

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 привода трубоотрезного станка
модели 91А53-1

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУРГУ-150302.2020.687 ПЗ ВКР

Руководитель ВКР, к.т.н.
_____ / С.Ю. Битюцких
_____ 2020 г.

Автор ВКР
студент группы ПЗ-557
_____ / Раскатов А.С.
_____ 2020 г.

Нормоконтролер, доцент, к.т.н.
_____ / А.В. Подзерко
_____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Раскатов Пояснительная записка к выпускной квалификационной работе по теме – Модернизация гидравлического привода трубоотрезного станка модели 91А53-1. Выпускная квалификационная работа. – Челябинск: ЮУрГУ, ГиГПС; 2020, 45 с. 13 табл., 20 ил., библиогр. список – 15 наим., 4 листа чертежей формата А1.

Цель выпускной квалификационной работы – модернизировать гидравлический привод станка 91А53-1 и сравнить работу гидросистемы с гидроаккумулятором и без него. В ходе работы произведены расчеты необходимых параметров гидросистемы, подобрана гидроаппаратура, насос, электродвигатель, гидроаккумулятор.

					<i>1503020.2020.687 ПЗ ВКР</i>							
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Модернизация гидравлического привода трубоотрезного станка модели 91а53-1</i>			<i>Лит.</i>		<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Разраб.</i>	<i>Раскатов</i>							<i>В</i>	<i>К</i>	<i>Р</i>	<i>4</i>	<i>51</i>
<i>Пров.</i>	<i>Битюцких</i>							ЮУрГУ Кафедра ГиГПС				
<i>Н.конт.</i>	<i>Подзерко А.В.</i>											
<i>Утв.</i>	<i>Спиридонов Е.К.</i>											

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	8
1.1 Назначение и область применения трубоотрезного станка 91А53-1	11
1.2 Описание принципиальной гидравлической схемы	13
2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА И ВЫБОР ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ..	14
2.1 Определение необходимого давления в гидросистеме	16
2.1.1 Построение диаграмм скоростей движения штоков..	16
2.1.2 Диаграммы потребления расходов исполнительными механизмами	18
2.2. Гидравлические расчеты и подбор аппаратуры	20
2.2.1 Условные проходы..	20
2.2.2 Подбор гидроаппаратуры	21
2.2.3 Выбор рабочей жидкости	25
2.2.4 Расчет утечек в гидросистеме	30
2.2.5 Расчет потерь давления.	31
2.3.Выбор насосной станции.	35
2.3.1 Расчет насосной станции постоянной производительности	35
2.3.2 Выбор электродвигателя	36
2.3.3 Выбор гидробака	37
3 РАСЧЕТ НАСОСНОЙ АККУМУЛЯТОРНОЙ СТАНЦИИ..	38
3.1 Вычисление среднего расхода. Выбор насоса для насосно – аккумуляторной станции	38
3.2 Выбор электродвигателя..	39

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	1503020.2020.687 ПЗ ВКР				

4	РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ АККУМУЛЯТОРА. ВЫБОР АККУМУЛЯТОРА	40
5	ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ И ИХ СРАВНЕНИЕ	42
5.1	Диаграмма мощности для насосной станции постоянной производительности	42
5.2	Диаграмма мощности для насосно-аккумуляторной станции... ..	43
5.3	Сравнение диаграмм мощности.. ..	44
5.4	Обоснование проекта установки гидроаккумулятора	45
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	46
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.	47

ВВЕДЕНИЕ

На многих предприятиях страны актуальна операция по обрезанию стальных труб особенно большого диаметра. Для выполнения этой технологических операций: отрезки дефектных концов гладких стальных труб диаметром от 160мм. до 530мм. используется трубоотрезной станок модели 91А53. Большинство операций осуществляется за счет применения гидропривода.

Применение гидропривода получило широкое распространение в станкостроение. Это объясняется тем, что привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин: бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена гидропередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей, простота управления и автоматизации; простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов от перегрузок; большая передаваемая мощность на единицу массы привода; компактность и малая масса; широкий диапазон регулирования скорости выходного звена и.т.д. К основным недостаткам гидропривода относятся: утечки жидкости из гидросистем; нагрев рабочей жидкости; низкий КПД (по приведенным выше причинам); невозможность передачи энергии на большие расстояния; пожароопасность и.т.д.

При правильном выборе гидросхем и конструирование гидроузлов некоторые из перечисленных недостатков гидропривода можно устранить или значительно уменьшить их влияние на работу машин.

В качестве объекта для дипломного проектирования мне было предложено рассмотреть вопросы модернизации гидропривода трубоотрезного станка модели 91А53. Этот станок эксплуатируется Челябинским трубопрокатным заводом с 1978г.

Целью данной дипломной работы является модернизация насосной станции на насосно - аккумуляторную станцию,, что повысить надежность работы оборудования, сократить простои на ремонт, упростит технологическую наладку, уменьшит шумность работы оборудования.

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Целью проекта является модернизация насосной станции трубоотрезного станка модели 91А53-1.

Гидропривод должен обеспечить функционирование механизма зажима и двух отрезных суппортов по циклу «зажим» - «быстрый подвод» - «рабочая подача» - «стоп» - «быстрый отвод» «отжим».

Сохранение размеров рабочих цилиндров и скорость отрезных суппортов.

Обеспечить надежную и длительную работу гидропривода.

Узлы гидропривода должны быть доступны для обслуживания и ремонта.

1.1.2 Технические характеристики исходного гидропривода трубоотрезного станка:

1. Насосная установка ЗАМПТ 48-83

Назначение: подача рабочей жидкости в гидросистему.

Состав:

а) Насос двойного действия

Назначение: Преобразование механической энергии (крутящий момент, частоту вращения) в гидравлическую энергию (объемный расход, давление).

Тип.....Пластинчатый

Типоразмер.....12Г12-33

Номинальное давление, МПа.....6.3;

б) Электродвигатель

Назначение:

Типоразмер.....4А112МВ;

с) Гидробак.

2. Разделительная гидропанель ПГ53-24

Назначение: Предохранение насосов от перегрузок, а также обеспечение подключения в работу насосов быстрых ходов при быстрых перемещениях гидроцилиндров и разгрузку этих же насосов на гидробак.

Состав:

а) Предохранительные клапаны прямого действия золотникового типа

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Назначение: Ограничение рабочего давления до определенной, заранее заданной величины.

Тип:прямого действия золотникового типа;

б) Обратный клапан

Назначение: Пропускание потока жидкости только в одном направлении.

3. Теплообменник

Назначение: Охлаждение рабочей жидкости

Тип.....воздушный

4. Фильтр

Назначение: Очистка рабочей жидкости

Тип.....пластинчатый

5. Переключатель манометра

6. Манометр

Назначение: Контроль давления в заданных местах гидросистемы

Типоразмер.....МТ-1-60-100-4

7. Гидрораспределители

Назначение: Управление потоком рабочей жидкости и распределение его между исполнительными механизмами гидросистемы.

Тип.....сэлектрогидравлическим управлением

Типоразмер.....34ПГ73-24,54ПГ73-24,54ПГ73-11(3 шт.)

8. Дроссель

Назначение: Регулирование скорости перемещение рабочих органов гидросистемы.

Тип.....регулируемый

Типоразмер.....ПГ55-22

9. Обратные клапаны

Назначение: Пропускание потока жидкости только в одном направлении

Типоразмер.....Г51-24, Г51-22

10. Реле давления (2 шт.)

Назначение: автоматизация контроля и управления режимами работы.

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Тип.....плунжерный

Типоразмер.....ПГ62-11

11. Гидроцилиндры

Назначение: Преобразования гидравлической энергии в механическую.

а) гидроцилиндр зажима: $D=120$ мм; $d=60$ мм;

б) гидроцилиндр отрезных суппортов (2 шт.): $D=125$ мм; $d=70$ мм

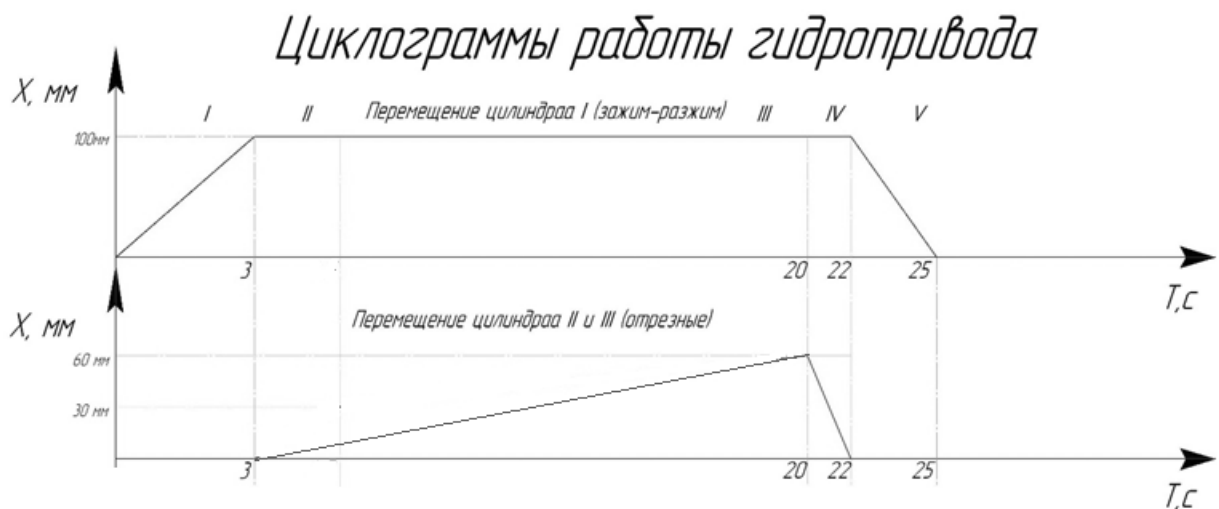


Рисунок 1.1 – Циклограммы перемещения штоков гидропривода

1.1 Назначение и область применения трубоотрезного станка 91А53-1

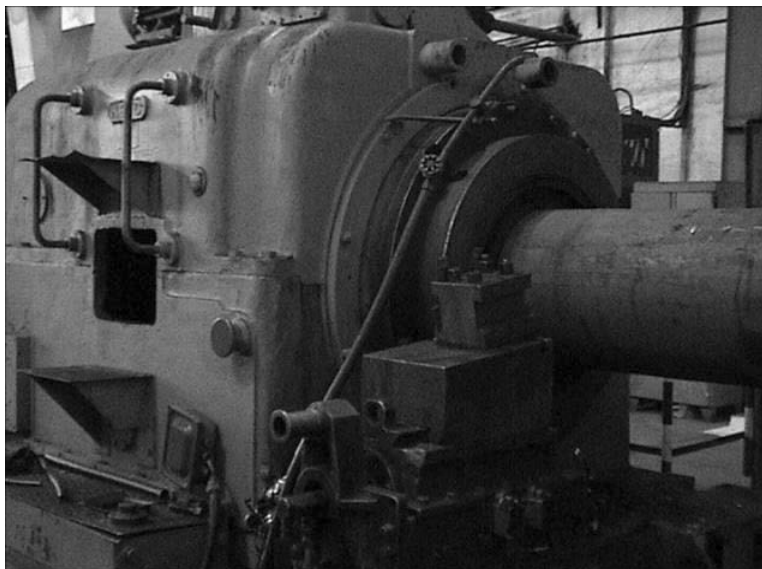


Рисунок 1.2 – Трубоотрезной станок.

Трубоотрезной станок модели 91А53-1 изготовлен на Станкостроительном заводе имени С.М.Кирова в 1975г.

Станок работает по принципу вращения обрабатываемой трубы, загружаемой в станок через полый шпиндель. Станок может отрезать дефектные концы труб и разрезать их на части произвольной длины (без применения упоров). В этом случае загрузка обрабатываемых труб в станок осуществляется с участием оператора до совмещения меловой риски на трубах с плоскостью рабочей кромки режущего инструмента. На станке применяется инструмент, армированный твердым сплавом, что позволяет обрабатывать трубы как из обычных сталей, так и из сталей с высокими прочностными характеристиками. Кроме того, станок работает инструментом из быстрорежущей стали. Класс точности станка – Н.

