

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
Политехнический институт  
Факультет «Заочный Инженерно-Экономический»  
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН  
Рецензент, (должность)

\_\_\_\_\_ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_/Е.К.Спиридонов  
\_\_\_\_\_ 2017г.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И АНАЛИЗ РАБОТЫ  
ПЛАСТИНЧАТОГО НАСОСА ПЕРЕМЕННОЙ  
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ  
РАБОТЕ

ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ

Руководитель работы, (преподаватель)  
\_\_\_\_\_/А.В. Подзерко/  
\_\_\_\_\_ 2017г.

Автор проекта  
студент группы ПЗ-557  
\_\_\_\_\_/С.В. Мелёхин/  
\_\_\_\_\_ 2017г.

Нормоконтролер, (преподаватель)  
\_\_\_\_\_/А.В. Подзерко/  
\_\_\_\_\_ 2017г.

Челябинск 2017 г.

## АННОТАЦИЯ

Мелёхин С.В. Пояснительная записка к выпускной квалификационной работе по теме – Анализ работы и разработка конструкции пластинчатого насоса регулируемой производительности. Выпускная квалификационная работа. – Челябинск: ЮУрГУ, 2017. – 38 стр., 6 рисунков, 1 таблица, библиографический список – 8 наименований, 5 листов чертежей формата А1 и А2.

Цель выпускной квалификационной работы –

1. Разработать пластинчатый насос под заданные параметры  $Q=12$  л/мин,  $P=25$  Мпа рассчитав:
  - 1.1. Профилирование статорного кольца
  - 1.2. Расчет геометрии пластин
  - 1.3. Проходные сечения распределителя
  - 1.4. Вал
  - 1.5. Силы прижима распределительного диска к статору
2. Модернизировать конструкцию насоса для того, чтобы он стал регулируемым путем.
3. Показать зависимость подачи от давления в регулируемом насосе

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		3

## ОГЛАВЛЕНИЕ

АННОТАЦИЯ .....	2
ВВЕДЕНИЕ .....	5
ПРИНЦИП РАБОТЫ НАСОСА.....	7
1. ПРОФИЛИРОВАНИЕ СТАТОРНОГО КОЛЬЦА.....	10
2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ПЛАСТИН.....	14
2.1 РАСЧЕТ ДЛИНЫ ПЛАСТИН.....	14
2.2. РАСЧЕТ УГЛА НАКЛОНА ПЛАСТИН .....	15
2.3. РАСЧЕТ УГЛА СКОСА ВЕРХНЕЙ КРОМКИ ПЛАСТИНЫ.....	16
3. РАСЧЕТ ПРОХОДНЫХ СЕЧЕНИЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ .....	17
3.1 РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ ОСНОВНЫХ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН .....	17
3.2. РАСЧЕТ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН.....	18
3.3 РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ПЕРЕГОРОДОК РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ .....	19
3.4. РАСЧЕТ ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ОСНОВНЫХ ОКОН	20
3.4.1. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩИЙ ПРОРЕЗИ НАГНЕТАЮЩИХ ОКОН .....	20
3.4.2. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩЕЙ ПРОРЕЗИ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН .....	23
3.5. РАСЧЕТ ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ОКОН.....	24
3.5.1. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩЕЙ ПРОРЕЗИ НАГНЕТАЮЩИХ ОКОН .....	24
3.5.2. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩЕЙ ПРОРЕЗИ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН .....	26
3.5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН .....	26
4.ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА .....	29
4.1.ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ УЧАСТКОВ ВАЛА.....	29
4.2. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ .....	31
4.3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ.....	31
5. РАСЧЕТ СИЛ ПРИЖИМА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ДИСКА К СТАТОРУ .....	32
6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА .....	34
6.1. РАСЧЕТ ВАЛА НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ.....	34
6.2. РАСЧЕТ НА УСТАЛОЧНУЮ ПРОЧНОСТЬ .....	37
6.3. РАСЧЕТ ОПОР ВАЛА.....	38
7. РАСЧЕТ БОЛЬТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ КРЫШКИ И КОРПУСА .....	40
8. ИЗМЕНЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КАЧАЮЩЕГО УЗЛА .....	41
9. АНАЛИЗ КОНСТРКУЦИИ РЕГУЛИРОВОЧНОГО ВИНТА .....	43
10. РАСЧЕТ ЗАВИСИМОСТИ НАПОРА ОТ ДАВЛЕНИЯ В РЕГУЛИРУЕМОМ НАСОСЕ.....	45
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	46
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	47

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
ИЗ	Лист	№докум.	Подпис	Дат		4

## ВВЕДЕНИЕ

В современном машиностроении используются пластинчатые насосы и гидравлические двигатели, которые отличаются простотой и надежностью конструкции, а также компактностью и малым весом.

Пластинчатые насосы являются одними из самых передовых и дешевых типов насосов, используемых для автоматизации рабочих процессов в промышленности. По сравнению с шестернями пластинчатые насосы обеспечивают более равномерную подачу.

В станкостроительной промышленности плиточные насосы используются главным образом в гидравлических приводах для подачи агрегатных, сверлильных и расточных, токарных и фрезерных станков, а также в гидравлические приводы стола и другие механизмы шлифовальных станков в гидравлических приводах для транспортировки, индексирование, зажим и загрузка деталей, обработанных на автоматах.

Пластинчатые насосы также используются в гидравлических прессах, вилочных погрузчиках, экскаваторах, бульдозерах и других строительных машинах, в прокатном оборудовании (цветущие машины, прокатные станы), в автомобилях (усилители рулевого управления с усилителем, опрокидывающие механизмы для самосвалов), в химической технике (приводы для вращения различных смесителей), в судовых механизмах (лебедки лебедки для подъема груза, устройства для изменения высоты винта), каротажные машины для литья под давлением, пищевые машины и т. д.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		5

Пластинчатые насосы и гидравлические двигатели разделены на одно и несколько машин. В машинах однократного действия один оборот работает на оборот вала, включая процесс всасывания и разгрузки. В машинах двух или трех или более раз два, три или более рабочих цикла происходят на оборот вала соответственно.

Насосы одного действия выполняются как в регулируемых, так и в нерегулируемых версиях, а также несколько насосов в нерегулируемом исполнении. Преимуществом нескольких насосов является равновесие радиальных сил давления жидкости на роторе пластины, так что они пригодны для работы при более высоком давлении жидкости (140 кг / см<sup>2</sup> и выше), чем насосы одностороннего действия.

На плотностном оборудовании машины несколько уступают осевым роторно-поршневым насосам и гидравлическим двигателям - объемным КПД. Пластинчатые насосы с примерной скоростью потока от 6 до 200 л / мин и давлением 140 кг / см<sup>2</sup> (13,7 МПа) находятся в диапазоне 0,64-0,93 (более высокие значения применяются к более крупным насосам). В итоге, эффективность обычно составляет 0,41-0,82 (при работе на вязкость минерального масла 21 cst). В своей выпускной квалификационной работе проблема заключается в разработке пластинчатого насоса двойного действия с заданными характеристиками и возможности его модернизации в регулируемый насос.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		6

## ПРИНЦИП РАБОТЫ НАСОСА

На валу 1 насоса закреплен ротор 7, в канавках которого свободно перемещаются 10 пластин 9. Когда насос запускается, пластины выталкиваются с помощью центробежной силы, а затем во время работы контакт пластин с кривой статора 8 осуществляется с помощью центробежной силы и давления перекачиваемой жидкости, которая подается для этого под плитами. Процессы всасывания и разгрузки выполняются камерами насоса, каждая из которых образована двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, внешней цилиндрической поверхностью ротора, торцевой поверхностью крышки 4 корпуса и торцевой поверхностью Диск распределения 2.

Когда ротор вращается, объем камеры всасывания увеличивается, образуется вакуум, в результате чего камера заполняется всасываемой рабочей жидкостью. В то же время объем камеры впрыска уменьшается, рабочая жидкость подается в напорную линию. Для одного вращения ротора каждая камера 2 раза производит всасывание и перекачку рабочей жидкости. Таким образом, рассматриваемый насос имеет две всасывающие полости и две разгрузочные полости, которые соединены в одной всасывающей и одной линии давления обводными каналами в корпусе 3, распределительном диске 2 и крышке корпуса насоса 4. Такая конструкция насоса позволяет для уравнивания давления рабочей жидкости на роторе насоса, работа в двух полостях для инъекций, расположенных диаметрально противоположно и разгружающих подшипники. Особенностью этого насоса является наличие в каждом слоте ротора двух пластин 9, имеющих скошенные края на поверхностях, примыкающих к боковому диску 2, крышке корпуса 4 и статору 8, так что уплотнение между всасыванием и разгрузкой Полости снабжены двумя ребрами.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		7

Когда пластины проходят через всасывающую полость, пространство под пластинами соединяется с линией всасывания, а когда пластины проходят через полость разгрузки, пространство под пластинами соединяется с линией давления, так что они разгружаются радиально из Давление рабочей жидкости. Плиты производят всасывание и нагнетание рабочей жидкости, подобно поршнюм в роторно-поршневых насосах, и этот запас добавляется к основному потоку, перекачиваемому из камер между плитами. Распределительный диск 2 выполнен плавающим, и когда насос работает, он автоматически прижимается к статору под давлением рабочей жидкости.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		8

## ПОРЯДОК СБОРКИ-РАЗБОРКИ НАСОСА

Насос монтируется в следующем порядке: 1. На валу 1 поочередно устанавливаются распределительный диск 2 с уплотнительными кольцами 14, ротор 7 с пластинами 9, статор 8. В то же время распределительный диск и статор устанавливаются относительно друг друга с помощью штифта 20. 2. Крышка 4 корпуса с уплотнительным кольцом 12 и прижимным подшипником 18 установлена на валу 1. В этом случае необходимо убедиться, что штифт 20 на крышке входит в соответствующее отверстие в статоре. 3. Вал 1 установлен в корпусе 3, снабженном уплотнительным кольцом 13. 4. Крышка 4 корпуса привинчена болтами 11 к корпусу 3.

