

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
Политехнический институт  
Заочный факультет  
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН  
Рецензент, (должность)

\_\_\_\_\_ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_/Е.К.Спиридонов  
\_\_\_\_\_ 2019г.

РАЗРАБОТКА ГИДРОСИСТЕМЫ СТАНОЧНОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ  
РАБОТЕ

ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ

Руководитель работы, (преподаватель)

\_\_\_\_\_/М.В. Форенталь/  
\_\_\_\_\_ 2019г.

Автор проекта студент группы ПЗ-557

\_\_\_\_\_/Д.Е. Крутицкий/  
\_\_\_\_\_ 2019г.

Нормоконтролер, (преподаватель)

\_\_\_\_\_/А.В. Подзерко/  
\_\_\_\_\_ 2019г.

Челябинск, 2019 г.

## Аннотация

Крутицкий Д.Е. Пояснительная записка к выпускной квалификационной работе по теме – Разработка гидросистемы станочного оборудования. Выпускная квалификационная работа. – Челябинск: ЮУрГУ, 2019. – 31 стр., 10 ил., 3 табл., библиографический список –13 наим., 4 листа ф. А1.

Цель выпускной квалификационной работы – разработать гидравлическую систему вертикально-фрезерного станка. В ходе работы произведены расчеты необходимых параметров гидросистемы, подобрана гидроаппаратура, насос, электродвигатель и гидроаккумулятор.

					<i>ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Крутицкий</i>			<i>Выпускная квалификационная работа</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Пров.</i>		<i>Форенталь</i>				<i>Д</i>	<i>2</i>	<i>31</i>
						<i>ЮУрГУ Кафедра ГиГПС</i>		
<i>Н.конт.</i>		<i>Подзерко</i>						
<i>Утв.</i>		<i>Спирidonov</i>						

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ И УСТРОЙСТВО СТАНКА.....	5
1.1 Назначение и область применения.....	5
1.2 Принцип работы и основные движения.....	6
1.3 Технические характеристики станка .....	7
1.4 Устройство станка.....	8
1.5 Гидросистема.....	12
2 РАСЧЕТ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ.....	15
2.1 Гидравлический расчет параметров гидропривода.....	15
2.1.1 Определение необходимого давления в гидросистеме.....	15
2.1.2 Построение диаграмм скоростей движения штоков.....	16
2.1.3 Диаграммы потребления расходов исполнительными механизмами.....	17
2.2. Гидравлические расчеты и подбор аппаратуры.....	18
2.2.1. Условные проходы.....	18
2.2.2. Подбор гидроаппаратуры.....	19
2.2.3 Выбор рабочей жидкости .....	20
2.2.4 Расчет утечек в гидросистеме.....	24
2.3. Расчет насосно-аккумуляторной станции.....	25
2.4. Выбор насоса для насосно – аккумуляторной станции.....	28
2.5. Выбор электродвигателя.....	28
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	30
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	32

## Введение

Гидравлические приводы подач технологического оборудования обеспечивают перемещение рабочих органов технологического оборудования со скоростью подачи. Цикл работы гидравлических приводов подач несколько отличается и может включать быстрые подводы рабочего органа, рабочие подачи, выстой на упоре, быстрые отводы в исходное положение и др. Скорости движения рабочего органа для указанных элементов цикла работы отличаются и регулирование их независимое.

Применение гидропривода дает возможность бесступенчато регулировать скорости в широких пределах, плавно реверсировать движущие органы станка, автоматически предохранять его от перегрузки, легко обеспечивать смазывание, возможность любого разветвления мощности и т.п. Недостатками гидроприводов являются утечка рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, что загрязняет окружающую среду, проникновение воздуха в рабочую жидкость, изменение свойств рабочей жидкости в зависимости от температуры и времени.

Для сведения недостатков к минимуму и повышения технического уровня выпускаемой продукции в конструкцию гидропривода вносятся некоторые изменения, т.е. гидропривод модернизируют. Также модернизация может производиться в связи со снятием с производства устаревшей гидроаппаратуры и заменой ее на новую.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1. Техническое описание

### 1.1 Назначение и область применения

Станок фрезерный вертикальный с крестовым столом и УЦИ модели 65А60Ф1-11 (рис. 1) предназначен для высокопроизводительного фрезерования деталей из чугуна, стали и цветных металлов. На станке успешно может быть выполнена обработка не только сырых, но и закаленных деталей с применением современного инструмента с ножами из эльбора, сверхтвердых композиционных материалов из минералокерамики. При этом обеспечивается высокая чистота обрабатываемых поверхностей. Возможность выполнения на станке операций фрезерования, сверления, зенкерования, развертывания и растачивания позволяет обеспечить высокую точность обработки детали с одной установки и значительно повысить производительность. Наличие маховичков сервопривода позволяет осуществить легкое управление при обработке по разметке одновременно по любым двум из трех координат.

Станок поставляется с системой охлаждения инструмента эмульсией. Закрепление инструмента в конусе шпинделя механизировано.

Технологические возможности станка могут быть расширены за счет применения угловой фрезерной головки.

Станок допускает обработку изделий, суммарная масса которых вместе с приспособлением составляет не более 3000 кг.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5



Рис. 1. Станок 65А60Ф1-11

## 1.2 Принцип работы и основные движения

Станок фрезерный вертикальный с крестовым столом и УЦИ модели 65А60Ф1-11 имеет следующие движения:

- вращение шпинделя;
- продольное перемещение стола (координата X);
- поперечное перемещение стола (координата Y);
- вертикальное перемещение шпиндельной бабки (координата Z).

Перемещение стола, салазок и шпиндельной бабки осуществляется от отдельных бесступенчато-регулируемых приводов. Для контроля перемещений в станке применены датчики обратной связи типа «БС-155», установленные на винтах шариковых пар.

Все три привода выполнены безредукторными с непосредственной установкой высокомоментных электродвигателей со встроенными тормозами на винты передач.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Вращение шпинделя осуществляется от электродвигателя постоянного тока и четырехступенчатую коробку скоростей. Число ступеней частот вращения шпинделя – 85. Зажим и разгрузка бабки гидравлические.

Управление станком производится с подвесного пульта или от маховичков тахогенераторной коробки, расположенной на салазках в отдельном корпусе.

В станке предусмотрены системы блокировок, которые защищают механизмы станка от поломок.