Таблица 1.1 – Габариты станка

Габарит станка	Длина	Ширина	Высота	Вес
	3285 мм	3220 мм	2500 мм	22000 кг

Таблица 1.2 – Параметры обрабатываемого изделия

Размер обрабатываемого изделия трубоотрезным станком (труба)	Номинальный наружный диаметр трубы; (мм)	Номинальная толщина стенки трубы; (мм)	Наружная фаска; (мм)	Внутренняя фаска; (мм)
	Наименьший 160 Наибольший 530	Наименьшая 5 Наибольшая 40	2х 45°	3х45°

1.2 Описание принципиальной гидравлической схемы

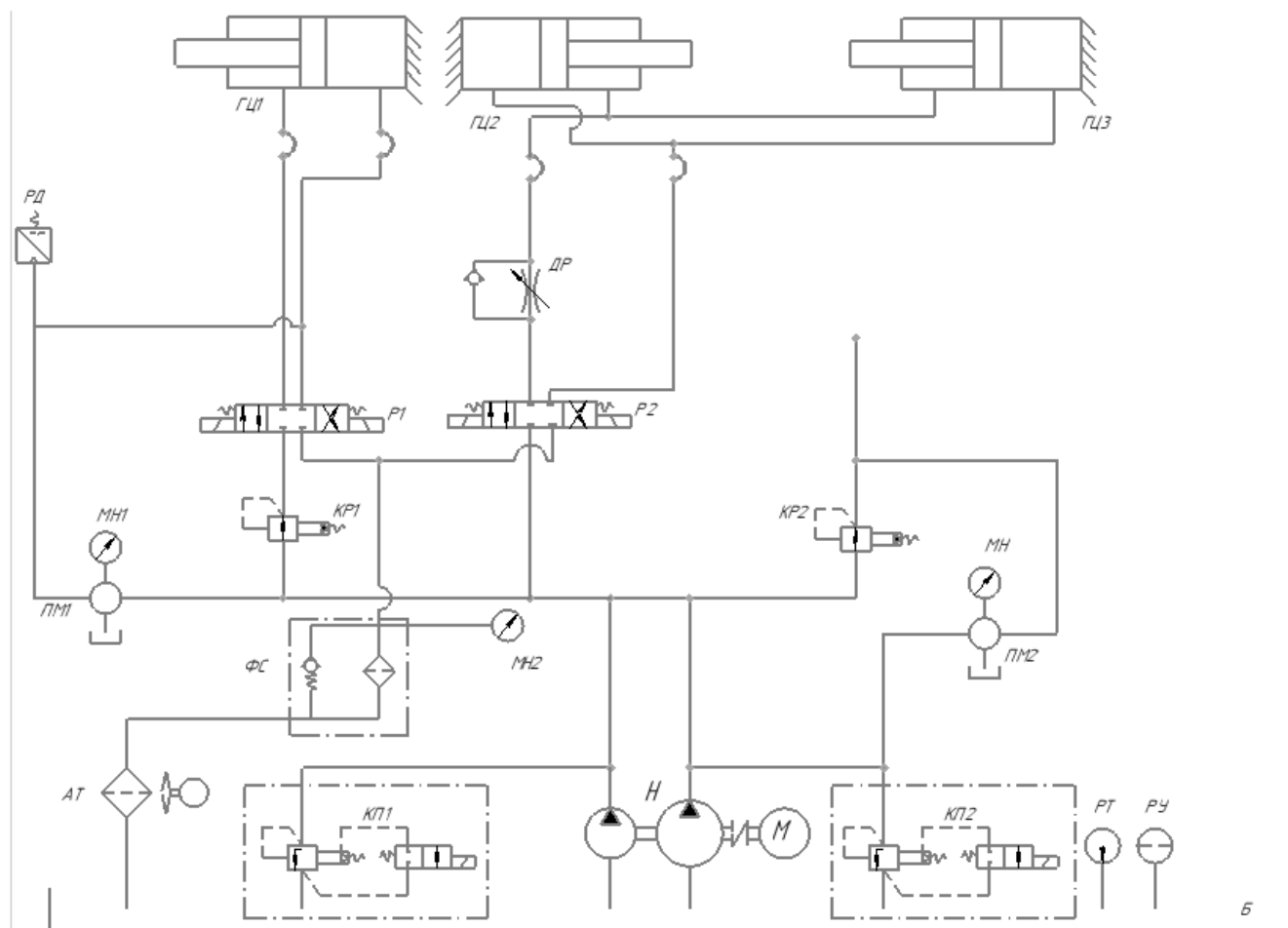


Рисунок 1.3 – Принципиальная схема

В гидроприводе, для регулирования рабочей подачи отрезных суппортов применено дросселирование рабочей подачи жидкости на сливе с использованием регулятора расхода **РР**, что обеспечивает независимость подачи от нагрузки на штоке рабочего цилиндра и плавность перемещения резца, что повышает стойкость резца и улучшает чистоту обрабатываемой поверхности. Установлен редукционный клапан **КР1**, который позволяет понижать давления в гидроцилиндре зажим-разжим ниже давления настройки предохранительных клапанов, а также исключает понижение давления в гидроцилиндре зажим-отжим при перемещении отрезных суппортов.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

1503020.2020.687 ПЗ ВКР

Лист

13

2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА И ВЫБОР ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

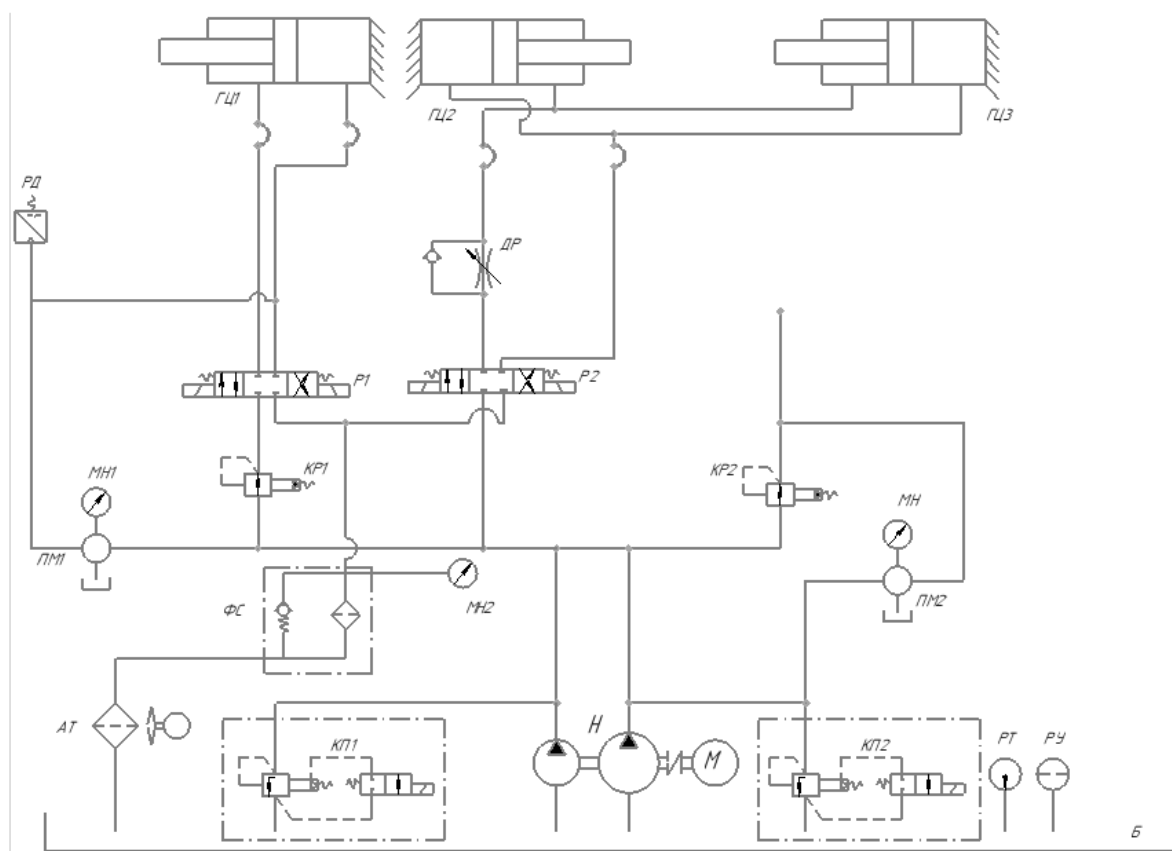


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема: Н.С – насосная станция, ФС – фильтр сливной, ПМ1 – переключатель манометра, КР1- клапан редуционный, РР – регулятор расхода, Др – дросель нерегулируемый, Р1,Р2,Р3– гидравлический распределитель, РД – регулятор давления, ГЦ1 – гидроцилиндр зажима, ГЦ2, ГЦ 3 – гидроцилиндры отрезных суппортов.

Описание работы гидравлической схемы

При включении электродвигателя Д или М рабочая жидкость, нагнетаемая двухпоточным пластинчатым насосом Н сливается через разгруженные клапаны предохранительный КР1 и КР2. При включении электромагнита У21 гидрораспределителя Р2 и электромагнита У41 гидрораспределителя Р4 рабочая жидкость поступает в поршневую полость гидроцилиндра зажима ГЦ1 и производится зажим трубы. По окончанию зажима давление в магистрали поднимается до давления настройки клапана КР2 и реле давления Рд выдает разрешение на быстрый подвод отрезных суппортов. Срабатывает электромагнит

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Y31 гидрораспределителя **P3** и электромагнит **Y11** гидрораспределителя **P1**. Рабочая жидкость от двухпоточного пластинчатого насоса **H** поступает в поршневые полости гидроцилиндров отрезных суппортов **ГЦ2** и **ГЦ3**. Слив из штоковых полостей производится через гидрораспределители **P1** и **P3** и дроссель **Др**. Производится быстрый подвод суппортов со скоростью, определяемой дроссельной шайбой **Др**, являющейся съемной. При желании подбором дроссельной шайбой **Др** можно подстраивать величину скорости быстрого подвода отрезных суппортов. При срабатывании конечного выключателя **ВК2** обесточивается электромагнит **Y11** гидрораспределителя **P1** и электромагнит **Y41** гидрораспределителя **P1** и электромагнит **Y02** клапана **КП2**, суппорта останавливаются. Через интервал времени 0,1 секунда после отключения электромагнита **Y11** включается электромагнит **Y12** и начинается рабочая подача отрезных суппортов, значение которой определяется настройкой регулятора расхода **РР**. После отрезания трубы срабатывает конечный выключатель **ВК3**. При этом отключается электромагнит **Y31** гидрораспределителя **P3** и включаются электромагниты **Y32** гидрораспределителя **P3** и через промежуток времени $t=0.1$ секунда электромагнит **Y41** гидрораспределителя **P4** и **Y02** клапана предохранительного **КП2**. Происходит быстрый отвод отрезных суппортов. После отвода отрезных суппортов срабатывает конечный выключатель **ВК1**, выдающий команду на отключение электромагнита **Y32** и разрешение на разжим трубы. При разжиге отключается электромагнит **Y21** и включается электромагнит **Y22** гидрораспределителя **P2**. По окончании разжима срабатывает конечный выключатель **ВК4**. Если, после срабатывания **ВК4**, в течении 60 секунд работа со станком не будет производиться, то отключаются электромагниты **Y01**, **Y02** и гидросистема разгружается. Редукционный клапан **КР1** позволяет, при необходимости, понижать давление в гидроцилиндре зажима **ГЦ1** ниже давления настройки предохранительных клапанов **КП1** и **КП2**, а также исключает понижение давления в гидроцилиндре зажима **ГЦ1** при перемещении гидроцилиндров отрезных суппортов **ГЦ1** и **ГЦ2**. Редукционный клапан **КР2** служит для настройки давления линии управления гидроконтрольным

						1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
							15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

следящим суппортом (на гидросхеме не показан, т.к. в цехе №1 на данном станке операцию снятие фаски не выполняется). Реле давления **Рд** служит для контроля усилия зажима. При падении давления в цилиндре зажима реле давления **Рд** дает команду на отключение вращения трубы и на быстрый отвод отрезных суппортов. Рукава высокого давления применены для снижения пульсации давления в гидросистеме.