На другом конце вала установлены подшипник 17, стопорное кольцо 15 и хомут 16. Узел подшипника закрыт крышкой 5 через прокладку 6. Крышка закреплена на корпусе насоса с помощью винтов 12. На выходном конце вала установлена кнопка 19. 6. Для транспортировки насоса предусмотрены пробки 10, которые должны быть смазаны маслом I-40A ГОСТ 20799-88 перед установкой. Разберите насос в обратном порядке.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		9



## 1. ПРОФИЛИРОВАНИЕ СТАТОРНОГО КОЛЬЦА

Я выбрал в качестве профиля статора кривую, которая обеспечивает линейное изменение относительной скорости и постоянное ускорение пластины относительно ротора.

Рабочий объем насоса, которая выполнена по схеме, когда пластины участвуют в подаче, определяется как:

$$V_0 = 2\pi B \cdot (R - r_0)(R + r_0)$$

где  $V_0$  – рабочий объем насоса, см<sup>3</sup>/об;(1)

$R$  – больший радиус профиля, см;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, см;

$B$  – ширина ротора, см;

Чтобы исключить возможность вырыва пластин из статора и исходя из опыта использования насосов этого типа, мы установили следующие соотношения

$$\frac{R}{r_0} = K_1 = 1,05 \leq 1,27;$$

$$\frac{R}{B} = K_2 = 1,25 = (1,25 \dots 2,5).$$

(2)

Подставив выбранные параметры и соотношения в формулу (1), решим уравнение относительно  $R$ .

$$\frac{V_0}{R^3} = 2\pi \frac{1}{K_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1}\right) \left(1 + \frac{1}{K_1}\right)$$

$$\frac{V_0}{R^3} = \frac{2\pi}{K_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1^2}\right)$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_0 K_2}{2\pi \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1^2}\right)}} = \sqrt[3]{\frac{50 \cdot 1,25}{2 \cdot 3,14 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,05^2}\right)}} = 4,1 \text{ см} = 41 \text{ мм}$$

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		1

В итоге, получим:

$$r_0 = \frac{R}{K_1} = \frac{41}{1,05} = 39 \text{ мм}$$

Ширину ротора, определяем по формуле (1), по уже заранее известным  $R$  и  $r_0$ :

$$B = \frac{V_0}{2\pi(R^2 - r_0^2)} = \frac{50}{2 \cdot 3,14(4,1^2 - 3,9^2)} = 3,2 \text{ см} = 32 \text{ мм}$$

Осуществим проверку получившегося рабочего объема насоса:

$$V_0 = 2\pi B \cdot (R - r_0)(R + r_0) = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,2 \cdot (4,1^2 - 3,9^2) = 50,2 \text{ см}^3/\text{об},$$

Что по итогу отличается от заданного рабочего объема не более чем на 5% (0,006%);

Осуществим проверку выполнения условий (2):

$$\frac{R}{r_0} = \frac{4,1}{3,9} = 1,051 \leq 1,27;$$

$$\frac{R}{B} = \frac{4,1}{3,2} = 1,281 = (1,25 \dots 2,5).$$

Угол  $\alpha$ , внутри которого расположена кривая профиля статора, вычисляется как,

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varepsilon,$$

где  $\varepsilon = \beta + K_\beta$  – это угол, который соответствует уплотняющим перемычкам, внутри которого наш профиль образуется радиусами  $r_0$  и  $R$ ;

$\beta = \frac{2\pi}{z}$  – это угол, на котором расположены пластины;

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		1

$z$  – это количество пластин, которое учитывая во внимание рекомендации, мы примем  $z = 10$

$K_\beta = 4^\circ \dots 8^\circ$  ( $\varepsilon \geq \beta$  на величину  $K_\beta$  которая необходима для обеспечения герметичности насоса).

$$\beta = \frac{2 \cdot 180^\circ}{10} = 36^\circ = 0,628 \text{ рад}$$

$$\varepsilon = 36^\circ + 6^\circ = 42^\circ = 0,733 \text{ рад.}$$

$$\alpha = 90^\circ - 42^\circ = 48^\circ = 0,837 \text{ рад.}$$

Уравнение кривой статора  $\rho = f(\varphi)$  выглядит следующим образом:

$$0 \leq \varphi < \frac{\alpha}{2}, \quad \rho = r_0 + \frac{2 \cdot (R - r_0)}{\alpha^2} \varphi^2;$$

• При условии

$$\frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \alpha,$$

• При условии

$$\rho = 2r_0 - R + \frac{4 \cdot (R - r_0)}{\alpha} \left[ \varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha} \right] = 2r_0 - R + 4 \cdot (R - r_0) \left[ \frac{\varphi}{\alpha} - \frac{1}{2} \left( \frac{\varphi}{\alpha} \right)^2 \right].$$

Построим эскиз профиля статора. рис.1., получившееся расчетные данные приведем в табл.1.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		1

## Профилирование статорного кольца.

$\varphi$ , град	0	4	8	12	16	20	24	28	32
$\varphi/\alpha$	0	0,083	0,167	0,250	0,333	0,417	0,500	0,583	0,667
$(\varphi/\alpha)^2$	0	0,007	0,028	0,063	0,111	0,174	0,250	0,340	0,444
$0,5(\varphi/\alpha)^2$	0	0,003	0,014	0,031	0,056	0,087	0,125	0,170	0,222
$\rho$ , мм	39	39,028	39,111	39,25	39,444	39,694	40,00	40,306	40,556

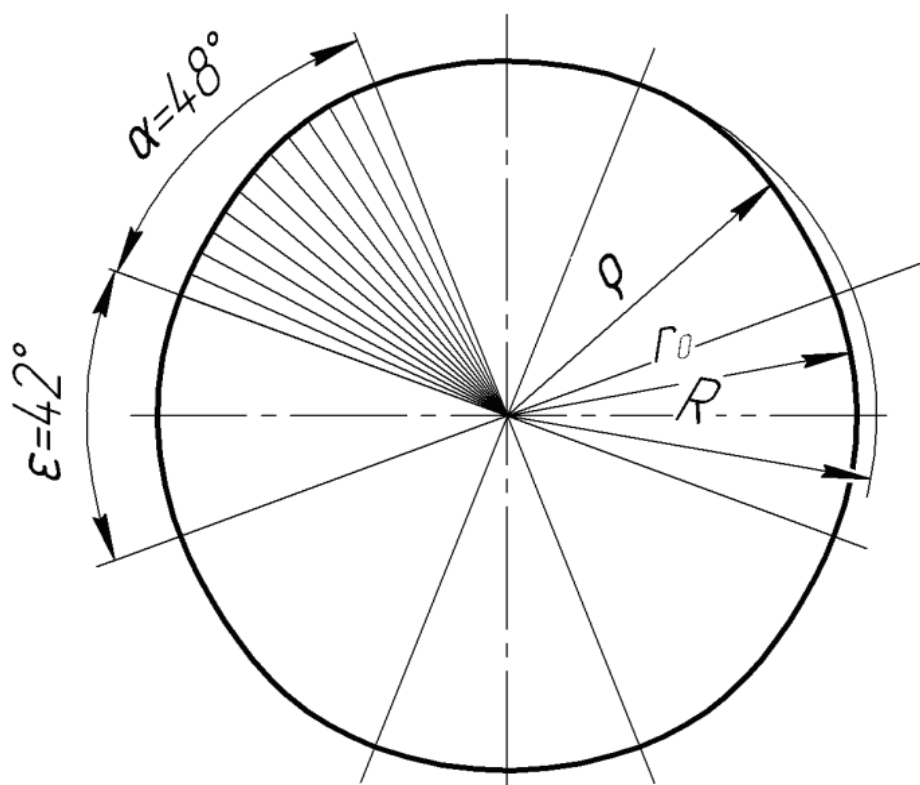


Рис.1. Эскиз статорного кольца.

## 2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ПЛАСТИН

### 2.1 РАСЧЕТ ДЛИНЫ ПЛАСТИН

Прижатие пластин только за счет центробежной силы вполне возможно соблюдая условия:

$$R - r_0 \leq \frac{\alpha^2 \left( r_0 - \frac{l}{2} \right)}{k_{\text{э}}} \quad (3)$$

где,  $k_{\text{э}}$  – коэффициент, учитывающий  $F_{\text{тр}}$  пластин в пазу, который определен экспериментально ( $k_{\text{э}} \geq 2$ );

$R$  – больший радиус профиля, мм;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, мм;

$l$  – длина пластины, мм.

Согласно (3), находим:

$$l \leq 2 \left( r_0 - \frac{4k_{\text{э}}(R - r_0)}{\alpha^2} \right)$$

$$l \leq 2 \left( 39 - \frac{4 \cdot 2(41 - 39)}{0,873^2} \right)$$

$$l \leq 36 \text{ мм}$$

Взяв зазор между поверхностью статора, описываемой малым радиусом и поверхностью ротора, описываемой радиусом 1 мм (учитывая рекомендацию найдём, что радиус ротора равен

$$r_p = r_0 - l = 38 \text{ мм}.$$

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		1

Тогда получим что, наибольшая длинна выступающей из ротора части пластины,  $l_1$ , равна

$$l_1 = R - r_p$$

$$l_1 = 41 - 38 = 3 \text{ мм}$$

Т.к. для нормальной работы насоса необходимо обеспечить  $\frac{l_1}{l_2} \leq 0,89$

где  $l_2$  – наименьшая длинна части пластины, находящейся в пазу ротора,

то:

$$\frac{l_1}{l_2} \leq 0,89$$

$$l_2 \geq \frac{l_1}{0,89}$$

$$l_2 \geq \frac{3}{0,89} = 3,4 \text{ мм}$$

Окончательно примем, что  $l_2 = l - l_1 = 7 \text{ мм}$ , тогда  $\frac{l_1}{l_2} = \frac{3}{7} = 0,43 < 0,9$ .

