

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
Институт открытого и дистанционного образования  
Кафедра «Техника, технологии и строительство»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой,  
\_\_\_\_\_ К.М. Виноградов  
\_\_\_\_\_ 2021 г.

Проектирование станции насосной на два инструмента

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ–15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР

Руководитель работы,  
профессор  
\_\_\_\_\_ Б.А. Решетников  
\_\_\_\_\_ 2021 г.

Автор работы  
студент группы ДО-516  
\_\_\_\_\_ А.В. Кривогино  
\_\_\_\_\_ 2021 г.

Нормоконтролер,  
преподаватель  
\_\_\_\_\_ О.С. Микерина  
\_\_\_\_\_ 2021 г.

Челябинск 2021

## Аннотация

Кривогина А.В. Проектирование станции насосной на два инструмента - Челябинск: ФГАОУ ВО «ЮУрГУ(НИУ)», ИОДО; 2021 51 с., библиографический список – 10 наименований., 7 листов чертежей ф. А1, 1,5 листов чертежей ф. А2

Работа включает в себя следующие разделы: введение, технологический раздел, конструкторский раздел, безопасность жизнедеятельности и экономический.

В введении рассмотрены существующие конструкции гидравлических станций насосных: "LUKAS" (Германия) P 650 SE - DHR 20, "Holmatro" (Голландия) SR 41 PC 2, ООО "Простор" (Россия) СНГ-63-2/2, ОАО "Агрегат" (Россия) СН50-С3-2х2. В процессе анализа выявлены недостатки каждой станции.

В технологическом разделе и определена оптимальная конструкция станции насосной и ее технические данные.

В конструкторском разделе разработано: схема гидравлическая принципиальная, насос, распределитель потока, катушка выполнена компоновка общей сборки станции насосной на два инструмента.

В разделе безопасности жизнедеятельности рассмотрены вопросы обеспечения безопасности проектируемого оборудования и рассчитан предохранительный клапана.

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	Кривогина				Проектирование станции насосной на два инструмента	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	Решетников						4	51
<i>Н. Контр.</i>	Микерина					ЮУрГУ ИОДО		
<i>Утверд.</i>	Виноградов					Каф. ТТС гр. ДО-516		

## Содержание

Введение.....	6
1 Технологический раздел.....	11
1.1 Определение оптимальной конструкции проектируемого изделия.....	11
1.2 Проектные технические данные станции насосной на два инструмента.....	12
2 Конструкторский раздел.....	14
2.1 Проектирование структурной схемы станции насосной на два инструмента.....	14
2.2 Проектирование гидравлической схемы станции насосной на два инструмента.....	14
2.3 Проектирование насоса.....	19
2.3.1 Проектирование центробежного насоса.....	20
2.3.2 Проектирование радиально-плунжерного насоса.....	25
2.3.3 Проектирование переключателей потока на слив первой ступни.....	29
2.3.4. Общая компоновка насоса.....	33
2.4 Проектирование распределителя потока.....	33
2.5 Проектирование катушки.....	36
2.6 Компоновка общего вида станции насосной на два инструмента.....	38
2.7 Методика испытаний и полученные технические данные на готовом изделии.....	38
2.7.1 Методика испытаний.....	38
2.7.2 Полученные технические данные на готовом изделии.....	43
3 Безопасность жизнедеятельности.....	45
3.1 Обеспечение безопасности проектируемого оборудования.....	45
3.2 Расчет предохранительной арматуры.....	47
Заключение.....	50
Библиография.....	51

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

## Введение

С увеличением природных катаклизмов, с увеличением автомобильных катастроф, увеличением чрезвычайных ситуаций причиной которых является человек (пожары, террористические акты и т.д.) возникла необходимость в инструменте, который может перекусывать металл, поднимать блочные изделия и т.д, а он в свое время нуждается в источнике давления. Некоторые ситуации требуют моментального реагирования и тут немаловажным фактором будет является мобильность станции и легкость её перемещения на объектах работ.

На современном рынке России существует семь основных производителей аварийно-спасательного инструмента и насосных станций: "Holmatro" (Голландия); "LUKAS" (Германия); ОАО "Агрегат" (Россия); ОАО "Медведь" (Россия); ООО "Эконт" (Россия); ООО "Простор" (Россия); "Weber-Hydraulik" (Австрия).

Проанализировав выпускаемую продукцию данных производителей выделим четыре мобильных станции с ДВС:

- "LUKAS" (Германия). Станция насосная Lukas P 650 SE - DHR 20 (Рисунок В.1) [8]

Двигатель.....бензиновый (четырёхтактный)  
Количество подключений.....два инструмента  
Максимальное рабочее давление.....700 бар  
Расход гидравлического масла:  
– первая ступень.....2 x 1,7 л/мин  
– вторая ступень.....2 x 0,6 л/мин  
Необходимое количество масла.....4,8 л  
Наличие индикатора уровня гидравлического масла.....есть  
Размеры (Д x Ш x В).....810 x 440 x 590 мм  
Вес.....80,5 кг  
Длина шлангов.....2 x 20 м  
Цена.....390 тыс. руб.

Достоинства:

- Степень заполненности масляного и топливного бака видна снаружи
- Одновременный запуск 2-х инструментов
- Встроенная шланговая катушка с длиной шлангов 20 м

Недостатки:

- Большой вес и габариты
- Высокая цена

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6



Рисунок В.1 – Внешний вид станции насосной Lukas P 650 SG - DHR 20

- "Holmatro" (Голландия). Станция насосная SR 32 PC 2 (Рисунок В.2) [9]

Двигатель.....бензиновый (четырёхтактный)  
 Количество подключений.....два инструмента  
 Максимальное рабочее давление.....700 бар  
 Расход гидравлического масла:  
     – первая ступень.....2 x 1,8 л/мин  
     – вторая ступень.....2 x 0,5 л/мин  
 Необходимое количество масла.....6,0 л  
 Наличие индикатора уровня  
 гидравлического масла.....есть  
 Размеры (Д x Ш x В).....800 x 452 x 518 мм  
 Вес.....66,9 кг  
 Длина шлангов.....2 x 20 м  
 Цена.....475 тыс. руб.  
 Достоинства:  
     – Степень заполненности масляного и топливного бака видна снаружи  
     – Одновременный запуск 2-х инструментов  
     – Встроенная шланговая катушка с длиной шлангов 20 м  
 Недостатки:

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

- Большой вес и габариты
- Высокая цена



Рисунок В.2 – Внешний вид станции насосной SR 32 PC 2

ООО "Простор" (Россия). Станция насосная СНГ-63-2/2 (Рисунок В.3) [10]

Двигатель.....бензиновый (четырёхтактный)  
 Количество подключений.....два инструмента  
 Максимальное рабочее давление.....630 бар  
 Расход гидравлического масла.....2 x 0,87 л/мин  
 Необходимое количество масла.....4,5 л  
 Наличие индикатора уровня  
 гидравлического масла.....есть  
 Размеры (Д x Ш x В).....600x381x414  
 Вес.....28 кг  
 Цена.....175 тыс. руб.

**Достоинства:**

- Одновременный запуск 2-х инструментов
- Небольшой вес и габаритные размеры
- Низкая цена

**Недостатки:**

- Отсутствие шлангов

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

- Одноступенчатый насос



Рисунок В.3 – Внешний вид станции насосной СНГ-63-2/2

- ПАО "Агрегат" (Россия). Станция насосная СН50-С3-2х2 (Рисунок В.4)  
[11]

Двигатель.....бензиновый (четырёхтактный)  
Количество подключений.....два инструмента  
Максимальное рабочее давление.....800 бар  
Расход гидравлического масла:  
    – первая ступень.....2 х 2,6 л/мин  
    – вторая ступень.....2 х 0,6 л/мин  
Необходимое количество масла.....3,0 л  
Наличие индикатора уровня  
гидравлического масла.....есть  
Размеры (Д х Ш х В).....435х370х451  
Вес.....22 кг  
Длина шлангов.....2 х 5 м  
Цена.....170 тыс. руб.  
Достоинства:  
    – Одновременный запуск 2-х инструментов  
    – Минимальный вес и габаритные размеры  
    – Низкая цена  
Недостатки:

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

- Шланговая катушка на один инструмент с длиной шлангов 5 м подключение второго через отдельную катушку.



Рисунок В.4 – Внешний вид станции насосной SN50-C3-2x2

Следовательно станция насосная на два инструмента должна отвечать следующим требованиям:

- высокие характеристики;
- простота и удобство в эксплуатации;
- высокая эксплуатационная надежность;
- возможность использования этого инструмента в различных климатических условиях и средах.

Цель выпускной квалификационной работы – проектирование станции насосной на два инструмента, удовлетворяющей запросам потребителя на более высоком уровне.

Задачи выпускной квалификационной работы:

- определить оптимальную конструкцию с заданными проектными данными;
- спроектировать станцию насосную на два инструмента выгодно отличающуюся от существующих и способную конкурировать на рынке с аналогами;
- рассмотреть опасности при работе со станцией насосной на два инструмента
- определить себестоимость и уровень конкурентоспособности станции насосной на два инструмента.

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10



# 1 Технологический раздел

## 1.1 Определение оптимальной конструкции проектируемого изделия

Проведя анализ существующих конструкций насосных станций, определим оптимальную конструкцию проектируемого изделия. Для проектирования станции насосной применим существующую на ПАО «Агрегат» схему соединения станций с инструментом серии «С5», которая состоит из двух клапанов КБ5, один из которых будет располагаться на рукавах станции КБ5 «М» в соответствии с рисунком 1.1, а другой на блоке управления инструмента серии «С5» КБ5 «П».

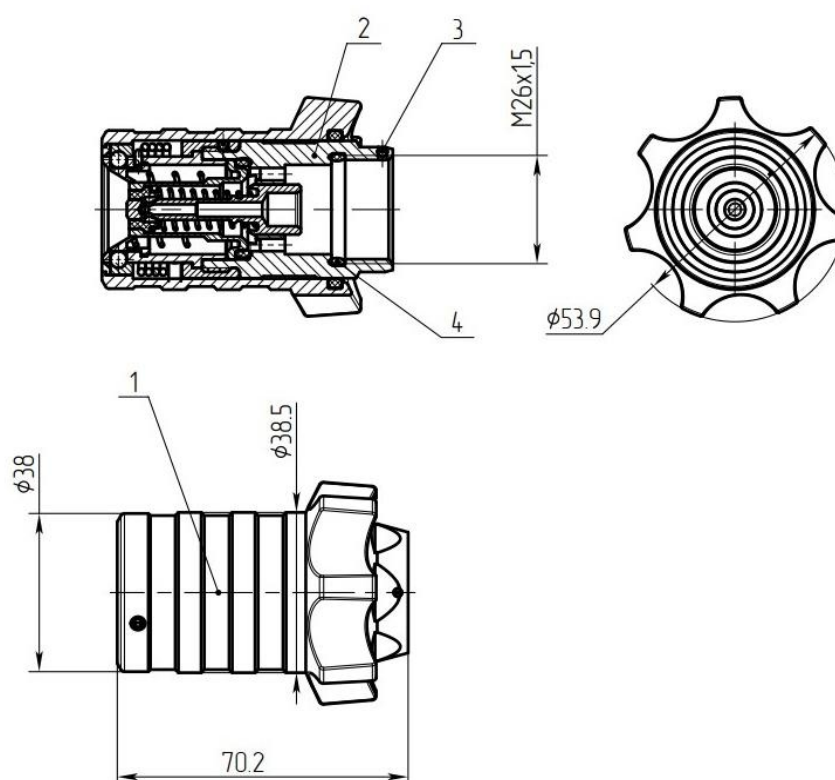


Рисунок 1.1 – Внешний вид клапана КБ5 «М»:  
1 – подвижный корпус; 2 – соединительный корпус;  
3 – фиксирующий винт; 4 – уплотнение.

В качестве источника питания определим два насоса радиально-плунжерных насоса расположенных в едином корпусе и центробежного насоса подкачки масла из бака.

Центробежные насосы составляют весьма обширный класс насосов. Перекачивание жидкости или создание давления производится в центробежных насосах вращением одного или нескольких рабочих колес. Большое число разнообразных типов центробежных насосов, изготавливаемых для различных

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

целей, может быть сведено к небольшому числу основных их типов, разница в конструктивной разработке которых продиктована в основном особенностями использования насосов.

В результате воздействия рабочего колеса жидкость выходит из него с более высоким давлением и большей скоростью, чем при входе. Выходная скорость преобразуется в корпус насоса в давление перед выходом жидкости из насоса.

Радиально-поршневые насосы состоят из блока цилиндров и поршней, которые перемещаются в этих цилиндрах. На этапе всасывания поршни выдвигаются из цилиндров, образовавшиеся рабочие полости заполняются жидкостью. После выдвигения поршня на максимальное расстояние процесс всасывания заканчивается и начинается нагнетание, при котором поршень перемещается вовнутрь цилиндра, вытесняя рабочую жидкость в гидросистему. За один оборот вала каждый поршень совершает полный цикл движений: от своего начального положения до максимально вытянутого (или втянутого) в соответствующем цилиндре, затем до максимально втянутого (или вытянутого) и до начального.

Также в станции расположим две катушки со шлангами.

## 1.2 Проектные технические данные станции насосной на два инструмента

Проведя анализ технических данных существующих конструкций насосных станций, составим технические данные проектируемой насосной станции, которые перечислены в таблице 1.1

Таблица 1.1 – Основные технические характеристики проектируемой насосной станции.