### 1.3 Технические характеристики станка

Таблица 1

Наименование параметра	Значение
<b>Основные параметры станка</b>	
Размеры поверхности стола, мм	630 x 2000
Расстояние от торца шпинделя до поверхности стола, мм	125..900
Расстояние от оси шпинделя до вертикальных направляющих (вылет), мм	710
Наибольшее перемещение стола в продольном (X) x поперечном (Y) направлении, мм	1600 x 630
Наибольшее перемещение шпиндельной бабки в вертикальном (Z) направлении, мм	775
Наибольшая масса обрабатываемой детали, кг	3000
<b>Шпиндель</b>	
Конец шпинделя по ГОСТ 24644-81	50
Частота вращения шпинделя с бесступенчатым регулированием, об/мин	5..2000
Количество скоростей шпинделя	85
Наибольший крутящий момент на шпинделе, н*м	2750
<b>Рабочий стол</b>	
Дискретность задания перемещений по осям X, Y, Z. Продольное, поперечное, вертикальное, мм	0,010
Пределы продольных и поперечных подач стола (X, Y), мм/мин	1..6000
Пределы вертикальных подач бабки (Z), мм/мин	1..6000
Количество подач продольных/ поперечных/ вертикальных	58

Скорость быстрых перемещений стола продольных (X), поперечных (Y), м/мин	9,6
Скорость быстрых перемещений вертикальных (Z), м/мин	9,6
Наибольшее усилие резания, допускаемое механизмом подачи по оси X (продольных), кН	20
Наибольшее усилие резания, допускаемое механизмом подачи по оси Y, (поперечных), кН	19
Наибольшее усилие резания, допускаемое механизмом подачи по оси Z (вертикальных), кН	20
<b>Электрооборудование и привод станка</b>	
Электродвигатель постоянного тока привода главного движения, кВт	26,5
Вращающий момент электродвигателей постоянного тока приводов подач по осям X, Y, Z (номинальный/ наибольший) (M12, M13, M14), Н*м	47/ 52
Электродвигатель гидростанции (M1), кВт	1,5
Электродвигатель зажима инструмента (M4), кВт	0,18
Электродвигатель насоса охлаждения (M6), кВт	0,12
Суммарная мощность установленных на станке электродвигателей, кВт	36,66
Суммарная мощность одновременно работающих электродвигателей, кВт	29,26
<b>Габаритные размеры и масса станка</b>	
Габаритные размеры (длина x ширина x высота), мм	6185 x 3825 x 4100
Масса станка, кг	16130

#### 1.4. Устройство станка

Станина.

Направляющие отлитой из чугуна станины широко разнесены для устойчивого удержания салазок. В средней нише расположена шариковая пара привода салазок. В боковые стенки средней ниши врезаны закаленные до высокой твердости планки, по которым катаются роликовые опоры качения салазок. С правой стороны станины крепятся планки с кулачками ограничения хода салазок.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8



Направляющие надежно защищены от попадания стружки и охлаждающей жидкости кожухами, закрепленными на салазках.

Салазки.

Салазки имеют взаимно перпендикулярные направляющие. К среднему выступу салазок крепится корпус шариковой гайки. Нижние направляющие салазок армированы лентой из наполненного фторопласта. В центральной части между нижними направляющими установлены роликовые опоры качения, которые крепятся к салазкам.

В нише верхней части салазок расположена шарико-винтовая пара. В боковые стенки ниши врезаны закаленные до высокой твердости планки для бокового перемещения стола.

От опрокидывания салазки и стол удерживаются прижимными планками. Для обеспечения точности положения стола при его крайних положениях крылья салазок опираются на поддержки, имеющие регулировку в вертикальной плоскости посредством клиньев, на которых установлены блоки качения.

Стол.

Стол представляет собой отливку из высокопрочного чугуна с Т-образными пазами. Направляющие стола армированы лентой из наполненного фторопласта.

На нижней части стола расположен корпус шариковой гайки, а также роликовые опоры качения. Для сбора охлаждающей жидкости по краям стола имеются карманы, из которых она сливается в желоб. На боковой поверхности стола крепятся планки с ограничительными кулачками. С торцев стола крепятся кожуха телескопической защиты направляющих салазок.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

