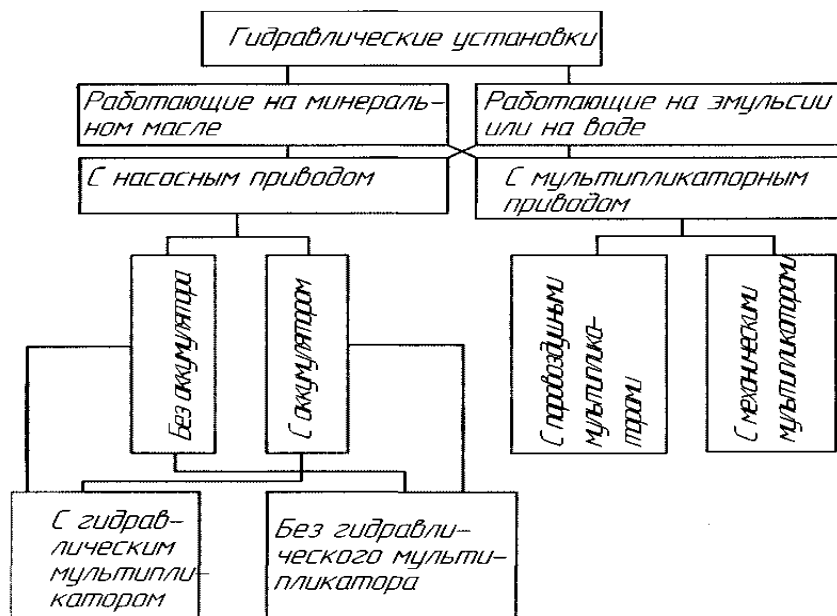


Рисунок 1- Классификация гидропрессовых установок

Широкий диапазон главных параметров определил существование двух видов приводов:

1) привод с накоплением энергии в периоды пауз между рабочими ходами - насосно-аккумуляторный привод;



2) привод без накопления энергии - насосный привод.

Каждый из названных приводов, в свою очередь, имеет несколько разновидностей: мультипликаторный привод, многоцилиндровый привод с выборочным включением цилиндров, мультипликаторный многоцилиндровый привод и др.

При насосных без аккумуляторных приводах для питания пресса рабочая жидкость высокого давления подается непосредственно от насосов. При насосно-аккумуляторных приводах для питания пресса рабочая жидкость подается во время рабочего хода одновременно от аккумулятора и насоса. При мультипликаторных приводах для питания пресса во время рабочего хода рабочая жидкость подается мультипликатором определенными порциями. Мультипликатор представляет собой как бы одноцилиндровый насос, работающий с помощью пара, сжатого воздуха или электромеханической передачи.

Мультипликаторы можно применять и при приводе пресса непосредственно от насосов или от насосно-аккумуляторной станции для повышения давления рабочей жидкости, поступающей в рабочий цилиндр пресса, тогда их называют промежуточными или гидравлическими.

При насосно-аккумуляторном приводе аккумулятор накапливает энергию в течение остановки, холостого и возвратного ходов пресса для осуществления рабочего хода. В результате можно равномерно загрузить насосы и электродвигатели в течение цикла. Недостаток насосно-аккумуляторного привода заключается в том, что расход энергии насосами не зависит от сопротивления.

Для насосного без аккумуляторного привода установочная мощность насосов и электродвигателей определяется максимальной мощностью, развиваемой прессом. Привод расходует энергию соответственно полезной работе, совершаемой прессом.

В целом существует огромное многообразие конструкций прессов для любого вида промышленности. Приведу некоторые из них:

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1.1 Пресс гидравлический двух стоечный (универсальный) ПГД

Гидравлическое кузнечно-прессовое оборудование серии ПГД применяют в тех случаях, когда необходима повышенная жесткость и малая разно-стенность получаемых изделий, а также как универсальные. Прессы оснащаются нижним выталкивателем и электрогидравлическим приводом, позволяющим работать в полуавтоматическом режиме (рисунок 2).[35]



Рисунок 2 - Пресс гидравлический двух стоечный

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

## 2. Пресс гидравлический ковочный ПГКН

Гидравлическое кузнечно-прессовое оборудование серии ПГК применяют для операций свободнойковки. При этом поковки с вытянутой осью, типа гладких профилей круглого, квадратного и полосового сечения, а также круглых ступенчатых валов, требуют наличия манипуляторов (в комплект поставки не входят). Подвижный стол позволяет быструю смену ковочных бойков (рисунок 3)[37].

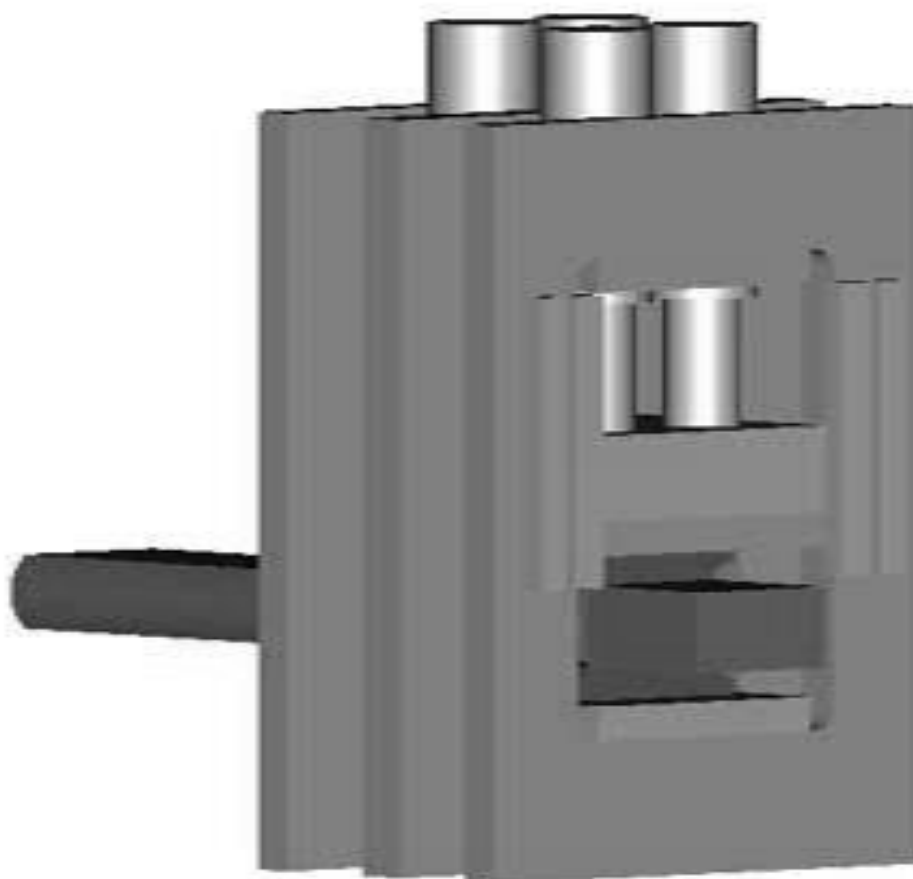


Рисунок 3- Пресс гидравлический ковочный

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

### 3. Пресс гидравлический жидкой штамповки ПГЖШ

Гидравлическое кузнечно-прессовое оборудование серии ПГЖШ применяют для прессования заготовок из металлических расплавов (штамповка жидкого металла из прессование металла при кристаллизации). Благодаря совмещению процессов прессования и кристаллизации, получают заготовки рациональные по форме и с повышенными механическими свойствами, вследствие уплотненной структуры металла. Прессы комплектуются прижимными цилиндрами, выталкивателями и выдвижными столами (рисунок 4).[35]

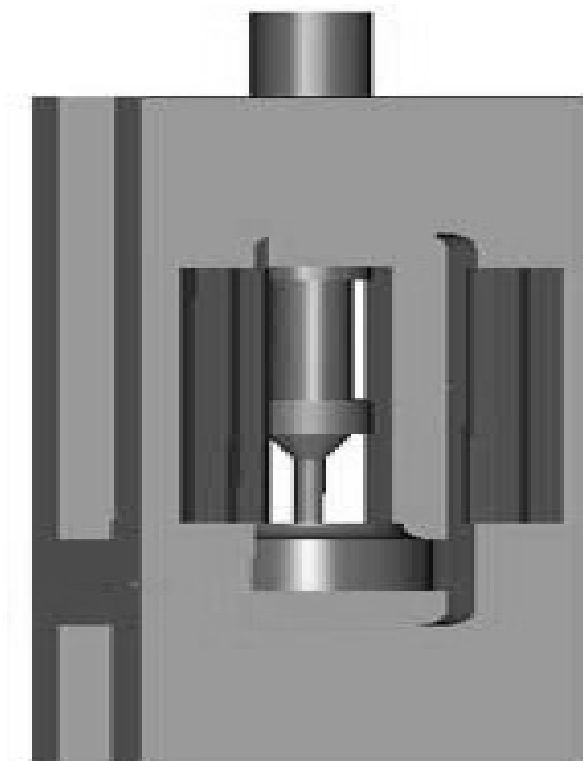


Рисунок 4- Пресс гидравлический жидкой штамповки

В настоящее время также существует большое разнообразие гидравлических прессов по монтажу и демонтажу колесных пар локомотивов. Именно эти типы прессов наиболее близки к необходимому на ОАО «Челябвтормет» оборудованию для ремонтно – монтажных работ, поскольку диаметры железнодорожных колес и ходовых колес электромостовых кранов близки по значениям.

#### 1. Пресс ПО 135-01 (рисунок 5).[39]

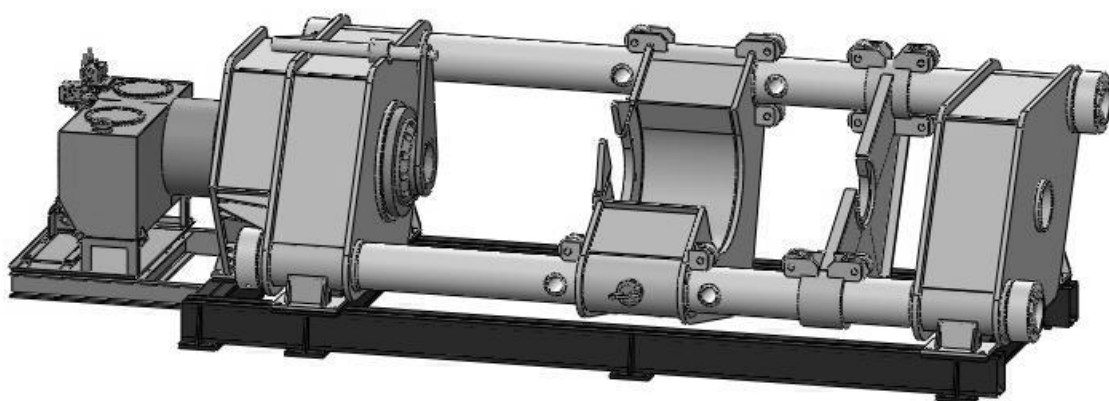


Рисунок 5 - Пресс для запрессовки колеса на ось

Конструкция пресса состоит из левой и правой стоек, соединенных между собой двумя колоннами с гайками образуя силовую раму, воспринимающую все усилия прессования. В каждой стойке пресса монтируются цилиндры плунжерного типа, создающие необходимое усилие прессования. Конец плунжера, являющийся рабочим инструментом пресса, снабжен сменным упорным кольцом. Пресс может работать в наладочном и полуавтоматическом режимах, включая одиночные хода плунжеров левой и правой стоек и работу в линии. При наладочном режиме настраивается контрольно-регулирующая электро и гидроаппаратура. Управление прессом кнопочное с центрального пульта. Гидравлические цилиндры, насосы,

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

контрольно-регулирующая и распределительная гидроаппаратура смазываются рабочей жидкостью. Привод насоса - от отдельного электродвигателя. Вся аппаратура управления электродвигателями расположена в электрошкафу.

