

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
Политехнический Институт  
Факультет «Заочный»  
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН  
Рецензент, (должность)

\_\_\_\_\_ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ / Е.К. Спиридонов  
\_\_\_\_\_ 2018 г.

ПРИВОД РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ  
НОСКАМИ КРЫЛА САМОЛЕТА

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ  
РАБОТЕ  
ЮУрГУ-Д

Руководитель работы, ст. преподаватель

\_\_\_\_\_ / С.Ю. Битюцких  
\_\_\_\_\_ 2018г.

Автор проекта

студент группы \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_ / С.В. Мицукова  
\_\_\_\_\_ 2018г.

Нормоконтролер, (должность)

\_\_\_\_\_ / АВ. Подзерко  
\_\_\_\_\_ 2018г.

Челябинск 2018 г.

## АННОТАЦИЯ

Мицукова С.В. Гидропривод рулевого управления носками крыла самолета. – Челябинск: ЮУрГУ, ГиГПС; 2018, 71 с., 30 ил., библиогр. список – 30 наим., 1 прил., 4 листа чертежей ф. А1, 3 листа чертежей ф. 1682x594

В дипломном проекте был спроектирован и усовершенствован (путем замены гидромотора) гидропривод рулевого управления носками крыла самолета.

Произведен обзор патентно-технической литературы, рассмотрен принцип действия гидромоторов, аналогичных разрабатываемому, выбрана рабочая жидкость и рассчитан рабочий объем гидромотора, обеспечивающий работу гидропривода, рассчитаны параметры гидромотора, произведен прочностной расчет. Выполнен расчет параметров электрогидравлического усилителя. Произведен сравнительный анализ механического КПД при страгивании выходного вала гидропривода с гидромоторами ГМ52 и Д12.

На основании всех произведенных расчетов и анализов, сделаны выводы и дано заключение по выполненной работе.

					<i>150302.2018.286.00 ПЗ</i>				
					<i>Пояснительная записка</i>				
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>	
<i>Разраб.</i>	<i>Мицукова С.В.</i>								
<i>Провер.</i>	<i>Битюцких С.Ю.</i>								
<i>Т. Контр.</i>						<i>Лист 2</i>	<i>Листов 71</i>		
<i>Реценз.</i>						<i>ЮУрГУ Кафедра ГиГПС</i>			
<i>Н. Контр.</i>	<i>Подзерко А.В.</i>								
<i>Утверд.</i>									

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ОБЗОР ПАТЕНТНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	
1.1 Обзор существующих конструкций	12
1.2 Обзор конструкции машины, аналогичной проектируемой	15
2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРИВОДА	
2.1 Выбор рабочей жидкости	17
3. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ	
3.1 Расчет рабочего объема гидромотора	18
3.2 Расчет параметров гидромотора	19
3.2.1 Исходные данные для расчета	19
3.2.2 Расчет блока цилиндров	19
3.2.3 Расчет фактических параметров гидромотора	23
3.2.4 Расчет и конструирование поршневых групп	23
3.2.5 Расчет системы распределения	24
3.2.6 Расчет основных сил, действующих в гидромашине	29
3.2.7 Определение усилий, действующих на подшипники ротора	31
3.2.8 Подбор подшипников	37
3.2.9 Прочностные расчеты	42
3.2.10 Расчет КПД спроектированного гидромотора	50
3.2.11 Сравнительный анализ механического КПД при страгивании выходного вала гидромотора ГМ52 и гидромотора Д12	55
3.3 Расчет параметров ЭГУ	
3.3.1 Расчет параметров 2-ого каскада усиления	58
3.3.2 Расчет параметров 1-ого каскада усиления	61
3.3.3 Расчет максимальной утечки в ЭГУ	66
3.3.4 Расчет пакета шайб, установленного в канале подвода к струйной трубке	66
3.3.5 Определение момента страгивания при низких скоростях вращения и механического КПД при страгивании ВВ гидропривода с ГМ52 и Д12	67
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	69
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	70

### ПРИЛОЖЕНИЯ:

#### ПРИЛОЖЕНИЕ А. КОНСТРУКЦИЯ ГИДРОМОТОРОВ ГМ52 И Д12

						150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			3

## ВВЕДЕНИЕ

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением.

Основным преимуществом гидропривода перед пневматическим или электрическим приводом является то, что он имеет наибольшую величину отношения максимально развиваемого усилия (момента) на гидродвигателе к массе (моменту инерции) подвижных частей самого гидродвигателя и нагрузки. С увеличением этого отношения быстродействие привода существенно увеличивается. Однако следует отметить, что указанное преимущество гидропривода перед электроприводом справедливо только в тех случаях, когда необходимо получить значительную выходную мощность.

Гидравлические системы применяются в системах летательных аппаратов (самолетов, вертолетов, управляемых снарядов и т.д.), в механизмах поворота крыла или двигателя на самолетах с вертикальным взлетом, для уборки и выпуска шасси, тормозных щитков, изменения формы и геометрии крыла и т.д.

Применение в этих системах гидроприводов во многом упрощает оборудование современных летательных аппаратов, так как гидроаппараты имеют малые габариты и вес, приходящиеся на единицу мощности.

Следует отметить, что в настоящее время продолжают работы по снижению веса на единицу мощности гидроагрегатов. Это обусловлено тем, что выигрыш в весе гидроагрегата дает значительный выигрыш в общем весе летательного аппарата. Так, например, каждый килограмм перетяжеления мотора или иного гидроагрегата влечет за собой увеличение веса конструкции самого аппарата и его двигателя, а также увеличение веса топлива по отношению к самолетам на 6-8 кг.

Чрезвычайно важным параметром, в особенности применительно к следящим приводам, является высокий показатель по отношению вращающего момента гидравлического мотора к его инерции, благодаря чему они отличаются быстродействием.

Другим преимуществом гидроприводов является возможность непрерывного (бесступенчатого) регулирования выходной скорости, а также плавность, равномерность и устойчивость движения. А это, по сути, является одним из главных требований, предъявляемых к приводам в самолетостроении.

В дипломном проекте рассматривается гидропривод рулевого управления носком крыла самолета.

Крыло - часть летательного аппарата (самолета, планера, крылатой ракеты и т.д.) создающая подъемную силу при полете в атмосфере.

Носки крыла, которые установлены в передней части крыла и автоматически отклоняются вниз, используются для улучшения несущей способности крыла во

									150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата						4

время взлета, набора высоты, снижения и посадки. Т.е. фактически они регулируют подъемную силу на крыле при изменении угла атаки.

Носок крыла - передняя часть крыла от крайней передней точки до первого продольного силового элемента - стенки или переднего лонжерона.

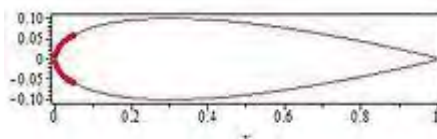


Рис. 1 Сечение профиля крыла с выделенным носком крыла

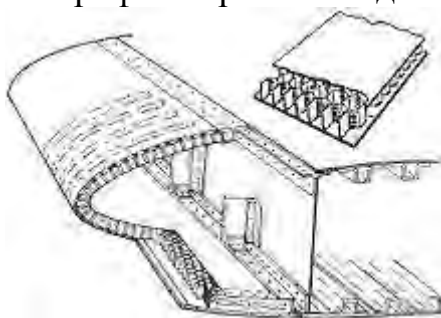


Рис. 2 Носок крыла в разрезе

Угол атаки - угол между направлением скорости набегающего на тело потока (жидкости или газа) и продольным направлением, выбранным на теле. У крыла самолёта это будет хорда крыла, у самолёта - продольная строительная ось, у снаряда или ракеты - их ось симметрии.

Для самолёта в горизонтальном прямолинейном полёте, увеличение скорости и угла атаки приводит к увеличению подъёмной силы, создаваемой крылом. С увеличением скорости необходимо уменьшать угол атаки (опустить нос самолёта), чтобы сохранить постоянной высоту полёта. Когда самолёт замедляется, нужно увеличить угол атаки (приподнять нос), чтобы произвести больше подъёмной силы и остаться на заданной высоте.

Это, при современной энерговооруженности, позволяет увеличивать скороподъемность самолета при взлете.

Конструктивно носок крыла самолета состоит из двух секций, каждая из которых управляется своим приводом. Таким образом, на самолете устанавливается четыре гидропривода рулевого управления носком: по два в каждое крыло. Приводы должны срабатывать синхронно. Это обеспечивается электронной системой синхронизации.

Выходной вал гидропривода рулевого управления носком крыла самолета через карданный вал соединен с шарнирным редуктором СРШ, на котором укреплен система рычагов, соединенных с носком крыла при помощи болтовых соединений.

Привод устанавливается в профиле крыла на трех шарнирных подвесках. Такое крепление предусмотрено для разгрузки конструкции привода от деформаций крыла в полете.

Жидкость под давлением подается в напорную линию привода рулевого

управления носком из гидросистемы самолета.

Гидросистема самолета состоит из четырех основных систем:

- независимой бустерной системы (левый борт) с питанием от гидронасоса левого двигателя, которая питает органы управления;
- независимой общей системы (правый борт) с питанием от гидронасоса правого двигателя, которая питает все исполнительные системы и органы управления;
- системы аварийного выпуска шасси, закрылков, аварийного торможения от гидроаккумуляторов аварийной системы;
- линии подзарядки гидроаккумуляторов от бортового насоса с ручным приводом.

Гидропривод рулевого управления носком крыла самолета является частью общей гидросистемы самолета и питается от насоса правого двигателя.

Рассмотрим работу гидропривода адаптивного носка крыла самолета. Схема гидропривода представлена на рис. 3.

					<i>150302.2018.286.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		6

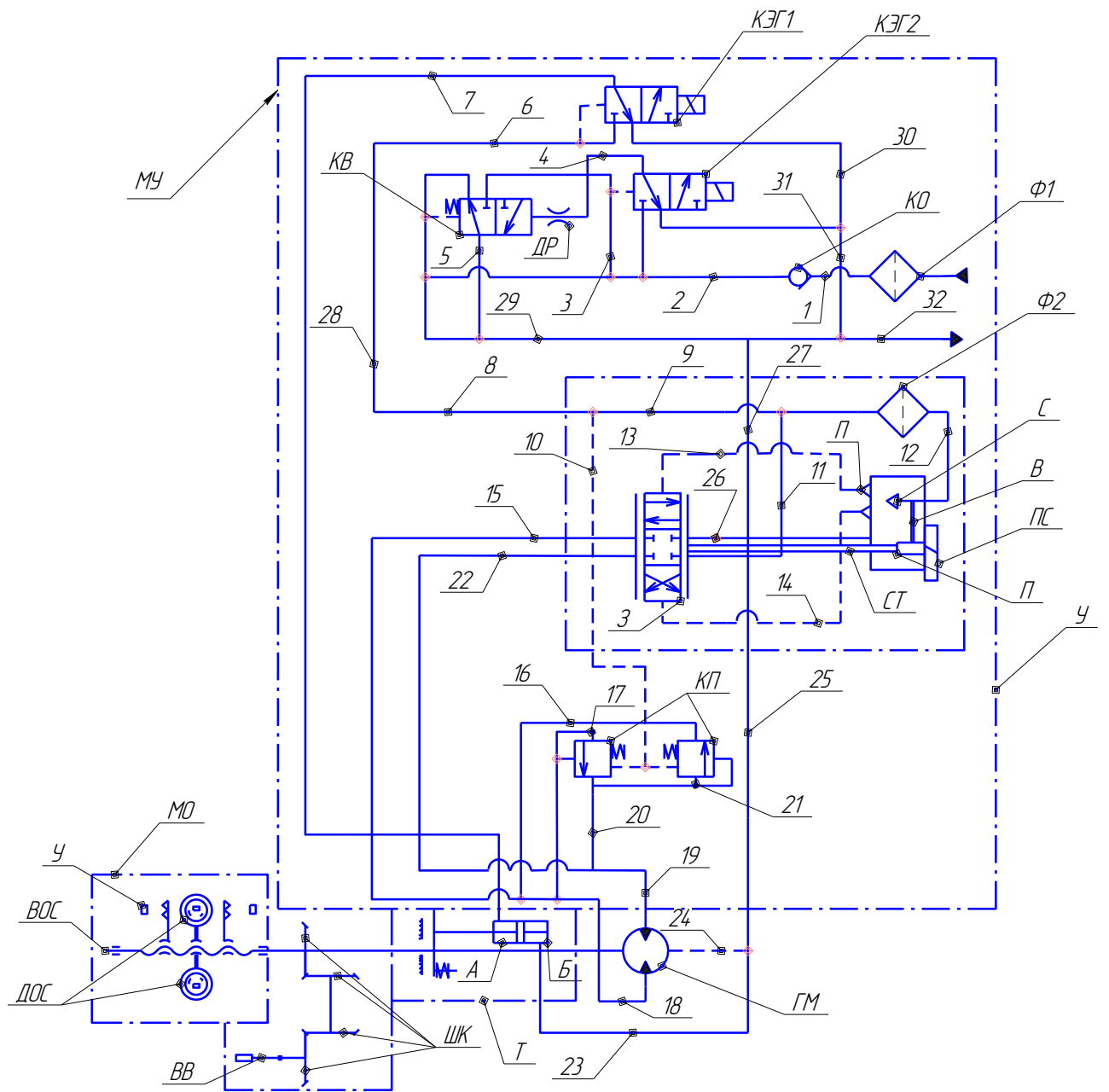


Рис.3 Принципиальная схема привода адаптивного носка крыла самолета.

