

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

«Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»
Факультет Машиностроения
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ /
_____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2020 г.

Проектирование гидравлического привода гиперпресса

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУРГУ-15.03.02.2020.575 ПЗ ВКР

Руководитель, к.т.н.
_____ / Д.Ф. Хабарова
_____ 2020 г.

Автор,
студент группы П-457
_____ / Н.Д. Беляев
_____ 2020 г.

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

Челябинск 2020

АННОТАЦИЯ

Беляев Н.Д. Проектирование гидравлического привода гиперпресса – Челябинск: ЮУрГУ, 2020г., 47 стр., 11 ил., 1 табл., библиогр. список – 27 наим., 1 прил., 4 листа чертежей ф. А1.

В своей выпускной квалификационной работе, мною был рассчитан гидравлическая схема бетонного гиперпресса. Из исходных данных дано усилие на штоках и давление насосов. В первую очередь была построена шаговая диаграмма, а отталкиваясь от нее была рассчитана скорость на каждом шаге, расход и давление. После был осуществлен подбор аппаратуры и рабочей жидкости. Далее было пересчитано требуемое давление исходя из перепадов каждого элемента гидравлической схемы. Так же был проведен тепловой расчет системы.

Во второй части выпускной квалификационной работы был рассчитан собственный гидроцилиндр и разработан в программе “КОМПАС”.

						Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ГИПЕРПРЕССА	11
1.1 Общие сведения	11
1.2 Гидросистема Гиперпресса.....	12
1.3 Обоснование проекта установки	14
1.4 Определение основных геометрических параметров исполнительных механизмов	14
1.5 Построение диаграмм	17
1.5.1 Диаграммы скоростей движения штоков.....	17
1.5.2 Диаграммы потребления расходов исполнительными механизмами	18
1.5.3 Диаграммы давления в полостях исполнительных механизмов	20
1.6 Гидравлические расчеты и подбор аппаратуры	22
1.6.1 Условные проходы	22
1.6.2 Подбор гидроаппаратуры	23
1.6.3 Выбор рабочей жидкости.....	26
1.6.4 Характеристика выбранной рабочей жидкости.....	29
1.6.5 Расчет потерь давления в гидросистеме	30
1.7 Подбор насосов	38
1.7.1 Подбор предохранительных клапанов	39
1.7.2 Подбор электродвигателя	39
1.8 Тепловой расчет системы	40
2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОЦИЛИНДРА.....	42
2.1 Выбор материала гидроцилиндра	42
2.2 Определение толщины стенки гидроцилиндра	43
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	44
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	45

						Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ВВЕДЕНИЕ

Приводы в промышленном производстве обеспечивают прямолинейное или вращательное движение деталей и узлов, их поднятие или опускание, движение с нагрузкой, поддержание заданной скорости перемещения и ускорение, позиционирование, комбинирование производственных процессов и т. д. В зависимости от применяемого приводного двигателя различают электро-, гидро-, и пневмоприводы. Каждый из этих приводов имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому при выборе оборудования с тем или иным видом привода можно ориентироваться на их потребительские характеристики, представленные в таблице 1.1. Трудно назвать отрасль современной промышленности, где бы ни применялся гидропривод. Высокая эффективность, большие технические возможности делают его почти универсальным средством, используемым в различных технологических процессах.

Гидроприводы применяются в металлургии и энергетике, в металлообработке и производстве изделий из пластмасс, в подъемно-транспортном и деревообрабатывающем оборудовании, в строительстве, производстве сельскохозяйственной техники и автомобилестроении и т. д. Они используются при переработке металлолома, макулатуры и твердых бытовых отходов.

Исходные данные:

- Усилие на штоках ГЦ:

ГЦ 1,3 – 1000 кН

ГЦ 2 – 30 кН

- Рабочее давление:

ГЦ 1,3 – 220 бар => 22 МПа

ГЦ 2 – 40 бар => 4 МПа

						Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 1 – Основные параметры видов

Параметры	Электроприводы	Гидроприводы	Пнеumoприводы
Затраты на энергоснабжение	Низкие	Высокие	Очень высокие
Передача энергии	На неограниченное расстояние со скоростью света	На расстояние до 100 м. Скорость до 6 м/сек., передача сигналов до 100 м/сек.	На расстояние до 1000 м. Скорость -до 40 м/сек., передача сигналов до 40 м/сек.
Накопление энергии	Затруднено	Ограничено	Легко осуществимо
Линейное перемещение	Затруднительно, дорого, низкие усилия	Просто, высокие усилия, хорошее регулирование скорости	Просто, невысокие усилия, скорость зависит от нагрузки
Вращательное движение	Просто, можно обеспечить высокие мощности	Просто, высокий вращающий момент, невысокие обороты	Просто, невысокий вращающий момент, высокая скорость вращения
Рабочая скорость исполнительного механизма	Зависит от конкретных условий	До 0,5 м/сек.	2,5 м/сек. и выше
Усилия	Высокие усилия, не допускаются перегрузки	Усилия до 3000 кН, защищены от перегрузок	Усилия до 30 кН, защищены от перегрузок
Точность позиционирования	Плюс-минус 1 мкм и выше	До плюс-минус 1 мкм	До 0,1 мм
Жесткость	Высокая – при использовании механических промежуточных элементов.	Высокая, так как масло практически несжимаемо	Низкая, так как газ сжимаем
Утечки и их последствия	Отсутствуют	Создают загрязнение, при наличии утечек пожароопасны	Вреда, кроме потерь энергии, нет, взрывобезопасны
Влияние окружающей среды	Практически нечувствительны к изменению температур	Чувствительны к изменению температур	Практически нечувствительны к колебаниям температуры

К основным преимуществам гидропривода относятся:

- высокие усилия и большую передаваемую мощность на единицу массы привода;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена;

						Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- точность позиционирования деталей;
- простоту управления и автоматизации;
- простоту предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок;
- надежную смазку трущихся поверхностей при применении минеральных масел в качестве рабочих жидкостей.

А к недостаткам:

- утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких значениях давления;
- нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты;
- необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воздуха;
- пожароопасность – в случае применения горючей рабочей жидкости.
- повышение рабочих параметров систем (давление, расход и др.);
- расширение номенклатуры гидрооборудования, применяемого в машинах; • появление систем с дистанционным и радио управлением;
- повышенные требования к чистоте рабочей жидкости;
- установка элементов контроля параметров системы (температура и уровень рабочей жидкости);
- расширение диапазонов условных проходов соединительной арматуры;
- широкое применение гидрооборудования импортного производства;
- применение в качестве уплотнений фторсиликоновой резины.

Широкое применение гидропривода в прессах вызвано его существенными преимуществами перед электрическим и другими типами приводов. Прежде всего, это большая энергоемкость. Когда исполнительный орган машины с гидроприводом совершает возвратно-поступательное движение, не требуется передаточных механизмов (например, редукторов). Гидропривод зачастую является главным и единственным приводом механизмов многих прессов.

										Лист
										8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Агрегаты установлены в единые технологические линии, в которых гидропривод объединен в сложные разветвленные и, вместе с тем, взаимосвязанные гидромеханические системы в масштабе всего цеха.

Скорость гидропривода можно регулировать бесступенчато и в широких пределах, относительно просто решаются задачи торможения исполнительного органа и защиты машины от перегрузок.

Особенности применения гидроприводов:

- большие величины технологических нагрузок и подвижных масс механизмов в сочетании с их высоким быстродействием, что требует высоких давлений и расходов рабочей жидкости;
- большие габариты и массы деталей оборудования, что усложняет условия технического обслуживания и ремонта гидроприводов.
- сложные условия работы гидроприводов снижают их безотказность, требуют усовершенствования ремонтного производства. Для этого необходима, в первую очередь, высокая квалификация и личная ответственность обслуживающего персонала;
- обеспечение нормальной бесперебойной работы действующего оборудования может быть достигнуто только при условии надлежащей организации и тщательного ведения надзора и ухода за ним при эксплуатации, а также своевременного и качественного проведения его ремонтов;

Гидропривод машин – это совокупность источника энергии и устройства для ее преобразования и передачи посредством жидкости к рабочему органу машины. Энергия к гидроприводу поступает от внешнего источника (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и др.), который приводит насос. Управление потоком жидкости осуществляется распределительной и управляющей аппаратурой.

Основные элементы гидропривода (насос, распределительная аппаратура) и ее рабочее тело – жидкость в трубопроводах, работают как единое целое.

Насос предназначен для всасывания жидкости из бака (жидкость в баке в большинстве случаев находится под атмосферным давлением) и подачи ее под

						Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

давлением в систему напорных трубопроводов гидросистемы. Он приводится в движение электродвигателем или двигателем внутреннего сгорания. Насосы могут иметь постоянную и переменную производительность (расход жидкости) при постоянной частоте вращения вала приводного двигателя.

Предохранительные клапаны служат для того, чтобы давление в системе не превышало заданное. При достижении в гидросистеме определенной величины давления жидкости, которое преодолевает заданное усилие пружины, закрывающей клапан, он открывается, и поток жидкости от насоса направляется на слив в бак. Таким образом, предохранительные клапаны предохраняют систему от перегрузки, не допуская повышения давления в системе выше максимального заданного уровня.

Распределители – это гидравлические аппараты, предназначенные для управления направлением движения потока жидкости от насоса к потребителю и от потребителя на слив в бак.

Потребитель – это устройство, предназначенное для преобразования энергии жидкости в механическую работу. Потребителями могут быть гидромоторы, передающие ведущему механизму вращательное движение; гидроцилиндры для сообщения ведущему звену механизма прямолинейного движения.

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ГИПЕРПРЕССА

1.1 Общие сведения

Гидравлические устройства в современных прессах применяются в качестве привода для осуществления подачи бетона в матрицу, а так же для поперечного движения плунжера и матрицы для дальнейшего прессования бетона в ходе которого получится готовая продукция.

Широкое применение гидроприводов в прессах объясняется рядом преимуществ, главные из которых следующие:

1. Легкость получения больших сил и мощностей при малых размерах и весе механизма;
2. Легкость осуществления бесступенчатого регулирования скоростей и подач для получения нужных режимов прессования;
3. Возможность изменения скоростей и подач во время движения и осуществления автоматического управления режимами резания по заданной программе;
4. Простота осуществления прямолинейного движения;
5. Удобство расположения органов управления, независимо от расположения управляемых механизмов;
6. Возможность получения плавных движений;
7. Широкое применение стандартных узлов.

Наряду с такими значительными преимуществами гидроприводы имеют следующие недостатки:

1. Потери на трение жидкости в трубопроводах и в местах изменения скорости или направления течения жидкости;
2. Утечки жидкости, снижающие коэффициент полезного действия гидропривода;

									Лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

3. Возможность проникновения воздуха в рабочую жидкость с образованием в гидросистемах воздушных объемов и, как следствие, неравномерное, скачкообразное движение рабочих механизмов;

4. Изготовление деталей и узлов гидроустройств, золотников клапанов, в которых необходимо обеспечить точное сопряжение деталей с малыми зазорами, является трудоемкой работой.

