

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, К.К. Лайко

_____ /
_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2018 г.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА
ПЕРЕМЕЩЕНИЯ БАБКИ ПЛОСКОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА
ЗБ722

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ
РАБОТЕ
ЮУрГУ–150302.2018.557.00 ПЗ

Руководитель работы, ст. преп.

_____ / А.Р. Исмагилов
_____ 2018г.

Автор проекта
студент группы _____
_____ / Н.А. Тепловский
_____ 2018г.

Нормоконтролер, (должность)
_____ / А.В. Подзерко
_____ 2018г.

Челябинск 2018 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	
1.1 Характеристика плоскошлифовального станка 3Б722 и его функциональное назначение	5-7
1.2 Описание гидравлической схемы	8-11
1.3 Обоснование модернизации	11
1.4 Выбор управляющей и регулирующей гидроаппаратуры	12-15
2. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ	
2.1 Расчет гидропривода	16
2.2 Выбор рабочей жидкости	16-19
2.3 Определение основных параметров гидродвигателя	19-20
2.4 Выбор трубопроводов	20-22
2.5 Расчет потерь давления в гидроприводе	22-25
2.6 Тепловой расчет гидропривода	26-27
3. РАСЧЕТ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ	
3.1 Обоснование расчетной схемы	27-28
3.1.2 Основные расчеты	28-29
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	30
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	31

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

ВВЕДЕНИЕ

Под гидроприводом понимают совокупность устройств – гидромашин и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования движения при помощи жидкости.

Гидроприводы в настоящее время широко применяются в качестве приводов станков, дорожных и строительных машин, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, транспортных и сельскохозяйственных машин и др. Такое повсеместное применение гидроприводов объясняется их достоинствами, к которым следует отнести:

возможность создания больших передаточных чисел и бесступенчатого регулирования скорости и усилий в широком диапазоне;
высокую удельную мощность – малую массу, приходящуюся на единицу передаваемой мощности и составляющая не более 1,2-2 кг на 1 кВт;
малую инерционность, обеспечивающую быструю смену режимов работы (пуск, реверс, остановка); момент инерции подвижных частей гидродвигателей в 5-6 раз меньше момента инерции подвижных частей электромашин той же мощности;
возможность простого и надежного предохранения гидропривода и машины от перегрузок при условии заданного силового режима работы.

Недостатки гидроприводов:

транспортировка энергии связана с потерями, значительно превышающими потери в электропередачах;
влияние эксплуатационных условий (температуры) на характеристики;
снижение за счет внутренних и наружных утечек рабочей жидкости, которые увеличиваются по мере выработки технического ресурса.

Обычно гидропривод металлорежущего станка состоит из следующих основных частей: бака с рабочей жидкостью; насоса, подающего рабочую жидкость в систему; гидроаппаратуры, предназначенной для изменения и поддержания заданного постоянного значения давления или расхода рабочей среды, либо для изменения направления потока рабочей среды; гидроцилиндров для прямолинейного движения или гидромоторов для вращательного движения; трубопроводов, соединяющих элементы гидропривода в единую систему.

Применяемые на станках гидроприводы работают с давлением масла до 20 МН/м².

В предложенном для проектирования задании необходимо рассмотреть и спроектировать гидросистему перемещения бабки плоскошлифовального станка модели 3Б722 с технологическим и прочностным расчетом гидроцилиндра.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

1. АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1.1 Характеристика плоскошлифовального станка 3Б722 и его функциональное назначение

Плоскошлифовальный станок модели 3Б722 - станок общего назначения с прямоугольным столом и горизонтальным шпинделем, предназначен для шлифования плоскостей различных деталей периферией круга. Станина имеет продольные направляющие, по которым возвратно поступательно движется рабочий стол. По вертикальным направляющим стойки перемещается шлифовальная бабка со шлифовальным кругом.

Главное движение в станке — вращение шлифовального круга; продольная подача — прямолинейное возвратно-поступательное движение стола с заготовкой. Поперечная и вертикальная подачи сообщаются шлифовальной бабке с шлифовальным кругом.

Шлифовальный круг крепится на конце шпинделя шлифовальной бабки.

Обрабатываемую деталь устанавливают на столе станка. В процессе работы стол получает прямолинейное возвратно-поступательное движение, а шлифовальный круг — вращательное. Если ширина обрабатываемой детали больше ширины круга, то шлифовальной бабке сообщается периодическая поперечная подача после каждого одинарного или двойного хода стола. Шпиндельной бабке с кругом сообщается также вертикальная подача для снятия необходимого припуска.

Станок 3Б722, продольношлифовальный с прямоугольным столом и горизонтальным шпинделем, предназначен для шлифования плоскостей различных деталей периферией круга как в индивидуальном, так и в крупносерийном производстве.

Шлифуемые детали, в зависимости от материала, формы и размеров, могут закрепляться или на электромагнитной плите, или непосредственно на рабочей поверхности стола, или в специальных приспособлениях.

Конструктивная особенность станка - поперечная подача шлифовального круга обеспечивается перемещением стойки со шлифовальной бабкой по горизонтальным направляющим станины стойки. Шлифовальная бабка перемещается только в вертикальном направлении и имеет постоянный вылет относительно стойки.

Применение в станке винтовых пар качения, системы цифровой индикации вертикальных перемещений шлифовальной бабки, высокоточных подшипников в шпиндельном узле и ряда других конструктивных решений позволило повысить точность, долговечность и производительность станка по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми станками.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		5

Таблица 1-Техническая характеристика продольношлифовального станка 3Б722

Наименование параметра	3Б722
Основные параметры	
Класс точности по ГОСТ 8-82	П
Наибольшие размеры обрабатываемых изделий (длина х ширина х высота), мм	1000 х 360 х 400
Наибольшие размеры обрабатываемых поверхностей (длина х ширина), мм	1000 х 320
Расстояние от оси шпинделя до зеркала стола, мм	190...630
Рабочий стол станка	
Размеры рабочей поверхности стола (длина х ширина), мм	1000 х 320
Размеры поверхности электромагнитной плиты (длина х ширина), мм	900 х 320
Продольное перемещение стола от гидравлики (max/min)	300...1050
Скорость возвратно-поступательного движения стола, м/мин	2 ... 40
Шлифовальная бабка	
Размеры шлифовального круга (наименьший и наибольший наружный диаметры), мм	325...450
Размеры шлифовального круга (внутренний диаметр/ высота), мм	203/ 63
Число оборотов шлифовального круга в минуту	1460
Наибольший допустимый крутящий момент на шпинделе, кгс*м	6,7
Конец шпинделя шлифовальной бабки по ГОСТ 2323-67 (конструкция/ конусность/ наибольший диаметр)	1/ 1:5/ 80
Наибольшее поперечное перемещение шлифовальной бабки (ручное и от гидравлики), мм	400
Цена деления лимба поперечного перемещения шлифовальной бабки, мм	0,05
Поперечное перемещение шлифовальной бабки на один оборот лимба, мм	4,5
Пределы скоростей поперечной подачи шлифовальной бабки (бесступенчатое регулирование), м/мин	0,05...3
Автоматическая поперечная подача на каждый ход стола (бесступенчатое регулирование), мм	1...30
Наибольшее вертикальное перемещение шлифовальной бабки, мм	440
продолжение таблицы на стр. 6	
Вертикальное перемещение шлифовальной бабки на один оборот лимба, мм	1,0
Автоматические вертикальные подачи шлифовальной бабки, мм	0,005...0,1

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Скорость вертикального ускоренного перемещения, м/мин	0,450
Привод и электрооборудование станка	
Количество электродвигателей на станке	6
Электродвигатель шпинделя шлифовальной бабки, кВт/ об/мин	10/ 1460
Электродвигатель вертикального ускоренного перемещения шлифовальной бабки, кВт/ об/мин	1,1/ 1400
Электродвигатель насоса гидросистемы, кВт/ об/мин	5,5/ 970
Производительность насоса ЛЗ-1ФС гидропривода, л/мин	100/18
Электродвигатель насоса системы смазки, кВт/ об/мин	0,12/ 1400
Электродвигатель насоса системы охлаждения, кВт/ об/мин	0,12/ 1400
Производительность насоса ПА-45 охлаждения, л/мин	45
Производительность насоса С12-12 система смазки, л/мин	5,7
Электродвигатель магнитного сепаратора, кВт/ об/мин	0,12/ 1400
Общая установленная мощность всех электродвигателей, кВт	3,685
род тока питающей сети	50Гц, 380 В
Габариты и масса станка	
Габарит станка, мм	3410x2020x2290
Масса станка, кг	6950

