

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

«Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»
Факультет «Заочный инженерно-экономический»
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ /
_____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2020 г.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
ПРЕССА ПД-476

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУРГУ-150302.2020.117 ПЗ ВКР

Руководитель, д.т.н., профессор
_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2020 г.

Автор ВКР
студент группы ПЗ-557
_____ / Носов А.П.
_____ 2020 г.

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

Аннотация

Носов А.П. Усовершенствование гидравлической системы пресса ПД-476: Дипломный проект. ЮУрГУ, 2020, 51 с., 9 ил., библиогр. список – 9 наим., 2 прил., 11 листов чертежей ф. А1.

В дипломном проекте выполнена модернизация гидросистемы пресса ПД-476. Выполнены основные расчеты, пересмотрена и изменена принципиальная гидравлическая схема с целью перевода оборудования на унифицированную гидроаппаратуру, сконструирован гидроблок, выполнены гидравлический и тепловой расчеты.

Предлагаемые изменения позволят вновь ввести в строй оборудование и уменьшить затраты на обслуживание и ремонт пресса.

Перв. поимен.
Слов. №

Подп. и дата
Взам. инв. №
Инв. № дудл.
Подп. и дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ											
	<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	Усовершенствование гидравлической системы пресса ПД-476 Пояснительная записка					
Инв. № подл.	Разраб.		Носов А.П.						<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
	Проб.		Спирidonов. Е.К.						Д	5	51
	Рецензент								ЮУрГУ Кафедра ГИГПС		
	Н.контр.										
	Утв.										

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 ОПИСАНИЕ ИСХОДНОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПРЕССА.....	8
1.1 Исходная схема	8
2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ	13
2.1 Расчет расходов в линиях главного гидроцилиндра	13
2.2 Расчет расходов в линиях гидроцилиндра выталкивателя.....	15
2.3 Расчет скоростей рабочих органов.....	16
3. РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ	18
4. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ СПРОЕКТИРОВАННОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ	21
5. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ.....	23
6. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ.....	27
7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	30
7.1 Потери давления в гидроаппаратуре	30
7.2 Гидравлические потери по длине в линиях.	34
7.3 Местные гидравлические потери в трубопроводах (помимо гидроаппаратуры).	35
7.4 Суммарные гидравлические потери в линиях.	36
8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ.....	39
8.1 Потери мощности на этапе	39
8.2 Эквивалентная потерянная мощность:	40
8.3 Превышение установившейся температуры масла в баке над температурой окружающей среды:.....	41
8.4 Необходимый для теплообмена объем масла	41
8.5 Фактический объем бака	42
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.	42
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	43
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	44
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	49

ВВЕДЕНИЕ

Целью данного дипломного проекта является модернизация гидравлического пресса ПД-476 путем создания новой гидросистемы взамен крайне устаревшей и изношенной. В ходе долгой эксплуатации элементы гидроаппаратуры пресса выработали свой ресурс, но их замена невозможна, поскольку эти элементы сняты с производства и в то же самое время выполнены в очень специфических исполнениях.

Пресс был разработан на предприятии, которое выпускала такое оборудование большими объемами, имело большое количество различных цехов, в том числе и металлорежущих, и потому изготавливало специальную гидроаппаратуру, предназначенную для использования только в конкретной гидросистеме.

В современных условиях, оптимальным вариантом модернизации является переделка гидросхемы на унифицированное оборудование, при этом гидродвигатели, бак и многое другое оборудование, оставшееся в исправном состоянии, по возможности, используется по-прежнему.

					<i>15.03.02.2020.117.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		7

г) подъем и опускание ползуна на небольшую величину хода для выпуска газов из пресс-формы (работа может производиться и без подпрессовок);

д) выдержку пресс-формы под установленным рабочим давлением (максимально 320 кгс/см²) с отключением электродвигателя;

е) замедленный подъем ползуна вверх;

ж) быстрый подъем ползуна вверх;

з) выталкивание изделия из пресс-формы;

и) опускание выталкивателя вниз;

к) общий стоп.

Ограничение продолжительности выдержки пресс-форм под рабочим давлением осуществляется соответствующей регулировкой реле времени, предусмотренным в электросхеме пресса.

Отключение электродвигателя при достижении заданного давления должно производиться электроконтактным манометром, предусмотриваемым в электросхеме пресса; в случае падения давления вследствие утечек гидроагрегат обеспечивает автоматическую подкачку масла до заданного предела с последующим отключением двигателя.

Количество и режим автоматических подпрессовок устанавливаются электросхемой пресса.

Отрыв пресс-формы при возвратном ходе ползуна (в том числе и при подпрессовках) должен производиться на замедленной скорости путем кратковременного включения электромагнита IV, которое обеспечивается электросхемой пресса.

Подъем ползуна вверх при отрыве пресс-форм без замедления скорости подъема может сопровождаться повышенным, шумом в гидросистеме в момент отрыва.

Работа гидроагрегата.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Управление движениями ползуна и выталкивателя прессы производится путем включения электромагнитов I, II, III (смотри гидросхему на рисунке 1 гидроагрегата).

В позиции «Стоп» электромагниты обесточены, и масло от двойного насоса поступает тремя потоками:

1. От шестеренного насоса по трубопроводу через разгрузочный золотник и обратный клапан в золотник переключения и через соответствующие каналы золотника сливается в маслобак.

2. От двух поршней насоса высокого давления масло по трубопроводу соединяется с потоком масла от шестеренного насоса и вместе с ним сливается в маслобак.

3. От одного поршня насоса высокого давления к золотникам пилотов управления. Давление в линии управления, равное 320 кг/см^2 поддерживается подпорным клапаном коробки отключающего золотника.

В позиции «Быстрый ход ползуна вниз» включается электромагнит III. Под воздействием масла, поступившего от пилота управления, золотник переключения займет крайнее правое положение. Поток масла от шестеренного насоса и двух поршней насоса высокого давления через золотник реверса и запорный клапан поступает в верхнюю полость рабочего цилиндра прессы. Происходит быстрое опускание ползуна прессы вниз.

Масло из нижней полости рабочего цилиндра вытесняется по трубопроводу через поддерживающий и обратный клапаны в полость золотника реверса, где, соединяясь с потоком масла от насоса, направляется в верхнюю полость цилиндра, увеличивая скорость опускания ползуна вниз.

В нижнем положении ползуна прессы в зависимости от требований технологического процесса прессования пластмасс; может быть достигнуто замедление скорости опускания ползуна в момент смыкания пресс-форм. Для этого при помощи кулачка и конечного выключателя, установленных на прессе, включается в определенный момент электромагнит IV, который, перемещая золотник пи-

лота, открывает доступ масла из линии управления под торец разгрузочного золотника.

Разгрузочный золотник перемещается в крайнее правое положение и направляет поток масла от шестеренного насоса на слив в маслобак. Дальнейшее перемещение ползуна пресса вниз до полного смыкания пресс-форм и нарастание давления происходит только под воздействием потока масла от двух поршней насоса высокого давления.

При достижении заданной величины рабочего давления электроконтактный манометр пресса дает команду на отключение электродвигателя. Все электромагниты обесточиваются, золотник переключателя и золотник пилота устанавливаются в исходные положения. Запорный клапан опускается и перекрывает выход масла из верхней полости рабочего цилиндра пресса. Происходит выдержка прессуемого изделия под давлением в течение времени, устанавливаемого реле времени.

Гидроагрегат обеспечивает автоматическое подключение электродвигателя в случае падения давления во время выдержки ниже уровня, установленного электроконтактным манометром, с последующим отключением после подкачки масла до заданной величины давления. Это обеспечивается соответствующей электросхемой пресса.

После окончания выдержки под давлением контакты реле времени подают команду на включение электродвигателя и магнитов I, III, IV. Золотник переключения устанавливается в крайнее правое положение, золотник реверса – в крайнее левое положение, а разгрузочный золотник переключает поток масла от шестеренного насоса на слив в маслобак.

Масло от линии управления, пройдя через пилот магнита I, по трубопроводу попадает в разгрузочный золотник запорного клапана, который соединяет полость над запорным клапаном со сливом. Запорный клапан поднимается и соединяет верхнюю полость цилиндра пресса со сливом через трубопроводы и выточки золотника реверса. Поток масла от двух поршней насоса по трубопроводу, каналам золотника переключения и золотника реверса поступает в нижнюю по-

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист

11

лость рабочего цилиндра. Происходит медленный подъем ползуна вверх и раскрытие пресс-форм.

После раскрытия пресс-форм отключается электромагнит IV, золотник разгрузочный возвращается пружиной в исходное положение и поток масла от шестеренного насоса направляется в нижнюю полость цилиндра путем, указанным выше, осуществляя быстрый подъем ползуна вверх. При достижении ползуном крайнего верхнего положения отключается электромагнит III и включаются магниты I, II и IV. Золотники переключения и реверса занимают крайнее левое положение, а шестеренный насос работает на слив.

Масло от двух поршней насоса высокого давления по трубопроводу через золотник переключения и золотник реверса поступает в нижнюю полость цилиндра выталкивателя. Верхняя полость цилиндра через отверстие в золотнике реверса соединяется со сливом. Происходит подъем выталкивателя вверх и остановка его в верхнем положении.

Все магниты обесточиваются, а золотники возвращаются в исходное положение. Для опускания выталкивателя вниз нажимают кнопку «Выталкиватель вниз». Включаются магниты II и IV.

Золотник переключения занимает крайнее левое положение, а поток масла от шестеренного насоса направляется на слив. Поток масла от двух поршней насоса по трубопроводу через золотник переключения и золотник реверса направляется в верхнюю полость цилиндра выталкивателя.

Нижняя полость цилиндра соединяется со сливом.

Происходит опускание выталкивателя вниз.

Опускание выталкивателя вниз может осуществляться и автоматически, без нажатия на кнопку, что обеспечивается соответствующей электросхемой пресса. Цикл движения повторяется нажатием на кнопку «Ползун вниз».