Привод состоит из модуля управления МУ, гидромотора ГМ, редуктора ШК и механизма ограничения хода МО с блоком датчиков обратной связи ДОС.

В состав модуля управления МУ входят следующие элементы: корпус, входной фильтр Ф1, обратный клапан КО, два электрогидравлических клапана КЭГ1 и КЭГ2, дроссель ДР, клапан включения КВ, электрогидравлический усилитель ЭГУ, два перепускных клапана КП, тормоз Т.

Корпус модуля управления является силовым элементом конструкции, в котором осуществляется монтаж сборочных единиц и выполнены каналы для протока рабочей жидкости. Герметичность корпуса по неподвижным соединениям обеспечена резиновыми уплотнительными кольцами с фторопластовыми защитными шайбами.

Фильтр Ф1 предназначен для защиты привода от монтажных загрязнений при присоединении его к гидросистеме самолета. Фильтроэлемент выполнен из перфорированной стальной ленты.

КО служит для предотвращения просадки выходного вала привода под противодействующей нагрузкой, при падении давления на входе в привод.

КЭГ1 предназначен для управления тормозом Т.

КЭГ2 управляет работой клапана включения КВ.

ДР предназначен для предотвращения забросов давления в гидролиниях МУ при отсутствии напряжения питания с клапана КЭГ2.

КВ предназначен для подачи рабочей жидкости в ЭГУ и клапан КЭГ1.

ЭГУ - двухкаскадный усилитель с механической обратной связью по положению золотника и предназначен для преобразования электрического сигнала управления в расход рабочей жидкости, поступающей в полости гидромотора ГМ.

Первый каскад усиления - струйный электрогидравлический усилитель, второй каскад усиления - золотник.

Фильтр Ф2 предназначен для защиты первого каскада электрогидравлического усилителя от монтажных загрязнений в процессе сборки и эксплуатации привода.

Перепускные клапаны КП предназначены для ограничения забросов давления, возникающих в полостях гидромотора ГМ.

Т служит для затормаживания выходного вала гидромотора ГМ при включении клапанов КЭГ1 или КЭГ2. Тормоз фрикционный, дисковый с механическим включением пружинами и гидравлическим выключением с помощью одновременного выключения клапанов КЭГ1 и КЭГ2.

ГМ предназначен для преобразования энергии давления рабочей жидкости в механическую энергию вращательного движения выходного вала ВВ.

Гидромотор девятипоршневый, аксиального типа с вращающимся блоком цилиндров и неподвижной наклонной шайбой.

Редуктор ШК предназначен для передачи вращения с вала гидромотора ГМ на выходной вал привода. Редуктор двухступенчатый, понижающий, конический.

Механизм ограничения хода МО предназначен для обеспечения высокой

					<b>150302.2018.286.00 ПЗ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		8



точности остановки ВВ привода в крайних положениях. Механизм ограничения хода состоит из упоров, винта обратной связи, гайки выпуска, гайки обратной связи, гайки уборки, толкателя, датчиков обратной связи ДОС и направляющей.

ДОС предназначены для преобразования поступательного перемещения гайки обратной связи, пропорционального углу поворота выходного вала ВВ привода, в электрический сигнал.

При подаче давления в гидросистему и отсутствии напряжения питания в обмотках клапанов КЭГ1 и КЭГ2 рабочая жидкость под высоким давлением через штуцер ПОДАЧА, фильтр Ф1, канал 1 и обратный клапан КО поступает по каналу 3 - в полость клапана включения КВ.

Электрогидравлический клапан КЭГ2 перекрывает доступ рабочей жидкости из гидролинии подачи в полость торца клапана включения КВ, соединяя полость через дроссель ДР, канал 4, электрогидравлический клапан КЭГ2, каналы 31 и 32 со сливной линией.

Под действием усилия пружины КВ занимает положение, в котором канал 5 соединяется каналами 29 и 32 со сливной гидролинией.

Командная полость А тормоза Т каналом 7 через: КЭГ1, канал 30, КЭГ2, каналы 31, 32 - соединена со сливом. Тормоз включен: тормозные диски, сжатые пружиной, препятствуют вращению вала тормоза, а, следовательно, и вала ГМ. Тормоз Т разгружен от сливного давления, так как полость Б поршня тормоза через каналы 23, 27, 32 постоянно соединена со сливной гидролинией. Корпус гидромотора ГМ каналами 24, 27, 32 также постоянно соединен со сливной гидролинией для отвода утечек.

При подаче напряжения питания в обмотки управления клапанов КЭГ1 и КЭГ2 клапаны займут положения, при которых каналы 4 и 7 будут отсоединены от сливной гидролинии и соединены с каналами 2 и 6 соответственно.

Рабочая жидкость под давлением по каналу 2, через КЭГ2, канал 4 и дроссель ДР поступает к торцу клапана включения КВ. КВ под действием усилия, развиваемого давлением рабочей жидкости, преодолевает усилие пружины и займет положение, при котором канал 3 и, следовательно, напорная линия соединится с каналом 5.

Далее рабочая жидкость поступает по каналам 5, 8, 9, через фильтр Ф2, канал 12 к соплу струйной трубки ЭГУ и по каналу 13 к золотнику; а по каналам 5, 6 через КЭГ1, канал 7 в командную полость А тормоза Т. Под действием перепада давления в полостях поршень тормоза преодолевает усилие пружины и освободит тормозные диски и вал гидромотора ГМ.

При отсутствии управляющих сигналов в обмотке ЭГУ, сопло струйной трубки находится в нейтральной, при этом положении струя, вытекающая из сопла, делится в приемных окнах пополам. В приемных окнах устанавливаются равные давления, золотник занимает нейтральное положение и перекрывает доступ рабочей жидкости в рабочие полости гидромотора ГМ.

При подаче управляющих сигналов в обмотки ЭГУ, сопло смещается. При

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

отклонении сопла, например, вниз от нейтрали, давление в канале 14 увеличивается, а в канале 13 уменьшается. Возникает перепад давлений на торцах золотника, под действием которого золотник смещается вверх от нейтрального положения до тех пор, пока струна механической обратной связи не вернет сопло струйной трубки в положение, при котором восстанавливается равенство электромагнитных сил и противодействующих сил пружины, воздействующих на сопло.

При этом золотник займет отклоненное положение от нейтрали и соединит канал 13 с каналом 15.

Рабочая жидкость из напорной гидролинии через канал 18 поступает в полость гидромотора ГМ.

Гидромотор начинает вращаться, преобразуя энергию давления поступающей жидкости в механическую энергию вращения ротора. При этом рабочая жидкость из другой полости гидромотора по каналу 19, каналу 22, через золотник ЭГУ, каналы 26, 27, 32 вытесняется в сливную гидролинию.

Вращение с ротора гидромотора ГМ передается через вал тормоза Т на винт обратной связи и через его коническую шестерню на конические шестерни редуктора ШК, установленные на одном валу. Далее вращение передается на коническую шестерню, выполненную заодно с выходным валом привода.

При вращении винта обратной связи гайка обратной связи скользит по направляющей, удерживающей гайку от вращения, таким образом вращательное движение винта обратной связи преобразуется в поступательное перемещение гайки обратной связи, соединенной с датчиками обратной связи ДОС, которые формируют электрические сигналы, пропорциональные углу поворота выходного вала привода, поступающие на вход усилителей рассогласования системы.

Когда значения сигналов позиционной обратной связи достигнут значений входных сигналов системы, сигналы управления в обмотках усилителя У станут равными нулю. Сопло струйной трубки отклонится вверх под действием струны. Давление в канале 13 увеличится, а в канале 14 уменьшится. В результате возникновения перепада давлений на торцах золотник вернется в нейтральное положение. При этом струна вернет сопло также в положение нейтрали, и давления на торцах золотника сравняются. При нейтральном положении золотника прекращается подача рабочей жидкости в полости гидромотора ГМ, выходной вал гидромотора, а следовательно, и выходной вал привода остановится, отработав сигнал управления.

При подаче тока управления другой полярности в обмотки усилителя У, вызывающего первоначальное отклонение сопла вверх от нейтрали, давление в канале 13 увеличивается, а в канале 14 - уменьшается. Возникает перепад давления на торцах золотника, под действием которого золотник перемещается вниз от нейтрального положения аналогично описанному выше и соединяет канал 13 с каналом 22.

Рабочая жидкость через канал 19 поступает в полость гидромотора ГМ.

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

150302.2018.286.00 ПЗ

Направление движения рабочей жидкости изменено, вращение вала гидромотора ГМ и выходного вала привода ВВ происходит в противоположную сторону.

При резком повышении давления в полости гидромотора ГМ при остановке его ротора рабочая жидкость в полости с давлением нагнетания преодолевает усилие пружины соответствующего перепускного клапана, и поступает в другую полость гидромотора по каналам 19, 20, 21, 16, 18 или 18, 17, 21, 20 и 19 соответственно.

При создании следящего гидропривода вращательного действия с управлением от электрогидравлического усилителя возникает ряд вопросов, связанных с выбором параметров и конструкции одного из основных элементов гидропривода - гидромотора (ГМ), определяющего плавность вращения выходного вала привода на малых скоростях, пульсацию давлений в полостях ГМ, максимальный момент, преодолеваемый приводом при страгивании выходного вала, развиваемый момент привода на выходном валу.

Иногда, при уменьшении подачи насоса переменной производительности гидросистемы самолета или при пуске, когда она окажется меньше некоторого критического значения, скорость гидромотора не сможет быть постоянной и ее колебания окажутся значительно больше тех, которые обуславливаются незначительными изменениями характерного рабочего объема гидромотора при работе. Такие колебания скорости гидромотора обуславливаются существованием сопротивления, уменьшающегося с увеличением скорости движения («отрицательного» сопротивления).

Скорости гидромотора, при которых возможно появление таких колебаний, называются «ползучими».

Причиной появления «отрицательного» сопротивления являются силы трения (моменты трения), пропорциональные нагрузке и направленные в сторону, противоположную движению. Эти силы зависят от относительной скорости движения.

Исследования показали, что момент сил трения в гидромоторе с наклонным диском, установленном в приводе, в диапазоне «ползучих» скоростей привода значительно больше по сравнению с высокими скоростями вращения. За счет этого трудно обеспечить плавный пуск и плавное вращение выходного вала и часто может наблюдаться движение с остановками. Такой режим движения недопустим при работе гидропривода рулевого управления носком самолета, так как движение с остановками вала гидромотора ведет к неравномерному вращению выходного вала привода и, следовательно, к колебаниям нагрузки и подъемной силы самолета, что может привести к катастрофе.

Первоначально в приводе был установлен гидромотор марки ГМ52, конструкция которого представлена на рис. 5. Исследования гидропривода с этим гидромотором показали наличие в гидромоторе больших пульсаций давления и, как следствие, отсутствие плавного пуска и плавного вращения вала гидромотора и привода в целом.

					<i>150302.2018.286.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						11
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Это явление можно объяснить большими силами трения между головкой поршня и наклонной шайбой.

С целью снижения внутреннего трения, гидромотор ГМ52 заменяется аксиально-поршневым гидромотором Д12, конструкция которого приведена на рис. 6.

## 1 ОБЗОР ПАТЕНТНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.

### 1.1 Обзор существующих конструкций.

Конструкции аксиально-поршневых гидромашин очень разнообразны. По конструктивному признаку различают аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и наклонным блоком цилиндров, основным типом распределения является торцевое. Так как проектируемая машина относится к аксиально-поршневым гидромашинам с наклонным диском и торцевым распределением, то рассматриваться будут конструкции, принадлежащие к тому же типу исполнения.

Рассмотрим конструкцию аксиально-поршневой машины с наклонным диском на примере насоса A4VSO фирмы Bosch Rexroth (рис. 4).