Рабочее давление, МПа	80 <sup>+9</sup>
Тип привода	ДВС
Топливо двигателя	Бензин А-92
Время непрерывной работы двигателя, ч, не менее	0,5
Количество подключений	два инструмента
Расход гидравлического масла, л/мин:	
– первая ступень	2 x 1,65
– вторая ступень	2 x 0,35
Рабочая среда	
– основная	Гидроникойл FH51 MIL-H-5606
– резервная	АМГ-10 ГОСТ 6794-75
Объем бака рабочей среды масла, л	3,0
Наличие индикатора уровня рабочей среды	есть

Продолжение таблицы 1.1

Диапазон температур окружающей среды, °С	от минус 45 до плюс 80
Диапазон температур рабочей жидкости, °С	от минус 45 до плюс 80
Пролив жидкости при расстыковке см <sup>3</sup> , не более	0,5
Давление при расстыковке клапана от инструмента МПа, не более	4
Размеры (Д x Ш x В), мм, не более	459 x 440 x 438
Вес, кг, не более	22 кг
Длина шлангов	2 x 5 м

Вывод: На основе сравнительных данных существующих конструкций были сформированы технические параметры, которым должна соответствовать проектируемая станция насосная на два инструмента.

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					

## 2 Конструкторский раздел

### 2.1 Разработка структурной схемы станции насосной на два инструмента

По результатам анализа исходных данных и проработанных технических требований в технологической части приходим к выводу, что конструкция станции должна содержать следующие узлы:

1 Двигатель внутреннего сгорания HONDA GXH-50, который передает вращению на группу насосов.

2 Центробежный насос, предназначенный для подачи масла из бака.

3 Два радиально плунжерных насоса, которые обеспечивают подачу давлений на рабочие органы.

4 Два переключателя первой ступени, которые обеспечивают отключения из работы плунжеров первой ступени.

5 Два предохранительных клапанов, обеспечивающих защиту гидросистемы от давлений сверх заданного допуска.

6 Распределитель потока, который объединяет две линии в одну для ускоренного рабочего хода инструмента.

7 Катушки, на которых расположены гидравлические рукава.

8 Клапаны быстроразъемные для подключения рабочих органов.

На основании вышеизложенного составим структурную схему разработки станции насосной на два инструмента, которая показана на рисунке 2.1

### 2.2 Проектирование гидравлической схемы станции насосной на два инструмента

Соединение с гидравлическим инструментом будет осуществляться с помощью быстроразъемных клапанов, которые состоят клапанов КБ5, одни из которых располагаются на инструменте КБ5 «П», а другие на насосной станции КБ5 «М» в соответствии с рисунком 2.2.

В качестве источника подкачки гидравлической жидкости из бака станции к радиально-плунжерным насосам выбираем центробежный насос, который расположен на одном валу с радиально-плунжерными насосами. Каждый радиально-плунжерный насос будет состоять из двух плунжеров, по одному плунжеру на каждую ступень. Каждый плунжер в линии нагнетания будет оборудован обратным клапаном. Радиально-плунжерные насосы расположены в одном корпусе и перемещение плунжеров обеспечивает один эксцентриковый вал, который приводится в движение двигателем внутреннего сгорания. Вместе данные элементы будут составлять качающий узел, гидравлическая схема которого изображена на рисунке 2.3.

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР				

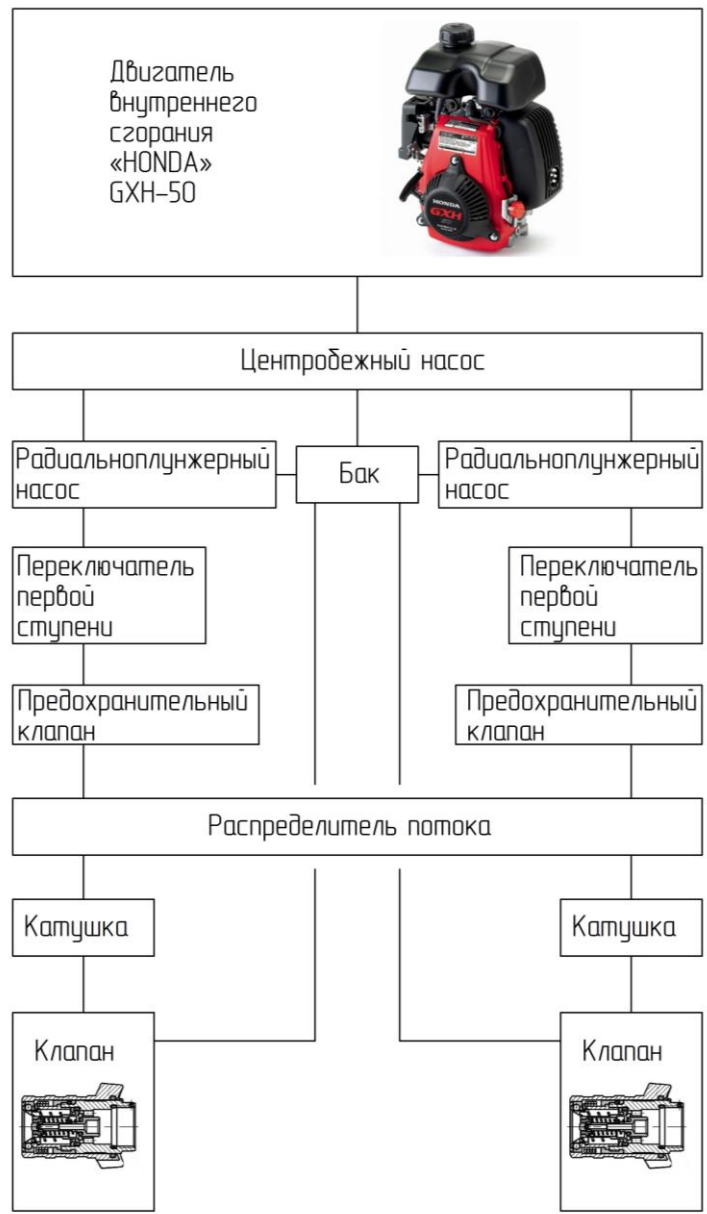


Рисунок 2.1 – Структурная схема станции насосной на два инструмента

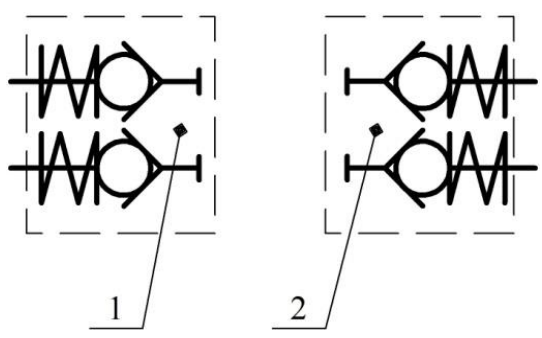


Рисунок 2.1 – Гидравлическая схема клапанов КБ5:  
 1 – быстроразъемный клапан КБ5 «П»; 2 – быстроразъемный клапан КБ5 «М».

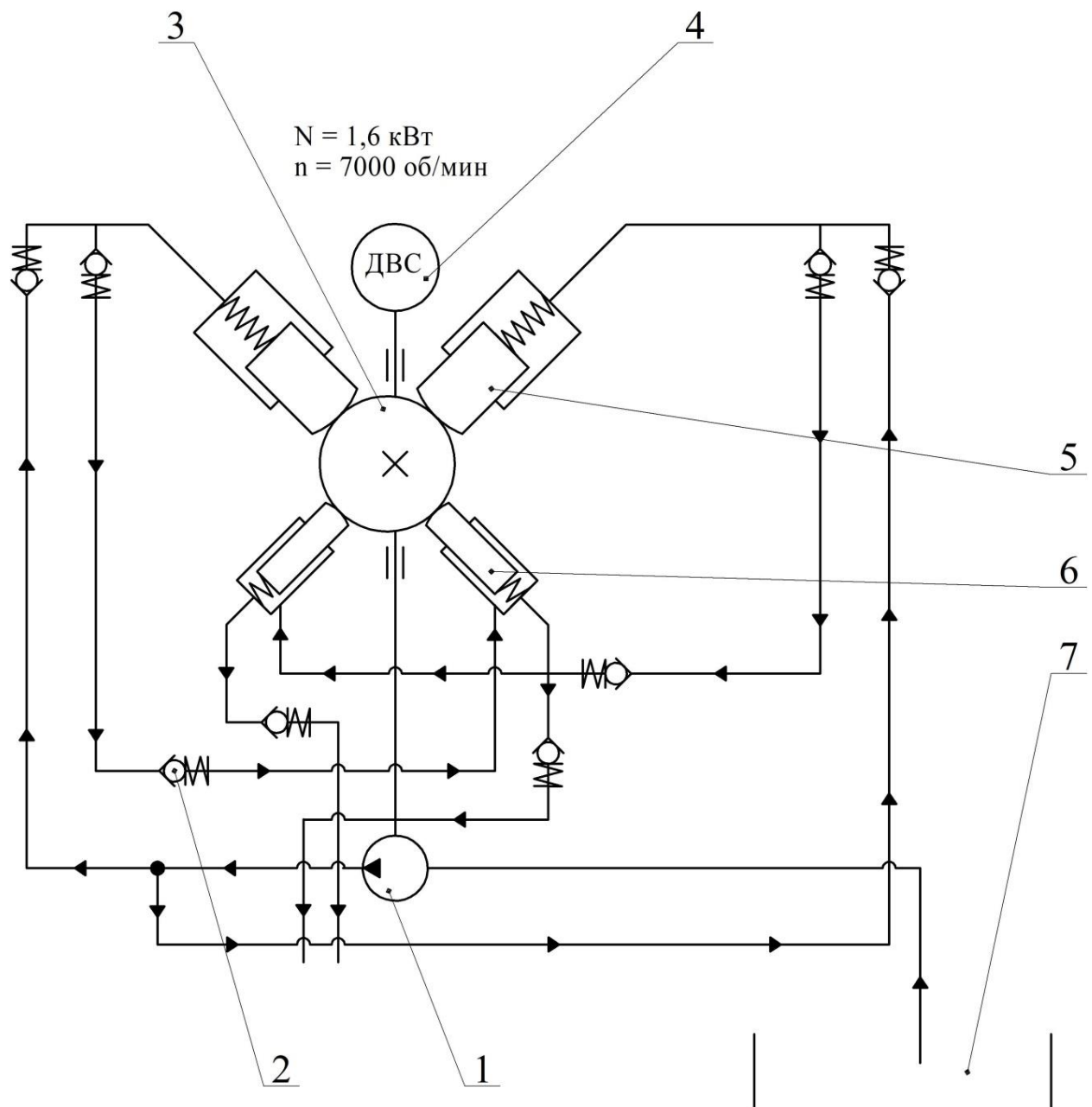


Рисунок 2.3 – Гидравлическая схема качающего узла.  
 1 – центробежный насос; 2 – обратные клапана; 3 – эксцентриковый вал; 4 – ДВС; 5 – плунжер первой ступени;  
 6 – плунжер второй ступени; 7 – бак.

Плунжера первой ступени будут оборудованы переключателями потока на слив. При этом переключатель будет настроен на давление переключения равное  $P_1 = (20^{+2})$  МПа. Управляющая полость будет запитана от линии нагнетания второй ступени, что обеспечит постоянное открытие клапана переключателя при достижении заданного давления. Гидравлическая схема переключателя изображена на рисунке 2.4.

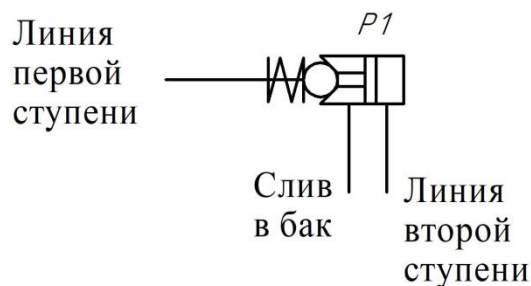


Рисунок 2.4 – Гидравлическая схема переключателя потока.

Для обеспечения турбо-режима введем в гидравлическую схему рычажный распределитель, который будет объединять или разъединять потоки первого и второго насоса. Гидравлическая схема распределителя изображена на рисунке 2.5.

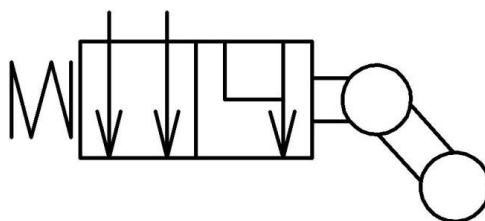


Рисунок 2.5 – Гидравлическая схема распределителя.

Для исключения заброса давления гидравлической жидкости в линии нагнетания установлены предохранительные клапана. Гидравлическая схема предохранительного клапана показана на рисунке 2.6.

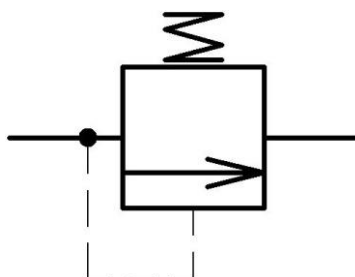


Рисунок 2.6 – Гидравлическая схема предохранительного клапан.

Объединив вышеперечисленные элементы: быстроразъемные клапана, центробежный и радиально-плунжерные насосы, переключатели первой ступени, распределитель и предохранительные клапана получим общую гидравлическую схему станции насосной на два инструмента, которая изображена на рисунке 2.7.