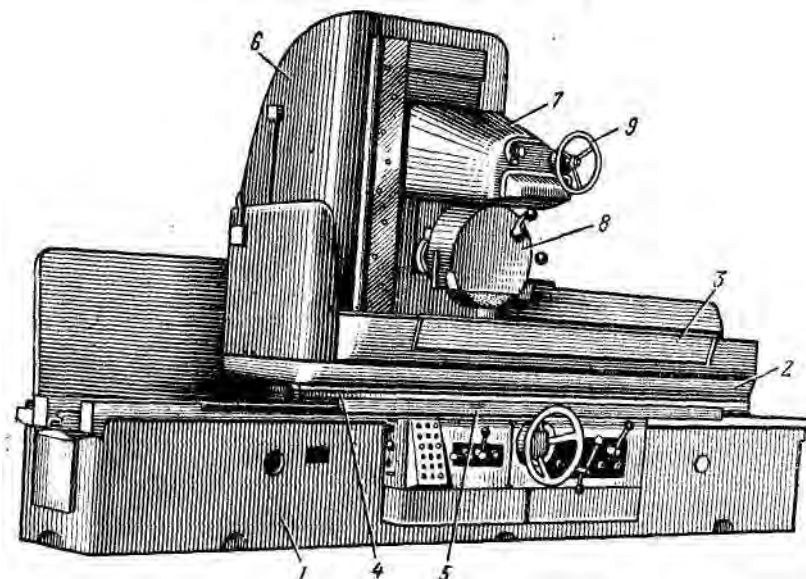


Рисунок 1 – Плоскошлифовальный станок 3Б722

На направляющих станины 1 установлен продольный стол 2, получающий возвратно-поступательное движение от гидропривода, смонтированного внутри станины. На рабочей поверхности 3 стола имеются Т-образные пазы для закрепления крупных деталей или электромагнитной плиты. На боковой поверхности стола установлены раздвижные упоры 4, которые, воздействуя на рычаг 5, реверсируют движение стола. На станине размещена

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		7

колонна 6, по вертикальным направляющим которой перемещается каретка 7, имеющая, в свою очередь, горизонтальные направляющие для поперечного перемещения шлифовальной бабки со шлифовальным кругом 8. Вертикальное перемещение шлифовальной бабки может быть ручное - от маховика 9, прерывистое - автоматическое от гидропривода через механизм подачи и ускоренное - от электропривода.

1.2 Описание гидравлической схемы привода передвижения стола плоскошлифовального станка модели 3Б722

Гидравлическое оборудование станка обеспечивает следующие движения его рабочих органов: возвратно-поступательное движение стола (продольная подача), возвратно-поступательное движение шлифовальной бабки (поперечная подача); вертикальную автоматическую подачу шлифовальной бабки (поперечная подача); смазку направляющих и подшипников шлифовального шпинделя.

Для рассмотрения представлен гидропривод (см. рисунок 3) перемещения бабки плоскошлифовального станка модели 3Б722, состоящей из гидробака 1, пластинчатого насоса 2, гидрораспределителя 3, предохранительного клапана 4, дросселя 5, гидроцилиндра 6, обратного клапана 7, фильтра 8.

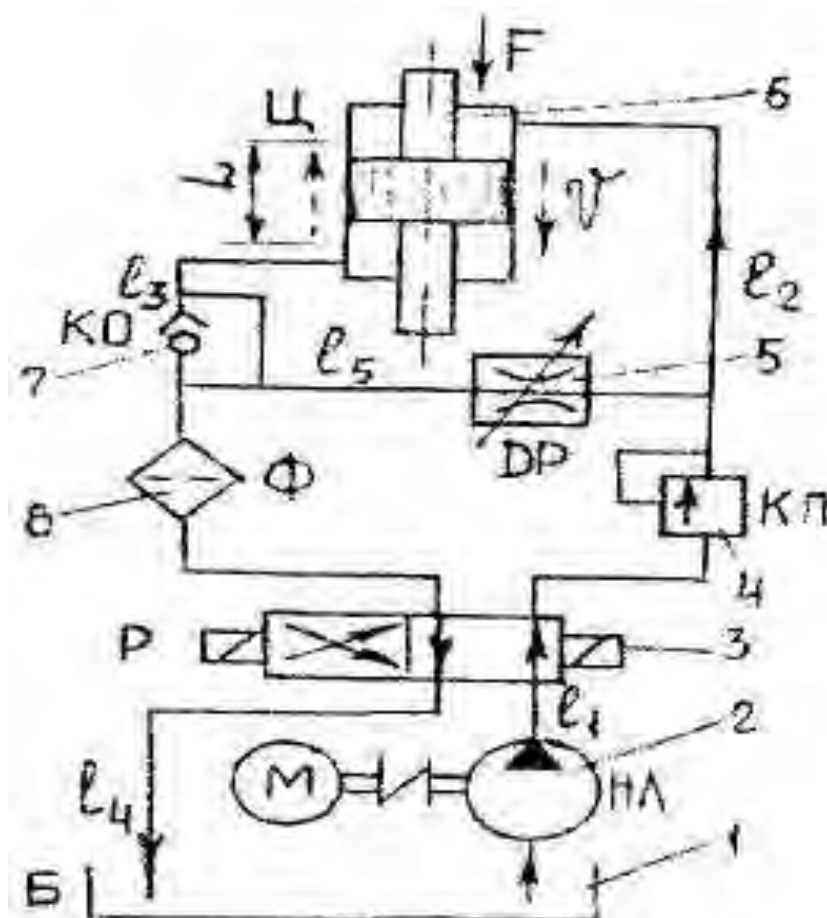


Рисунок 2 – Схема перемещения бабки плоскошлифовального станка модели 3Б722

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Для предотвращения обратного движения жидкости при отключенном насосе 2 или для пропуска ее только в одном направлении предусмотрен обратный клапан 7, для разгрузки насоса – предохранительный клапан 4, для фильтрации, поступающей в насос жидкости – фильтр 8, для распределения потока жидкости – золотниковый гидрораспределитель 3, для снижения давления в сливной линии – гидродроссель 5. Исполнительным гидродвигателем является двухштоковый гидроцилиндр 6. Открытая циркуляция позволяет лучше очищать и охлаждать рабочую жидкость за счет ее отстоя в баке 1.

Гидропривод станка (рисунок 2) осуществляет:

- а) возвратно-поступательное движение стола;
- б) возвратно-поступательное движение шлифовальной бабки;
- в) вертикальную подачу шлифовальной бабки;
- г) смазывание направляющих стола;
- д) смазывание подшипников шпинделя.

Гидропривод станка имеет три основные системы:

- высокого давления (рабочую систему);
- низкого давления (систему управления);
- смазывание подшипников шлифовальной бабки.