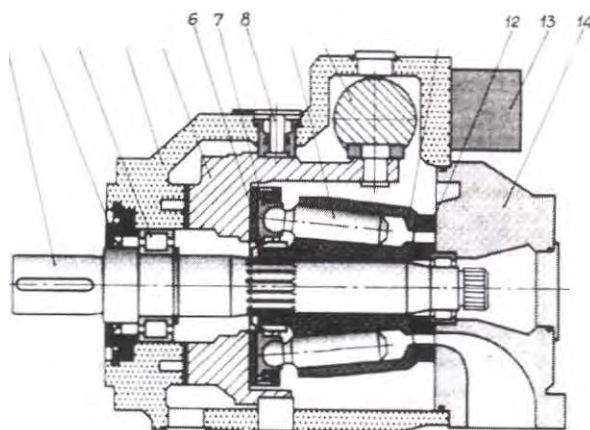


Рис. 4 Насос A4VSO

Насос имеет номинальное давление 35МПа, максимальную частоту вращения 3200-1200 мин<sup>-1</sup> (в зависимости от рабочего объема). Основными деталями и узлами насоса являются: приводной вал 1, уплотнение 2, подшипники 3, корпус 4, наклонный диск 5 на гидростатической опоре цилиндрической формы, пружины 6, гидростатические подпятники 7, указатель 8 угла наклона, поршни 9, располагающиеся под углом к оси ротора, гидроцилиндр управления 10, ротор 11, распределительный диск 12 со сферической опорной поверхностью, механизм управления 13 и задняя крышка 14, на которой могут монтироваться

дополнительные насосы в исполнениях со сквозным валом. Шлицевое отверстие ротора, сопряженное в зоне оси поворота наклонного диска, что позволяет ротору самоустанавливаться относительно сферической поверхности диска 12 с целью компенсации возможных неточностей изготовления и износа в процессе эксплуатации. В насосе предусмотрена возможность прокачки рабочей жидкости через корпус с целью охлаждения подшипников.

При вращении приводного вала 1 вращается связанный с ним через шлицевое соединение ротор 11, в расточках которого установлены поршни 9. последние имеют сферические головки с завальцованными бронзовыми подпятниками 7, прижимаемыми к поверхности наклонного диска 5 пружиной 6. Возвратно-поступательное движение поршней 9 обеспечивается при их взаимодействии с наклонным диском 5. Рабочая жидкость подводится из низконапорной линии всасывания и вытесняется в высоконапорную линию нагнетания.

При работе в качестве мотора к входу подается рабочая жидкость под давлением. Выдвигающиеся из ротора поршни создают крутящий момент, который через шлицевое соединение передается на приводной вал. При этом поршни, вдвигающиеся в ротор, вытесняют рабочую жидкость в низконапорную линию слива.

Преимуществом данной конструкции является:

- 1) высокий КПД (при рабочем объеме  $q = 40 \text{ см}^3$  и частоте вращения  $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\eta = 0,93$ )
- 2) возможность работы в качестве мотора
- 3) низкий уровень шума
- 4) возможность значительных радиальных и осевых нагрузок на приводном валу
- 5) компактность конструкции
- 6) возможность различных вариантов монтажа, в том числе и под баком
- 7) широкий диапазон температур и вязкостей рабочей жидкости (- 25 до + 90°C;  $\nu = 10 \dots 1000 \text{ мм}^2/\text{с}$ )
- 8) из-за наклона поршней по отношению к оси ротора существует возможность использования действия центробежных сил в процессе всасывания, а также обеспечивается более благоприятное действие нагружающего изгибающего момента.

Далее рассмотрим конструкцию аксиально-поршневого гидромотора ГМ52, показанного на рис. 5.

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ док.м.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ				

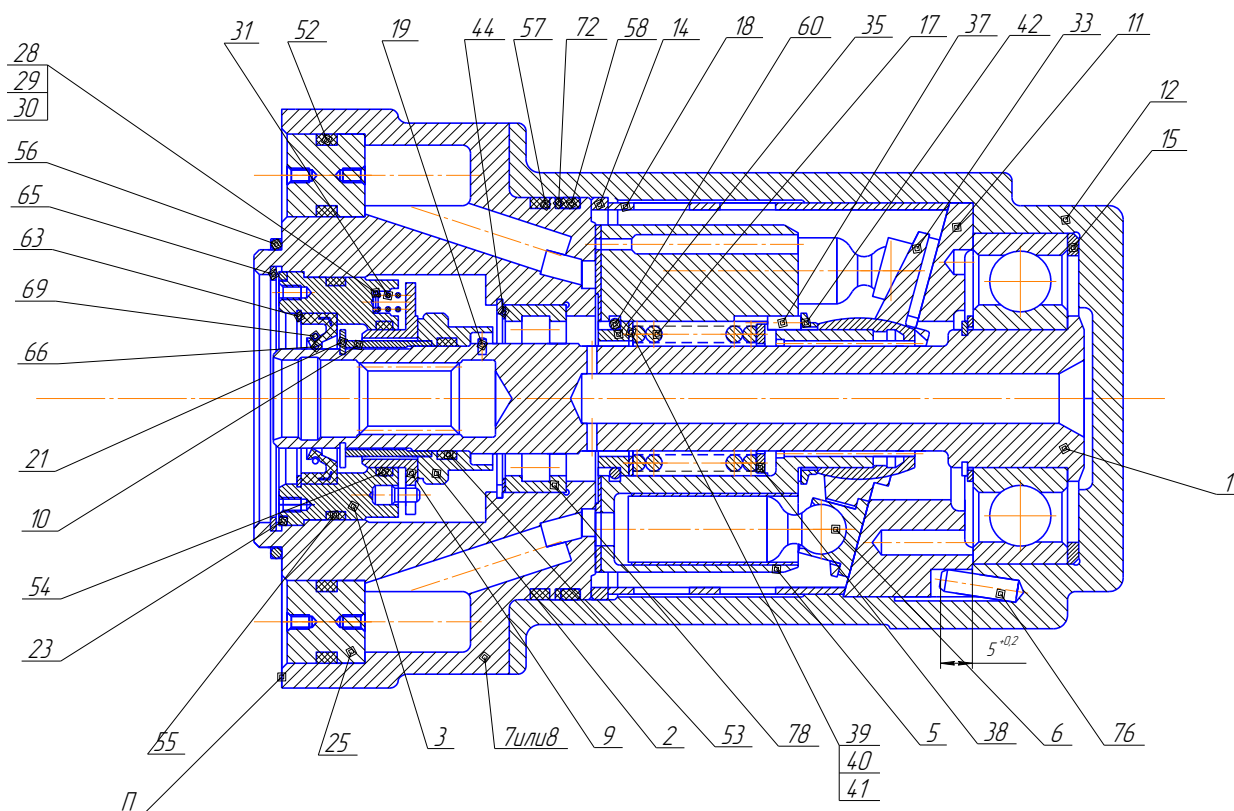


Рис. 5 Аксиально-поршневой гидромотор ГМ52.

Особенность данного гидромотора заключается в том, что торцевой распределитель выполнен заодно с крышкой 7.

Рабочая жидкость подается под давлением под торцы поршней 6. Выдвигающиеся из блока цилиндров 5 поршни создают крутящий момент, который через шлицевое соединение передается на приводной вал 1. При этом поршни, вдвигающиеся в блок цилиндров, вытесняют рабочую жидкость в низконапорную линию слива. Сферические головки поршней опираются через башмак на наклонный диск 33. В корпусе 12 также установлен опорный подшипник. Ротор прижимается к распределителю с помощью пружины 17, опирающейся на втулку 35. Подводные каналы гидромотора закрыты пробками 25.

Преимущества данной конструкции:

- 1) высокая энергоемкость;
- 2) возможность плавной работы на низких скоростях вращения (так называемых ползучих скоростях), что важно для следящих гидроприводов;
- 3) меньшие утечки из-за того, что торцевой распределитель выполнен заодно с крышкой гидромотора.

Недостатки данной конструкции:

- 1) При страгивании достаточно сильно сказывается сила трения, т.к. наклонный диск неподвижен;
- 2) Наблюдаются пульсации давления;
- 3) Неравномерность вращения на малых скоростях;
- 4) Пониженный пусковой момент.

## 1.2 Обзор конструкции машины, аналогичной проектируемой.

Гидромотор Д12 представляет собой роторную аксиально-поршневую машину с наклонным опорным диском и плоским торцевым распределителем. Конструкция гидромотора представлена на рис. 6.

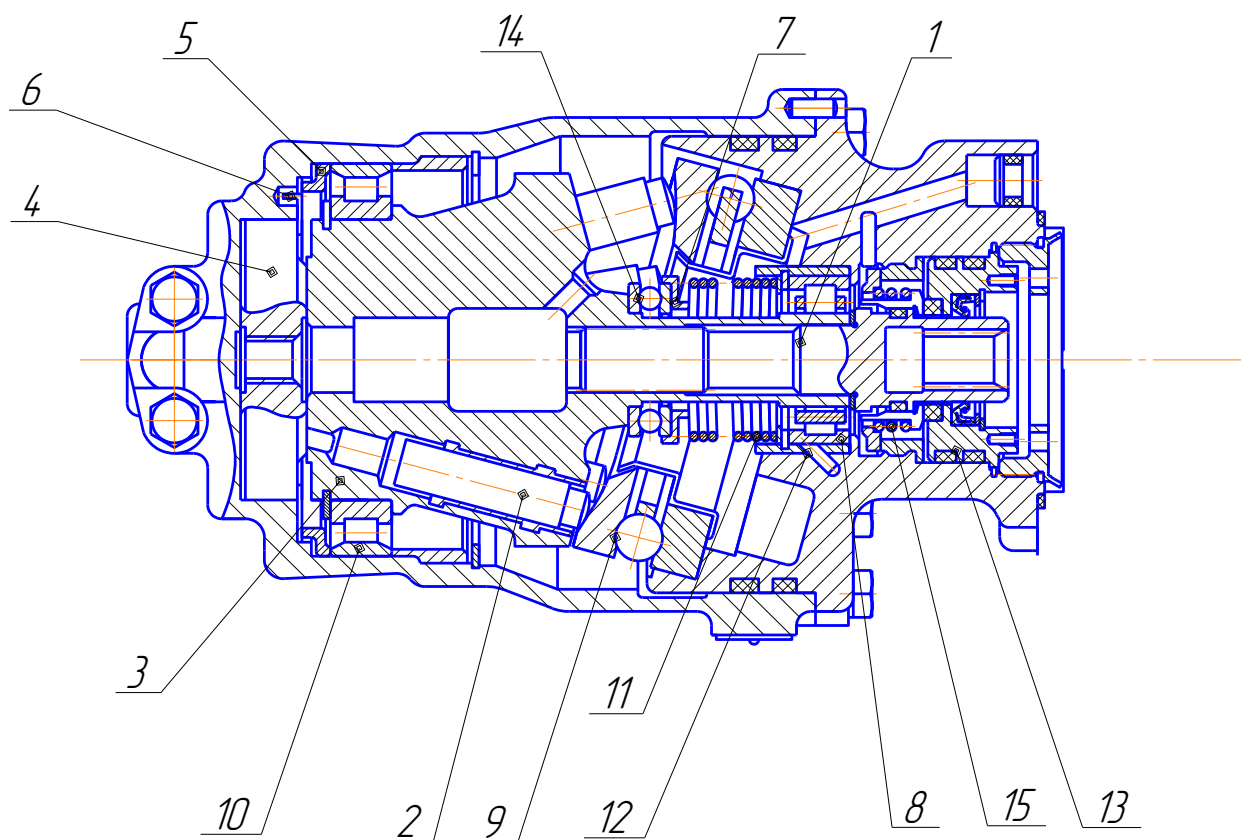


Рис. 6 Аксиально-поршневой гидромотор Д12.

Рабочая жидкость подается под давлением под торцы поршней 2 через плоский торцевой распределитель 4. Выдвигающиеся из ротора 3 поршни создают крутящий момент, который через шлицевое соединение передается на приводной вал 1. При этом поршни, вдвигающиеся в ротор, вытесняют рабочую жидкость в низконапорную линию слива. В корпусе запрессованы пины, через которые к распределителю подводится рабочая жидкость.

Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата

150302.2018.286.00 ПЗ

Лист

15

Сферические головки поршней опираются на упорный подшипник 9, выполняющий функции наклонного диска. Этот подшипник установлен в крышке, которая крепится к корпусу. Так как наклонный диск имеет свойство откачивать некоторый объем жидкости (утечки), в крышке выполнены каналы, по которым эта жидкость подводится к подшипникам 8 для смазки. В роторе также выполнены проточки для смазки вала. В крышке установлена обойма 13 с манжетой. На роторе установлен радиальный подшипник 10, через который на корпус передаются боковые силы и подшипник 8, служащий для опоры ротора в корпусе. Для центрирования на ротор устанавливается подшипник 14. Пружина 15 служит для поджатия торцевого уплотнения. Ротор прижимается к распределителю с помощью пружины 11, опирающейся на втулку 7. В корпусе выполнен дренажный канал, закрытый пробкой.