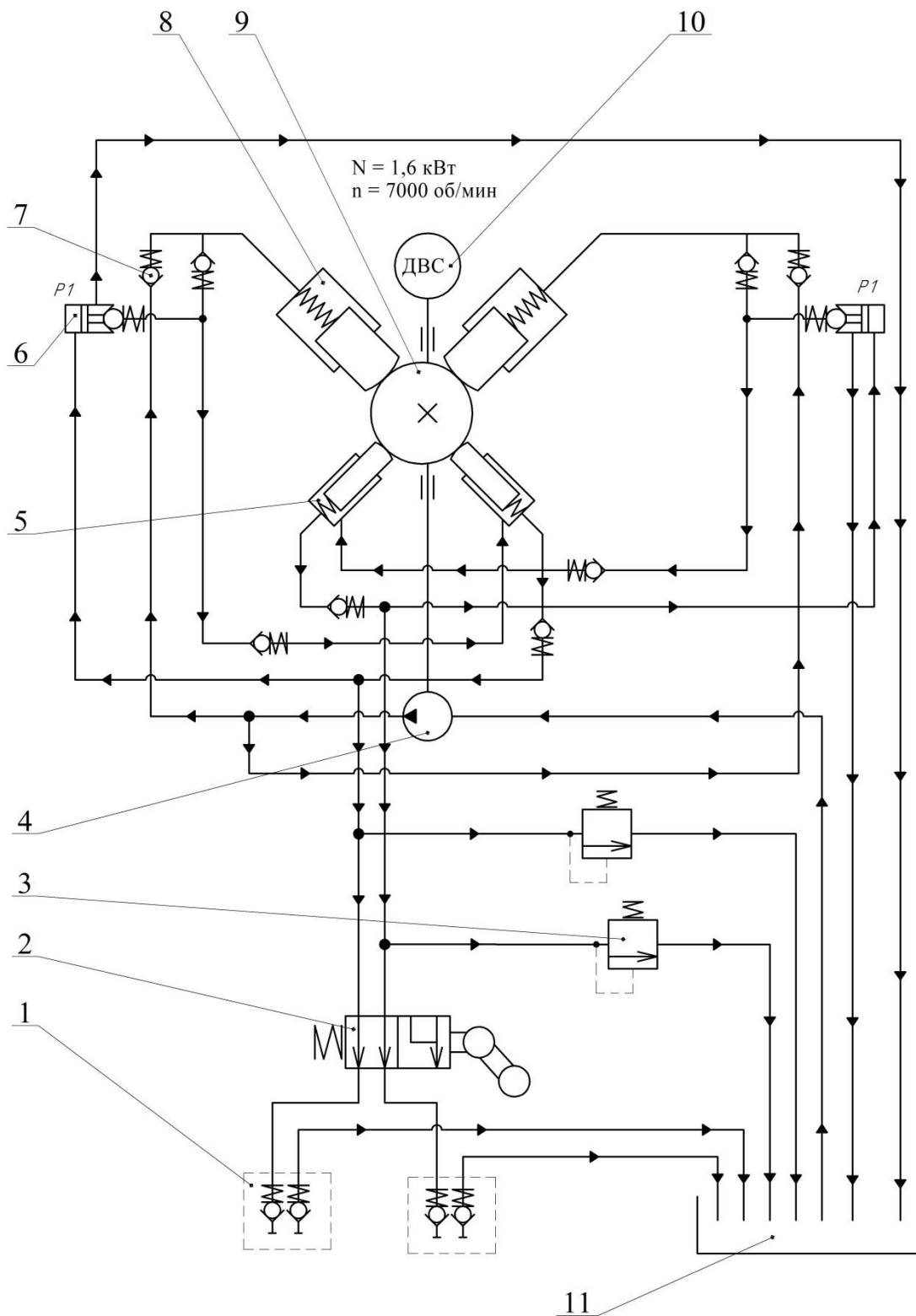


Рисунок 2.7 – Гидравлическая схема станции насосной на два инструмента:

- 1 – Клапан быстроразъемный КБ5"М"; 2 – Гидрораспределитель двухпозиционный; 3 – Клапан предохранительный; 4 – Центробежный насос; 5 – Плунжер второй ступени; 6 – Переключатель первой ступени; 7 – Обратный клапан; 8 – Плунжер первой ступени; 9 – Эксцентриковый вал; 10 – Двигатель; 11 – Бак.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР

Лист

18



## 2.3 Проектирование насоса

Проектируемый насос будет состоять из трех насосов размещенных в одном корпусе. В качестве насоса подкачки используем центробежный насос. Основным элементом центробежного насоса является крыльчатка. Крыльчатка расположена в корпусе насоса и жестко закреплена на валу. Жидкость поступает через всасывающий патрубок. При активации станции вал, который соединен с мотором, запускает крыльчатку. Она начинает захватывать рабочую среду и отбрасывать ее от центра к периферии. Нарастающая центробежная сила способствует перемещению жидкости в нагнетательный трубопровод посредством направляющей камеры. Основными рабочими насосами будут два радиально - плунжерных насоса, которые состоят из двух плунжеров первой и второй ступени. Для уменьшения усилия на валу двигателя в конструкции насоса предусмотрим переключатель первой ступени, которые отключают плунжер первой ступени обеспечивая слив жидкости в бак. Также насос будет оборудован предохранительными клапанами. Структурная схема насоса показана на рисунке 2.8

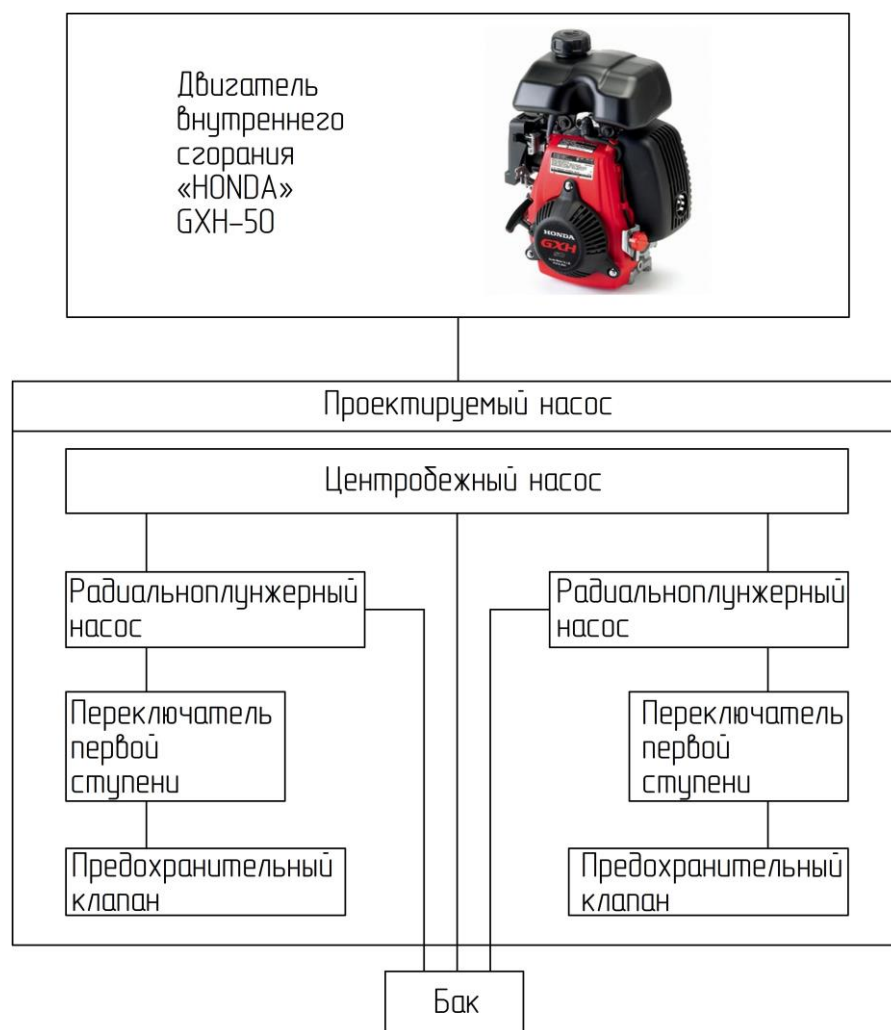


Рисунок 2.8 – Структурная схема проектируемого насоса.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР

Лист

19

### 2.3.1 Проектирование центробежного насоса

В основе принципа действия центробежных насосов лежат центробежные силы, возникающие в корпусе насоса в момент его работы, вследствие вращения рабочего колеса.

Основным элементом центробежного насоса является колесо (крыльчатка). В проектируемой конструкции крыльчатку расположим между корпусом насоса и крышкой.

Произведем расчет крыльчатки. Находим приведенный диаметр входа по формуле [2, с.216]:

$$D_{пр} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

где  $K_d = 4$  – коэффициент объема;

$n = 116,67 \text{ с}^{-1}$  – частота вращения вала;

$$Q = \frac{Q_3}{\eta_{об}} = \frac{2,5 \cdot 10^{-4}}{0,8} = 3,125 \cdot 10^{-4} \text{ – действительный расход насоса;}$$

$\eta_{об} = 0,8$  – объемный КПД;

$Q_3 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$  – заданный расход насоса;

$$D_{пр} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,125 \cdot 10^{-4}}{116,67}} = 0,012 \text{ м} = 12 \text{ мм}$$

Согласно принятой конструкции приведенный диаметр входа будет совпадать с диаметром входной горловины.

Вычислим мощность, потребляемую насосом по формуле [2, 216]:

$$N_H = \frac{Q \cdot P}{\eta},$$

где  $P = 10^6 \text{ Па}$  – давление создаваемое насосом;

$Q = 3,125 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$  – расход насоса;

$\eta = 0,8$  – КПД насоса;

$$N_H = \frac{3,125 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6}{0,8} = 390,65 \text{ Вт} = 0,39 \text{ кВт}$$

Определим крутящий момент на валу по формуле:

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$M_{KP} = \frac{9549 \cdot N_H}{n}$$

где  $n=7000$  об/мин – частота вращения вала.

$$M_{KP} = \frac{9549 \cdot 0,39}{7000} = 0,53 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определим диаметр вала из расчета на кручение:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{KP}}{0,1 \cdot \sigma}},$$

где  $\sigma = 30 \cdot 10^6$  Па – напряжение на кручение

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{0,53}{0,1 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0,56 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 5,6 \text{ мм}$$

Конструктивно принимаем присоединение крыльчатки резьбой М8 с внутренним диаметром под выход инструмента  $d = 6,5$  мм.

Определяем диаметр средней точки входа кромки лопасти по формуле [2, 216]:

$$D_1 = 0,9 \cdot D_{IP} = 0,9 \cdot 0,012 = 0,0108 \text{ м} = 10,8 \text{ мм}$$

Находим ширину лопасти на входе по формуле [9, 216]:

$$b_1 = 1,2 \cdot \frac{D_{IP}^2}{4 \cdot D_1} = 1,2 \cdot \frac{0,012^2}{4 \cdot 0,0108} = 0,004 \text{ м} = 4 \text{ мм}$$

Определяем площадь входа в рабочее колесо по формуле [2, 217]:

$$F = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 = 3,14 \cdot 0,0108 \cdot 0,004 = 1,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Находим меридианную скорость на входе по формуле [2, 217]:

$$C_{0m} = \frac{Q}{F} = \frac{3,125 \cdot 10^{-4}}{1,35 \cdot 10^{-4}} = 2,31 \text{ м/с}$$

Принимаем, что на входе закрутки потока нет  $C_{0m} = 0$

Найдем меридианную скорость после поступления потока в межлопаточный канал:

									Лист
									21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР				

$$C_{1m} = K_1 \cdot C_{0m},$$

где  $K_1 = 1,67$  – коэффициент стеснения на входе.

$$C_{1m} = 1,67 \cdot 2,31 = 3,86 \text{ м/с}$$

Найдем окружную скорость по формуле [2, 216]:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,0108 \cdot 7000}{60} = 3,96 \text{ м/с}$$

Найдем угол безударного поступления потока на лопасть по формуле [2, 216]:

$$\beta_a = \arctg\left(\frac{C_{1m}}{u_1}\right) = \arctg\left(\frac{3,86}{3,96}\right) = 44^\circ$$

Принимаем угол атаки  $\beta_0 = 4^\circ$

Определим угол установки лопасти на входе по формуле [2, 216]:

$$\beta_1 = \beta_a + \beta_0 = 44^\circ + 4^\circ = 48^\circ$$

Найдем параметры на выходе из колеса. Вычислим гидравлический КПД насоса:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{np} \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,012 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,49$$

Находим теоретический напор:

$$H_r = \frac{H}{\eta_r},$$

где  $H = \frac{P}{\rho \cdot g}$  – расчетный напор в соответствии с заданным давлением;

$P = 10^6$  Па – давление создаваемое насосом;

$\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  – плотность жидкости;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

$$H_r = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot \eta_r} = \frac{10^6}{850 \cdot 9,81 \cdot 0,49} = 15,8 \text{ м}$$

									Лист
									22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР				

Находим окружную скорость на выходе из насоса по формуле [2, 216]:

$$u_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_T}{K_U}},$$

где  $K_U = 0,5$  – коэффициент окружной составляющей абсолютной скорости при выходе потока

$$u_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 15,8}{0,7}} = 14,88 \text{ м/с}$$

Находим диаметр колеса на выходе по формуле [7, 216]:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 14,88}{3,14 \cdot 7000} = 0,031 \text{ м} = 31 \text{ мм}$$