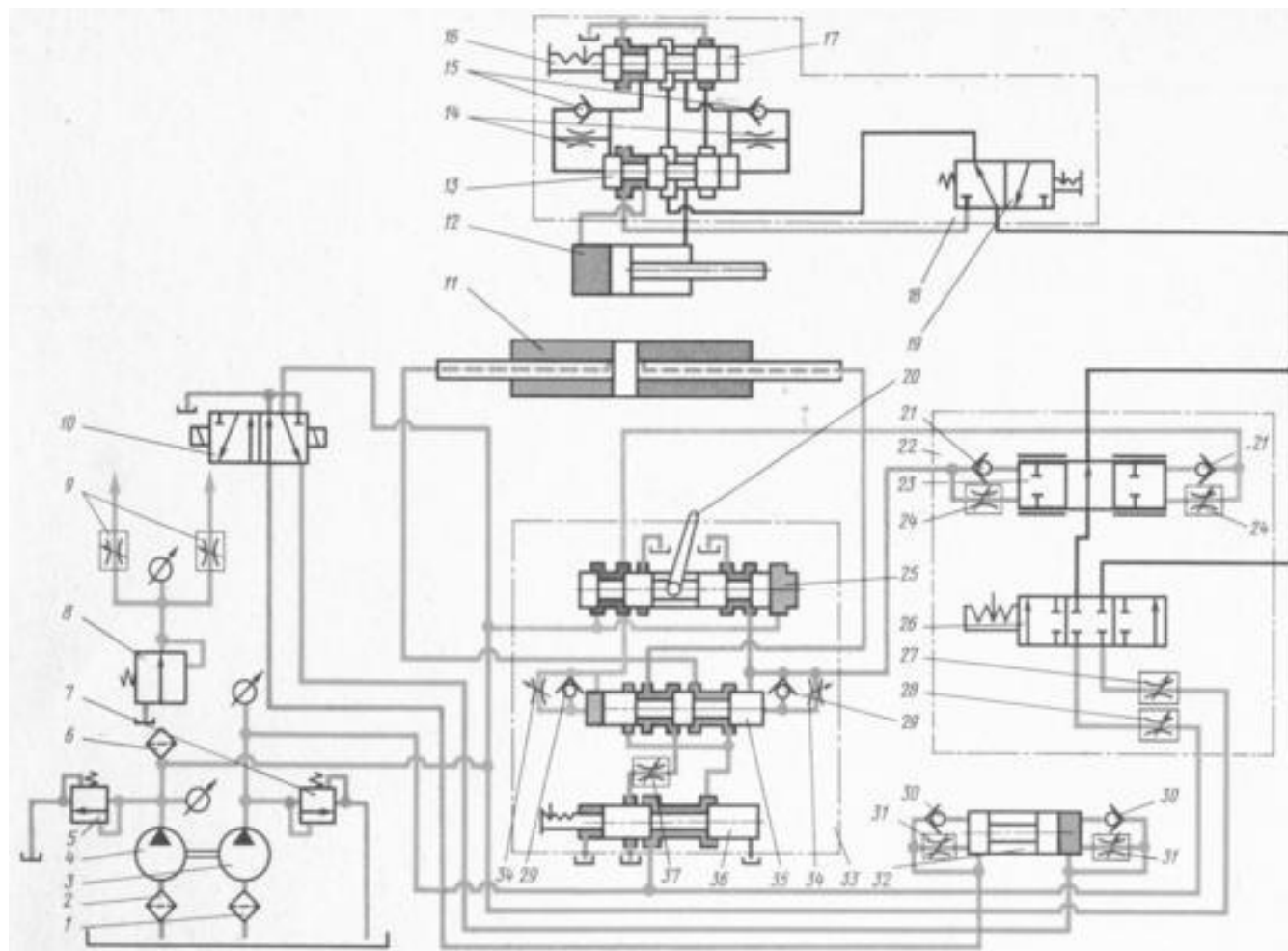


Рисунок 3 - Гидравлическая схема плоскошлифовального станка модели 3Б722

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

1, 2, 6 — фильтры; 3, 4 — насосы; 5, 7 — напорные золотники; 8 — редукционный клапан; 9, 14, 24, 27, 28, 31 — дроссели; 10, 25 — распределители управления; 11 — гидроцилиндр перемещения стола; 12 — гидроцилиндр перемещения шлифовальной бабки; 13, 17 — распределитель управления шлифовальной бабкой; 15, 21, 29, 30 — обратные клапаны; 16 — рычаг; 18 — гидрокоробка реверса шлифовальной бабки; 19 — блокировочный распределитель; 20 — рычаг реверса; 22 — коробка подач шлифовальной бабки; 23 — дозирующий распределитель; 26 — распределитель, управляющий сменой подач; 32 — цилиндр вертикальной подачи; 33 — панель управления стола; 34 — дроссель регулировки плавности реверса стола; 35, 36 — распределители; 37 — дроссель регулировки скорости стола

Передвижение и реверс стола. Масло из бака через фильтр 1 подается насосом 3 через напорный золотник 7 к распределителю 36.

При правом положении золотника распределителя 36 масло поступает в левую полость цилиндра 11, прикрепленного к столу. Стол движется влево. Масло, вытесняемое из правой полости цилиндра 11, через распределитель 35 и дроссель 37 сливается в бак. Дроссель 37 служит для регулировки скорости стола. При движении стола влево упор при помощи рычага 20 перемещает золотник распределителя 25.

При этом масло от насоса 4 через напорный золотник 5, распределитель 25, обратный клапан 29 поступит под правый торец золотника распределителя 35 и переместит его в крайнее левое положение.

Масло из-под левого торца золотника 35 вытесняется через дроссель 34 распределителя 25 в бак. Дроссель 34 служит для регулировки плавности реверса стола. Как только золотник распределителя 35 переместится в крайнее левое положение, масло начнет поступать в правую полость цилиндра 11. Стол будет перемещаться вправо до тех пор, пока упор не передвинет золотник распределителя 25, после чего цикл повторится.

Поперечные подачи и реверс шлифовальной бабки. Золотник распределителя 26 может занимать одно из трех положений (рисунок 3):

крайнее правое соответствует прерывистой подаче,

крайнее левое -непрерывной подаче и среднее — отсутствию подачи.

Золотник распределителя 13 может занимать одно из двух крайних положений: правое, соответствующее перемещению шлифовальной бабки гидравлическим приводом, и левое, соответствующее перемещению шлифовальной бабки вручную.

Непрерывная подача шлифовальной бабки. Масло от насоса 4 через напорный золотник 5, дроссель 27, распределители 26 и 19 поступает в распределитель 13. Если золотник распределителя 13 находится в левом положении, то масло поступает в штоковую полость цилиндра 12 и шлифовальная бабка движется влево. Из поршневой полости цилиндра 12 масло через распределители 13 и 17 сливается в бак.

											ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
												10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата								

При перемещении рычагом 16 золотника распределителя 17 вправо масло от насоса 4 через распределители 26, 19, 13, 17 и обратный клапан 15 попадает под левый торец золотника распределителя 13 и перемещает его в правое положение, направляя поток масла в поршневую полость цилиндра 12. Шлифовальная бабка движется вправо. Из штоковой полости цилиндра 12 масло через распределители 13 и 17 сливается в бак. Дроссели 14 регулируют скорость перемещения золотника распределителя 13.

Прерывистая поперечная подача шлифовальной бабки происходит при каждом реверсе стола, т. е. при каждом перемещении золотника распределителя 25. От насоса 4 через распределитель 25 и обратный клапан 21 масло поступает в правую полость дозирующего распределителя 3. Из левой полости дозирующего распределителя 23 через дроссель 24 распределителя 25 масло сливается в бак. Во время перемещения дозатора из одного крайнего положения в другое, часть масла от насоса 3 через напорный золотник 7, дроссель 28, распределитель 26, дозатор 23 поступает в распределитель 19 и далее идет так же, как в случае непрерывной подачи. Вертикальная прерывистая подача шлифовальной бабки. При реверсе поперечной подачи шлифовальной бабки рычаг 16 через конечные выключатели включает один из электромагнитов распределителя 10, перемещая его золотник в одно из крайних положений. Если золотник распределителя 10 находится в левом положении, то масло от насоса через напорный золотник 5 и обратный клапан 30 попадает в цилиндр 32 вертикальной подачи — происходит вертикальная подача шлифовальной бабки. Из левой полости цилиндра 32 масло через дроссель 31 и распределитель 10 сливается в бак. Вертикальная подача бабки в противоположном направлении происходит аналогично.

1.3 Обоснование модернизации

Модернизация гидростанции, связано с неравномерной работой гидропривода, износ насоса, устаревшей гидроаппаратуры, очень быстрое загрязнение масло, из-за попадания пыли в гидробак, частое промывка фильтров. Поэтому было принято решение, произвести модернизацию гидропривода, для улучшения ремонтпригодности, замены устаревшей гидроаппаратуры (в настоящее время промышленностью не выпускается) на современную новую с такими же параметрами, и установки ее за пределы станка. Связи с чем изготавливается разделительная перегородка в баке, для последующей установки на ней гидроаппаратуры, и выносятся гидростанция за пределы станка. Вследствие этого уменьшится время, затрачиваемое на монтаж/демонтаж аппаратуры, а значит и время простоя станка. А также уменьшатся затраты на ремонт и обслуживание гидропривода.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

1.4 Выбор управляющей и регулирующей гидроаппаратуры

Максимальное давление, на которое регулируется предохранительный клапан, защищающий систему от перегрузок, обычно на 20...30% выше рабочего давления гидродвигателя. Таким образом, принимаем $P_{\max} = 1,3P_{\text{ном}} = 1,3 \cdot 1,2 = 1,56$ МПа. Это давление можно принимать для подбора распределительно-регулирующей и предохранительной аппаратуры.