1.2 Гидросистема гиперпресса

Гидросистема гиперпресса для производства мелкоштучной бетонной продукции методом прессования давлением представляет собой гидропривод, состоящий из источника энергии насос, исполнительных механизмов (гидроцилиндры), распределительной и регулирующей аппаратуры, фильтров и гидравлических коммуникаций (трубы), рабочей жидкости и ёмкости для рабочей жидкости – гидробака. В качестве рабочей жидкости применяется масло индустриальное гидравлическое ИГП-30 ТУ0253-053-00151911-2008. Масло, применяемое в гидросистеме, является не только рабочей жидкостью, но и одновременно смазывает и охлаждает детали гидросистемы, работающие при высоких скоростях и нагрузках. Поэтому несоблюдение требований к маркам масла, фильтрации его от механических примесей или содержание воды в нём вызывает повышенный износ пар трения и быстро выводит гидросистему из строя. Основными функциями гидросистемы является перемещение гидроцилиндрами исполнительного органа. Принципиальная схема (рис.1.1) Питание гидросистемы осуществляется от насоса Н1 и Н2.

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

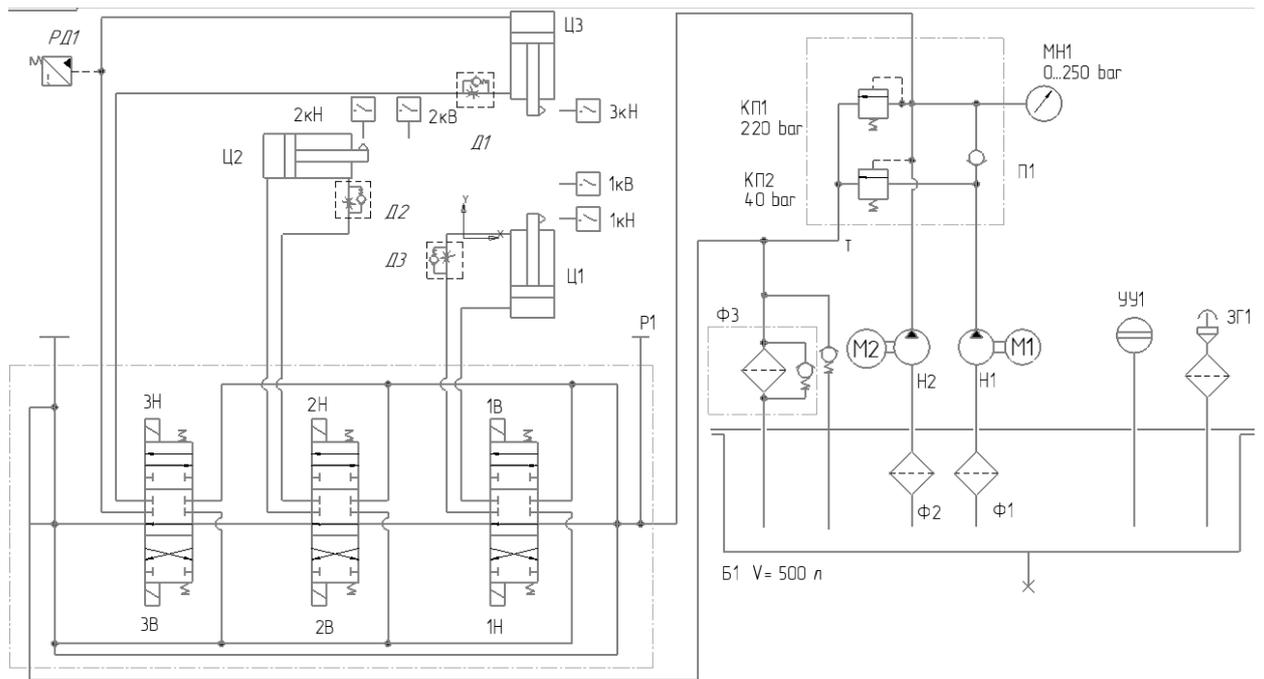


Рисунок 1.1 Принципиальная гидравлическая схема

Пресс – механизм для производства давления с целью уплотнения вещества, выжимания жидкостей, изменения формы.

Разработки оборудования и технологических процессов в области производства полупродукта направлены, прежде всего, на улучшение качества продукции. Бетон загружают на погрузочную ленту, которая перемещает смесь в матрицу. После этого в работу включаются два вертикальных цилиндра, которые с помощью матрицы, пуансона и давления формируют из первоначальной бетонной смеси готовую мелкоштучную бетонную продукцию, которая в дальнейшем отправляется в сушильную камеру, для полного застывания и приготовления.

В настоящее время широко используются вибропресса, данный гиперпресс относительно новое изобретение на рынке, но намного продуктивнее.

За счет большого давления бетонная смесь, как можно плотнее состыковывается друг с другом и на выходе мы получаем намного качественную продукцию.

Данный пресс совершает один цикл за 30 секунд.

На рисунке 1.2 представлена диаграмма работы гидроцилиндров

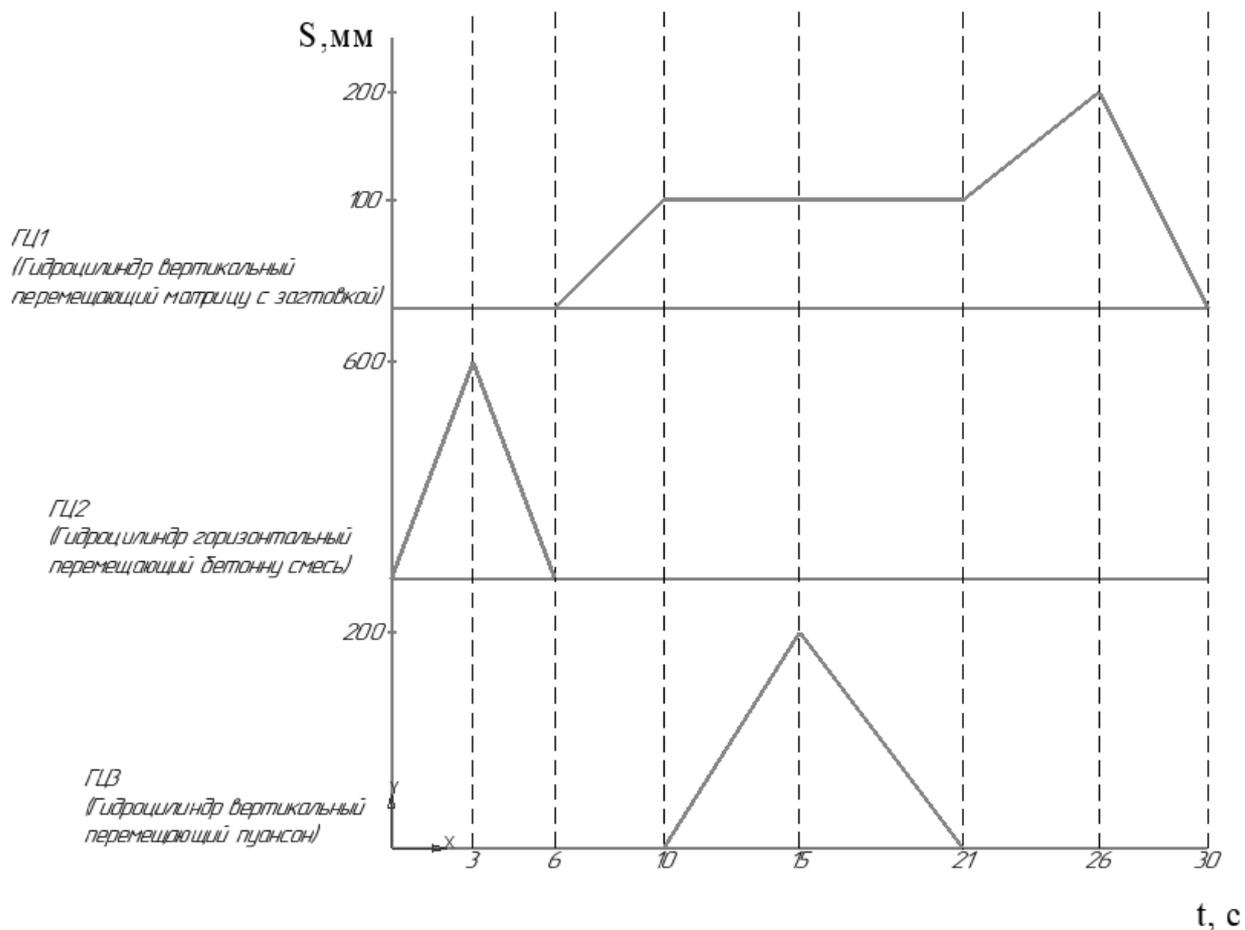


Рисунок 1.2 Диаграмма работы гидроцилиндра

1.3 Обоснование проекта установки

Целью дипломного проектирования является разработка гидропривода прессы, который производит прессование с помощью давления. Преимущество данного Гиперпресса над вибропрессом в том, что бетонная продукция будет создаваться не как было ранее с помощью вибрации вибростола и небольшого давления сверху, а с помощью большого давления сверху и снизу, что даст более качественную продукцию на выходе.

1.4 Определение основных геометрических параметров исполнительных механизмов

Гидроцилиндры 1,3: $P_{ном1,3} = 220$ бар, $F_1 = F_3 = F_{1,3} = 1000$ кН

$$A_{П1,3} = \frac{F_{1,3}}{P_{ном1,3}} = \frac{1 \cdot 10^6}{22 \cdot 10^6} = 0,045 \text{ м}^2 \quad (1)$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	14

Диаметр поршня $d_{п1,3}$, м:

$$d_{п1,3} = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{п1,3}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,045}{3,14}} = 0,24 \text{ м.} \quad (2)$$

Выбираю гидроцилиндр Rexroth Hydraulic cylinders, mill type CDH1

$d_{п1,3} = 250$ мм; $d_{ш1,3} = 160$ мм, где $d_{ш1,3}$ – диаметр штока.

Расчет штока на устойчивость

$$R_p = \frac{\pi^2 \cdot E_m \cdot J}{S_k^2}, \quad (3)$$

где E_m – модуль упругости материала штока ($21 \cdot 10^{10}$ для стали), Н/м²

J – момент инерции круглого поперечного сечения штока, м⁴

S_k^2 – приведенная длина хода

$$J = \frac{\pi \cdot d_{ш}^4}{64}, \quad (4)$$

$$R_p = \frac{\pi^3 \cdot 21 \cdot 10^{10} \cdot 0,16^4}{64 \cdot 0,2^2} = 0,0332872716288 \cdot 10^{10}$$

$$R_{\max} = \frac{R_p}{K_3}. \quad (5)$$

K_3 – коэффициент запаса (обычно $K_3 = 3,5$), тогда

$$R_{\max} = \frac{0,0332872716288 \cdot 10^{10}}{3,5} = 95106490,368 \text{ Н}$$

Выбранный шток проходит по устойчивости.