Преимущества данной конструкции:

- 1) высокая энергоемкость;
- 2) более низкий уровень внутреннего трения при страгивании выходного вала и при его вращении;
- 3) возможность плавной работы на низких скоростях вращения (так называемых ползучих скоростях), что важно для следящих гидроприводов;
- 4) меньший периметр распределительного золотника из-за конического расположения поршней;
- 5) меньше утечки рабочей жидкости из-за малого периметра распределительного золотника и установки пистончиков в корпусе;
- 6) нет необходимости в сферическом распределителе, так как подшипники хорошо центрируют ротор в корпусе. Это делает конструкцию более технологичной;
- 7) распределитель разгружен от боковых сил (они передаются на корпус через подшипник 10);
- 8) Из-за более низкого уровня трения при страгивании, у гидромотора значительно улучшаются динамические характеристики.

Недостаток данной конструкции заключается в том, что возможно возникновение больших напряжений в точке контакта сферической головки поршня с наружным кольцом упорного подшипника, а также в точках контакта шарика подшипника с его внутренним и внешним кольцом. Поэтому существует ограничение по давлению на входе и выходе гидромотора.

										Лист
										16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

150302.2018.286.00 ПЗ



## 2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРИВОДА:

1. Номинальное давление рабочей жидкости в напорной гидролинии – 28 МПа;
2. Номинальное давление рабочей жидкости в сливной гидролинии – 1 МПа;
3. Максимальный момент, развиваемый приводом при перепаде давлений 27 МПа и частоте вращения выходного вала, равной нулю - 56 Нм;
4. Частота вращения выходного вала привода при номинальном сигнале управления без нагрузки на выходном валу привода - 1687 об/мин.
5. Номинальный ток управления ЭГУ привода -  $\pm 18$  мА
6. Коэффициент полезного действия привода - 0,95

### 2.1 Выбор рабочей жидкости.[5]

Областью применения гидропривода рулевого управления носком крыла самолета является авиация.

Условия эксплуатации привода характеризуются прежде всего диапазоном температур окружающей среды и соответствующими рабочими температурами, режимами нагрузки (давление, скорость) и требуемым сроком работоспособности. Эти условия являются определяющими для выбора рабочей жидкости.

К приводу предъявляются следующие требования:

- максимальная частота вращения выходного вала привода 1687 об/мин;
- давление рабочей жидкости на входе 28Мпа;
- развиваемый момент на валу гидродвигателя не менее 58 Нм и оборотах равных нулю (момент страгивания вала) не более 3,8 кгс·м;
- диапазон температур:
  - 1) температура окружающей среды –  $60...+100^{\circ}\text{C}$ ;
  - 2) температура рабочей жидкости -  $60...+125^{\circ}\text{C}$ ;
- допустимая скорость жидкости 6 м/с;
- расчетный ресурс работоспособности 5000 ч;
- привод предназначен для эксплуатации в различных климатических условиях.

Исходя из этих требований, в качестве рабочей жидкости выбирается авиационное загущенное минеральное масло АМГ-10 (ГОСТ6794-75) со следующими параметрами:

- 1) удельный вес при  $20^{\circ}\text{C}$ :  $\gamma = 0,85$  [г/см<sup>3</sup>]
- 2) условная вязкость при  $50^{\circ}\text{C}$ : 1,85 Е<sup>0</sup>
- 3) кинематическая вязкость при температуре:  $100^{\circ}\text{C}$   $\nu_{100} = 4,6$  сСт  
 $50^{\circ}\text{C}$   $\nu_{50} = 10$  сСт  
 $20^{\circ}\text{C}$   $\nu_{20} = 16$  сСт  
 $0^{\circ}\text{C}$   $\nu_{20} = 42$  сСт

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ					

-20°C  $\nu_{-20} = 130$  сСт  
-40°C  $\nu_{-40} = 450$  сСт  
-50°C  $\nu_{-50} = 1200$  сСт

- 4) температура застывания:  $t_{зс} = -70^{\circ}\text{C}$ ;
- 5) температура вспышки в открытом приборе  $t_{в} = 92^{\circ}\text{C}$ ;
- 6) основа масла: нефтяная с присадками, загущенная;
- 7) климатическая зона: все зоны;
- 8) плотность при  $20^{\circ}\text{C}$ :  $\rho_{20} = 850$  кг/м<sup>3</sup>
- 9) кислотное число до окисления не более 0,15 мг·КОН/г.

### 3 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ.

#### 3.1 Расчет рабочего объема гидромотора.

Максимальный развиваемый момент на выходном валу привода при нулевой частоте вращения и перепаде давлений 27 МПа можно найти по формуле:

$$M_{np} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot q_{зм} \cdot \Delta p \cdot i_{ред},$$

где  $q_{зм}$  - рабочий объем гидромотора;

$\Delta p$  - рабочий перепад давлений;

$i_{ред}$  - передаточное отношение редуктора. Для расчета потребного рабочего объема гидромотора передаточное отношение принято  $i_{ред} = 1$ .

Определим рабочий объем гидромотора. По техническому заданию развиваемый приводом при перепаде давлений 27 МПа и частоте вращения выходного вала, равной нулю, равен  $M_{np} = 58$  [Нм]. Тогда из формулы рабочий объем гидромотора определится как:

$$q_{зм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{np}}{\Delta p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 58}{27 \cdot 10^3} = 1,349 \cdot 10^{-5} \left[ \frac{\text{м}^3}{\text{об}} \right] = 13,49 \left[ \frac{\text{см}^3}{\text{об}} \right].$$

По ГОСТ 13824-80 принимаем рабочий объем гидромотора равным:

$$q_{зм} = 11 \left[ \frac{\text{см}^3}{\text{об}} \right].$$

Пересчитываем максимальный развиваемый момент на выходном валу привода:

$$M_{np} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot q_{зм} \cdot \Delta p = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 27 \cdot 10^6 = 47 \text{ [Нм]}$$

Максимальный развиваемый момент на выходном валу привода с установленным в нем гидромотором с рабочим объемом, равным

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ				

$q_{эм} = 11 \left[ \frac{см^3}{об} \right]$ , имеет более низкое значение, чем предусмотренный по

техническому заданию.

Для выполнения условия технического задания по величине максимально развиваемого момента на выходном валу привода, необходимо установить редуктор между гидромотором и выходным валом привода.

Передаточное отношение редуктора найдем по формуле:  $i_{np} = \frac{M_{np}^{mз}}{M_{np}^{ред}} = \frac{58}{47} = 1,23$ ,

где  $i_p$  - передаточное отношение редуктора;

$M_{np}^{mз}$  - максимальный момент, развиваемый приводом, заданный в техническом задании;

$M_{np}^{ред}$  - максимальный момент, развиваемый приводом, пересчитанный со стандартным значением рабочего объема гидромотора.

### 3.2 Расчет параметров гидромотора.

#### 3.2.1 Исходные данные для расчета гидромотора

Номинальное давление - 280 кгс/см;

Рабочий объем - 11 см<sup>3</sup>/об;

Давление в линии нагнетания – 28 МПа;

Давление в линии слива – 1 МПа;

Номинальная частота вращения вала – 1687 об/мин;

Коэффициент полезного действия -  $\eta = 0.75$ ;

Количество поршней  $z = 9$ ;

Объемный КПД принимаем  $\eta_{об} = 0.96$ ;

Угол наклона диска -  $\gamma = 20^\circ$ ;

Рабочая жидкость - АМГ-10 по ГОСТ 20734-75.

#### 3.2.2 Расчет блока цилиндров

##### 3.2.2.1 Расчет объема рабочей камеры блока цилиндров. [1]

Рабочий объем гидромотора задан, поэтому задачей расчета является определение размеров основных деталей и узлов, обеспечивающих получение требуемой подачи при заданной частоте вращения вала, удовлетворяющих условиям прочности при расчетном давлении в напорной линии.

Основными размерами блока являются: диаметр цилиндра  $d$ , диаметр делительной окружности  $D_{ц}$ , диаметр внутренней расточки  $D_{вн}$ , наружный диаметр блока цилиндров  $D_б$ , угловой шаг расположения цилиндров, длина цилиндра  $L_{ц}$  и высота блока цилиндров  $H$ .

Расчет проводим по расчетной схеме, представленной на рисунке 7.

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

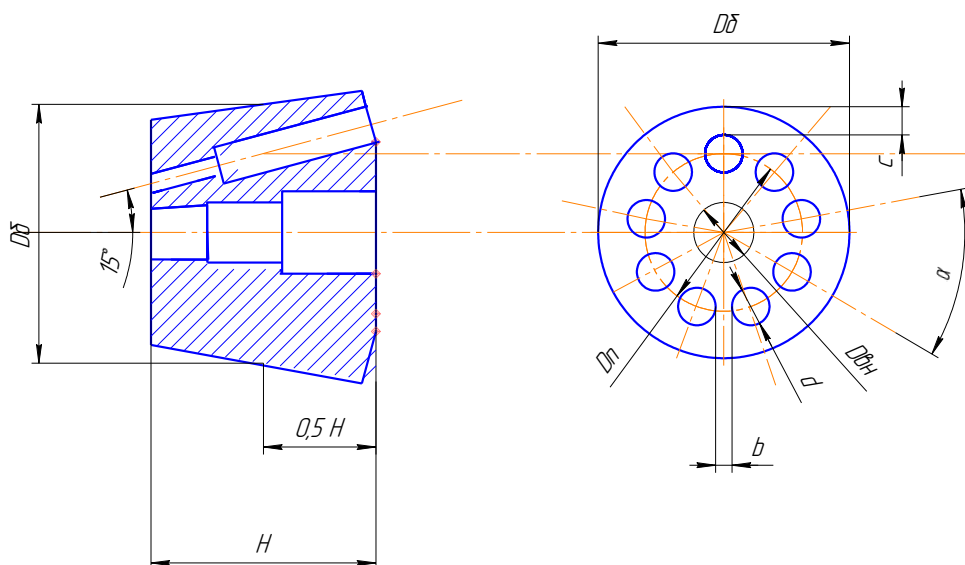


Рис. 7 Схема блока цилиндров.

Все расчеты производятся, исходя из диаметра  $D_{п}$ , на котором расположены оси цилиндров блока. В соответствии с этим максимальный ход поршня  $h$  со сферической головкой принимают с некоторой погрешностью. При этом выражение для расчета средней теоретической подачи определяется как:

$$Q_{теор} = q \cdot n = \frac{11 \cdot 1,687 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6}}{60} = 0,309 \cdot 10^{-3} \left[ \frac{M^3}{c} \right].$$

При этом частота вращения вала:  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1687}{30} = 176,5 [c^{-1}]$ .

Характерный рабочий объем:  $W = \frac{q}{2 \cdot \pi} = \frac{Q_{теор}}{\omega} = \frac{0,309 \cdot 10^{-3}}{176,5} = 1,75 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{M^3}{рад} \right]$ .

В соответствии с характерным рабочим объемом определим объем одной рабочей камеры:  $V_K = \frac{W \cdot 2 \cdot \pi}{z} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75 \cdot 10^{-6}}{9} = 1,22 \cdot 10^{-6} [M^3]$ .

Эта величина зависит от площади поршня и его рабочего хода

$$V_K = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot D_{п} \cdot tg \gamma}{4} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot h_{max}}{4}.$$

### 3.2.2.2 Расчет диаметра и рабочего хода поршня. [1]

При расчетах конструктивных параметров аксиально-поршневых гидромашин рекомендуется соотношение  $\frac{h}{d} = (1 - 2)$ .

Примем это отношение  $\frac{h}{d} = 1,5$ .

Для аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском диаметр

поршня определяется по формуле:  $d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_k}{1,5 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,22 \cdot 10^{-6}}{1,5 \cdot 3,14}} = 0,0101 м = 10 мм$ .

По номинальному ряду ГОСТ 12447-67 выбираем диаметр поршня  $d = 10 мм$ .  
Рабочий ход поршня  $h$  со сферической головкой допускается принимать с некоторой погрешностью  $h_{раб} = 1,5 \cdot d = 15 мм$

### 3.2.2.3 Расчет основных диаметров блока цилиндров. [1]

Диаметр  $D_n$ , на котором расположены оси цилиндров блока находится из соотношения  $D_n = \frac{h_{раб}}{tg \gamma} = \frac{15}{0,36} = 42 мм$ .

По номинальному ряду ГОСТ 12447-80 выбираем диаметр

$D_n = 42 мм$ .

Толщину стенки цилиндра конструктивно принимаем  $C = 6 мм$ .

Диаметр блока цилиндров  $D_о = D_n + d + 2 \cdot c = 42 + 10 + 2 \cdot 6 = 64 мм$ .

По ГОСТ 6636-69 принимаем  $D_о = 69 мм$ .

Внутренний диаметр  $D_{вн} = D_n - (d + 2 \cdot c) = 42 - 26 = 16 мм$ .