## 2.2. РАСЧЕТ УГЛА НАКЛОНА ПЛАСТИН

Максимальный допустимый угол наклона пластин по отношению к радиусу R:

$$\zeta = \frac{1}{2} \arctg \left( \frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0} \right), \quad (4)$$

где  $R$  – больший радиус профиля, мм;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, мм.

$$\zeta = \frac{1}{2} \arctg \left( \frac{4}{0,837} \cdot \frac{41 - 39}{41 + 39} \right) = 3,41^\circ.$$

При том угол  $\theta$  наклона пластин относительно радиуса ротора связан с  $\zeta$

как

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		1

$$\sin \zeta = \frac{r_p}{R} \sin \theta \quad (5)$$

Примем, что  $\theta = 4^\circ$ ,  $\zeta = 3,41^\circ$ :

$$\zeta = \arcsin\left(\frac{r_p}{R} \sin \theta\right),$$

$$\zeta = \arcsin\left(\frac{38}{41} \sin 4^\circ\right) = 3,71^\circ.$$

Надёжность работы пластин в смысле предотвращения заклинивания тогда определяется как,

$$K = \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{\operatorname{tg} \zeta} = \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{\operatorname{tg} 3,68^\circ} = 6,28 > 1. \quad (6)$$

### 2.3. РАСЧЕТ УГЛА СКОСА ВЕРХНЕЙ КРОМКИ ПЛАСТИНЫ

Угол скоса верхней кромки пластины находится по формуле:

$$\lambda = \operatorname{arctg}\left(\frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0}\right) - \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{b}{R + r_0} + \Delta \nu, \quad (7)$$

где  $\Delta \nu$  – запас по углу,  $\Delta \nu$  должно быть не менее  $10^\circ$ ,

$b$  – толщина пластины, мм, учитывая рекомендации, принимаем  $b = 1,5$  мм

$R$  – больший радиус профиля, мм;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, мм.

$$\lambda = \operatorname{arctg}\left(\frac{4}{0,837} \cdot \frac{41 - 39}{41 + 39}\right) - \frac{180^\circ}{3,14} \cdot \frac{1,5}{41 + 39} + 10 = 15,7^\circ$$

Примем  $\lambda = 20^\circ$ .

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		1

### 3. РАСЧЕТ ПРОХОДНЫХ СЕЧЕНИЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

#### 3.1 РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ ОСНОВНЫХ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН

Существенным значением для работы данного насоса является максимальная скорость всасывания рабочей жидкости, имеющая место при угле поворота ротора и рассчитывается как:

$$v_{max} = \frac{\omega B(R - r_0)(R + 3r_0)}{4\alpha \left[ r_0^2 - r_p^2 + \frac{r_0(R - r_0)}{3} + \frac{(R - r_0)^2}{20} \right]} \leq 7 \text{ м/с}, \quad (8)$$

где  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – угловая скорость вращения ротора;

$n, \text{ об/мин}$  – частота вращения вала насоса;

$R$  – больший радиус профиля, м;

$r_0$  – меньший радиус профиля статора, м;

$$\omega = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}.$$

$$v_{max} = \frac{157 \cdot 0,032(0,041 - 0,039)(0,041 + 3 \cdot 0,039)}{4 \cdot 0,837 \left[ 0,039^2 - 0,038^2 + \frac{0,039(0,041 - 0,039)}{3} + \frac{(0,041 - 0,039)^2}{20} \right]} = 4,12 \text{ м/с} \leq 7 \text{ м/с}$$

Значение скорости всасывания возможно уменьшить без значительного ущерба для производительности насоса из-за снятия фаски на роторе, области выреза находящимся на распределительном диске, через которую рабочая жидкость поступает в камеры насоса:

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		1



$$S_0 = \frac{\alpha}{120} [23(R^2 + r_0^2) + 14Rr_0 - 60r_p'^2], \quad (9)$$

где  $r_p' = 37,2 \text{ мм}$  – радиус ротора учитывая наличие фаски.

$$S_0 = \frac{0,837}{120} [23(41^2 + 39^2) + 14 \cdot 41 \cdot 39 - 60 \cdot 37,2^2] = 90,69 \text{ мм}^2.$$

### 3.2. РАСЧЕТ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН

В соответствии с выбранным профилем статора максимальная скорость пластин в канавках ротора происходит, когда и с учетом наклона пластин

равна 
$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{4(R - r_0)}{\alpha^2 \cos \zeta} \omega \varphi$$

$$\left( \frac{d\rho}{dt} \right)_{\max} = \frac{2 \cdot (R - r_0)}{\alpha \cos \zeta} \omega \quad (10)$$

$$\left( \frac{d\rho}{dt} \right)_{\max} = \frac{2 \cdot (0,041 - 0,039) \cdot 1000}{0,837 \cos 3,71^\circ} \cdot \frac{1}{60} = 0,08 \text{ м/с}$$

Тогда максимальный расход жидкости под пластинами можно рассчитать по формуле:

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		1

$$q_{max} = \left( \frac{d\rho}{dt} \right)_{max} \cdot 2b \cdot B \quad (11)$$

где  $b$  – толщина одной пластины, мм.

Поперечное сечение каналов под пластинами должно иметь площадь  $s$  (подвод жидкости идёт с двух сторон).

$$s = \frac{\pi d_{\text{вс}}^2}{4} = \frac{q_{max}}{2v_{\text{вmax}}}$$

где  $v_{\text{вmax}} = 1 - 2 \text{ м/с}$  – максимальная скорость жидкости при заполнении каналов под пластинами;

$d_{\text{вс}}$  – диаметр выполняемых каналов, м.

Тогда, диаметр вспомогательных каналов

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left( \frac{d\rho}{dt} \right)_{max} \frac{bB}{v_{\text{вmax}}}} \quad (12)$$

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot 0,08 \frac{0,0015 \cdot 0,027}{1}} = 0,0022 \text{ м} = 2,2 \text{ мм}$$

Учитывая конструкцию принимаем, что  $d_{\text{вс}} = 3 \text{ мм}$ .

Вспомогательные каналы под пластины расположим на радиусе

$$r_1 = r_0 - l - \frac{d_{\text{вс}}}{2} = 39 - 10 - \frac{3}{2} = 27,5 \text{ мм}$$

Окончательно примем, что  $r_1 = 28 \text{ мм}$ .

### 3.3 РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ПЕРЕГОРОДОК РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Расстояния от оси перегородки до границ основных всасывающих и нагнетательных окон в распределительных дисках,:

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		1

- На радиусе R:

$$h_1 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2} \quad (13)$$

$$h_1 = 41 \cdot \sin \frac{42^\circ}{2} = 14,7 \text{ мм},$$

Принимаем что,  $h_1 = 14,7 \text{ мм};$

- На радиусе r:

$$h_2 = r_0 \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2} \quad (14)$$

$$h_2 = 39 \cdot \sin \frac{42^\circ}{2} = 13,98 \text{ мм},$$

Принимаем что,  $h_2 = 14 \text{ мм}.$

### 3.4. РАСЧЕТ ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ОСНОВНЫХ ОКОН

#### 3.4.1. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ПРОРЕЗИ НАГНЕТАЮЩИХ ОКОН

Радиус, на котором расположены дросселирующие отверстия основных окон нагнетания можно рассчитать по формуле:

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		2

$$r_{n1} = \frac{r_0 + r_p}{2} \quad (15)$$

$$r_{n1} = \frac{39 + 38}{2} = 38,5 \text{ мм}.$$

Размеры прорези при переходе пластины из зоны всасывания в зону нагнетания можно рассчитать:

- Расчет полной длины прорези

$$l_{n1} = \frac{2 \cdot R}{\cos \omega_{n1}} \cdot \sin \frac{\varepsilon - \beta}{2} \cdot \sin \frac{\beta}{2}, \quad (16)$$

где  $\omega_{n1}$  – угол между направлением прорези и перпендикуляром к вертикальной оси симметрии диска ( $\omega_{n1} = 22^\circ$ )

$$l_{n1} = \frac{2 \cdot 41}{\cos 22^\circ} \cdot \sin \frac{42^\circ - 36^\circ}{2} \cdot \sin \frac{36^\circ}{2} = 1,43 \text{ мм}$$

- Угол на котором расположена рабочая часть прорези рассчитывается, как

$$\varphi_{n1} = \frac{180^\circ \cdot l_{n1}}{\pi \cdot r_{n1}} \quad (17)$$

$$\varphi_{n1} = \frac{180^\circ \cdot 1,4}{3,14 \cdot 38,5} = 2,1^\circ = 0,037 \text{ рад}.$$

- Размер прорези (учитывая, что жидкость подводится с двух сторон), рассчитывается по формуле:

$$a_{n1} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{\rho}{\mu^2 \cdot E_{ж}^2}} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot V_1 / 2 \cdot \sqrt{P_{нmax}}}{\varphi_{n1}}} \quad (18)$$

где  $n$  – частота вращения вала насоса,  $\text{с}^{-1}$ ;

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		2

$\rho$  – плотность рабочей жидкости (для индустриального масла  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ );

$\mu$  – коэффициент расхода, установленный экспериментально (для прорези треугольной формы  $\mu = 0,6 - 0,8$  [2, стр. 103]);

$E_{жс}$  – модуль упругости рабочей жидкости ( $E_{жс} = 1360 \cdot 10^6 \text{ Па}$ );