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист

12

2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ

2.1 Расчет расходов в линиях главного гидроцилиндра

Главный гидроцилиндр работает по простой схеме при прессовании и подъеме, и дифференциальной при быстром подводе.

По этой схеме при выдвигании штока поршня рабочая жидкость вытесняется из полости штока и вместе с рабочей жидкостью насоса поступает в поршневую полость, что позволяет существенно увеличить скорость быстрого подвода.

2.1.1. Расход жидкости в линиях главного гидроцилиндра при быстром подъеме

В штоковой линии (напор)

$$Q_{\text{БП1}} = Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}} = 100 + 8 = 108 \text{ л/мин} \quad (1)$$

где $Q_{\text{Н1}} = 100 \text{ л/мин} = 1.6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ – расход низконапорной линии насоса;

$Q_{\text{Н2}} = 8 \text{ л/мин} = 1.33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ – расход низконапорной линии насоса;

В поршневой линии (слив)

$$Q_{\text{БП2}} = Q_{\text{БП1}} \left(\frac{D_1}{d_1} \right)^2 \quad (2)$$

где $D_1 = 250 \text{ мм} = 0.25 \text{ м}$ – диаметр поршня главного гидроцилиндра

$d_1 = 160 \text{ мм} = 0.16 \text{ м}$ – диаметр штока главного гидроцилиндра

$$Q_{\text{БП2}} = 108 \left(\frac{0.25}{0.16} \right)^2 = 263.7 \text{ л/мин} = 4.39 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

2.1.2. Расход жидкости в линиях в линиях главного гидроцилиндра при быстром подъеме при быстром опускании

Расчет затруднен особенностью схемы. При подключении гидроцилиндра по дифференциальной схеме рисунок 2.

$$Q_{\text{Б01}} = Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}} + Q_{\text{Б02}}$$

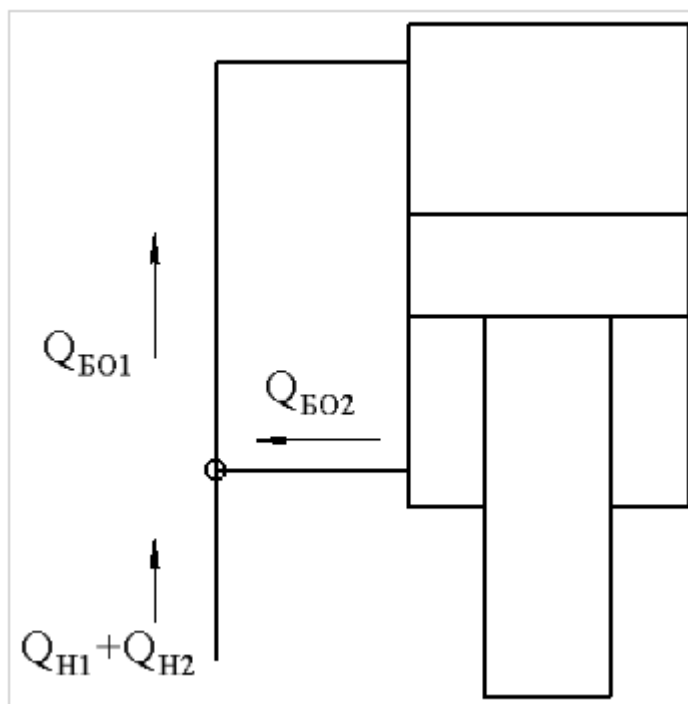


Рисунок 2 схема работы гидроцилиндра

Таким образом расходы $Q_{\text{Б01}}$ и $Q_{\text{Б02}}$ неизвестны.

Из условия равенства скоростей:

$$\frac{Q_{\text{Б02}}}{A_{\text{ШТ}}} = \frac{Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}} + Q_{\text{Б02}}}{A_{\text{П}}} \quad (3)$$

Тогда:

$$Q_{\text{Б02}} = (Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}}) \frac{A_{\text{ШТ}}}{A_{\text{П}} - A_{\text{ШТ}}}$$

$A_{\text{П}}$ – площадь поршня главного гидроцилиндра;

$A_{\text{ШТ}}$ – площадь штоковой полости главного гидроцилиндра;

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 4.9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

$$A_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0.25^2 - 0.16^2)}{4} = 2.9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

$$Q_{\text{БО2}} = (100 + 8) \frac{2.9 \cdot 10^{-2}}{4.9 \cdot 10^{-2} - 2.9 \cdot 10^{-2}} = 155,7 \text{ л/мин}$$

Согласно схеме распределения расхода:

$$Q_{\text{БО1}} = Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}} + Q_{\text{БО2}} = 100 + 8 + 155,7 = 263,7 \text{ л/мин}$$

2.2 Расчет расходов в линиях гидроцилиндра выталкивателя

2.2.1. Расход жидкости в линиях гидроцилиндра выталкивателя при быстром подъеме

Следует учесть, что гидроцилиндр выталкивателя расположен вертикально, но ориентирован противоположно главному.

В поршневой линии (напор) поскольку движение выталкивателя обеспечивается только насосом малой производительности.

Расход в напорной линии:

$$Q_{\text{В1}} = 8 \text{ л/мин}$$

Расход в сливной линии:

$$Q_{\text{В2}} = Q_{\text{В1}} \left(\frac{d_{\text{В1}}}{D_{\text{В1}}} \right)^2 \quad (4)$$

где $D_{\text{В1}} = 100 \text{ мм} = 0.1 \text{ м}$ – диаметр поршня гидроцилиндра

$d_{\text{В1}} = 75 \text{ мм} = 0.075 \text{ м}$ – диаметр штока гидроцилиндра

$$Q_{\text{В2}} = 8 \left(\frac{0.075}{0.1} \right)^2 = 3.5 \text{ л/мин}$$

При втягивании выталкивателя расход в сливной линии находится по выражению подобному (4), но с обратным отношением площадей.

$$Q_{В2сл} = 8 \left(\frac{0.1}{0.075} \right)^2 = 18.3 \text{ л/мин}$$

2.3 Расчет скоростей рабочих органов

Расчет скоростей при напоре в поршневой полости ведем по формуле:

$$V_i = \frac{4 Q_i}{\pi \cdot D_{ГЦ}^2} \quad (5)$$

Расчет скоростей при напоре в штоковой полости ведем по формуле:

$$V_i = \frac{4 Q_i}{\pi \cdot (D_{ГЦ}^2 - d_{ГЦ}^2)} \quad (6)$$

Результаты расчетов сведем в таблицы 1 и 2.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист

16

Расходы в напорных трубопроводах представлены в таблице 1.

Таблица.1

Этап	Расход насоса, л/мин	Расход в линии, л/мин	Скорость штока, м/с
Быстрый подъем главного цилиндра	108	108	0.062
Быстрое опускание главного цилиндра	108	263.7	0.090
Прессование	8	8	0.0027
Отрыв пресс-формы	8	8	0.0046
Прямой ход выталкивателя	8	8	0.0170
Обратный ход выталкивателя	8	8	0.0388

Расходы в сливных трубопроводах представлены в таблице 2.

Таблица.2

Этап	Расход насоса, л/мин	Расход в линии, л/мин	Скорость штока, м/с
Быстрый подъем главного цилиндра	108	182.9	0.062
Быстрое опускание главного цилиндра	108	263.7	0.090
Прессование	8	4.7	0.0027
Отрыв пресс-формы	8	3.5	0.0046
Прямой ход выталкивателя	8	3.5	0.017
Обратный ход выталкивателя	8	18.3	0.039

3. РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Поскольку насос двухпоточный (секция для быстрого подвода и секция для прессования), необходимо разделить секции обратным клапаном ОК1 (см. 5.03.02.2020.134.3Ф457 ГЗ «Гидросистема прессы ПД-476 схема гидравлическая принципиальная»). Выбираем: обратный клапан встраиваемый VR5-П1/32.

Для разгрузки секций:

Разгрузка секции на 100 л/мин: КП1 – клапан предохранительный RQM 3-P-3/V/_/60N/A110 K1. Пилотный предохранительный с эл. разгрузкой. Норм закрытый электромагнит. При включении распределителя осуществляется разгрузка (слив жидкости в бак).

Разгрузка секции на 8 л/мин: клапан предохранительный KP4 MCD 6 -SP / 51N /. модульный в комбинации с также модульным гидрораспределителем P4 (Распределитель с эл. Управлением DS3-SA4/11N-A110K1/CM). При включении распределителя осуществляется разгрузка (слив жидкости в бак).

Движением главного гидроцилиндра управляет P1 – распределитель с эл. управлением DSP7 -S1/20N-EE/D/A110K1/ - двухкаскадный распределитель, в состав которого включен модульный дроссель для управления скоростью переключения золотника, с целью демпфирования при резких остановках поршня.

Материалами ТЗ задано требование: сохранение давления при выдержки после прессования при отключенных насосах, для его выполнения необходим гидрозамок (JPR-314 АТОС). Второй такой же гидрозамок необходим в линии обеспечивающей дифференциальную схему главного ГЦ.

Поскольку поток жидкости из штоковой полости в поршневую, при работе по дифференциальной схеме, достигает 160 л/мин пропускная способность клапана КП2 должна быть высокой, что означает применение в качестве КП2 клапана непрямого действия (КП2 – клапан предохранительный RQ5-R3/41). Подобные клапаны из-за особенностей конструкции имеют давление ча-

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист

18

стичного открытия пилота существенно ниже, чем давление настройки основного клапана. Данный эффект может привести к необходимости либо повысить давление настройки, либо к медленному просаживанию главного гидроцилиндра из верхнего положения.

Повышение давления крайне нежелательно из-за низкого рабочего давления секции насоса 100л/мин. С целью предотвратить просаживания логично использовать гидрозамок с малым сопротивлением (JPR-314 АТОС).