2.1.Определение необходимого давления в гидросистеме

Теоритическая сила, развиваемая гидроцилиндром при движении штока:

$$F = p_{\text{пол}} \cdot A_{\text{п}}$$

где $A_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршневой полости, м²;

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$p_{\text{пол}}$ – полезное давление в полости гидроцилиндра, Па:

$$p_{\text{пол}} = p_{\text{нас}} \cdot \eta_{\text{мех}}$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД, принимаем 0,95;

Тогда:

$$p_{\text{нас}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot D^2}$$

1) Гидроцилиндр зажима: D=120 мм ; d=60 мм; F=120кН

$$p_{\text{нас}} = \frac{4 \cdot 120 \cdot 10^3 \text{Н}}{3,14 \cdot 0,95 \cdot (0,12\text{м})^2} = 11,2 \cdot 10^6 \text{Па} = 11,2 \text{ МПа}$$

2) гидроцилиндр отрезных суппортов: D=125 мм; d=70 мм; F=125 кН

$$p_{\text{нас}} = \frac{4 \cdot 125 \cdot 10^3 \text{Н}}{3,14 \cdot 0,95 \cdot (0,125\text{м})^2} = 10,7 \cdot 10^6 \text{Па} = 10,7 \text{ МПа}$$

Выбираем давление из номинального ряда по ГОСТ 12445-80:

$$p_{\text{нас}} = 12,5 \text{ МПа}$$

2.1.1 Построение диаграмм скоростей движения штоков

Скорость движения штока гидроцилиндра м/с:

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$$V = \frac{S}{t}$$

Где S – ход штока, м;

t – время выдвижения, с.

Диаграммы скоростей движения штоков $V_1; V_2(V_3)$ показаны на рисунке 3.

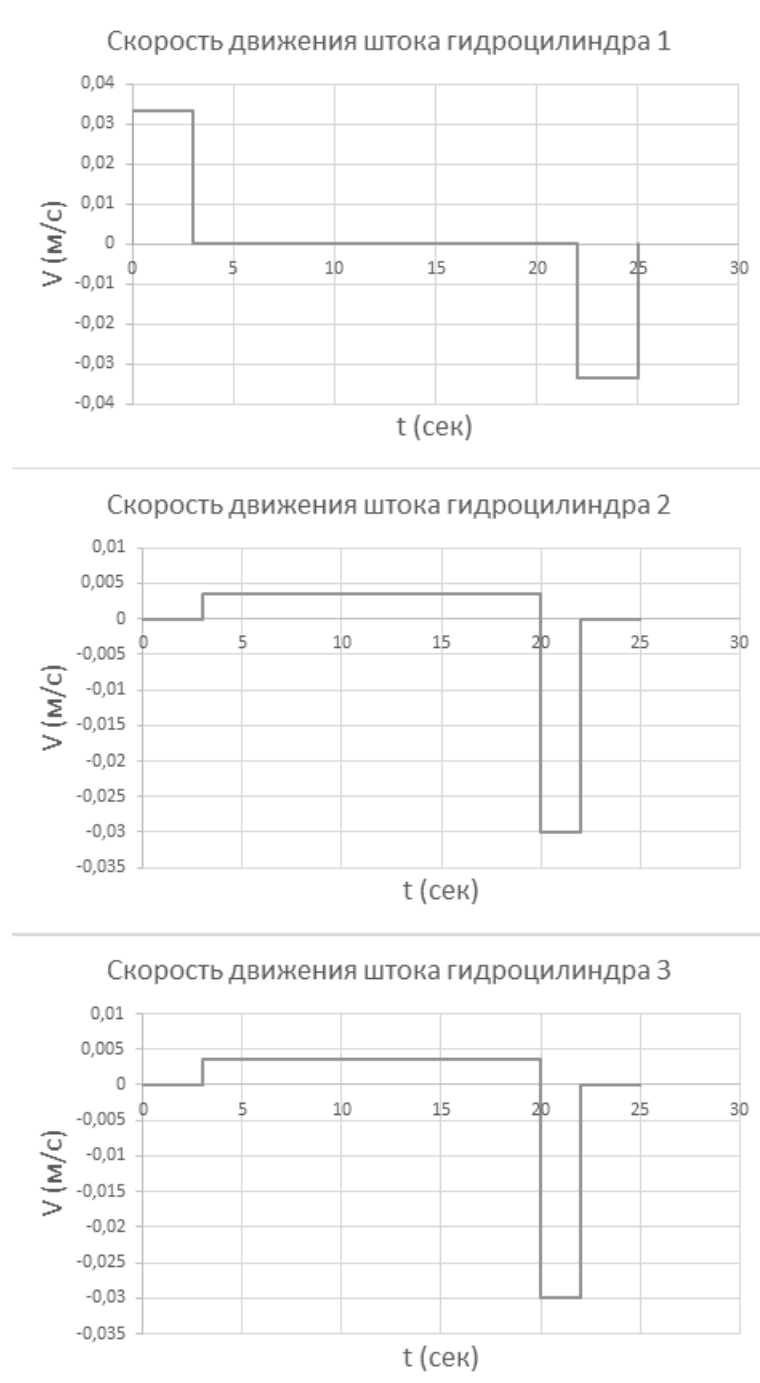


Рисунок 2.2 – Диаграмма скоростей движения штоков гидроцилиндров

2.1.2 Диаграммы потребления расходов исполнительными механизмами

Потребляемый расход Q , м³/с:

$$Q = V_i \cdot A_i$$

Где A_i – площадь полости, в которую происходит нагнетание.

$$Q_{п1}(0 - 3) = V_{1(0-3)} \cdot A_{п1} = 0,033 \cdot 0,0113 = 0,00037 \text{ м}^3/\text{с} = 22,6 \text{ л/с}$$

$$Q_{п2}(3 - 20) = V_{2(3-20)} \cdot A_{п2} = 0,0035 \cdot 0,0122 = 0,000043 \text{ м}^3/\text{с} = 2,6 \text{ л/с}$$

$$Q_{ш2}(20 - 22) = V_{2(20-22)} \cdot A_{ш2} = 0,03 \cdot 0,00842 = 0,00025 \text{ м}^3/\text{с} = 15,16 \text{ л/с}$$

$$Q_{ш1}(22 - 25) = V_{1(22-25)} \cdot A_{ш1} = 0,033 \cdot 0,00848 = 0,00028 \text{ м}^3/\text{с} = 16,96 \text{ л/с}$$

Диаграммы потребления расходов гидроцилиндрами представлены на рисунке 2.3.

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

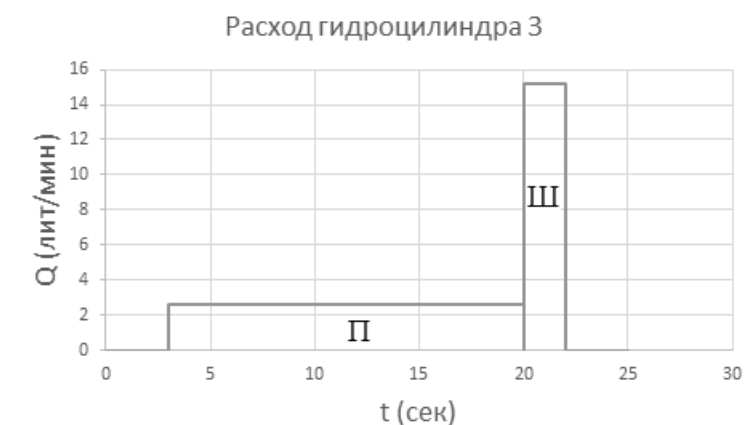
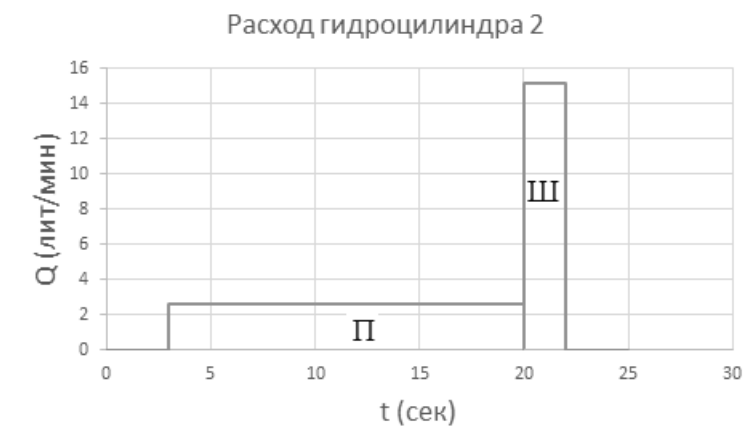
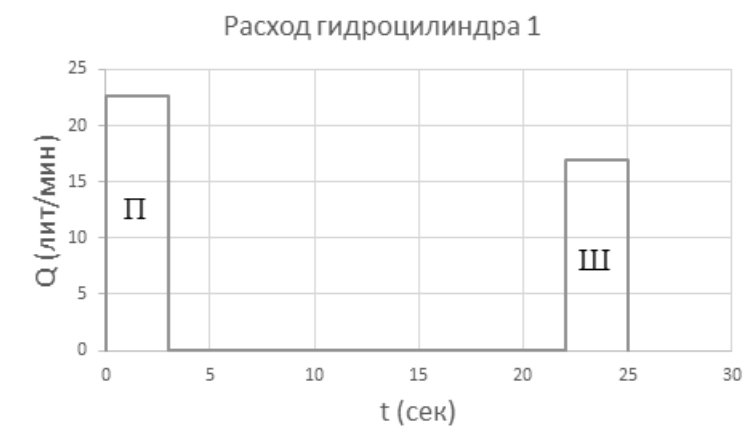


Рисунок 2.3 – Диаграммы потребления расходов гидроцилиндрами.

Далее построим суммарную диаграмму потребляемого расхода гидроцилиндрами, без учета утечек (см.рис. 2.2).

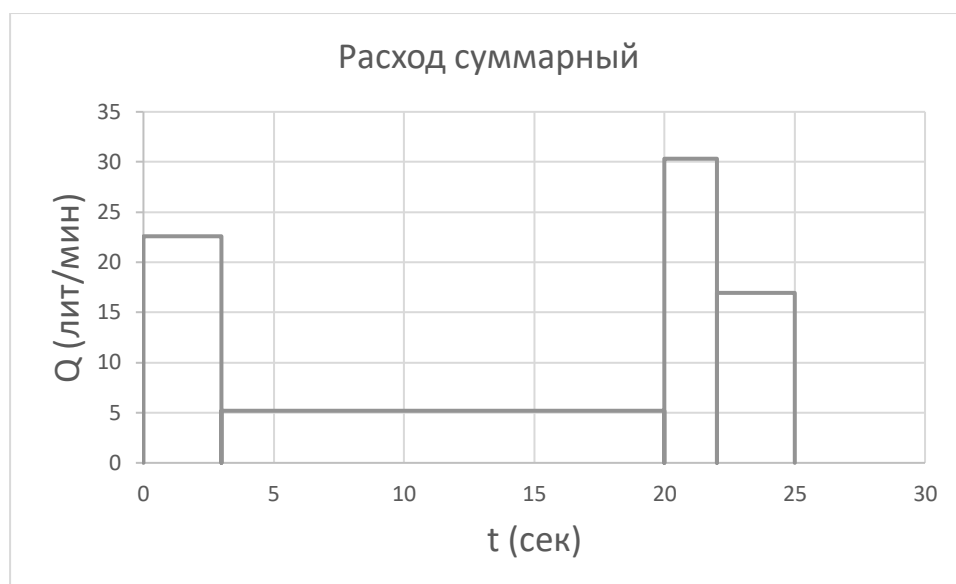


Рисунок 2.4 – Диаграмма потребления расхода гидросистемой.

2.2. Гидравлические расчеты и подбор аппаратуры

2.2.1. Условные проходы

От выбора значений внутреннего диаметра гидролиний в значительной степени зависят потери энергии в процессе работы гидропривода, а также масса и некоторые другие характеристики. В силу этого выбор значений внутреннего диаметра гидролинии необходимо осуществлять из условия получения минимальных суммарных затрат на изготовление и эксплуатацию гидропривода. На практике же исходят из условия обеспечения движения в ней рабочей жидкости со скоростью, не превышающей допустимые значения.