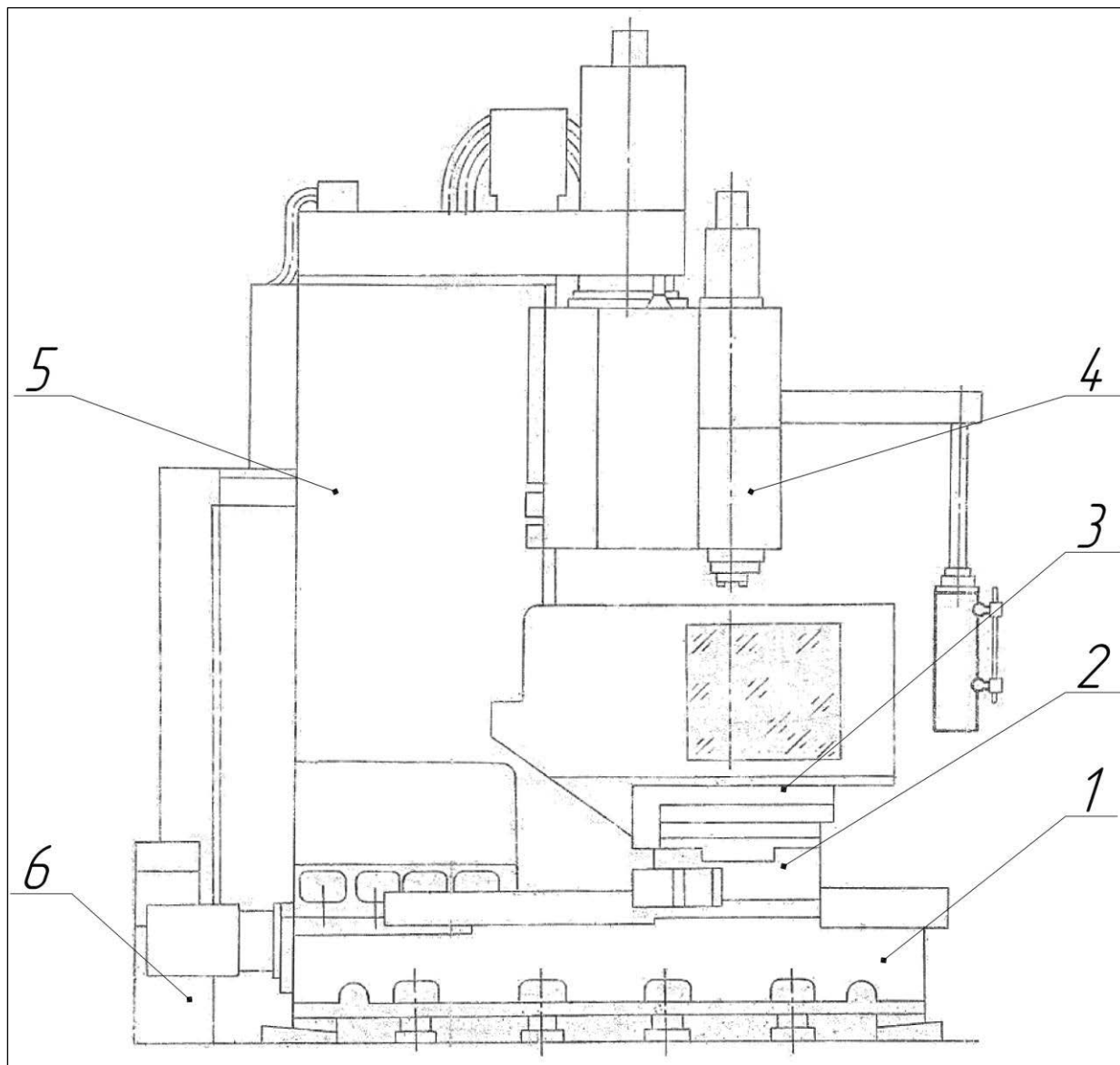


Рис. 2. Устройство станка: 1- станина, 2- салазки, 3- стол, 4- бабка, 5- стойка, 6- гидростанция.

### Шпиндельная бабка.

Кинематика бабки включает в себя дистанционно переключаемые от двух гидроцилиндров четыре диапазона скоростей, обеспечивающих регулирование частоты оборотов шпинделя от 5 до 2000 мин<sup>-1</sup>. Шпиндель смонтирован в отдельной стальной неподвижной гильзе и установлен в двух высокоточных радиальных роликовых подшипниках и одном радиально-упорном жестком подшипнике, позволяющим обеспечивать заданную долговечность при высоких частотах вращения и больших усилиях резания. Передняя опора шпинделя охлаждается маслом.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Стойка.

По вертикальным направляющим стойки перемещается шпindelная бабка с санями.

В нише стойки установлена шарико-винтовая пара. В боковые стенки ниши врезаны закаленные до высокой твердости планки, по которым катаются роликовые опоры качения саней.

К верхней части стойки крепится кронштейн гидравлической разгрузки шпindelной бабки.

Гидравлическая разгрузка шпindelной бабки

Гидроразгрузка (рис. 3) предназначена для разгрузки бабки от собственного веса. В задней нише стойки расположен плунжерный гидроцилиндр **1**. Он связан с бабкой через цепи **2** и ролики **3**, расположенные в кронштейнах наверху стойки.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

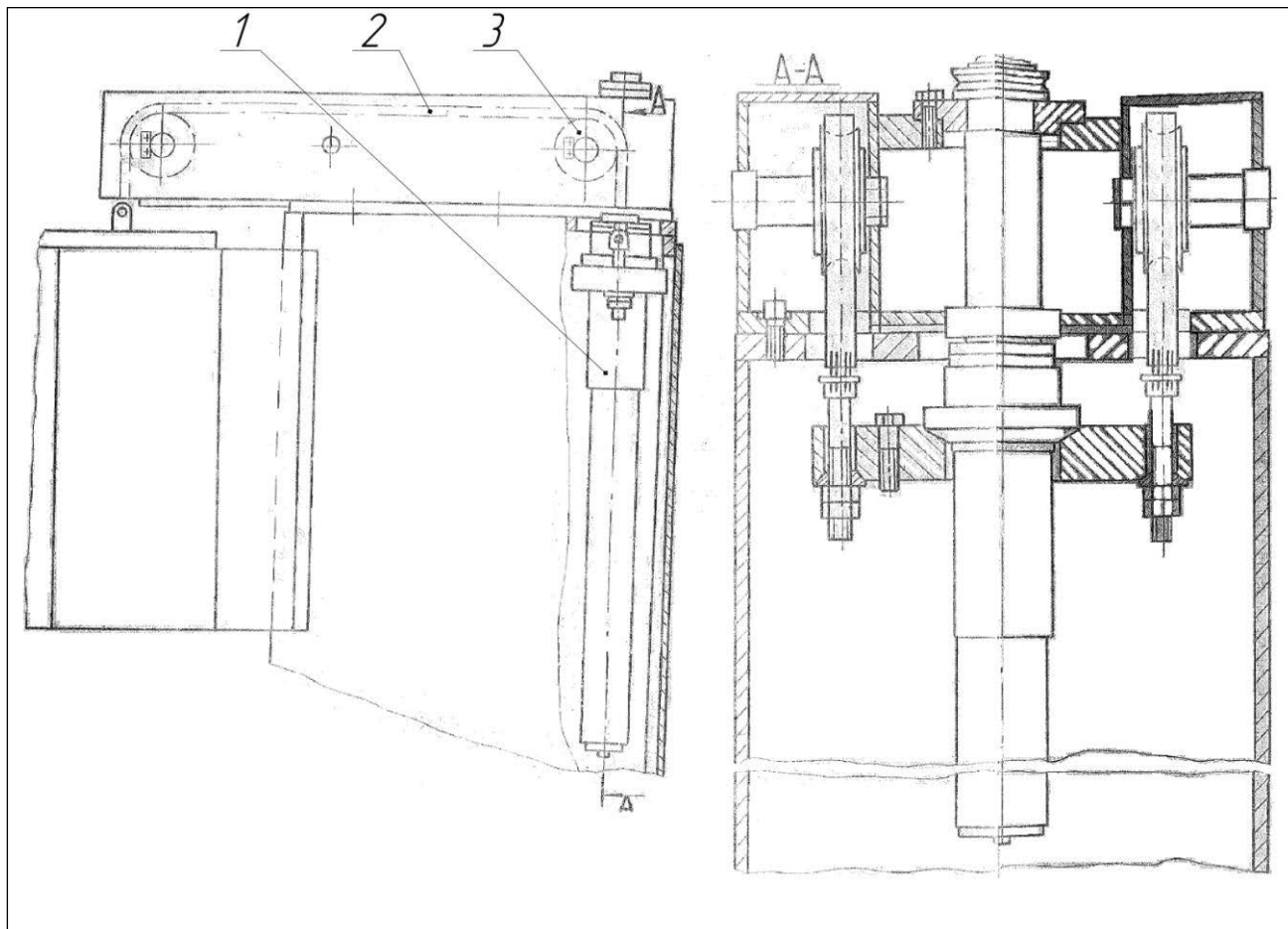


Рис. 3. Гидроразгрузка

### 1.5 Гидросистема

Назначение гидросистемы

Гидравлический привод станка обеспечивает:

- переключение скоростей;
- зажим шпиндельной бабки;
- гидроразгрузку шпиндельной бабки.