Для управления гидрозамками используем распределитель Р3 с эл. управлением DS3-S3/11N -A110/K1 (модульный в комплекте с которым используем модульный дроссель для управления скоростью закрытия гидрозамков, с целью демпфирования при резких остановах поршня.

Работа гидроцилиндра выталкивателя очень проста и для управления им достаточно трехпозиционного гидрораспределителя Р2 распределитель с эл. управлением DS3-S1/11N -A110/K1, вместе с которым тоже применим модульный дроссель для управления скоростью движения гидроцилиндра.

Выбор аппаратуры сведем в таблицу 3.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист
19

Таблица 3.

Обозначение на схеме	Название	Марка	кол-во
КП1	клапан предохранительный	RQM 3-P-3/B/_ /60N/A110 K1	1 шт.
КП2	клапан предохранительный	RQ5-P3/41	1 шт.
КР3	клапан предохранительный	MCD 3 -SP / 51N /	1 шт.
КП4 и КП6	клапан предохранительный	MCD 6 -SP / 51N /	2 шт.
КП5	клапан предохранительный	MCD 3 -SBT / 51N /	1 шт.
P1	Распределитель с эл. управлением	DSP7 -S1/20N-EE/D/A110K1/	1 шт.
P2	Распределитель с эл. управлением	DS3-S1/11N -A110/K1	1 шт.
P3	Распределитель с эл. управлением	DS3-S3/11N -A110/K1	1 шт.
P4	Распределитель с эл. управлением	DS3-SA4/11N-A110K1/CM	1 шт.
P5	Распределитель с эл. управлением	DS3-SA1/11N-A110K1/CM	1 шт.
ДР1...ДР3	Дроссель с обратным клапаном	MERS-GD/50	3 шт.
ОК1 ...ОК3	Обратный клапан встраиваемый	VR5-I1/32	3 шт.
МН1 и МН2	Манометр 350 бар. G1/4		2 шт.
МН3	Манометр 100 бар. G1/4		2 шт.
	Точка контроля давления minipress	ISO 228 G 1/4 (S10714G00C)	4 шт.
	Микрошланг minipress G 1/4 L=0.5 м		4 шт.
Г31, Г32	Гидрозамок	JPR-314	2 шт.

4. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ СПРОЕКТИРОВАННОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Нажатие кнопки «S1» (исходное положение главного ГЦ1), срабатывают КП1 и Р4, отключая разгрузку насосов, жидкость от двух насосов идет к Р1, который переключается (и пилот и основной) в левую позицию, одновременно переключается в левую позицию Р3, что приводит к Открытию Г31 (для слива с поршневой). Поток от двух насосов через Р1 и ОК1 идет в штоковую, слив идет через Г31 и Р1 в бак. В конце хода срабатывает датчик положения 1S0, Р1 и Р3 в нейтраль, КП1 и Р4 всё на слив. Насосы обесточиваются. ГЦ1 остается в верхнем положении. Штоковая полость заперта ОК1 и Г32.

Нажатие кнопки «S5» (работа в цикле)) срабатывают КП1 и Р4, отключая разгрузку насосов, жидкость от двух насосов идет к Р1, который переключается (и пилот и основной) в правую позицию, одновременно переключается в правую позицию Р3, что приводит к открытию Г32 и возникновению дифф. соединения полостей ГЦ1. Жидкость от Р1 идет в поршневую, а из штоковой через КП2 (настроенный на минимальное давление торможения) и через ОК3 тоже в поршневую, происходит быстрый подвод (опускание).

При достижении поршнем ГЦ1 датчика 1S2, срабатывает КП1 и разгружает секцию 100л/мин, происходит медленный подвод и прессование на малой скорости, при этом должен работать Р5, чтобы во-первых исключить высокое противодействие в поршневой полости, во-вторых закрылся клапан ОК3 и прессование шло не по дифф. схеме, а по обычной. По окончании движения ГЦ1, происходит набор давления до максимального, которое настраивается КП4.

При достижении давлением величины срабатывания ЭКМ1 (реле давления), срабатывает Р4 (разгрузка напорной секции насоса), и возвращаются в нейтраль Р1 и Р3, вследствие чего гидрозамок Г31 закрывается и обеспечивает поддержку усилия прессования при выключенном насосе. Время выдержки обеспечивается реле времени, которое запускает реле давления.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист

21

После срабатывания реле времени начинается подъем, аналогично нажатию кнопки S1. При достижении верхнего датчика положения начинается выталкивание детали.

Для выталкивания детали (ход выталкивателя вверх) срабатывает распределитель P4, отключая разгрузку напорной секции, секция 100л/мин разгружена в бак, жидкость идет к P2, который переключается в правую позицию, жидкость поступает в поршневую полость, из штоковой сливается через P2 в бак. Происходит выталкивание заготовки.

При нажатии кнопки S4 (ход выталкивателя вниз) срабатывает распределитель P4, отключая разгрузку напорной секции, секция 100л/мин разгружена в бак, жидкость идет к P2, который переключается в левую позицию, жидкость поступает в штоковую полость, из поршневой сливается через P2 в бак. Происходит втягивание выталкивателя.

При срабатывании датчика нижнего положения выталкивателя 2S1 включается разгрузка секции 8 л/мин (распределитель P4 отключается), распределитель P2 возвращается в нейтраль.

Цикл закончен и может быть повторен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

5. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Назначение рабочей жидкости (масел) — обеспечить снижение трения и износа деталей металлорежущих станков, прессов, прокатных станов и другого промышленного оборудования. Одновременно индустриальные масла должны отводить тепло от узлов трения, защищать детали от коррозии, очищать поверхности трения от загрязнения, быть уплотняющим средством, не допускать образования пены при контакте с воздухом, предотвращать образование стойких эмульсий с водой или быть способными эмульгировать, хорошо фильтроваться через фильтрующие элементы, быть нетоксичными, не иметь неприятного запаха и т.д.

Выбор рабочей жидкости для гидросистемы определяется с учетом режима работы гидропривода, диапазона рабочих температур, давления в гидросистеме, скорости движения исполнительного механизма, а также рекомендаций заводов-изготовителей. Диапазон рабочих температур по вязкостным характеристикам рабочей жидкости. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости. Нижний температурный предел зависит от работоспособности насоса, характеризующийся пределом прокачиваемости жидкости насосом, особенно на всасывании.

Рабочую жидкость также выбирают с учетом типа насоса. Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса.

Требования к рабочим жидкостям для насоса:

Температура рабочей жидкости:

- Максимальная постоянная в гидробаке +85°C
- Максимальная пиковая (на выходе из дренажного отверстия) +100°C
- Минимальная кратковременная (при холодном старте) - 40°C

Кинематическая вязкость рабочей жидкости:

- оптимальная (постоянная) 20-35 мм²/с (сСт)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист
23

- максимальная пусковая 1500 мм²/с (сСт)

- минимальная кратковременная 10 мм²/с (сСт)

Чистота рабочей жидкости: не хуже 12 класса по ГОСТ 17216-71

Так как производится модернизация не всей системы, проверим, подходит ли выбранное ранее масло для данных условий (ИГП-30).

Воспользуемся вязкостно-температурной характеристикой, представленной на рисунке 3 [2] ниже:

1 – ИГП-38;

2 – ИГП-30;

3 – ВНИИ НП-403;

4 – ИГП-18.

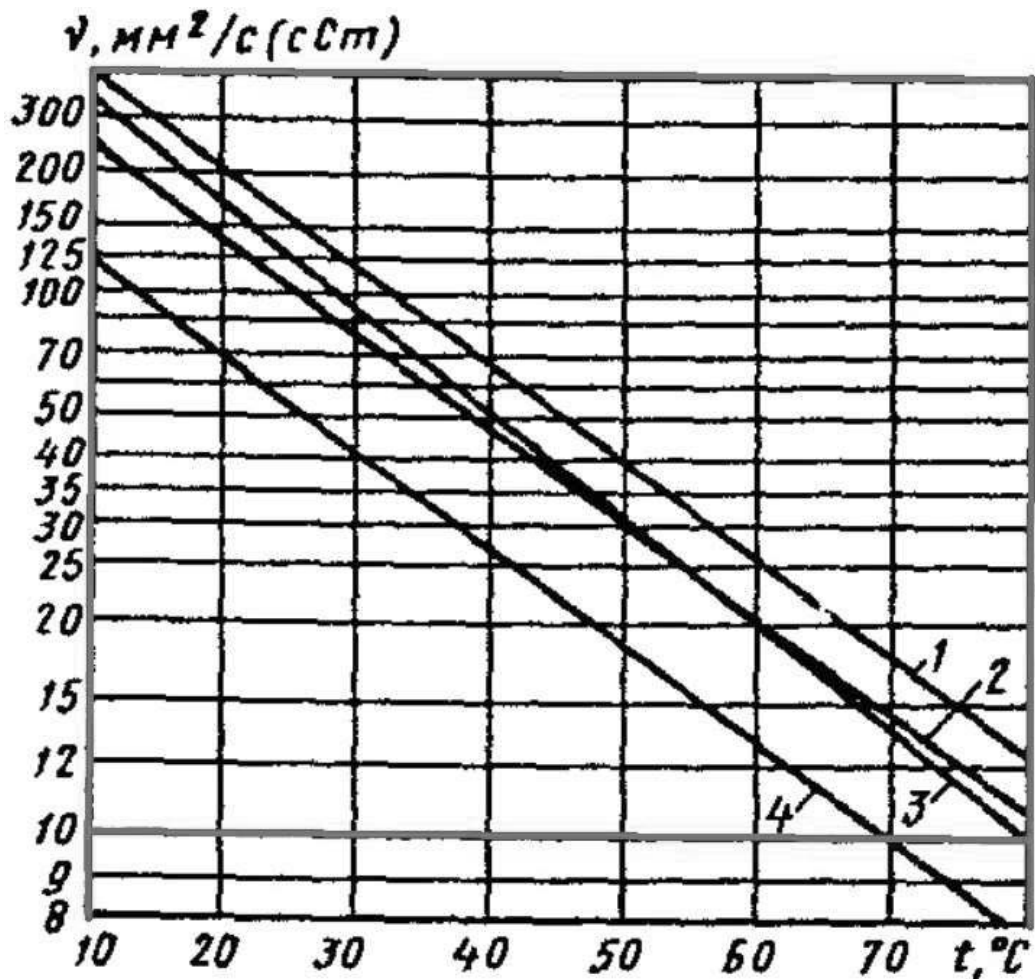


Рисунок 3 – Зависимость вязкости ν различных минеральных масел от температуры t .