Условный проход, м:

$$d_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot v_{доп}}}$$

Где $v_{доп} = 5$ м/с – допустимая скорость потока рабочей жидкости;

Определим условные проходы трубопроводов для гидроцилиндров:

$$d_{y1}^{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,377 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5}} = 0,0098\text{м} = 9,8\text{мм}$$

$$d_{y2}^{тр} = d_{y3}^{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,253 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5}} = 0,008\text{м} = 8\text{мм}$$

Округляем полученные значения до ближайших стандартных значений согласно ГОСТ 355 – 67:

$$d_{y1}^{тр} = 10 \text{ мм}$$

$$d_{y2}^{тр} = d_{y3}^{тр} = 10 \text{ мм}$$

Определим толщину стенки из формулы:

$$\frac{p \cdot d}{2 \cdot \delta} \leq [\sigma]$$

Где $p = 12,5$ МПа – максимальное давление в трубопроводе;

$d = 10$ мм – внутренний диаметр трубопровода

δ – толщина стенки;

$[\sigma] = 40$ МПа – допустимое напряжение материала В20.

Получаем:

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{12,5\text{МПа} \cdot 10\text{мм}}{2 \cdot 40\text{МПа}} = 1,56 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta = 2$ мм

Применяем стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75.

Гидроцилиндр 1: Труба $\frac{10 \times 2 \text{ ГОСТ } 8734-75}{\text{В } 20 \text{ ГОСТ } 8733-74}$

Гидроцилиндр 2: Труба $\frac{10 \times 2 \text{ ГОСТ } 8734-75}{\text{В ГОСТ } 8733-74}$

2.2.2. Подбор гидроаппаратуры.

Распределитель Р2 $Q_{max} = 22,6 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$. Выбираем распределитель из каталога

Rexroth 3WE6D5x/BN

- ▶ Maximum operating pressure 210 bar
- ▶ Maximum flow 20 l/min

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

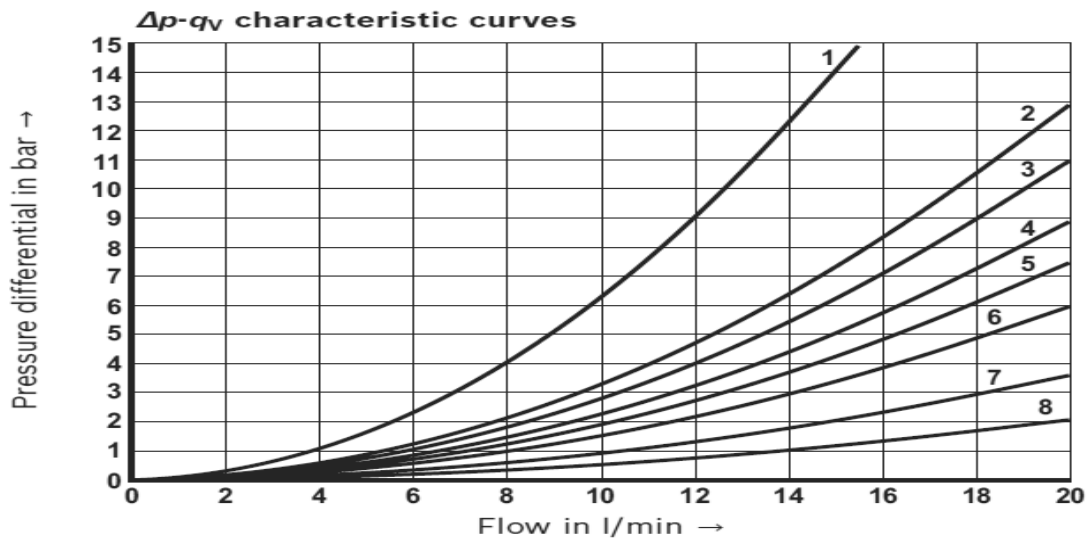


Рисунок 2.5 – Характеристика гидрораспределителя

Распределитель P1 расход $Q_{max} = 30,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ Выбираем распределитель из каталога Rexroth 3WE6D5x/BN

- ▶ Maximum operating pressure 210 bar
- ▶ Maximum flow 20 l/min

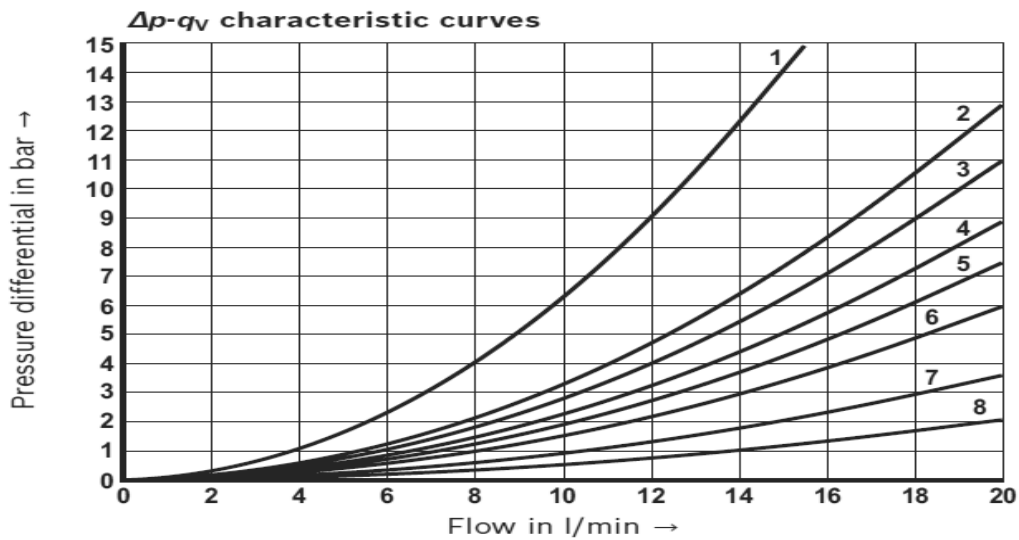


Рисунок 2.6 – Характеристика гидрораспределителя

Выбираем манометр ПМ2.2-С320 ТУ2-053-1707-84Е.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

1503020.2020.687 ПЗ ВКР

Лист

22

Таблица 2.1 – Параметры манометра

Модель переключателя манометра	Давление на входе, МПа		Количество точек замера	Суммарная утечка масла, см ³ /мин	Вес, кг
	номинальное	максимальное			
ПМ2-1-320	32	35	2	50	1,35
ПМ2-1-С320			2		
ПМ2-2-320			2		
ПМ2-2-С320			2		
ПМ6-320			6		1,5
ПМ6-С320			6		1,7

Сливной фильтр позволяет обеспечить тонкую фильтрацию рабочей жидкости на сливе. Выбираем фильтр 16-125-1К.

Таблица 2.2 – Технические характеристики сливного фильтра

Обозначение	Условный проход, мм	Присоединение	Тонкость фильтрации, мкм	Номинальный расход, л/мин	Масса, кг
Фильтр 10-80-1К (10-80-1М)	10	К3/8" (M16x1,5)	80	10	2,1
Фильтр 16-80-1К (16-80-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		16	2,1
Фильтр 25-80-1К (25-80-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		25	4,5
Фильтр 40-80-1К (40-80-1М)	20	К3/4" (M27x2)		40	5,12
Фильтр 16-125-1К (16-125-1М)	10	К3/8" (M16x1,5)	125	16	2,1
Фильтр 25-125-1К (25-125-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		25	2,15
Фильтр 40-125-1К (40-125-1М)	16	К1/2" (M22x1,5)		40	4,5
Фильтр 63-125-1К (63-125-1М)	20	К3/4" (M27x2)		63	5,12
Фильтр 10-80-2	10	Встраиваемое	80	10	1,47
Фильтр 16-80-2	16			16	1,53
Фильтр 25-80-2	16			25	3,15
Фильтр 40-80-2	20			40	3,57
Фильтр 16-125-2	10	Встраиваемое	125	16	1,47
Фильтр 25-125-2	16			25	1,53
Фильтр 40-125-2	16			40	3,15
Фильтр 63-125-2	20			63	3,57

Выбираем предохранительный клапан МКПВ-10/3С2Р2

Таблица 2.3 – Технические характеристики предохранительного клапана

Обозначение	Ду, мм	Номинальное давление настройки, МПа	Диапазон регулирования давления, МПа	Номинальный расход, л/мин	Вид управления разгрузкой	Масса, кг
Клапан МКПВ 10/3С2Р	10	6,3	0,3-0,7	80,0		3,45
Клапан МКПВ 10/3 С2Р1 (аналог 10-10-2-11)		10,0	0,5-12,5			
Клапан МКПВ 10/3 С2Р2 (аналог 10-20-2-11)		20,0	2,0-25,0			
Клапан МКПВ 10/3 С2Р3 (аналог 10-32-2-11)		32,0	5,0-35,0			

Регулятора расхода.

Выбираем регулятор расхода МПГ55 – 32М

Таблица 2.4 – Технические характеристики регулятора расхода

Обозначение	Диаметр, мм	Расход рабочей жидкости ном./мин./макс., л/мин	Давление на входе ном./мин./макс., МПа	Макс. давление на выходе, МПа	Перепад давления на дросселе регулятора расхода не менее, МПа	Расход утечек масла через полностью закрытый дроссель не более, см ³ /мин	Допустимое отклонение установленного расхода не более, %	Масса не более, кг
МПГ55-32М	10	25 / 0,04 / 32	20 / 0,5 / 21,5	20	0,15 - 0,25	30	± 5	4,0
МПГ55-34М	16	100 / 0,09 / 120				70		7,5

Редукционный клапан.

Выбираем редукционный клапан MZD-62200-ED

Таблица 2.5 – Технические характеристики редукционного клапана

Максимальное рабочее давление	бар	350
Максимальное давление в канале T		10
Максимальный расход в регулируемых каналах	л/мин	50
Максимальный расход в свободных каналах		75
Дренажный расход		≤ 0,08
Рабочий диапазон температур окружающей среды	°C	-20 / +50
Диапазон температур жидкости	°C	-20 / +80
Рекомендуемая вязкость	сСт	10 + 400
Допустимая степень загрязнения жидкости	Класс 10 по NAS 1638 (20/18/15 по ISO 4406)	
Рекомендуемая вязкость	сСт	25
Масса	кг	1,4

Таблица 2.6 – Параметры гидроцилиндров отрезных суппортов.

Наименование параметра	Размерность	Значение
Диаметр поршня	мм	125
Диаметр штока	мм	70
Ход гидроцилиндра	мм	60

Гидроцилиндры отрезных суппортов 2 шт. Выбираем из каталога Rexroth CDH1 MS2 Ø125/Ø70/60A3X11CM

Таблица 2.7 – Параметры гидроцилиндра зажим-разжим

Наименование параметра	Размерность	Значение
Диаметр поршня	мм	125
Диаметр штока	мм	60
Ход гидроцилиндра	мм	60

Гидроцилиндр зажим-разжим 1шт. Выбираем из каталога Rexroth CDH1 MS2 Ø125/Ø70/60A3X11CM

2.2.3 Выбор рабочей жидкости

Основная функция рабочих жидкостей для гидравлических систем - передача механической энергии от ее источника к месту использования с обеспечением изменения величины или направления приложенной силы. Гидравлический привод не может действовать без жидкой рабочей среды, являющейся необходимым конструкционным элементом любой гидравлической системы. В постоянно совершенствующихся конструкциях гидравлических приводов отмечаются следующие тенденции:

- Повышение рабочих давлений и связанное с этим расширение верхних температурных пределов эксплуатационных жидкостей;
- Сокращение общей массы привода или увеличение отношений передаваемых мощности к массе, что обуславливает более интенсивную эксплуатацию рабочей жидкости;
- Уменьшение рабочих зазоров между деталями рабочего органа, выходной и приемной полостей гидравлической системы, что ужесточает требования к чистоте рабочих жидкостей.