Пресса могут поставляться в 3-х исполнениях.

ПО135-01: Между стойками расположена подпорная тележка с центрирующими призмами для ориентации колесной пары. Необходимое расстояние между внутренними торцами колесной пары обеспечивается по разметке.

ПО135-03: Между стойками располагается тележка с поворотной рамкой, кареткой с самоцентрирующимися тисками. Корректор и самоцентрирующимися тиски производят полное позиционирование колесной пары. Ось с предварительно насаженными колесами загружается краном в само центрирующиеся тиски.

Управление технологическим процессом по на прессовке колес осуществляется через программируемый контроллер, с выводом записи диаграммы «Давление - Путь» на дисплей компьютера.

Все исполнения прессов оборудованы двумя автономными гидроприводами, которые смонтированы на крышках левой и правой стоек.

Основные характеристики приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Технические характеристики гидропресса ПО 135

Основные данные	
Номинальное усилие пресса, тс	315
Наибольший ход плунжера главного цилиндра, мм	600
Номинальное давление рабочей жидкости, кг-с/см <sup>2</sup>	200
Скорость главного плунжера, мм/сек:	
При рабочем ходе	3
При холостом ходе	30
При возвратном ходе	45
Наибольшее расстояние между торцами плунжеров, мм	2500
Диаметр напрессовываемого изделия (колеса), мм	950-1064
Наибольший диаметр шейки запрессовываемой оси, мм	192
Расстояние от оси плунжера главного цилиндра до уровня пола, мм	1030
Установленная мощность электродвигателей, кет	34
Габаритны размеры, мм:	

Длина	7500
Ширина	1710
Высота	2800
Высота над уровнем пола, мм	2510
Вес пресса, т	30,6
Вес установки, т	31,0

### 1.1.1 Разработка технического задания на проектирование гидравлического пресса и разработка гидравлической схемы

Электромостовые краны являются одним из основных звеньев производственного цикла на ОАО «Челябвтормет». Поэтому колеса крана, а так же механизмы подъема (редукторы, приводные валы и пр.), должны содержаться в состоянии, обеспечивающем надежное и безопасное использование крана. Ввиду трения "колесо - рельс", значительно увеличивается износ колеса, что приводит к необходимости его своевременной замены. Так же изнашиваются и, часто проворачиваются на оси, зубчатые колеса редукторов. Для решения проблемы по быстрой замене изношенных колес и деталей необходимо применение специального ремонтного оборудования.

До последнего времени ремонт колес кранов производился на старом прессе (рисунок 6)[45], который не всегда обеспечивал необходимое усилие. В частности при ремонте ротора приводного двигателя насосов Г 305, сборки выходных валов редуктора РМ-1000, а так же сборки кранового колеса 50-тонного мостового крана усилия существующего пресса было недостаточно. Это приводило к необходимости обращаться в сторонние организации, имеющие необходимое оборудование, что увеличивало время простоя неисправного оборудования и дополнительные затраты на оплату услуг.

Пресс был смонтирован и запущен в 1974 году. За время использования все силовые элементы пресса постепенно изнашивались. Неоднократно проводились ремонты с применением сварочных работ, однако по причине усталости металла и общего износа гидравлических элементов пресс не развивал требуемого усилия и, в связи с этим, возникла необходимость смонтировать новый и более мощный пресс.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Описание и характеристики существующего пресса.[45]

**Технические характеристики.**

Максимальное усилие	360000 кг.
Максимальное рабочее давление	32 МПа
Скорость хода штока гидроцилиндра: рабочий ход	20,9 см/мин
обратный ход	27,4 см/мин
Максимальный ход штока гидроцилиндра	1000 мм
Внутренний диаметр гидроцилиндра	380 мм
Рабочая жидкость	Масло И-30
Габаритные размеры: длина	6200 мм
ширина	2000 мм
высота	1630 мм

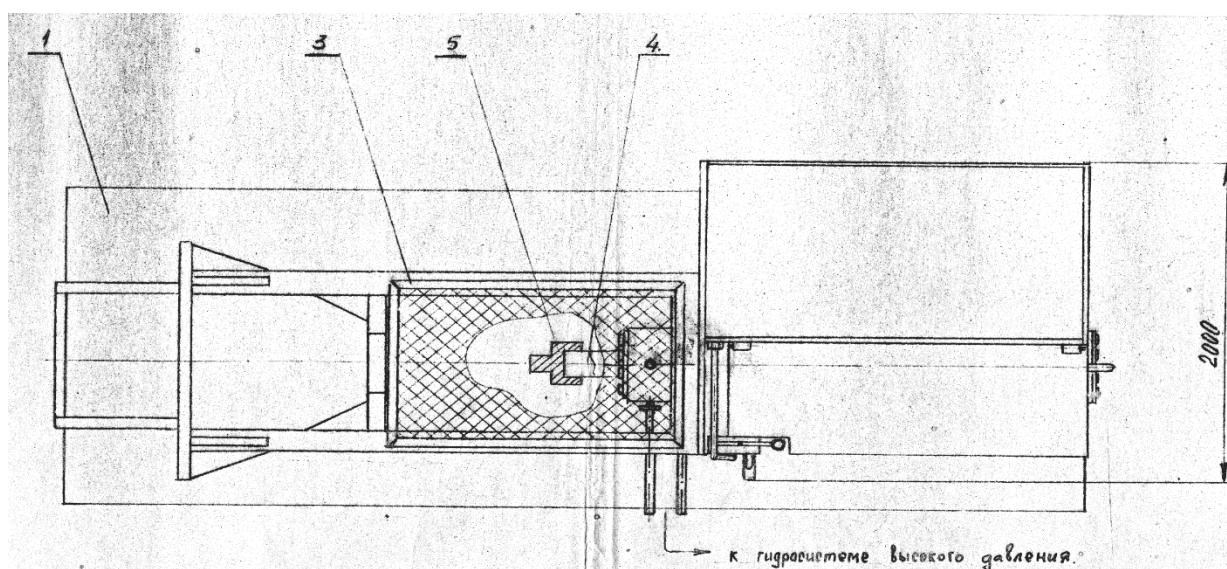
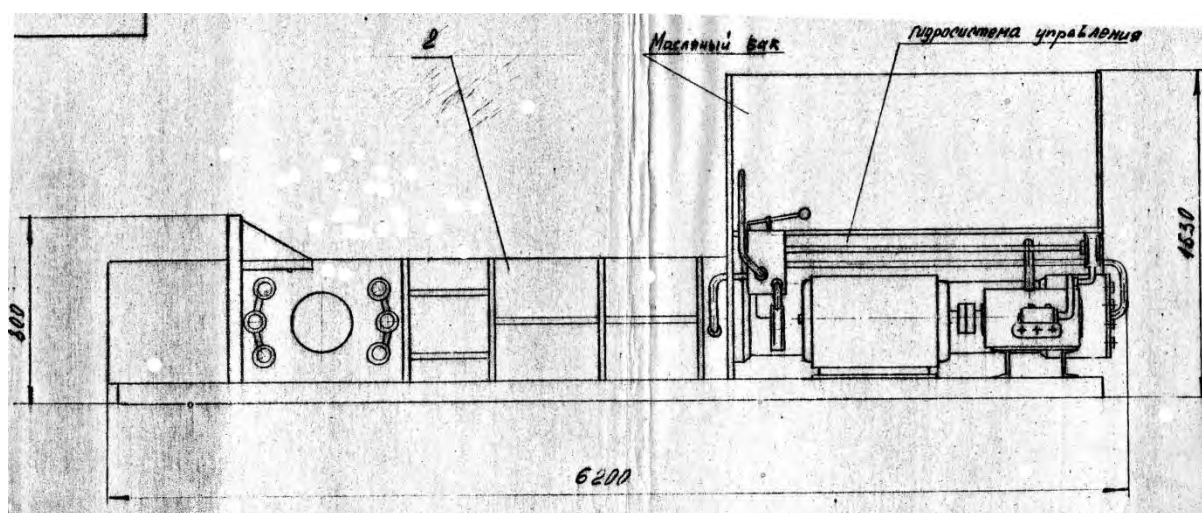


Рисунок 6. Пресс для монтажа крановых колес.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ

Лист

17

Основание пресса представляет собой металлическую раму, закрепленную на фундаменте и предназначенную для крепления станины пресса.

Станина представляет собой металлическую конструкцию коробчатой формы, приспособленную для установки и закрепления катков, барабанов и других деталей. На станине пресса установлен и закреплен силовой гидроцилиндр, масляный бак и гидросистема управления.

Силовой гидроцилиндр с односторонним штоком, двустороннего действия предназначен для создания усилия запрессовки или распрессовки. Подача рабочей жидкости через силовой распределитель обеспечивает прямое и обратное движение штока гидроцилиндра.

Ограждение представляет собой металлическую сетку, предназначенную для ограждения рабочей зоны пресса. Для предотвращения включения пресса при открытой решетке установлен конечный выключатель.

Насосная станция состоит из:

- гидравлической системы управления,
- гидравлической системы высокого давления,
- масляного бака, поз.7
- манометра, поз.8
- трубопроводов. Поз.12

Гидравлическая система управления предназначена для управления силовым гидрораспределителем системы высокого давления и состоит из:

- насоса Г12-22, поз.5
- электродвигателя АОС 52-4, поз.6
- предохранительного клапана Г51-25, поз.4
- гидрораспределителя Г74-16, поз.11

Гидравлическая система высокого давления предназначена для создания давления в рабочих полостях гидроцилиндра, поз.10, и управления движением штока гидроцилиндра, состоит из:

- насоса Н403-Е, поз.2
- электродвигателя АОС 2-71-4, поз.3
- предохранительного клапана КП 20/500, поз.1
- гидрораспределителя Р203-АИ14, поз.9

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Технической задачей данного дипломного проекта является разработка гидроцилиндра и насосной станции при имеющемся техническом задании.

Проанализировав все способы и методы по монтажу и демонтажу крановых колес и деталей механизмов [46], считаю, что целесообразно применить сборную конструкцию силовой рамы, с целью обеспечения возможности замены изношенных элементов, что невозможно в сварной (коробчатой) конструкции существующего пресса.

Конструкция проектируемого пресса состоит из левой и правой стоек, соединенных между собой двумя колоннами с гайками образуя силовую раму, воспринимающую все усилия прессования. В одной из стоек пресса монтируется цилиндр плунжерного типа, создающий необходимое усилие прессования и цилиндры быстрого хода.

Управление прессом кнопочное с центрального пульта. Привод насоса - от отдельного электродвигателя. Вся аппаратура управления электродвигателем расположена в электрошкафу.

В качестве исполнительных механизмов данного пресса будет более целесообразно применить и гидроцилиндр плунжерного типа, создающие усилие прессования 700 тонн.

При холостом ходе работу осуществляют только гидроцилиндры быстрого хода. Благодаря жесткой сцепке гидроцилиндры быстрого хода тянут за собой плунжерный гидроцилиндр, при этом в плунжерной полости возникает разрежение и освобождается объем, который должен заполняться жидкостью.