Находим меридианную скорость на выходе из колеса. При необходимости получения на выходе более широкого колеса принимают меньшее значение из (0,5...1,0):

$$C_{3m} = 0,75 \cdot C_{0m} = 0,75 \cdot 2,31 = 1,73 \text{ м/с}$$

Меридианная скорость на выходе из колеса, определится по формуле [2, 216]:

$$C_{2m} = K_2 \cdot C_{3m},$$

где  $K_2 = 1,27$  – коэффициент стеснения на выходе, принимаем равным.

$$C_{2m} = 1,27 \cdot 1,73 = 2,2 \text{ м/с}$$

Находим оптимальный коэффициент диффузорности:

$$W = 9,2 - 0,341 \cdot n_s + 5,78 \cdot 10^{-3} \cdot n_s^2 - 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^3 + 1,83 \cdot 10^{-7} \cdot n_s^4 - 2,73 \cdot 10^{-10} \cdot n_s^5$$

$$W = 9,2 - 0,341 \cdot 93,823603 + 5,78 \cdot 10^{-3} \cdot 93,823603^2 - 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot 93,823603^3 + 1,83 \cdot 10^{-7} \cdot 93,823603^4 - 2,73 \cdot 10^{-10} \cdot 93,823603^5 = 1,464571$$

Находим угол установки лопасти на выходе по формуле [8, 218]:

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

$$\beta_2 = \arcsin\left(W \cdot \frac{C_{3m}}{C_{0m}} \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \sin \beta_1\right) = \arcsin\left(1,464571 \cdot \frac{1,73}{2,31} \cdot \frac{1,27}{1,67} \cdot \sin 48\right) = 38^\circ$$

Находим оптимальное число лопастей по формуле [2, 218] (берем целую часть):

$$Z = 6,5 \cdot \frac{\frac{D_2}{2} + \frac{D_1}{2}}{\frac{D_2}{2} - \frac{D_1}{2}} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) = 6,5 \cdot \frac{\frac{31}{2} + \frac{10,8}{2}}{\frac{31}{2} - \frac{10,8}{2}} \cdot \sin\left(\frac{44^\circ + 38^\circ}{2}\right) = 7$$

Находим шаг лопастей на входе:

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} = \frac{3,14 \cdot 10,8}{6} = 5,65 \text{ мм}$$

Находим шаг лопастей на выходе:

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z} = \frac{3,14 \cdot 31}{6} = 16,22 \text{ мм}$$

Находим ширину лопасти на выходе, определится по формуле [2, 218]:

$$b_2 = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{3m}} = \frac{3,125 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 31 \cdot 1,73} = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм}$$

Расчет приближенного профиля лопаток. Вычислим радиус изгиба лопасти (для лопастей, очерченных дугой окружности):

$$R = \frac{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_1}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(\frac{D_2}{2} \cdot \cos \beta_2 - \frac{D_1}{2} \cdot \cos \beta_1\right)} = \frac{\left(\frac{31}{2}\right)^2 - \left(\frac{10,8}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(\frac{31}{2} \cdot \cos 38^\circ - \frac{10,8}{2} \cdot \cos 44^\circ\right)} = 12,67 \text{ мм}$$

Окончательно полученная крыльчатка изображена на рисунке 2.9.

										Лист
										24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					

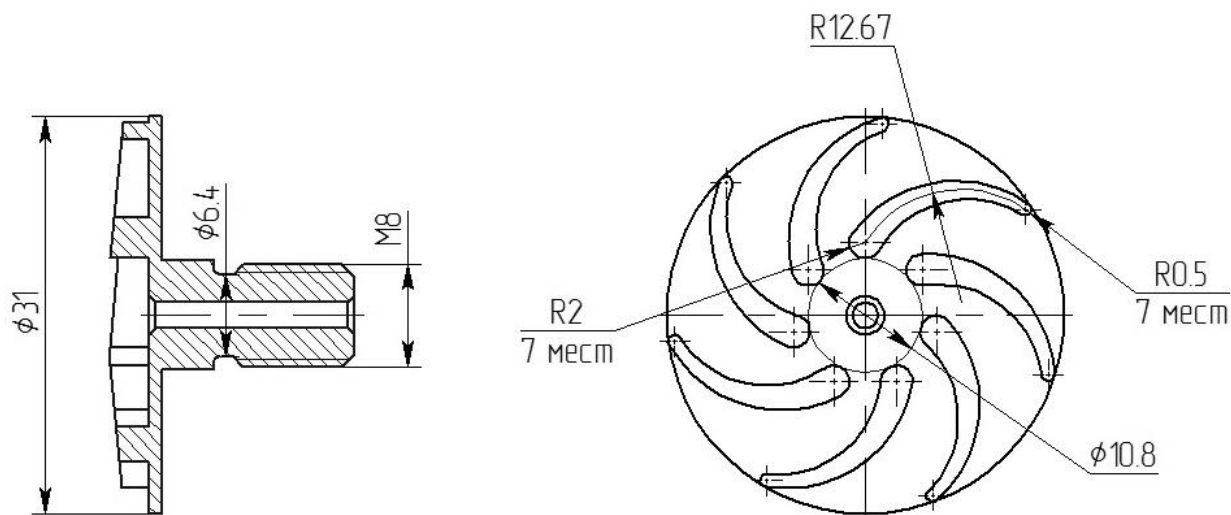


Рисунок 2.9 – Спроектированная крыльчатка центробежного насоса.

### 2.3.2 Проектирование радиально-плунжерного насоса

Основное требование к гидронасосу – это создание необходимого давления. В качестве основного насоса разработаем два радиально плунжерных насоса, которые расположены в одном корпусе. Каждый радиально-плунжерный насос будет состоять из двух плунжеров, по одному плунжеру на каждую ступень. Каждый плунжер в линии нагнетания будет оборудован обратным клапаном. Радиально-плунжерные насосы расположены в одном корпусе и перемещение плунжеров обеспечивает один эксцентриковый вал, который приводится в движение двигателем внутреннего сгорания. Проект качающего узла показан на рисунке 2.10.

При работе станции насосной с гидравлическим инструментом в гидронасосе возникает два давления - это давление первой ступени, которое отключается при определенном усилии на эксцентриковом валу, и давление второй ступени, которое создает максимальное давление в гидросистеме. Из рисунка 2.9 видно, что усилии на эксцентриковом валу зависит от диаметров плунжеров, так как максимальное давление в гидросистеме постоянно и равно  $80^{+9}$  МПа. Конструктивно примем диаметр плунжера второй ступени 6,5 мм. Определим усилии создаваемое плунжером второй ступени по формуле[1,121]:

$$W = p \cdot S,$$

где  $p = 89 \cdot 10^6$  Па - рабочее давление в гидросистеме;

$S$  - площадь на которую происходит давление.

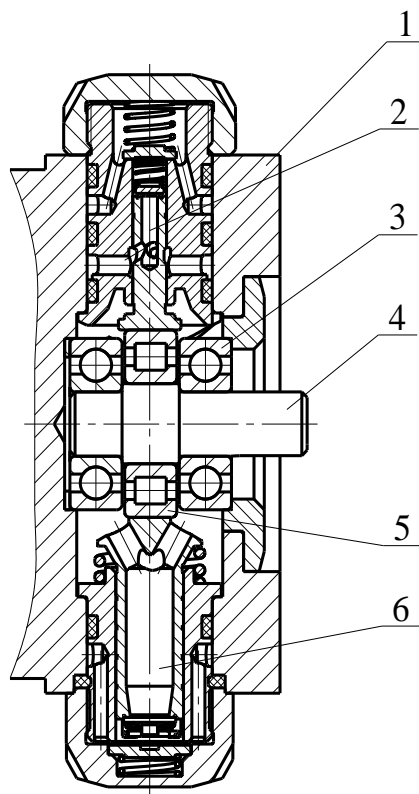


Рисунок 2.10 - Проект радиально плунжерного насоса

- 1 – Корпус насоса; 2 – Узел нагнетания 2-ой ступени;  
 3 – Опорные подшипники; 4 – Эксцентриковый вал; 5 – Подшипник эксцентрика; 6 – Узел нагнетания 1-ой ступени.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

где  $d = 6,5 \cdot 10^{-3}$  м - диаметр поршня гидроцилиндра;

$$W = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 89 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot (6 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 2,953 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Рассмотрим действие сил на круглый эксцентрик, показанные на рисунке 2.11. Линия эксцентриситета  $k_p$  делит эксцентрик на две симметричные половины, состоящие как бы из двух клиньев, накрунутых на «начальную окружность» эксцентрика (показана пунктиром). Максимальное усилие возникает на участке  $m_p$  нижнего клина.

Рассматривая механизм как комбинированный, состоящий из рычага с плечом и крутящего момента, приложенного на эксцентриковый вал, и клина с трением на двух поверхностях получим силовые зависимости [7, с. 90]:



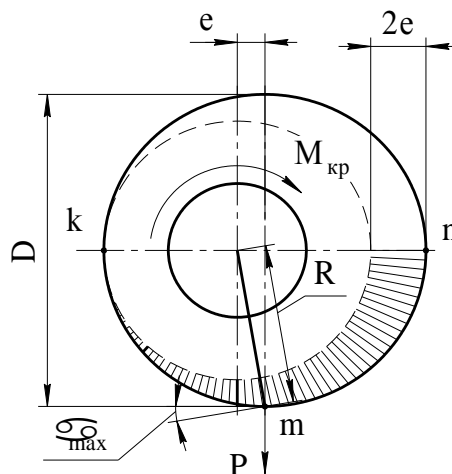


Рисунок 2.11 Действие сил на круглый эксцентрик.

$$M_{кр} = P \cdot R_{ср} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{ср} + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2),$$

где  $P = W = 2,953 \cdot 10^3$  – усилие создаваемое плунжером;

$R_{ср}$  – среднее значение радиуса, проведенного из центра вращения эксцентрика;

$\alpha_{ср}$  – средний угол подъема эксцентрика в точках приложения сил;

$\varphi_1 = \varphi_2 = 5,717^\circ$  – углы трения скольжения в точке приложения сил и на оси эксцентрика.

Значения  $R_{ср}$  и  $\alpha_{ср}$  находим путем следующих рассуждений. Радиус  $R$  при вращении вала может изменяться в пределах:

$$R_{\min} = \frac{D}{2} \quad \text{и} \quad R_{\max} = \frac{D}{2} + e$$

где  $D = 35$  мм. – диаметр эксцентрика;

$e = 0,5$  мм. – эксцентриситет.

Отсюда получаем:

$$R_{ср} = \frac{D + e}{2} = \frac{35 + 1}{2} = 18 \text{ мм} = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Угол  $\alpha$  подъема эксцентрика может изменяться от  $\alpha_{\max} = 1,637^\circ$  до  $\alpha_{\min} = 0$  следовательно:

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha_{\max} + \alpha_{\min}}{2} = \frac{1,637 + 0}{2} = 0,8185^\circ$$

В результате крутящий момент равен:

$$M_{кр} = 2,953 \cdot 10^3 \cdot 1,8 \cdot 10^{-2} \cdot (\operatorname{tg}(0,8185^\circ + 5,717^\circ) + \operatorname{tg} 5,717^\circ) = 11,252 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Мощность на валу привода радиально-плунжерного насоса [7, с. 363]:

$$N_{II} = \frac{n \cdot M_{кр}}{9549},$$

где  $n=7000$  об/мин – частота вращения вала;

Полная мощность двигателя внутреннего сгорания будет определяться из мощности на валу центробежного насоса и аксиально-плунжерного насоса с учетом механического КПД, учитывающим потери при передачах.

$$N_{двс} = \frac{(N_H + N_{II})}{\eta},$$

где  $N_H = 0,39$  кВт – мощность потребная на центробежный насос;

$N_{II} = 0,625$  кВт – максимальная мощность на валу привода аксиально-плунжерного насоса при работе на разных ступенях;

$\eta = 0,8$  – коэффициент полезного действия.

$$N_{двс} = \frac{(0,39 + 0,625)}{0,8} = 1,27 \text{ кВт}$$

Из произведенных выше расчетов двигатель внутреннего сгорания необходимый для привода должен иметь наименьший габарит при мощности не менее 1,3 кВт и частотой вращения вала не менее 7000 об/мин. Двигатель выбранный в пункте 2.1 «HONDA» GXH-50 четырехтактный карбюраторный воздушного охлаждения обеспечивает все необходимые данные.

Внешний вид двигателя изображен на рисунке 2.12, а технические данные приведены ниже:

Топливо.....	Бензин АИ-92
Объем топливного бака, л.....	0,77
Расход топлива при частоте вращения 7000 об/мин, л/час.....	0,91
Частота вращения об/мин.....	7000
Мощность при частоте вращения 7000 об/мин, кВт.....	1,6
Объем масляного бака, л.....	0,25

Масло картера.....Лукойл 10W-30  
 Масса сухого изделия, кг.....5,5



Рисунок 2.12 – Внешний вид двигателя внутреннего сгорания «HONDA» GXH-50.

### 2.3.3 Проектирование переключателей потока на слив первой ступни

Конструкция переключателя потока на слив первой ступни будет состоять из толкателя, обратного клапана и элементов уплотнения. Конструкция переключателя потока на слив первой ступни изображена на рисунке 2.13. Диаметр толкателя и диаметр отверстия обратного клапана будут одинаковые, конструктивно принимаем их диаметр  $\varnothing 4$  мм. Произведем расчет пружины переключателя потока на слив первой ступни исходя из усилия создаваемого давлением через толкатель.