С целью удовлетворения требований, продиктованных указанными тенденциями развития гидравлических приводов, современные рабочие жидкости для них должны:

- Иметь оптимальный уровень вязкости и хорошие вязкостно-температурные характеристики в широком диапазоне температур, т.е. высокий индекс вязкости, или пологую вязкостно-температурную кривую;
- Отличаться высоким антиокислительным потенциалом, а также термической и химической стабильностью, обеспечивающей длительную беспрерывную работу жидкости;
- Защищать детали гидропривода от коррозии;

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

противоизносной присадки для массовых сортов гидравлических масел диалкилдитиофосфоты металлов (в основном, цинка) или их «беззольные» варианты (аминные соли и сложные эфиры дитиофосфатной кислоты). Влияние этой присадки значительно уменьшает износ пар трения.

Большинство элементов гидравлической системы смазываются рабочей жидкостью в гидродинамическом режиме, поэтому вязкость имеет доминирующее значение для определения уровня смазочной способности жидкости. Однако при подборе гидравлической жидкости с большей вязкостью необходимо учитывать, что использование такой жидкости неминуемо ведет к излишним затратам энергии на преодоление сопротивления, создаваемого пленкой масла, движению одной поверхности трения по отношению к другой. Исходя из этих противоположных моментов подбор гидравлической жидкости по уровню вязкости, всегда представляется компромиссным. При подборе рабочей жидкости по вязкости необходимо учитывать также рабочее давление в системе.

При выборе гидравлической жидкости, используемой в гидроприводах станков и металлургического оборудования необходимо учитывать особенности работы машин:

- Холодный пуск;
- Часто чередующийся пуск-останов;
- Соответствие условиям экологии;
- Обладать безвредностью, не дефицитностью и низкой стоимостью.

Для рассматриваемого гидропривода с учетом выше сказанного наиболее подходит в качестве рабочей жидкости масло гидравлическое ИПП-38 (ТУ 38 101413-73), (обозначение по ГОСТ 174794-87 ИГС-68). Рекомендовано для применения в гидравлических системах промышленного оборудования.

Масло гидравлическое ИПП-38 (ТУ 38 101413-73), (обозначение по ГОСТ 174794-87 ИГС-68) - дистиллятные, остаточные и смеси дистиллятных и остаточных легированных масел, глубокой селективной очистки из сернистых нефтей с антиокислительной, противозадирной и противопенной присадками. Функциональные свойства улучшены также противоизносной и антикоррозионной

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

присадками. Предназначено для эксплуатации в качестве рабочей жидкости в гидравлических системах современных металлорежущих станков, автоматических линий, тяжелых прессов и другого промышленного оборудования.

При условии правильной эксплуатации и своевременного обслуживания все гидрооборудование отработает весь срок службы.

Для масел ИГП нормируют:

- Внешний вид - однородная прозрачная жидкость;
- Кислотное число 0,6-1,0 мг КОН/г;
- Число омыления 0,8-2,5 мг КОН/г;
- Поверхностное натяжение < 28 мН/м;
- Зольность < 0,2%;
- Допускается применение депрессора - ПМА «Д» до 0,03%;
- Содержание механических примесей и фенола – отсутствие;
- Содержание воды – следы;
- Старение в горячем состоянии;
- Увеличение кислотного числа после окисления < 0,35 мг КОН/г;
- Способность к влагостойкости - выдерживает.

Таблица 2.8 – Характеристика масла ИГП-38

Показатель	ИГП-38 (ИГС-68)
Плотность, кг/м ³ , не более	890
Вязкость кинематическая, мм ² /с, при - 40°С	55 – 65
Индекс вязкости, не менее	90
Кислотное число масла, мг КОН/г, не более	1,5
Стабильность после окисления, содержание осадка после окисления, %, не более	0,05
Зольность, %, не более	0,2
Температура, °С вспышки, не ниже	210

Продолжение таблицы 2.8

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Показатель	ИГП-38 (ИГС-68)
Коксуемость, %, не более	0,24
Содержание в %: - Цинка, не менее - Общей серы, не более	0,04 0,9
Плотность при 20°C, кг/см ³ , не более	865
Склонность к пенообразованию / стабильность пены, см ³ , не более: - при 24°C - при 94°C	50 / 5 50 / 5
Диапазон рабочих температур, °C	-42 ... +35

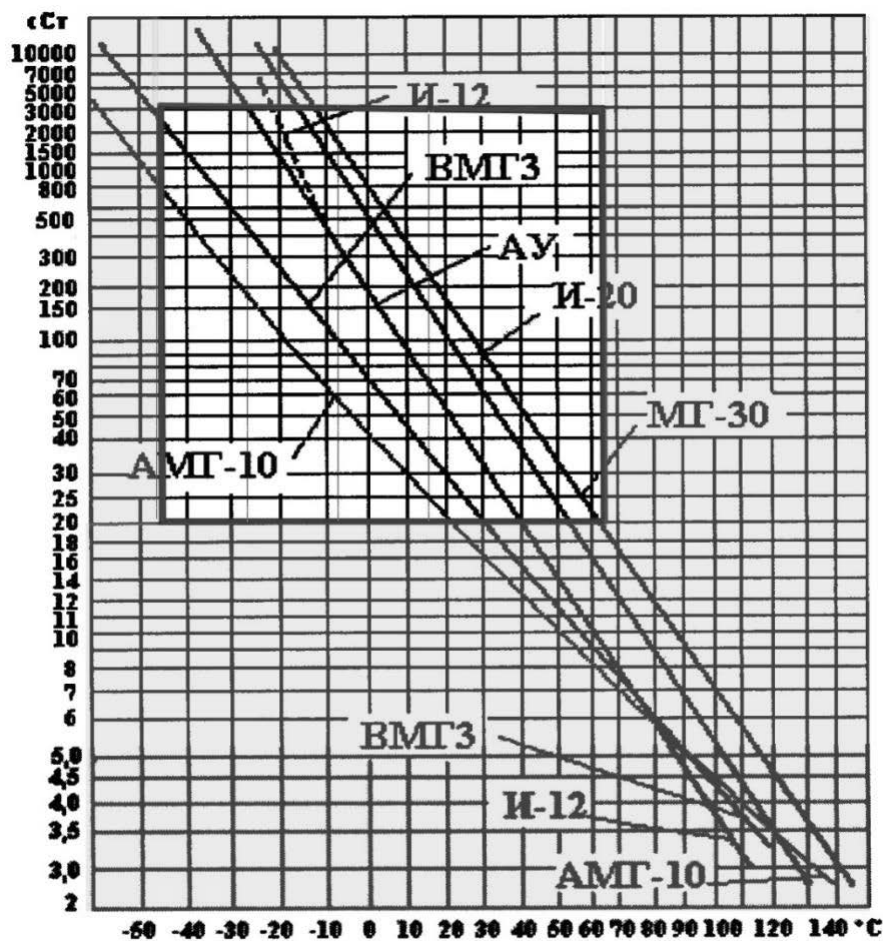


Рисунок 2.7 – Температурно-вязкостная характеристика масла

2.2.4 Расчет утечек в гидросистеме

Расчет утечек производится в каждый отрезок времени. Их величина зависит от того, какие аппараты работают в данный отрезок времени. Величины утечек для

аппаратов определяются по их техническим характеристикам. Величина утечек в гидроцилиндрах определяется их объемным КПД: примем для гидроцилиндров $\eta_V = 0,98$.

Величина утечек $Q_{ут}, \frac{м^3}{с}$:

$$Q_{ут} = Q_{теор} \cdot (1 - \eta_V)$$

Где $Q_{теор}$ – теоретический расход, $\frac{л}{мин}$.

Промежуток времени 0-3:

$$Q_{ут}^{0-3} = Q_{ут}^{КП1} + Q_{ут}^{КО1} + Q_{ут}^{Р1} + Q_{ут}^{ГЦ1}$$

$$Q_{ут}^{ГЦ1} = 22.6 \cdot (1 - 0,98) = 0,45 \frac{л}{мин}$$

$$Q_{ут}^{0-3} = 0,3 + 0,2 + 0,2 + 0,45 = 1,15 \frac{л}{мин}$$

Промежуток времени 3-20:

$$Q_{ут}^{3-20} = Q_{ут}^{КП2} + Q_{ут}^{КО} + Q_{ут}^{Р2} + Q_{ут}^{Р2} + Q_{ут}^{ГЦ2} + Q_{ут}^{ГЦ2}$$

$$Q_{ут}^{ГЦ2} = 2.6 \cdot (1 - 0,98) = 0,05 \frac{л}{мин}$$

$$Q_{ут}^{3-20} = 0,3 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,05 + 0,05 = 1 \frac{л}{мин}$$

Промежуток времени 20-22:

$$Q_{ут}^{20-22} = Q_{ут}^{КО} + Q_{ут}^{Р2} + Q_{ут}^{ГЦ2} + Q_{ут}^{ГЦ2}$$

$$Q_{ут}^{ГЦ2} = 15.16 \cdot (1 - 0,98) = 0,3 \frac{л}{мин}$$

$$Q_{ут}^{20-22} = 0,3 + 0,2 + 0,3 + 0,3 = 1,1 \frac{л}{мин}$$

Промежуток времени 22-25:

$$Q_{ут}^{22-25} = Q_{ут}^{КП2} + Q_{ут}^{КО1} + Q_{ут}^{Р1} + Q_{ут}^{ГЦ1}$$

$$Q_{ут}^{ГЦ1} = 16.96 \cdot (1 - 0,98) = 0,33 \frac{л}{мин}$$

$$Q_{ут}^{22-25} = 0,3 + 0,2 + 0,2 + 0,33 = 1,13 \frac{л}{мин}$$

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	1503020.2020.687 ПЗ ВКР				

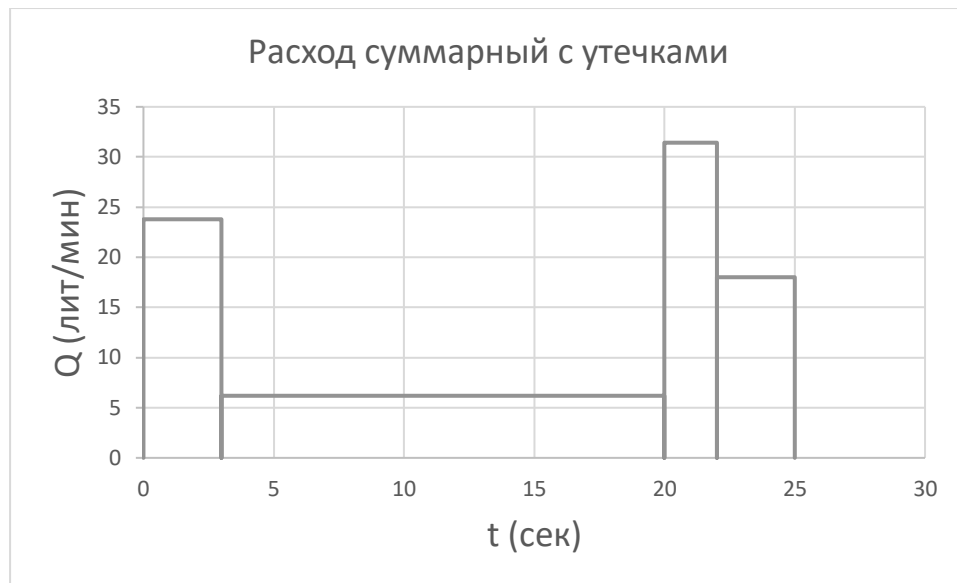


Рисунок 2.8 – Диаграмма потребления расхода гидросистемой.

2.2.5 Расчет потерь давления

Давление на выходе насосной станции включает потери давления, определяемые по формуле:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с.}}$$

где $\Delta p_{\text{мс}}$ – потери давления на местных сопротивлениях, Па;

$\Delta p_{\text{тр}}$ – потери давления в трубопроводе, Па;

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{тр}}} \cdot \rho \cdot \frac{Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot d_{\text{тр}}^4}$$

Где L – длина трубопровода, примем для напорной и сливной линии 2м;

$d_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр трубопровода;

ρ – плотность масла;

Q – расход жидкости в трубопроводе;

λ – коэффициент гидравлического трения

Определяем коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \text{ при } 4000 < Re < \frac{15}{k}$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \text{ при } \frac{15}{k} < Re < \frac{560}{k}$$

$$\lambda = 0,11 \cdot k^{0,25} \text{ при } Re > \frac{15}{k}$$

Где k – относительная шероховатость стенок:

$$k = \frac{\Delta}{d_{\text{тр}}}$$

Где Δ – абсолютная эквивалентная шероховатость стенок, для бесшовных стальных труб равна 0,03мм;

Re – число Ренольдса:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{тр}} \cdot \nu}$$

Где ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости;

В качестве рабочей жидкости выбрано масло ИГП-38:

$$\nu = 30 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$$

$$\rho = 890 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

На каждом отрезке времени определим максимальное требуемое давление на выходе насосной станции, проводя расчет для гидроцилиндра, требуемое давление, в полости которого максимально.