Были рассмотрены два варианта по заполнению освобождаемого объема плунжерной полости:

Вариант 1: установка дополнительного насоса.

Плунжерный гидроцилиндр имеет большие габариты (диаметр 560 мм, ход до 700 мм). При этом расход необходимый для заполнения освобождаемого объема будет составлять около 560 л/мин. Для этого необходима установка насоса большой производительности, что не целесообразно с финансовой точки зрения - закупка насоса, закупка дополнительного электродвигателя, дорогостоящего

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

оборудования, дополнительные затраты мощности (электроэнергии) при эксплуатации установки.

Вариант 2: установка отдельно стоящего напорного гидробака, из которого жидкость самотеком поступает в плунжер через клапан наполнения.

При этом необходима установка сдвоенного секционного насоса, состоящего из:

- радиально — поршневого насоса, предназначенного для нагнетания рабочей жидкости в гидроцилиндры быстрого хода при холостом и обратном ходе. А во время рабочего хода насос нагнетает жидкость во все три гидроцилиндра. При этом основное усилие прессования будет воспринимать плунжерный гидроцилиндр.

- пластинчатого насоса, который будет нагнетать рабочую жидкость (в промежутки времени во время холостого и обратного хода) в линию управления клапана наполнения. Во время рабочего хода насос будет работать в холостую, т.е. вся жидкость сливается в бак через предохранительный клапан.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 1.1.2. Гидравлическая схема и порядок ее работы

Объединим указанные выше элементы в систему (рисунок 11) и рассмотрим порядок ее работы.

При включении распределителей 6 и 15 рабочая жидкость из радиально - поршневого насоса 2 поступает через распределитель 6 в гидроцилиндры быстрого хода 7(1) и 7(2) (скорость холостого хода  $V_{xx} = 30...40$  мм/с), которые в свою очередь тянут за собой плунжерный гидроцилиндр 11. Через распределитель 15 рабочая жидкость, нагнетаемая пластинчатым насосом 2 подводится в линию управления клапана наполнения 12, при этом происходит его открытие и из отдельно стоящего бака 13 жидкость самотеком поступает в плунжерный гидроцилиндр 11.

Во время рабочего хода (скорость рабочего хода  $V_{рх} = 1...2$  мм/с) при запрессовке детали на ось происходит увеличение давления в напорной магистрали и срабатывает реле давления 8, которое переключает распределители 15 и 9. При этом пластинчатый насос 2 работает в холостую на слив, а радиально - поршневой насос 2, через распределители 6 и 9, нагнетает рабочую жидкость во все гидроцилиндры.

Во время обратного хода ( $V_{ох} = 40...50$  мм/с) при переключении распределителя 6 происходит возврат гидроцилиндров в исходное положение, давление в напорной магистрали падает и реле давления 8 переключает распределители 15 и 9. Снова открывается клапан наполнения 12 и жидкость из плунжерного цилиндра 11 вытесняется в вышестоящий напорный бак 13.

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
1		Бак масляный	1	V=150л
2	50 НС/2-8	Насос секционный	1	P=32 МПа Q=45-112 л/мин
3	2ФГ162-16	Фильтр напорный	1	P=32 МПа Q=80 л/мин
4	М10В-10/М-2-3-2-5/М-4	Клапан предохранительный	1	Q=100 л/мин
5(11,52)	М1П1-30-25	Манометр	2	P=30 МПа
6	1Р10-3/102050-Н-3/М-4	Гидрораспределитель	1	P=32 МПа Q=25-40 л/мин
7(11,72)		Гидроцилиндр	2	P=28 МПа D=100 мм, L=50 мм
8		Реле давления	1	
9	М-3 ХЕМ10У/420 МС 24N9 K4/B20V	Гидрораспределитель	1	P=32 МПа Q=40 л/мин
10	КОМ 10/3	Клапан обратный	1	Q=130 л/мин
11		Гидроцилиндр лужерный	1	P=30 МПа D=580 мм
12	СРР-35631010	Клапан напорный	1	Q=100 л/мин
13		Бак масляный	1	V=125 л
14	М1П-6/М-2-8-2-5/М-4	Клапан предохранительный	1	Q=12,6 л/мин
15	М-3 ХЕМ10У/420 МС 24N9 K4/B20V	Гидрораспределитель	1	P=25 МПа Q=16 л/мин
16	М0-16	Теплообменник	1	Q=63 л/мин N=14,4 кВт
17	Q16AC12-53	Фильтр сливной	1	P=0,63 МПа Q=63 л/мин
18	РВ0 IV-A-16-100/60-У	Рукав высокого давления	1	φ=16мм, P=60 МПа
19,28	РВ0 IV-A-10-150/90-У	Рукав высокого давления	10	φ=10мм, P=90 МПа
29	РВ0 IV-A-12-135/80-У	Рукав высокого давления	1	φ=12мм, P=80 МПа
30,33	РВ0 IV-A-8-165/100-У	Рукав высокого давления	3	φ=8мм, P=100 МПа P=165 МПа

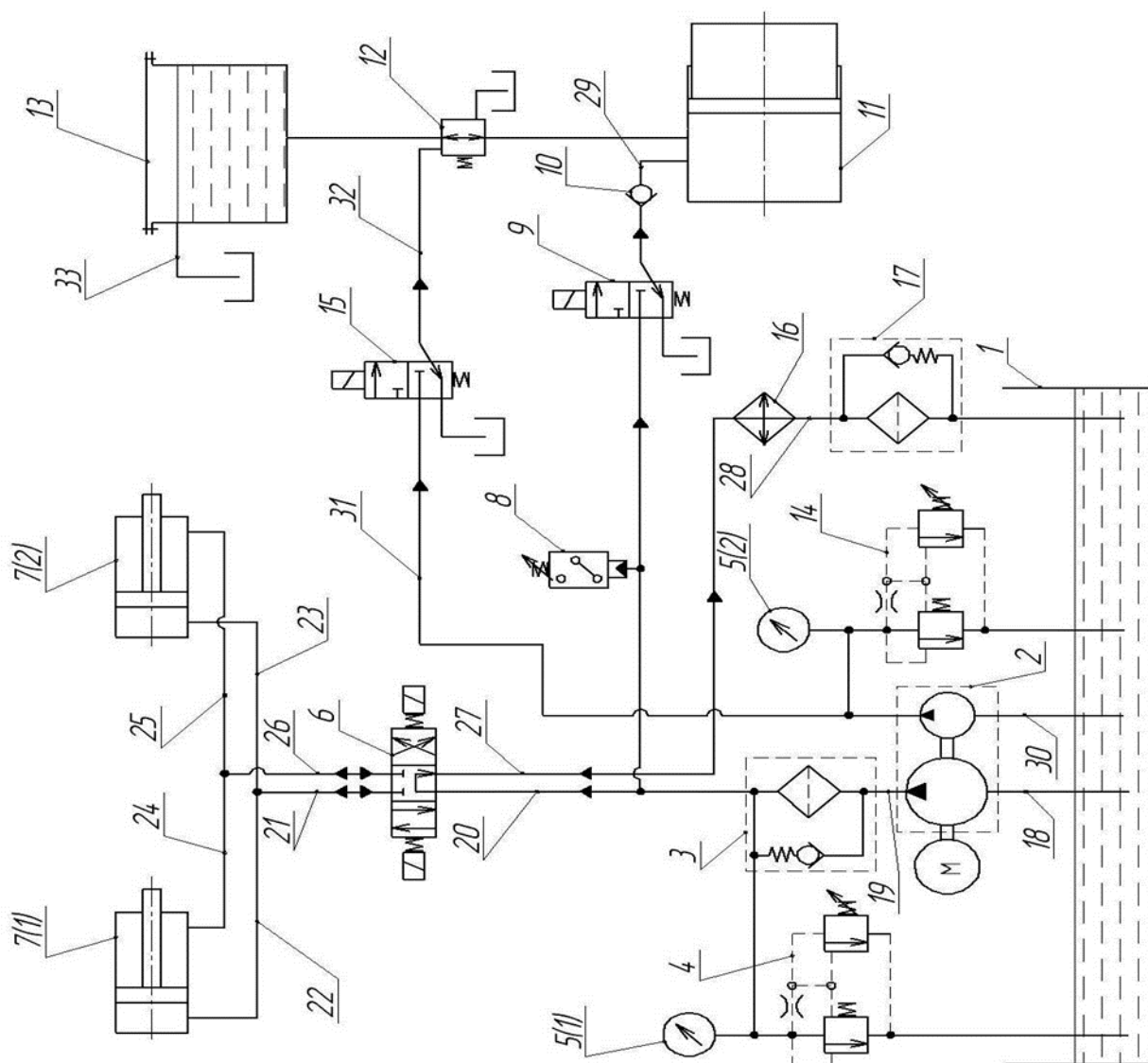


Рисунок 11 Схема гидравлическая

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

## 1.2 Проектировочные и геометрические расчеты параметров исполнительных механизмов

На данном этапе необходимо определить основные рабочие и геометрические параметры проектируемых исполнительных механизмов, которыми являются плунжера, толщина стенки и днища гидроцилиндра, расход, потребляемый исполнительным механизмом, а так же рабочее давление, необходимое для преодоления требуемого усилия.

Исходные данные для расчета:

1. Чертеж кранового колеса;
2. Усилие, необходимое для запрессовки колеса 700 тонн;
3. Скорость холостого хода 30.. .40 мм/с;
4. Скорость рабочего хода 1.. .2 мм/с;
5. Скорость обратного хода 40...50 мм/с;
6. Максимальное давление 32 МПа.

Общее усилие, создаваемое гидроцилиндрами  $R=700$  тонн, следовательно:

$$\frac{700}{0,026 + 0,026 + 1} = 660 \text{ тонн} - \text{усилие, создаваемое плунжером А.}$$

### 1.2.2 Расчет диаметров гидроцилиндров

Вычислим требуемый диаметр плунжера  $D$ , мм

Плунжерный гидроцилиндр А:

Во время рабочего хода плунжер А создает зажимающее усилие в 6600 кН:

$$A_{нл}^A = \frac{R}{\eta \cdot p} = \frac{6600 \cdot 10^3}{0,88 \cdot 32 \cdot 10^6} = 0,234 \text{ м}^2$$

$\eta$  - механический КПД;

$R$  – усилие создаваемое плунжером;

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$P$  – давление в плунжере.

При этом диаметр плунжера:

$$D_{пл}^A = \sqrt{\frac{4,234}{3,14}} = 0,546 \text{ м}$$

По ГОСТ 6540-64 подбираем стандартный диаметр поршня  $D_{пн} - 560 \text{ мм}$  [7.стр.164].

Определим площадь плунжера:

$$A_{пл}^A = \frac{\pi D_{пл}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,560^2}{4} = 0,246 \text{ м}^2$$

### 1.3 Прочностной расчет гидроцилиндров

Используемые марки стали для изготовления гидроцилиндров:  
гильза - сталь 45 ГОСТ 1050-74; шток - сталь 40 ХН ГОСТ 4543-89;  
крышки - сталь 45 ГОСТ 1050-89.