$p_{нmax}$  – наибольшее давление нагнетания ( $p_{нmax} = p_n$ ), Па;

$V_1$  – объём жидкости между пластинами на радиусе R, м<sup>3</sup>.

$$V_1 = \frac{B}{2} \cdot (R^2 - r_p^2) (\beta - \sigma), \quad (19)$$

где  $\sigma = \frac{2 \cdot 2b}{R + r_0} = \frac{2 \cdot 3}{41 + 39} = 0,075 \text{ рад}$  – угол, который учитывает объём, занимаемый пластинами.

$$V_1 = \frac{0,032}{2} \cdot (0,041^2 - 0,039^2) (0,628 - 0,075) = 1,42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

$$a_{n1} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{890}{0,7^2 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2}} \cdot \sqrt{\frac{1000/60 \cdot 1,42 \cdot 10^{-6} / 2 \cdot \sqrt{16 \cdot 10^6}}{0,037}} = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм}$$

Следующим образом, максимальное значение мгновенного расхода (учитывая дросселирующие щели) рассчитывается, как:

$$q_{max1} = \frac{9}{5} \mu \frac{n}{\varphi_{n1}} \sqrt{\frac{6 \cdot g \cdot p_n}{\gamma}} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_1^2 \cdot p_n \cdot \varphi_{n1} \cdot \gamma \cdot a_{n1}^2}{25 \cdot E_{жс}^2 \cdot \mu^2 \cdot g \cdot n}}, \quad (20)$$

где  $\gamma = 8700 \cdot 10^6 \text{ Па}$  – это удельный вес перекачиваемой жидкости,

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		2

$$q_{max1} = \frac{9}{5} \cdot 0,7 \cdot \frac{1000/60}{0,037} \sqrt{\frac{6 \cdot 9,81 \cdot 16 \cdot 10^6}{8700 \cdot 10^6}} \times$$

$$\times \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (1,42 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 0,037 \cdot 8700 \cdot 10^6 \cdot 0,001^2}{25 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,7^2 \cdot 9,81 \cdot 1000/60}} = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 3,3 \text{ см}^3/\text{с}$$

Таким образом коэффициент неравномерности подачи рассчитывается, как:

$$\delta_{нс1} = \frac{4 \cdot q_{max1}}{Q_u} \cdot 100\%, \quad (21)$$

где  $Q_u$  – это идеальная подача насоса,

$$Q_u = V_0 \cdot n$$

$$Q_u = 32,2 \cdot \frac{1000}{60} = 536,67 \text{ см}^3/\text{с}.$$

$$\delta_{нс1} = \frac{4 \cdot 3,3}{536,67} \cdot 100\% = 2,5\% < 5\% .$$

### 3.4.2. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩЕЙ ПРОРЕЗИ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН

Размеры дросселирующей прорези при переходе пластины из зоны нагнетания в зону всасывания можно рассчитать по формулам (16)-(19), подставив  $r_0$  вместо  $R$  :

$$-l_{n2} = \frac{2 \cdot 39}{\cos 21^0} \cdot \sin \frac{42^0 - 36^0}{2} \cdot \sin \frac{36^0}{2} = 1,35 \text{ мм} \quad (\omega_{n2} = 21^0);$$

$$-\varphi_{нс1} = \frac{180^0 \cdot l_{n2}}{\pi \cdot r_0} = \frac{180^0 \cdot 1,35}{3,14 \cdot 39} = 1,98^0 = 0,035 \text{ рад}$$

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		2

$$- V_2 = \frac{0,032}{2} \cdot (0,039^2 - 0,038^2) (0,628 - 0,075) = 6,81 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3 ,$$

$$a_{n2} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{890}{0,7^2 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2} \cdot \sqrt{\frac{1000/60 \cdot 6,81 \cdot 10^{-7} / 2 \cdot \sqrt{16 \cdot 10^6}}{0,035}}} = 0,0008 \text{ м} = 0,8 \text{ мм}$$

В итоге, максимальное значение мгновенного расхода на всасывании с учетом дросселирующие щели вычисляется по формуле:

$$q_{max2} = \frac{9}{5} 0,7 \frac{1000/60}{0,035} \sqrt{\frac{6 \cdot 9,81 \cdot 16 \cdot 10^6}{8700 \cdot 10^6}} \times$$

$$\times \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (6,81 \cdot 10^{-7})^2 \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 0,035 \cdot 8700 \cdot 10^6 \cdot 0,0008^2}{25 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,7^2 \cdot 9,81 \cdot 1000/60}} = 1,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 1,8 \text{ см}^3/\text{с}$$

Коэффициент неравномерности расхода во всасывающей магистрали можно найти, как:

$$\delta_{нс2} = \frac{4 \cdot q_{max2}}{Q_u} \cdot 100\%$$

$$\delta_{нс2} = \frac{4 \cdot 1,8}{536,67} \cdot 100\% = 1,3\% < 5\%$$

### 3.5. РАСЧЕТ ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ОКОН

Дросселирующие отверстия расположим на радиусе  $r_1 = 28 \text{ мм}$ .

#### 3.5.1. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩЕЙ ПРОРЕЗИ НАГНЕТАЮЩИХ ОКОН

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
ИЗ	Лист	№докум.	Подпис	Дат		2

Данный расчет мы ведём по формулам (16)-(18), (20),(21), подставив  $r_1$  вместо R:

$$- l_{n61} = \frac{2 \cdot 28}{\cos 10^\circ} \cdot \sin \frac{42^\circ - 36^\circ}{2} \cdot \sin \frac{36^\circ}{2} = 0,92 \text{ мм} \quad (\omega_{n61} = 10^\circ).$$

$$- \varphi_{n61} = \frac{180^\circ \cdot l_{n61}}{\pi \cdot r_1} = \frac{180^\circ \cdot 0,92}{3,14 \cdot 28} = 1,88^\circ = 0,033 \text{ рад}$$

$$- a_{n61} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{\rho}{\mu^2 \cdot E_{ж}^2}} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot V_6 \cdot \sqrt{p_{H \max}}}{\varphi_{n61}}}$$

где  $V_6$  – объём жидкости под пластинами.

$$V_6 = \frac{\pi d_{6c}^2}{4} B, \quad (22)$$

$$V_6 = \frac{3,14 \cdot 0,003^2}{4} 0,032 = 2,3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

$$a_{n61} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{890}{0,7^2 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2}} \cdot \sqrt{\frac{1000/60 \cdot 2,3 \cdot 10^{-7} / 2 \cdot \sqrt{16 \cdot 10^6}}{0,033}} = 0,0005 \text{ м} = 0,5 \text{ мм}$$

$$q_{\max 61} = \frac{9}{5} \mu \frac{n}{\varphi_{n61}} \sqrt{\frac{6 \cdot g \cdot p_H}{\gamma}} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_6^2 \cdot p_H \cdot \varphi_{n61} \cdot \gamma \cdot a_{n61}^2}{25 \cdot E_{ж}^2 \mu^2 \cdot g \cdot n}}$$

$$q_{\max 61} = \frac{9}{5} 0,7 \frac{1000/60}{0,033} \sqrt{\frac{6 \cdot 9,81 \cdot 16 \cdot 10^6}{8700 \cdot 10^6}} \times$$

$$\times \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (2,3 \cdot 10^{-7})^2 \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 0,033 \cdot 8700 \cdot 10^6 \cdot 0,0005^2}{25 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,7^2 \cdot 9,81 \cdot 1000/60}} = 6,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3 = 0,7 \text{ см}^3/\text{с}$$

В итоге коэффициент неравномерности подачи равен:

$$\delta_{нсв1} = \frac{4 \cdot 0,7}{536,67} \cdot 100\% = 0,5\% < 5\%.$$

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
ИЗ	Лис	№докум.	Подпис	Дат		2



### 3.5.2. РАЗМЕРЫ ДРОССЕЛИРУЮЩЕЙ ПРОРЕЗИ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН

- $$l_{нв2} = \frac{2 \cdot 28}{\cos 24^{\circ}} \cdot \sin \frac{42^{\circ} - 36^{\circ}}{2} \cdot \sin \frac{36^{\circ}}{2} = 0,99 \text{ мм} \quad , (\omega_{нв2} = 24^{\circ}).$$
- $$\varphi_{нв2} = \frac{180^{\circ} \cdot 0,99}{3,14 \cdot 28} = 2,03^{\circ} = 0,035 \text{ рад}$$
- $$a_{нв2} = 6 \cdot \sqrt[4]{\frac{2}{3} \cdot \frac{890}{0,7^2 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2}} \cdot \sqrt{\frac{1000/60 \cdot 2,3 \cdot 10^{-7} / 2 \cdot \sqrt{16 \cdot 10^6}}{0,035}} = 0,0005 \text{ м} = 0,5 \text{ мм}$$
- $$q_{\max нв2} = \frac{9}{5} \cdot 0,7 \cdot \frac{1000/60}{0,035} \sqrt{\frac{6 \cdot 9,81 \cdot 16 \cdot 10^6}{8700 \cdot 10^6}} \times$$

$$\times \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (2,3 \cdot 10^{-7})^2 \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 0,035 \cdot 8700 \cdot 10^6 \cdot 0,0005^2}{25 \cdot (1360 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,7^2 \cdot 9,81 \cdot 1000/60}} = 6,4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3 = 0,6 \text{ см}^3/\text{с}$$

И тогда коэффициент неравномерности расхода во всасывающем трубопроводе рассчитывается, как:

$$\delta_{нв2} = \frac{4 \cdot 0,6}{536,67} \cdot 100\% = 0,5\% < 5\%$$

### 3.5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВСАСЫВАЮЩИХ ОКОН

Положение вспомогательных всасывающих окон распределителя задается углами указанными на (Рис.2).