Из выбранных значений вычисляем площади поршневой и штоковой полостей:

$$A_{п1,3} = \frac{\pi \cdot d_{п1,3}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0,0490625 \text{ м}^2. \quad (6)$$

Тогда

$$A_{ш3} = \frac{\pi \cdot (d_{п1,3}^2 - d_{ш1,3}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,25^2 - 0,16^2)}{4} = 0,0289665 \text{ м}^2. \quad (7)$$

Гидроцилиндр 2: $P_{ном2} = 40$ бар, $F_2 = 30$ кН

$$A_{п2} = \frac{F_2}{P_{ном2} \cdot 0,75} = \frac{3 \cdot 10^4}{4 \cdot 10^6 \cdot 0,75} = 0,01 \text{ м}^2.$$

					Лист
					15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Диаметр поршня $d_{п2}$, м:

$$d_{п2} = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{п2}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,01}{3,14}} = 0,013 \text{ м.}$$

Выбираю гидроцилиндр Rexroth Hydraulic cylinders, mill type CDH1

$$d_{п2} = 125 \text{ мм}; d_{ш2} = 70 \text{ мм.}$$

Расчет штока на устойчивость

$$R_p = \frac{\pi^2 \cdot E_M \cdot J}{S_K^2},$$

где E_M – модуль упругости материала штока ($21 \cdot 10^{10}$ для стали), Н/м²

J – момент инерции круглого поперечного сечения штока, м⁴

S_K^2 – приведенная длина хода

$$J = \frac{\pi \cdot d_{ш}^4}{64}$$

$$R_p = \frac{\pi^3 \cdot 21 \cdot 10^{10} \cdot 0,07^4}{64 \cdot 0,2^2} = 0,00249759 \cdot 10^{10}$$

$$R_{max} = \frac{R_p}{K_3}$$

K_3 – коэффициент запаса (обычно $K_3 = 3,5$), тогда

$$R_{max} = \frac{0,00249759 \cdot 10^{10}}{3,5} = 713600 \text{ Н}$$

Выбранный шток проходит по устойчивости.

Из выбранных значений вычисляем площади поршневой и штоковой полостей:

$$A_{п2} = \frac{\pi \cdot d_{п2}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} = 0,012265 \text{ м}^2$$

Тогда

$$A_{ш2} = \frac{\pi \cdot (d_{п2}^2 - d_{ш2}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,125^2 - 0,07^2)}{4} = 0,008419 \text{ м}^2.$$

1.5 Построение диаграмм

1.5.1 Диаграммы скоростей движения штоков

Скорость движения штока гидроцилиндра v , м/с:

$$v = \frac{S}{t}, \quad (8)$$

где S – перемещение поршня (ход поршня), м;

t – время выдвигания (задвигания) штока, с.

Гидроцилиндр 1:

$$v_{п1} = \frac{0,1}{4} = 0,025 \text{ м/с}$$

$$v'_{п1} = \frac{0,1}{5} = 0,02 \text{ м/с}$$

$$v_{ш1} = \frac{0,2}{4} = 0,05 \text{ м/с}$$

Гидроцилиндр 2:

$$v_{п2} = \frac{0,6}{3} = 0,2 \text{ м/с}$$

$$v_{ш2} = \frac{0,6}{3} = 0,2 \text{ м/с}$$

Гидроцилиндр 3:

$$v_{п3} = \frac{0,2}{5} = 0,04 \text{ м/с}$$

$$v_{ш3} = \frac{0,2}{6} = 0,03 \text{ м/с}$$

Диаграммы скоростей движения штоков v_1 , v_2 , v_3 представлены на рисунке 1.3.

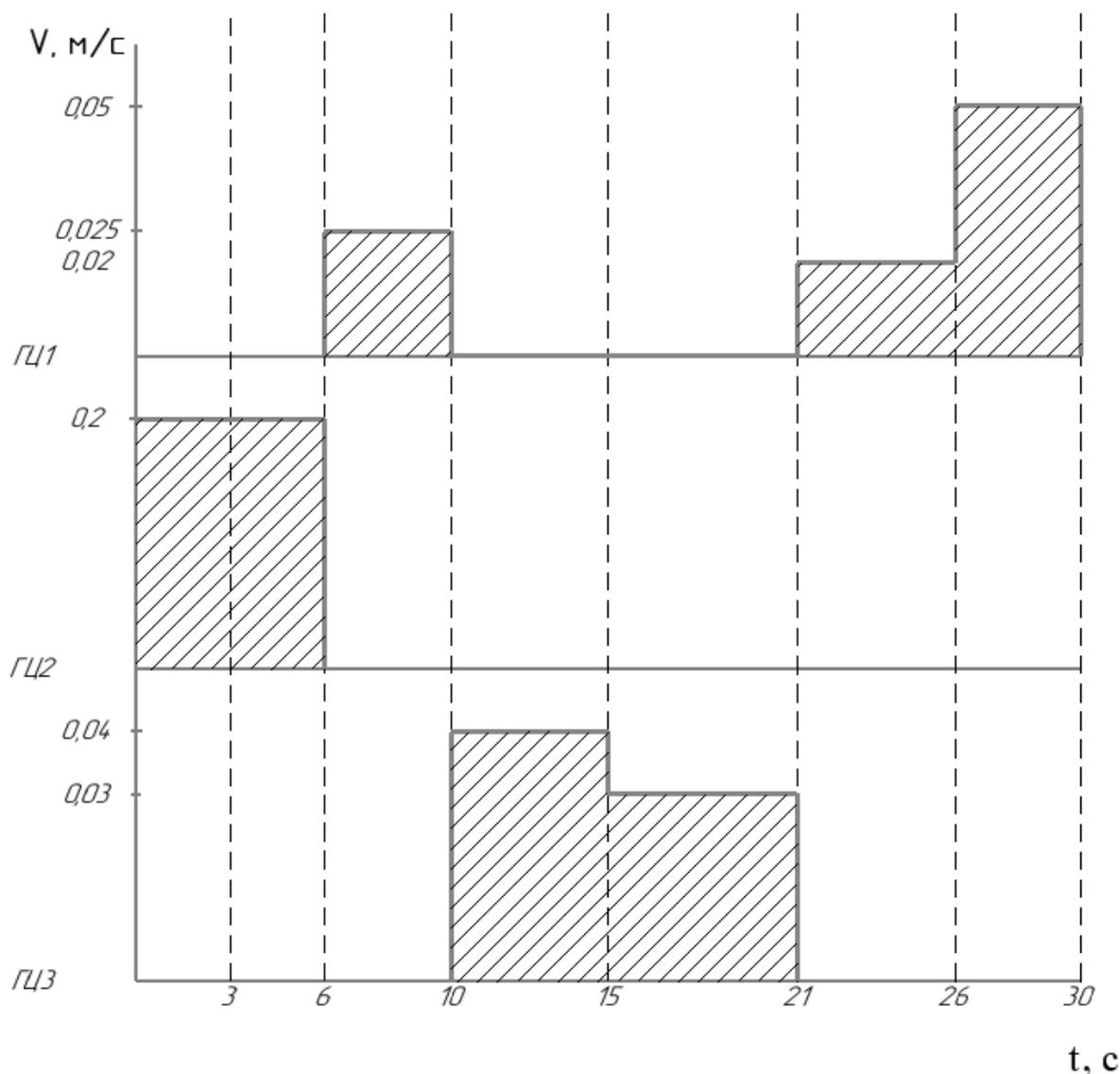


Рисунок 1.3 Диаграмма скоростей движения штоков гидроцилиндров

1.5.2 Диаграммы потребления расходов исполнительными механизмами

Потребляемый расход Q , $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{i,j} = v_j \cdot A_{i,j}, \quad (9)$$

где A – площадь полости, в которую происходит нагнетание.

Гидроцилиндр 1:

$$Q_1^{\text{порш}}(6 - 10) = 0,025 \cdot 0,0490625 = 0,00122656 \text{ м}^3/\text{с} = 74 \text{ л/мин}$$

$$Q_1(10 - 21) = 0, \text{ так как скорость } \Gamma\text{Ц}_1 \text{ на данном участке равна нулю}$$

$$Q_1^{\text{порш}}(21 - 26) = 0,02 \cdot 0,0490625 = 0,00098125 \text{ м}^3/\text{с} = 59 \text{ л/мин}$$

$$Q_1^{\text{ШТОК}}(26 - 30) = 0,05 \cdot 0,0289665 = 0,00144832 \text{ м}^3/\text{с} = 87 \text{ л/мин}$$

Гидроцилиндр 2:

$$Q_2^{\text{ПОРШ}}(0 - 3) = 0,2 \cdot 0,012265 = 0,002453 \text{ м}^3/\text{с} = 148 \text{ л/мин}$$

$$Q_2^{\text{ШТОК}}(3 - 6) = 0,2 \cdot 0,008419 = 0,0016838 \text{ м}^3/\text{с} = 102 \text{ л/мин}$$

Гидроцилиндр 3:

$$Q_3^{\text{ПОРШ}}(10 - 15) = 0,04 \cdot 0,0490625 = 0,0019625 \text{ м}^3/\text{с} = 118 \text{ л/мин}$$

$$Q_3^{\text{ШТОК}}(15 - 21) = 0,03 \cdot 0,0289665 = 0,000869 \text{ м}^3/\text{с} = 53 \text{ л/мин}$$

Диаграммы потребления расходов гидроцилиндрами Q_1 , Q_2 , Q_3 представлены на рисунке 1.4.

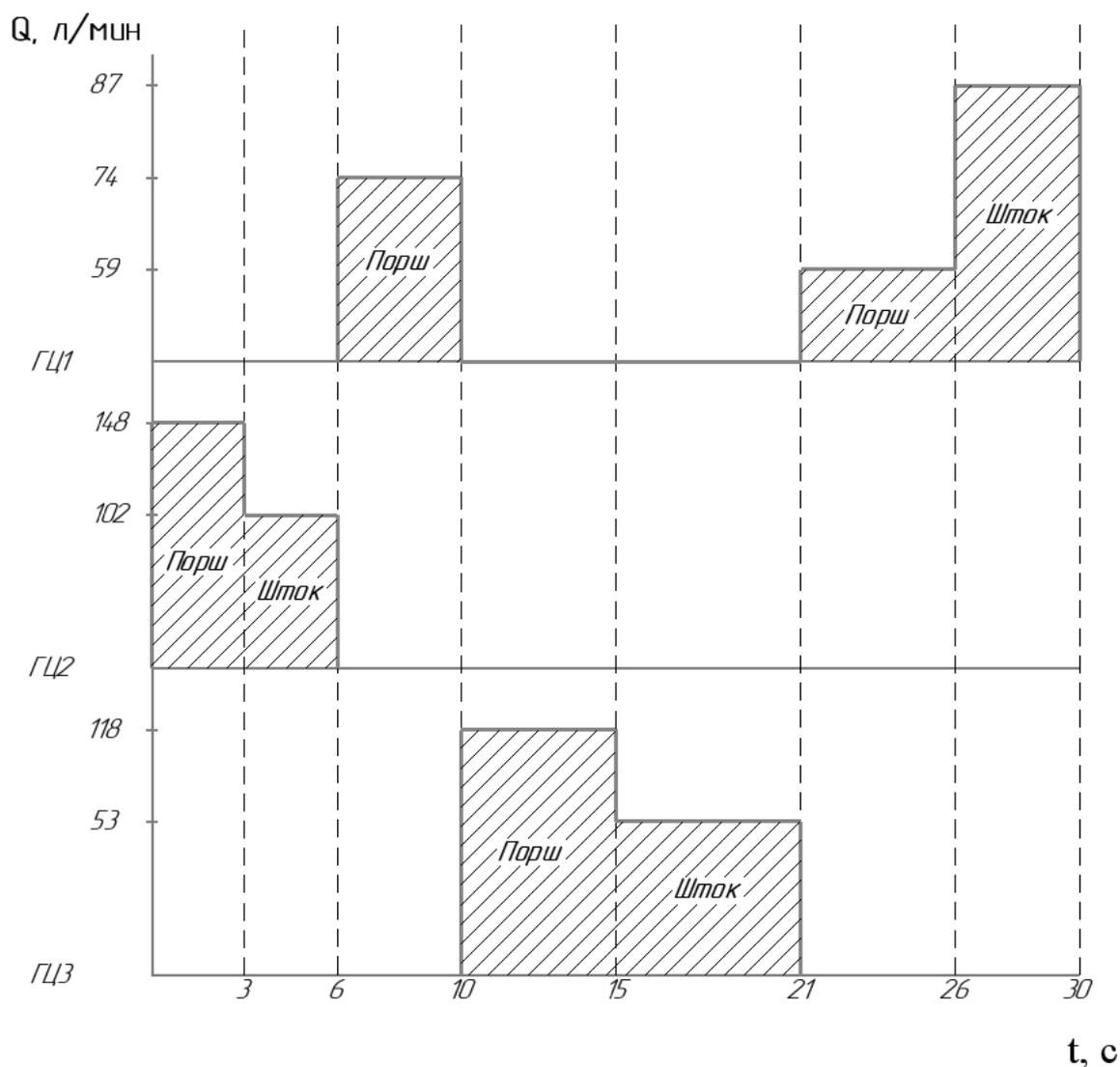


Рисунок 1.4 Диаграммы потребления расходов гидроцилиндрами

Далее построим суммарную диаграмму потребляемого расхода гидроцилиндрами, Q_{Σ} (см. рисунок 1.5)