#### 1.3.1 Расчет штока на устойчивость

Расчет проводится по коэффициенту снижения допускаемого напряжения на сжатие  $\phi_B$ . Шток рассматриваем как гибкий стержень, нагруженный продольной сжимающей нагрузкой.

$$\sigma = \frac{R}{A_{шт}} \leq [\sigma]_y = \phi_{BH} \times [\sigma]_{сж} \quad (6)$$

где  $A_{шт}$  - площадь штока,  $\text{м}^2$ ;

$[\sigma]_{сж}$  - допускаемое напряжение на сжатие – растяжение, МПа;

$$[\sigma]_{сж} = \frac{\sigma_T}{n} \quad (7)$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести, МПа;

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$n$  – запас прочности.

Для стали 40 ХН по ГОСТ 4545-71 при закалке с охлаждением в холодном масле  $\sigma_T = 1000$  МПа.

Запас прочности принимаю равный запасу устойчивости, применяемому в зависимости от материала и назначения цилиндра; для стали он составляет  $n = 3$  [6, с.173].

Значит:

$$[\sigma]_{сж} = \frac{1000}{3} = 333,3 \text{ Па}$$

Тогда:

$$\sigma = \frac{4 \cdot R}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 200000}{3,14 \cdot (0,100^2 - 0,050^2)} = 34 \text{ МПа}$$

Расчет стока на гибкость

Определяю гибкость штока  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L}{i} \quad (8)$$

где  $\mu = 2$  - коэффициент приведения длины штока;

$L$  – длина штока, принимаю  $L = 700$  мм;

$i$  – радиус инерции штока:

$$i = \frac{d}{4} \quad (9)$$

где  $d$  – диаметр штока, м.

$$i = \frac{d}{4} = \frac{0,05}{4} = 0,0125$$

Тогда:

$$\lambda = \frac{2 \cdot 0,700}{0,0125} = 112$$

В зависимости от значения гибкости  $X$  выбираю коэффициент  $\phi = 0,52$  [7, стр. 138, табл. 39].

Таким образом:

$$\sigma = 112 \text{ МПа} \leq 0,52 \cdot 333,3 = 173,316 \text{ МПа}$$

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Условие прочности выполняется, следовательно, можно сделать вывод, что шток устойчив.

### 1.3.2 Определение толщины стенки гидроцилиндра

Исходные данные:

$r_{вн} = 290$  мм – внутренний диаметр гильзы;

$r_{н} = 350$  мм – наружный диаметр гильзы;

$p = 32$  МПа – максимальное давление в гидроцилиндре;

Материал, из которого изготовлена гильза:

Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71, с пределом текучести  $\sigma_T = 750$  МПа.

Определим необходимую толщину стенки  $\delta$ , мм гильзы, для этого выполним ее прочностной расчет.

При расчете, гильзу, будем рассматривать как тонкостенный цилиндр, находящийся под действием внутреннего давления. Расчетная модель гильзы представлена на рисунке 13.

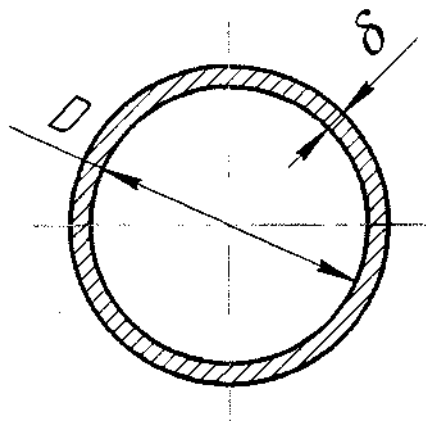


Рисунок 13 - Эскиз гильзы

Цилиндрическую зону, достаточно удаленную от дна и опорного фланца, допустимо рассматривать как толстостенную трубу и рассчитывать по формулам Ляме. Т.к. на цилиндр действует только внутреннее давление, то в стенках его возникают [7, стр. 111]:

-радиальные напряжения,

$$\sigma_r = \frac{P \times r^2}{R^2 - r^2} \times \left(1 - \frac{R^2}{r^2}\right) \quad (10)$$

-окружные напряжения,

$$\sigma_t = \frac{P \times r^2}{R^2 - r^2} \times \left(1 + \frac{R^2}{r^2}\right), \quad (11)$$

-осевые напряжения,

$$\sigma_z = \frac{P \times r^2}{R^2 - r^2} \quad (12)$$

где  $R_H$  и  $R_в$  - соответственно, наружный и внутренний радиусы гидроцилиндра, получаем:

$$\sigma_z = \frac{p \cdot r_{вн}^2}{r_H^2 - r_{вн}^2} = \frac{32 \text{МПа} \cdot (290 \text{мм})^2}{(350 \text{мм})^2 - (290 \text{мм})^2} = 70 \text{МПа}$$

$$\sigma_r = \frac{p \cdot r_{вн}^2}{r_H^2 - r_{вн}^2} \left(1 - \frac{r_{вн}^2}{r_H^2}\right) = \frac{32 \text{МПа} \cdot (290 \text{мм})^2}{(350 \text{мм})^2 - (290 \text{мм})^2} \left(1 - \frac{(290 \text{мм})^2}{(350 \text{мм})^2}\right) = 22 \text{МПа}$$

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r_{вн}^2}{r_H^2 - r_{вн}^2} \left(1 + \frac{r_{вн}^2}{r_H^2}\right) = \frac{32 \text{МПа} \cdot (290 \text{мм})^2}{(350 \text{мм})^2 - (290 \text{мм})^2} \left(1 + \frac{(290 \text{мм})^2}{(350 \text{мм})^2}\right) = 118 \text{МПа}$$

По энергетической теории прочности эквивалентное растягивающее напряжение в стенках гидроцилиндра  $\sigma_{эКВ}$ , можно определить по следующей формуле:

$$\sigma_{эКВ} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2} \quad (13)$$

$$\sigma_{эКВ} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_z - \sigma_t)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2}$$

Подставим полученные значения напряжений и рассчитаем эквивалентное напряжение, возникающее в стенках гильзы при действии максимального давления:

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(70 - 118)^2 + (70 - 22)^2 + (118 - 22)^2} = 83,1 \text{ МПа}$$

Условие прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} \leq \sigma_{\text{T}};$$

$$83,1 \text{ МПа} \leq 750 \text{ МПа};$$

Условие прочности выполняется.

Находим коэффициент запаса:

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{750 \text{ МПа}}{83,1 \text{ МПа}} = 9,02$$

Коэффициент запаса является достаточным для данной гильзы.

Расчет гильзы гидроцилиндра в программе SolidWorks.

Составим расчетную схему:

Для этого создаем 3d модель по размерам гильзы, с обеих сторон цилиндра закрепляем его, по внутренней плоскости этого цилиндра нагружаем его давлением в 32 МПа.

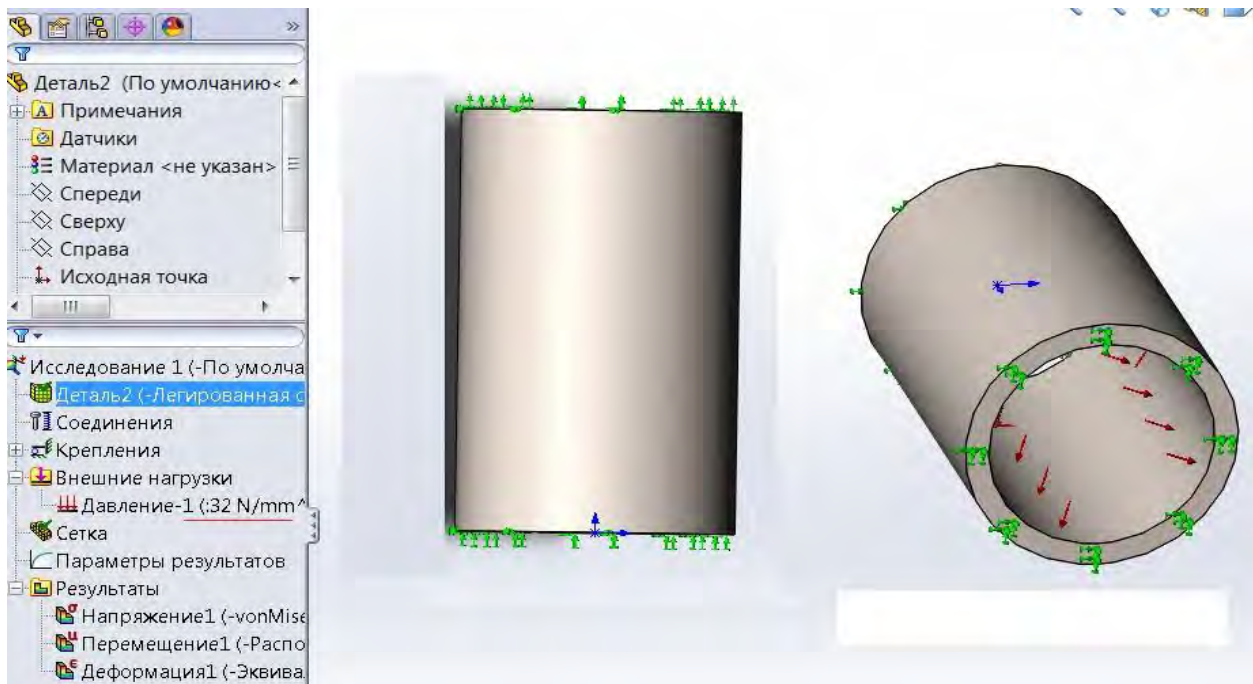


Рисунок №1 – Расчетная схема.

Результаты расчетов показывают, что максимальное давление в стенке 254,2 МПа, что является меньшим чем предел текучести для стали 40ХН и максимальные деформации стенки по вздутию равны 0,246 мм.

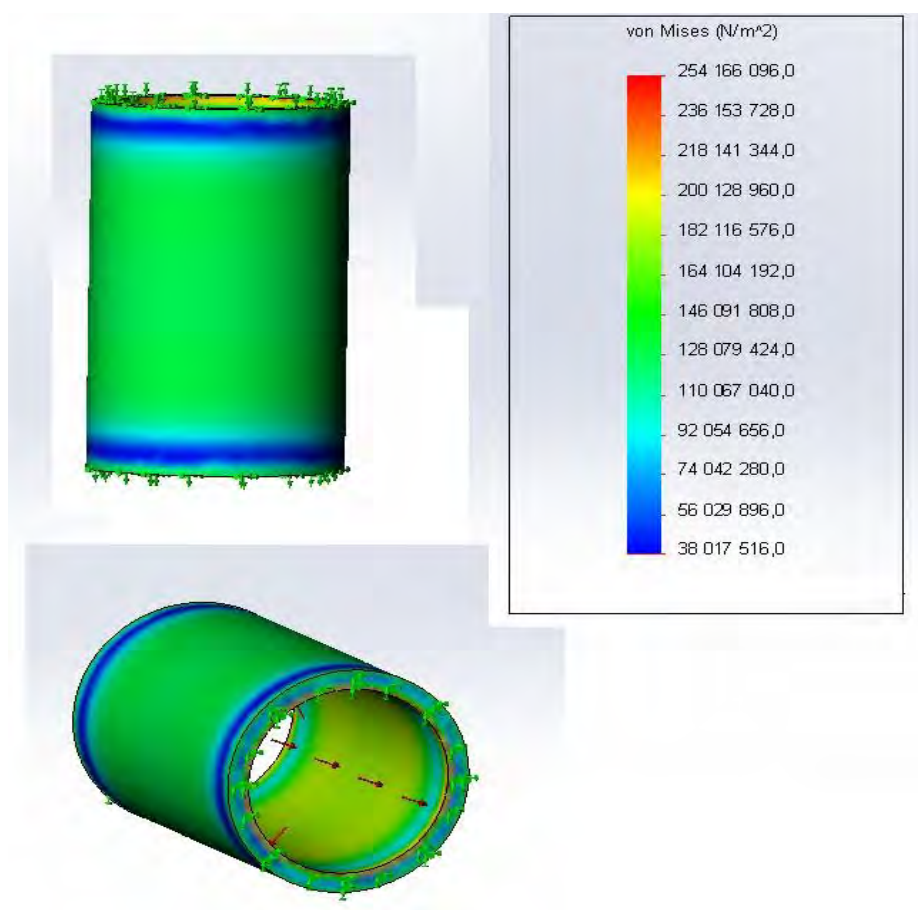


Рисунок №2 – Эпюра напряжений.