Гидросистема (рис. 3.1) станка работает от станции гидропривода. В бак станции заливается масло индустриальное И-20А в количестве 63 л.

Гидроразгрузка бабки при ее рабочих перемещениях, переключение скоростей, зажим бабки обеспечивается маневровым объемом аккумулятора. Насосная установка при заряженном аккумуляторе отключается.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

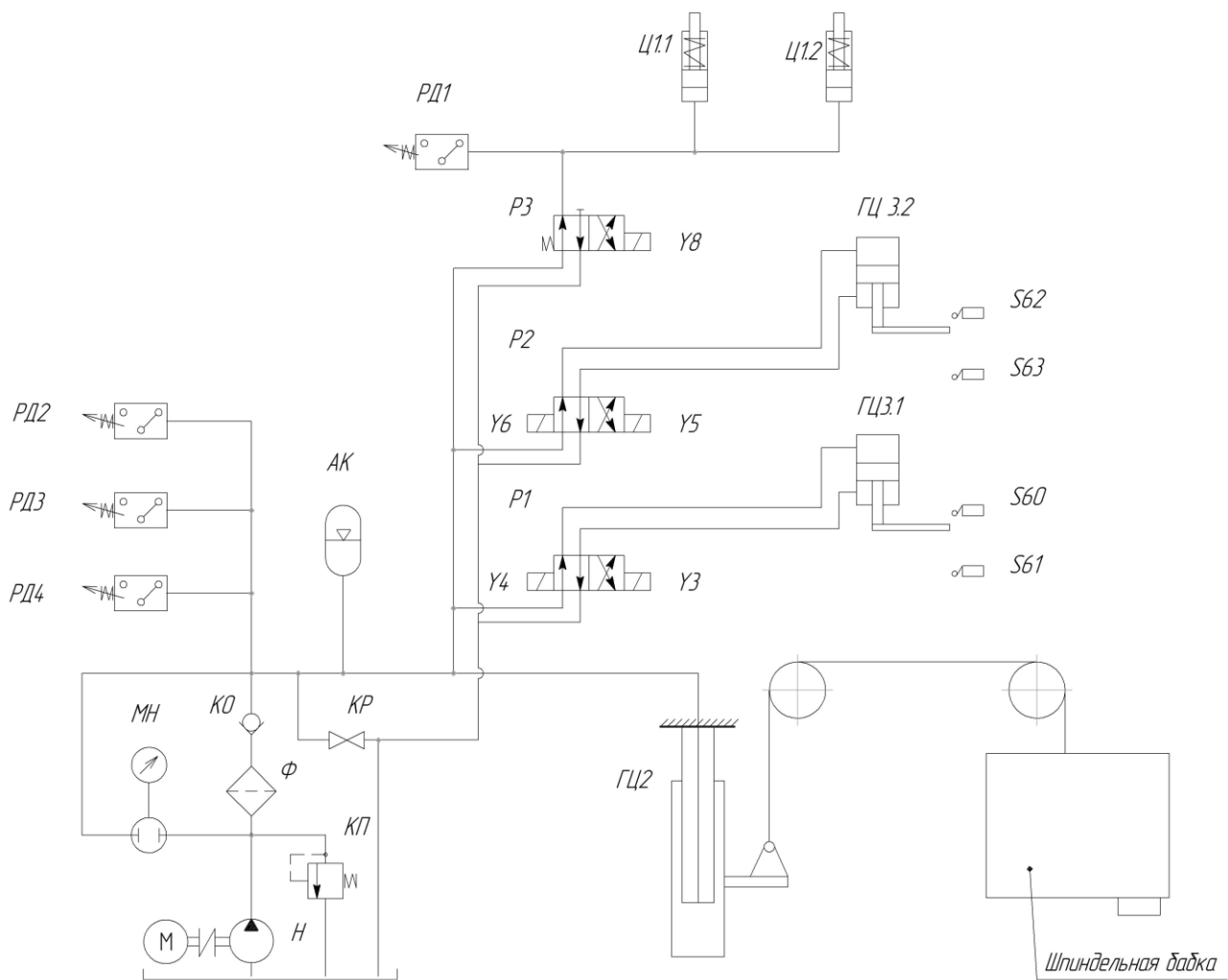


Рис. 4. Гидравлическая схема

Работа электромагнитов и конечных выключателей

Таблица 2

Наименование команды		Электромагнит					Конечный выключатель			
		Y3	Y4	Y5	Y6	Y8	S60	S61	S62	S63
Частота вращения шпинделя, мин <sup>-1</sup>	5...160 (1-я ступень)	+		+			+		+	
	12,5...400 (2-я ступень)		+	+				+	+	
	25...600 (3-я ступень)	+			+		+			+
	63...2000 (4-я ступень)		+		+			+		+
Зажим бабки						-				
Отжим бабки						+				

## Описание работы гидросистемы

При включении насосного агрегата **Н** рабочая жидкость проходит через напорный фильтр **Ф1** обратный клапан **КО**, заряжая пневмо-гидроаккумулятор **АК**, создает усилие на гидроцилиндрах зажима шпиндельной бабки **Ц1.1** и **Ц1.2**, а также на гидроцилиндре гидроразгрузки шпиндельной бабки **Ц2**. По достижению давления в системе давлению настройки реле давления **РД2** 2 МПа система управления станка автоматически отключает блокировку подач и переключения ступеней коробки скоростей. При давлении в системе 3 МПа срабатывает реле давления **РД1**, которое дает сигнал системе управления на снятие блокировки включения рабочей подачи, то есть шпиндельная бабка зажата. После того, как **АК** будет полностью заряжен рабочей жидкостью до давления 4 МПа, срабатывает **РД3** и подает сигнал на отключение **Н**. Далее гидросистема работает только за счет энергии **АК**. При снижении давления до отметки в 3,5 МПа **РД4** подает сигнал на включение **Н**, и далее цикл повторяется. Работа гидрораспределителей **Р1**, **Р2** и **Р3** описана в таблице 2. Клапан разгрузки **КР** служит для сброса давления из системы, что крайне необходимо при техническом обслуживании или ремонте станка.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