В период повышения давления от  $P_1$  до  $P_0$  преодолевается усилие пружины, уплотняющей затвор клапана. В период повышения давления от  $P_0$  до  $P_{max}$  шарик поднимается преодолевая сопротивление пружины. Снижение давления до  $P_3$  обеспечивает закрытие клапана отключения первой ступени, но при меньшем снижении давления против рабочего давления  $P_1$ . Данная диаграмма показана на рисунке 2.14. При проектировании клапанов следует правильно подбирать пружину, при условии, что характеристики пружины соответствуют условиям ее работы. В частности прочностные характеристики пружины должны превышать давления ее нагружения. Подсчитаем рабочее и максимальное напряжения

						15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			29

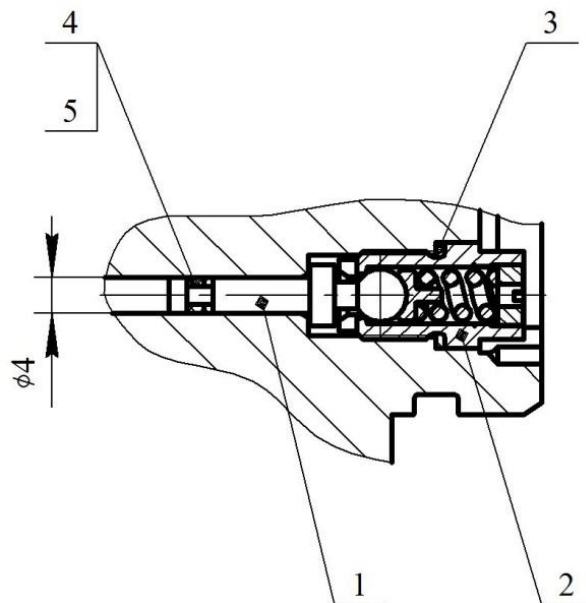


Рисунок 2.13 – Переключатель потока на слив первой ступени:  
 1 – толкатель; 2 – обратный клапан; 3 – уплотнение;  
 4 – уплотнительное кольцо; 5 – защитное кольцо

пружины переключателя потока на слив первой ступни и сравним их с допустимым касательным напряжением выбранной пружины.

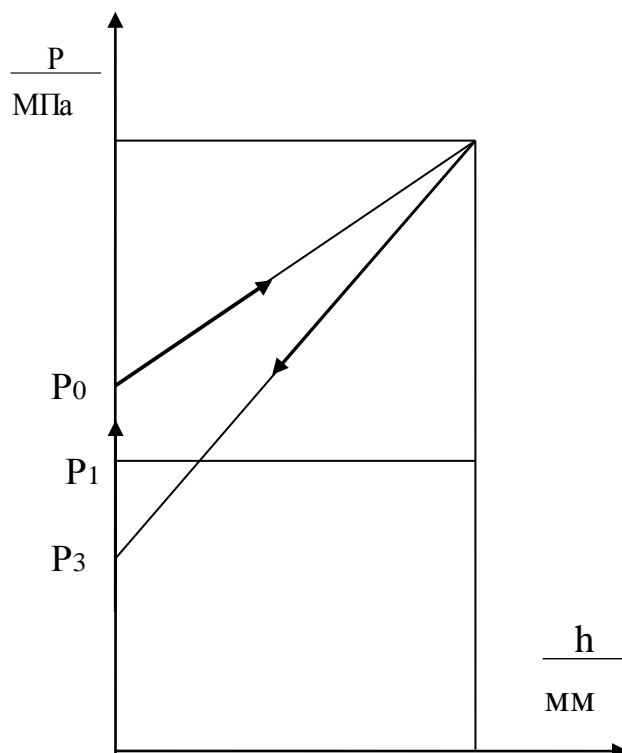


Рисунок 2.14 – Диаграмма работы клапана отключения первой ступени:  
 h – подъем шарика; P – давление

Определим усилие, создаваемое на пружине толкателем переключателя потока на слив первой ступни, по формуле:

$$F_{2_{п1}} = p \cdot S,$$

где  $p = 22 \cdot 10^6$  Па – давление отключения первой ступени;  
 $S$  - площадь на которую происходит давление.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

где  $d = 4 \cdot 10^{-3}$  м - диаметр толкателя;

$$F_{2_{п1}} = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 22 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot (4 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 276 \text{ Н}$$

Допускаемое касательное напряжение при кручении для пружины из используемого материала определяем по формуле [5, 199]

$$[\tau] = 0.52 R_m, \text{ МПа},$$

где  $R_m$  – временное сопротивление разрыву [4, 409],  $R_m = 2100$  МПа.

Допускаемое касательное напряжение равно

$$[\tau] = 0,52 \cdot 2010 = 1092 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение в пружине при рабочей деформации определяется по формуле [4, 401]

$$\tau_2 = \kappa \frac{8F_{2_{п1}} D}{\pi d^3},$$

где  $\kappa$  – коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины;

$F_2$  – сила пружины при рабочей деформации,  $F_{2_{п1}} = 276$  Н;

$D$  – средний диаметр пружины,  $D = 4$  мм;

$d$  – диаметр проволоки,  $d = 2$  мм.

Коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины, определяется по формуле

$$\kappa = \frac{4n-1}{4n-4} + \frac{0,615}{n}$$

$$\kappa = \frac{4 \cdot 2 - 1}{4 \cdot 2 - 4} + \frac{0,615}{2} = 1,1.$$

Тогда касательное напряжение в пружине равно

$$\tau_2 = 1,1 \cdot \frac{8 \cdot 276 \cdot 4}{3,14 \cdot 2^3} = 386 \text{ МПа.}$$

Максимальное касательное напряжение в пружине при ее полной деформации определяется по формуле

$$\tau_3 = \kappa \frac{8F_3 D}{\pi d^3},$$

где  $F_3$  – сила пружины при максимальной деформации,  $F_3 = 300 \text{ Н}$ .

Подставив значение в формулу, получаем

$$\tau_3 = 1,1 \cdot \frac{8 \cdot 300 \cdot 4}{3,14 \cdot 2^3} = 420 \text{ МПа.}$$

Рабочее напряжение в пружине при ее полной деформации определяется по формуле, где  $d_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – диаметр рабочей площади

$$\tau_4 = \kappa \frac{8F_4 D}{\pi d_1^3},$$

где  $F_4$  – сила пружины при рабочей деформации,  $F_4 = 276 \text{ Н}$ .

Подставив значение в формулу, получаем

$$\tau_4 = 1,1 \cdot \frac{8 \cdot 276 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,5^3} = 916 \text{ МПа.}$$

Сравним значение рабочего напряжения (расчетного) с допустимым касательным напряжением

$$\tau_4 < [\tau];$$

$$916 < 1092$$

Сравнение расчетных напряжений  $\tau_3$  и  $\tau_4$  с допускаемым касательным напряжением пружины  $[\tau]$  для пружинной проволоки диаметром 2 мм. Показывает работоспособность пружины и пригодно для установки в рабочий узел.

						15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			32

### 2.3.4 Общая компоновка насоса

Спроектированные насосы с входящими в него узлами изображены на рисунке 2.16. Рабочая жидкость из бака поступает на крыльчатку 6 центробежного насоса. Крыльчатка 6 расположена в корпусе насоса 1 и жестко закреплена на валу. Она начинает захватывать рабочую среду и отбрасывать ее от центра к периферии. Нарастающая центробежная сила способствует перемещению жидкости в нагнетательный трубопровод, который направляет ее в плунжера первой ступени 2 и 3. Жидкость получает предварительное сжатие и направляется в плунжера второй ступени 4 и 5, которые нагнетают рабочую жидкость на исполнительные органы. Преобразование вращательного движения ДВС в возвратно поступательное движение плунжеров обеспечивает эксцентрик 9. При достижении давления 22 Мпа, для уменьшения нагрузки на ДВС, срабатывают переключатели потоков на слив 7 и 10, выводя из работы плунжера первой ступени 2 и 3. Для исключения давления сверх установленного значения в насосе установлены предохранительные клапана 11 и 12. Остальные элементы служат для обеспечения необходимой прочности, фиксации в пространстве и подачи рабочей жидкости к исполнительному органу.

### 2.4 Проектирование распределителя потока

При спасение жизни человека решающим фактором может стать время. Для ускорения работы инструмента, который используется при спасательных операциях, предлагаю в станцию на два инструмента ввести распределитель потока. Распределитель потока будет объединять два потока рабочей жидкости в один, что существенно повысит быстродействие инструмента при спасении. Конструктивно распределитель будет состоять из следующих узлов:

- шарикового распределителя соединенного с рычагом;
- рычага с пружинным фиксатором;
- корпусом, в котором расположены распределитель, присоединительные элементы и элементы, обеспечивающие проток рабочей жидкости.

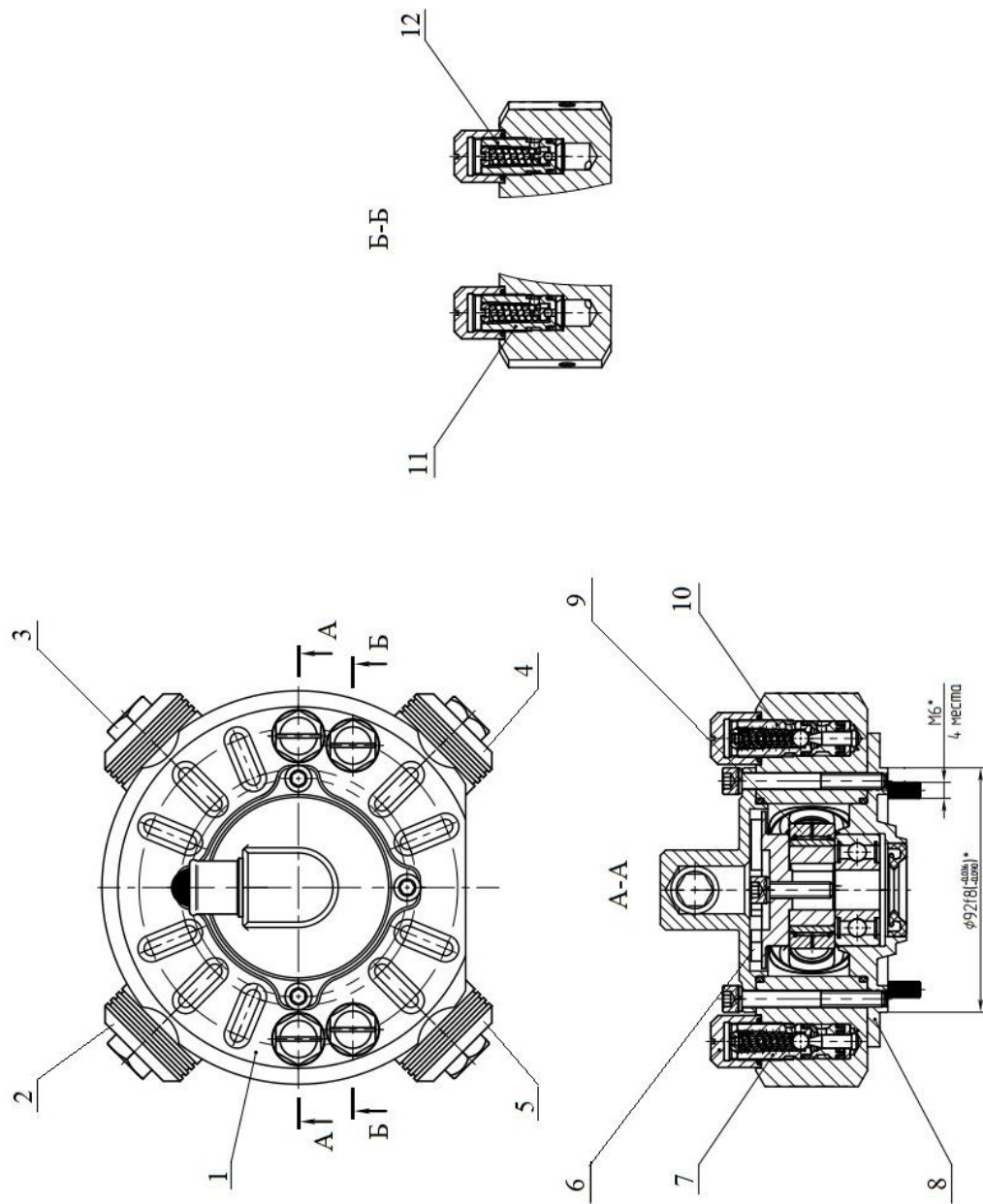
Конструкция распределителя показана на рисунке 2.16. Рабочая жидкость с насоса поступает в распределитель. При положении рычага распределителя 8 в положении разделения потоков шарик 5 прижат к седлу 1. При переводе рычага распределителя 8 в положение объединения потоков толкатель 4 перемещает шарик 5 к седлу 6 перекрывая подачу во второй поток, одновременно шарик 5 открывает проход жидкости через седло 1 в первый поток объединяя два потока рабочей жидкости в одну линию, обеспечивая повышенную производительность. Для фиксации рычага распределителя 8 служит фиксатор 3. Для обеспечения положения элементов

						15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			33

в пространстве предназначены корпус распределителя 9 и корпус фиксатора 2.