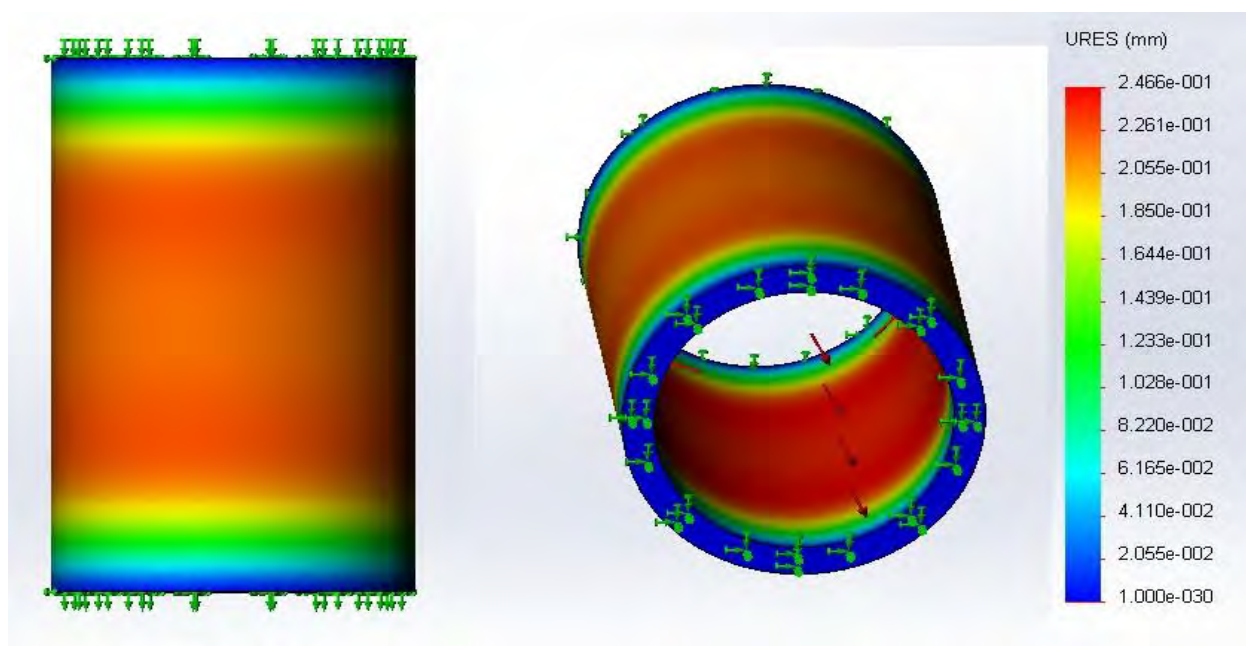


Рисунок №2 – Эпюра перемещений (раздутие).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

### 1.3.4 Прочностной расчет днища гидроцилиндра.

Исходные данные:

$R = 290$  мм – внутренний диаметр задней крышки;

$p = 32$  МПа – максимальное давление в гидроцилиндре;

$\delta = 81,5$  мм – минимальная толщина

Материал, из которого изготовлена крышка:

Сталь 45 ГОСТ 1055-88, с пределом текучести  $\sigma_T = 320$  МПа.

Толщина днища гидроцилиндра определяется из формулы, применяемую для расчета круглых пластин, нагруженных равномерно распределенным давлением:

$$\sigma_{max} = \frac{3 \cdot p \cdot R^2}{4 \cdot \delta^2}$$

Подставим исходные данные в формулы и рассчитаем максимальные напряжения:

$$\sigma_{max} = \frac{3 \cdot 32 \text{ МПа} \cdot (290 \text{ мм})^2}{4 \cdot (81,5 \text{ мм})^2} = 303 \text{ МПа}$$

Условие прочности:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_T$$

$$303 \text{ МПа} \leq 320 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

Находим коэффициент запаса:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{320 \text{ МПа}}{303 \text{ МПа}} = 1,06$$

### 1.3.5 Расчет болтового соединения крышки плунжера

Болты рассчитываем на растяжение.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Условие прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \kappa_1 \cdot \frac{R}{A \cdot n} \leq [\sigma_p] \quad (18)$$

где  $\kappa_1$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки,  $\kappa_1 = 1,2$ ;

$n$  – количество болтов;

$R$  – усилие, воспринимаемое болтами, Н;

$A$  – площадь сечения болта,  $m^2$

Для стали 30 допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma_p] = 95 \text{ МПа}$

Усилие воспринимаемое болтами:

$$R = p \cdot A \quad (19)$$

где  $p$  – давление в гидроцилиндре, МПа;

$A$  – площадь стенки, на которую действует давление,  $m^2$ .

$$A = 30 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{3,14}{4} (0,58^2 - 0,56^2) \right) = 536940 \text{ Н}$$

Тогда:

$$\sigma_p = \kappa_1 \cdot \frac{R}{\frac{3,14 \cdot d^2}{4} \cdot n} \leq [\sigma_p]$$

Диаметр болта принимаю  $d=36$  мм.

Следовательно:

$$\sigma_p = 1,2 \cdot \frac{536940}{\frac{3,14 \cdot 0,036^2}{4} \cdot 8} = 80 \text{ МПа} \leq 95 \text{ МПа}$$

Следовательно болты выдержат прилагаемое усилие.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1.4 Определение потребных расходов и требуемых давлений

### ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

#### 1.4.1 Расход, потребляемый исполнительными механизмами

При холостом ходе жидкость насосом нагнетается только в гидроцилиндры В и С, а в плунжерный гидроцилиндр А жидкость поступает самотеком из отдельно выполненного бака за счет разряжения в плунжерном гидроцилиндре. Разряжение происходит, благодаря тому что штоки гидроцилиндров В и С жестко связаны с плунжером гидроцилиндра А. При рабочем ходе жидкость от насоса будет поступать во все три гидроцилиндра.

Отсюда следуют следующие зависимости.

Потребляемый расход  $Q$ , л/мин:

Гидроцилиндров В и С при холостом ходе:

$$Q_H = 2 \cdot Q_{BC} = 2 \cdot V_{XX}^{B,C} \cdot A_{порш}^{B,C}, \quad (31)$$

где  $A_{порш}^{BC}$  - площадь поршневой полости гидроцилиндров В и С, м<sup>2</sup>

$$Q_H = Q_{BC}^{порш} = 2 \cdot (0,03...0,04) \times 0,00785 = 28,26...37,68 \text{ л/мин},$$

Гидроцилиндров В и С при обратном ходе:

$$Q_H = 2 \cdot Q_{BC} = 2 \cdot V_{XX}^{B,C} \cdot A_{шток}^{B,C}, \quad (32)$$

где  $A_{шток}^{BC}$  - площадь поршневой полости гидроцилиндров В и С, м<sup>2</sup>

$$Q_{BC}^{шток} = 2 \cdot (0,04...0,05) \times 0,00588 = 28...34,8 \text{ л/мин},$$

Плунжера А и гидроцилиндров В и С во время рабочего хода:

$$Q_H = 2 \cdot Q_{B,C} + Q_A = 2 \cdot V_{PX}^{B,C} \cdot A_{порш}^{B,C} + V_{PX}^A \cdot A^A,$$

где  $V_{PX}^{BC} = V_{PX}^A = (1...2) \text{ мм/с}$  - скорость рабочего хода исполнительных механизмов.

$$Q_H = 2 \cdot (0,001...0,002) \cdot 0,00785 + (0,001...0,002) \cdot 0,246 = 15,702...31,404 \text{ л/мин}.$$

Где  $Q = 0,942...1,884$  л/мин – это расход поступающий в гидроцилиндры В и С.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$Q = 14,76 \dots 29,52$  л/мин – это расход поступающий в плунжер А.

#### 1.4.2 Требуемое давление в полостях исполнительных механизмов

Требуемое давление определяется предварительно, без учета потерь в напорной, сливной магистралях, в гидроаппаратуре и в исполнительных механизмах.

Требуемое давление гидроцилиндров  $p_{тр}$ , Па:

$$p_{тр} = \frac{R}{A}, \quad (33)$$

где  $A$  – площадь полости, в которую происходит нагнетание,  $m^2$ ;

$R$  – нагрузка на штоке, Н;

Требуемое давление  $p_{тр,пл}^A = \frac{6600000}{0,246} = 26,8 МПа$

Требуемое давление в гидроцилиндрах В и С:

$$p_{тр}^{BC} = \frac{200000}{0,00785} = 25,4 МПа$$

## 1.5 Выбор масла в качестве рабочей жидкости

### 1.5.1 Свойства и функции рабочих жидкостей гидропривода. Требования к рабочим жидкостям

В гидроприводе обычно жидкость выполняет роль и смазки и кинематического звена.

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

Считается, что в идеале рабочая жидкость современного гидропривода должна быть:

1. Определенным соотношением вязкости с величиной зазоров в щелевых уплотнениях агрегатов, обеспечивающим на номинальных силовых и температурных режимах работы высокую их герметичность.

2. Малым изменением 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. Нетоксичностью 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 адсорбированием воздуха и незначительным пенообразованием.

13. Растворимостью в существующих гидравлических жидкостях.

14. Высокими изолирующими и диэлектрическими свойствами.

15. Прозрачностью или отличительной окраской.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

17.Отсутствием неприятного запаха.

18.Недефицитностью и низкой стоимостью исходных материалов для производства рабочей жидкости.

Приведенные свойства носят обобщающий характер, т. е. отражают соотношение ряда более конкретных свойств. Так, например, под хорошими свойствами смазки понимается комплекс таких свойств рабочей жидкости, как снижать трение, а, следовательно, и потери мощности на трение, т. е. повышать механический КПД пар трения; снижать износ пар трения, т. е. повышать их ресурс (долговечность); отводить тепло от пар трения, т. е. в определенной мере повышать их безотказность; защищать детали агрегатов от коррозии; снижать вибрацию и шум; удалять (вымывать) из зоны трения и щелевых уплотнений продукты износа и другие загрязняющие примеси, т. е. повышать надежность агрегатов.

Многие из приведенных свойств рабочих жидкостей находятся в противоречии друг к другу.

Например, применение рабочей жидкости более высокой вязкости позволяет снизить утечки в щелевых уплотнениях, т.е. повысить коэффициент подачи гидронасосов, снизить их абразивный износ, но ухудшает отвод тепла от пар трения, создания гидродинамического слоя смазки, снижает давление на всасывании, что может привести к сокращению температурного диапазона использования гидропривода, к снижению ресурса и безотказности насоса, повышению вибрации и уровня шума и т. п. Применение рабочей жидкости более низкой вязкости может существенно снизить, например, пожаробезопасность гидропривода. Естественно, что рабочие жидкости с более широким комплексом высоких эксплуатационных свойств имеют и более высокую стоимость.