Для обеспечения гарантированной предварительной загрузки пластин до входа в зону впрыска в зону с постоянным радиусом на угол по отношению к геометрической нейтрали насоса добавляется дополнительное окно всасывания с давлением нагнетания:

- На радиусе R:

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		2

$$\gamma_1 = \frac{\varepsilon}{2} - \frac{90^\circ}{\pi} \left[ \frac{2b}{R} + \frac{2(r + l_{ng} + \Delta)}{r_1} \right] \quad (23)$$

где  $r = \frac{d_{ec}}{2} = 1,5 \text{ мм}$  – это радиус скругления вспомогательных окон;

$\Delta$  – величина перекрытий ( $\Delta = 0,5 - 1 \text{ мм}$ ).

$$\gamma_1 = \frac{42^\circ}{2} - \frac{90^\circ}{3,14} \left[ \frac{3}{41} + \frac{2(1,5 + 0,92 + 1)}{28} \right] = 12^\circ$$

- На радиусе  $r_0$ :

$$\gamma_2 = \frac{\varepsilon}{2} - \frac{90^\circ}{\pi} \left[ \frac{2b}{r_0} + \frac{2(r + l_{ng} + \Delta)}{r_1} \right] \quad (24)$$

$$\gamma_2 = \frac{42^\circ}{2} - \frac{90^\circ}{3,14} \left[ \frac{3}{39} + \frac{2(1,5 + 0,99 + 1)}{28} \right] = 12^\circ$$

Учитывая конструктивно примем  $\gamma_1 = 12^\circ, \gamma_2 = 12^\circ$ .

Положение вспомогательных окон, осуществляющих всасывание, можно задать углом  $\delta$  относительно геометрической нейтральной оси насоса:

- На радиусе  $R$ :

$$\delta_1 = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left[ r - \frac{r_1 2b}{2R} \right] = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left[ r - \frac{r_1 b}{R} \right] \quad (25)$$

$$\delta_1 = \frac{42}{2} + \frac{180^\circ}{3,14 \cdot 28} \left[ 1,5 - \frac{28 \cdot 1,5}{41} \right] = 22^\circ$$

- На радиусе  $r_0$ :

$$\delta_2 = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left[ r - \frac{r_1 2b}{2r_0} \right] = \frac{\varepsilon}{2} + \frac{180^\circ}{\pi r_1} \left[ r - \frac{r_1 b}{r_0} \right] \quad (26)$$

$$\delta_2 = \frac{42}{2} + \frac{180^\circ}{3,14 \cdot 28} \left[ 1,5 - \frac{28 \cdot 1,5}{39} \right] = 22^\circ$$

Учитывая конструкцию примем  $\delta_1 = 23^\circ$ ,  $\delta_2 = 24^\circ$  (см. рис.2).

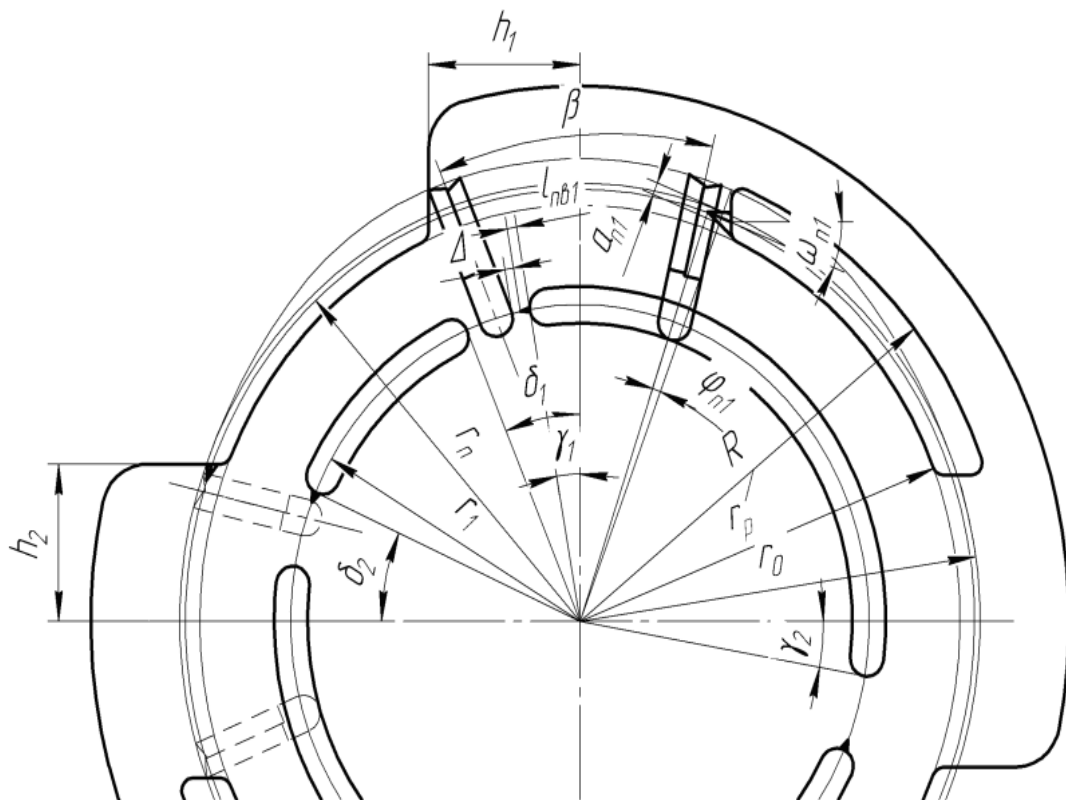


Рис.2 Эскиз распределительного диска.

## 4.ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

### 4.1.ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ УЧАСТКОВ ВАЛА

Учитывая гидромеханические потери и отсутствие подпора на входе в насос, крутящий момент на валу насоса, рассчитывается как:

$$M_{кр} = \frac{p_n \cdot V_0}{2\pi\eta}, \quad (27)$$

где  $p_n$  – давление нагнетания, Па;

$V_0$  – рабочий объём, м<sup>3</sup>/об;

$\eta$  – полный КПД насоса (для этой конструкции насоса  $\eta = 0,85$ )

$$M_{кр} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 32,2 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,85} = 96,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По условию статической прочности в соответствии с теорией наибольших касательных напряжений мы можем определить диаметр вала, который изготовлен из стали 45 ГОСТ 1050-88 и загружаемого только крутящим моментом (эквивалентный крутящий момент равен кручению) :

$$\frac{M_{кр}}{W_x} \leq \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad W_x = \frac{\pi d_e^3}{32},$$

$$\frac{32M_{кр}}{\pi d_e^3} \leq \frac{\sigma_T}{n_T},$$

$$d_e \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{кр}n_T}{\sigma_T\pi}}, \quad (28)$$

где  $\sigma_T = 360 \cdot 10^6 \text{ Па}$  – предел текучести материала;

$n_T = 2$  – коэффициент запаса прочности.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		2

$$d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 96,5 \cdot 2}{360 \cdot 10^6 \cdot 3,14}} = 0,0176 \text{ м} = 17,6 \text{ мм},$$

Учитывая посадки на конец вала игольчатого подшипника, принимаем  $d_6 = 20 \text{ мм}$ . Назначим подшипник 4254902 ГОСТ 4657-82.

Диаметр вала под ротор находим из условия технологической выполнимости эвольвентного шлицевого соединения. Назначаем шлицевое эвольвентное соединение ГОСТ 6033-80: наружный диаметр  $D_3 = 25 \text{ мм}$ , модуль  $m = 1,25 \text{ мм}$ , количество зубьев  $z = 18$ .

При этом диаметр впадин шлицев:

$$d_f = D - 2,2m = 25 - 2 \cdot 1,25 = 22,5 > d_6.$$

Для крепления насоса к электродвигателю секция выходного вала имеет коническую форму заданную по ГОСТ 12081-72 диаметром 30 мм. Соединение - соединение с тороподобной оболочкой 200-1-30-2-38-1 ГОСТ 20884-93. На диаметр вала  $d_{вп/п} = 30 \text{ мм}$  мы назначили подшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами 32206 ГОСТ 8328-75.

Диаметр буртика под подшипник,  $d_{бп}$ :

$$d_{бп} \geq d_{вп/п} + 3r = 30 + 3 \cdot 2 = 36 \text{ мм},$$

где  $r = 2 \text{ мм}$  – это координата фаски подшипника.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		3

#### 4.2. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Прочность шлицевого соединения можно определить по формуле,

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{k \cdot z \cdot h \cdot l_z \cdot d_m} \leq [\sigma_{см}], \quad (29)$$

где  $[\sigma_{см}] = 35 \text{ МПа}$  – это допускаемое напряжение на смятие шлица;

$k \approx 0,7 \dots 0,8$  – это коэффициент, который учитывает неравномерность распределения усилия возникающего между зубьями;

$z$  – это число зубьев;

$h \approx m = 1,25 \text{ мм}$  – это высота поверхности контакта зубьев;

$l_z$  – это рабочая длина зубьев;

$d_m = m \cdot z = 1,25 \cdot 18 = 22,5 \text{ мм}$  – расчетный диаметр поверхности контакта.

$$l = \frac{2M_{кр}}{[\sigma_{см}] \cdot k \cdot z \cdot h \cdot d_m} = \frac{2 \cdot 96,5}{35 \cdot 0,8 \cdot 18 \cdot 1,25 \cdot 22,5} = 0,0136 \text{ м} = 13,6 \text{ мм} < B$$

В итоге условие выполняется.