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР				



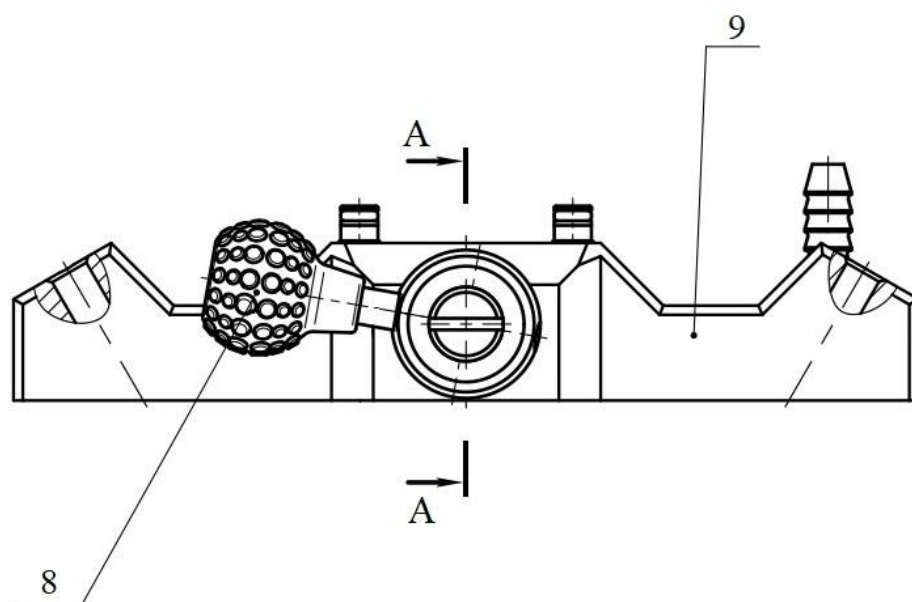


2.15 – Общий вид насоса.

- 1 – корпус насоса; 2 – плунжер первой ступени первого насоса; 3 – плунжер первой ступени второго насоса;  
 4 – плунжер второй ступени первого насоса; 5 – плунжер второй ступени второго насоса; 6 – крыльчатка  
 центробежного насоса; 7 – переключатель потока на слив первого насоса; 8 – крышка; 9 – эксцентрик;  
 10 – переключатель потока на слив второго насоса 11 – предохранительный клапан первого насоса;  
 12 – предохранительный клапан второго насоса.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР



A-A

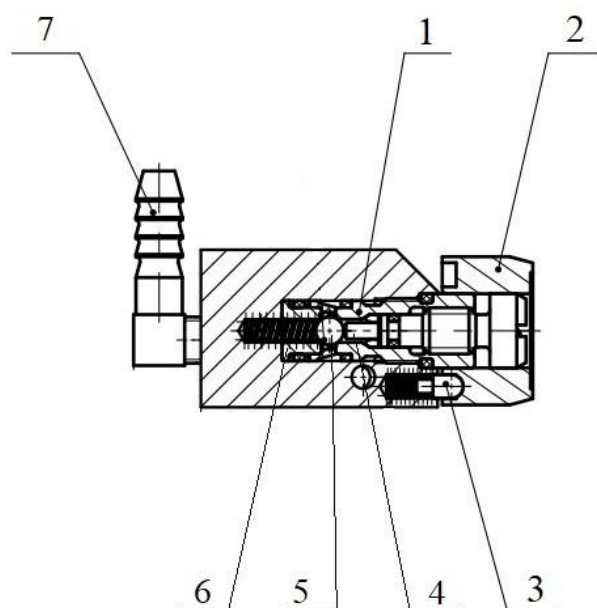


Рисунок 2.16 – Распределитель потока:

- 1 – седло; 2 – корпус фиксатора; 3 – фиксатор; 4 – толкатель; 5 – шарик;  
 6 – седло; 7 – штуцер слива; 8 – рычаг распределителя;  
 9 – корпус распределителя.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР

Лист

36

## 2.5 Проектирование катушки

Основными условиями, предъявляемыми к катушке будут:

- обеспечение передачи рабочей жидкости от насоса к рабочему органу и слив ее в бак;
- наматывание гидравлических рукавов необходимой длины.

Проведем расчет необходимых размеров катушки, исходя из заданной длины рукавов  $L = 5$  метров. Конструктивно максимальный габарит, который обеспечит свободное наматывание гидравлических рукавов равен 250 мм. Учитывая данное условие и то, что наружный диаметр рукава равен  $\varnothing 20$  мм определим внутренний диаметр катушки и ее ширину. Длина одного намотанного рукава определится по формуле:

$$L_0 = \pi D,$$

где  $D = D_{\max} - d_p$  м - средний диаметр намотки первого ряда;

$D_{\max}$  - максимальный диаметр катушки;

$d_p$  - диаметр рукава.

Для первого ряда  $D_{\max 1} = 0,25$  м;  $d_p = 0,02$  м.

Для второго ряда  $D_{\max 2} = 0,21$  м;  $d_p = 0,02$  м

Для третьего ряда  $D_{\max 3} = 0,17$  м;  $d_p = 0,02$  м

$$L_{01} = \pi(D_{\max 1} - d_p) = 3,14 \cdot (0,25 - 0,02) = 0,72 \text{ м}$$

$$L_{02} = \pi(D_{\max 2} - d_p) = 3,14 \cdot (0,21 - 0,02) = 0,59 \text{ м}$$

$$L_{03} = \pi(D_{\max 3} - d_p) = 3,14 \cdot (0,17 - 0,02) = 0,47 \text{ м}$$

Общая длина вертикального ряда равна:

$$L_{0в} = L_{01} + L_{02} + L_{03} = 0,72 + 0,59 + 0,47 = 1,78 \text{ м}$$

Определим количество горизонтальных рядов по формуле:

$$n = L / L_{0в} = 5 / 1,78 = 2,8$$

Примем три горизонтальных ряда и получим фактическую длину наматываемого шланга:

$$L_{\phi} = L_{0в} \cdot n = 1,78 \cdot 3 = 5,34 \text{ м}$$

Получаем внутренние конструктивные размеры катушки:

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР				

- наружный диаметр – 250 мм;
- внутренний диаметр – 170 мм;
- ширина – 60 мм.

Для унификации производства и сокращения затрат на изготовление остальные элементы примем с изготавливаемого серийно удлинителя барабанного. Полученная конструкция изображена на рисунке 2.17

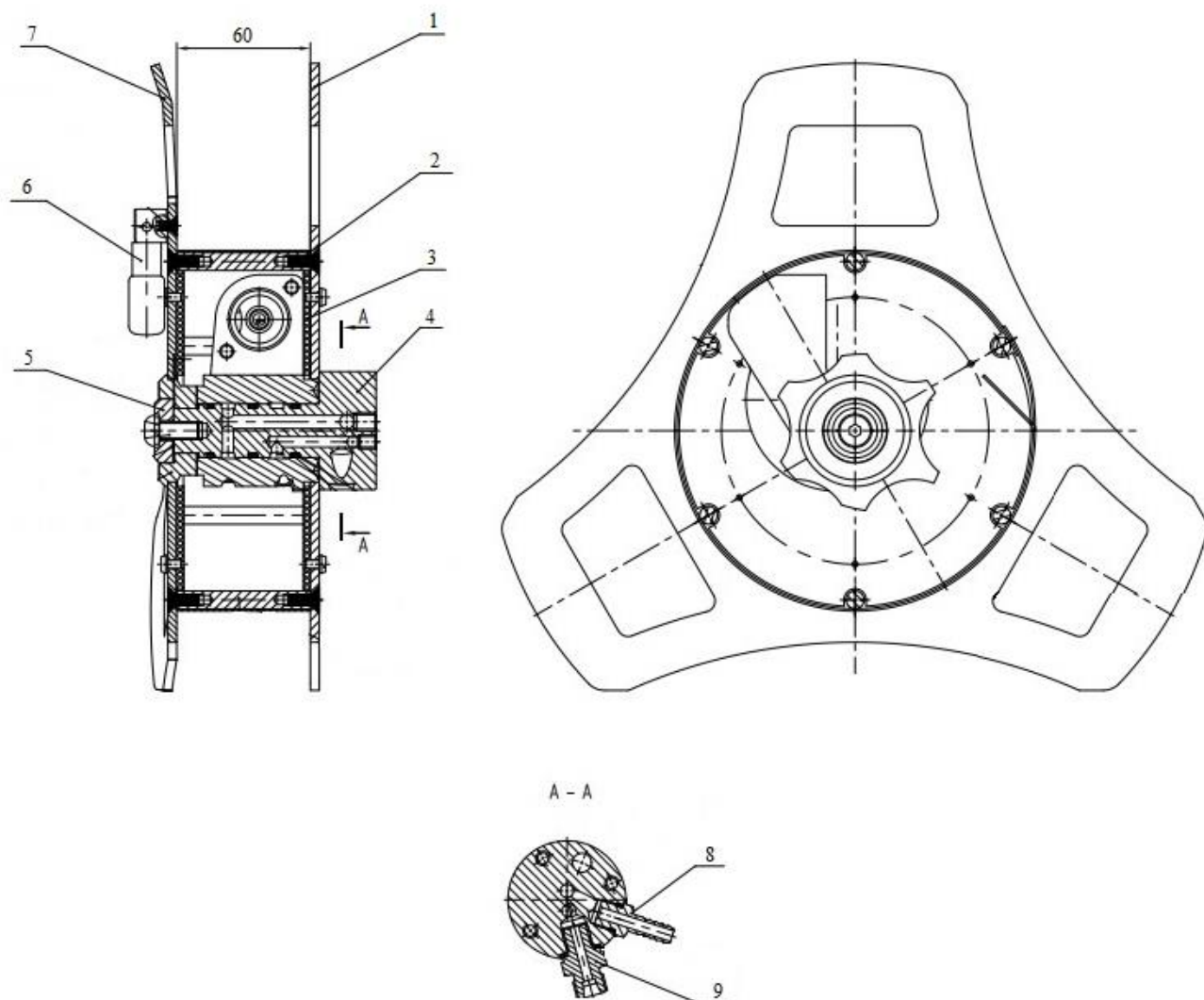


Рисунок 2.17 – Катушка:

- 1 – щека внутренняя; 2 – распорная втулка; 3 – корпус; 4 – ось;  
 5 – элементы фиксации корпуса; 6 – рукоятка; 7 – щека наружная;  
 8 – штуцер слива; 9 штуцер нагнетания.

## 2.6 Компоновка общего вида станции насосной на два инструмента

Произведем компоновку общего вида станции насосной на два инструмента, которая будет состоять из:

- узла насоса, в состав которого входят центробежный и аксиально-плунжерный насосы, конструкция которого показана на рисунке 2.15;
- распределителя потоков, конструкция которого показана на рисунке 2.16
- двигателя внутреннего сгорания «HONDA» GXH-50;
- шлангов с быстроразъемными клапанами КБ5;
- катушки, конструкция которой изображена на рисунке 2.17;
- бака со смотровым окном.
- рамы на которой расположены все элементы и которая имеет элементы переноса и установки на поверхность.

Общий вид станции насосной на два инструмента показан на рисунке 2.18.

## 2.7 Методика испытаний и полученные технические данные на готовом изделии

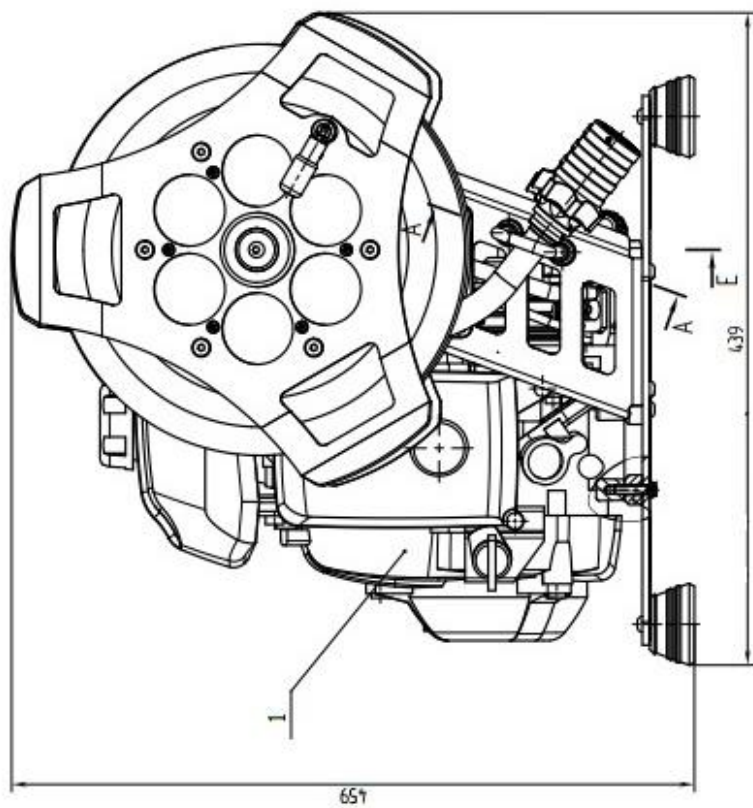
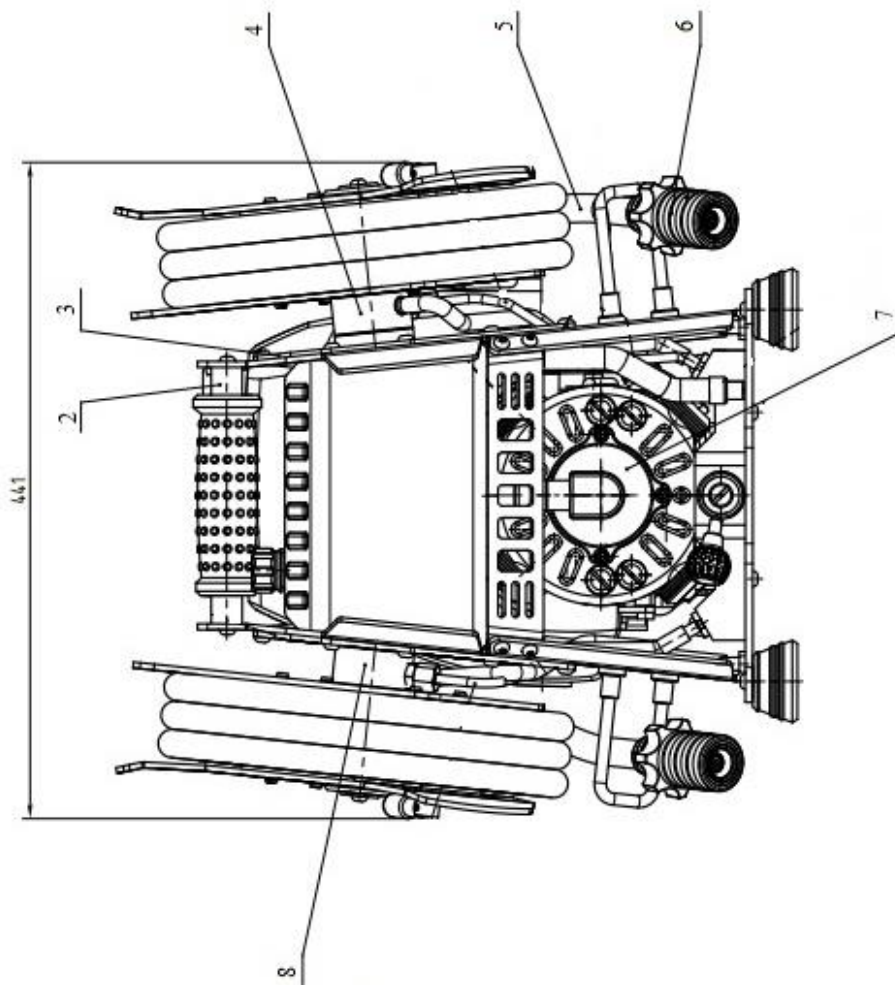
### 2.7.1 Методика испытаний