Выделенные зоны по температуре и вязкости образуют квадрат. В нем должны проходить характеристики масел, вязкость которых подходит для выбранных условий. Масло 4 (ИГП-18) не подходит, так как его вязкость слишком мала для данных условий. Остальные три масла 1 (ИГП-38), 2 (ИГП-30) и 3 (ВНИИ НП-403) подходят для данных условий, а это означает, что выбранное ранее масло 2 (ИГП-30) подходит.

Выбираем масло ИГП-30 (ТУ 38.101413-97) с антиокислительной, противоизносной, антикоррозионной и антипенной присадками в качестве рабочей жидкости, которое имеет технические характеристики, указанные в таблице 4.

Таблица 4

Наименование показателя	Норма по ГОСТ (ТУ)
Вязкость кинематическая при 40°C, мм ² /с	39-50
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	1,0
Индекс вязкости, не менее	90
Зольность, %, не более	0,2
Содержание механических примесей	Отсутствие
Содержание воды	Следы
Плотность, кг/м ³ , не более	885
Температура застывания, °C, не выше	Минус 15
Цвет на колориметре ЦНТ, единицы ЦНТ, не более	3,5
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °C, не ниже	200
Массовая доля, %:	
цинка, не менее	0,04
серы, не более	1,0
Склонность к пенообразованию: стабильность пены, см ³ , не более:	
при 24°C	50/5
при 94°C	50/5

Основными показателями, характеризующими эксплуатационные свойства масел ИГП, являются вязкость, стабильность против окисления, антикоррозионные свойства и стойкость к пенообразованию.

					<i>15.03.02.2020.117.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		26

6. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ.

6.1 Допустимые скорости жидкости

При выборе диаметра трубопровода необходимо учитывать рекомендацию СЭВ РС 3644-72, регламентирующую скорости v потоков рабочей жидкости в трубопроводах в зависимости от их назначения и номинального давления $P_{ном}$ [6].

Таблица 5

$P_{ном}$, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
v_{max} , м/сек	2	3,3	4	5	6,3	10

Руководствуясь этим, выбираем скорость в напорном трубопроводе равной $v_{max} = 5$ м/с.

Для сливных линий обычно принимают $v_{max} = 2$ м/с., а для всасывающих $v_{max} = 1,6$ м/с..

6.2. Внутренние диаметры трубопроводов

Внутренний диаметр (мм) трубопровода, через который проходит расход масла Q (л/мин), рассчитывается по формуле (7) см.[6]:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v_{max}}} \quad (7)$$

где v_{max} определяется пунктом 6.1 [6].

При этом некоторые трубопроводы на разных этапах цикла могут иметь разное назначение, в этом случае трубопровод необходимо рассчитывать по наименьшей скорости.

Результаты расчетов по формуле (7) сведем в таблицу 6.

Таблица.6

Наименование линии	Назначение	Расход в линии (максимальный за цикл), л/мин	Скорость жидкости допустимая, м/с	Внутренний диаметр (расчетный), мм	Условный диаметр трубопровода, мм
Линия питания гидроблока (секция 100 л/мин)	напорная	100	5	21,4	25
Линия питания гидроблока (секция 8 л/мин)	напорная	8	5	5,8	6
Линии главного гидроцилиндра	напорная и сливная	264	1.6	59,1	63
Линии гидроцилиндра выталкивателя	напорная и сливная	8	1.6	10,3	12
Линия управления гидрозамками	напорная	4	5	4,1	6

6.2 Расчет минимально допустимой стенки трубопровода

Минимально допустимая толщина стенки δ (мм) трубопровода определяется по формуле:

$$\delta = \frac{P \cdot d}{2 \cdot \sigma_{вр}} K_б \quad (8)$$

где $\sigma_{вр}$ - предел прочности на растяжение материала трубопровода, МПа
 $K_б$ - коэффициент безопасности.

Для участков с плавно изменяющимся давлением рекомендуется $K_6 = 2$, для участков с ненапряженным режимом работы $K_6 = 3$; при пульсациях и пиках давления $K_6 = 6$ [6].

Таким образом, назначаем коэффициент $K_6 = 3$.

Для стали 20 временное сопротивление разрыву составляет 412 МПа [6].

Результаты расчетов по формуле (8) сведем в таблицу 7.

Таблица.7

Наименование линии	Максимальное давление в линии, МПа	Условный диаметр трубопровода, мм	Расчетная толщина стенки, мм	Выбранный сортament
Линия питания гидроблока (секция 100 л/мин)	4	25	0.4	Труба 30x2 стальная б/ш гидравлическая
Линия питания гидроблока (секция 8 л/мин)	32	6	0.7	Труба 10x2 стальная б/ш гидравлическая
Линии главного гидроцилиндра	32	63	7.4	Труба 80x10 стальная б/ш гидравлическая
Линии гидроцилиндра выталкивателя	32	12	1.4	Труба 16x1.5 стальная б/ш гидравлическая
Линия управления гидрозамками	32	6	0.7	Труба 10x2 стальная б/ш гидравлическая

7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.

7.1 Потери давления в гидроаппаратуре

1. Гидрораспределитель P1

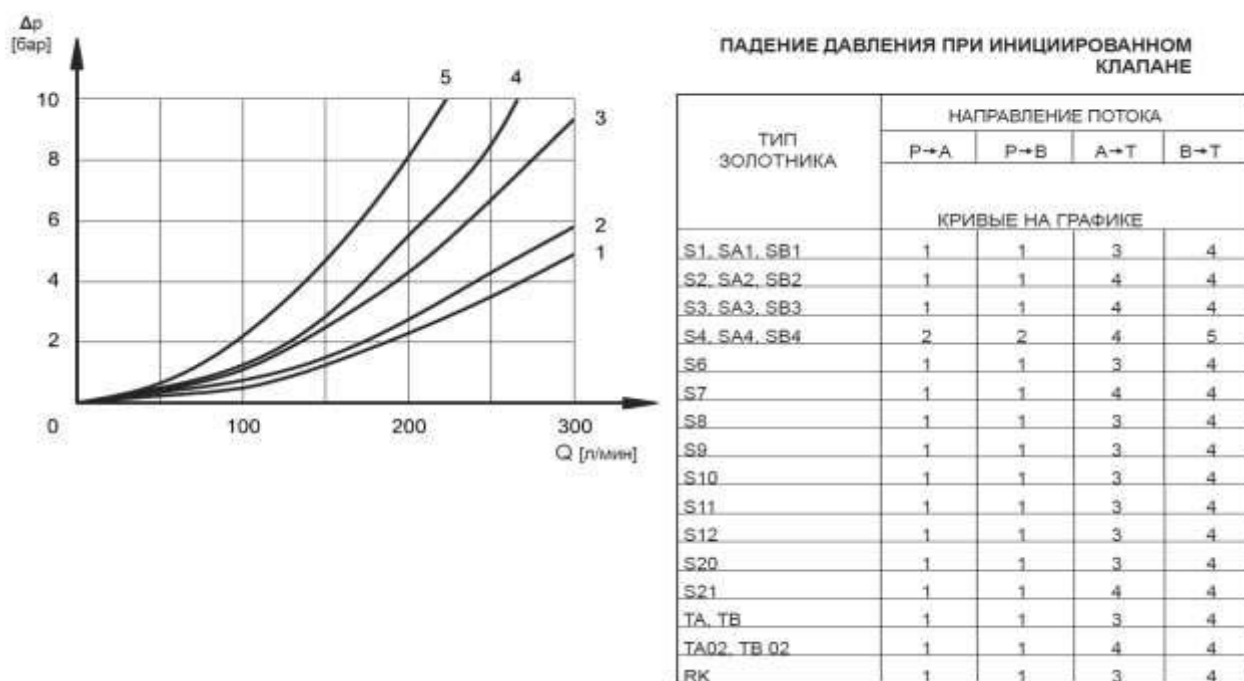


Рисунок 4. Характеристика P1

Схема S1 максимальные потери по кривой 4 $\Delta P_{P1} = 3$ бар

2. Гидрозамки ГЗ1 и ГЗ2

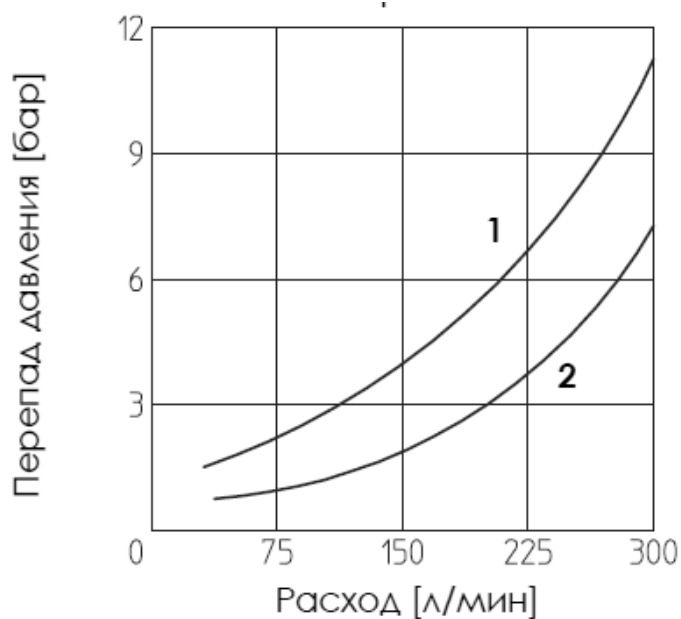


Рисунок 5. Характеристика ГЗ1 и ГЗ2.