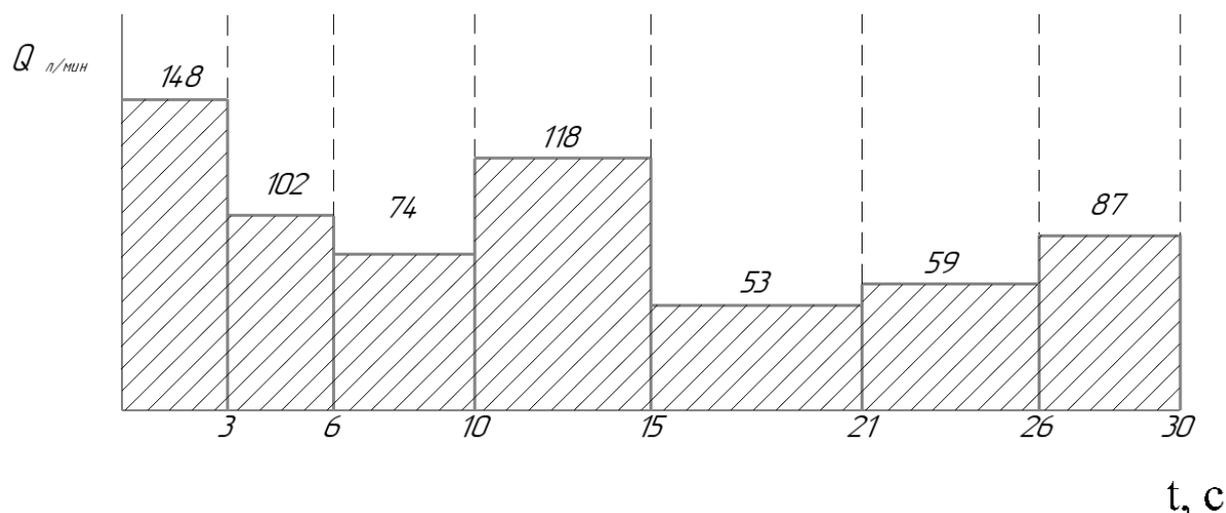


Рисунок 1.5 Диаграмма общего потребления расхода гидроцилиндрами

1.5.3 Диаграммы давления в полостях исполнительных механизмов

Уровень давлений в полостях гидроцилиндров $p_{тр}$, Па, определяется как:

$$p_{тр} = \frac{F}{A}, \quad (10)$$

где A - площадь полости, в которую происходит нагнетание

F – усилия развиваемые гидроцилиндрами, кН.

Гидроцилиндр 2:

$$p_{п}^1 = \frac{F_2 + m_6 \cdot g}{A_{п2}} = \frac{30000 + 30 \cdot 9,8}{0,012265} = 2469955 \text{ Па} = 2,5 \text{ МПа},$$

где $m_6 = 30$ кг – масса бетонной смеси поступающей в матрицу.

$p_{ш}^2 = 0$, так как никакого усилия и массы на ГЦ₂ во время обратного хода не действует.

Гидроцилиндр 3:

$$p_{п}^3 = 0$$

$$p_{ш}^4 = \frac{F_{1.3} + m_{п} \cdot g}{A_{ш1,3}} = \frac{1000000 + 60 \cdot 9,8}{0,0289665} = 20420299 \text{ Па} = 20.4 \text{ МПа}$$

$$p_{ш}^5 = \frac{m_{п} \cdot g}{A_{ш1,3}} = \frac{60 \cdot 9,8}{0,0289665} = 20299 \text{ Па} = 0,02 \text{ МПа},$$

где $m_{п} = 60$ кг – масса пуансона.

Гидроцилиндр 1:

$$p_{п}^5 = \frac{m_6 \cdot g + m_{м} \cdot g}{A_{п1,3}} = \frac{30 \cdot 9,8 + 60 \cdot 9,8}{0,0490625} = 17977 \text{ Па} = 0,017 \text{ МПа}$$

$$p_{п}^6 = p_{п}^5$$

$$p_{п}^5 = \frac{F_{1.3} + m_6 \cdot g + m_{м} \cdot g}{A_{п1,3}} = \frac{1000000 + 30 \cdot 9,8 + 60 \cdot 9,8}{0,0490625} = 20,417 \text{ МПа}$$

$$p_{п}^8 = 0$$

$$p_{ш}^9 = p_{ш}^5$$

$$p_{ш}^{10} = 0,$$

где $m_{м} = 60$ кг – масса матрицы.

Диаграммы требуемого давления в полостях гидроцилиндров $p_{тр1}$, $p_{тр2}$, $p_{тр3}$ представлены на рисунке 1.6.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

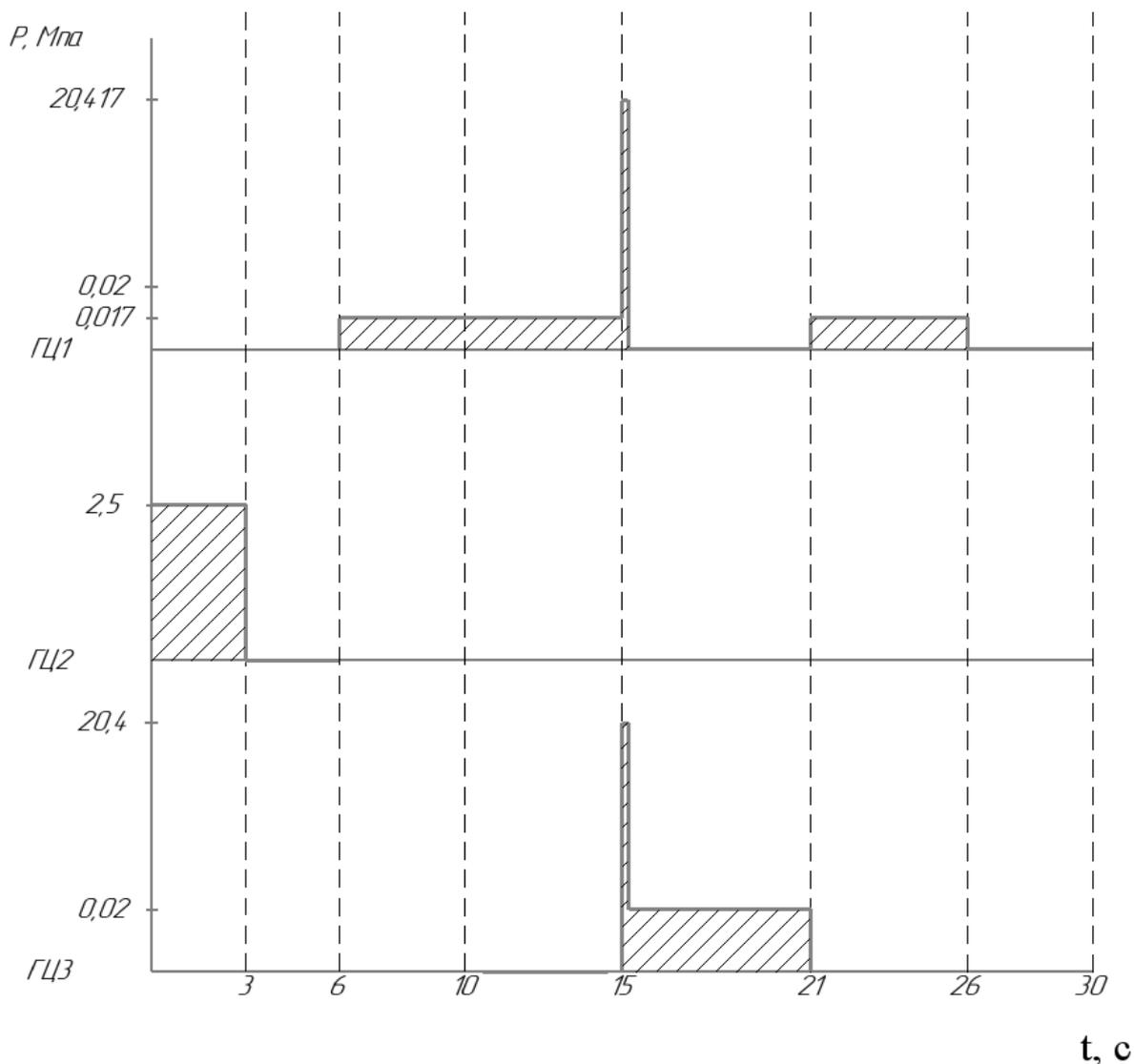


Рисунок 1.6 Диаграммы давления в полостях гидроцилиндров

1.6 Гидравлические расчеты и подбор аппаратуры

1.6.1 Условные проходы

От выбора значений внутреннего диаметра гидрролинии в значительной степени зависят потери энергии в процессе работы гидропривода, а также масса и некоторые другие характеристики. В силу этого выбор значений внутреннего диаметра гидрролинии 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 некоторые допустимые значения [4, с.29].

Условный проход $d_{тр}$, м:

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot V_{доп}}}, \quad (11)$$

где $V_{доп}$ – допустимая скорость потока рабочей жидкости, м/с.

Допустимую скорость потока рабочей жидкости в трубопроводе примем:

$$V_{доп} = 5 \text{ м/с.}$$

Определим условный проход трубопровода:

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002453}{3,14 \cdot 5}} = 24 \text{ мм}$$

Округляем полученные значения до ближайших стандартных значений согласно ГОСТ 28338-89.

$$d_{тр} = 25 \text{ мм.}$$

Применяем стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75 [1,с.307].

Гидроцилиндр 1, 2, 3:

Труба $\frac{32 \times 3 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{В ГОСТ } 8733 - 74}$

1.6.2 Подбор гидроаппаратуры

Распределители Р1, Р2, Р3.