В этой связи, выбор рабочей жидкости для конкретного гидропривода всегда есть компромисс между отдельными ее свойствами. Тем более что относительно той или иной техники ряд перечисленных свойств рабочей жидкости могут иметь практическое значение.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Поэтому, на практике разрабатываются 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 определенной температуре.
2. Вязкость 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 механической деструкции.
10. Совместимость с эластомерами.
11. Содержание механических примесей.
12. Содержание воды.

В определенной мере указанные свойства рабочих жидкостей обуславливаются свойствами исходного сырья или базового масла, а требуемый уровень достигается путем легирования основы, т. е. за счет введения той или иной композиции различного вида присадок.

Легирование масел, рабочих жидкостей и смазок рассматривается сегодня как один из основных факторов, влияющих на повышение надежности техники.

### 1.5.2 Выбор масла

Имеющиеся различия в режимах и условиях работы различного вида техники и в требованиях к их надежности предопределения и различие требований к их маслам. В этой связи широко используется, например, классификация масел по преимущественным областям их применения, согласно которой все масла подразделяются на следующие основные группы: промышленные, моторные,

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

трансмиссионные, турбинные, компрессорные, трансформаторные, специальные гидравлические рабочие жидкости, масла для холодильных машин и другие.

Индустриальные масла - это группа масел с наиболее широкой номенклатурой (до 35 марок), предназначенных для промышленного оборудования, гидравлических передач, приборов и прочее. Все индустриальные масла имеют высокий индекс вязкости (не менее 85), небольшую зольность (до 0,005%), отсутствие водорастворимых кислот и щелочей. Диапазон режимов и условий эксплуатации данных масел разнообразны, но, как правило, рабочая температура не превышает 60 С.

По режимам работы и условиям эксплуатации индустриальные масла составляют шесть классификационных групп, в том числе:

- группа масел И, включающая марки И-5А, И-8А, И-12А, И-20А, И-30А, И-40А, И-50А, И-70А, И-100А по ГОСТ 20799-75. Это масла общего назначения, не содержащие присадок (в некоторые из них вводится только де-прессатор), предназначенные, в основном, для мало- и средненагруженных зубчатых передач и гидропривода с рабочим давлением до 15 МПа;

- группа масел ИГП, включающая марки ИГП-4, ИГП-6, ИГП-8, ИГП-14, ИГП-18, ИГП-30, ИГП-33, ИГП-49, ИГП-72, ИГП-91, ИГП-114 по ТУ 38 101413-78. Эти масла, в отличие от группы масел И, содержат комплекс про-тивоизносной, антиокислительной, антикоррозионной и антипенной присадок и предназначены в основном, для средне- и высоконагруженных гидроприводов с рабочим давлением выше 15 МПа. Ресурс этих масел, т. е. срок смены в 2-4 раза выше;

- группа масел ИНСП, включающая марки ИНСП-20, ИНСП-40, ИНСП-65, ИНСП-100 по ТУ 38 101672-75. Эти масла кроме противоизносных содержат и антискачковые присадки и предназначены, в основном, для смазывания направляющих металлорежущих станков с рывками и сменой направления движения сопрягаемых узлов;

- группа масел ИРП, включающая марки ИРП-40, ИРП-75, ИРП-150 по ТУ 38 101451-78. Эти масла содержат комплекс противозадирной, ротивоиз-носной и антиржавейной присадок и предназначены, в основном, для использования в

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

зубчатых передачах, а также циркуляционных системах различного оборудования, работающего при высоких нагрузках.

Из всех выше перечисленных масел, я выбираю индустриальное масло ИГП-30 по ТУ 38 101413-78, которое содержит комплекс противоизносной, антиокислительной, антикоррозионной и антипенной присадок и предназначено для средне- и высоконагруженных гидроприводов с рабочим давлением выше 15 МПа.

Допускаемый температурный предел рабочей жидкости колеблется от -30 до +60 °С.

Верхний предел рабочей температуры не превышает 60 °С.

- Минимально допускаемая вязкость:

Определяется с точки зрения допустимых утечек:

$$v_{\min} = 20 \text{ сСт};$$

- Номинальная вязкость:

Вязкость, при которой достигается наилучший баланс между объемным и механическим КПД:

$$v_{\text{НОМ}} = 29-32 \text{ сСт};$$

- Максимально допускаемая вязкость:

Принимается с учетом всасывающей способности гидронасосов:  $v_{\max} = 1000 \text{ сСт}$ .

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1.6 Расчет утечек и потерь давления в гидросистеме

### 1.6.1 Утечки в гидросистеме

Расчет утечек производится в каждый отрезок времени для того, чтобы определить фактическую подачу насоса. Их величина зависит от того, какие аппараты работают в данный отрезок времени.

Величину утечек можно определить через объемный КПД:

$$\eta_o = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{теор}}}, \quad (36)$$

где  $Q_{\text{теор}}$  - теоретическая подача, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{\text{факт}}$  - фактическая подача насоса, м<sup>3</sup>/с:

$$Q_{\text{факт}} = Q_{\text{теор}} - Q_{\text{ут}}, \quad (37)$$

$Q_{\text{ут}}$  - величина утечек в гидросистеме, м<sup>3</sup>/с.

Таким образом:

$$\eta_o = \frac{Q_{\text{теор}} - Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{теор}}},$$

Откуда:

$$\eta_o = 1 - \frac{Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{теор}}}, \quad (38)$$

Отсюда следует, что величина утечек  $Q_{\text{ут}}$ , м<sup>3</sup>/с:

$$Q_{\text{ут}} = Q_m \cdot (1 - \eta_o), \quad (39)$$

где  $Q_m$  - теоретический расход, м<sup>3</sup>/с;

$\eta_o$  - объемный КПД.

Примем для гидроцилиндров,  $\eta_o = 0,98$ .

Промежуток времени при холостом ходе в основной напорной магистрали:

$$Q_{\text{ут}}^{XX} = Q_{\text{ут}}^{КП} + Q_{\text{ут}}^{P_i} + Q_{\text{ут}}^{ГЦ-C} + Q_{\text{ут}}^{ГЦ-B},$$

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где  $Q_{ym}^{KП1}$  - утечки через предохранительный клапан КП1, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ym}^{P1}$  - утечка в распределителе P1, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ym}^{ГЦ-B}$  - утечка в гидроцилиндре В, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ym}^{ГЦ-C}$  - утечка в гидроцилиндре С, м<sup>3</sup>/с.

Рассчитаю суммарные утечки в гидроцилиндрах В и С:

$$Q_{ym}^{ГЦ-B,C} = 38 \cdot (1 - 0,98) = 0,76 \text{ л/мин.}$$

Утечки в гидросистеме при холостом ходе:

$$Q_{ym}^{XX} = 0,65 + 0,2 + 0,76 = 1,61 \text{ л/мин.}$$

Промежуток времени при холостом ходе в линии управления:

$$Q_{ym}^{XX1} = Q_{ym}^{KП2} + Q_{ym}^{P2},$$

где  $Q_{ym}^{P2}$  - утечки в распределителе P2, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ym}^{KП2}$  - утечки в предохранительном клапане КП2, м<sup>3</sup>/с.

Таким образом, утечки в линии управления:

$$Q_{ym}^{XX1} = 0,04 \text{ л/мин.}$$

Промежуток времени при рабочем ходе:

$$Q_{ym}^{PX} = Q_{ym}^{PX} + Q_{ym}^{P1} + Q_{ym}^{ГЦ-B} + Q_{ym}^{P3} + Q_{ym}^{ГЦ-C} + Q_{ym}^{PД} + Q_{ym}^{КО} + Q_{ym}^{ГЦ-A},$$

где  $Q_{ym}^{ГЦ-A}$  - утечки в плунжере А, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ym}^{КО}$  - утечки в обратном клапане ОК, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ym}^{PД}$  - утечки в реле давления РД, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ym}^{P3}$  - утечки в распределителе P3, м<sup>3</sup>/с.

Расчет суммарных утечек в гидроцилиндрах В и С:

$$Q_{ym}^{ГЦ-B,C} = 38 \cdot (1 - 0,98) = 0,76 \text{ л/мин.}$$

Расчет утечек в плунжере А:

$$Q_{ym}^{ГЦ-A} = 1,9 \cdot (1 - 0,98) = 0,038 \text{ л/мин.}$$

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Таким образом, суммарные утечки в гидросистеме во время рабочего хода:

$$Q_{ут}^{PX} = 0,65 + 0,2 + 0,76 + 0,038 + 0,04 + 0,025 + 0,005 = 1,718 \text{ л/мин.}$$

Промежуток времени при обратном ходе:

$$Q_{ут}^{OX} = Q_{ут}^{КП1} + Q_{ут}^{P1} + Q_{ут}^{ГЦ-C} + Q_{ут}^{ГЦ-B},$$

где  $Q_{ут}^{КП1}$  - утечки через предохранительный клапан КП1, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ут}^{P1}$  - утечки в распределителе P1, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ут}^{ГЦ-B}$  - утечки в гидроцилиндре В, м<sup>3</sup>/с;

$Q_{ут}^{ГЦ-C}$  - утечки в гидроцилиндре С, м<sup>3</sup>/с.

Рассчитаю суммарные утечки в гидроцилиндрах В и С:

$$Q_{ут}^{ГЦ-B,C} = 35 \cdot (1 - 0,98) = 0,7 \text{ л/мин.}$$

Утечки в гидросистеме при обратном ходе:

$$Q_{ут}^{OX} = 0,65 + 0,2 + 0,7 = 1,55 \text{ л/мин.}$$

Диаграмма суммарных утечек представлена на рисунке 16.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