Максимальные потери по кривой 1 для 265л/мин $\Delta P_{PГЗ1} = 7$ бар
 Для 108 л/мин $\Delta P_{PГЗ2} = 2.5$ бар

3. Гидрораспределители P2...P5

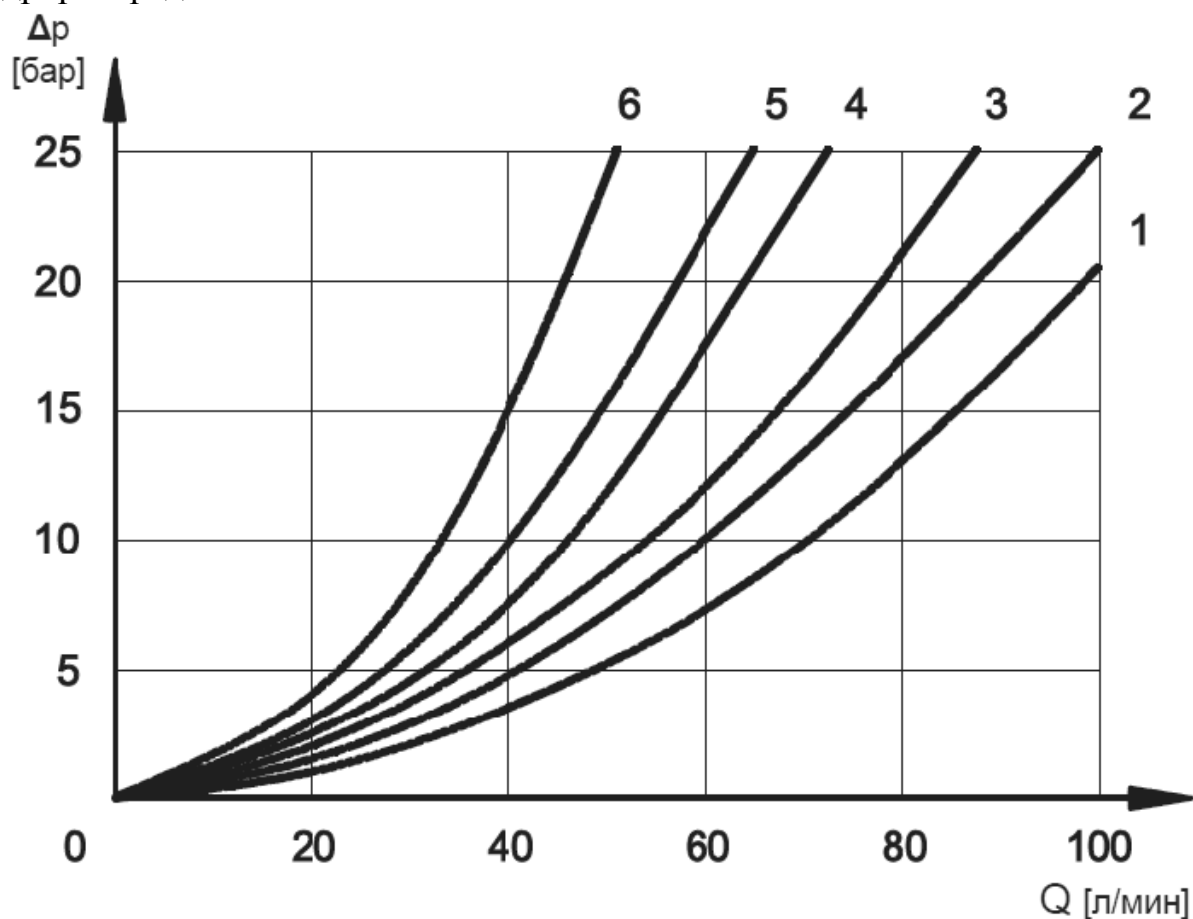


Рисунок 6. Характеристика P2...P5

Максимальные потери по кривой 6, для 8 л/мин $\Delta P_{P2} = 2$ бар

4 Предохранительный клапан MCD (КП4 и КП6)

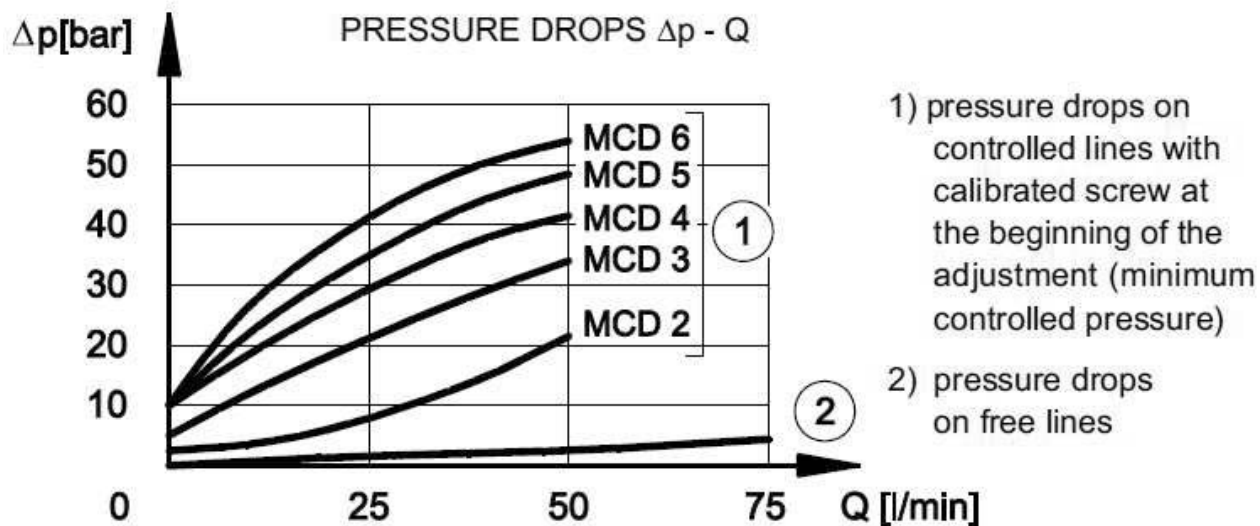


Рисунок 7. Характеристика КП4 и КП6

Потери по кривой MCD3, для 8 л/мин $\Delta P_{\text{КП3}} = 10$ бар.

5 Предохранительный клапан RQ5 (КП2)

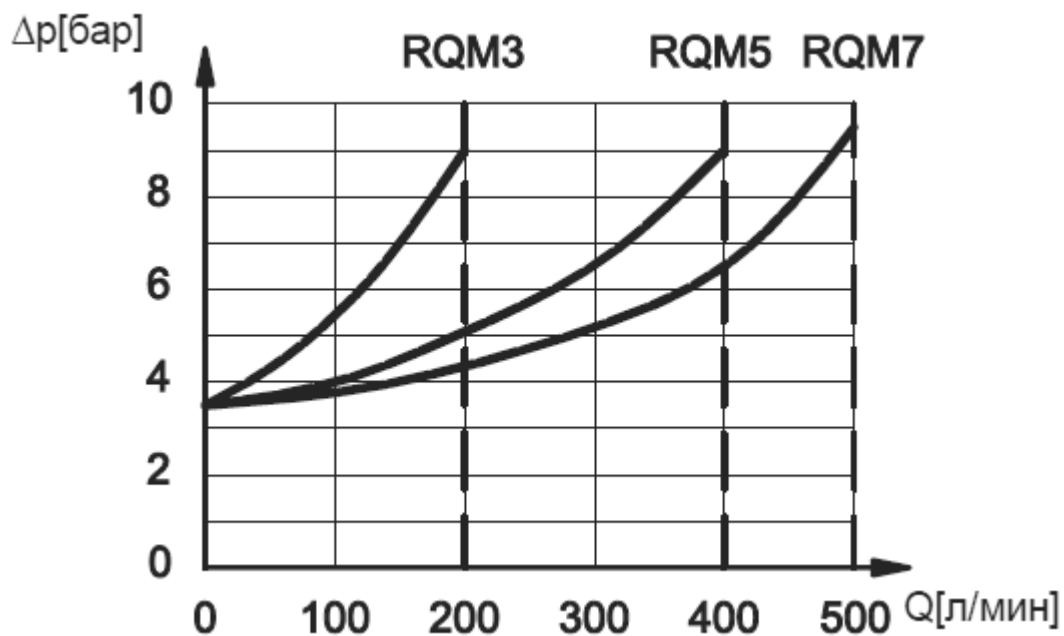


Рисунок 8. Характеристика КП2

Потери по кривой RQ5, для 250 л/мин $\Delta P_{\text{КП2}} = 4.5$ бар.