## 2. Расчет насосной станции

### 2.1 Гидравлический расчет параметров гидропривода

#### 2.1.1 Определение необходимого давления в гидросистеме

Теоретическая сила, развиваемая гидроцилиндром при движении штока:

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

где  $A_{\text{п}}$  – эффективная площадь поршневой полости, м<sup>2</sup>;

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

$p_{\text{пол}}$  – 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:  $D=70$  мм ;  $d=40$  мм;  $F=16$  кН

$$p_{\text{нас}} = \frac{4 \cdot 16 \cdot 10^3 \text{ Н}}{3,14 \cdot 0,95 \cdot (0,07 \text{ м})^2} = 4,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,4 \text{ МПа}$$

2) гидроцилиндр разгрузки :  $D=90$  мм;  $F=25$  кН

$$p_{\text{нас}} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 10^3 \text{ Н}}{3,14 \cdot 0,95 \cdot (0,09 \text{ м})^2} = 4,14 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,14 \text{ МПа}$$

3) гидроцилиндр переключения передач :  $D=40$  мм;  $d=22$  мм;  $F=2$  кН

$$p_{\text{нас}} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^3 \text{ Н}}{3,14 \cdot 0,95 \cdot (0,04 \text{ м})^2} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,7 \text{ МПа}$$

Выбираем давление из номинального ряда по ГОСТ 12445-80:

$$p_{\text{нас}} = 6,3 \text{ МПа}$$

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

## 2.1.2 Построение диаграмм скоростей движения штоков

Скорость движения штока гидроцилиндра м/с:

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

Где  $S$  – ход штока, м;

Гидроцилиндр 1 –  $S_1 = 2$  мм;

Гидроцилиндр 2 –  $S_2 = 775$  мм;

Гидроцилиндр 3 –  $S_3 = 150$  мм;

$t$  – время выдвигения, с.

Гидроцилиндр 1 –  $t_1 = 1$  с;

Гидроцилиндр 2 –  $t_2 = 40$  с;

Гидроцилиндр 3 –  $t_3 = 3$  с;

Находим скорости гидроцилиндров:

$$V_1 = \frac{S_1}{t_1} = \frac{2\text{мм}}{1\text{с}} = 2 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_2 = \frac{S_2}{t_2} = \frac{775\text{мм}}{40\text{с}} = 19,375 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 0,019 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_3 = \frac{S_3}{t_3} = \frac{150\text{мм}}{3\text{с}} = 50 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 0,05 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Диаграммы скоростей движения штоков  $V_1; V_2$  показаны на рисунке 5.

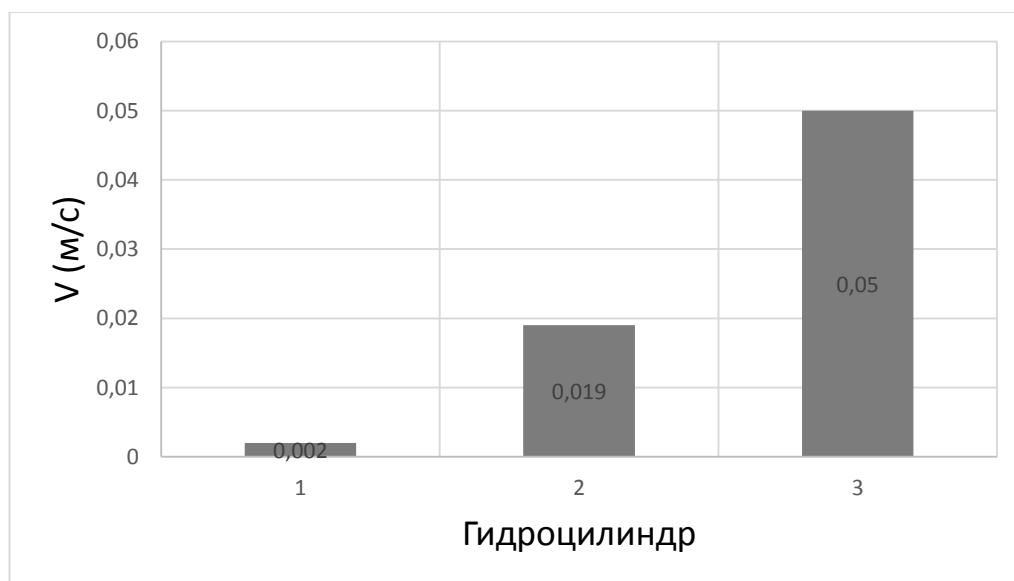


Рис. 5. Диаграмма скоростей движения штоков гидроцилиндров

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



### 2.1.3 Диаграммы потребления расходов исполнительными механизмами

Потребляемый расход  $Q$ , м<sup>3</sup>/с:

$$Q = V_i \cdot A_i$$

Где  $A_i$  – площадь полости, в которую происходит нагнетание.

$$Q_1 = Q_{пГЦ1} = V_1 \cdot A_{п1} = 0,002 \cdot 0,00385 = 7,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 0,46 \text{ л/мин}$$

$$Q_2 = Q_{шГЦ1} = V_1 \cdot A_{ш1} = 0,002 \cdot 0,00259 = 5,18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 0,31 \text{ л/мин}$$

$$Q_3 = Q_{пГЦ2} = V_2 \cdot A_{п2} = 0,019 \cdot 0,00636 = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 7,25 \text{ л/мин}$$

$$Q_4 = Q_{шГЦ2} = V_2 \cdot A_{ш2} = 0,019 \cdot 0,0044 = 8,35 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 5,01 \text{ л/мин}$$

$$Q_5 = Q_{пГЦ3} = V_3 \cdot A_{п3} = 0,05 \cdot 0,00126 = 6,28 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 3,77 \text{ л/мин}$$

$$Q_6 = Q_{шГЦ3} = V_3 \cdot A_{ш3} = 0,05 \cdot 0,00088 = 4,38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 2,63 \text{ л/мин}$$

Диаграммы потребления расходов гидроцилиндрами представлены на рисунке 6.