### 3.2.2.4 Расчет длины и высоты блока цилиндров. [1]

Угловой шаг расположения цилиндров находим как:  $\alpha = \frac{2 \cdot \pi}{z} = \frac{2 \cdot 3,14}{9} = 40^\circ$

Длину блока цилиндров предварительно принимаем по формуле  $L_u = h_n + L_z + \delta_y = 15 + 21 + 1 = 37 мм$ ,

где  $h_p$  - рабочий ход поршня;

$L_z$  - длина заделки поршня, которую для данной машины принимаем по формуле  $L_z = 2,1 \cdot d = 2,1 \cdot 10 = 21 мм$ ;

$\delta_{ц}$  - запас, равный 1 мм.

Высоту блока определим как  $H = L_u + b_3 = 37 + 23 = 60 мм$ .

$b_3$  конструктивно принимаем равной 23 мм.

Толщину дна блока выбираем конструктивно, но не менее, чем величина  $2 \cdot c$ .

После расчета основных параметров необходимо выполнить проверку блока на прочность и жесткость.

									Лист
									21
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

### 3.2.2.5 Проверка блока цилиндров на прочность. [1]

Проверка на прочность осуществляется из условия:

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} \cdot P_p \leq \sigma_{\text{доп}},$$

где  $A = \frac{d + 2 \cdot c}{d}$

$\sigma_{\text{доп}}$  - величина допускаемых напряжения для блока ;

$P_p$  - расчетное давление.

Рассчитываем коэффициент  $A = \frac{d + 2 \cdot c}{d} = \frac{10 + 2 \cdot 6}{10} = 2,72$

Расчетное давление  $P_p = P_n \cdot K_p = 1,5 \cdot 28 = 42 \text{ МПа}$ .

Принимаем коэффициент  $K_p = 1,5$ .

Тогда  $\sigma = \frac{(2,72)^2 + 1}{(2,72)^2 - 1} \cdot 42 = \frac{8,39}{6,39} \cdot 42 = 55,15 \text{ МПа}$ .

Блок цилиндров выполнен из стали 20Х. Тогда допустимое напряжение  $[\sigma_{\text{доп}}] = 150 \text{ МПа}$

$$\sigma \leq [\sigma_{\text{доп}}]$$

$$55,15 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}$$

Условие соблюдено.

### 3.2.2.6 Проверка блока цилиндра на жесткость. [1]

Расчет блока на жесткость выполняется приближенно по формуле для радиальной деформации толстостенной трубы, имеющей внутренний диаметр, равный  $d$ , и наружный диаметр, равный  $d+2c$ :

$$\delta = \frac{d}{E} \cdot \left( \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) \cdot P_n \leq [\delta_{\text{доп}}]$$

Допускаемую деформацию  $\delta_{\text{доп}}$  для блоков из сталей принимают  $\delta_{\text{доп}} = 8 \text{ мкм}$ . Коэффициент Пуассона  $\mu$  принимаем для этого же материала равной 0,28, а модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ . Если расчетные напряжения оказываются меньше допускаемых, то условия жесткости выполняются.

$$\delta = \frac{d}{E} \cdot \left( \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) \cdot P_n = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^5} \left( \frac{8,34}{6,39} + 0,28 \right) \cdot 28 = 2,23 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 2,23 \text{ мкм}$$

$$\delta \leq [\delta_{\text{доп}}]$$

$$2,23 \text{ мкм} \leq 8 \text{ мкм}$$

Условие жесткости выполняется.

									Лист
									22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

### 3.2.3 Расчет фактических параметров гидромотора. [2]

Теоретическая мощность  $N_m = p_n \cdot Q_n = 0,309 \cdot 10^{-3} \cdot 28 = 8,625 \text{ кВт}$

Потребляемая мощность  $N_n = \frac{N_m}{\eta} = \frac{8,625}{0,93} = 9,303 \text{ кВт}$

### 3.2.4 Расчет и конструирование поршневых групп. [1]

Конструкция поршня показана на рисунке 8.

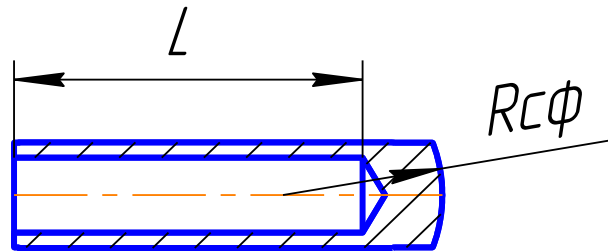


Рис. 8 Конструкция поршня

#### 3.2.4.1 Расчет основных размеров поршня. [1]

Длину поршня принимаем равной  $L_n = 3,5d = 35 \text{ мм}$ .

Радиус сферической головки конструктивно принимается  $r_2 = 8 \text{ мм}$ .

Площадь поршня равна  $f_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 100}{4} = 78,5 \text{ мм}^2$ .

#### 3.2.4.2 Расчет сферической головки поршня на контактную прочность. [1]

При данной конструкции поршня проводится расчет сферической головки поршня на контактную прочность по формуле:  $\sigma = 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot f_n \cdot P_p \cdot E}{r_2^2}} \leq \sigma_{дон}$

Допускаемые контактные напряжения принимаются равными  $[\sigma_{дон}] = 200 \text{ кгс / м}^2$

Расчетная нагрузка принимается  $P_p = 30 \text{ МПа}$

Модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

$$\sigma = 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot f_n \cdot P_p \cdot E}{r_2^2}} = 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 78,5 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 2 \cdot 10^6}{64 \cdot 10^{-6}}} = 185 \text{ кгс / м}^2$$

$$\sigma \leq [\sigma_{дон}]$$

$$185 \text{ МПа} \leq 200 \text{ МПа}$$

Условие выполняется.

### 3.2.5 Расчет системы распределения.

В данной гидромашине применяется торцовое распределение, осуществляемое при помощи двух серпообразных окон, выполненных на упорно-распределительном диске, с которыми поочередно соединяются при круговом движении цилиндры через отверстия в своих доньшках. Эти окна соединены каналами с полостями нагнетания и всасывания через окна на торце золотника, прилегающего к корпусу. Опорные торцовые поверхности распределительного диска изготавливаются плоскими.

#### 3.2.5.1 Расчет овальных окон в доньшке блока цилиндров. [2]

Схема окна в доньшке блока цилиндров приведена на рисунке 9.

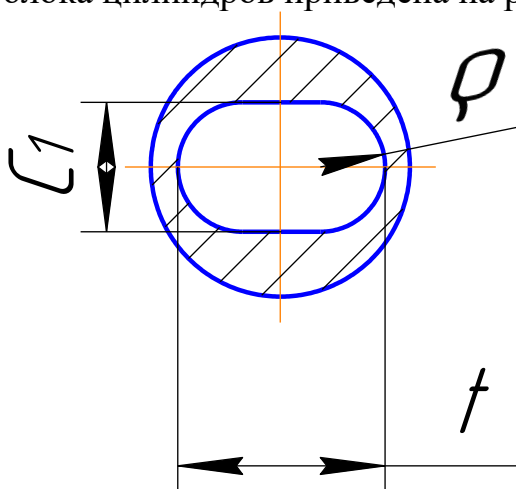


Рис. 9 Схема окна в доньшке блока цилиндров.

Размер окон в доньшке блока выбирают так, чтобы наибольшая скорость рабочей жидкости при полностью открытых нагнетательных окнах не превышала  $V_{ок}^{дон} \leq 7,5 м/с$

Предварительно принимаем площадь овального окна  $f_0 = 0,4 \cdot f_n = 78,5 \cdot 0,4 = 31,4 мм^2$ ,

где  $f_n$  - площадь поршня;

$f_0$  - площадь окна в доньшке блока цилиндра.

Затем находим радиус круговой выточки по формуле:

$$\rho = 1,16 \cdot d \left( 1 - \sqrt{1 - 0,675 \cdot \frac{f_0}{f_n}} \right) = 1,16 \cdot 10 \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{0,675 \cdot 31,4}{78,5}} \right) = 1,68 мм$$

$$\psi_1 = \arcsin \frac{d}{D_6} = \arcsin \frac{10}{60} = 10^\circ$$

И углы перекрытия  $\psi_2 = \psi_1 - \psi_3 = 10^\circ - 3^\circ = 7^\circ$

$$\psi_3 = \arcsin \frac{2 \cdot \rho}{D_6} = \arcsin \frac{2 \cdot 1,68}{60} = 3^\circ$$



где  $d$  - диаметр цилиндра;

$D_{\Pi}$  - диаметр окружности на доньшке блока, на которой лежат центры цилиндров.

Затем вычисляем скорость течения жидкости в рассчитанном окне:

$$V_{ок} = \frac{Q_0}{z \cdot f_0} = \frac{0,309 \cdot 10^{-3}}{9 \cdot 31,4} = 1,09 \text{ м/с}$$

$$V_{ок} \leq V_{ок}^{дон}$$

$$1,09 \text{ м/с} \leq 7,5 \text{ м/с}$$

Скорость в овальном окне не превышает допустимую скорость течения рабочей жидкости.

Ширину окон питания в доньшке блока цилиндров  $C_1$  принимаем равной ширине  $C$  окон в распределительном диске:

$$C_1 = C = 0,5d = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ мм.}$$

Теперь найдем длину окошка в дне блока цилиндров.

Площадь окна определится как  $f_0 = f_n - ((t - 2 \cdot \rho) \cdot 2 \cdot \rho + \pi \rho^2)$

Выразим из этой формулы ширину окна  $t$ :

$$f_0 - f_n = ((t - 2 \cdot \rho) \cdot 2 \cdot \rho + \pi \rho^2)$$

$$(f_0 - f_n) - \pi \cdot \rho^2 = ((t - 2 \cdot \rho) \cdot 2 \cdot \rho)$$

$$\frac{(f_0 - f_n) - \pi \cdot \rho^2}{2 \cdot \rho} = t - 2 \cdot \rho \Rightarrow$$

$$t = \frac{(f_0 - f_n) - \pi \cdot \rho^2}{2 \cdot \rho} + 2 \cdot \rho = \frac{78,5 - 31,4 - 3,14 \cdot (1,68)^2}{2 \cdot 1,68} + 2 \cdot 1,68 = 8 \text{ мм}$$

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ док.м.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ				

### 3.2.5.2 Расчет окон в распределительном диске

#### 3.2.5.2.1 Расчет размеров торца золотника, прилегающего ко дну блока цилиндров. [2]

Ширину уплотняющих поясков принимаем  $b_1 = b_2 = 4$  мм.  
Найдем внешний и внутренний радиусы диска (рис. 10).

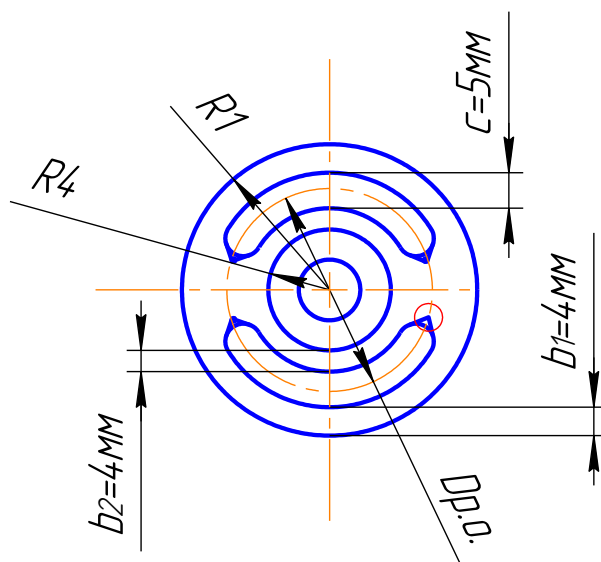


Рис. 10 К расчету размеров торца золотника, прилегающего к дну блока цилиндров.

Внешний радиус золотника:  $R_1 = \frac{D_{p.o.}}{2} + b_1 + 0,5 \cdot c = \frac{26}{2} + 4 + 2,5 = 19,5 \text{ мм}$ ,

где  $D_{p.o.}$  - средний диаметр окон распределительного диска.

Внутренний радиус золотника:  $R_4 = R_1 - b_1 - b_2 - c = 19,5 - 4 - 4 - 5 = 7,5 \text{ мм}$ .

### 3.2.5.2.2 Расчет окон золотника на торце, прилегающем к корпусу.

Из условия равновесия распределительного диска и обеспечения прочности его стенок, выбираем диаметр окон (рис. 11).

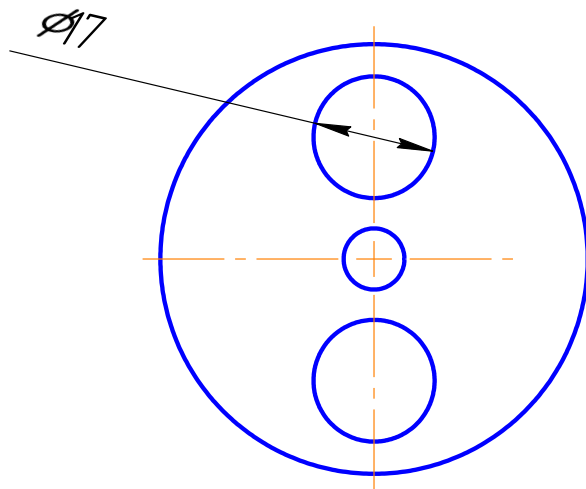


Рис. 11. К расчету окон золотника на торце, прилегающем к корпусу.