Созданный опытно-промышленный образец испытывается заводской комиссией. В процессе испытаний проверяют технические и эксплуатационные показатели изделия с учетом всех требований действующих стандартов, норм и правил по охране труда. В процессе испытаний контролируются основные рабочие характеристики созданного образца, а также параметры характеризующие опасные и вредные факторы.

Испытания изделия проводят в нормальных климатических условиях: температура, 15-35°C; атмосферное давление 84-107 кПа (630-800 мм рт.ст.). Средства измерения давления следует выбирать по ОСТ 100379, температуры - по ОСТ 1 00378, массы - по ОСТ 1 00380. Испытания проводит сборочный цех при участии и под контролем УТК, который дает заключение по результатам испытаний. Схема проверки станции насосной показана на рисунке 2.19. Испытания проводят в объеме и последовательности:

- соответствие станции насосной (в том числе его внешнего вида) сборочному чертежу и отсутствие коррозии;
- работоспособность станции насосной без нагрузки;
- работоспособность станции при рабочем давлении;
- герметичность и прочность;
- расход рабочей жидкости первой ступени;

									Лист
									39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР				



2.18 – Общий вид станции насосной на два инструмента.

1 – двигатель внутреннего сгорания «HONDA» GXH-50; 2 – рукоятка для переноса; 3 – рама;  
 4 – катушка; 5 – шланг; 6 – клапан КБ5; 7 – насос; 8 – бак со смотровым окном.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР

Лист

40

- расход рабочей жидкости второй ступени;
- затяжка и контровка крепежных элементов; масса изделия, заполненного рабочей жидкостью
- работоспособность, герметичность изделия при температуре окружающей среды минус 45 °С;
- работоспособность, герметичность изделия при температуре окружающей среды плюс 80 °С;

Проверку требования соответствие изделия (в том числе его внешнего вида) сборочному чертежу и отсутствие коррозии проверяют:

- внешний вид изделия;
- отсутствие коррозии;
- габаритные размеры

Испытания работоспособности, герметичности и прочности станции проводят на стенде. Проверка требования включает в себя:

- работоспособность изделия при давлении первой ступени (рисунок 2.20, рисунок 2.21, рисунок 2.22);
- работоспособность изделия при давлении второй ступени (рисунок 2.20, рисунок 2.21, рисунок 2.22);
- величину рабочего давления;

Герметичность и прочность проводят по следующей методике: регулируемым дросселем создать давления 10 МПа и 80 МПа.

Контролировать:

- герметичность;
- работоспособность при заданном давлении.

Для проверки работоспособности при температуре окружающей среды минус 40 °С изделие помещают в холодильную камеру и выдерживают в течение 2 ч после достижения в ней температуры (минус 40+5) °С. Изделие извлекают из камеры проводят испытание по выше перечисленной методике.

Для проверки работоспособности при температуре окружающей среды плюс 80 °С изделие помещают в тепловую камеру и выдерживают в течение 2 ч после достижения в ней температуры (плюс 80-5) °С. Изделие извлекают из камеры проводят испытание по выше перечисленной методике.

Результаты испытаний сведены в таблицу 1

Производиться разбор изделия и замер деталей. Все размеры деталей должны соответствовать первоначально изготовленным. Остаточная деформация упругих напряжений должна отсутствовать.

										Лист
										41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					

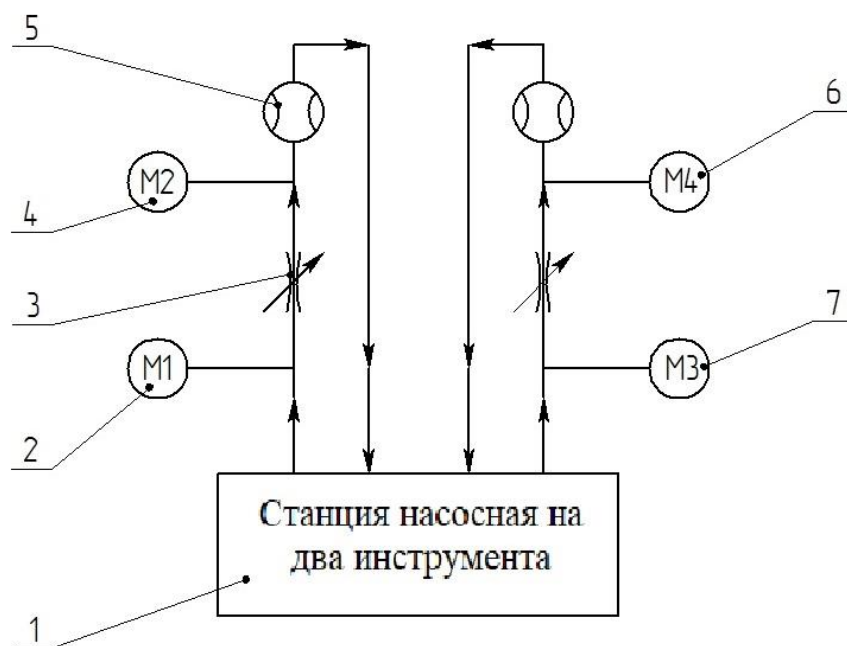


Рисунок 2.19 – Схема проверки станции насосной:  
 1 – станция насосная на два инструмента; 2 – манометр высокого давления; 3 – регулируемый дроссель; 4 – манометр низкого давления;  
 5 – расходомер; 6 – манометр низкого давления;  
 7 – манометр высокого давления.

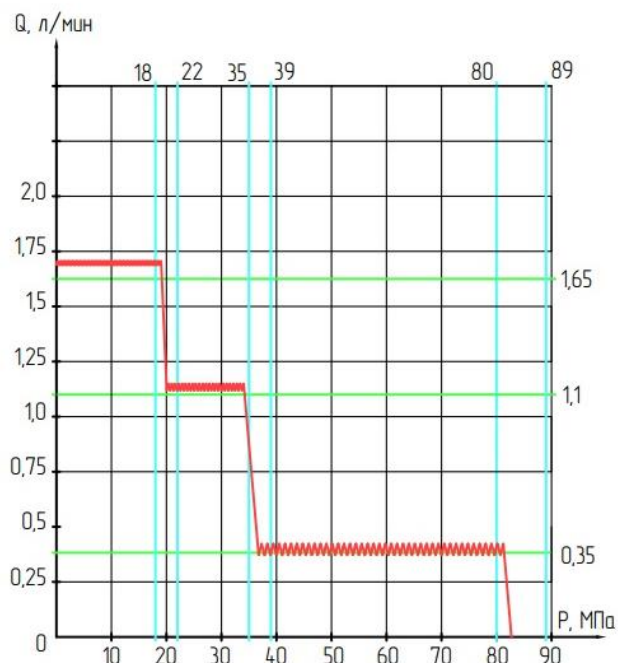


Рисунок 2.20 – Расход рабочей жидкости на первой линии.



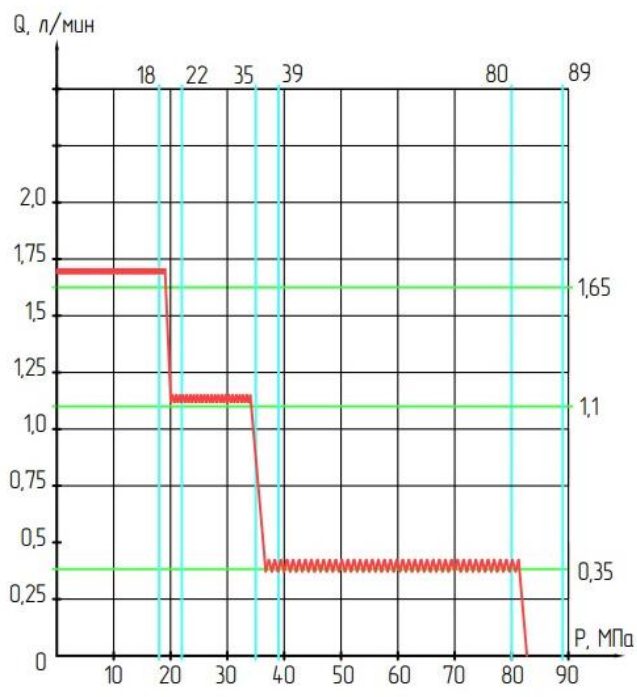


Рисунок 2.21 – Расход рабочей жидкости на второй линии.

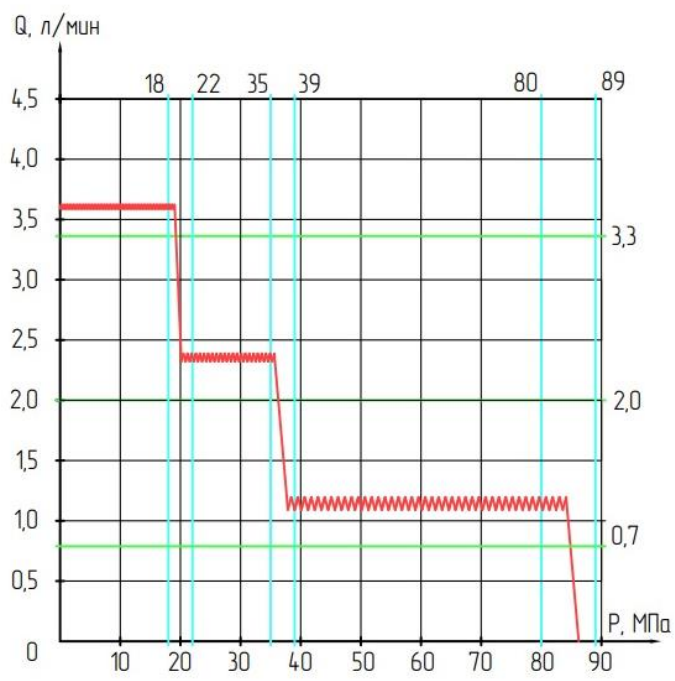


Рисунок 2.22 – Расход рабочей жидкости в турбо-режиме.

## 2.7.2 Полученные технические данные на готовом изделии

Рабочее давление, Мпа.....	80 <sup>+9</sup>
Тип привода.....	ДВС
Топливо двигателя.....	Бензин А-92
Время непрерывной работы двигателя, ч, не менее.....	0,5
Количество подключений.....	два инструмента
Турбо-режим.....	есть
Расход гидравлического масла, л/мин:	
– первая ступень.....	2 x 1,7
– вторая ступень.....	2 x 0,4
Расход масла при турбо-режиме, л/мин:	
– первая ступень.....	1 x 3,4
– вторая ступень.....	1 x 0,8
Рабочая среда	
– основная.....	Гидроникомойл FH51 MIL-H-5606
– Резервная.....	АМГ-10 ГОСТ 6794-75
Объем бака рабочей среды масла, л.....	3,0
Наличие индикатора уровня рабочей среды.....	есть
Диапазон температур окружающей среды, °С.....	от минус 45 до плюс 80
Диапазон температур рабочей жидкости, °С.....	от минус 45 до плюс 80
Пролив жидкости при расстыковке см <sup>3</sup> , не более.....	0,5
Давление при расстыковке клапана от инструмента МПа, не более.....	4
Размеры (Д x Ш x В), мм, не более.....	459 x 444 x 439
Вес, кг, не более.....	22
Длина шлангов, м.....	2 x 5
Климатическое исполнение согласно ГОСТ 15150-69.....	УХЛ

Показатели надежности и их значения должны соответствовать

Безотказность:	
Коэффициент готовности.....	0,98
Вероятность безотказной работы при наработке равной ресурсу до первого ремонта.....	0,99
Среднее время восстановления, ч.....	0,5
Долговечность:	
Начальный назначенный ресурс, ч.....	100

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					44

Ресурс до первого ремонта и межремонтный ресурс, ч.....	100
Назначенный ресурс, ч.....	500
Начальный назначенный срок службы, год.....	5
Срок службы до первого ремонта и межремонтный срок службы, год.....	6
Назначенный срок службы , год.....	21
Сохраняемость:	
Назначенный срок хранения, год.....	2

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					45

### 3 Безопасность жизнедеятельности

#### 3.1 Обеспечение безопасности проектируемого оборудования

При эксплуатации, обслуживании и ремонте гидравлического аварийно-спасательного инструмента работники организации могут быть подвержены воздействию различных физических и химических опасных и вредных производственных факторов:

- 1) отравление парами рабочей жидкости;
- 2) возможность получения травм при разрушении блока управления, либо при падении поднимаемого груза.