6 Предохранительный клапан MCD 3 -SBT (КП3 и КП5)

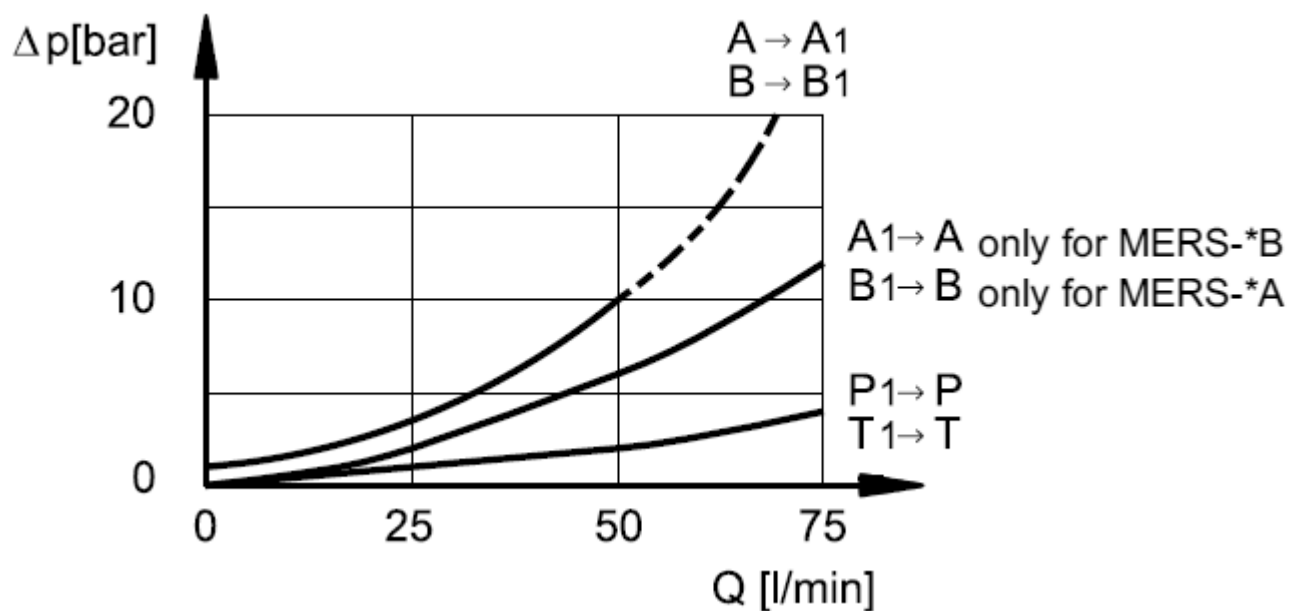


Рисунок 9. Характеристика КП3 и КП5

Потери по самой высокой кривой, для 8 л/мин $\Delta P_{др1} = 1$ бар.

7.2 Гидравлические потери по длине в линиях.

Формула для расчета гидравлических потерь выбирается в зависимости от режима течения жидкости.

Режим течения вычисляется по формуле

$$Re = 21200 \frac{Q}{d \nu} \quad (9)$$

где $\nu = 50 \text{ мм}^2/\text{сек}$ – кинематическая вязкость жидкости.

Результаты расчетов сведем в таблицу 8. Поскольку верхней границей ламинарного режима является критическое значение $Re = 2100 \dots 2300$, течения в рассматриваемых трубопроводах везде ламинарное.

Для ламинарного режима потери по длине рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{дл} = 0,62 (\nu \cdot Q \cdot L / d^4) \quad (10)$$

где L – длина трубопровода (м)

Таблица 8

Наименование линии	Q, л/мин	d, мм	Re	Режим течения	L, м	$\Delta P_{дл}$, МПа
Линия питания гидроблока (секция 100 л/мин)	100	28	1514	ламинарный	10	0.050
Линия питания гидроблока (секция 8 л/мин)	8	8	424	ламинарный	10	0.605
Линии главного гидроцилиндра	264	60	1866	ламинарный	10	0.006
Линии гидроцилиндра выталкивателя	8	13	261	ламинарный	10	0.087
Линия управления гидрозамками	4	8	212	ламинарный	10	0.303

7.3 Местные гидравлические потери в трубопроводах (помимо гидроаппаратуры).

Формула для расчета местных гидравлических потерь также выбирается в зависимости от режима течения жидкости.

Режим течения вычисляется по формуле:

$$\Delta P_M = 0,21 \frac{Q^2}{d^4} \sum_1^n \zeta \quad (11)$$

где $\sum \zeta$ – коэффициент сопротивления ряда последовательно расположенных местных сопротивлений. И представляет собой сумму коэффициентов для отдельных элементов трубопровода.

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots$$

Учтем повороты трубопровода (отводы) $\zeta_{90} = 0.5$; вход в трубопровод $\zeta_{ВХ} = 0.5$; и вход в емкость (гидроаппарат) $\zeta_{ЕМК} = 2$ см. [6] (табл. 10.36).

Количество таких сопротивлений подсчитано на объекте и внесено в таблицу 9 (за исключением гидроаппаратуры).

Результаты расчетов сведены в таблицу 9.

Таблица 9

Наименование линии	Q, л/мин	d, мм	Режим течения	вход в трубу	изгиб	вход в емкость	$\sum \zeta$	ΔP_M , МПа
Линия питания гидроблока (секция 100 л/мин)	100	28	ламинарный	1	3	1	4	0.014
Линия питания гидроблока (секция 8 л/мин)	8	8	ламинарный	1	6	1	5.5	0.018
Линии главного гидроцилиндра	264	60	ламинарный	1	10	1	7.5	0.008
Линии гидроцилиндра выталкивателя	8	13	ламинарный	1	6	1	5.5	0.003
Линия управления гидрозамками	4	8	ламинарный	1	10	1	7.5	0.006

7.4 Суммарные гидравлические потери в линиях.

Суммарные гидравлические потери в линиях можно определять по формуле:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{дл} + \Delta P_{М} + \Delta P_{ГМ} \quad (12)$$

где $\Delta P_{ГМ}$ – местные гидравлические потери в аппаратуре.

1. Быстрый отвод.

Учитываем потери в гидроаппаратуре Р1 (3 бар), ОК1 (1 бар), слив через ГЗ1 (2.5 бар) и Р1 (3 бар). Местные потери в трубопроводах: линия питания гидроблока (секция 100 л/мин) (0.14 бар), и удвоенные потери в линии главного гидроцилиндра (0.16 бар). Потери по длине в трубопроводах: линия питания гидроблока (секция 100 л/мин) (0.5бар), и удвоенные потери в линии главного гидроцилиндра (0.12 бар)

Итого для 108 л/мин $\Delta P_{сумм1} = 10,42$ бар

Потери в секции управления: потери в клапане КП4 (10 бар для 4 л/мин).

2. Быстрый подвод.

Учитываем потери в гидроаппаратуре Р1 (3 бар), ОК1 (1 бар), ГЗ1 (2.5 бар), возврат из штоковой в поршневую через ГЗ2 (7бар при 256 л/мин) и через клапан КП2 (4.5 бар). Местные потери в трубопроводах: линия питания гидроблока (секция 100 л/мин) (0.14 бар), и удвоенные потери в линии главного гидроцилиндра (0.16 бар). Потери по длине в трубопроводах: линия питания гидроблока (секция 100 л/мин) (0.5бар), и удвоенные потери в линии главного гидроцилиндра (0.12 бар)

Итого для 108 л/мин $\Delta P_{сумм2} = 19$ бар

Потери в секции управления: потери в клапане КП4 (10 бар для 4 л/мин).

3. Прессование

Прессование осуществляется при крайне низком расходе 8 л/мин, через трубопроводы рассчитанные на 100 л/мин, поэтому потерями можно пренебречь

Итого для 8 л/мин $\Delta P_{\text{сумм3}} \approx 0 \text{ бар}$.

Потери в секции управления: потери в клапане КП4 (10 бар для 4 л/мин).

4. Выдержка при заданном давлении.

Поскольку насосы обесточены $\Delta P_{\text{сумм4}} \approx 0 \text{ бар}$.

5. Повторение этапа 1

6. Выталкивание детали (ход выталкивателя вверх)

Учитываем потери в гидроаппаратуре Р2 (2 бар), ДР1 и ДР2 удвоенные (2 бар). Местные потери в трубопроводах: удвоенные потери в линии гидроцилиндра выталкивателя (1.6 бар). Удвоенные потери по длине в трубопроводах: линия питания гидроблока (секция 8 л/мин) (0.06 бар).

Потерями (местными и по длине) в линия питания гидроблока для расхода 8 л/мин на этом этапе пренебрегаем.

Итого для 8 л/мин $\Delta P_{\text{сумм5}} = 3.66 \text{ бар}$

Потери в секции управления: потери в клапане КП4 (10 бар для 4 л/мин).

7. Обратный ход выталкивателя.

В отношении гидравлических потерь данный этап ничем не отличается от предыдущего.

Итого для 8 л/мин $\Delta P_{\text{сумм6}} = 3.66 \text{ бар}$

Потери в секции управления: потери в клапане КП4 (10 бар для 4 л/мин).

Результаты по секциям 8 л/мин и 100 л/мин сведем в таблицу 10.

Для секции 4 л/мин, на всех этапах, потери давления: 10 бар для 4 л/мин.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист
37

Таблица 10

Наименование этапа	Подача насоса Q , л/мин	Суммарные потери давления ΔP_{Σ} , МПа
Быстрый отвод главного ГЦ	108	10,42
Быстрый подвод главного ГЦ	108	19
Прессование	8	0
Выдержка под давлением	0	0
Прямой ход выталкивателя	8	3.66
Обратный ход выталкивателя	8	3.66

8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ.

Тепловой расчет производится для оценки необходимости теплообменника в системе с новым гидроблоком. Поскольку схема и ее элементы новые, а бак старый, возможна ситуация, когда гидравлические потери приведут к переходу в тепло мощности, которая не сможет самостоятельно рассеиваться при естественном теплообмене бака с окружающей средой.

8.1 Потери мощности на этапе

Для расчета потерь мощности можно использовать формулу [6]:

$$\Delta N_i = \frac{\Delta P \cdot Q}{60} \text{ (кВт)} \quad (13)$$

где ΔP (МПа), Q (л/мин)

i – номер этапа цикла.