#### 4.3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Назначим призматический ключ в соответствии с ГОСТ 23360-78. Мы назначали поперечные сечения ключей диаметру вала  $d = 30 \text{ мм}$ , для которых по ГОСТ 23360-78:  $b = 5 \text{ мм}$  – ширина и  $h = 5 \text{ мм}$  – это высота ключа. Из рабочего состояния ключей к выпучиванию определили расчетную длину ключа  $l_p$ :

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot M_{кр} \cdot 1000}{h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}], \quad (30)$$

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		3

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{кр} \cdot 1000}{h \cdot d \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{4 \cdot 96,5 \cdot 1000}{5 \cdot 30 \cdot 120} = 21,4 \text{ мм}$$

$l = l_p + b = 21,4 + 5 = 26,8$  мм. По ГОСТ 23360-78 оценочно примем  $l = 28$  мм.

Т.к. длина полумуфты  $l_{пм} = 40$  мм. По ГОСТ 23360-78 уточним длину шпонки  $l = 28$  мм.

## 5. РАСЧЕТ СИЛ ПРИЖИМА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ДИСКА К СТАТОРУ

Сила, которая прижимает диск к ротору,  $P_n$ , Н:

$$P_n = p_n F_n, \quad (31)$$

где  $F_n$  – это площадь прижима диска, мм<sup>2</sup>;

$p_n$  – это давление нагнетания, МПа.

Площадь прижима диска равна кольцевой поверхности между диаметрами  $d_7$  и  $d_8$  (см. рис.3) за вычетом площади двух нагнетательных окон (в разрезе В–В заштрихованы):

$$F_n = \frac{\pi}{4} (d_7^2 - d_8^2) - 2(d_7 - d_4) \left[ \frac{\pi}{16} (d_7 + d_4) - \frac{h_1 + h_2}{2} \right]$$

$$F_n = \frac{3,14}{4} (95^2 - 45^2) - 2(95 - 68,4) \left[ \frac{3,14}{16} (95 + 68,4) - \frac{14,7 + 14}{2} \right] = 4552 \text{ мм}^2$$

Следовательно прижимающая сила,

$$P_n = 16 \cdot 4552 = 72832 \text{ Н}$$

Для нахождения отжимающей силы определяем зону отжима угол  $\alpha_{ОВ} = 180^\circ - \alpha = 180^\circ - 48^\circ = 132^\circ$ .

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		3

Всю поверхность торца диска, на которую действует отжимающее давление, делим на 3 участка, на каждом из которых распределение давления принимается по одному закону, рис.3.

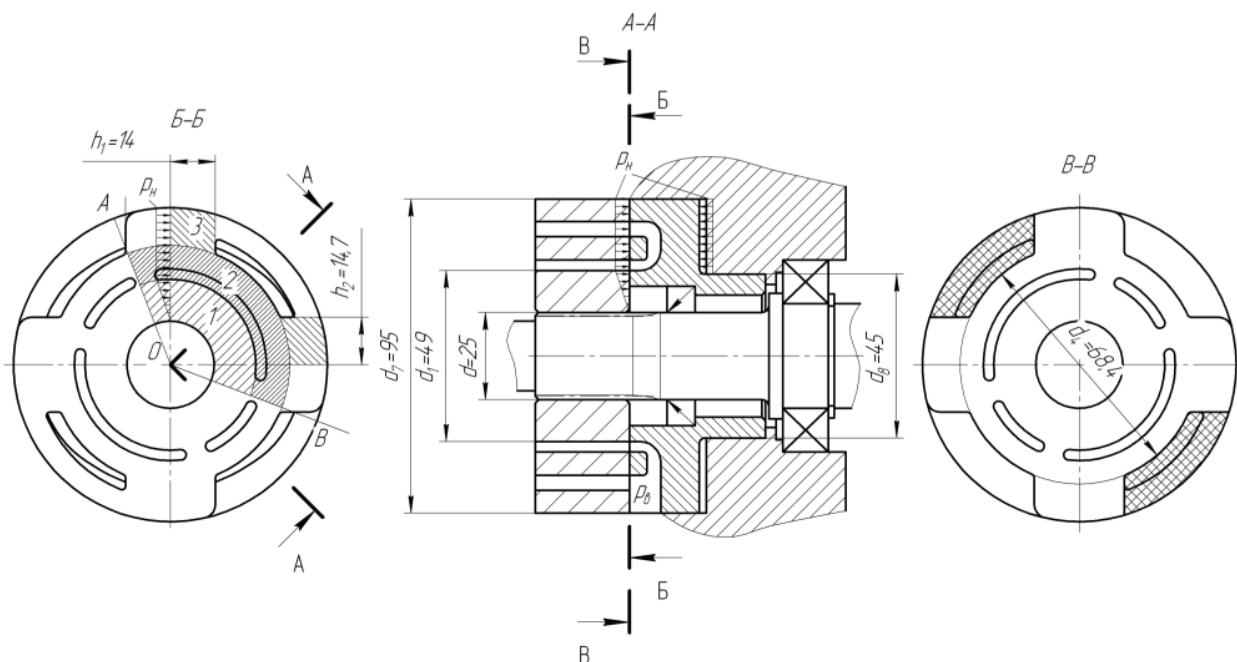


Рис.3. Схема для расчета сил, действующих на распределительный диск.

Участок I – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d$  и  $d_1$ . На участке между  $d$  и  $d_1$  принимаем изменение давления по линейному закону, см. рис.3. Отжимающая сила на первом участке,

$$P_I = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \left[ \frac{\pi}{4} d_1^2 p_n - \frac{\pi}{12} (d_1^2 + d^2 + d_1 d) p_n \right] = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \frac{\pi}{12} (2d_1^2 - d^2 - d_1 d) p_n$$

$$P_I = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \frac{3,14}{12} (2 \cdot 49^2 - 25^2 - 49 \cdot 25) 16 = 9063 \text{ Н.}$$

Участок II – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_1$  и  $d_4$ . На всей поверхности этого участка действует давление нагнетания, см. рис.3. Отжимающая сила на втором участке,



$$P_{II} = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_1^2) p_n$$

$$P_{II} = \frac{2 \cdot 132^0}{360^0} \frac{3,14}{4} (68,4^2 - 49^2) 16 = 20978 \text{ Н.}$$

Участок III – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами  $d_4$  и  $d_7$  и шириной  $h_1+h_2$ . На всей поверхности этого участка действует давление нагнетания и таких участков будет четыре, см. рис.3. Отжимающая сила на третьем участке,

$$P_{III} = 4(h_1 + h_2) \left( \frac{d_7}{2} - \frac{d_4}{2} \right) p_n = 2(h_1 + h_2)(d_7 - d_4)p_n$$

$$P_{III} = 2(14,7 + 14)(95 - 68,4)16 = 24429 \text{ Н.}$$

Таким образом, общая сила отжима,

$$P_o = P_I + P_{II} + P_{III} = 9063 + 20978 + 24429 = 54470 \text{ Н.}$$

Для нормальной работы насоса должно выполняться условие

$$\frac{P_n}{P_o} \geq 1,3.$$

$$\frac{72832}{54470} = 1,34 \geq 1,3$$

Следовательно, данная конструкция работоспособна по условию прижима распределительного диска.

## 6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА

### 6.1. РАСЧЕТ ВАЛА НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Поскольку ротор насоса выгружается из-за действия радиальной силы, то на валу насоса действуют момент  $M_{kr}$  и изгибающий момент  $M_i$  от радиальной силы  $F_m$ , которая появляется на половине муфты.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		3

Радиальная сила от действия муфты:

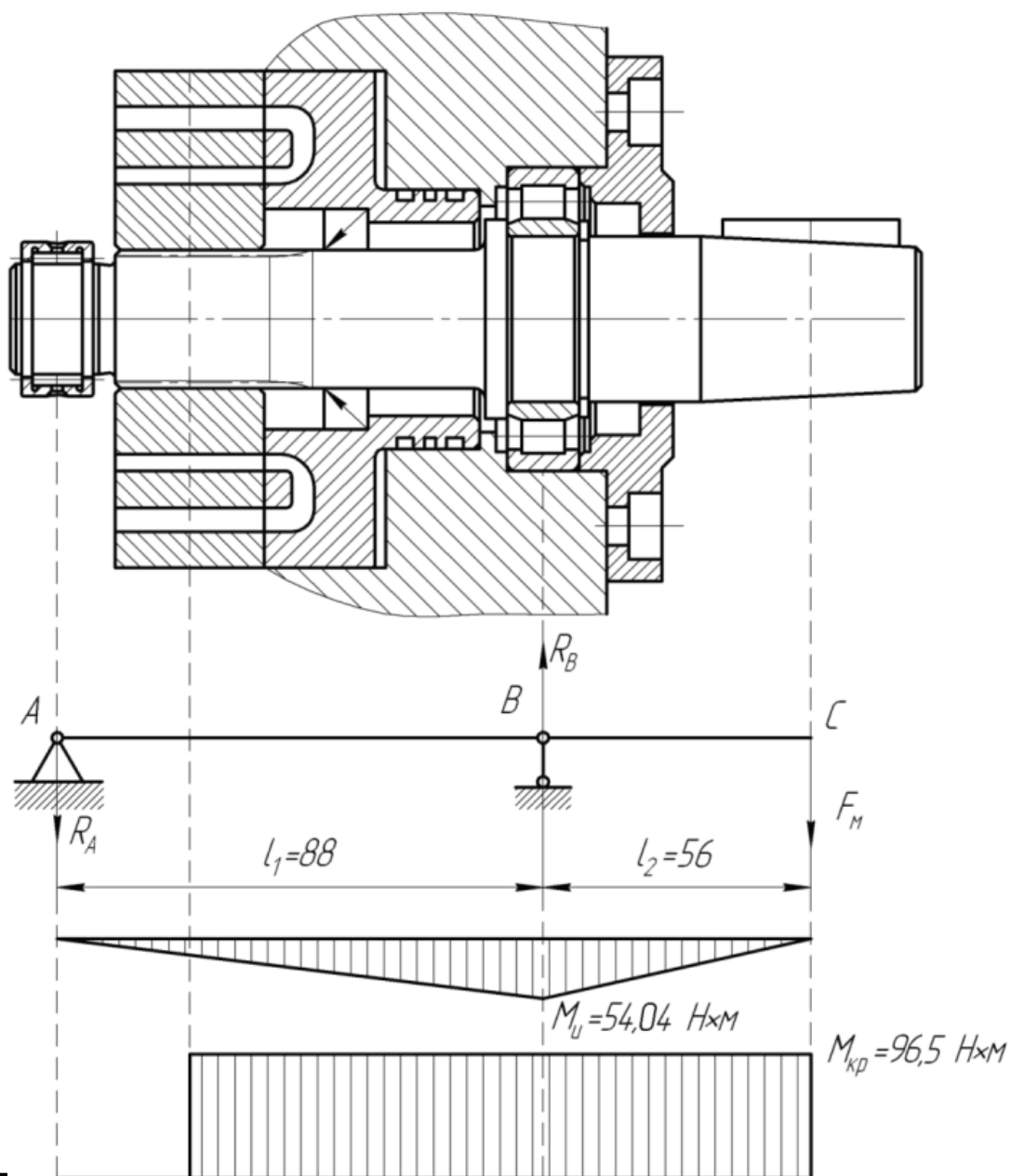
$$F_m = \frac{2M_{кр}}{D_0}, \quad (32)$$