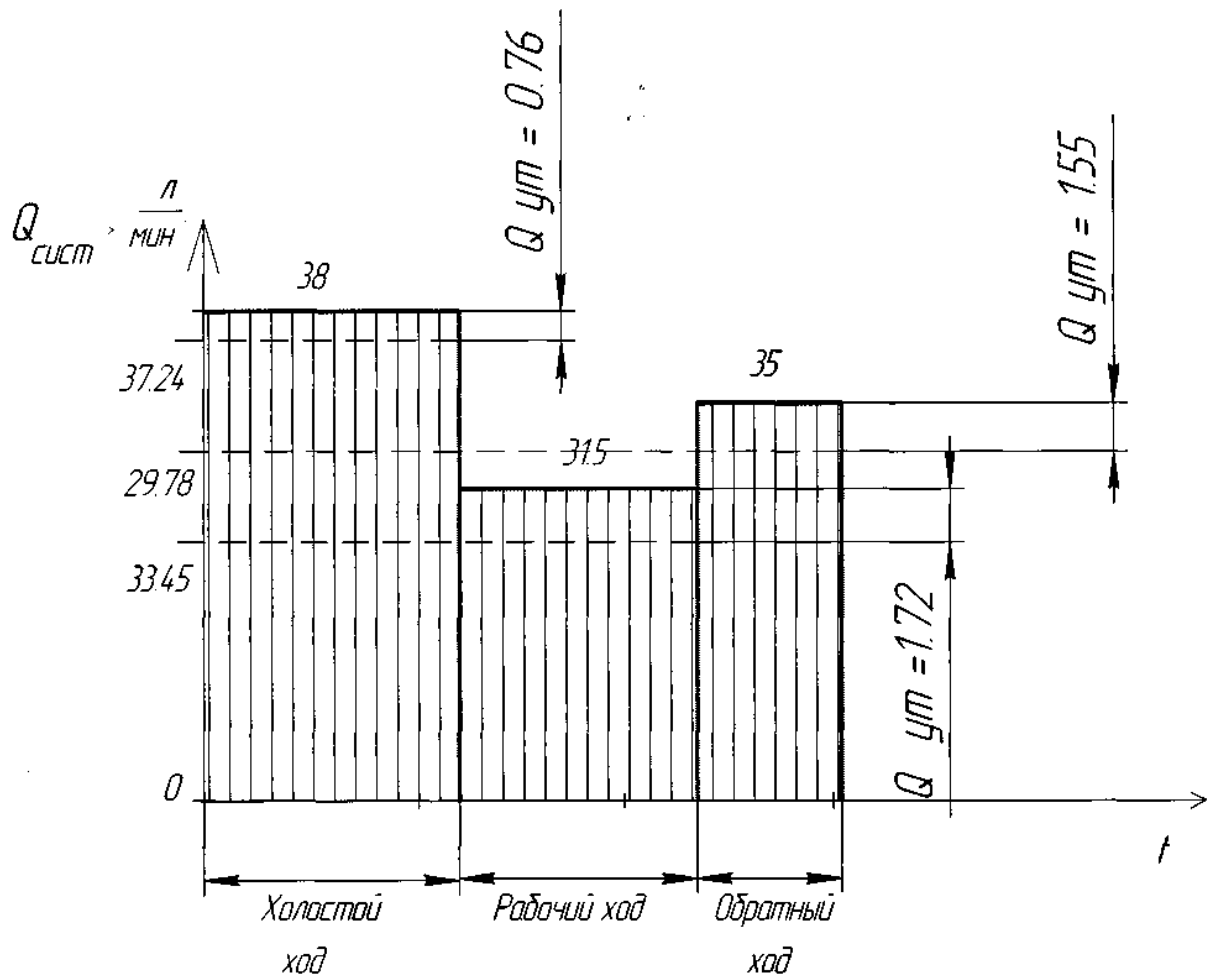


Рисунок 16 - Диаграмма требуемого расхода на выходе насосной станции

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ

Лист

42

## 1.6.2 Давление на выходе насосной станции

Давление на выходе насосной станции включает потери давления  $\Delta p$ , определяемые по формуле:

$$\Delta p = \Delta p_{mp} + \Delta p_{MC},$$

где  $\Delta p_{MC}$  - потери давления на местных сопротивлениях, Па;

$\Delta p_{mp}$  - потери давления в трубопроводе, Па:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_{mp}} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}, \quad (40)$$

где  $V$  – скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с:

$$V = \frac{Q}{A}, \quad (41)$$

где  $Q$  – расход жидкости в трубопроводе, м<sup>3</sup>/с;

$A$  – площадь «живого» сечения трубопровода, м<sup>2</sup>:

$$A = \frac{\pi \cdot d_{mp}^2}{4}, \quad (42)$$

где  $d_{mp}$  - внутренний диаметр трубопровода.

Тогда:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{mp}^2} \quad (43)$$

Следовательно:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \cdot \frac{L}{d_{mp}} \cdot \rho \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot d_{mp}^4} \quad (44)$$

где  $L$  - длина трубопровода, примем для напорной и сливной линии  $L = 2$ м;

$\rho$  - плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  - коэффициент гидравлического трения.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для ламинарного режима течения коэффициент гидравлического трения определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (45)$$

Для турбулентного режима течения коэффициент гидравлического трения можно определить по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( k + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (46)$$

где  $k$  – относительная шероховатость стенок:

$$k = \frac{\Delta}{d_{mp}}, \quad (47)$$

где  $\Delta$  - абсолютная эквивалентная шероховатость стенок, для резиновых гибких рукавов  $\Delta=0,03$  мм [4, стр. 39, табл. 4.1].

$\text{Re}$  – число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d_{mp}}{\nu},$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы, м;

$\nu$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

$V$  – скорость течения жидкости в трубопроводе,  $\text{м}/\text{с}$ :

При этом:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{mp}^2}$$

Тогда:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{mp} \cdot \nu} \quad (48)$$

В качестве рабочей жидкости принято масло ИГП-30 по ТУ 38.101413-97 [2, стр. 10, табл. 1.1]:

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Плотность  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ ;

Вязкость  $\nu_{50} = 28...31 \text{ мм}^2 / \text{с (сСТ)}$ .

Для плунжера А во время рабочего хода:

$$p_{нА}^{рх} = p_{нА} + \Delta p_{трА} + \Delta p_{рз} + \Delta p_{ок} + \Delta p_{фн}$$

где  $p_{нА}$  - давление в плунжере, МПа:

$$p_{нА} = \frac{R_A + F_{тр,А}}{A_{нА}}$$

где  $F_{тр,А}$  - сила трения в плунжере А, Н:

$$F_{тр,А} = 0,1 \cdot R_A,$$

где  $R_A$  - нагрузка на штоке гидроцилиндров А, Н.

Тогда:

$$p_{нА} = \frac{R_A + 0,1 \cdot R_A}{A_{нА}},$$

Отсюда

$$p_{нА} = \frac{1,1 \cdot R_A}{A_{нА}}$$

Следовательно,

Для плунжера А:

$$p_{нА}^{рх} = \frac{1,1 \cdot R_A}{A_{нА}} + \Delta p_{трА} + \Delta p_{рз} + \Delta p_{ок} + \Delta p_{фн}$$

Относительная шероховатость стенок рукава:

$$k = \frac{0,03}{10} = 0,003$$

Число Рейнольдса:

При расходе в плунжере А  $Q = 29,52 \text{ л/мин} = 0,000492 \text{ м}^3/\text{с}$ .

$$Re = \frac{4 \cdot 0,000492}{3,14 \cdot 0,010 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 2089$$

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Режим течения жидкости является ламинарным, поэтому коэффициент гидравлического трения определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{75}{2089} = 0,036$$

Определяются потери давления в трубопроводе А:

$$\Delta p_{mpA} = 0,036 \cdot \frac{2}{0,010} \cdot 890 \cdot \frac{0,000492^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,010^4} = 12,6 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Во время рабочего хода нагрузка на плунжере А равна  $R = 6600000 \text{ Н}$ . Таким образом, требуемое давление в плунжере А во время рабочего хода:

$$p_{нА}^{рх} = 0,0126 + 0,5 + 0,3 + 0,08 + \frac{1,1 \cdot 6600000}{0,246} = 29,5 \text{ МПа}$$

$$p_{нВ-С}^{ох} = (\Delta p_{ф.С} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{mpB-C}) \cdot \frac{A_{нВ-С}}{A_{умВ-С}} + \frac{1,1 \cdot R_{B-C}}{A_{умВ-С}} + \Delta p_{mpB-C} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{фн}$$

$$p_{нВ-С}^{ох} = (0,03 + 0,4 + 0,0728) \cdot \frac{0,00785}{0,00588} + \frac{1,1 \cdot 8800}{0,00588} + 0,0728 + 0,4 + 0,08 = 1,64 \text{ МПа}$$

Диаграмма требуемого давления на выходе насосной станции  $p_u$  представлена на рисунке 16.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

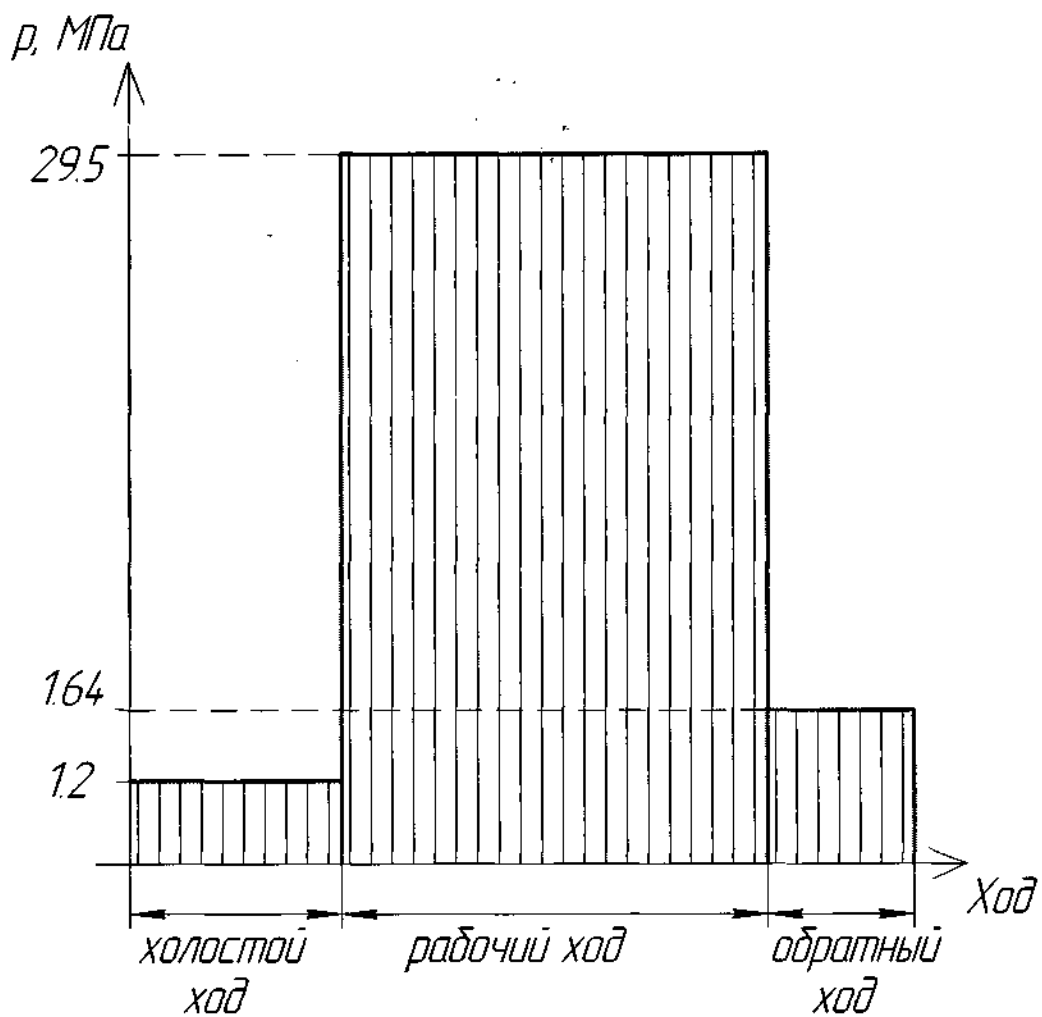


Рисунок 16 - Диаграмма требуемого давления на выходе насосной станции

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ

Лист

47

## 1.7 Проектирование насосной станции с обоснованием выбора насоса

### 1.7.1 Проектирование насосной станции

Гидравлическая схема представлена на рисунке 11.

Гидравлический пресс состоит из трех исполнительных механизмов: двух гидроцилиндров усилием по 20 тонн каждый и плунжера с усилием 660 тонн.

Были предложены два варианта схемы гидравлического пресса:

1. Из описанного выше принципа работы разрабатываемого гидропресса, в котором при холостом ходе плунжер заполняется жидкостью через отдельно стоящий гидробак Б2. При этом жидкость поступает самотеком через клапан наполнения, линия управления которого соединена с пластинчатым насосом.