Максимальный расход, по которому производится выбор того или иного гидроаппарата для напорной линии трубопровода с учетом потерь в элементах гидросистемы можно принимать

$$Q_{\max} = (1,03...1,05)Q;$$

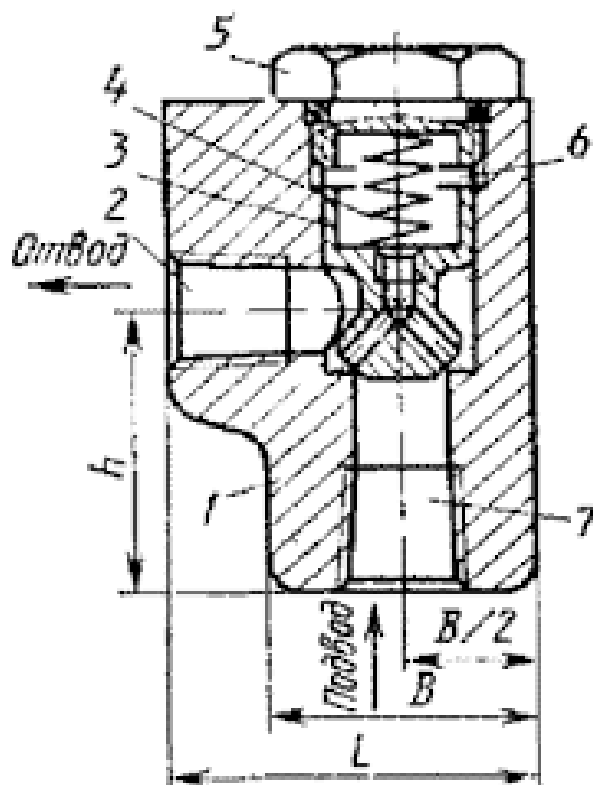
$$Q_{\max} = (1,03...1,05) \cdot 0,6 = 0,62 \text{ л/с.}$$

Для рассматриваемой схемы, исходя из условий поставленной задачи, выбираем вместо старой новую, с такими же параметрами, распределительно-регулирующей и предохранительной аппаратуры.

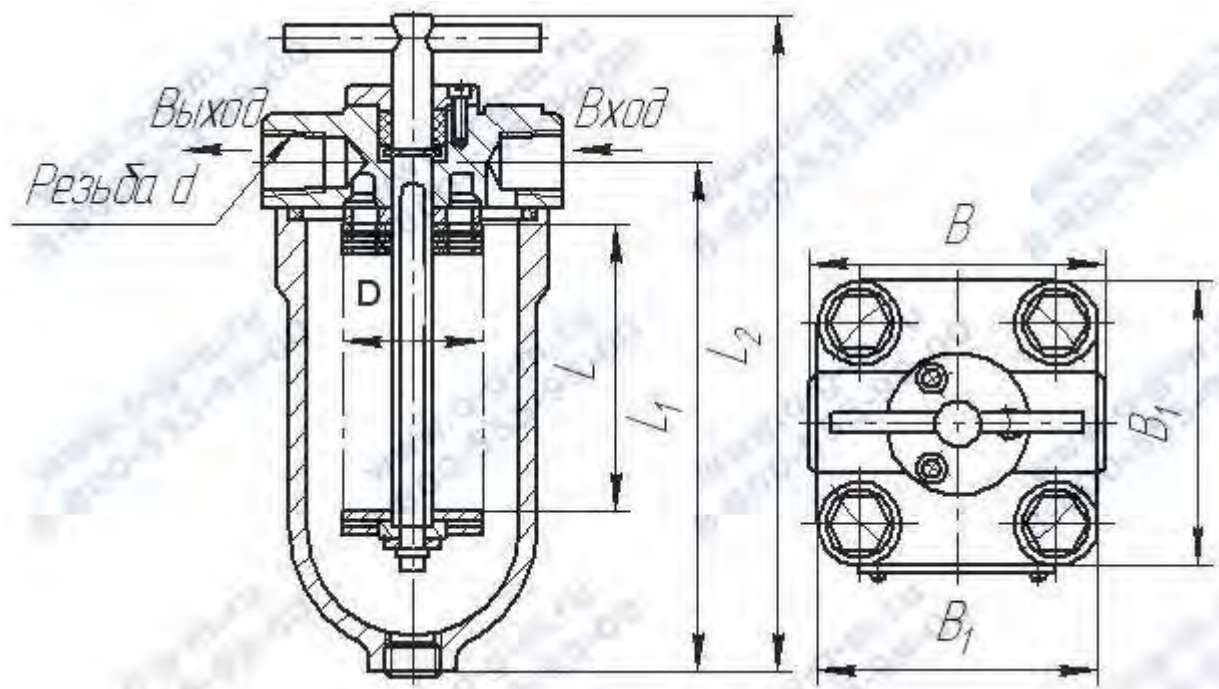
Таблица 2- Старая и новая гидроаппаратуры

Старая гидроаппаратура	Новая гидроаппаратура
Гидродроссель ДР-С-32 (номинальный расход масла 0,63 л/с, номинальное давление 0,3...20 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа);	Гидродроссель ПГ51-21 (номинальный расход масла 0,63 л/с, номинальное давление 0,3...20 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа);
Клапан обратный Г51-2 (номинальный расход масла 4,7 л/с, номинальное давление 0,3...20 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа.	Клапан обратный Г51-2 (номинальный расход масла 4,7 л/с, номинальное давление 0,3...20 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа.
клапан предохранительный Г52-1 с переливным золотником (номинальный расход масла 0,63 л/с, перепад давления на клапане при изменении расхода от наибольшего рекомендуемого на всем диапазоне давлений не более 0,5 МПа);	клапан предохранительный Г52-1, с переливным золотником (номинальный расход масла 0,63 л/с, перепад давления на клапане при изменении расхода от наибольшего рекомендуемого на всем диапазоне давлений не более 0,5 МПа);

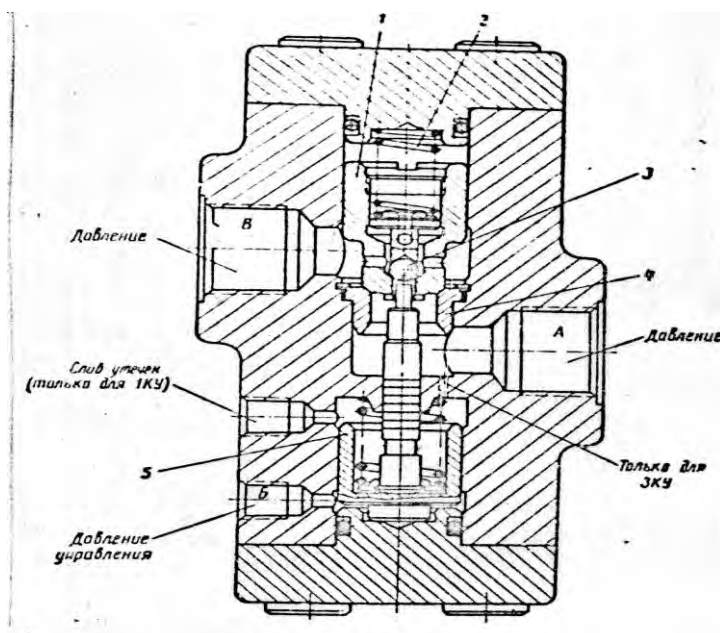
щелевой (пластинчатый) фильтр 0,2Г41-11 (наименьший размер задерживаемых частиц 0,2 мм, пропускная способность(номинальный расход масла) 0,63 л/с, наибольшее рабочее давление до 6,5 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,1 МПа);	щелевой (пластинчатый) фильтр 0,2Г41-11 (наименьший размер задерживаемых частиц 0,2 мм, пропускная способность(номинальный расход масла) 0,63 л/с, наибольшее рабочее давление до 6,5 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,1 МПа);
Гидрораспределитель Г74-12 с электрогидравлическим управлением (номинальный расход масла 0,3 л/с, давление управления 0,3...8 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа);	Гидрораспределитель Г74-12 с электрогидравлическим управлением (номинальный расход масла 0,3 л/с, давление управления 0,3...8 МПа, потеря давления при номинальном расходе не более 0,2 МПа);
Насос гидропривода, пластинчатый сдвоенный ЛЗ-1ФС 100/18 л/мин	Насос гидропривода, пластинчатый сдвоенный 18Г12-25А 100/18 л/мин
Фильтр сетчатый НГ-62	Фильтр сетчатый НГ-62



Гидророссель ПГ51-21



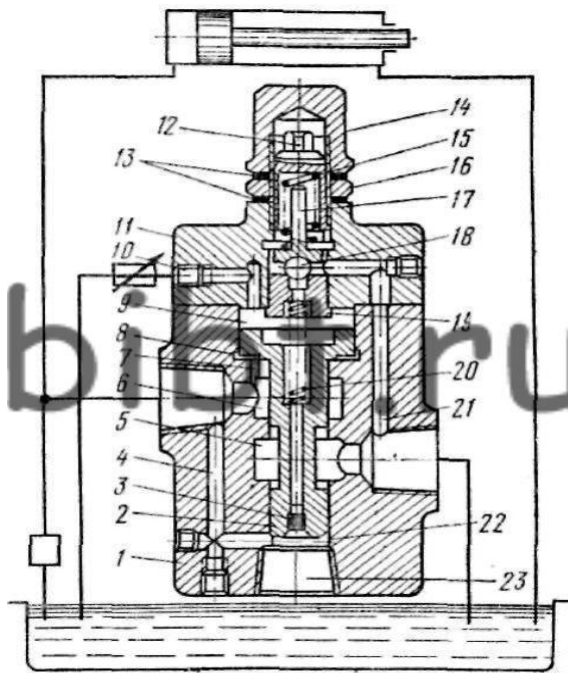
Фильтр 0,2Г41-11 щелевой (пластинчатый)