где  $D_0$  – средний диаметр на котором расположены упругие элементы муфты,  
 $D_0 = D$ ;

$D = 200$  мм – наружный диаметр муфты.

$$F_m = \frac{2 \cdot 96,5}{0,200} = 965 \text{ Н}.$$

Составляем расчетную схему (рис.4), на которую наносим все внешние силы, нагружающие вал.



ИЗ	Лист	№докум.	Подпис	Дат
----	------	---------	--------	-----

ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ

Лист

3

Рис.4. Расчетная схема вала.

Значения реакций определяем по расчетной схеме:

$$\sum M_A = 0 : R_B \cdot l_1 - F_m(l_1 + l_2) = 0 \Rightarrow R_B = \frac{F_m \cdot (l_1 + l_2)}{l_1}$$

$$R_B = \frac{965 \cdot (0,088 + 0,056)}{0,088} = 1579 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 : R_A \cdot l_1 - F_m l_2 = 0 \Rightarrow R_A = \frac{F_m \cdot l_2}{l_1}$$

$$R_A = \frac{965 \cdot 0,056}{0,088} = 614 \text{ Н}$$

Под расчетной схемой строим эпюры изгибающего  $M_{из}$  и крутящего  $M_{кр}$  моментов с указанием их значений. Опасными является участок вала под подшипником (точка В) и участок вала под распределительным диском.

Эквивалентный момент:

$$M = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{54,04^2 + 96,5^2} = 110,6 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

где  $M_{из} = F_m \cdot l_2 = 965 \cdot 0,056 = 54,04 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – изгибающий момент в точке В.

По третьей гипотезе прочности, диаметр вала должен быть не менее

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{32M \cdot n_T}{\sigma_T \pi}}$$

где  $\sigma_T = 360 \cdot 10^6 \text{ Па}$  – предел текучести материала;

$n_T = 2$  – коэффициент запаса прочности.

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 110,6 \cdot 2}{360 \cdot 10^6 \cdot 3,14}} = 0,0184 \text{ м} = 18,4 \text{ мм}$$

$$25 \text{ мм} > 18,4 \text{ мм}$$

(условие выполняется).

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№ докум.	Подпис	Дат		3

## 6.2. РАСЧЕТ НА УСТАЛОЧНУЮ ПРОЧНОСТЬ

При совместном действии напряжений кручения и изгиба коэффициент запаса усталостной прочности определяют по формуле:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (33)$$

где  $[n]=2,5 \dots 3$  – требуемый коэффициент запаса прочности,

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_n} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_c} \quad \text{– запас усталостной прочности вала по изгибу};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_M \varepsilon_n} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_c} \quad \text{– запас усталостной прочности вала по кручению};$$

$\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$ ,  $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$  – пределы выносливости гладких валов при симметричном цикле изгиба и кручения (материал – Сталь 45);

$\psi_{\sigma} = 0,05$ ,  $\psi_{\tau} = 0$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений;

$\varepsilon_M = 0,72$  – масштабный фактор;

$\varepsilon_n = 0,96$  – фактор качества поверхности;

$k_{\sigma} = 2,5$ ,  $k_{\tau} = 1,8$  – коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении.

Амплитуды напряжений цикла:

$$\sigma_a = \frac{32 M_u}{\pi \cdot d^3}, \quad (34)$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 54,04}{3,14 \cdot 0,03^3} = 20,4 \text{ МПа};$$

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		3

$$\tau_a = \frac{16M_{кр}}{\pi d^3} \quad (35)$$

$$\tau_a = \frac{16 \cdot 96,5}{3,14 \cdot 0,03^3} = 18,21 \text{ МПа} .$$

Средние напряжения циклов:  $\sigma_c = 0$  ,  $\tau_c = 0$  , т.к. симметричный цикл нагружения.

$$n_\sigma = \frac{250}{\frac{2,5}{0,72 \cdot 0,96} 20,4 + 0} = 3,39; \quad n_\tau = \frac{150}{\frac{1,8}{0,72 \cdot 0,96} 18,21 + 0} = 3,16$$

$$n = \frac{3,39 \cdot 3,16}{\sqrt{3,39^2 + 3,16^2}} = 2,31 \geq (1,3...2)$$

$2,31 \geq (1,3...2)$  (условие выполняется)

### 6.3. РАСЧЕТ ОПОР ВАЛА

Долговечность подшипников машин, работающих с неполной нагрузкой в одну смену, рекомендуется  $L_h = 15000$  ч .

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{тр} = P_{эkv} \sqrt[p]{\frac{L_h n 60}{10^6}} \leq [C], \quad (36)$$

где  $n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$ - номинальная долговечность, ч;

$[C]$  – динамическая грузоподъемность, Н;

$p$  – показатель степени, для роликовых подшипников  $p = 10/3$ ;

$P_{эkv}$  – эквивалентная нагрузка.

Для игольчатого подшипника 4254902 ГОСТ 4657-82,  $C=7330$  Н,  $C_0=5400$  Н.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		3

$$P_{экс} = F_r K_\sigma K_t,$$

где  $F_r = R_A$  – радиальная реакция опоры;

$K_\sigma$  – динамический коэффициент (при лёгких толчках и кратковременных перегрузках,  $K_\sigma=1,2$ );

$K_t$  – температурный коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника  $t$  ( $K_t=1$  при  $t < 100^\circ \text{C}$ ), [8, стр. 84,139].

$$C_{mp} = 614 \cdot 1,2^{10/3} \sqrt[3]{\frac{15000 \cdot 1000 \cdot 60}{10^6}} = 5671 \leq [C]$$

$$5671 < 7330$$

Условие выполняется.

Для подшипника радиального с короткими цилиндрическими роликами 32206 ГОСТ 8328-754657-82,  $C=17300 \text{ Н}$ ,  $C_0=11400 \text{ Н}$ .

$$P_{экс} = F_r K_\sigma K_t,$$

где  $F_r = R_B$  – радиальная реакция опоры;

$K_\sigma$  – динамический коэффициент (при лёгких толчках и кратковременных перегрузках,  $K_\sigma=1,2$ );

$K_t$  – температурный коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника  $t$  ( $K_t=1$  при  $t < 100^\circ \text{C}$ ).

$$C_{mp} = 1579 \cdot 1,2^{10/3} \sqrt[3]{\frac{15000 \cdot 1000 \cdot 60}{10^6}} = 14583 \leq [C]$$

$$14583 < 17300$$

Условие выполняется.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		3

## 7. РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ КРЫШКИ И КОРПУСА

Для крепления крышки к корпусу насоса предусматриваем болтовое соединение из 4 болтов.

Условие прочности болтового соединения:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (37)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы, мм;

$P$  – сила, действующая вдоль оси болта, Н;

$[\sigma_p]$  – допустимое напряжение при растяжении, МПа, (для материала Сталь 45  $[\sigma_p] = 190 \text{ МПа}$ )

На крышку, как на распределительный диск, действует отжимающая сила, (см. п.5),  $P_o = 54470 \text{ Н}$ , следовательно, на каждый болт действует сила

$$P = \frac{P_o}{4} = \frac{54470}{4} = 13617,5 \text{ Н}.$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 13617,5}{3,14 \cdot 190}} = 8 \text{ мм}$$

Назначаем болт Болт М10х1,25-6gх 16.129.40Х ГОСТ 7805-70.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		4

## 8. ИЗМЕНЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КАЧАЮЩЕГО УЗЛА

Если необходимо заменить подачу насоса, необходимо отрегулировать насос. Разработанный насос двойного действия нерегулируется, и поэтому требуется модернизация в регулируемом. Для этих насосов положение кольца статора может быть изменено тремя регулируемыми устройствами: Регулировочным винтом (1) ограничения максимальной подачи.

Эксцентриситет статора напрямую определяет скорость подачи насоса. • Винт (2) регулирует вертикальное положение опоры. Изменение положения статора в вертикальном направлении напрямую определяет уровень шума и динамику насоса. • Винт (3) для максимального контроля давления. Величина предварительного натяжения пружины определяет максимальное значение рабочего давления.