Распределитель гидравлический с пилотным электромагнитным или гидравлическим управлением - ISO 4401-07 (СЕТОР 07) DSP7 из каталога фирмы Duplomatic.

Технические данные:

Максимальный расход $Q_{max} = 300 \text{ л/мин.}$

Номинальное давление $P_n = 32 \text{ МПа.}$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

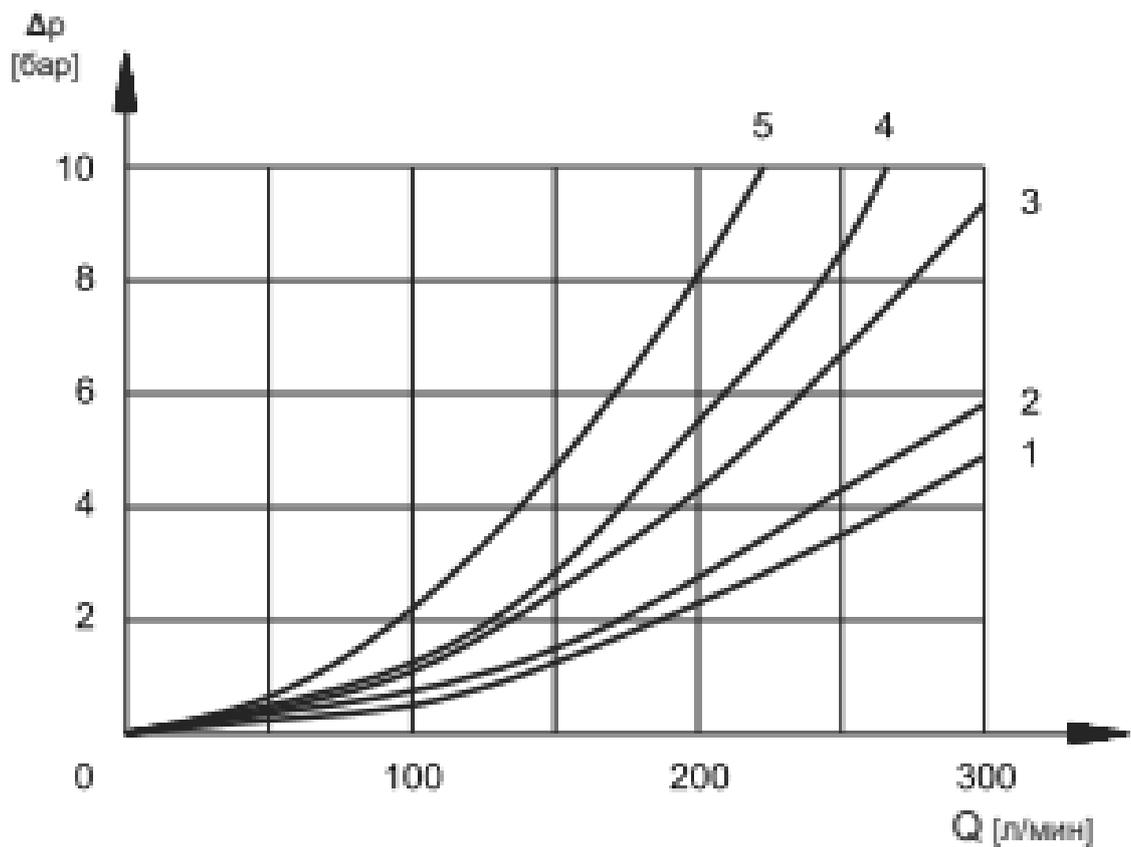


Рисунок 1.7 Зависимость перепада давления на распределители от расхода

**ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ИНИЦИИРОВАННОМ
КЛАПАНЕ**

ТИП ЗОЛОТНИКА	НАПРАВЛЕНИЕ ПОТОКА			
	P→A	P→B	A→T	B→T
	КРИВЫЕ НА ГРАФИКЕ			
S1, SA1, SB1	1	1	3	4
S2, SA2, SB2	1	1	4	4
S3, SA3, SB3	1	1	4	4
S4, SA4, SB4	2	2	4	5
S6	1	1	3	4
S7	1	1	4	4
S8	1	1	3	4
S9	1	1	3	4
S10	1	1	3	4
S11	1	1	3	4
S12	1	1	3	4
S20	1	1	3	4
S21	1	1	4	4
TA, TB	1	1	3	4
TA02, TB 02	1	1	4	4
RK	1	1	3	4

Дроссели Д1, Д2, Д3. Подбираем VRF06 из каталога фирмы Duplomatic. Предназначены для регулирования скорости перемещения рабочих органов в гидросистемах станков и других машин.

Технические данные:

Условный проход $d_y = 25$ мм

Максимальный расход $Q_{max} = 250$ л/мин

Максимальное давление $P_{max} = 35$ МПа.

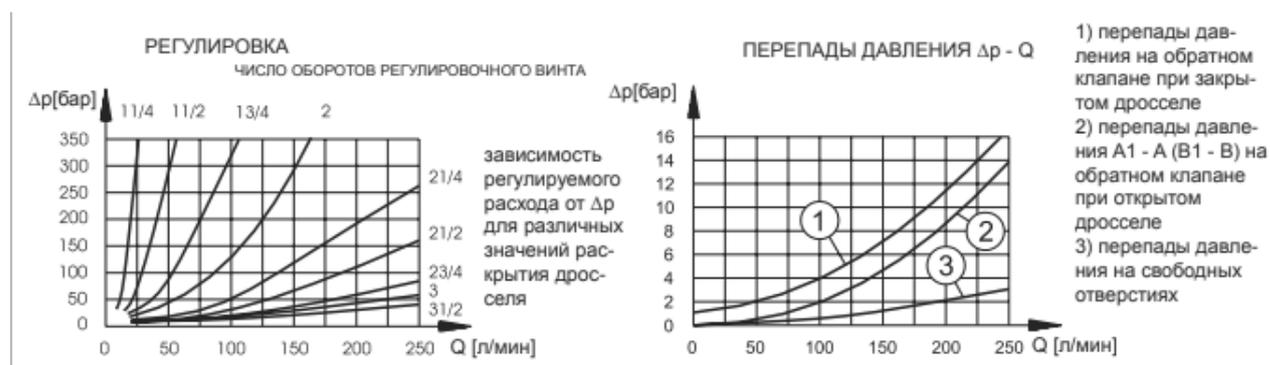


Рисунок 1.8 Зависимости перепадов давления на дросселе и обратном клапане от расхода

Манометр МН1. Подбираем манометр Pressure gauge with fluid filling ABZMM63-250 BAR/MPA-U/V-G

Технические данные:

Предельное давление $P_{пред} = 25$ МПа.

Фильтры Ф1 и Ф2. Фильтр гидравлический всасывающий/сливной (картридж SPIN-ON) ОМТГ из каталога фирмы Duplomatic

Технические данные:

Условный проход $d_y = 25$ мм

Максимальный расход $Q_{max} = 300$ л/мин.

Фильтр Ф3. Подбираем сливной фильтр из каталога компании MP Filtri MPT 101 - 104 110 - 114 120

Технические данные:

Условный проход $d_y = 25$ мм

Максимальный расход $Q_{max} = 210$ л/мин.

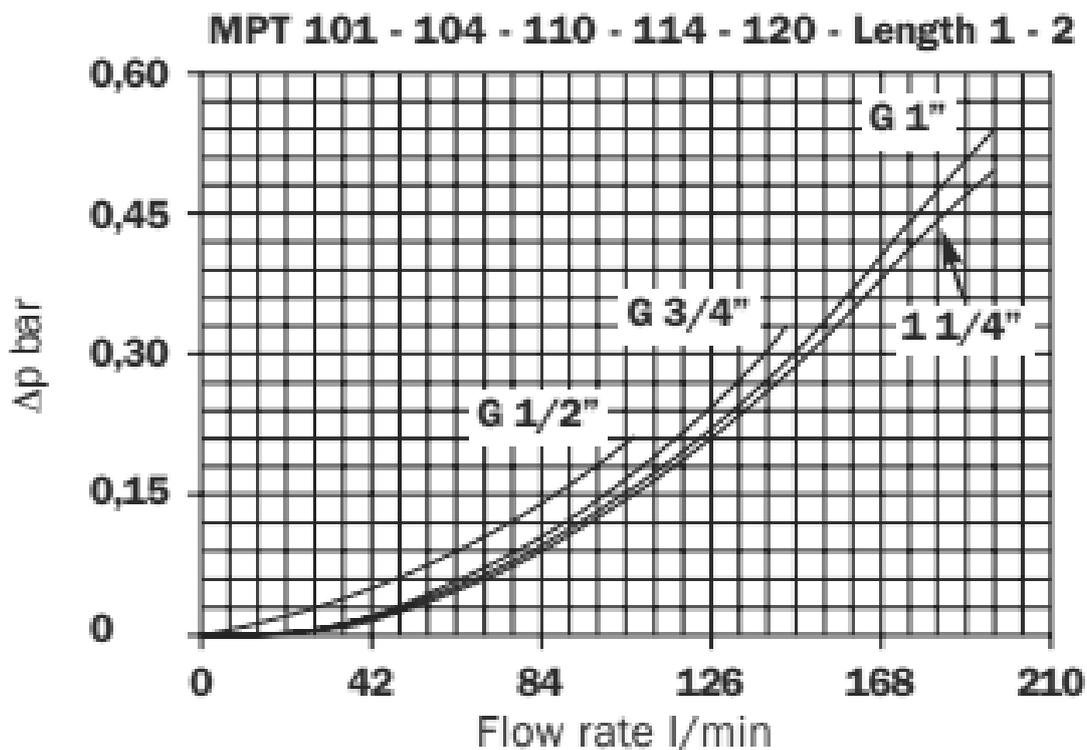


Рисунок 1.9 Зависимость перепадов давления на сливном фильтре от расхода

Реле давления РД1. Подбираем реле давления F4Z1/M3

Технические данные:

Номинальное давление $P_H = 300$ МПа.

1.6.3 Выбор рабочей жидкости

Свойства и функции рабочих жидкостей гидропривода

В гидроприводе обычно жидкость выполняет роль и смазки и кинематического звена, а поэтому рассматривается как рабочая жидкость. В этой связи, при выборе масла в качестве рабочей жидкости конкретного гидропривода или при создании

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

специальной гидравлической жидкости, учитываются или формируются определенные требования к их свойствам. Считается, что в идеале рабочая жидкость современного гидропривода должна быть:

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

- Малым изменением вязкости в широком диапазоне рабочих температур, давлений и скорости течения;

- Малым удельным весом;

- Высокой удельной теплоемкостью;

- Высоким модулем сжатия;

- Малым коэффициентом термического разложения;

- Не токсичностью жидкости и продуктов ее разложения;

- Малой упругостью паров, высокой температурой кипения;

- Пожаробезопасностью;

- Хорошими свойствами смазки по отношению к материалам трущихся пар;

- Нейтральностью к материалам уплотнений;

- Малым адсорбированием воздуха и незначительным пенообразованием;

- Растворимостью в существующих гидравлических жидкостях;

- Высокими изолирующими и диэлектрическими свойствами;

- Прозрачностью или отличительной окраской;

- Стабильностью свойств при хранении и эксплуатации, обеспечивающие жидкости длительные сроки службы;

- Отсутствием неприятного запаха;

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

Приведенные свойства носят обобщающий характер, т. е. отражают соотношение ряда более конкретных свойств. Так, например, под хорошими свойствами смазки понимается комплекс таких свойств рабочей жидкости, как

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

снижать трение, а, следовательно, и потери мощности на трение, т. е. повышать механический КПД пар трения; снижать износ пар трения, т. е. повышать их ресурс (долговечность); отводить тепло от пар трения, т. е. в определенной мере повышать их безотказность; защищать детали агрегатов от коррозии; снижать вибрацию и шум; удалять (вымывать) из зоны трения и щелевых уплотнений продукты износа и другие загрязняющие примеси, т. е. повышать надежность агрегатов. Многие из приведенных свойств рабочих жидкостей находятся в противоречии друг к другу.