Исходные данные и результаты расчета АО формуле (11) сведем в таблицу 11.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист
39

Таблица 11

№ этапа в цикле	Наименование этапа	Продолжительность этапа Δt_i	Подача насоса Q, л/мин	Суммарные потери давления в приводе ΔP_{Σ} , МПа	Потери мощности ΔN_i кВт
1	Быстрый отвод главного ГЦ	8	108	1,042	1.8756
2	Быстрый подвод главного ГЦ	4.5	108	1,9	3.42
3	Прессование	36	8	0	0
4	Быстрый отвод главного ГЦ (повторный)	8	108	1,042	1.8756
5	Выдержка под давлением	5	0	0	0
6	Прямой ход выталкивателя	7	8	0,366	0.0488
7	Обратный ход выталкивателя	3.1	8	0,366	0.0488
8	Технологический простой пресса	30	0	0	0

8.2 Эквивалентная потерянная мощность:

$$\Delta N_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{\Delta N_1^2 \Delta t_1 + \Delta N_2^2 \Delta t_2 + \Delta N_3^2 \Delta t_3 + \dots}{\Delta t_1 + \Delta t_1 + \Delta t_1 + \dots}} \quad (14)$$

$$\Delta N_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\frac{1.876^2 \cdot 8 + 3.42^2 \cdot 4.5 + 1.876^2 \cdot 8 + 0.49^2 \cdot 7 + 0.49^2 \cdot 3.1}{8 + 4.5 + 36 + 8 + 5 + 7 + 3.1 + 30}}$$

$$= 1.04 \text{ кВт}$$

8.3 Превышение установившейся температуры масла в баке над температурой окружающей среды:

$$\Delta T = \frac{\Delta N_{\text{ЭКВ}}}{k \cdot A} \cdot 10^7 \quad (15)$$

где $k = 17.5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ – коэффициент теплопередачи от бака к окружающему воздуху при отсутствии интенсивной циркуляции воздуха [6];

A (см^2) – площадь поверхности гидробака.

$$A = 2 \cdot h \cdot b + 2h \cdot a + 2 \cdot b \cdot a = 2 \cdot 80 \cdot 100 + 2 \cdot 80 \cdot 80 + 2 \cdot 100 \cdot 80 \\ = 44800 \text{ см}^2$$

$a=80 \text{ см}$; $b=100 \text{ см}$; $h=80 \text{ см}$ – ширина, глубина и высота гидробака.

$$\Delta T = \frac{1.04}{17.5 \cdot 44800} \cdot 10^7 = 13.2 \text{ °C}$$

8.4 Необходимый для теплообмена объем масла

Необходимый для теплообмена объем бака определяется по формуле:

$$V = 2700 \sqrt{(\Delta N_{\text{ЭКВ}}/\Delta T)^3} \quad (16)$$

$$V = 2700 \sqrt{(1.04/13.2)^3} = 572.4 \text{ л}$$

8.5 Фактический объем бака

$$V_{\phi} = a \cdot h \cdot b = 80 \cdot 80 \cdot 100 = 640000 \text{ см}^3 = 640 \text{ л.}$$

Таким образом, существующий бак обеспечивает возможность работы без теплообменника.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

В результате замены всей аппаратуры удалось модернизировать пресс, создав новый гидроагрегат на основе унифицированной гидроаппаратуры. Новый гидроблок обеспечивает требуемые техническим заданием параметры цикла. Произведен тепловой расчет, доказывающий, что существующий бак обеспечивает возможность работы без теплообменника. Разработана релейно-контактная схема управления прессом.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист

42

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т.: Т. 1 – 8-е изд., перераб. и доп. Под редакцией И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с., ил.
- 2) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т.: Т. 2 – 8-е изд., перераб. и доп. Под редакцией И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с., ил.
- 3) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т.: Т. 3 – 8-е изд., перераб. и доп. Под редакцией И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с., ил.
- 4) Березин В.Л., Суворов А.Ф. Сварка трубопроводов и конструкций. – М.: Недра, 1976. – 359 с.
- 5) Вереина Л.И. Справочник токаря: Учеб. пособие для нач. проф. образования. – М.: Издательский центр «Академия», 2002. – 448 с.
- 6) Свешников, В. К. Станочные гидроприводы Текст. Справочник В. К. Свешников. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2008. - 639 с. Ил
- 7) Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". - М.: Машиностроение, 1991.-384с.
- 8) Объемные гидравлические приводы Т. М. Башта, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков, Е. М. Хаймович; Под ред. Т. М. Башты. - М.: Машиностроение, 1969. - 628 с. ил.
- 9) Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы Учеб. для вузов Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. - 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с. ил.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

Лист

43

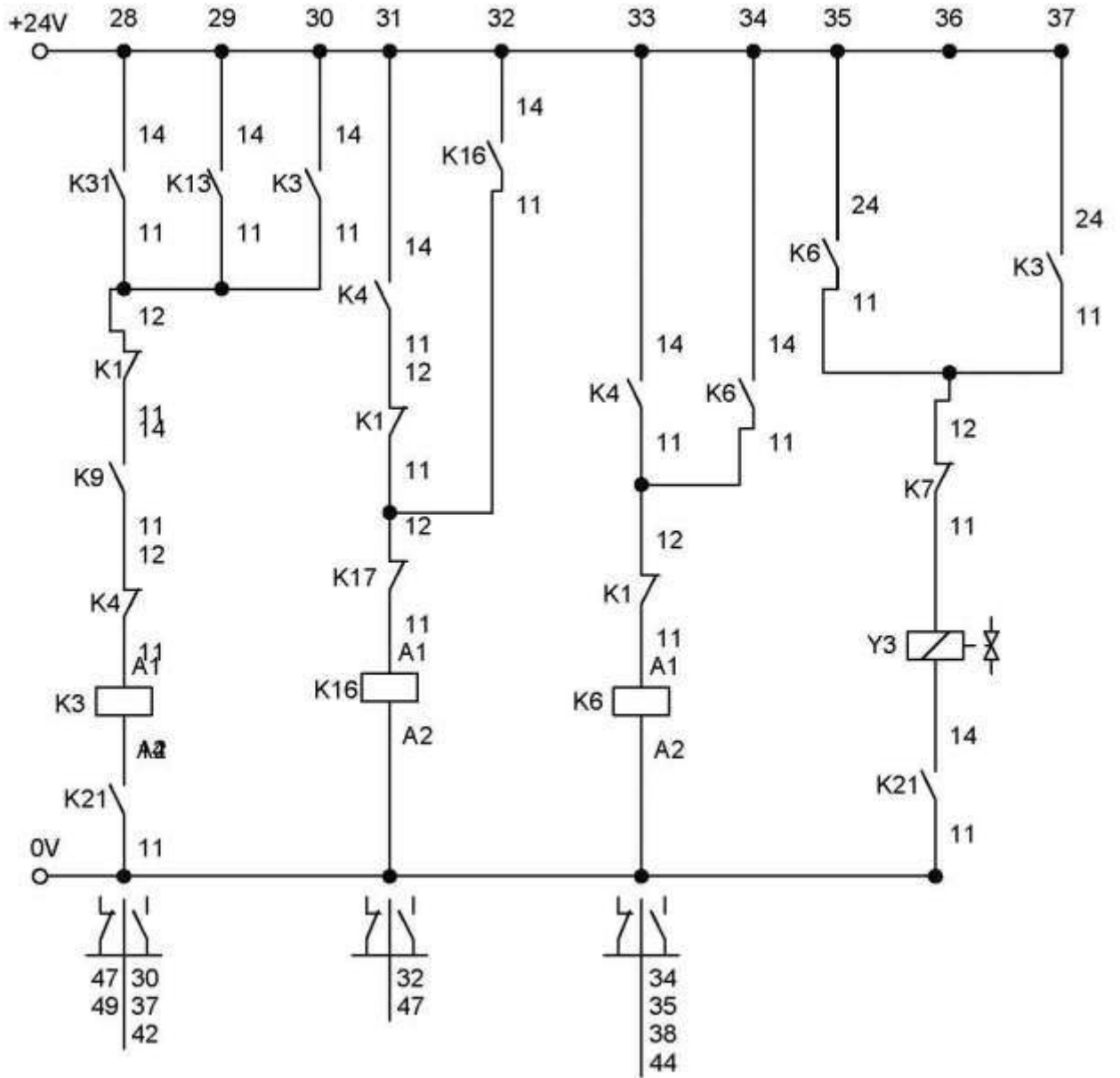


Рисунок А.2 Электросхема (часть 2).