В зависимости от сопротивления в гидравлической системе создается определенное давление, которое действует в насосе (красная зона) и загружает внутреннюю поверхность статора (см. Вектор силы  $F_p$ ). Если вектор силы разлагается на вертикальные и горизонтальные компоненты, результатом является относительно большая сила  $F_v$ , которая загружает винт (2) и меньшую силу ( $F_h$ ), противодействуя пружине. Пока сила пружины  $F_f$  больше силы  $F_h$ , статор остается в указанном максимальном положении эксцентриситета.

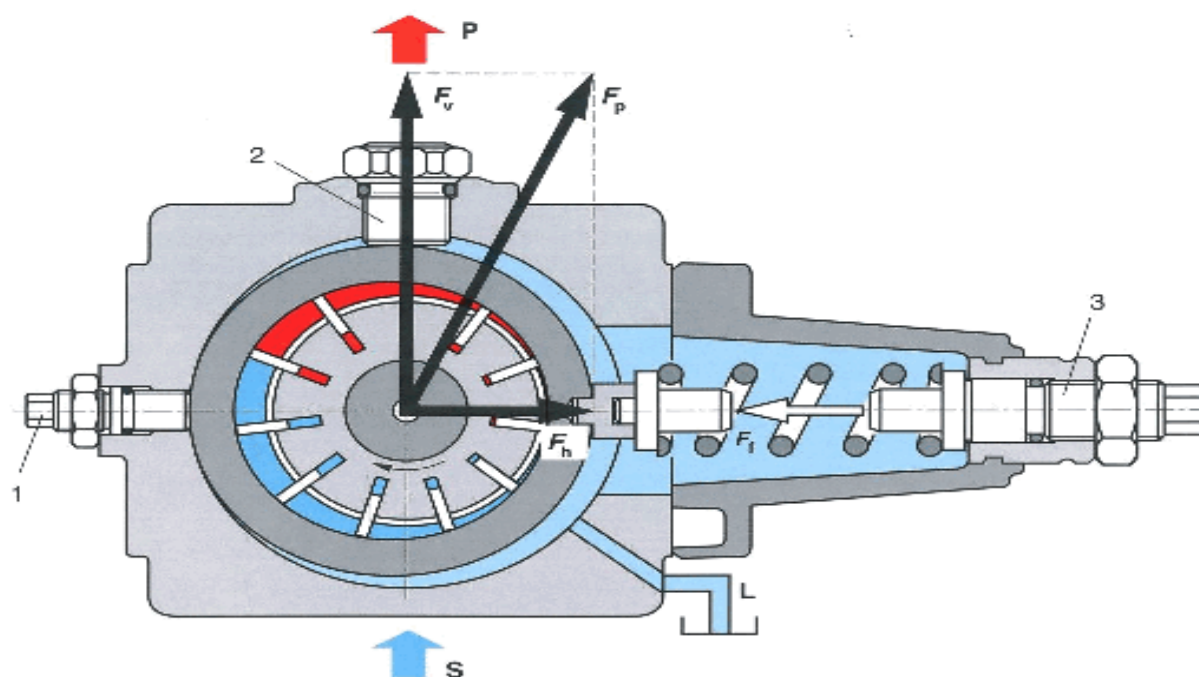
									Лист
									4
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат	ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ				



Если давление в гидравлической системе увеличивается, сила  $F_p$  увеличивается, и, соответственно, усиливаются силы  $F_v$  и  $F_h$ . Если сила  $F_h$  превышает силу пружины  $F_f$ , статор перемещается из эксцентрикового положения в практически concentрическое. Уменьшение объема рабочих камер происходит до тех пор, пока подача насоса не станет практически нулевой. В то же время скорость подачи насоса равна величине внутренней утечки, а давление поддерживается на заданном уровне. Давление можно изменить напрямую, регулируя натяжение пружины.

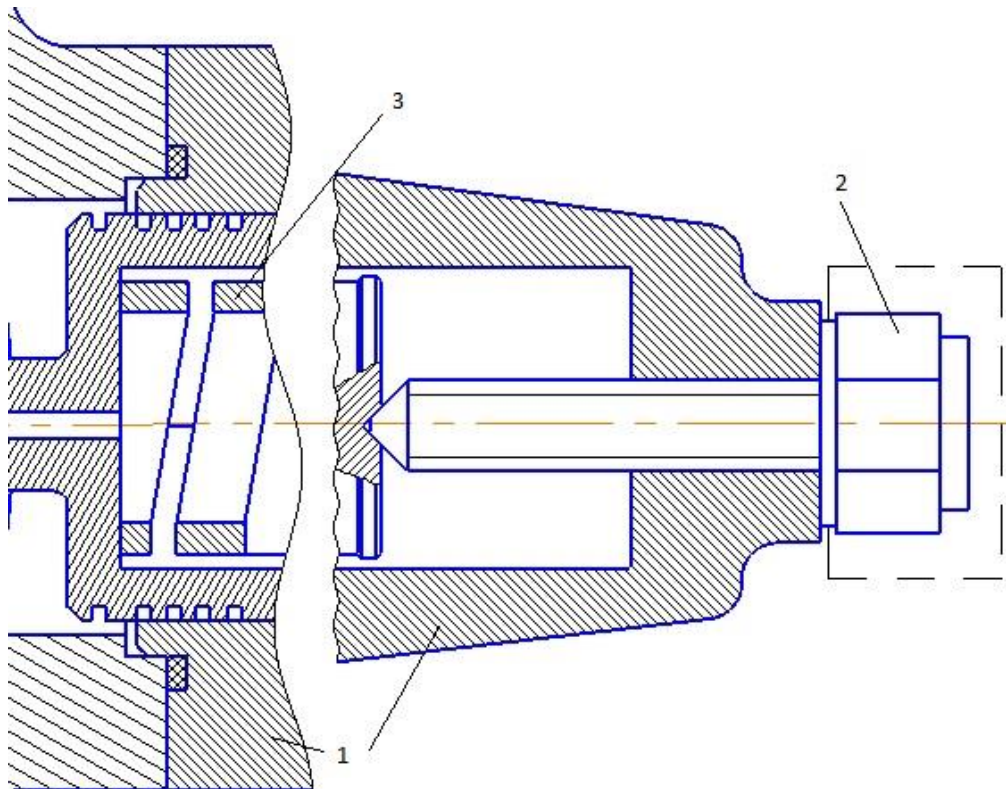
Настраиваемые насосы с функцией нулевого хода ( $Q = 0$ ) всегда достигают линии дренажа при достижении максимального давления. По этой линии внутренние утечки из зоны высокого давления (отмеченные красным) на тело (синий) отводятся.

Слив масла в сливную линию удаляет тепло, создаваемое трением, а также смазывает внутренние детали.



## 9. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛИРОВОЧНОГО ВИНТА

Модернизация насоса проводилась путем добавления винтового упора и регулировочного винта.



Регулятор давления представляет из себя:

- Корпус регулятора
- Регулировочный винт
- Пружина

Регулировка регулятора производится механическим способом, завинчивая винт. Регулятор давления насоса автоматически регулирует величину эксцентриситета относительно статора относительно ротора в зависимости от давления на выходе насоса. Пружина 2 регулятора давления имеет тенденцию устанавливать статор с максимальным эксцентриситетом, т.е. Е. В положении, соответствующем наибольшему подаче, и давление рабочей

									Лист
									4
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат	ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ				

жидкости, накачиваемой насосом, имеет тенденцию смещать ее к уменьшающемуся эксцентриситету.

Когда деление рабочей жидкости преодолевает силу пружины, статор перемещается в сторону уменьшения эксцентриситета, а подача насоса резко падает до нуля.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		4

## 10. РАСЧЕТ ЗАВИСИМОСТИ НАПОРА ОТ ДАВЛЕНИЯ В РЕГУЛИРУЕМОМ НАСОСЕ

Зависимость подачи от давления в напорной гидролинии называется характеристикой объёмного насоса (в отличие от характеристики гидродинамических насосов). У объёмных насосов характеристика жёсткая, то есть подача очень мало зависит от давления в напорной гидролинии, а у гидродинамических насосов подача очень сильно зависит от давления в напорной гидролинии (чем больше давление, тем меньше подача).

Поскольку с увеличением срока службы в объёмном насосе постепенно растёт степень износа деталей гидрооборудования, то увеличиваются щели и зазоры и растут утечки через эти зазоры (при прочих равных условиях). Поэтому характеристика объёмного насоса с длительным сроком службы более мягкая, чем у новых насосов. Оценить величину зазоров и утечек через них можно, например, с помощью статопараметрического метода диагностирования гидропривода.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		4

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- В ходе разработки выпускной квалификационной работы, :
- Был разработан пластинчатый насос двукратного действия под заданные параметры подачи и номинального давления
- Была выполнена модернизация конструкции, вследствие чего данный насос стал регулируемым.
- Проведен анализ конструкции выбранного регулятора

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лист	№докум.	Подпис	Дат		4

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайченко И.З., Мышлевский Л.М. Пластинчатые насосы и гидромоторы. М, «Машиностроение», 1970.
2. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов, М., 1967.
3. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. М., «Машиностроение», 1968.
4. Башта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. М., «Машиностроение», 1974.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.– 8 изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н.Жестковой. М.– Машиностроение, 2001.
6. Бондалетов В.П., Козлова С.Н., Шенкман Л.В., Щепилова Т.Б. Конструирование валов силовых зубчатых механизмов: Методическое пособие. – Ковров: ГОУ ВПО «КГТА им. В.А. Дегтярева», 2007.
7. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник.– М.: Машиностроение, 1983.
8. Б.М. Бим-Бад, М.Г. Кабаков, В.Н. Прокофьев, С.П. Стесин Атлас конструкций гидромашин и гидропередач.М, «Машиностроение», 1990.

					ЮУрГУ 151000.861.00.00 ПЗ	Лист
Из	Лис	№докум.	Подпис	Дат		4