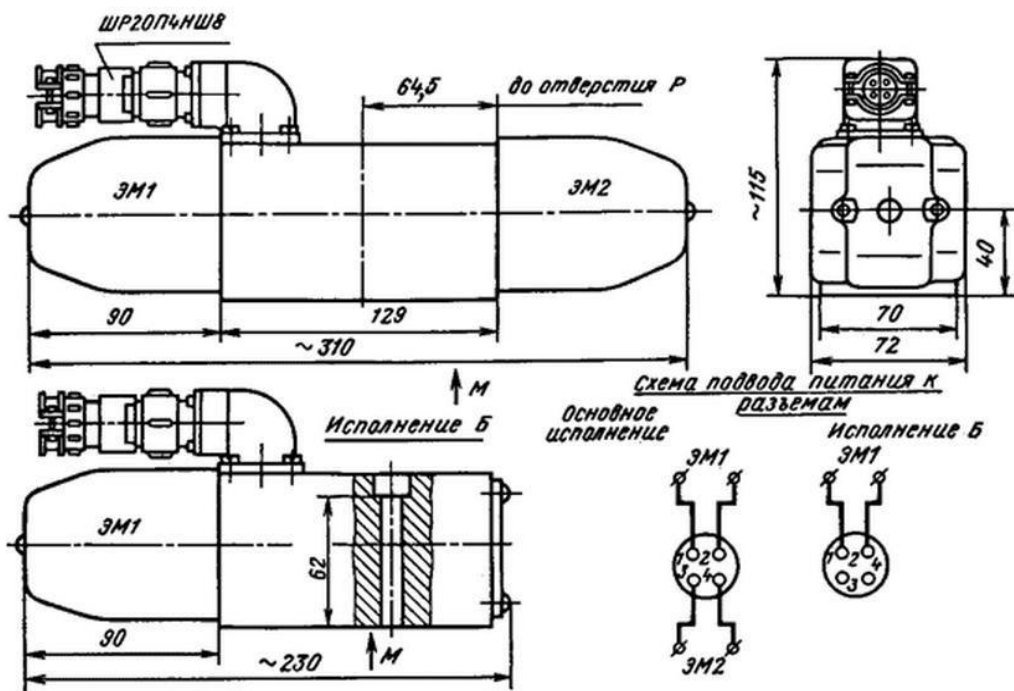
Клапан обратный Г51-2

Под давлением масла, подводимого через отверстие А под клапаном, последний, преодолевая усилие пружины 2, поднимается над седлом 4, открывая проход маслу к отверстию В. Проход масла в обратном направлении возможен только после подачи давления управления под поршень 5 через отверстие Б. При этом шток поршня 5, преодолевая усилие пружины 2, принудительно приподнимет шарик 3, открывая проход маслу в обратном направлении.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



клапан предохранительный с переливным золотником Г52-1,



Гидрораспределитель Г74-12

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

2. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Расчет гидропривода

2.2 Выбор рабочей жидкости

На состояние рабочей жидкости, прежде всего, влияет широкий диапазон рабочих температур, а также наличие больших скоростей и высоких давлений.

Существенное значение при выборе рабочей жидкости имеет:

Вязкость, свойство, определяющее сопротивление жидкости относительному перемещению её слоёв.

Сжимаемость, характеризуется объёмным модулем упругости.

Температура вспышки – это такая критическая температура, при которой происходит самовоспламенение газовых выделений при соприкосновении их с воздухом.

Температура застывания – это температура, при которой масло теряет своей текучести.

К рабочим жидкостям гидропривода предъявляют следующие требования:

1. Хорошие смазывающие свойства, которые связаны с прочностью масляной плёнки и способностью противостоять разрыву. Рабочая жидкость должна предупреждать контактирование и схватывание металла, т.е. обладать противозадирными и противоизносными свойствами.

2. Стабильность свойств в процессе эксплуатации – это способность сохранять свой свойства при работе.

3. Антипенные свойства характеризуют способность жидкости выделять воздух или другие газы без образования пены.

4. Стойкость жидкости к образованию эмульсии. Характеризуется способностью жидкости расслаиваться или отделять попавшую в неё воду.

5. Антиокислительная стабильность – определяет долговечность работы масла в гидроприводе.

6. Низкая стоимость и не дефицитность.

Таким образом, рабочая жидкость станочных гидроприводов должны быть присущи: хорошие смазочные свойства, малое изменение вязкости при изменении температуры, большой модуль упругости, высокую стабильность против окисления, сопротивление вспениванию, малая плотность, совместимость с материалами гидросистемы, малая способность к растворению воздуха, хорошая теплопроводимость, возможно меньший коэффициент теплового расширения, незначительная взаимная растворимость с водой, большая удельная теплоёмкость, не токсичность и отсутствие резкого запаха, прозрачность и наличие характерной окраски.

Преимущественное применение в станочных гидроприводах должны иметь масла серии И, которые изготовлены из нефти, подвергнутых глубокой селективной очистке, содержат антиокислительную, противоизносную, антикоррозийную и противопенную присадки.

											Лист
											16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ						

В данной гидростанции использовалось индустриальное масло ИГП-30 (ГОСТ 17479.4-87 И-ГС-46).

Таблица 3- Технические характеристики масла ИГП-30

Наименование показателя	Норма по ГОСТ (ТУ)
Плотность, кг/м ³ не более	885
Кинематическая вязкость, при 40 °С, мм ² /с	39-50
Индекс вязкости, не менее	90
кислотное число мг КОН/г, не более	1,0
Температура, °С: вспышки в открытом тигле, не ниже застывания, не выше	200 -15
Зольность, %, не более	0,2
Массовая доля, %: цинка, не менее серы, не более	0,04 1,0
Цвет, ед. ЦНТ, не более	3,5
Содержание механических примесей	отсутствие
Содержание воды	следы

В связи с модернизацией, и удешевлением, было принято решение заменить масло ИГП-30, для данного гидропривода, на масло И-20 (ГОСТ 20799-75)

Натуральные характеристики данного типа масла, обеспеченные особенной нефтяной природой, настолько высоки, что специфические требования к продукту И-20А не предъявляются, а присадки (антиокислительные или коррозионные) не содержит вовсе.

Индустриальное масло И 20 А применяется в машинах и механизмах промышленного оборудования, условия работы которых не предъявляют особых требований к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел. Также индустриальное масло И 20 А используют в качестве гидравлических жидкостей. Масло И 20А употребляют в качестве рабочих жидкостей в гидравлических системах станочного оборудования, автоматических линий, прессов, для смазывания легко- и средненагруженных зубчатых передач, направляющих качения и скольжения станков, где не требуется специальные масла, и других механизмов.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

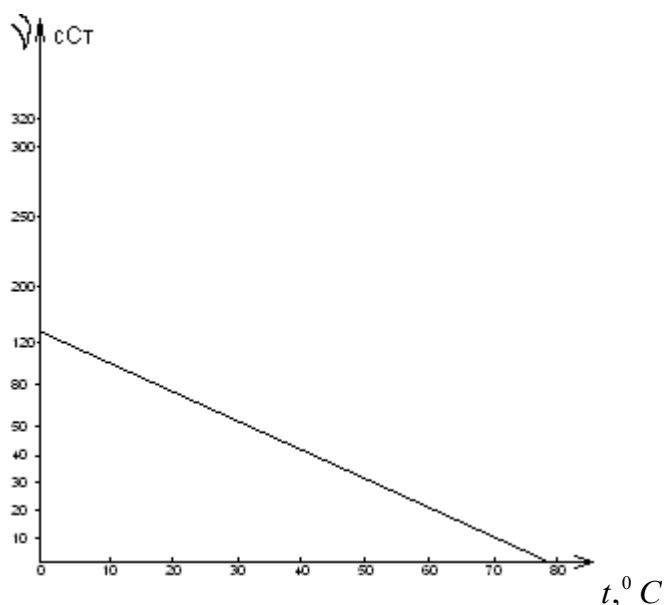


Рисунок 4

Зависимость вязкости ν масла И-20А от температуры

Основные технические характеристики индустриального масла И-20А приведены в таблице ниже.