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

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

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

1. Плотность при определенной температуре.
2. Вязкость при 1 – 3 температурах (положительной и отрицательной).
3. Индекс вязкости.
4. Температура вспышки и застывания.

										Лист
										28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

5. Термоокислительная стабильность.
6. Кислотное число.
7. Противоизносные свойства.
8. Вспениваемость.
9. Стойкость к механической деструкции.
10. Совместимость с эластомерами.
11. Содержание механических примесей.
12. Содержание воды.

В определенной мере указанные свойства рабочих жидкостей обуславливаются свойствами исходного сырья или базового масла, а требуемый уровень достигается путем легирования основы, т. е. за счет введения той или иной композиции различного вида присадок. Легирование масел, рабочих жидкостей и смазок рассматривается сегодня как один из основных факторов, влияющих на повышение надежности техники.

1.6.4 Характеристика выбранной рабочей жидкости

Выбираем масло ИГП-30. Изготавливается по ТУ 38.101413-97.

Масло ИГП-30 – дистиллятное, остаточное из смеси дистиллятных и остаточных масел глубокой селективной очистки с антиокислительной, антикоррозионной, противоизносной и антипенной присадками.

Свойства масла ИГП-30: обладает высокой стабильностью эксплуатационных (вязкостных, противоизносных) свойств, не агрессивно по отношению к материалам, применяемым в гидроприводе.

Применение масла ИГП-30: являются основными маслами для современных гидравлических систем металлорежущих станков, автоматических линий, тяжелых прессов и другого промышленного оборудования.

Технические характеристики масла ИГП-30:

Вязкость кинематическая при 40°C, мм²/с.....39-50

Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более.....1

										Лист
										29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Индекс вязкости, не менее.....	90
Зольность, %, не более.....	0,2
Содержание механических примесей.....	Отсутствует
Плотность, кг/м ³ , не более.....	885
Склонность к пенообразованию: стабильность пены, см ³ , не более при 24°С.....	50/5
Склонность к пенообразованию: стабильность пены, см ³ , не более: при 94°С.....	50/5

1.6.5 Расчет потерь давления в гидросистеме

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

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с.}}, \quad (12)$$

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

$\Delta p_{\text{м.с.}}$ – потери давления на местных сопротивлениях, Па:

$$\Delta p_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{тр}}} \cdot \rho \cdot \frac{Q_{i,j}^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot d_{\text{тр}}^4}, \quad (13)$$

$$Q_{i,j} = V_i \cdot A_j, \quad (14)$$

где L – длина трубопровода, примем для напорной и сливной линии $L=3\text{м}$;

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

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

Q – расход жидкости в трубопроводе, м³/с;

λ – коэффициент гидравлического трения;

в зависимости от того, в какую зону попадет число Re определяю коэффициент гидравлического трения λ по одной из формул [5, с.39]:

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

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^2 \text{ при } \frac{15}{k} \leq Re \leq \frac{560}{k}; \quad (16)$$

$$\lambda = 0.11 \cdot k^{0.25} \quad \text{при } Re > \frac{560}{k}, \quad (17)$$

где k – относительная шероховатость стенок:

$$k = \frac{\Delta}{d_{\text{тр}}}, \quad (18)$$

где Δ – абсолютная эквивалентная шероховатость стенок, для бесшовных стальных труб (новых и чистых) $\Delta = 0,03\text{мм}$ [1, с. 39, табл. 4.1];

Re – число Рейнольдса:

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{тр}} \cdot \nu}, \quad (19)$$

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

В качестве рабочей жидкости масло ИГП-30 ТУ 38.101413-97 [4, с.10, табл. 1.1]:

Плотность $\rho = 885 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

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

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:

$$\Delta p^{0-3} = \Delta p_{p2} + p_{\text{п}}^{\text{ГЦ2}} + p_{\text{дл1}}$$

где $p_{\text{п}}^{\text{ГЦ2}}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра 2;

$$p_{\text{п}}^{\text{ГЦ2}} = \frac{F_2}{A_{\text{п2}}} + (p_{\text{дл2}} + \Delta p_{\text{ф3}} + \Delta p_{\text{д2}} + \Delta p_{\text{p2}}) \cdot \frac{A_{\text{ш2}}}{A_{\text{п2}}}.$$

Тогда:

$$Q_{\text{п}} = 0,2 \cdot 0,012265 = 0,002453 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,002453}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 4166;$$

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4166}} = 0,04$$

$$p_{\text{дл1}} = 0,04 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,002453^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,0531 \text{ МПа};$$

						Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_{ш} = 0,2 \cdot 0,008419 = 0,0016838 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,0016838}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 1429;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{1429} = 0,04;$$

$$p_{дл2} = 0,04 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,0016838^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,0251 \text{ МПа};$$

$$p_{п}^{\GammaЦ2} = \frac{30000}{0,012265} + (25100 + 31000 + 1000000 + 290000) \cdot \frac{0,008419}{0,012265} = 3,4 \text{ МПа.}$$

Таким образом:

$$\Delta p^{0-3} = 0,15 + 3,4 + 0,0531 = 3,6 \text{ МПа.}$$

Промежуток времени 3-6:

$$\Delta p^{3-6} = \Delta p_{p2} + p_{ш}^{\GammaЦ2} + p_{дл2}$$

где $p_{ш}^{\GammaЦ2}$ – давление в штоковой полости гидроцилиндра 2;

$$p_{ш}^{\GammaЦ2} = (p_{дл1} + \Delta p_{ф3} + \Delta p_{д2} + \Delta p_{p2}) \cdot \frac{A_{п2}}{A_{ш2}}.$$

Тогда:

$$Q_{ш} = 0,2 \cdot 0,008419 = 0,0016838 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,0016838}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 1429;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{1429} = 0,04;$$

$$p_{дл2} = 0,04 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,0016838^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,0251 \text{ МПа};$$

$$Q_{п} = 0,2 \cdot 0,012265 = 0,002453 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,002453}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 4166;$$

$$\lambda_{ш} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4166}} = 0,04$$

$$p_{дл1} = 0,04 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,002453^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,0531 \text{ МПа};$$

$$p_{ш}^{\GammaЦ2} = (53100 + 13000 + 200000 + 100000) \cdot \frac{0,012265}{0,008419} = 0,6 \text{ МПа.}$$

$$\Delta p^{3-6} = 0,05 + 0,6 + 0,0531 = 0,7 \text{ МПа.}$$

Промежуток времени 6-10:

$$\Delta p^{6-10} = \Delta p_{p1} + p_{п}^{\GammaЦ1} + p_{дл1}$$

где $p_{п}^{\GammaЦ1}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра 1;

$$p_{п}^{\GammaЦ1} = \frac{m_m \cdot g + m_6 \cdot g}{A_{п1}} + (p_{дл2} + \Delta p_{ф3} + \Delta p_{д1} + \Delta p_{p1}) \cdot \frac{A_{ш1}}{A_{п1}}.$$

Тогда:

$$Q_{п} = 0,025 \cdot 0,0490625 = 0,00122656 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,00122656}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 2083;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{2083} = 0,03;$$

$$p_{дл1} = 0,03 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,00122656^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,009956 \text{ МПа};$$

$$Q_{ш} = 0,025 \cdot 0,0289665 = 0,00072416 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,00072416}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 1230;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{1230} = 0,05;$$

$$p_{дл2} = 0,05 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,00072416^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,005784 \text{ МПа};$$

$$p_{п}^{\GammaЦ1} = \frac{60 \cdot 9,8 + 30 \cdot 9,8}{0,0490625} + (5784 + 8000 + 1000000 + 100000) \cdot \frac{0,0289665}{0,0490625}$$

$$= 0,7 \text{ МПа};$$

$$\Delta p^{6-10} = 0,04 + 0,7 + 0,009956 = 0,8 \text{ МПа.}$$

Промежуток времени 10-15:

$$\Delta p^{10-15} = \Delta p_{p3} + p_{п}^{\GammaЦ3} + p_{дл1}$$

где $p_{п}^{\GammaЦ3}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра 3;

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					33

$$p_{\Pi}^{\GammaЦЗ} = \frac{-m_{\Pi} \cdot g}{A_{\PiЗ}} + (p_{дл2} + \Delta p_{\phi3} + \Delta p_{д3} + \Delta p_{p3}) \cdot \frac{A_{ш3}}{A_{\PiЗ}}$$

Тогда:

$$Q_{\Pi} = 0,04 \cdot 0,0490625 = 0,0019625 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,0019625}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 3333;$$

$$\lambda_{\Pi} = (1 - X) \cdot \lambda_1 + X \cdot \lambda_{III}, \quad (20)$$

где X – коэффициент перемежаемости

$$X = \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{Re}{2000} - 1 \right) \right) = \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{3333}{2000} - 1 \right) \right) = 0,749313;$$

$$\lambda_{III} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{3333}} = 0,04;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{3333} = 0,02;$$

$$\lambda_{\Pi} = (1 - 0,749313) \cdot 0,02 + 0,749313 \cdot 0,04 = 0,03;$$

$$p_{дл1} = 0,03 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,0019625^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,0025488 \text{ МПа};$$

$$Q_{ш} = 0,04 \cdot 0,0289665 = 0,00115866 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,00115866}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 1968;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{1968} = 0,03;$$

$$p_{дл2} = 0,03 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,00115866^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,0088844 \text{ МПа};$$

$$p_{\Pi}^{\GammaЦЗ} = \frac{-60 \cdot 9,8}{0,0490625} + (8884,4 + 21000 + 1000000 + 140000) \cdot \frac{0,0289665}{0,0490625}$$

$$= 0,7 \text{ МПа};$$

$$\Delta p^{10-15} = 0,05 + 0,7 + 0,0025488 = 0,8 \text{ МПа}.$$

Промежуток времени 15-21:

$$\Delta p^{15-21} = \Delta p_{p3} + p_{ш}^{\GammaЦЗ} + p_{дл2};$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$p_{\text{ш}}^{\Gamma\text{Ц}3} = \frac{m_{\text{п}} \cdot g}{A_{\text{ш}3}} + (p_{\text{дл}1} + \Delta p_{\text{ф}3} + \Delta p_{\text{д}3} + \Delta p_{\text{р}3}) \cdot \frac{A_{\text{п}3}}{A_{\text{ш}3}},$$