Промежуток времени 0-3:

$$p_{\text{н}}^{0-3} = p_{\text{п}}^{\text{ГЦ1}} + \Delta p_{\text{кп1}} + \Delta p_{\text{к01}} + \Delta p_{\text{р1}}$$

Где $p_{\text{п}}^{\text{ГЦ1}}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра

$$p_{\text{п}}^{\text{ГЦ1}} = p_{\text{шт1}} \cdot \frac{A_{\text{шт1}}}{A_{\text{п1}}} + \frac{F_1 + F_{\text{тр}}}{A_{\text{п1}}}$$

$F_{\text{тр}}$ – сила трение в гидроцилиндре принимаем $0,1 \cdot F_1$;

$$p_{\text{шт1}} = \Delta p_{\text{р1}} + \Delta p_{\text{тр}}$$

Тогда

$$k = \frac{0,03}{10} = 0,003; Re = \frac{4 \cdot 0,396 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 1681$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1681} = 0,038$$

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0.038 \cdot \frac{4}{0.01} \cdot 890 \cdot \frac{(0,396 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 8}{3.14^2 \cdot (0.01)^4} = 172000 \text{ Па}$$

Таким образом

$$p_{\text{шт1}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{p1} = 0,17 + 0,1 = 0,27 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{П}}^{\text{ГЦ1}} = 0,27 \text{ МПа} \cdot \frac{8423}{11310} + \frac{1,1 \cdot 120000 \text{ Н}}{11310} = 11,9 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{Н}}^{0-3} = 11,9 + 0,1 + 0,2 + 0,1 = 12,3 \text{ МПа}$$

Промежуток времени 3-20:

$$p_{\text{Н}}^{3-20} = p_{\text{П}}^{\text{ГЦ2}} + \Delta p_{\text{КП2}} + \Delta p_{\text{КО2}} + \Delta p_{p2}$$

Где $p_{\text{П}}^{\text{ГЦ2}}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра

$$p_{\text{П}}^{\text{ГЦ2}} = p_{\text{шт2}} \cdot \frac{A_{\text{шт2}}}{A_{\text{П2}}} + \frac{F_2 + F_{\text{тр}}}{A_{\text{П1}}}$$

$F_{\text{тр}}$ – сила трение в гидроцилиндре принимаем $0,1 \cdot F_2$;

$$p_{\text{шт2}} = \Delta p_{p2} + \Delta p_{\text{тр}}$$

Тогда

$$k = \frac{0,03}{10} = 0,003; Re = \frac{4 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3}}{3.14 \cdot 0.01 \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 424$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{424} = 0.15$$

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0.15 \cdot \frac{4}{0.01} \cdot 890 \cdot \frac{(0,1 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 8}{3.14^2 \cdot (0.01)^4} = 43300 \text{ Па}$$

Таким образом

$$p_{\text{шт1}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{p1} = 0,043 + 0,1 = 0,143 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{П}}^{\text{ГЦ1}} = 0,143 \text{ МПа} \cdot \frac{8423}{12271} + \frac{1,1 \cdot 125000 \text{ Н}}{12271} = 11,3 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{Н}}^{3-20} = 11,3 + 0,1 + 0,2 + 0,1 = 11,7 \text{ МПа}$$

Промежуток времени 20-22:

$$p_{\text{Н}}^{20-22} = p_{\text{П}}^{\text{ГЦ2}} + \Delta p_{\text{КП2}} + \Delta p_{\text{КО2}} + \Delta p_{p2}$$

Где $p_{\text{П}}^{\text{ГЦ1}}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$$p_{ш}^{ГЦ2} = p_{п2} \cdot \frac{A_{п2}}{A_{ш2}}$$

$F_{тр}$ – сила трение в гидроцилиндре принимаем $0,1 \cdot F_1$;

$$p_{п2} = \Delta p_{р2} + \Delta p_{тр}$$

Тогда

$$k = \frac{0,03}{10} = 0,003; Re = \frac{4 \cdot 0,52 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 2208$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{2208} = 0,029$$

$$\Delta p_{тр} = 0,029 \cdot \frac{4}{0,01} \cdot 890 \cdot \frac{(0,52 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot (0,01)^4} = 226500 \text{ Па}$$

Таким образом

$$p_{п2} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{р2} = 0,226 + 0,1 = 0,326 \text{ МПа}$$

$$p_{ш}^{ГЦ2} = 0,326 \text{ МПа} \cdot \frac{12272}{8423} = 0,47 \text{ МПа}$$

$$p_{н}^{20-22} = 0,326 + 0,1 + 0,2 + 0,1 = 0,726 \text{ МПа}$$

Промежуток времени 22-25:

$$p_{н}^{22-25} = p_{ш}^{ГЦ1} + \Delta p_{кп1} + \Delta p_{к01} + \Delta p_{р1}$$

Где $p_{ш}^{ГЦ1}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра

$$p_{ш}^{ГЦ1} = p_{п1} \cdot \frac{A_{п1}}{A_{ш1}}$$

$F_{тр}$ – сила трение в гидроцилиндре принимаем $0,1 \cdot F_1$;

$$p_{п2} = \Delta p_{р1} + \Delta p_{тр}$$

Тогда

$$k = \frac{0,03}{10} = 0,003; Re = \frac{4 \cdot 0,29 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 1188$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1188} = 0,053$$

$$\Delta p_{тр} = 0,053 \cdot \frac{4}{0,01} \cdot 890 \cdot \frac{(0,29 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot (0,01)^4} = 120000 \text{ Па}$$

						1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			34

Таким образом

$$p_{п2} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{p1} = 0,12 + 0,1 = 0,22 \text{ МПа}$$

$$p_{ш}^{\GammaЦ2} = 0,22 \text{ МПа} \cdot \frac{11310}{8482} = 0,29 \text{ МПа}$$

$$p_{н}^{22-23} = 0,29 + 0,1 + 0,2 + 0,1 = 0,69 \text{ МПа}$$

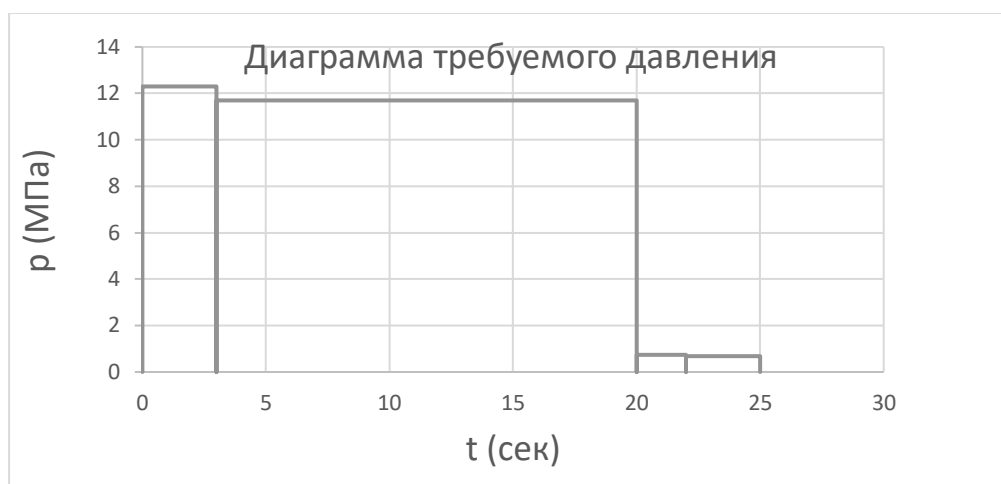


Рисунок 2.9 – Диаграмма требуемого давления на выходе

2.3. Выбор насосной станции

2.3.1. Расчет насосной станции постоянной производительности

Подбираем насос по наибольшему расходу, так как система относится к насосной станции постоянной производительности.

$$Q_{н} = 31,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Таблица 2.9 – Технические характеристики пластинчатых насосов типа БГ

Наименование	Аналог	Объем, см ³	Подача, л/мин	Вес, кг
БГ12-21АМ	НПл 5/16	5	5,3	9,5
БГ12-21М	НПл 8/16	8	8,9	9,5
БГ12-22АМ	НПл 12,5/16	12,5	14,4	9,5
БГ12-22М	НПл 16/16	16	19,4	9,5
БГ12-23АМ	НПл 20/16	20	25,5	9,5
БГ12-23М	НПл 25/16	25	33	9,5
НПл 5/16	БГ12-21АМ	5	5,3	9,7
НПл 8/16	БГ12-21М	8	8,9	9,7
НПл 12,5/16	БГ12-22АМ	12,5	14,4	9,7
НПл 16/16	БГ12-22М	16	19,4	9,7
НПл 20/16	БГ12-23АМ	20	25,5	9,7
НПл 25/16	БГ12-23М	25	33	9,7

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

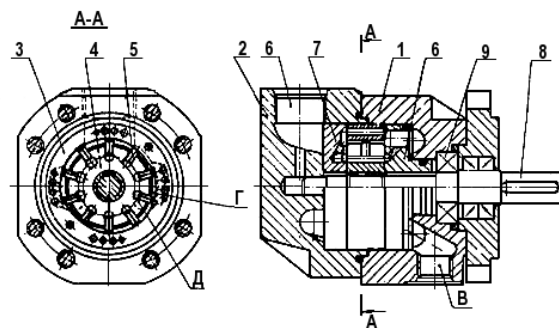


Рисунок 2.10 – Насос БГ12-23М

В корпусе 1 и крышке 2 установлен рабочий комплект, состоящий из статора 3, ротора 4, пластины 5, диска с шейкой 6, диска плоского 7. Вал 8 свободно вращается в подшипнике качения 9. В крышке расположено всасывающее отверстие Б, в корпусе — нагнетательное В.

2.3.2 Выбор электродвигателя

Выбор мощности электродвигателя будем производить по формуле:

$$N_{\text{эл.д}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta}$$

где $p_{\text{н}} = 12,5$ МПа – давление насоса;

$Q_{\text{н}} = 33 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 0,55 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ – расход насоса;

η – суммарный КПД:

$$\eta = \eta_V \cdot \eta_{\text{мех}}$$

$\eta_V = 0,88$ – объемный КПД ;

$\eta_{\text{мех}} = 0,92$ – механический КПД ;

$$\eta = 0,88 \cdot 0,92 = 0,81$$

Тогда:

$$N_{\text{эл.д}} = \frac{12,5 \cdot 10^6 \text{Па} \cdot 0,55 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,81} = 8,5 \text{ кВт}$$

Выбираем трёхфазный асинхронный двигатель АИР132М4 ГОСТ 19523-74 [1, т.3, стр.534]

Модель	Мощность	Частота	Габариты	Масса
АИР 132М4	11.0	1500	498x325x288	83.5

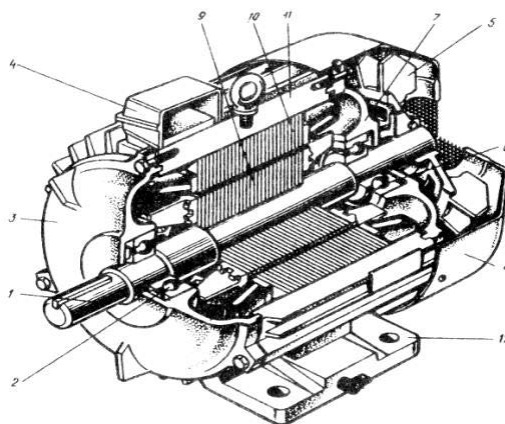


Рисунок 2.11 – Двигатель АИР132М4

2.3.3 Выбор гидробака

Объём бака условно принимаем трём минутным подачам насоса:

$$V_6 = 3 \cdot Q_n = 3 \cdot 33 = 99 \text{ лит}$$

Условия эксплуатации:

Температура окружающего воздуха 20°C.