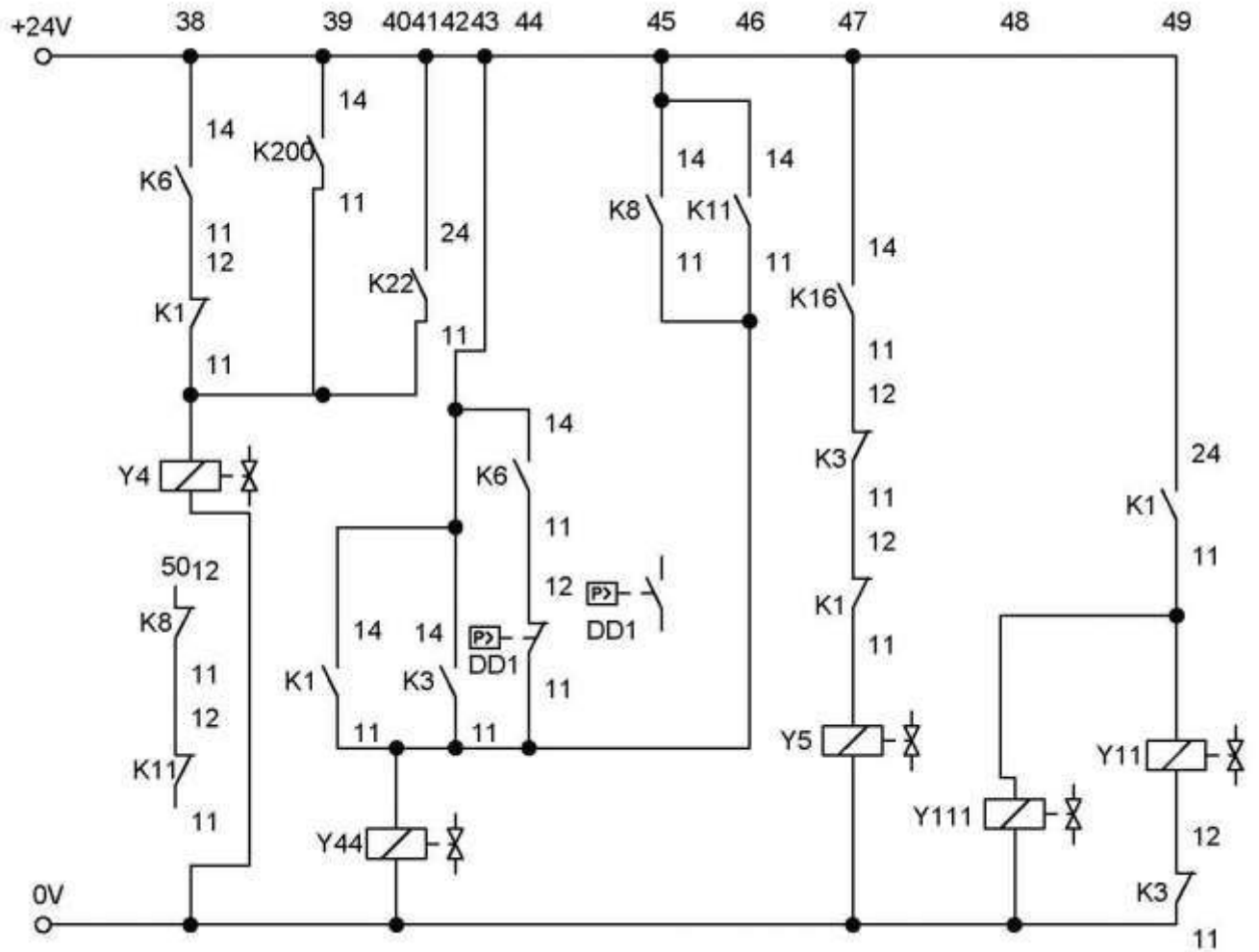


Рисунок А.3. Электросхема (часть 3).

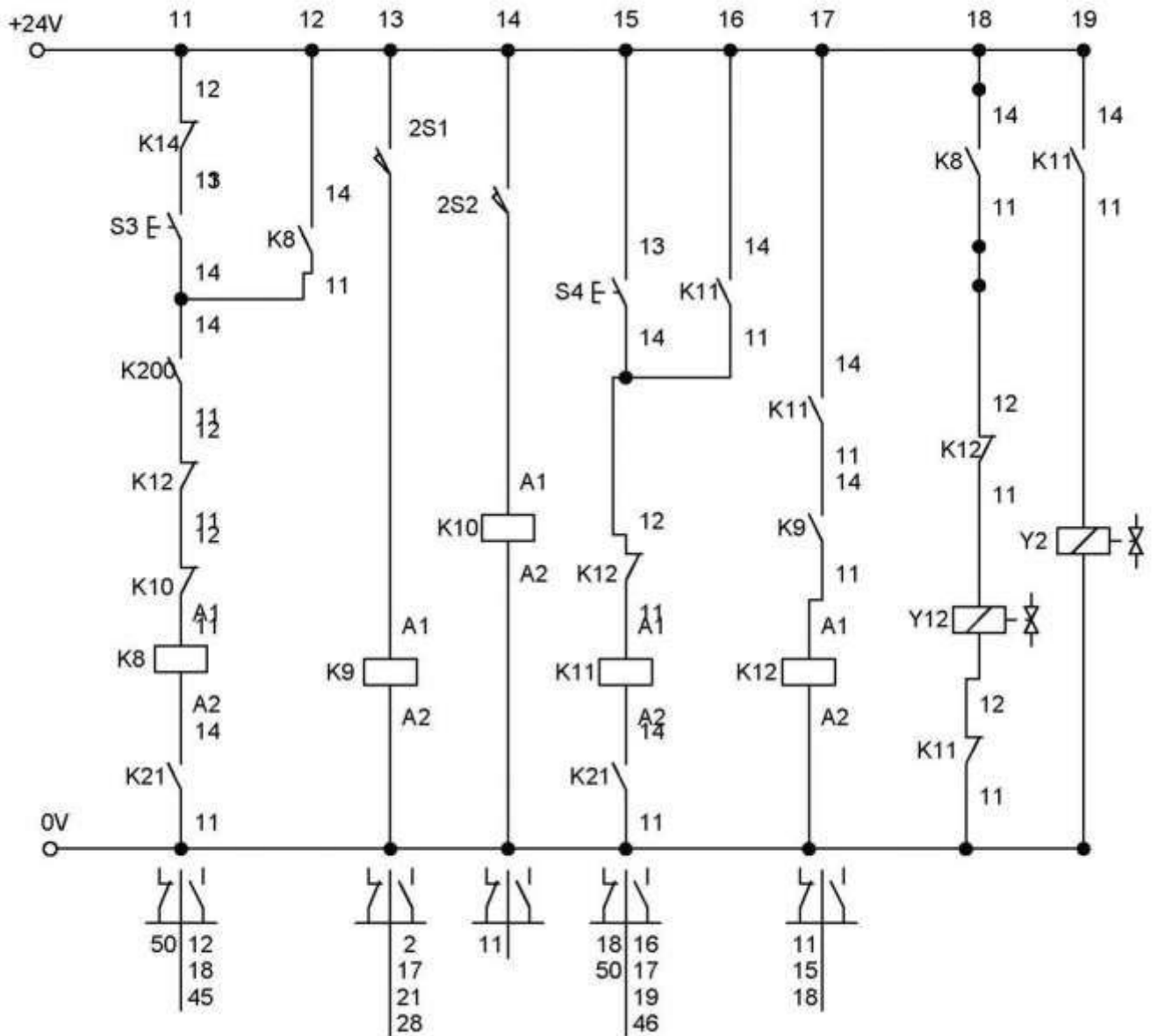


Рисунок А.4 Электросхема (часть 4).

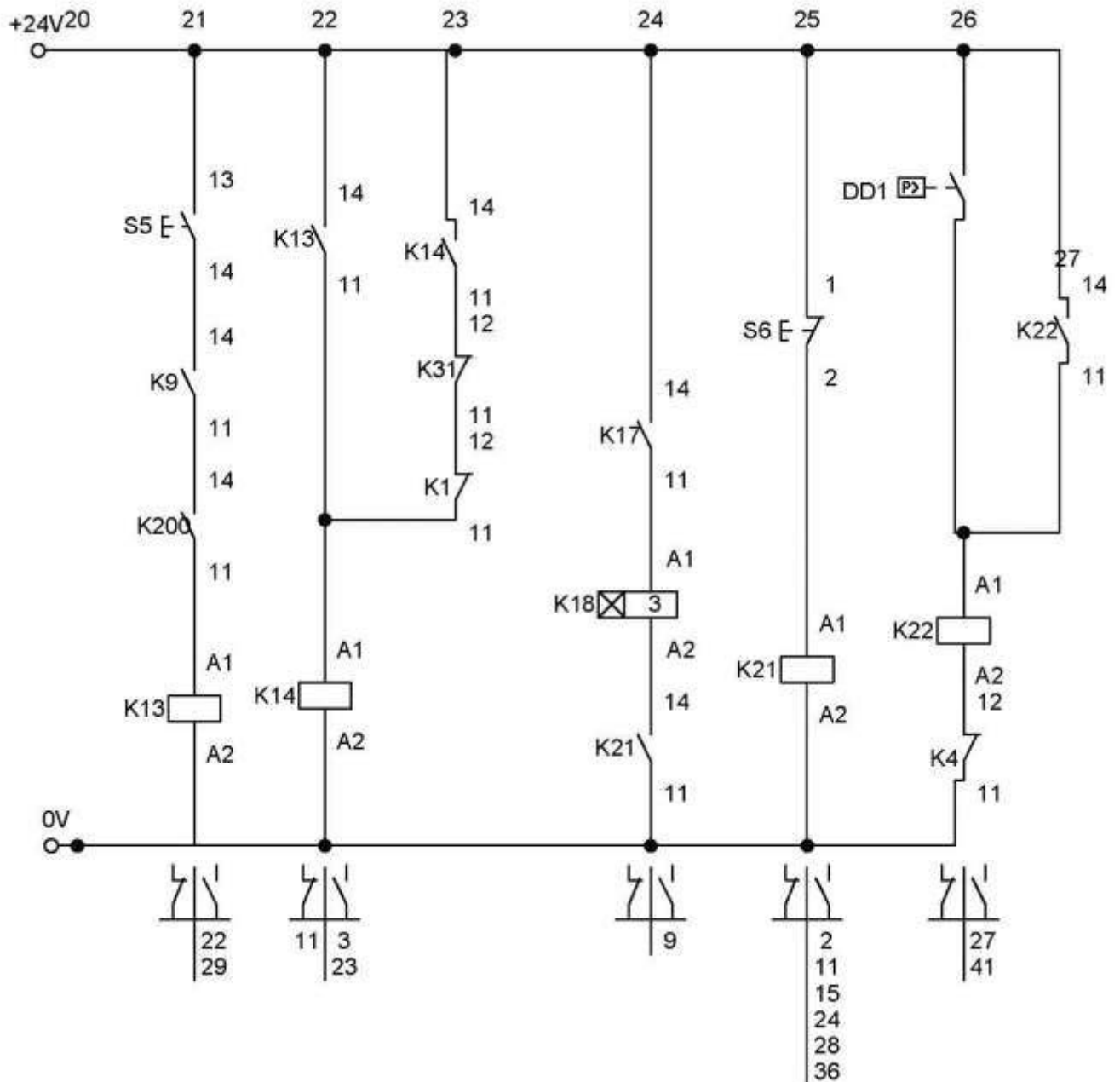


Рисунок А.5 Электросхема (часть 5).

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

15.03.02.2020.117.00 ПЗ