Данное условие запишем как:  $n_1 \cdot P_n \cdot f_{ц} + n_2 \cdot P_{сл} \cdot f_{ц} = P_{сл} \cdot f_{окна} + P_n \cdot f_{окна}$ , где

$n_{1,2}$  - количество поршней на нагнетании и на сливе;

$P_n$  - давление в линии нагнетания;

$P_{сл}$  - давление в линии слива;

$f_{ц}$  - площадь поршня;

$f_{окна}$  - площадь окна распределителя.

Таким образом, можно записать

$$4,5 \cdot f_{ц} \cdot (P_n - P_{сл}) \geq f_{окна} \cdot (P_n - P_{сл})$$

$$4,5 \cdot f_{ц} \geq f_{окна}$$

Из этого условия определим максимально возможный диаметр окна в распределителе:

$$4,5 \cdot d_{ц}^2 \geq d_{окна}^2$$

$$d_{окна} \leq \sqrt{4,5 \cdot d_{ц}^2} \leq \sqrt{4,5 \cdot 10^2} \leq 21 \text{ мм}$$

Исходя из полученного диаметра и конструктивных соображений принимаем диаметр круглых окон в золотнике  $d_{окна} = 17$  мм.

### 3.2.5.3 Проверка выполнения условия равновесия сил, действующих на блок цилиндров. [2]

Для обеспечения надежного контакта дна блока цилиндров с распределительным диском требуется, чтобы суммарная сила давления жидкости, действующая на цилиндрический блок со стороны поршней (прижимающая сила), превышала противодействующую ей силу давления жидкости, стремящуюся расширить (раскрыть) стыковой зазор (отжимающая сила).

Отжимающая сила, действующая в стыковом зазоре определяется по формуле:

$$q_{из} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_n \cdot (2 \cdot \rho + b)}{2 \cdot z} \cdot p_i, \text{ где}$$

$D_n$  - средний диаметр дна блока цилиндров;

$z$  - количество поршней, находящихся на нагнетании или слива;

$p_i$  - давление в полости нагнетания или слива;

$\rho$  - радиус круговой выточки окна распределителя;

$b$  - ширина уплотняющих поясков.

Отжимающая сила, действующая в стыковом зазоре от давления нагнетания:

$$q_{нг} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot (2 \cdot \rho + a)}{2 \cdot z} \cdot p_n = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 26 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot 9} \cdot 28 \cdot 10^6 = 1,957 \text{ кН}$$

где  $q_{нг}$  - отжимающая сила от давления нагнетания;

$p_n$  - давление в линии нагнетания.

Отжимающая сила, действующая в стыковом зазоре от давления слива:

$$q_{сл} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot (2 \cdot \rho + a)}{2 \cdot z} \cdot p_{сл} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 26 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot 9} \cdot 1 \cdot 10^6 = 0,0699 \text{ кН}$$

где  $q_{сл}$  - отжимающая сила от давления слива;

$p_{сл}$  - давление в линии слива.

Затем определим суммарную отжимающую силу:

$$q_{\Sigma} = \sum q_{нагнет.} + \sum q_{слив.} = n_1 \cdot q_{нг} + n_2 \cdot q_{сл} = 5 \cdot 1,957 + 4 \cdot 0,0699 = 10,06 \text{ кН},$$

где  $n_{1,2}$  - количество поршней на нагнетании и на сливе.

Сила, прижимающая диск распределителя к блоку цилиндров определяется по формуле:

$$P = S_n \cdot \left( \frac{p_n(z+1)}{2} + \frac{p_{сл}(z+1)}{2} \right) = 78,5 \cdot 10^{-6} \cdot \left( \frac{28 \cdot 10^6(9+1)}{2} + \frac{10^6 \cdot (9-1)}{2} \right) = 11,304 \text{ кН}.$$

Оценку распределителя проводят по коэффициенту поджима  $\Pi$ , под которым понимается отношение разности прижимающей и отжимающей силы к величине прижимающей силы в %. Допустимо, чтобы значение коэффициента поджима лежало в диапазоне  $\Pi = 10\% - 20\%$ .

$$\text{Определяем коэффициент поджима: } \Pi = \frac{P - q_{\Sigma}}{P} \cdot 100\% = \frac{11,304 - 10,06}{11,304} \cdot 100\% = 10\%$$

Условие выполняется.

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

### 3.2.6 Расчет основных сил, действующих в гидромашине. [5]

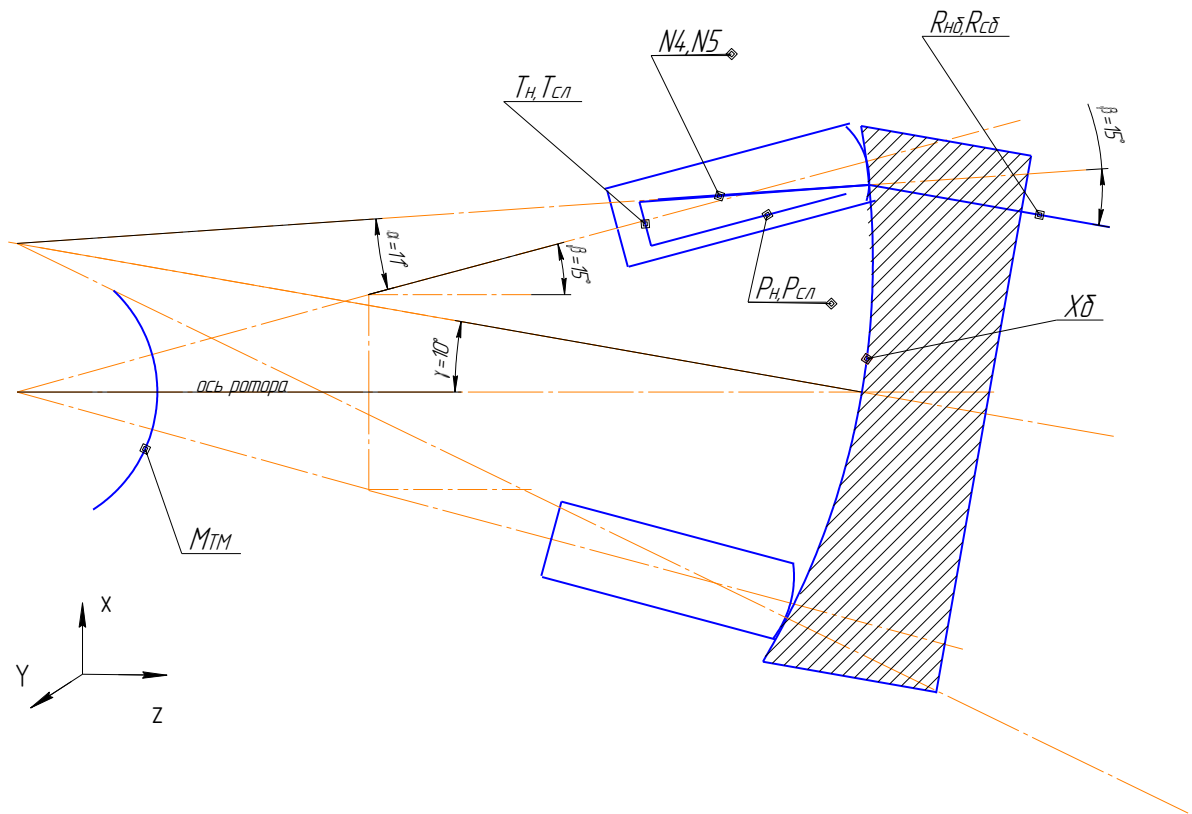


Рис. 12 Схема действия основных сил в гидромашине.

Главными силами, действующими в гидромашине являются силы давления жидкости.

Сила давления, действующая на один поршень:

$$\text{- от давления нагнетания: } P_n = p_n \cdot S_n = \frac{p_n \cdot \pi \cdot d_n^2}{4} = \frac{28 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 2,198 \text{ кН}$$

$$\text{- от давления слива: } P_{сл} = p_{сл} \cdot S_n = \frac{p_{сл} \cdot \pi \cdot d_n^2}{4} = \frac{10^6 \cdot 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,0785 \text{ кН}$$

Тогда главная равнодействующая сила определится как сумма сил давления от давления нагнетания и слива:

$$P = \sum P_i = n_1 \cdot P_n + n_2 \cdot P_{сл} = 5 \cdot 2,198 \cdot 10^3 + 4 \cdot 0,0785 \cdot 10^3 = 11,304 \text{ кН}$$

Со стороны наклонного диска по нормали к его поверхности на поршень действует реакция  $R_{и6}$ . Её осевая составляющая уравновешивается силой давления на поршень  $P_i$ . Эта реакция определится как:  $R_{и6} = \frac{P_i}{\cos \beta}$ .

А ее поперечная составляющая  $T_i = R_{и6} \cdot \sin \beta = P_i \cdot \text{tg} \beta$ .

Реакция  $R_{i6}$  от давления в линии нагнетания:  $R_{i6} = \frac{P_n}{\cos \beta} = \frac{2,198 \cdot 10^3}{\cos 10^0} = 2,23 \text{ кН}$ .

Реакция  $R_{i6}$  от давления в линии слива:  $R_{i6} = \frac{P_c}{\cos \beta} = \frac{0,0785 \cdot 10^3}{\cos 10^0} = 0,08 \text{ кН}$ .

Определим теперь поперечную составляющую  $T_i$

- от давления в линии нагнетания:  $T_n = P_n \cdot \text{tg} \beta = 2,23 \cdot 10^3 \cdot \text{tg} 10^0 = 0,393 \text{ кН}$  ;

- от давления в линии слива:  $T_{cl} = P_{cl} \cdot \text{tg} \beta = 0,0785 \cdot 10^3 \cdot \text{tg} 10^0 = 0,014 \text{ кН}$ .

Из-за заземления поршня в цилиндре сила  $T_i$  передается на блок цилиндров и образует момент относительно оси  $OZ$ :

- от давления нагнетания:

$$M_{TH} = \frac{T_n \cdot (D_u + D_0)}{4} \cdot \sin \alpha_n = \frac{0,393 \cdot 10^3 \cdot 69 \cdot 10^{-3}}{4} \cdot \sin 15^0 = 1,756 \text{ Н}$$

- от давления слива:  $M_{Tcl} = \frac{T_{cl} \cdot (D_u + D_0)}{4} \cdot \sin \alpha_n = \frac{0,014 \cdot 10^3 \cdot 69 \cdot 10^{-3}}{4} \cdot \sin 15^0 = 0,125 \text{ Н}$

Сумма моментов  $M_{Ti}$  от действия всех поршней равна мгновенному значению крутящего момента на валу гидромотора:

$$M_{TM} = \sum M_{Ti} = n_1 \cdot M_{TH} + n_2 \cdot M_{Tcl} = 5 \cdot 1,756 + 4 \cdot 0,125 = 9,28 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для передачи этого момента служит шлицевое соединение.

Сумма сил  $T_i$ , приложенная к блоку цилиндров, представляет главную поперечную силу, которая определяется как сумма поперечных сил от давления в линии нагнетания и слива.

$$T = \sum T_i = n_1 \cdot T_n + n_2 \cdot T_{cl} = 5 \cdot 0,393 \cdot 10^3 + 4 \cdot 0,014 \cdot 10^3 = 2,015 \text{ кН}$$

Сумма реакций  $R_{i6}$ , действующая на наклонный диск, образует равнодействующую сил  $R_6$  (т.е сумму сил  $R_{n6}$  и  $R_{c6}$ ), которая передается на корпус гидромотора  $R_6 = \sum R_{i6} = n_1 \cdot R_{n6} + n_2 \cdot R_{c6} = 5 \cdot 2,23 \cdot 10^3 + 4 \cdot 0,08 \cdot 10^3 = 11,47 \text{ кН}$ .

Эта сила нормальна к поверхности наклонного диска, а линия ее действия циклически перемещается в плоскости  $XOY$  относительно точки, соответствующей ее среднему положению, с координатами:  $y_6 = 0$ ;

$$x_6 = \frac{p_n - p_{cl}}{p_n + p_{cl}} \cdot \frac{D_u + D_0}{2 \cdot \pi} = \frac{(28 - 1) \cdot 10^6}{(28 + 1) \cdot 10^6} \cdot \frac{69 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14} = 10,23 \text{ мм}$$

Давление жидкости в цилиндрах, действующее на дно блока, образует силы  $P_i$ , прижимающие блок цилиндров к распределителю и нагружающие крышку  $P_{\Sigma} = 11,304 \text{ кН}$ .