Таблица 4- Технические характеристики масла И-20А

Наименование показателя	Норма по ГОСТ (ТУ)
Вязкость кинематическая при 40°C, мм ² /с	25-35
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	0,03
Зольность, %, не более	0,005
Содержание механических примесей	отсутствие
Содержание воды	следы
Плотность при 20°C, кг/м ³ , не более	890
Температура застывания, °С, не выше	минус 15
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С, не ниже	180
Стабильность против окисления:	
приращение кислотного числа окисленного масла мг КОН на 1 г масла, не более	0,30
приращение смол, %, не более	3,0

Для очистки масла применяем фильтры, которые в процессе эксплуатации гидропривода обеспечивают необходимую чистоту масла, работая в режимах полнопоточной или пропорциональной фильтрации во всасывающей, напорной или сливной линиях гидросистемы. На всасывающей линии очистку производит

всасывающий фильтр, работающий в режиме полнопоточной фильтрации, предотвращая попадание в насос сравнительно крупных частиц, а в остальные элементы гидросистемы – более мелких частиц. Напорные фильтры обеспечивают полнопоточную фильтрацию в случае их установки перед предохранительным клапаном. Их применение целесообразно также для защиты высокочувствительных к засорению элементов гидросистемы. Сливные фильтры позволяют обеспечить тонкую фильтрацию рабочей жидкости; они достаточно компактны. Хорошее качество фильтрации может быть достигнуто при сочетании приемного (80 мкм) и сливного (25 мкм) фильтров.

2.3 Определение основных параметров гидродвигателя

Исполнительным двигателем является двухштоковый гидроцилиндр и рабочие полости напора и слива равны, т.е. $S_n = S_c = S$, тогда наибольшая расчетная нагрузка на штоке цилиндра, которую может преодолеть гидропривод с учетом противодействия и механических потерь в гидроцилиндре

$$F = (P_n - P_c)S\eta_m = \Delta p\eta_m \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4},$$

где Δp - полезный перепад давления в гидроцилиндре, и может приниматься при проектных расчетах $\Delta p = 0,8P_n$;

S - рабочая площадь поршня гидроцилиндра,

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4};$$

D и d - диаметры поршня и штока гидроцилиндра;

η_m - механический КПД гидроцилиндра, $\eta_m = 0,85...0,95$.

В этом случае формула рабочей площади поршня имеет вид

$$S = \frac{F}{\Delta p\eta_m}.$$

Расчетная формула диаметра поршня получается из выражения

$$D^2 - d^2 = \frac{4F}{\pi\Delta p\eta_m},$$

с учетом того, что для простых цилиндров принимается

$$d = (0,3...0,5)D,$$

поэтому диаметр поршня определяется по формуле

$$D = 2\sqrt{\frac{F}{(0,75...0,91)\pi\Delta p\eta_m}}.$$

Тогда имеем

$$D = 2 \sqrt{\frac{4200}{(0,75 \dots 0,91) \pi \cdot 0,96 \cdot 0,9}} = 82,5 \dots 91 \text{ мм},$$

где $\Delta p = 0,8P_n = 0,8 \cdot 1,2 = 0,96$ МПа - полезный перепад давления в гидроцилиндре. Принимаем по ГОСТ 12447-80 диаметры поршня и штока $D = 90$ мм и $d = 45$ мм соответственно.

Определим фактически требуемый полезный перепад давлений в гидросистеме

$$\Delta p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)\eta_m} = \frac{4 \cdot 4200}{\pi \cdot (90^2 - 45^2) \cdot 0,9} = 0,98 \text{ МПа}.$$

Расход рабочей жидкости в гидроцилиндре

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)v}{4\eta_m}, \text{ л/с},$$

где v - скорость перемещения штока, м/с;

$$Q = \frac{\pi(90^2 - 45^2) \cdot 0,11}{4 \cdot 0,9} \cdot 10^{-3} = 0,6 \text{ л/с}.$$

Таким образом, основные параметры гидроцилиндра:
рабочее давление в цилиндре - $P_{ном} = 1,2$ МПа;
внутренний диаметр цилиндра - $D = 90$ мм;
диаметр штока - $d = 45$ мм;
ход поршня - $L = 280$ мм;
скорость перемещения штока - $v = 0,11$ м/с.

2.4 Выбор трубопроводов

Расход напорного трубопровода с учетом потерь в элементах гидросистемы можно принимать

$$Q_n = (1,03 \dots 1,05)Q;$$

$$Q_n = (1,03 \dots 1,05) \cdot 0,6 = 0,63 \text{ л/с}.$$

Принимаем расход напорного трубопровода $Q_n = 0,63$ л/с.

Расход всасывающего трубопровода с учетом того, что объемные потери (утечки) в насосе малы, можно принимать равным расходу напорного трубопровода, то есть $Q_{вс} = Q_n = 0,63$ л/с.

Расход сливного трубопровода можно принимать равным расходу гидродвигателя, тогда $Q_c = 0,62$ л/с.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Диаметры труб определяются по величине расхода и экономически допустимой скорости движения рабочей жидкости, которая не должна превышать: для напорных трубопроводов - 6 м/с; для всасывающих - 1,5 м/с; для сливных - 2 м/с.

Так как согласно уравнению расхода

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

то

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi v}}, \text{ м,}$$

где Q - расход рабочей жидкости через рассматриваемый участок трубопровода, м³/с;

Соответственно, $Q_n = 0,63 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$ $Q_{вс} = 0,63 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$ $Q_c = 0,62 \cdot 10^{-3}$.

v - принятая для данного участка трубопровода скорость движения жидкости, м/с.

Соответственно, $v_n = 6 \text{ м/с}$, $v_{вс} = 1,5 \text{ м/с}$, $v_c = 2 \text{ м/с}$

Подставляя численные значения, получим

$$d_n = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,63 \cdot 10^{-3}}{6\pi}} = 11,6 \text{ мм;}$$

$$d_{вс} = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,63 \cdot 10^{-3}}{1,5\pi}} = 23,1 \text{ мм;}$$

$$d_c = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,62 \cdot 10^{-3}}{2\pi}} = 19,9 \text{ мм.}$$

Рассчитанный диаметр трубопровода уточняем в сторону увеличения до ближайшего стандартного по ГОСТ 16516-80: $d_n = 12 \text{ мм}$; $d_{вс} = 25 \text{ мм}$; $d_c = 20 \text{ мм}$.

Трубы изготавливаются из конструкционной стали 20 ГОСТ 8734-75, для которой предел прочности равен $\sigma_s = 420 \text{ МПа}$.

Толщина стенки трубопровода для тонкостенных труб (при $\frac{d_{mp}}{\delta} \geq 16$) с учетом отклонения в размерах Δd_{mp} и толщины стенки K_δ :

$$\delta \geq \frac{P_{\max} (d_{mp} + \Delta d_{mp})}{2[\sigma_p] K_\delta},$$

где $P_{\max} = 1,56 \text{ МПа}$ – давление жидкости в трубопроводе;

$\Delta d_{mp} = 0,3 \text{ мм}$ - отклонение размера диаметра трубы;

$[\sigma_p]$ - допустимое напряжение материала трубы на разрыв. Допускаемые напряжения на разрыв можно принимать равными 30-35% от предела прочности

										Лист
										21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ					

σ_s . Трубы изготавливаются из конструкционной стали Ст20, для которой предел прочности равен $\sigma_s = 420$ МПа.

$$[\sigma_p] = (0,3 \dots 0,35)\sigma_s = (0,3 \dots 0,35) \cdot 420 = 126 \dots 147 \text{ МПа};$$

$K_\delta = 0,9$ - отклонение размера толщины стенки трубы по ГОСТ 8734-75.

Подставляя численные значения, получим

$$\delta_n \geq \frac{1,56 \cdot (12 + 0,3)}{2 \cdot (126 \dots 147) \cdot 0,9} = 0,08 \text{ мм};$$

$$\delta_{ec} \geq \frac{1,56 \cdot (25 + 0,3)}{2 \cdot (126 \dots 147) \cdot 0,9} = 0,17 \text{ мм};$$

$$\delta_c \geq \frac{1,56 \cdot (20 + 0,3)}{2 \cdot (126 \dots 147) \cdot 0,9} = 0,14 \text{ мм}.$$

Учитывая, что толщина стенки не должна быть менее 0,5 мм для стальных труб, принимаем $\delta_n = \delta_c = \delta_{ec} = 0,5$ мм.

Поскольку значения наружных диаметров трубопровода не превышает 40 мм, то принимается штуцерное соединение труб.