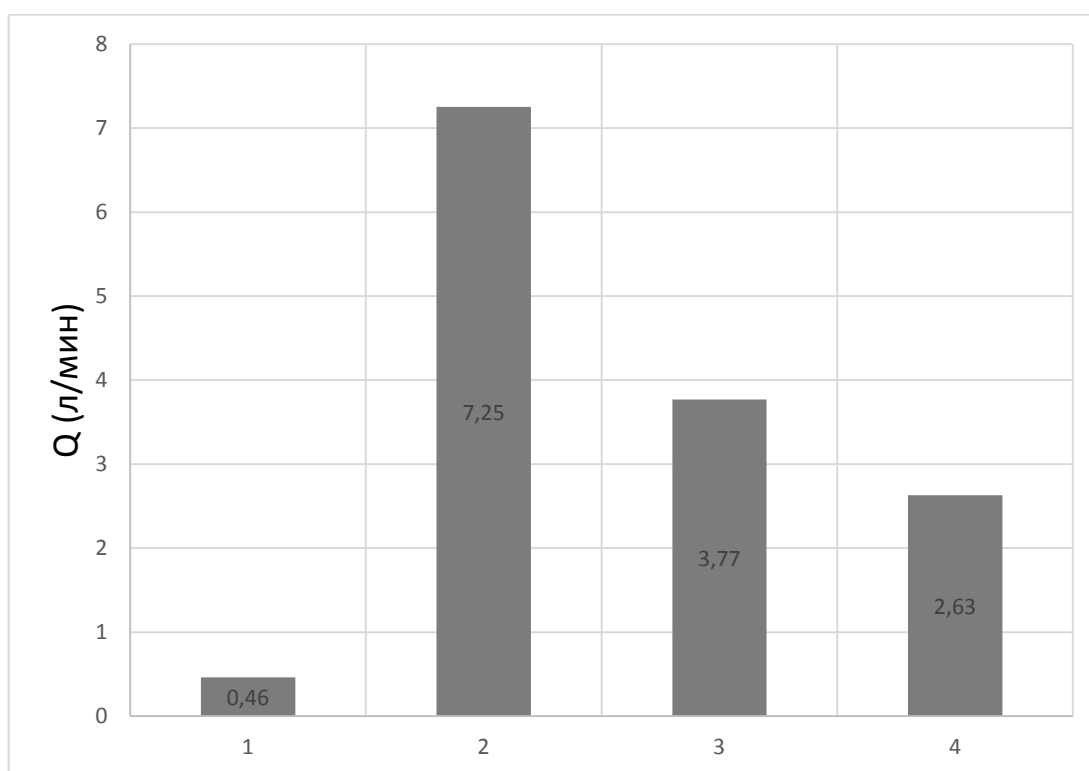


Рис. 6. Диаграммы потребления расходов гидроцилиндрами.

## 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:

$$d_{y1}^{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,66 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 5}} = 0,0014\text{м} = 1,4\text{мм}$$

$$d_{y2}^{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 5}} = 0,0055 = 5,5\text{мм}$$

$$d_{y3}^{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,28 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 5}} = 0,004\text{м} = 4\text{мм}$$

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

$$d_{y1}^{тр} = 6 \text{ мм}$$

$$d_{y2}^{тр} = 6 \text{ мм}$$

$$d_{y3}^{тр} = 6 \text{ мм}$$

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Применяем стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75.

Гидроцилиндр 1: Труба  $\frac{6 \times 1 \text{ ГОСТ } 8734-75}{\text{В ГОСТ } 8733-74}$

Гидроцилиндр 2: Труба  $\frac{6 \times 1 \text{ ГОСТ } 8734-75}{\text{В ГОСТ } 8733-74}$

Гидроцилиндр 3: Труба  $\frac{6 \times 1 \text{ ГОСТ } 8734-75}{\text{В ГОСТ } 8733-74}$

### 2.2.2. Подбор гидроаппаратуры.

Распределитель ГЦ1. Расход  $Q_{max} = 0,46 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ . Подбираем двухпозиционный распределитель с электроуправлением и пружинным возвратом ВЕ6.574А.

Технические данные:

Условный проход  $d_y = 6 \text{ мм}$

Максимальный расход  $Q_{max} = 60 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ;

Номинальное давление  $p_n = 10 \text{ МПа}$ ;

Максимальные утечки  $Q_{ут} = 0,01 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ;

Потери давления  $\Delta p = 0,63 \text{ МПа}$ .

Распределитель ГЦ3. Расход  $Q_{max} = 3,77 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ . Подбираем двухпозиционный распределитель с электроуправлением ВЕ6.574А.

Технические данные:

Условный проход  $d_y = 6 \text{ мм}$

Максимальный расход  $Q_{max} = 60 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ;

Номинальное давление  $p_n = 10 \text{ МПа}$ ;

Максимальные утечки  $Q_{ут} = 0,01 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ;

Потери давления  $\Delta p = 0,63 \text{ МПа}$ .

Выбираем манометр МП63М-6МПа.

Предел измерений  $p = 6 \text{ МПа}$ ;

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Напорный фильтр позволяет обеспечить тонкую фильтрацию рабочей жидкости при ее подаче в исполнительный механизм. Выбираем фильтр 1ФГМ16-25.

Номинальный расход  $Q_n = 16 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ;

Номинальная тонкость фильтрации  $\delta = 25 \text{ мкм}$

Номинальный перепад давления  $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$ .

Выбираем предохранительный клапан БПГ54-32М

Условный проход  $d_y = 6 \text{ мм}$

Максимальный расход  $Q_{max} = 12 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ;

Номинальное давление  $p_n = 0,5 \dots 6,3 \text{ МПа}$ ;

Потери давления  $\Delta p = 0,63 \text{ МПа}$ .

### 2.2.3 Выбор рабочей жидкости

При выборе гидравлической жидкости, используемой в гидроприводах станков и металлургического оборудования необходимо учитывать особенности работы машин: холодный пуск или часто чередующийся пуск-останов.

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

Краткие характеристики масла.