2. Заполнение плунжера во время холостого хода через отдельно стоящий насос.

При заполнении плунжера во время холостого хода требуется  $Q = 560$  л/мин, который в данном варианте поступает самотеком через клапан наполнения.

Во второй схеме потребуется установка насоса большой производительности  $Q = 560$  л/мин, что приведет к дополнительным затратам мощности, а, следовательно, и к дополнительным материальным затратам на оплату электроэнергии и покупку дорогостоящего оборудования.

### 1.7.2 Выбор насоса

В зависимости от давления питания и максимального расхода в гидросистеме производится подбор насоса. Выбирается сдвоенный секционный насос, состоящий из радиально-поршневого нерегулируемого насоса на давление 32 МПа с дополнительным пластинчатым насосом на давление 6,3 МПа.

Радиально-поршневой насос выполняет работу на выдвигание цилиндров и на запрессовку монтируемой на прессе детали.

Пластинчатый выполняет роль вспомогательного насоса, который подключается к линии управления клапана наполнения. В то время когда клапан

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



наполнения отключен, насос будет работать на слив, пропуская всю жидкость через предохранительный клапан КП 2.

Насос выбираем нерегулируемый, постоянной производительности, так как большую часть времени он работает на максимальный потребный расход необходимый для гидроцилиндров и плунжера ( $Q_{\max} = 38$  л/мин).

Применяем секционный насос 50 НС/2-8 фирмы ХЗГ: Технические данные [3, стр. 58]:

а.) Радиально - поршневой

насос: Рабочий объем  $q = 32$  см<sup>3</sup>;

Номинальная частота вращения  $n_{\text{ном}} = 1500$  об/мин

; Номинальное давление  $p_{\text{ном}} = 32$  МПа; Теоретическая

подача насоса  $Q_{\text{теор}}$ :

$$Q_{\text{теор}} = q \cdot n \quad (50)$$

где  $q$  - рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>;

$n$  - частота вращения вала приводного двигателя, об/мин.

$$Q_{\text{теор}} = 0,032 \cdot 1500 = 48 \text{ л/мин.}$$

Фактическая подача насоса  $Q_{\text{факт}}$ :

$$Q_{\text{факт}} = \frac{q \cdot n \cdot \eta_o}{1000},$$

где  $n$  - частота вращения приводного двигателя, об/мин;

$\eta_o$  - объемный КПД насоса, примем  $\eta_o = 0,95$ .

$$Q_{\text{ф}} = \frac{32 \cdot 1500}{1000} \cdot 0,95 = 45,6 \text{ л/мин.}$$

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

б.) Пластинчатый насос: Рабочий объем  $q = 8 \text{ см}^3$ ;

Номинальная частота вращения  $n_{\text{ном}} = 1500 \text{ об/мин}$  ;

Номинальное давление  $p_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$ ;

Теоретическая подача насоса  $Q_{\text{теор}}$ :

$$Q_{\text{теор}} = q \cdot n ,$$

где  $q$  - рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$  ;

$n$  - частота вращения вала приводного двигателя, об/мин.

$$Q_{\text{теор}} = 0,008 \cdot 1500 = 12 \text{ л / мин.}$$

Фактическая подача насоса  $Q_{\text{факт}}$  :

$$Q_{\text{факт}} = \frac{q \cdot n \cdot \eta_o}{1000} ,$$

где  $n$  - частота вращения приводного двигателя, об/мин;

$\eta_o$  - объемный КПД насоса, примем  $\eta_o = 0,95$ .

$$Q_{\text{н}} = \frac{8 \cdot 1500}{1000} \cdot 0,95 = 11,4 \text{ л/мин}$$

Определим потребную мощность насосной станции:

$$N_{\text{потрНС}} = Q_{\text{н max}} \cdot p_{\text{н max}} ,$$

где  $Q_{\text{н max}}$  - максимальный расход насоса, л/мин;

$p_{\text{н max}}$  - максимальное давление, создаваемое насосом, МПа.

Для радиально - поршневого насоса:

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_{H \max} = 45,6 \text{ л / мин} = \frac{45,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}}{60} = 0,00076 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

$$N_{\text{потрНС}} = 0,00076 \cdot 32 \cdot 10^6 = 24,32 \text{ кВт}$$

Для пластинчатого насоса:

$$Q_{H \max} = 11,4 \text{ л / мин} = \frac{11,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}}{60} = 0,00019 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

$$N_{\text{потрНС}} = 0,00019 \cdot 6,4 \cdot 10^6 = 1,22 \text{ кВт}$$

При этом суммарная мощность:

$$\sum N_{\text{потрНС}} = 24,32 + 1,22 = 25,54 \text{ кВт}$$

### 1.7.3 Подбор электродвигателя

Подбор электродвигателя производится в зависимости от максимальной мощности необходимой для насосной станции. Потребная мощность насосной станции:

$$N_{\text{потрНС}} = 25,54 \text{ кВт}$$

Определим приблизительную требуемую мощность приводного электродвигателя  $N_{\text{дв}}$ , Вт:

$$N_{\text{дв}} = \frac{P_{\max} \cdot Q_H}{\eta_{\Sigma}}, \quad (51)$$

где  $\eta_{\Sigma}$  - суммарный КПД насоса и электродвигателя:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{нас}}, \quad (52)$$

где  $\eta_{\text{дв}}$  - КПД электродвигателя, примем  $\eta_{\text{дв}} = 0,92$ ;

$\eta_{\text{нас}}$  - КПД насоса, примем  $\eta_{\text{нас}} = 0,90$ .

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\eta_{\Sigma} = 0,90 \cdot 0,92 = 0,84.$$

Тогда:

$$N_{\text{дв}} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 0,00076}{0,84} = 28,9 \text{ кВт.}$$

Применяем трехфазный асинхронный короткозамкнутый двигатель серии 4АН180S4У3 (при синхронной частоте вращения 1500 об/мин) климатического исполнения У, категории 3 по ГОСТ 15150-69, общего применения предназначены для продолжительного режима работы от сети переменного тока с частотой 50 Гц.

Технические данные [1, стр.534, табл.1]:

Мощность  $N = 30 \text{ кВт}$

Синхронная частота вращения  $n = 1500 \text{ об/мин}$ .

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## Заключение

В процессе проделанной работы по специальной части были произведены основные проектировочные расчеты гидроцилиндра рабочего хода, определены параметры насосной станции, подобран насос и агрегат насосной станции. Также были спроектированы исполнительные механизмы, насосная станция и конструкция самого горизонтального пресса усилием для запрессовки кранового колеса на ось усилием 700 тонн.

Новое оборудование позволит работникам ремонтной службы ОАО «Челябвтормет» более быстро и качественно ремонтировать крановое оборудование..

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## Библиографический список

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. -5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 557 с, ил.
2. Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный каталог. - М.: Секция "Машиностроение" РИА, 1995. - 624 с: ил.
3. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1995. - 448 с: ил. (Б-ка конструктора).
4. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.И. Столяров - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. - 208 с.
5. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. – 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 728 с, ил.
6. Элементы гидропривода (Справочник). Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. "Техніка", 1969, 320 стр.
7. Гидроцилиндры. В.А. Марутов, С.А. Павловский - М.: Машиностроение, 1966.-182 с, ил.
8. Тверской, М.М., Технологические процессы машиностроительного производства: Учебное пособие к курсовому проекту. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. - 130 с.
9. Палей, М.А. Допуски и посадки: Справочник:/ М.А. Палей, А.Б Романов, В.А. Брагинский. - Л.: Политехника, 1991. 4.1.-576с, 4.2. - 607с
10. Справочник технолога - машиностроителя. В 2-х т./ под ред. А. Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1985. - Т.1. - 665с, Т.2. -496с
11. Тверской М.М. Технология и автоматизация механосборочного производства. Ч. 1. Основы технологии механосборочного производства. Конспект лекций.- Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1999.-132 с.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.1. -8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001.-920 с.
13. Руденко П.А., Харламов Ю. А., Плескан В.М. проектирование и производство заготовок в машиностроении. - Киев: Выща школа, 1991. - 361с.

					ЮУрГУ-150302.2018.557.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

14. Проектирование и производство заготовок: Учебное пособие к лабораторным работам / В.В.Матвеев, Л.И.Зайончик, В.И.Иоговский и др. - Челябинск: ЧПИ, 1987. - 49с.
15. Голиков В.Н. Экономическая часть дипломного проекта: Учебное пособие. - Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2000.
16. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования: Официальное издание. - М.: Теринвест, 1994.
17. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник / Под общ. ред. К.М. Великанова. - Л.: Машиностроение, 1990.
18. Шепеленко Г.И. Экономика, организация и планирование производства на предприятии. Учебное пособие. - Ростов - на - Дону: издательский центр «МарТ», 2001.
19. Экономика предприятия (фирмы): Учебник / Под ред. проф. О.И. Волкова и доц. О.В. Девяткина. - М: ИНФРА - М, 2002.
20. Барышев В.И. Применяемость (выбор) масел в качестве рабочей жидкости гидропривода: Учебное пособие. - Челябинск: ЧГТУ, 1993.-71 с.
21. Бургвиц А.Г. Ефремова К.Д., Лагода В.И. Учебное пособие по курсовому проектированию по пневмоприводу. - Челябинск: ЧПИ, 1978.-50с. ГОСТ 19862 - 87. Пневмоприводы. Методы измерения параметров. - М.: Изд-во стандартов. 1988. - 13 с.
22. Барышев В.Н. Надежность и диагностика гидропривода: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. 2003. - 154 с.
23. Форенталь В.И. Уплотнения в гидро-и пневмоприводах: Учебное пособие. – Челябинск: ЧГТУ. 1995. - 78 с.
24. ГОСТ 2.781-96 «Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные».
25. ГОСТ 12.2.086-83 «Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования к монтажу, испытаниям и эксплуатации».

- 26.ГОСТ 12.2.040-79 «Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к конструкции».
- 27.ГОСТ 12.2.073-82 «Сосуды, работающие под давлением. Болты, шпильки, гайки. Технические требования».
- 28.ГОСТ 12.2.033-78 « Системы стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования».
- 29.ГОСТ 12.2.049-80 «Система стандартов безопасности труда. Оборудование производственное. Общие эргономические требования».
- 30.ГОСТ 12.1005-88 «Системы стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».
- 31.ГОСТ 12.1. 003-83 « Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности».
- 32.ГОСТ 12.1.033-81 «Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность. Термины и определения».
- 33.ГОСТ 12.1.004-91 «Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность. Общие требования».
- 34.<http://www.docltd.com.ua/>
- 35.<http://www.gidropress.ru/>
- 36.[www.rusgidravlik.ru](http://www.rusgidravlik.ru)
- 37.<http://www.press-plus.ru/hidraulicpresses.html>
- 38.<http://www.nelidovpressmash.ru/>
- 39.<http://www.stanki-snab.ru/presses/>
- 40.<http://www.wttrade.ru>
- 41.<http://www.msc-mgn.ru/>
- 42.<http://www.kron.spb.ru/page/87/>
- 43.<http://www.gidrateh.ru/kontent/13.html>
- 44.<http://www.rostechno.com/content/>
- 45.«Паспорт пресса для запрессовки крановых колес» ПО «Вторчетмет», 1974г.
- 46.Технологические инструкции ОАО «Челябвтормет», 2001 – 2007г.г