Уточняем скорости движения рабочей жидкости на всех участках трубопровода

$$v_n = \frac{4Q_n}{\pi d_n^2} = \frac{4 \cdot 0,63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2} = 5,57 \text{ м/с};$$

$$v_{ec} = \frac{4Q_{ec}}{\pi d_{ec}^2} = \frac{4 \cdot 0,63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2} = 1,28 \text{ м/с};$$

$$v_c = \frac{4Q_c}{\pi d_c^2} = \frac{4 \cdot 0,62 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2} = 1,97 \text{ м/с}.$$

2.5 Расчет потерь давления в гидроприводе

Потеря давления определяется с учетом линейных и местных потерь. Для этого сначала нужно установить режимы движения рабочей жидкости на каждом из участков трубопровода, производя вычисления значений числа Re по формуле

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где ν - кинематический коэффициент вязкости, м²/с;

v и d - соответственно скорость движения рабочей жидкости на данном участке трубопровода, м/с, и его диаметр, м;

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$Re_n = \frac{5,57 \cdot 0,012}{20 \cdot 10^{-6}} = 3342;$$

$$Re_{ec} = \frac{1,28 \cdot 0,025}{20 \cdot 10^{-6}} = 1600;$$

$$Re_c = \frac{1,97 \cdot 0,020}{20 \cdot 10^{-6}} = 1970.$$

Определяются коэффициенты гидравлического трения λ .

Для стальных круглых, гладких труб ламинарный режим течения жидкости переходит в турбулентный при критическом числе Рейнольдса $Re \geq 2300$, а для резиновых рукавов – при $Re \leq 1600$.

При ламинарном режиме движения жидкости ($Re \leq 2300$) значение λ_l определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda_l = \frac{64}{Re}$$

При турбулентном режиме движения рабочей жидкости значения λ_T , когда $Re = Re_{кр}$ и до $Re = 3 \cdot 10^6$ в случае применения цельнотянутых труб из стали можно определить по формуле Блазиуса

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}};$$

1-й случай, $Re_n = 3342$

$$\lambda_n = \lambda_T = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{3342}} = 0,04;$$

2-й случай, $Re_n = 1600$

$$\lambda_{ec} = \lambda_l = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1600} = 0,04;$$

3-й случай, $Re_n = 1970$

$$\lambda_c = \lambda_l = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1970} = 0,03.$$

Чтобы определить потери давления в местных сопротивлениях, сначала нужно по схеме установить их виды и количество, и найти коэффициенты местных сопротивлений ζ .

При турбулентном режиме движения рабочей жидкости величина ζ зависит только от вида местного сопротивления.

На всасывающей линии трубопровода учитываются следующие виды местных сопротивлений: вход в трубу ($\zeta_{кв} = 0,25$): $\zeta_{вс} = 0,25$.

На сливной линии трубопровода учитываются следующие виды местных сопротивлений: пять плавных поворотов труб под углом 90^0 ($\zeta_{кв} = 0,15$); тройник ($\zeta_{кв} = 0,3$); выход из трубы ($\zeta_{кв} = 0,5$); обратный клапан ($\zeta = 2$):

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

$$\zeta_c = 5 \cdot 0,15 + 0,3 + 0,5 + 2 = 3,55.$$

На напорной линии трубопровода учитываются следующие виды местных сопротивлений: три плавных поворота на 90^0 ($\zeta = 0,15$); внезапное расширение при входе в гидроцилиндр ($\zeta = 1$); присоединение к гидроцилиндру при помощи арматуры ($\zeta = 0,1$):

$$\zeta_n = 3 \cdot 0,15 + 1 + 0,1 = 1,55.$$

Потери давления в гидроаппаратах определяются по расчетному расходу Q и параметрам, приведенным в их технических характеристиках:
потери давления в фильтре

$$\Delta p_{a1} = \Delta p_{\max} \left(\frac{Q}{Q_{\max}} \right)^n,$$

где $\Delta p_{\max} = 0,1$ МПа - потери давления при номинальном расходе;

$Q_{\max} = 0,63$ л/с - номинальный расход масла;

$n = 2$ - показатель степени для турбулентного движения;

$$\Delta p_{a1} = 0,1 \cdot \left(\frac{0,62}{0,63} \right)^2 = 0,09 \text{ МПа};$$

потери давления в гидрораспределителе

$$\Delta p_{a2} = \Delta p_{\max} \left(\frac{Q}{Q_{\max}} \right)^n,$$

где $\Delta p_{\max} = 0,2$ МПа - потери давления при номинальном расходе;

$Q_{\max} = 0,3$ л/с - номинальный расход масла;

$$\Delta p_{a2} = 0,2 \cdot \left(\frac{0,63}{0,3} \right)^2 = 0,9 \text{ МПа}$$

потери давления в гидродресселе

$$\Delta p_{a3} = \Delta p_{\max} \left(\frac{Q}{Q_{\max}} \right)^n,$$

где $\Delta p_{\max} = 0,02$ МПа - потеря давления при номинальном расходе;

$Q_{\max} = 0,63$ л/с - номинальный расход масла;

$n = 2$ - показатель степени для турбулентного движения;

$$\Delta p_{a3} = 0,02 \cdot \left(\frac{0,62}{0,63} \right)^2 = 0,02 \text{ МПа};$$

Потери давления в напорном трубопроводе определяется по формуле

$$\Delta P_n = \rho \left(\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \zeta_n \right) \frac{v_n^2}{2} + \Delta p_a.$$

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

где ρ - плотность масла индустриального 20 (ГОСТ 20799-75);
 λ_n - коэффициент гидравлического трения на участке напорной линии.
 d_n - диаметр трубопровода на участке напорной линии ГОСТ 16516-80.
 ζ_n - коэффициенты местных сопротивлений на участке напорной линии.
 v_n - скорости движения рабочей жидкости на участке напорной линии.

$$\Delta P_n = \left(890 \cdot (0,04 \cdot \frac{8}{0,012} + 1,55) \cdot \frac{5,57^2}{2} \right) \cdot 10^{-6} + 0,9 = 1,29 \text{ МПа},$$

где $l_n = l_1 + l_2 = 8$ м - длина трубопровода напорной линии;

$\Delta p_a = \Delta p_{a2} = 0,9$ МПа – потери давления в гидроаппаратах, установленных на участке напорной линии.

Потери давления в сливном трубопроводе определяется по формуле

$$\Delta P_c = \rho \left(\lambda_c \frac{l_c}{d_c} + \zeta_c \right) \frac{v_c^2}{2} + \Delta p_a.$$

где ρ - плотность масла индустриального 20 (ГОСТ 20799-75);

λ_c - коэффициент гидравлического трения на участке сливной линии.

d_c - диаметр трубопровода на участке сливной линии ГОСТ 16516-80.

ζ_c - коэффициенты местных сопротивлений на участке сливной линии.

v_c - скорости движения рабочей жидкости на участке сливной линии.

$$\Delta P_c = \left(890 \cdot (0,03 \cdot \frac{10}{0,02} + 3,55) \cdot \frac{1,97^2}{2} \right) \cdot 10^{-6} + 1,01 = 1,04 \text{ МПа},$$

где $l_c = l_3 + l_4 + l_5 = 3 + 4 + 3 = 10$ м - длина трубопровода сливной линии;

$\Delta p_a = \Delta p_{a1} + \Delta p_{a2} + \Delta p_{a3} = 0,09 + 0,9 + 0,02 = 1,01$ МПа – потери давления в гидроаппаратах, установленных на участке сливной линии.

Потери давления во всасывающем трубопроводе определяется по формуле

$$\Delta P_{вс} = \rho \left(\lambda_{вс} \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \zeta_{вс} \right) \frac{v_{вс}^2}{2} + \Delta p_a.$$

где ρ - плотность масла индустриального 20 (ГОСТ 20799-75);

$\lambda_{вс}$ - коэффициент гидравлического трения на участке всасывающей линии.

$d_{вс}$ - диаметр трубопровода на участке всасывающей линии
 ГОСТ 16516-80.

$\zeta_{вс}$ - коэффициенты местных сопротивлений на участке всасывающей линии.

$v_{вс}$ - скорости движения рабочей жидкости на участке всасывающей линии.

$$\Delta P_{вс} = \left(890 \cdot (0,04 \cdot \frac{2}{0,025} + 0,25) \cdot \frac{1,28^2}{2} \right) \cdot 10^{-6} = 0,02 \text{ МПа},$$

где $l_{вс} = l_6 = 2$ - длина трубопровода на участке всасывающей линии.

										Лист
										25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$\Delta p_a = 0$ МПа – потери давления в гидроаппаратах, установленных на участке всасывающей линии.