Масло гидравлическое ИГП-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 присадками. Предназначено для эксплуатации в качестве

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

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%.
- 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.
- Допускается применение депрессора - ПМА «Д» до 0,03%

Таблица 3 Характеристика масла ИГП-38

Показатель	ИГП-38 (ИГС-68)
Плотность, кг/м <sup>3</sup> , не более	890
Вязкость кинематическая, мм <sup>2</sup> /с, при - 40 <sup>0</sup> 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
Цвет, ед. ЦТН, не более	4
Температура, °С: - Вспышки, не ниже - Застывания, не ниже	210
Коксуемость, %, не более	0,24
Содержание в %: - Цинка, не менее - Общей серы, не более	0,04 0,9
Плотность при 20°С, кг/см <sup>3</sup> , не более	865
Склонность к пенообразованию / стабильность пены, см <sup>3</sup> , не более: - при 24°С - при 94°С - при 24°С после испытания при 94°С	50 / 5 50 / 5 50 / 5
Диапазон рабочих температур, °С	-42 ... +35

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

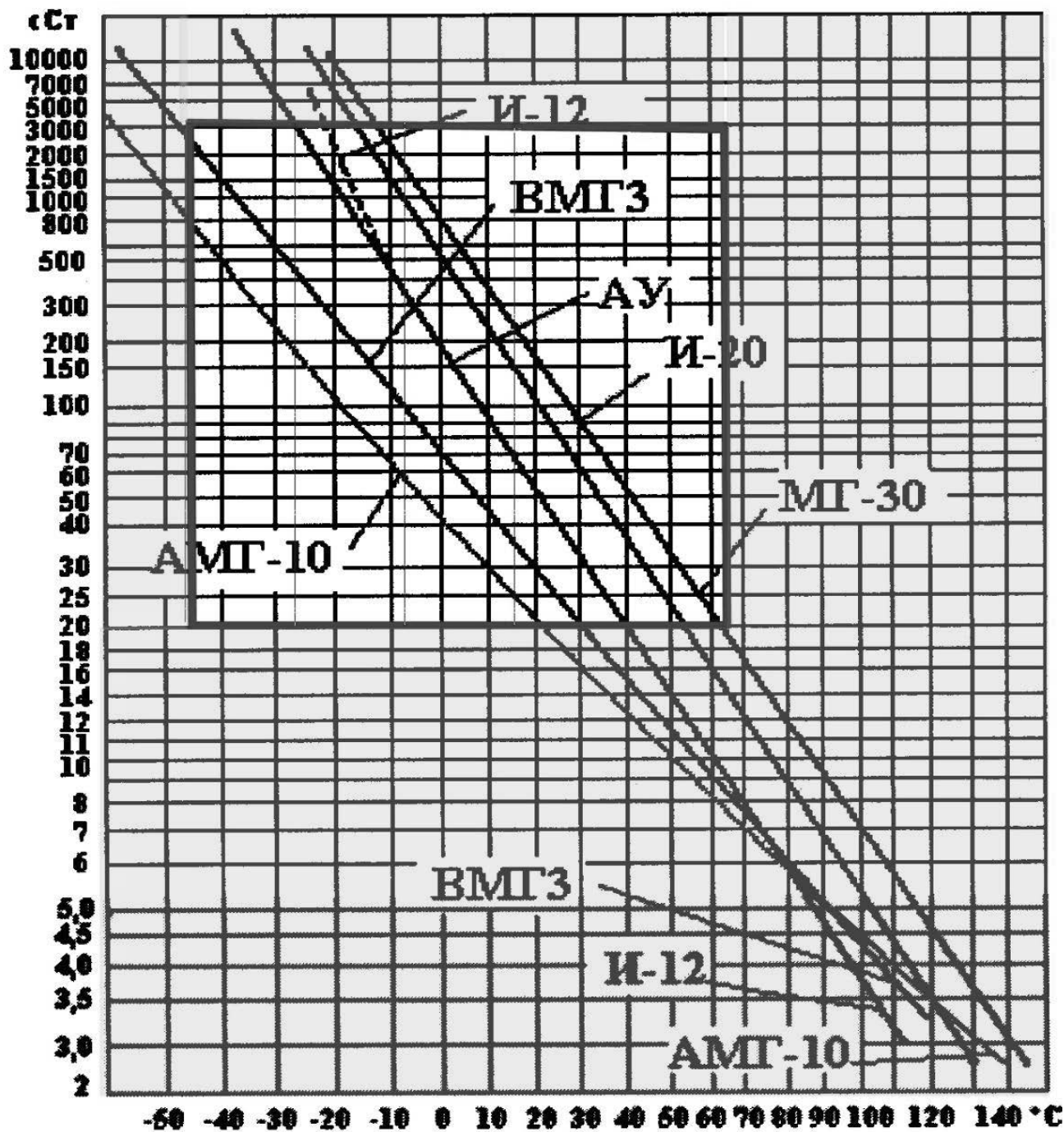


Рис. 7 Температурно-вязкостная характеристика масла

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

## 2.2.4 Расчет утечек в гидросистеме

Расчет утечек производится в течении времени разрядки гидроаккумулятора. Их величина зависит от того, какие аппараты находятся под давлением. Величины утечек для аппаратов определяются по их техническим характеристикам. Величина утечек в гидрораспределителях при давлении 10МПа составляет 0,01 л/мин

Утечки в первом распределителе при давлении в 4 МПа:

$$Q_{ут}^{P1} = 0,004 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Утечки во втором распределителе при давлении в 4 МПа:

$$Q_{ут}^{P3} = 0,004 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Утечки в третьем распределителе при давлении в 4 МПа:

$$Q_{ут}^{P1} = 0,004 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Тогда общие утечки в системе:

$$Q_{ут} = Q_{ут}^{P1} + Q_{ут}^{P2} + Q_{ут}^{P3} = 0,012 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24



### 2.3. Расчет насосно-аккумуляторной станции

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

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

В среднем время работы гидроцилиндров в смену составляет ориентировочно 10 секунд, интервал включения насоса каждые 4 часа.