где $p_{\text{ш}}^{\Gamma\text{Ц}3}$ – давление в штоковой полости гидроцилиндра 3;

$$Q_{\text{ш}} = 0,03 \cdot 0,0289665 = 0,000868995 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,000868995}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 1476;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{1476} = 0,04;$$

$$p_{\text{дл}2} = 0,04 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,000868995^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,0066633 \text{ МПа};$$

$$Q_{\text{п}} = 0,03 \cdot 0,0490625 = 0,001471875 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,001471875}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 2500;$$

$$\lambda_{\text{п}} = (1 - X) \cdot \lambda_1 + X \cdot \lambda_{\text{ш}};$$

$$X = \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{Re}{2000} - 1 \right) \right) = \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{2500}{2000} - 1 \right) \right) = 0,146306;$$

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2500}} = 0,04;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{2500} = 0,02;$$

$$\lambda_{\text{п}} = (1 - 0,146306) \cdot 0,02 + 0,146306 \cdot 0,04 = 0,02;$$

$$p_{\text{дл}1} = 0,02 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,001471875^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,009558 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{ш}}^{\Gamma\text{Ц}3} = \frac{60 \cdot 9,8}{0,0289665} + (9558 + 4000 + 25000 + 60000) \cdot \frac{0,0490625}{0,0289665} = 0,9 \text{ МПа};$$

$$\Delta p^{15-21} = 0,02 + 0,9 + 0,0066633 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}.$$

Промежуток времени 21-26:

$$\Delta p^{21-26} = \Delta p_{\text{р}1} + p_{\text{п}}^{\Gamma\text{Ц}1} + p_{\text{дл}1};$$

$$p_{\text{п}}^{\Gamma\text{Ц}1} = \frac{m_{\text{м}} \cdot g + m_{\text{б}} \cdot g}{A_{\text{п}1}} + (p_{\text{дл}2} + \Delta p_{\text{ф}3} + \Delta p_{\text{д}1} + \Delta p_{\text{р}1}) \cdot \frac{A_{\text{ш}1}}{A_{\text{п}1}}.$$

Тогда:

									Лист
									35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$Q_{\text{п}} = 0,02 \cdot 0,0490625 = 0,00098125 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,00098125}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 1666;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{1666} = 0,03;$$

$$p_{\text{дл1}} = 0,03 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,00098125^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,006372 \text{ МПа};$$

$$Q_{\text{ш}} = 0,02 \cdot 0,0289665 = 0,00057933 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,00057933}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 984;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{984} = 0,06;$$

$$p_{\text{дл2}} = 0,06 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,00057933^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,004442 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{п}}^{\text{ГЦ1}} = \frac{60 \cdot 9,8 + 30 \cdot 9,8}{0,0490625} + (4442 + 4000 + 900000 + 50000) \cdot \frac{0,0289665}{0,0490625}$$

$$= 0,6 \text{ МПа};$$

$$\Delta p^{21-26} = 0,02 + 0,6 + 0,006372 = 0,7 \text{ МПа}.$$

Промежуток времени 26-30:

$$\Delta p^{26-30} = \Delta p_{\text{р1}} + p_{\text{ш}}^{\text{ГЦ1}} + p_{\text{дл2}};$$

$$p_{\text{п}}^{\text{ГЦ1}} = \frac{-m_{\text{м}} \cdot g}{A_{\text{ш1}}} + (p_{\text{дл1}} + \Delta p_{\text{ф3}} + \Delta p_{\text{д1}} + \Delta p_{\text{р1}}) \cdot \frac{A_{\text{п1}}}{A_{\text{ш1}}}.$$

Тогда:

$$Q_{\text{ш}} = 0,05 \cdot 0,0289665 = 0,00144832 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,00144832}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 2460;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{1666} = 0,03;$$

$$\lambda_{\text{ш}} = (1 - X) \cdot \lambda_1 + X \cdot \lambda_{\text{ш}};$$

$$X = \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{Re}{2000} - 1 \right) \right) = \sin^2 \left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{2500}{2460} - 1 \right) \right) = 0,000162917;$$

$$\lambda_{III} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2460}} = 0,04;$$

$$\lambda_I = \frac{64}{2460} = 0,02;$$

$$\lambda_{II} = (1 - 0,000162917) \cdot 0,02 + 0,000162917 \cdot 0,04 = 0,02;$$

$$p_{дл2} = 0,02 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,00144832^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,009254 \text{ МПа};$$

$$Q_{II} = 0,05 \cdot 0,0490625 = 0,002453125 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k = \frac{0,00003}{0,025} = 0,0012; \quad Re = \frac{4 \cdot 0,002453125}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 4166;$$

$$\lambda_{III} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4166}} = 0,03;$$

$$p_{дл1} = 0,03 \cdot \frac{3}{0,025} \cdot 885 \cdot \frac{0,002453125^2 \cdot 8}{3,14^2 \cdot 0,025^4} = 0,039825 \text{ МПа};$$

$$p_{II}^{ГЦ1} = \frac{-60 \cdot 9,8}{0,0289665} + (39825 + 11000 + 150000 + 100000) \cdot \frac{0,0490625}{0,0289665}$$

$$= 0,5 \text{ МПа};$$

$$\Delta p^{26-30} = 0,02 + 0,5 + 0,009254 = 0,6 \text{ МПа}.$$

Диаграмма требуемого давления на выходе насосной станции n и p представлена на рисунке 1.10

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					37

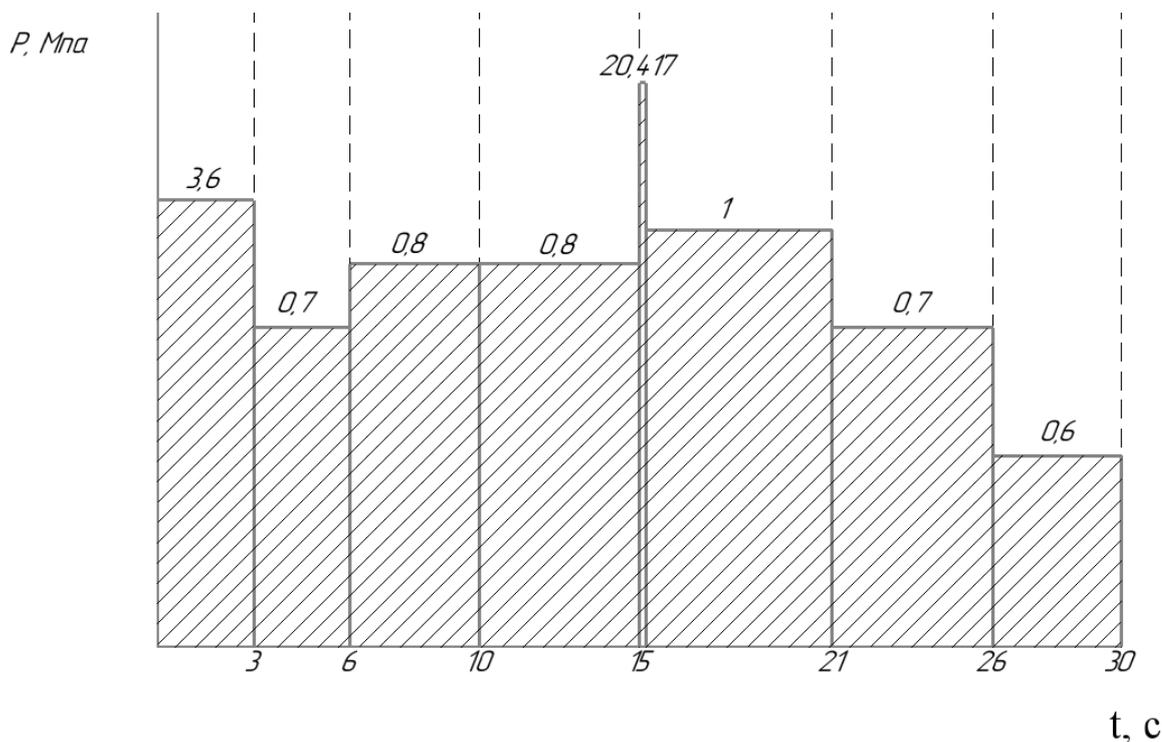


Рисунок 1.10 Диаграмма требуемого давления на выходе насосной станции

1.7 Подбор насосов

Аксиально-поршневой – 210 серии от компании Пневмостроймашина.

Технические данные:

Рабочий объем $V_0 = 11,6 \text{ см}^3/\text{об}$;

Максимальное давление $p_{max} = 35 \text{ МПа}$;

Номинальная частота вращения $n_{ном} = 2400 \text{ об/мин}$;

Подача насоса $Q_n, \text{ л/мин}$:

$$Q_n = \frac{V_0 \cdot n \cdot \eta_0}{1000}, \quad (20)$$

где n - частота вращения приводного двигателя, примем $n = 1420 \text{ об/мин}$;

η_0 - объемный КПД насоса, примем, $\eta_0 = 0,9$;

$$Q_{н1} = \frac{11,6 \cdot 1420 \cdot 0,9}{1000} = 14,8 \text{ л/мин} = 0,0002467 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Насос гидравлический шестеренный с внешним зацеплением (GP4) ALP4 из каталога фирмы Diplomatic.

Технические данные:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Максимальный расход $Q_{max} = 151 \text{ л/мин}$;

Рабочий объем $V_0 = 106 \text{ см}^3/\text{об}$;

Максимальное давление $p_{max} = 20 \text{ МПа}$;

Максимальная частота вращения $n_{max} = 2300 \text{ об/мин}$;

Подача насоса $Q_n, \text{ л/мин}$:

$$Q_{н2} = \frac{106 \cdot 1420 \cdot 0,9}{1000} = 136 \text{ л/мин} = 0,00226 \text{ м}^3/\text{с}.$$

1.7.1 Подбор предохранительных клапанов

Для первого насоса подбираем предохранительный клапан RM*-W из каталога фирмы Duplomatic.

Технические данные:

Максимальное давление $P_{max} = 35 \text{ МПа}$;

Максимальный расход $Q_{max} = 75 \text{ л/мин}$.

Для второго насоса подбираем предохранительный клапан RQ*-W из каталога фирмы Duplomatic.

Технические данные:

Максимальное давление $P_{max} = 35 \text{ МПа}$;

Максимальный расход $Q_{max} = 400 \text{ л/мин}$.

1.7.2 Подбор электродвигателя

Требуемая мощность приводного электродвигателя $N_{эл.дв.}$ Вт:

$$N_{эл.дв.} = \frac{p_{max} \cdot Q_n}{\eta_{\Sigma}}, \quad (21)$$

где p_{max} – максимальное давление;

η_{Σ} – суммарный КПД насоса и электродвигателя.

примем $p_{max1} = 35 \text{ МПа}$,; $p_{max2} = 20 \text{ МПа}$:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{дв} \cdot \eta_{нас}, \quad (22)$$

где $\eta_{дв}$ – КПД электродвигателя, примем $\eta_{дв} = 0,9$;

									Лист
									39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$\eta_{\text{нас}}$ – КПД насоса, примем $\eta_{\text{нас}} = 0,9$;

$$\eta_{\Sigma} = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81.$$

Тогда:

$$N_{\text{эл.дв.1}} = \frac{35 \cdot 10^6 \cdot 0,0002467}{0,81} = 10659 \text{ Вт} = 11 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{эл.дв.2}} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0,00226}{0,81} = 55802 \text{ Вт} = 56 \text{ кВт}.$$

Применяем асинхронный двигатель АИР 160 S4 для первого насоса.