Полная потеря давления

$$\Delta P_{\text{ном}} = \Delta P_{\text{вс}} + \Delta P_{\text{н}} + \Delta P_{\text{с}} = 0,02 + 1,29 + 1,04 = 2,35 \text{ МПа.}$$

2.6 Тепловой расчет гидропривода

При непрерывной работе гидропривода температура рабочей жидкости в гидробаке рассчитывается по формуле:

$$T = T_{\text{oc}} + \frac{\Delta N}{KS}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где T_{oc} - температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$ (обычно принимается $+20^\circ\text{C}$);

ΔN - потери мощности в гидроприводе, кВт;

K - общий коэффициент теплоотдачи от рабочей жидкости к окружающей среде, $\text{Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}$;

S - расчетная площадь поверхности гидробака, м^2 .

Общий коэффициент теплоотдачи вычисляется из выражения:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{x_1} + \frac{1}{x_2} + \frac{\delta}{\lambda}},$$

где x_1 - коэффициент теплообмена между рабочей жидкостью и стенкой гидробака, $\text{Вт/}^\circ\text{C}$;

x_2 - коэффициент теплообмена между стенкой гидробака и окружающей средой, $\text{Вт/}^\circ\text{C}$;

δ - толщина стенки гидробака, м;

λ - коэффициент теплопроводности стенки гидробака (для стали $\lambda = 4,4 \dots 5,5 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}$).

Потери мощности в гидроприводе находятся как разность между мощностью насоса и полезной мощностью гидродвигателя (гидроцилиндра)

$$\Delta N = N_n (1 - \eta), \text{ кВт},$$

где η - коэффициент полезного действия гидропривода;

$$\Delta N = 2,31 \cdot (1 - 0,15) = 1,96 \text{ кВт.}$$

Максимальная температура рабочей жидкости в гидробаке должна быть не выше 55°C .

Если принять общий коэффициент теплоотдачи $K = 20 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}$, можно определить площадь поверхности гидробака по формуле

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

$$S = \frac{(T - T_{oc})K}{\Delta N}, \text{ м}^2,$$

$$S = \frac{(55 - 20) \cdot 20}{1,96 \cdot 10^3} = 0,35 \text{ м}^2.$$

Объем рабочей жидкости в гидробаке рассчитывается по зависимости:

$$v_{рж} = \sqrt{\left(\frac{\Delta N}{T - T_{oc}}\right)^3}, \text{ м}^3;$$

$$v_{рж} = \sqrt{\left(\frac{1,96 \cdot 10^3}{55 - 20}\right)^3} = 4,19 \text{ м}^3;$$

Объем гидробака находится таким образом: $v = (2...3)Q_{н\max}, \text{ м}^3$,

где $Q_{н\max}$ - минутная максимальная подача насоса гидропривода, м^3 .

$$v = (2...3) \cdot 0,00063 \text{ м}^3 / \text{с} \cdot 60 \text{ с} = 0,001...0,002 \text{ м}^3.$$

3 РАСЧЕТ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ

3.1 Обоснование расчетной схемы

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготавливают одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические.

Основными параметрами поршневого двухштокового гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S .

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с двухсторонним штоком (рис.5). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

площадь поршня в штоковой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно

$$F_1 = F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

$$R_1 = F_1 k_{mp} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 k_{mp},$$

где $k_{mp} = 0,9 \dots 0,98$ - коэффициент, учитывающий потери на трение; скорости перемещения поршня

$$g_1 = \frac{4Q_1}{\pi(D^2 - d^2)} \quad \text{и} \quad g_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}$$

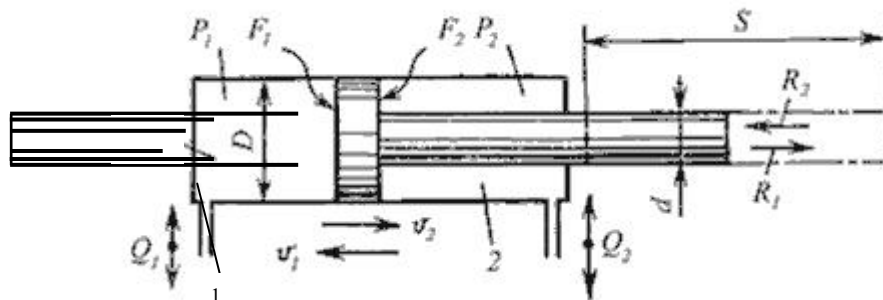


Рисунок 5 – Гидроцилиндр с двухсторонним штоком.

3.1.2 Основные расчеты

Прочностными расчетами определяют толщину стенок цилиндра, толщину крышек (головок) цилиндра, диаметр штока, диаметр шпилек или болтов для крепления крышек.

В зависимости от соотношения наружного D_H и внутреннего D диаметров цилиндры подразделяют на толстостенные и тонкостенные. Толстостенными называют цилиндры, у которых $D_H / D > 1,2$, а тонкостенными - цилиндры, у которых $D_H / D \leq 1,2$. $D = 90 \text{ мм} = 90 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $D_H = 110 \text{ мм} = 110 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Имеем, тонкостенный гидроцилиндр ($D_H / D \leq 1,2$).

Толщину стенки однослойного толстостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + P_y (1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y (1 + \mu)}} - 1 \right]$$

где P_y - условное давление, равное $(1,2 \dots 1,3)P$ $P_y = 1,2 \cdot 1,3 = 1,56$; $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение, Па (для чугуна $2,5 \cdot 10^6$, для высокопрочного чугуна $4 \cdot 10^6$, для стального литья $(8 \dots 10) \cdot 10^6$, для легированной стали $(15 \dots 18) \cdot 10^6$, для бронзы $4,2 \cdot 10^6$); μ - коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона), равный для чугуна 0, для стали 0,29; для алюминиевых сплавов $0,26 \dots 0,33$; для латуни 0,35.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Толщину стенки тонкостенного цилиндра определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y D}{2,3[\sigma] - P_y}$$

$$\delta = \frac{P_y \cdot D}{2,3[\sigma] - P_y} = \frac{1,56 \cdot 10^6 \cdot 90}{2,3 \cdot 8 \cdot 10^6 - 1,56 \cdot 10^6} = 8,33 \text{ мм}$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Для $D = 30 \dots 180$ мм припуск принимают равным $0,5 \dots 1$ мм. Толщину крышки цилиндра определяют по формуле:

$$\delta_k = 0,433 d_k \sqrt{\frac{P_y}{[\sigma]}}$$

где d_k - диаметр крышки.

$$\delta_k = 0,433 \cdot 97 \cdot \sqrt{\frac{1,56 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^6}} = 18,2 \text{ мм}$$

Диаметр штока, работающего на растяжение и сжатие соответственно

$$d = \sqrt{\frac{4R}{\pi[\sigma_p]}} \quad \text{и} \quad d = D \sqrt{\frac{R}{[\sigma_c]}}$$

где $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ - допускаемые напряжения на растяжение и сжатие штока;
 $d = 45$ мм.

Штоки, длина которых больше 10 диаметров ("длинные" штоки), работающие на сжатие, рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера.

$$\frac{R}{f} < \sigma_{кр}$$

где $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение при продольном изгибе; f - площадь поперечного сечения штока;

Диаметр болтов для крепления крышек цилиндров

$$d_b = D \sqrt{\frac{P}{1,2n[\sigma_p]}}$$

где n - число болтов.

$$d_b = 90 \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 10^6}{1,2 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 10^6}} = 10 \text{ мм}$$

										Лист
										29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ					

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении квалификационной работы, была проведена модернизация объемного гидропривода перемещения бабки, плоскошлифовального станка мод. ЗБ722, проведён её критический анализ и выбран оптимальный вариант гидроаппаратуры, рассчитаны основные параметры гидромашин и заменён старый гидронасос на новый, с теми же параметрами; подобраны необходимая стандартная гидроаппаратура и выбраны по каталогу её типы; рассмотрена и рассчитана конструкция гидроцилиндра.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		30

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Башта Т. М., Машиностроительная гидравлика, справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1971.
2. Колев Н.С. и др. Металлорежущие станки. - М.: Машиностроение, 1973. – 472 с.: ил.
3. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.: ил.
4. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Гидропривод и гидропневмоавтоматика»
5. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам /Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов и др.; под общ. ред. Б. Б. Некрасова – Мн.: Выш. шк., 1985. – 382 с.
6. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода. – Киев: Техника, 1969.–315с.
Анурьев В. И. Справочник конструктора–машиностроителя: В3-х томах – М.: Машиностроение, 1980.
7. Башта Т. М. и др. Объемные насосы и гидродвигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974.–606с.
8. Башта Т. М., Руднев С. С. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1970.–503с.
9. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник – М.: Машиностроение, 1983.–301с.
10. Кондаков Л. А., Никитин Г. А., Прокофьев В. Н. и др. – М.: Машиностроение, 1978.–495с.
11. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1995.–448с.

					ЮУрГУ.150302.2018.557.00.00. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31