Направлена эта сила параллельно оси  $OZ$ .

### 3.2.7 Определение усилий, действующих на подшипники ротора. [12]

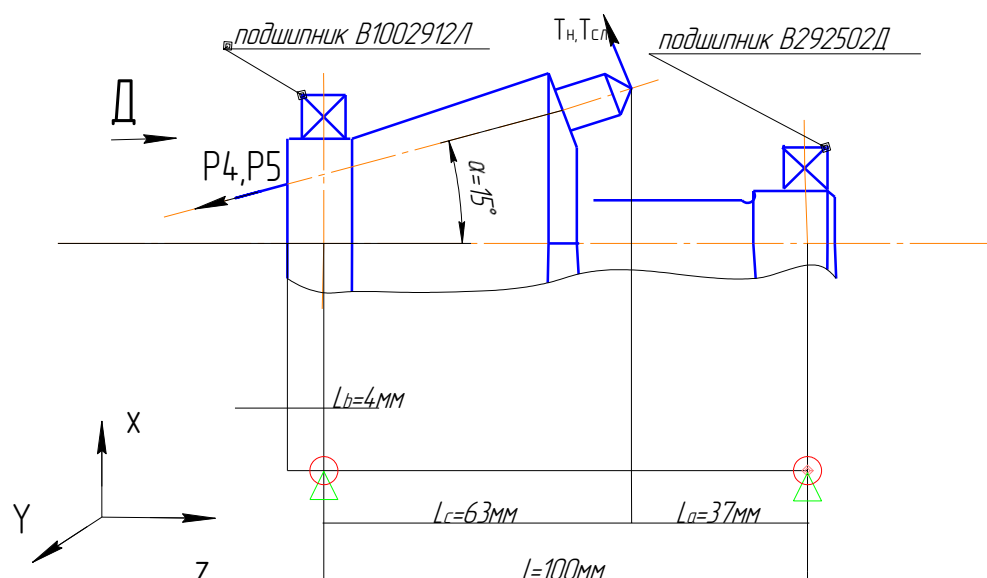


Рис. 13 Схема усилий, действующих на подшипники ротора.

На подшипники ротора действуют следующие силы:

- поперечная составляющая главной силы давления жидкости, действующей на наклонный диск;
- сила, действующая на ротор по осям поршней от давления  $p_H$ . ее величину найдем по формуле  $P_4 = P_H \cdot f_4$ ;
- сила, действующая на ротор по осям поршней от давления  $p_{сл}$ . ее величину найдем по формуле  $P_5 = P_{сл} \cdot f_4$ .

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

150302.2018.286.00 ПЗ

Лист

31

### 3.2.7.1 Определение сил, действующих на ротор по осям поршней от давления $p_H$ и $p_{сл}$ .

Определим сначала площадь под поршнем  $f_4$ , на которую действует давление нагнетания или слива.

Она равна разности площадей поршня и окошка в дне блока цилиндров (см. рис. 14).

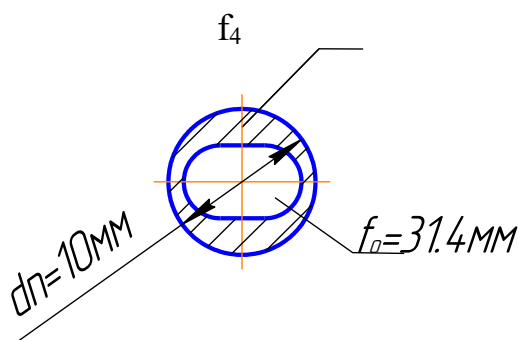


Рис.14 Схема окошка в дне блока цилиндров.

Площадь окошка в дне блока цилиндров была определена ранее (см. пункт 3.2.5.1)

Площадь поршня определится как

$$f_n = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 = 78,5 \text{ мм}^2$$

Таким образом, искомая площадь будет равна:

$$f_4 = f_n - f_o = 7,85 \cdot 10^{-5} - 3,14 \cdot 10^{-5} = 4,71 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 = 47,1 \text{ мм}^2$$

Сила, действующая на ротор по осям поршней от давления  $p_H$  определится по формуле  $P_4 = P_H \cdot f_4 = 28 \cdot 10^6 \cdot 4,71 \cdot 10^{-5} = 1,319 \text{ кН}$

Сила, действующая на ротор по осям поршней от давления  $p_{сл}$  определится по формуле  $P_5 = P_{сл} \cdot f_4 = 1 \cdot 10^6 \cdot 4,71 \cdot 10^{-5} = 0,0471 \text{ кН}$

### 3.2.7.2 Определение усилий, действующих на подшипники ротора от поперечной составляющей главной силы давления жидкости, действующей на наклонный диск. [4]

- от давления нагнетания  $\sum T_n = 5 \cdot T_n = 5 \cdot 0,393 \cdot 10^3 = 1,965 \text{ кН}$  ;

- от давления слива  $\sum T_{сл} = 4 \cdot T_{сл} = 4 \cdot 0,014 \cdot 10^3 = 0,057 \text{ кН}$  .

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ



### 3.2.7.3 Определение усилий, действующих на подшипники ротора от сил $P_4$ и $P_5$ . [4]

Силы  $P_4$  и  $P_5$  разложим на составляющие:

А) Параллельные оси ротора (осевые силы)

Составляющая силы  $P_4$ :  $A_4 = P_4 \cdot \cos \alpha = 1,319 \cdot 10^3 \cdot \cos 15^\circ = 1,27 \text{ кН}$ .

Составляющая силы  $P_5$ :  $A_5 = P_5 \cdot \cos \alpha = 0,0471 \cdot 10^3 \cdot \cos 15^\circ = 0,045 \text{ кН}$ .

Угол  $\alpha$  - см. схему рис. 12.

Б) Перпендикулярные оси ротора (радиальные силы)

Составляющая силы  $P_4$ :  $R_4 = P_4 \cdot \sin \alpha = 1,319 \cdot 10^3 \cdot \sin 15^\circ = 0,341 \text{ кН}$

Составляющая силы  $P_5$ :  $R_5 = P_5 \cdot \sin \alpha = 0,0471 \cdot 10^3 \cdot \sin 15^\circ = 0,012 \text{ кН}$

Определяем равнодействующую сил  $A_4$  и  $A_5$ :

$$\sum A_4 = n_1 \cdot A_4 = 5 \cdot 1,27 \cdot 10^3 = 6,35 \text{ кН}$$

$$\sum A_5 = n_2 \cdot A_5 = 4 \cdot 0,045 \cdot 10^3 = 0,18 \text{ кН}$$

Схема действия сил представлена на рис. 15.

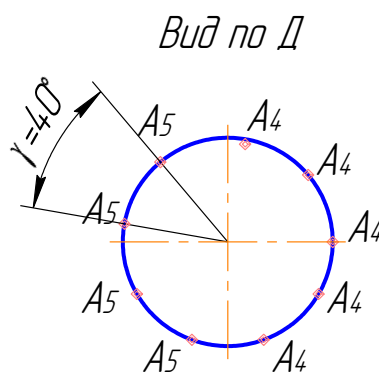


Рис. 15 Расположение осевых сил.

Определяем равнодействующую сил  $R_4$  и  $R_5$ :

- равнодействующая силы  $R_4$ :

$$\sum R_4 = R_4 \cdot (1 + 2 \cdot \cos \gamma + 2 \cdot \cos 2 \cdot \gamma) = 0,341 \cdot 10^3 \cdot (1 + 2 \cdot \cos 40 + 2 \cdot \cos 2 \cdot 40) = 0,982 \text{ кН}$$

- равнодействующая силы  $R_5$ :

$$\sum R_5 = 2 \cdot R_5 \cdot \left( \cos \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{3 \cdot \gamma}{2} \right) = 2 \cdot 0,012 \cdot 10^3 \cdot \left( \cos \frac{40}{2} + \cos \frac{3 \cdot 40}{2} \right) = 0,035 \text{ кН}$$

Схема действия сил представлена на рис. 16

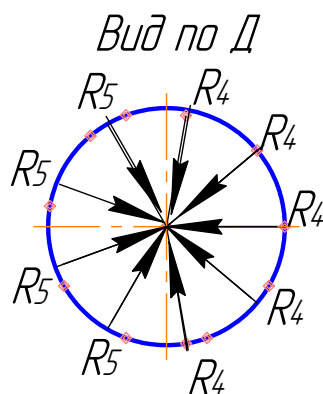


Рис. 16 Расположение радиальных сил

### 3.2.7.4 Схема нагружения подшипников ротора. [12]

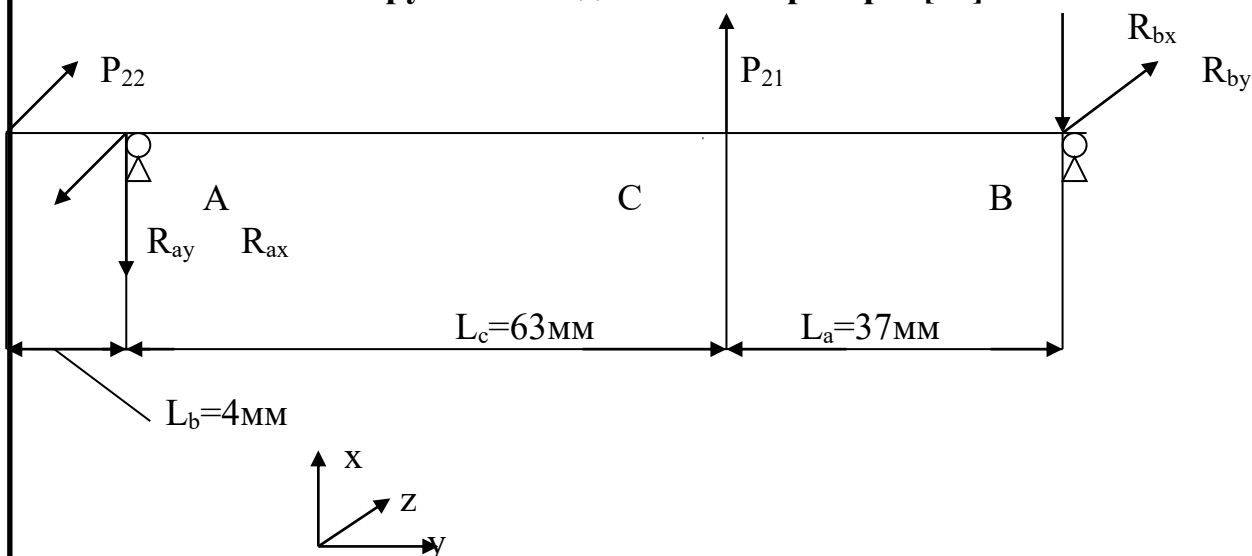


Рис. 17 Схема нагружения подшипников ротора

На вал действуют следующие силы:

1. Равнодействующая поперечных сил  $T_i$

Определим ее значение по формуле:

$$P_{21} = \sum T_i = \sum T_n + \sum T_{cl} = 1,965 \cdot 10^3 + 0,057 \cdot 10^3 = 2,022 \text{ кН}$$

2. Равнодействующая радиальных сил  $R_i$

Определим ее значение по формуле:

$$P_{22} = \sum R_i = \sum R_n - \sum R_{cl} = n_1 \cdot R_n - n_2 \cdot R_{cl} = 5 \cdot 0,341 \cdot 10^3 - 4 \cdot 0,012 \cdot 10^3 = 1,618 \text{ кН}$$

3. Изгибающий момент  $M_{изг} = 0,518 \text{ кНм}$

### 3.2.7.5 Определение реакций в опорах ротора (см. рис. 17). [12]

Реакция по оси OX в опоре А определится как:

$$R_{ax} = \frac{P_{21} \cdot l_a}{l_a + l_c} = \frac{2,022 \cdot 10^3 \cdot 37 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 0,75 \text{ кН}.$$

Реакция по оси ОУ в опоре А определится как:

$$R_{ay} = \frac{P_{22} \cdot (l_b + l_a + l_c)}{l_a + l_b} + \frac{M_{изз}}{l_a + l_b} = \frac{1,618 \cdot 10^3 \cdot (4 + 37 + 63) \cdot 10^{-3}}{(37 + 63) \cdot 10^{-3}} + \frac{0,518 \cdot 10^3}{(37 + 63) \cdot 10^{-3}} = 6,863 \text{ кН}.$$

Реакция по оси ОХ в опоре В определится как:

$$R_{bx} = \frac{P_{21} \cdot l_c}{l_a + l_c} = \frac{2,022 \cdot 10^3 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{(63 + 37) \cdot 10^{-3}} = 1,273 \text{ кН}.$$

Реакция по оси ОУ в опоре В определится как:

$$R_{by} = \frac{P_{22} \cdot (l_b)}{l_a + l_b} + \frac{M_{изз}}{l_a + l_b} = \frac{1,618 \cdot 10^3 \cdot (4) \cdot 10^{-3}}{(37 + 63) \cdot 10^{-3}} + \frac{0,518 \cdot 10^3}{(37 + 63) \cdot 10^{-3}} = 5,245 \text{ кН}.$$

Суммарную реакцию в опоре А определяем по формуле:

$$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{(0,75 \cdot 10^3)^2 + (6,863 \cdot 10^3)^2} = 6,904 \text{ кН}.$$

Суммарную реакцию в опоре В определяем по формуле:

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{(1,273 \cdot 10^3)^2 + (5,245 \cdot 10^3)^2} = 5,397 \text{ кН}.$$

### 3.2.7.6 Определение усилий, действующих на подшипник, установленный в крышке в качестве наклонного диска. [4]

Определим теперь усилия, действующие на подшипник, установленный в крышке в качестве наклонного диска. Определим нормальные усилия, возникающие в точках контакта подшипника с поршнями:

1) нормальные усилия, возникающие в точках контакта подшипника с поршнями, находящимися под давлением нагнетания:

$$N_4 = \frac{P_n}{\cos \alpha} = \frac{2,198 \cdot 10^3}{\cos 11^\circ} = 2,8 \text{ кН},$$

где  $P_n$  - сила давления на один поршень гидромотора при давлении нагнетания;  
 $\alpha$  - угол между осью поршня и линией, проведенной через точку контакта поршня с наклонным диском (см. рис. 12).