Технические данные:

Мощность $N = 15$ кВт;

Синхронная частота вращения $n = 1500$ об/мин ;

КПД $\eta = 89,4\%$.

Применяем асинхронный двигатель АИР250S4 для второго насоса.

Технические данные:

Мощность $N = 75$ кВт;

Синхронная частота вращения $n = 1500$ об/мин ;

КПД $\eta = 93,6\%$.

1.8 Тепловой расчет системы

Потери мощности в гидроприводе приводят к разогреву масла.

Примем допустимую температуру масла $\Delta T_{\text{доп}} = 55^\circ \text{C}$ [4, с.330].

При установившемся тепловом режиме привода $\Delta T_{\text{доп}} \geq \Delta T_{\text{уст}}$,

где установившаяся температура масла $\Delta T_{\text{уст}}$ определяется по формуле:

$$\Delta T_{\text{уст}} = \frac{\Delta N}{k \cdot A_{\Sigma}} + \Delta T_{\text{о.с.}}, \quad (23)$$

где ΔN – потери мощности, Вт;

A_{Σ} - суммарная площадь поверхности гидропривода, м²;

						Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$k=17,5 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}.$$

$T_{\text{о.с.}}$ – температура окружающей среды, примем равную 20 °C .

Потери мощности:

$$\Delta N = N_{\text{затр}} - N_{\text{пол}}, \quad (24)$$

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

$$N_{\text{затр}} = \frac{\sum_{i=1}^k p_{\text{н}}^i \cdot Q_{\text{н}}^i \cdot \Delta t_i}{\sum_{i=1}^k \Delta t_i}, \quad (25)$$

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

$$N_{\text{пол}} = \frac{\sum_{i=1}^k (\sum p_{\text{н}}^i \cdot v_m^i) \cdot \Delta t_i}{\sum_{i=1}^k \Delta t_i}. \quad (26)$$

Тогда:

$$N_{\text{затр}} = \frac{2,6 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6 \cdot (3,6 \cdot 3 + 0,7 \cdot 3 + 0,8 \cdot 4 + 0,8 \cdot 5 + 20,417 \cdot 0,1 + 1 \cdot 6 + 0,7 \cdot 5 + 0,6 \cdot 4)}{30}$$

$$= 3 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{пол}} = \frac{30000 \cdot 0,2 \cdot 3 + (60 + 30) \cdot 9,8 \cdot 0,025 \cdot 4 + 60 \cdot 9,8 \cdot 6 \cdot 0,03 + (60 + 30) \cdot 9,8 \cdot 5 \cdot 0,02}{30}$$

$$= 0,61 \text{ кВт}.$$

Тогда:

$$\Delta N = 3 - 0,61 = 2,39 \text{ кВт}.$$

Суммарная площадь поверхности гидропривода:

$$A_{\Sigma} = A_{\text{апп}} + A_{\text{тр}} + A_{\text{ГЦ}} + A_{\text{бак}},$$

где $A_{\text{апп}}$ – площадь поверхности аппаратуры, м^2 , примем $A_{\text{апп}} = 0,5 \text{ м}^2$;

$A_{\text{тр}}$ – площадь поверхности трубопроводов, м^2 ;

$A_{\text{ГЦ}}$ – площадь поверхности гидроцилиндров, м^2 ;

$A_{\text{бак}}$ – расчетная площадь поверхности бака, м^2 , для практических расчетов;

$$A_{\text{тр}} = 2 \cdot L \cdot (\pi \cdot d_{\text{тр1}} + \pi \cdot d_{\text{тр2}}); \quad (27)$$

						Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$A_{ГЦ} = (l_1 \cdot \pi \cdot d_{п1} \cdot A_{п1}) + (l_2 \cdot \pi \cdot d_{п2} \cdot A_{п2}) + (l_3 \cdot \pi \cdot d_{п3} \cdot A_{п3}); \quad (28)$$

$$A_{бак} = 6,4 \cdot \sqrt[3]{V_{бак}^2} \quad (29)$$

где $V_{бак}$ – объем бака, м³, по рекомендациям:

$$V_{бак} = 3 \cdot Q_H = 3 \cdot 150,8 = 452,4 \text{ л.}$$

Примем $V_{бак} = 500$ литров.

$$A_{тр} = 2 \cdot 3 \cdot (3,14 \cdot 0,025 + 3,14 \cdot 0,025) = 0,942 \text{ м}^2;$$

$$A_{ГЦ} = (0,2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,0490625) + (0,6 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,012265) + (0,2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,0490625) = 0,018 \text{ м}^2;$$

$$A_{бак} = 6,4 \cdot \sqrt[3]{0,5^2} = 4,04 \text{ м}^2.$$

Тогда:

$$A_{\Sigma} = 0,5 + 0,942 + 0,018 + 4,04 = 5,5 \text{ м}^2.$$

Таким образом:

$$\Delta T_{уст} = \frac{2,39 \cdot 10^3}{17,5 \cdot 5,5} + 20 = 45^\circ\text{C}.$$

Так как установившаяся температура масла в гидроприводе не превышает допустимую температуру масла, то теплообменник не нужен.

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОЦИЛИНДРА

2.1 Выбор материала гидроцилиндра

Материал деталей силовых цилиндров должен иметь достаточно высокую прочность, обеспечивающую работоспособность цилиндров при заданном рабочем давлении: при давлении $p_{ном}=6,3$ МПа применяют материалы с $\sigma_b \geq 30 \div 90 \text{ кг/мм}^2$ [2, с.186]. А также материал должен иметь антикоррозионные (защитные) покрытия [2, с. 188, табл.129]. Из приведенных выше соображений применяем следующие материалы: Выбираем следующий материал:

гильза – сталь 35 ГОСТ 1050-88;

шток – сталь 40Х ГОСТ 4543-71;

поршень – сталь 40Х ГОСТ 4543-71;

						Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

крышки – сталь 35 ГОСТ 1050-88

2.2 Определение толщины стенки гидроцилиндра

Поскольку диаметр гидроцилиндра достаточно велик, то расчет проводим по безмоментной теории расчета тонкостенных осесимметричных оболочек. Условие прочности:

$$\sigma = \frac{p_{max} \cdot \frac{D}{2}}{h} \leq [\sigma], \quad (30)$$

где h – толщина стенки гидроцилиндра, м;

p_{max} – максимальное рабочее давление в гидроцилиндре Па, примем равным максимальному рабочему давлению по диаграмме $p_{max} = 22$ МПа;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение, Па:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{n}, \quad (31)$$

где σ_m – предел текучести Па, для стали 35 (при улучшении) $\sigma_m = 420$ МПа [1, стр. 86, табл. 15].

n – запас прочности, примем $n = 3$ [1, стр. 364, табл. 1]

$$[\sigma] = \frac{420}{3} = 140.$$

Тогда:

$$h = \frac{p_{max} \cdot \frac{D}{2}}{[\sigma]}; \quad (32)$$

$$h = \frac{22 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,25}{2}}{140 \cdot 10^6} = 0,019 \text{ м.}$$

Примем $h=20$ мм.

						Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В своей выпускной квалификационной работе мною рассчитан гидравлический привод гиперпресса для производства мелкоштучной бетонной продукции, а именно: был проведен расчет и подбор аппаратуры, такой как распределители, дроссели с обратными клапанами, фильтры всасывающие и сливные, манометр, реле давления, предохранительные клапаны, насосы. Проведен тепловой расчет системы, оценены потери давления от источника питания до исполнительных механизмов, рассчитана потребная мощность приводного двигателя насоса и выбран серийно выпускаемый электродвигатель. Так же в своей работе самостоятельно спроектировал гидравлический цилиндр для подвода пуансона.

						<i>Лист</i>
						44
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение/ В.И. Анурьев. 1980. – 557 с., ил.
2. Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 2. Гидроаппаратура: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость/ В.К. Свешников. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ». 2002 – 508 с., ил.
3. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник./ В.К. Свешников. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение 1995. – 448 с.: ил. (Б-ка конструктора).
4. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров – К.: Вицшашк. Головное изд-во, 1986. – 208 с.
5. Лурье, Г.Б. Устройство шлифовальных станков: Учебник для техн.училищ./ Г.Б. Лурье, В.Н. Комиссаржевская – М.: Высшая школа, 1983-215 с, ил.
6. Чернов, Н.Н. Металлорежущие станки: Учебник для вузов/ Н.Н. Чернов– М.:Машиностроение, 1978-319стр.
7. Абрамов, Е.И. Элементы гидропривода (Справочник)/ Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. “Техніка”, 1969, 320 стр.
8. Марутов, В.А. Гидроцилиндры./ В.А. Марутов, С.А. Павловский – М.: Машиностроение, 1966. – 182 с., ил.
9. Барышев, В.И. Применяемость (выбор) масел в качестве рабочей жидкости гидропривода: Учебное пособие./ В.И. Барышев – Челябинск: ЧГТУ, 1993.-71 с.
10. Барышев, В.И. Надежность и диагностика гидропривода: Учебное пособие./ В.И. Барышев – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 154 с.
11. Форенталь, В.И. Уплотнения в гидро-и пневмоприводах: Учебное пособие./ В.И. Форенталь – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 78 с.
12. Тепинкичиева, В.К. Металлорежущие станки/ под ред. проф. В.К. Тепинкичиева, «Машиностроение», 1973,472с.
13. Гойдо, М.Е. Теория и проектирование гидроприводов: Учебное пособие./ М.Е. Гойдо. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998 – 255 с.
15. Гидравлическое оборудование. Каталог

									Лист
									45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

16. Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга 3. Вспомогательные элементы гидропривода: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ». 2003 – 445 с., ил.

17. Свешников, В.К. Гидрооборудование: Международный справочник./ В.К. Свешников, Книга 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ». 2001 – 360 с., ил.

18. Палей, М.А. и др. Допуски и посадки: Справочник:/ М.А. Палей, А.Б Романов, В.А. Брагинский. - Л.: Политехника, 1991. – Ч.1.-576с., Ч.2. – 607с..

26. ГОСТ 2.781-96 «Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольноизмерительные».

27. ГОСТ Р 52543-2006 «Гидроприводы объёмные. Требования безопасности».

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Детали</i>						
А3		1	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.01	Поршень	1	
		2	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.03	Крышка	1	
		3	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.04	Пропушина задняя	1	
		4	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.05	Гайка	1	
		5	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.06	Гильза	1	
		6	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.07	Банка	2	
		7	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.08	Шток	1	
		8	ЮУрГУ-50302.2020.575.01.011	Пропушина	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
		11		Болт М12-6дх40 ГОСТ 7798-70	2	
		12		Винт М10-6дх20 ГОСТ 11074-93	1	
		13		Гайка М12-6Н ГОСТ 5915-70	2	
		14		Кольцо 150-160-46-1-2 ГОСТ 9833-73	1	
		15		Кольцо 240-250-46-1-2 ГОСТ 9833-73	1	
		16		Кольцо С72 ГОСТ 13943-86	2	
		17		Подшипник ШС50 ГОСТ 3635-78	2	
<i>Прочие изделия</i>						
		20		Грязесъемник WR-050/8	1	
ЮУрГУ-150302.2020.575.01.00 СБ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разрад.	Беляев Н.Д.				Лит.	Лист
Пров.	Хабарова Д.Ф.					1
Н.контр.						2
Утв.						
Гидроцилиндр						