Общий объем утечек за 4 часа составит:

$$V_{ут} = Q_{ут} \cdot t_{н} = 0,012 \cdot 4 \cdot 60 = 2,88 \text{ л}$$

Исходя из работы станка наиболее часто используются гидроцилиндры переключения скоростей  $t_3 = 8$  с, далее гидроцилиндры зажима  $t_1 = 2$  с, гидроцилиндр разгрузки бабки в расчете не учитываем так как он и потребляет и отдает расход в систему:

$$Q_{ср} = \frac{Q_1 \cdot t_1 + Q_3 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3} = \frac{0,46 \cdot 8 + 3,2 \cdot 8}{8 + 2} = 2,6 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Требуемый полезный объем аккумулятора  $V_{ж}^{раб}$ ,  $\text{м}^3$ :

$$V_{па} = Q_{ср} \cdot \Delta t + V_{ут}$$

Где  $\Delta t$  – время работы;

$$Q_{ср} = 2,6 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 0,043 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \text{ – средний расход}$$

$\Delta t = 10$  сек. – время работы.

$$V_{полезн} = 0,043 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 10 \text{ с} + 2,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 3,31 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

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

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

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

Где  $p_{min} = 3,5 \cdot 10^6$  – минимальное рабочее давление в аккумуляторе, принимаем равным требуемому давлению на выходе насосной станции:

$p_{max}$  – максимальное рабочее давление в аккумуляторе, Па; рекомендуется;

$$p_{max} = 4 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$k = 1,4$  – показатель адиабаты;

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

$$V_{min} = 0,02 \cdot V_{полн}$$

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

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

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

$$V_{полн} = - \frac{(4 \cdot 10^6 \text{ Па})^{\frac{1}{1,4}} \cdot 3,31 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{0,98 \cdot \left( (3,5 \cdot 10^6 \text{ Па})^{\frac{1}{1,4}} - (4 \cdot 10^6 \text{ Па})^{\frac{1}{1,4}} \right)} = 17,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Из каталога Нудас выбираю баллонный гидроаккумулятор модели SB330-20A1/112A6-330A:

- Объемом  $V_{ном} = 20$ л;
- Максимальным рабочим давлением 33 МПа.



Рис. 8. Гидроаккумулятор

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2.4. Выбор насоса для насосно – аккумуляторной станции.

Выбираем насос пластинчатый однопоточный НПЛ-12,5/6,3

Рабочий объём	12,5 см <sup>3</sup>
Номинальное давление	6,3 МПа
Номинальный расход	9,7 л/мин
Номинальная частота вращения	960 об/мин
Масса	9,7 кг

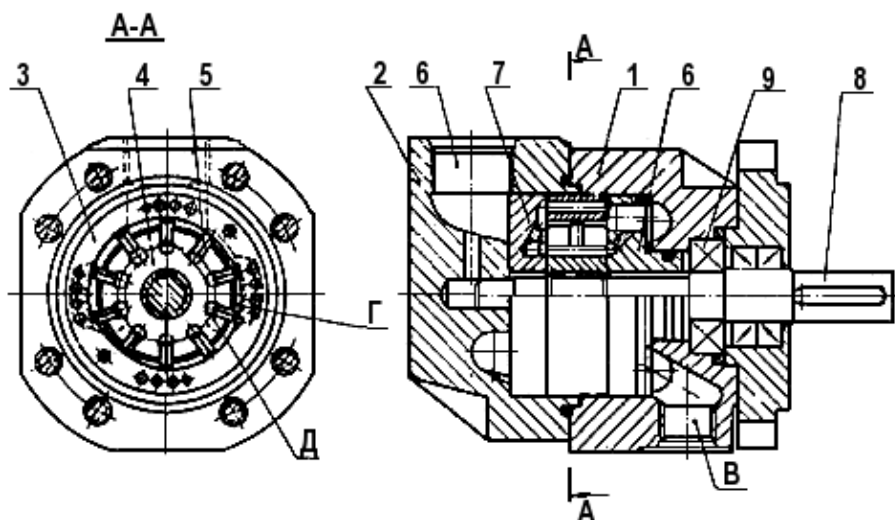


Рис. 9. НПЛ-12,5/6,3

## 2.5. Выбор электродвигателя.

Выбор мощности электродвигателя будем производить по формуле:

$$N_{\text{эл.д}} = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta}$$

где  $p_n = 6,3 \text{ МПа}$  – давление насоса;

$$Q_n = 3,37 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 0,056 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$
 расход насоса;

$\eta = \eta_n \cdot \eta_{\text{эл}}$  – суммарный КПД;

$\eta_n = 0,65$  – КПД насоса;

$\eta_{\text{эл}} = 0,92$  – КПД электродвигателя;

$$\eta = 0,65 \cdot 0,92 = 0,598$$

Тогда:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$N_{\text{эл.д}} = \frac{6,3 \cdot 10^6 \text{Па} \cdot 0,097 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,598} = 1,02 \text{ кВт}$$

Выбираем трёхфазный асинхронный двигатель АИР80В6 ГОСТ 19523-74  
[1, т.3, стр.534]

Синхронная частота вращения 1000 об/мин

Мощность двигателя 1,1 кВт



Рис. 10. Электродвигатель АИР80В6

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

## Заклучение

В процессе проектирования гидравлической системы вертикально-фрезерного станка 65А60Ф1-11 были рассчитаны усилия на гидроцилиндрах и скорости их перемещения. Были построены диаграммы скоростей и расходов в цилиндрах. После чего произвели подбор гидравлической аппаратуры и рабочей жидкости. Далее определили утечки рабочей жидкости за период времени между переналадками станка. На основании полученных данных по расходу цилиндров и суммарных утечек по гидрораспределителям получили необходимый рабочий объем пневмогидроаккумулятора, который составил 20л. Исходя из практики, я предпочел аккумулятор с резиновым баллоном поршневому. Поршневой аккумулятор существенно проигрывает баллонному при техническом обслуживании или ремонте, так как у последнего, как правило, производят замену резинового баллона и уплотнений стального баллона. Данная процедура выполняется достаточно быстро квалифицированным персоналом. При ремонте поршневого гидроаккумулятора нередко возникают трудности с извлечением из гильзы поршня для замены его уплотнений.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### Список использованной литературы

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974.
2. Бим-Бад Б.М. и др. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат. М.ИНФР А-М, 2004.
3. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967.
4. Домогаров А.Ю., Степаков А.И., Леладзе И.С. Справочно-нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки. Москва 2004.
5. Иванов М.Н. Детали машин. М., Высшая школа, 1976
6. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. 2-е изд., перераб. Киев: Техника, 1977.
7. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 383 с.
8. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.
9. Гамынин Н.С. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1992. 368 с.
10. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979. 232 с.
11. Зиновьев В.А. и др. Краткий технический справочник. 1 ч. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1949. 532 с.
12. Кабаков М.Г., Стесин С.П. Технология производства гидроприводов. М.: Машиностроение, 1974.
13. Манойлов В.Е. Основы электробезопасности. С.-П. Энергоатомиздат, 1985.

					ЮУрГУ 150302.2019.392.00.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		