Наибольшая температура рабочей жидкости 5°C.

Бак заполнен жидкостью на 80%.

По экспериментальным данным разность температур в пределах воздушной прослойки в баке составляет 8...10°C

Средняя температура в прослойке составляет 65°C.

Бак покрыт масляной пленкой и слоем пыли.

Стороны бака имеют соотношение сторон В:А:С как 1:2:3.

Объем бака:

$$V = A \cdot B \cdot C = 2B \cdot B \cdot 3B = 6 \cdot B^3$$

$$B = \sqrt[3]{\frac{V}{6}} = \sqrt[3]{\frac{99 \text{ лит}}{6}} = \sqrt[3]{\frac{99 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{6}} = 0,25 \text{ м}$$

$$B = 0,25 \text{ м}; A = 0,5 \text{ м}; C = 0,75 \text{ м}$$

$$V = A \cdot B \cdot C = 0,5 \cdot 0,25 \cdot 0,75 = 0,094 \text{ м}^3 = 94 \text{ лит}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

3 РАСЧЕТ НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНОЙ СТАНЦИИ

Аккумуляторные станции служат для аккумулирования энергии. Преимуществом применения аккумуляторных станций являются уменьшение размеров насоса, незначительная мощность, упрощенный технический уход, а вследствие этого незначительные эксплуатационные затраты. Сюда следует еще отнести дополнительное шокое и пульсационное демпфирование, которые обеспечивают более высокий срок службы всей установки.

Баллонные и поршневые аккумуляторы для аккумулирования энергии применяются в гидравлических прессах и ножницах.

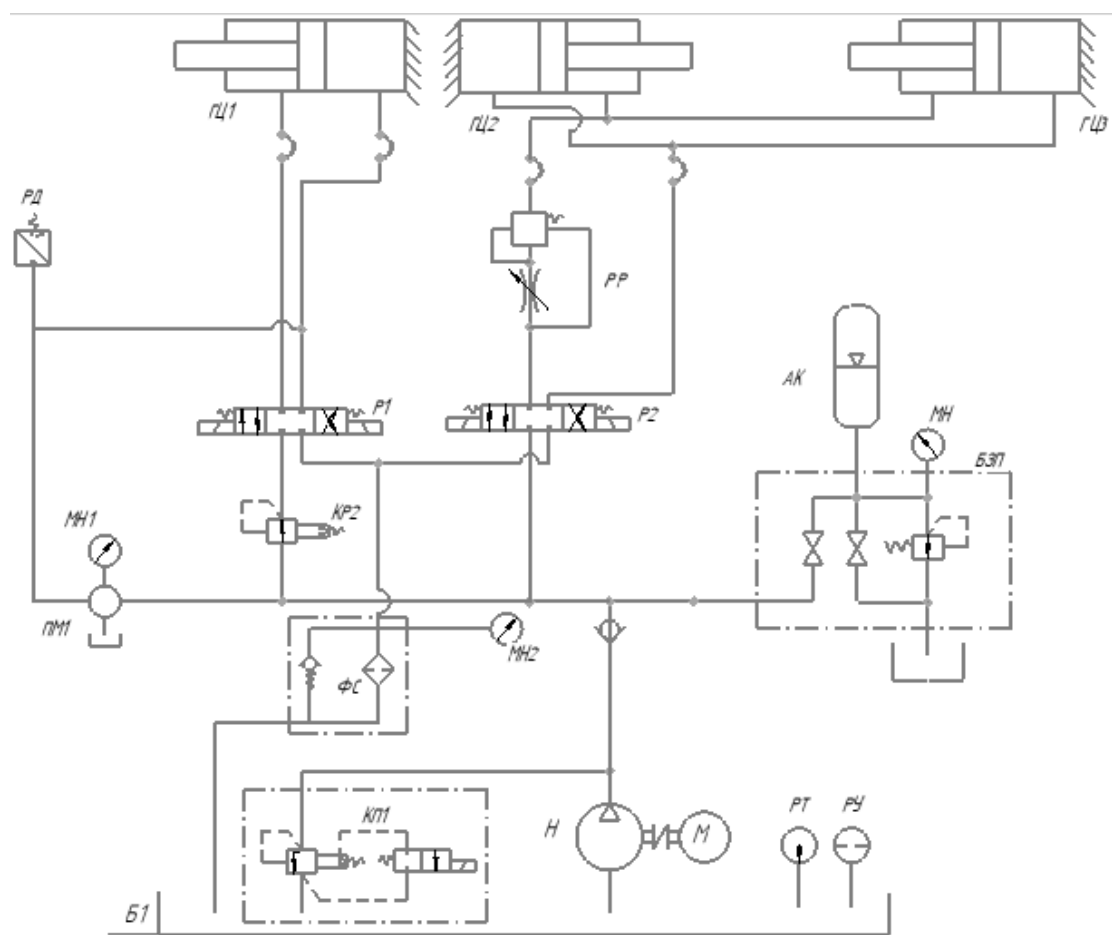


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема насосно – аккумуляторной станции

3.1. Вычисление среднего расхода. Выбор насоса для насосно – аккумуляторной станции

Исходя из рисунка 6 (диаграммы потребления расхода гидросистемой), определим средний расход за цикл:

$$Q_{\text{cp}} = \frac{Q_{0-3} \cdot t_1 + Q_{3-20} \cdot t_2 + Q_{20-22} \cdot t_3 + Q_{22-25} \cdot t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4} =$$

$$\frac{23.76 \cdot 3 + 6.2 \cdot 17 + 31.4 \cdot 2 + 18 \cdot 3}{3 + 17 + 2 + 3} = 11,7 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,195 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$$

Выбираем насос пластинчатый однопоточный БГ12-22АМ

Таблица 3.1 – Технические характеристики пластинчатых насосов типа БГ

Наименование	Аналог	Объем, см ³	Подача, л/мин	Вес, кг
БГ12-21АМ	НПл 5/16	5	5,3	9,5
БГ12-21М	НПл 8/16	8	8,9	9,5
БГ12-22АМ	НПл 12,5/16	12,5	14,4	9,5
БГ12-22М	НПл 16/16	16	19,4	9,5
БГ12-23АМ	НПл 20/16	20	25,5	9,5
БГ12-23М	НПл 25/16	25	33	9,5
НПл 5/16	БГ12-21АМ	5	5,3	9,7
НПл 8/16	БГ12-21М	8	8,9	9,7
НПл 12,5/16	БГ12-22АМ	12,5	14,4	9,7
НПл 16/16	БГ12-22М	16	19,4	9,7
НПл 20/16	БГ12-23АМ	20	25,5	9,7
НПл 25/16	БГ12-23М	25	33	9,7

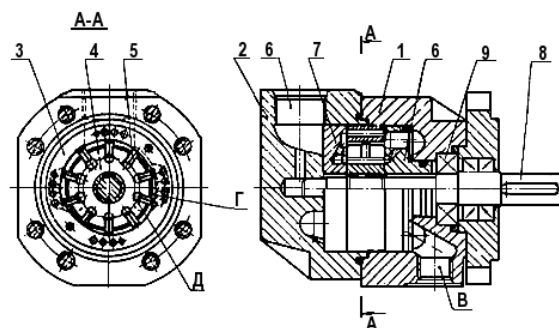


Рисунок 3.2 – Насос БГ12-22АМ

3.2. Выбор электродвигателя

Выбор мощности электродвигателя будем производить по формуле:

$$N_{\text{эл.д}} = \frac{p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}{\eta}$$

где $p_{\text{н}} = 12,5$ МПа – давление насоса;

$Q_{\text{н}} = 14,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 0,24 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$ – расход насоса;

η – суммарный КПД:

$$\eta = \eta_V \cdot \eta_{\text{мех}}$$

$\eta_V = 0,88$ – объемный КПД ;

$\eta_{\text{мех}} = 0,92$ – механический КПД ;

$$\eta = 0,88 \cdot 0,92 = 0,81$$

Тогда:

$$N_{\text{эл.д}} = \frac{12,5 \cdot 10^6 \text{Па} \cdot 0,24 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,81} = 3,7 \text{ кВт}$$

Выбираем трёхфазный асинхронный двигатель АИР100L4 ГОСТ 19523-74 [1, т.3, стр.534]

Модель	Мощность	Частота	Габариты	Масса
АИР 100L4	4.0	1500	420x226x200	30.0

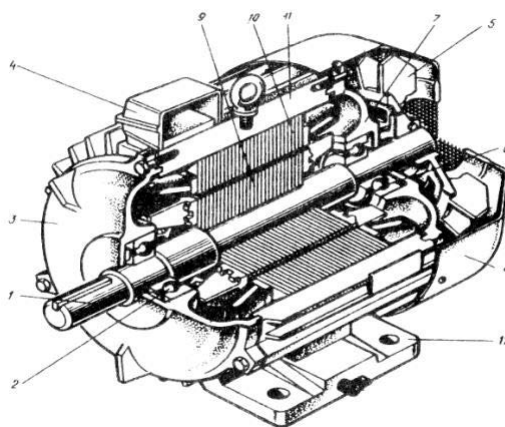


Рисунок 3.3 – Электродвигатель АИР100L4

4 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ АККУМУЛЯТОРА. ВЫБОР АККУМУЛЯТОРА

Требуемый полезный объем аккумулятора $V_{\text{жс}}^{\text{раб}}$, м³:

$$V_{\text{па}} = (Q_{\text{max}} - Q_{\text{ср}}) \cdot \Delta t$$

Где Δt – время цикла работы;

$Q_{\text{max}} = 0,532 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ – максимальный расход;

$Q_{\text{ср}} = 11,7 \frac{\text{ЛИТ}}{\text{МИН}} = 0,195 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ – средний расход, исходя из диаграммы

потребления расхода гидросистемой

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

$\Delta t = 25$ сек. – время цикла.

$$V_{\text{полезн}} = \left(0,532 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{с}} - 0,195 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{с}} \right) \cdot 25\text{с} = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{М}^3$$

Чтобы вычислить полный объем аккумулятора $V_{\text{полн}}$, М^3 составим уравнение:

$$p_{\text{min}} \cdot (V_{\text{полн}} - V_{\text{min}})^k = p_{\text{max}} \cdot (V_{\text{полн}} - V_{\text{полезн}} - V_{\text{min}})^k$$

Где $p_{\text{min}} = 12,5 \cdot 10^6$ – минимальное рабочее давление в аккумуляторе, принимаем равным требуемому давлению на выходе насосной станции:

p_{max} – максимальное рабочее давление в аккумуляторе, Па; рекомендуется (10-20)%;

$$p_{\text{max}} = 1,2 \cdot 12,5 \cdot 10^6 \text{Па} = 15 \cdot 10^6 \text{Па}$$

$k = 1,4$ – показатель адиабаты;

V_{min} – минимальный объем жидкости в аккумуляторе, принимаем:

$$V_{\text{min}} = 0,02 \cdot V_{\text{полн}}$$

$$p_{\text{min}} \cdot (V_{\text{полн}} - 0,02V_{\text{полн}})^k = p_{\text{max}} \cdot (V_{\text{полн}} - V_{\text{полезн}} - 0,02V_{\text{полн}})^k$$

$$p_{\text{min}} \cdot (0,98 \cdot V_{\text{полн}})^k = p_{\text{max}} \cdot (0,98 \cdot V_{\text{полн}} - V_{\text{полезн}})^k$$

$$V_{\text{полн}} = - \frac{p_{\text{max}}^{\frac{1}{k}} \cdot V_{\text{полезн}}}{0,98 \cdot \left(p_{\text{min}}^{\frac{1}{k}} - p_{\text{max}}^{\frac{1}{k}} \right)}$$

$$V_{\text{полн}} = - \frac{(15 \cdot 10^6 \text{Па})^{\frac{1}{1,4}} \cdot 8,4 \cdot 10^{-3} \text{М}^3}{0,98 \cdot \left((12,5 \cdot 10^6 \text{Па})^{\frac{1}{1,4}} - (15 \cdot 10^6 \text{Па})^{\frac{1}{1,4}} \right)} = 71 \cdot 10^{-3} \text{М}^3$$

Из каталога Rexroth выбираю баллонный гидроаккумулятор типа SBна 80 литров:

Таблица 4.1 – Технические характеристики гидроаккумулятора

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

Номинальный объем	Исполнение клапана, со стороны жидкости	Макс. рабочее избыточное давление (DGRL 97/23/EC)	Эфф. объем газа	Вес ок.	A макс.	B	C	Ø D макс.	J Резьба	Ø E	Размер ключа	Q ¹⁾
[л]		[бар]	[л]	[кг]	[мм]	[мм]	[мм]	[мм]	ISO 228	[мм]	[мм]	[л/с]
60	Стандартное	330	60	182	1156	138	68	356	G 2 1/2	125	90	30
80			85	221	1406							
100			105	255	1656							
130			133	305	1976							
160			170	396	2006							
200			201	485	2306							
							406					

5 ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ И ИХ СРАВНЕНИЕ

5.1 Диаграмма мощности для насосной станции постоянной производительности.