Безопасность оборудования обеспечивается правильным выбором принципов его действий, кинематических схем, конструктивных решений, рабочих тел, параметров рабочих процессов, использованием различных средств. Внешние контуры защитных устройств должны вписываться в контуры основного оборудования. Нужно стараться, чтобы эти защитные устройства позволяли решать несколько задач одновременно и по возможности совмещались с машинами и агрегатами, являясь их составной частью.

В разработанной станции насосной используются следующие защитные устройства.

1) при эксплуатации гидравлического аварийно-спасательного инструмента может произойти повреждение рукавов подвода и слива рабочей жидкости. Для исключения повышенно травматизма на рукава надеты защитные металлические пружины.

2) для автоматического выпуска избытка жидкой среды из системы высокого давления при чрезмерном повышении давления в ней в систему низкого давления или в атмосферу, используется предохранительный клапан, обеспечивающий безопасную эксплуатацию блока управления и предотвращение аварий.

Вид климатического исполнения гидравлической станции выбираем по [4]. Категория размещения:

- для макроклиматических районов с умеренным и холодным климатом;
- для всех макроклиматических районов на суше, кроме макроклиматического района с очень холодным климатом (общеклиматическое исполнение).

Изделие может эксплуатироваться при температуре от минус 40 до плюс 80°C и относительной влажности воздуха до 100%. Условия хранения по группе 2 [4] (для эксплуатации под навесом или в помещениях, где колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от колебаний на открытом воздухе и имеется сравнительно свободный доступ наружного воздуха, например, в палатках, кузовах, прицепах, металлических помещениях без теплоизоляции (отсутствие прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков)).

						15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			46

Большая мощность гидравлической станции для проведения аварийно-спасательных работ представляет большую опасность при неосмотрительном применении, Так как инструмент работает под высоким давлением (89 МПа), то корпус насоса станции насосной окрашивается в красный цвет для обозначения непосредственной опасности.

Меры безопасности при работе станции насосной с гидравлическим аварийно-спасательным инструментом.

1) Кусачки (ножницы) устанавливать к перерезаемой (перекусываемой) конструкции (детали) под углом 90°;

2) При резке (перекусывании) не удерживать инструмент в первоначальном положении силой, в процессе резки он может поворачиваться, следуя линии наименьшего сопротивления;

3) Следить за работой инструмента в процессе резания (перекусывания), за перемещением кусачек;

4) При перемещении кусачек в направлении, опасном для спасателей или других работающих лиц, следует немедленно отпустить предохранительную рукоятку;

5) При перемещении кусачек в направлении, опасном для спасателя или других работающих лиц, следует немедленно отпустить предохранительную рукоятку или повернуть ее в противоположном направлении;

6) При возникновении в ходе резки (перекусывания) непосредственной опасности для спасателя или пострадавшего работа должна быть немедленно прекращена;

7) При установке гидравлических домкратов не допускать отклонения их от вертикального положения, установку осуществлять только на устойчивые конструкции или подкладки;

8) При размещении домкрата под поднимаемой конструкцией или деталью поршень домкрата должен быть свободен от нагрузки;

9) При необходимости применения удлинительных трубок устанавливать их только со стороны, противоположной плунжеру во избежание изгиба плунжера и повреждения уплотнений;

10) Не допускать попыток подъема груза массой, превышающей грузоподъемность домкрата, использовать в этом случае несколько домкратов

11) При подъеме груза с гладкой (шлифованной) поверхностью между грузом и головкой домкрата следует класть деревянную прокладку;

12) В процессе работы, при подъеме и опускании груза следить за состоянием и устойчивостью домкрата и груза;

13) При появлении просачивания масла или жидкости между корпусом и поршнем домкрата или в других его частях работу прекратить, так как течь свидетельствует о превышении массы груза над грузоподъемностью домкрата.

										Лист
										47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					

### 3.2 Расчет предохранительной арматуры

Гидравлический агрегат должен быть оснащен предохранительным устройством, ограничивающим давление в напорной магистрали и инструменте до значения 110% максимального рабочего давления.

В качестве предохранительных устройств, в проектируемой станции, используем пружинные предохранительные клапаны.

В соответствии с рисунком 3.1 представлена диаграмма работы предохранительного клапана в зависимости от давления перед ним.

В период повышения давления от  $P_1$  до  $P_0$  преодолевается усилие пружины, уплотняющей затвор клапана. В период повышения давления от  $P_0$  до  $P_{max}$  шарик поднимается преодолевая сопротивление пружины. Снижение давления до  $P_3$  обеспечивает закрытие клапана, но при меньшем снижении давления против рабочего давления  $P_1$ .

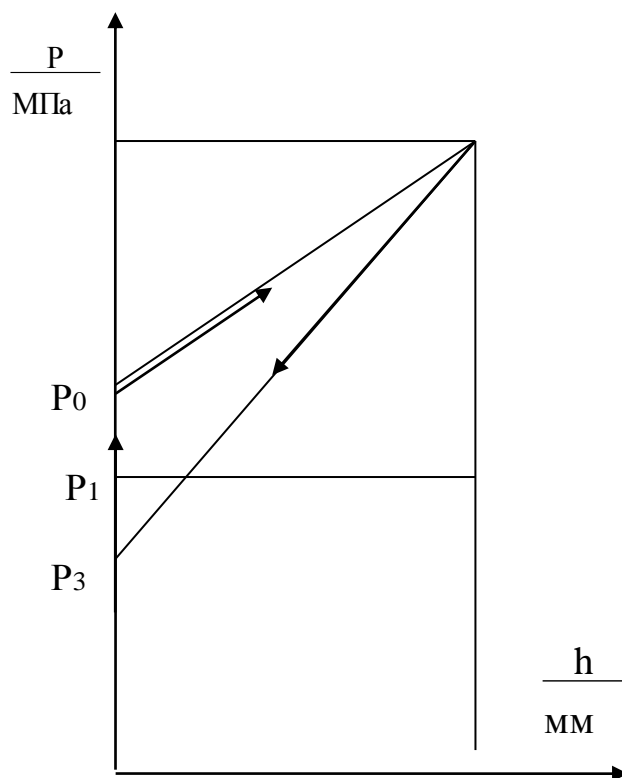


Рисунок 3.1 – Диаграмма работы предохранительного клапана:  
 $h$  – подъем шарика;  $P$  – давление

При проектировании предохранительных клапанов следует правильно подбирать пружину, при условии, что характеристики пружины соответствуют условиям ее работы. В частности прочностные характеристики пружины должны превышать давления нагружения ее. Подсчитаем рабочее и максимальное напряжения пружины и сравним их с допустимым касательным напряжением выбранной пружины. Методика расчета выбрана согласно ОСТ1 11208-73

Допускаемое касательное напряжение при кручении для пружины из используемого материала определяем по формуле [4,199]

$$[\tau] = 0.52 R_m, \text{ МПа},$$

где  $R_m$  – временное сопротивление разрыву [4,209],  $R_m = 2100$  МПа.

Допускаемое касательное напряжение равно

$$[\tau] = 0,52 \cdot 2010 = 1092 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение в пружине при рабочей деформации определяется по формуле [5,201]

$$\tau_2 = \kappa \frac{8F_2 D}{\pi d^3}, \text{ МПа},$$

где  $\kappa$  – коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины;

$F_2$  – сила пружины при рабочей деформации,  $F_2 = 817$  Н;

$D$  – средний диаметр пружины,  $D = 4$  мм;

$d$  – диаметр входного отверстия,  $d = 2,5$  мм.

Коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины, определяется по формуле

$$\kappa = \frac{4n-1}{4n-4} + \frac{0,615}{n}$$

$$\kappa = \frac{4 \cdot 2 - 1}{4 \cdot 2 - 4} + \frac{0,615}{2} = 1,1.$$

Тогда касательное напряжение в пружине равно

$$\tau_2 = \frac{1,1 \cdot 8 \cdot 817 \cdot 4}{3,14 \cdot 2,5^3} = 978 \text{ МПа}.$$

Максимальное касательное напряжение в пружине при ее полной деформации определяется по формуле

$$\tau_3 = \kappa \frac{8F_3 D}{\pi d^3}; \text{ МПа},$$

					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

где  $F_3$  – сила пружины при максимальной деформации,  $F_3 = 860$  Н.

Подставив значение в формулу, получаем

$$\tau_3 = 1,1 \cdot \frac{8 \cdot 860 \cdot 4}{3,14 \cdot 2,5^3} = 1028 \text{ МПа.}$$

Рабочее напряжение в пружине при ее полной деформации определяется по формуле, где  $d_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м – диаметр рабочей площади

$$\tau_4 = \kappa \frac{8F_4 D}{\pi d_1^3}; \text{ МПа,}$$

где  $F_4$  – сила пружины при рабочей деформации,  $F_4 = 157$  Н.

Подставив значение в формулу, получаем

$$\tau_4 = 1,1 \cdot \frac{8 \cdot 157 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,5^3} = 112 \text{ МПа.}$$

Сравним значение рабочего напряжения (расчетного) с допустимым касательным напряжением

$$\tau_4 < [\tau];$$

$$112 < 1092$$

Сравнение расчетных напряжений  $\tau_3$  и  $\tau_4$  с допускаемым касательным напряжением пружины  $[\tau]$  для пружинной проволоки диаметром 2 мм. Показывает работоспособность пружины и пригодно для установки в рабочий узел.

						Лист
					15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР	50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



## Заключение

С увеличением природных катаклизмов, с увеличением автомобильных катастроф, увеличением чрезвычайных ситуаций причиной которых является человек (пожары, террористические акты и т.д.) возникла необходимость в инструменте, который может перекусывать металл, поднимать блочные изделия и т.д, а он в свое время нуждается в источнике давления. Некоторые ситуации требуют моментального реагирования и тут немаловажным фактором будет является мобильность станции и легкость её перемещения на объектах работ.

Станция насосной на два инструмента отвечает всем данным требованиям. Высокие характеристики, простота и удобство в эксплуатации, многофункциональность и высокая эксплуатационная надежность делают станцию насосную надежным и незаменимым помощником для спасателей.

В результате проведенной работы были определены характеристики и количественные критерии эффективности станции насосной на два инструмента. Таким образом, цель работы достигнута, задачи – решены.

Выполненная работа имеет практическую ценность, а возможность использования этой станции в различных климатических условиях и средах, позволяет применять его на всей территории России.

										Лист
										51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					

## Библиография

- 1 Гидросистемы высоких давлений/ под ред. Ю.Н.Лаптева, В.И.Глухова. – М.: Машиностроение, 1973. – 149 с.
- 2 Гидравлика: учебник для вузов - 4-е изд., перераб. и доп. Р.Р.Чугаев /под ред. Р.Р.Чугаева, С.В.Избаш. – Ленинград: Энергоиздат, 1982. – 672 с.
- 3 ГОСТ 15150-69 - Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов.
- 4 Справочник машиностроителя: в 6 т. - 3-е изд., перераб. и доп. С.В.Серенсен/под ред. С.В.Серенсена, Н.С.Ачеркана, М.П.Вукаловича. – М.: Машиностроение, 1962. – Т3 – 651 с.
- 5 ОСТ1 11208-73 - Конструкция и размеры пружин.
- 6 Справочник конструктора – машиностроителя в 3 т. / под ред. И.Н. Жестоковой. – М.: Машиностроение, 2001. – Т2 – 901 с.
- 7 Справочник конструктора – машиностроителя в 3 т. / под ред. И.Н. Жестоковой. – М.: Машиностроение, 2001. – Т3 – 859 с.
- 8 [https://brmaster.ru/catalog/spasatelnoe\\_oborudovanie/gidravlichesкое\\_spasatelnoe\\_oborudovanie/nasosi\\_i\\_nasosnie\\_stantsii/gidravlicheskie-stantsii-dlya-dvuh-instrumentov\\_2/lukas-p-650-se-dhr-20\\_2/](https://brmaster.ru/catalog/spasatelnoe_oborudovanie/gidravlichesкое_spasatelnoe_oborudovanie/nasosi_i_nasosnie_stantsii/gidravlicheskie-stantsii-dlya-dvuh-instrumentov_2/lukas-p-650-se-dhr-20_2/)
- 9 <http://www.post-01.com.ua/catalog/pozharnoe-i-avarijno-spasatelnoe-oborudovanie/gidravlichesкое-oborudovanie-holmatro/maslostantsii/nasosnaya-stantsiya-benzinovaya-sr-32-pc-2-w.html>
- 10 <https://www.unfire01.ru/pozharnyj-magazin/product/gidravlichesкая-nasosnaya-stanciya-sng-63-2-2.html>
- 11 <http://agregat-avia.ru/produktsija/avarijno-spasatelnyjj-instrument/>

										Лист
										52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.05.2021.00.166.00.000ПЗ ВКР					