Потребляемая мощность:

$$N = \frac{N_{\text{эф}}}{\eta}$$

Где $\eta = 0,81$ – гидравлический КПД насосной станции;

$N_{\text{эф}}$ – эффективная мощность, определяемая по формуле:

$$N_{\text{эф}} = \frac{p_i \cdot Q}{60}$$

Где $Q = 31,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ – КПД насосной станции;

$p_i = 4; 6; 8; 10; 12,5$ МПа – давления;

$$N_i = \frac{p_i \cdot Q}{60 \cdot \eta}$$

Находим мощности при разных давлениях:

$$N_1 = \frac{p_1 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{4 \text{ МПа} \cdot 31,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 2,58 \text{ кВт}$$

$$N_2 = \frac{p_2 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{6 \text{ МПа} \cdot 31,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 3,87 \text{ кВт}$$

												Лист
												42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	1503020.2020.687 ПЗ ВКР							

$$N_3 = \frac{p_3 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{8 \text{ МПа} \cdot 31,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 5,17 \text{ кВт}$$

$$N_4 = \frac{p_4 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{10 \text{ МПа} \cdot 31,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 6,46 \text{ кВт}$$

$$N_5 = \frac{p_5 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{12,5 \text{ МПа} \cdot 31,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 8,07 \text{ кВт}$$

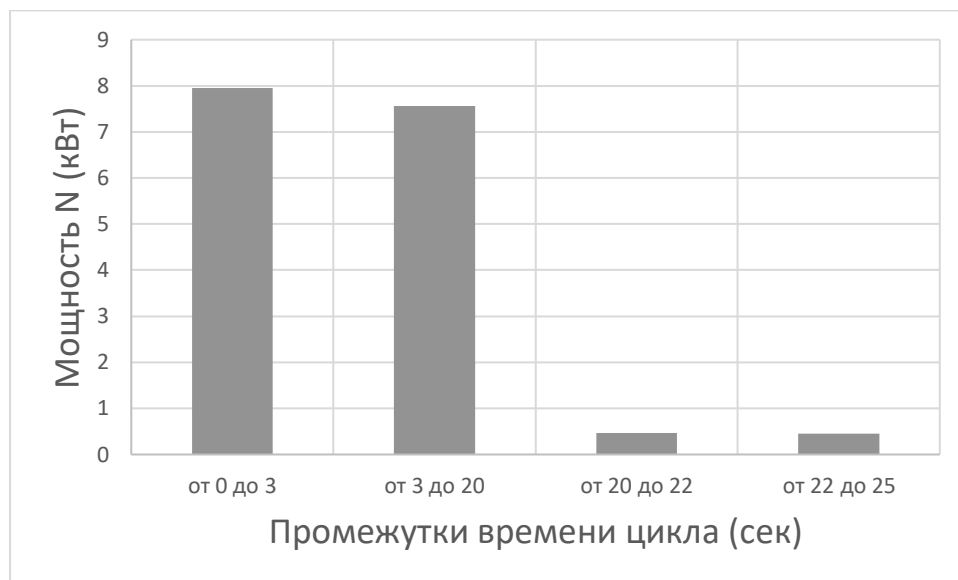


Рисунок 5.1 – Диаграмма установочной мощности для насосной станции постоянной производительности.

5.2 Диаграмма мощности для насосно-аккумуляторной станции

Потребляемая мощность:

$$N = \frac{N_{\text{эф}}}{\eta}$$

Где $\eta = 0,81$ – гидравлический КПД насосной-аккумуляторной станции;

$N_{\text{эф}}$ – эффективная мощность, определяемая по формуле:

$$N_{\text{эф}} = \frac{p_i \cdot Q}{60}$$

Где $Q = 12 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ – КПД насосной станции;

$p_i = 4; 6; 8; 10; 12,5$ МПа – давления;

$$N_i = \frac{p_i \cdot Q}{60 \cdot \eta}$$

Находим мощности при разных давлениях:

$$N_1 = \frac{p_1 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{4 \text{ МПа} \cdot 11,7 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 0,96 \text{ кВт}$$

$$N_2 = \frac{p_2 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{6 \text{ МПа} \cdot 11,7 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 1,44 \text{ кВт}$$

$$N_3 = \frac{p_3 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{8 \text{ МПа} \cdot 11,7 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 1,92 \text{ кВт}$$

$$N_4 = \frac{p_4 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{10 \text{ МПа} \cdot 11,7 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 2,4 \text{ кВт}$$

$$N_5 = \frac{p_5 \cdot Q}{60 \cdot \eta} = \frac{12,5 \text{ МПа} \cdot 11,7 \frac{\text{л}}{\text{мин}}}{60 \cdot 0,81} = 3 \text{ кВт}$$

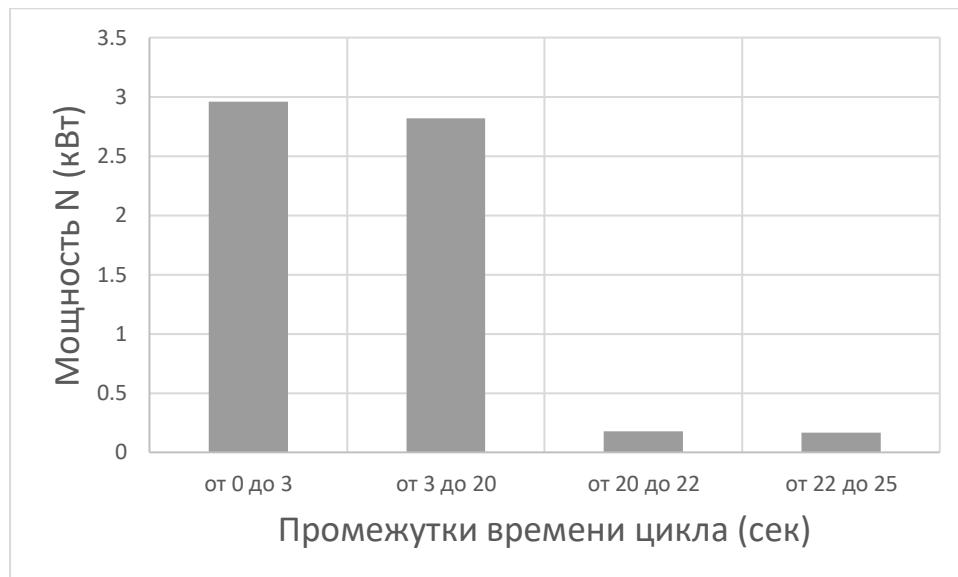


Рисунок 5.2 – Диаграмма установочной мощности для насосно-аккумуляторной станции.

5.3 Сравнение диаграмм мощности

При подключении в насосную станцию гидроаккумулятора, потребляемая мощность падает в 2,68 раза, уменьшаются габариты насоса, помимо этого, аккумулятор выполняет демпфирующую функцию, за счет чего обеспечивается более высокий срок службы всей установки.

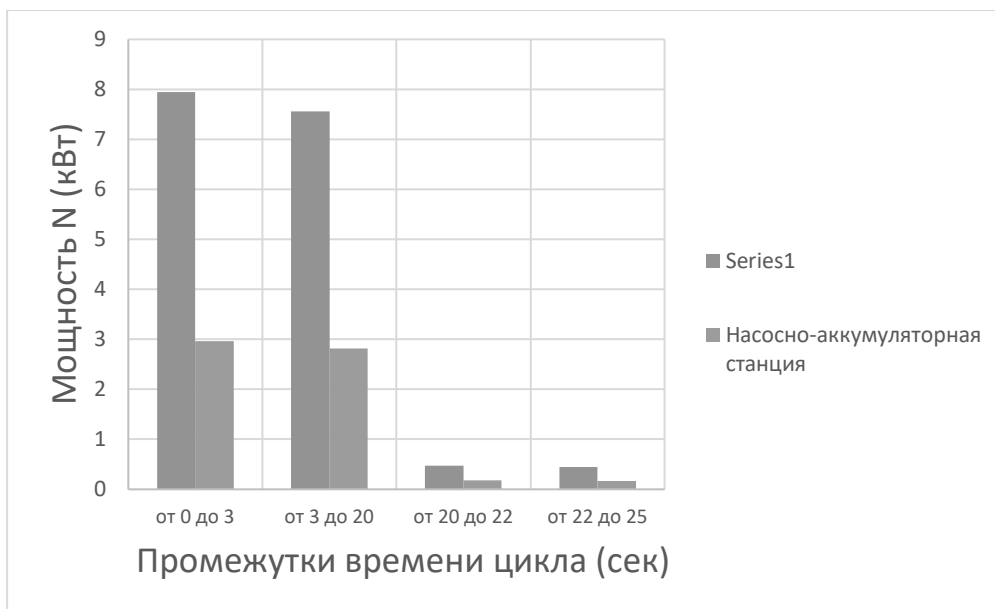


Рисунок 5.3 – Сравнение диаграмм потребляемой мощности.

5.4 Обоснование проекта установки гидроаккумулятора

Так как в процессе работы гидропривода трубоотрезного станка расход является переменным, то есть в разные промежутки времени рабочего цикла гидросистема потребляет разное количество жидкости, то установочную мощность насосной станции возможно уменьшить за счет установки гидроаккумулятора. В нашем случае максимальный расход приходится на промежуток от 20 до 22 секунд, а наименьший на промежуток от 3 до 20 секунд, то есть система работает всего 2 секунды на максимальном расходе и 17 секунд на минимальном.

При работе насосно-аккумуляторного гидропривода в те промежутки времени, когда подача насоса превышает расход рабочей жидкости, потребный из условия нормального протекания, выполняемого станком технологического процесса, избыток жидкости, нагнетаемого насосом, поступает в гидроаккумулятор (происходит подзарядка), в те интервалы времени когда подача насоса оказывается меньше необходимого расхода жидкости, недостаток расхода компенсируется за счет жидкости вытесняемой из гидроаккумулятора (происходит разрядка).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью дипломного проекта являлась модернизация насосной станции трубоотрезного станка. В выпускной квалификационной работе проведены следующие расчеты гидропривода станка:

- 1) проведен анализ работы гидропривода станка;
- 2) был проведен расчет параметров гидропривода;
- 3) был произведен выбор гидроаппаратуры;
- 4) был произведен выбор насосно-аккумуляторной станции;
- 5) произвели сравнение мощностей при работе с насосной станции и насосно-аккумуляторной станции.

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исаев Ю.М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов, Ленинград,1979.
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение,1974.
3. Бим-Бад Б.М. и др. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат. М.ИНФР А-М, 2004.
4. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемой гидропривод. Машиностроение,1969.
5. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение,1967.
6. Домогаров А.Ю., Степаков А.И., Леладзе И.С. Справочно-нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки. Москва 2004.
7. Кабаков М.Г. и др. Аксиально-поршневые насосы приводов строительно-дорожных машин. Москва 2003.
8. Основы теории и конструирования объемных гидропередат.М. Высшая школа,1968.
9. Справочник машиностроителя, т.3, 1962
10. Справочник машиностроителя, т.2, 1962
11. Иванов М.Н. Детали машин. М., Высшая школа,1976
12. Конструирование и расчет пружин., зарубежная техника, Москва,1959
13. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. 2-е изд., прераб. Киев: Техника, 1977.
14. Гамынин Н.С. Основы следящего гидравлического привода . М.:Оборонгиз, 1962.
15. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов.М.: Машиностроение, 1991. 383 с

					1503020.2020.687 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