2) нормальные усилия, возникающие в точках контакта подшипника с поршнями, находящимися под давлением слива:  $N_5 = \frac{P_{сл}}{\cos \alpha} = \frac{0,0785 \cdot 10^3}{\cos 11^\circ} = 0,08 \text{ кН},$

где  $P_{сл}$  - сила давления на один поршень гидромотора при давлении слива;  
 $\alpha$  - угол между осью поршня и линией, проведенной через точку контакта поршня с наклонным диском (см. рис. 12).

Нормальные усилия  $N_4$  и  $N_5$  разложим на составляющие (схема действия осевых и радиальных составляющих - см. рис. 18):

1) параллельные оси наклонного диска

Осевая составляющая нормального усилия  $N_4$  определится как  $A_6 = N_4 \cdot \cos \phi = 2,8 \cdot 10^3 \cdot \cos 15^\circ = 2,704 \text{ кН},$

где  $\phi$  - угол между линией действия силы  $N_4$  и прямой, проведенной через точку контакта поршня с наклонным диском параллельно оси наклонного диска (см. рис. 12).

										Лист
										35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

150302.2018.286.00 ПЗ

Осевая составляющая нормального усилия  $N_5$  определится как  $A_7 = N_5 \cdot \cos \phi = 0,08 \cdot 10^3 \cdot \cos 15^\circ = 0,77 \text{ кН}$ , где

$\phi$  - угол между линией действия силы  $N_5$  и прямой, проведенной через точку контакта поршня с наклонным диском параллельно оси наклонного диска (см. рис. 12).

2) перпендикулярные оси наклонного диска

Радиальная составляющая нормального усилия  $N_4$  определится как  $R_8 = N_4 \cdot \sin \phi = 2,8 \cdot 10^3 \cdot \sin 15^\circ = 0,725 \text{ кН}$ , где  $\phi$  - угол между линией действия силы  $N_4$  и прямой, проведенной через точку контакта поршня с наклонным диском параллельно оси наклонного диска (см. рис. 12).

Радиальная составляющая нормального усилия  $N_5$  определится как  $R_9 = N_5 \cdot \sin \phi = 0,08 \cdot \sin 15^\circ = 0,0208 \text{ кН}$ ,

где  $\phi$  - угол между линией действия силы  $N_4$  и прямой, проведенной через точку контакта поршня с наклонным диском параллельно оси наклонного диска (см. рис. 12).

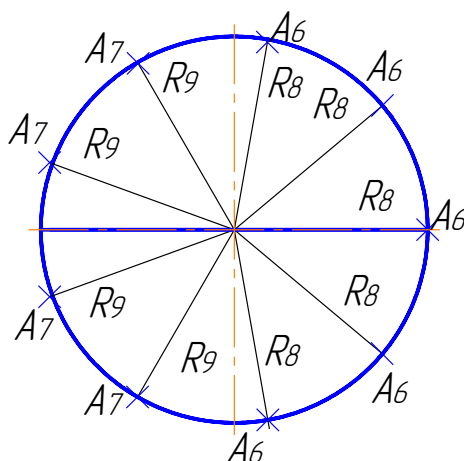


Рис. 18 Схема действия осевых и радиальных составляющих усилий  $N_4$  и  $N_5$

### 3.2.7.7 Определение суммарной осевой и радиальной сил, действующих на подшипник, установленный в крышке в качестве наклонного диска.

Суммарная осевая сила, действующая на наклонный диск будет равна:  $A_\Sigma = \sum A_6 + \sum A_7 = n_1 \cdot A_6 + n_2 \cdot A_7 = 5 \cdot 2,704 \cdot 10^3 + 4 \cdot 0,77 \cdot 10^3 = 14,29 \text{ кН}$

Для того, чтобы определить суммарную радиальную силу, действующую на наклонный диск, необходимо сначала привести составляющие  $R_8$  и  $R_9$  к одной линии действия (см. рис 19).

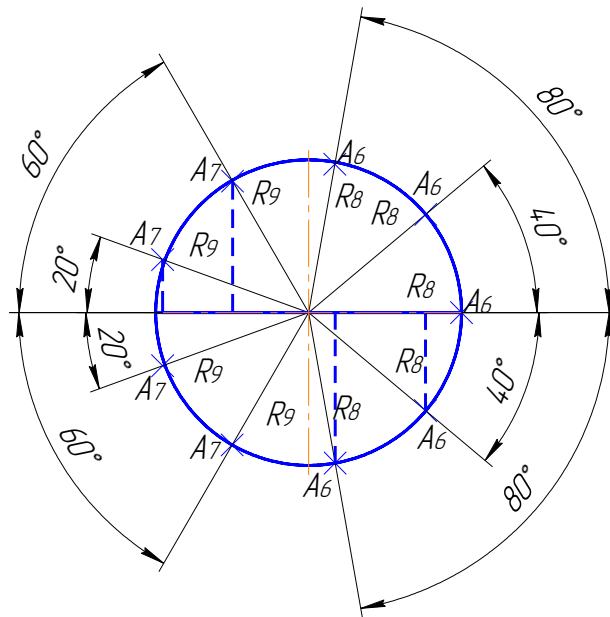


Рис. 19 К определению суммарной радиальной силы  $R_{\Sigma}$

Исходя из анализа рисунка 22, определим сумму радиальных составляющих  $R_9$  в виде:  $\sum R_9 = R_9 \cdot \cos 20^\circ + R_9 \cdot \cos 60^\circ + R_9 \cdot \cos 20^\circ + R_9 \cdot \cos 60^\circ$ . Из полученного уравнения видно, что силы располагаются симметрично относительно горизонтальной оси. Тогда данное уравнение можно переписать в виде:  $\sum R_9 = 2 \cdot (R_9 \cdot \cos 20^\circ + R_9 \cdot \cos 60^\circ) = 2,88 \cdot R_9$ .

Сумму радиальных составляющих  $R_8$  определяем тем же способом. Выражение для нее запишется в следующем виде:  $\sum R_8 = R_8 \cdot \cos 80^\circ + R_8 \cdot \cos 40^\circ + R_8 \cdot \cos 80^\circ + R_8 \cdot \cos 40^\circ + R_8 =$   
 $= R_8 \cdot (2 \cdot (\cos 80^\circ + \cos 40^\circ) + 1) = 2,88 \cdot R_8$

Тогда суммарная радиальная сила, действующая на наклонный диск определится как:

$$R_{\Sigma} = \sum R_8 - \sum R_9 = 2,88 \cdot R_8 - 2,88 \cdot R_9 = 2,88 \cdot (R_8 - R_9) = 2,88 \cdot (0,725 - 0,0208) \cdot 10^3 = 2,028 \text{ кН}.$$

### 3.2.8 Подбор подшипников. [12]

В корпусе гидромотора установлено 4 подшипника:

- 1) подшипник, установленный в крышке корпуса, играет роль наклонного диска;
- 2) подшипник, установленный на опоре А (на распределителе), служит для опоры ротора в корпусе;
- 3) подшипник, установленный на опоре В (см. рис. 13), служит для опоры ротора;
- 4) подшипник, установленный на блоке цилиндров (см. сборочный чертеж), служит только для центрирования ротора. Силы, действующие на него малы, по сравнению с перечисленными выше подшипниками, поэтому его расчет не приводится.

					150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		37

### 3.2.8.1 Подбор подшипника, установленного в крышке в качестве наклонного диска.

Предварительно выбираем в качестве наклонного диска радиально-упорный шарикоподшипник А68809У.

Внешний диаметр  $D = 84$  мм,

внутренний диаметр  $d = 44$  мм,

ширина подшипника  $H = 26,3$  мм,

номинальный угол контакта  $\alpha = 75^\circ$ ,

число шариков  $z = 17$ ,

диаметр шариков  $d_{ш} = 10,319$  мм,

диаметр окружности, проходящей через центры шариков  $d_m = 72,5$  мм.

Рабочая температура подшипника  $< 125^\circ\text{C}$ .

Желаемая долговечность - 5000 об.

Подшипник должен воспринимать суммарную осевую и радиальную силы.

Тогда усилия, действующие на подшипник, будут равны:

$$A_{\Sigma} = 14,29 \text{ кН}$$

$$R_{\Sigma} = 2,028 \text{ кН}$$

Подбор производится по долговечности.

Долговечность подшипника определяется по формуле:  $L = \left( \frac{C_a}{P_a} \right)^3$ , где

$C_a$  - динамическая грузоподъемность;

$P_a$  - эквивалентная динамическая нагрузка.

Определяем динамическую грузоподъемность:

$$C_a = f_a \cdot (\cos \alpha)^{0.7} \cdot z^{2/3} \cdot d_{ш}^{1.8} \cdot \text{tg} \alpha = 5,58 \cdot 0,3882 \cdot 6,611 \cdot 66,765 \cdot 3,732 = 3568 \text{ кН}, \text{ где}$$

$\alpha$  - номинальный угол контакта;

$z$  - число шариков;

$d_m$  - диаметр окружности, проходящей через центры шариков;

$f_c$  - коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала. Для соотношения  $\frac{d_{ш} \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{10,319 - 0,2588}{72,5} = 0,0368$ ,  $f_c = 5,58$ .

Эквивалентная динамическая нагрузка определяется по формуле:  
 $P_a = \left( X \cdot R_{\Sigma} + Y \cdot A_{\Sigma} \right) \cdot K_T \cdot K_B$ , где

$R_{\Sigma}$  - приведенная радиальная нагрузка;

$A_{\Sigma}$  - приведенная осевая нагрузка;

$X$  - коэффициент радиальной нагрузки;

$Y$  - коэффициент осевой нагрузки;

$K_T = 1$  - температурный коэффициент при  $t_{\text{раб.}} < 125^\circ\text{C}$  [12]

$K_B = 1$  - коэффициент безопасности [12]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

150302.2018.286.00 ПЗ

Лист

38

$$X = 1,66, Y = 1 \text{ при } \frac{A_{\Sigma}}{R_{\Sigma}} = \frac{14,29}{2,028} = 7,046 \geq e = 4,67 \quad [12]$$

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка будет равна:  
 $P_a = (X \cdot R_{\Sigma} + Y \cdot A_{\Sigma}) \cdot K_T \cdot K_B = (1,66 \cdot 2,028 \cdot 10^3 + 1 \cdot 14,29 \cdot 10^3) \cdot 1 \cdot 1 = 17,656 \text{ кН}$

$$\text{Долговечность подшипника: } L = \left( \frac{C_a}{P_a} \right)^3 = \left( \frac{3568}{17,656} \right)^3 = 8,252 \text{ млн.об.}$$

$$\text{Долговечность подшипника в часах: } L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = \frac{8,252 \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = 21969 \text{ ч}$$

Определяем запас по долговечности.

Подшипник считается пригодным, если коэффициент  $\Pi > 1$ .

$$\Pi = \frac{L_h}{L_{\text{желаемое}}} = \frac{21969}{5000} = 4,39 \geq 1$$

Условие выполняется. Радиально-упорный шарикоподшипник А68809У подходит.

### 3.2.8.2 Подбор охватывающего подшипника для опоры ротора в корпусе (опора А).

Охватывающий подшипник для опоры ротора в корпусе воспринимает радиальную силу  $R_a = 1,28$  кН. Подшипник устанавливается на распределительный диск, поэтому диаметр посадочного места  $d = 60$  мм. Желаемая долговечность  $L_{\text{ж}} = 5000$  ч.

Предварительно выбираем роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце 1002912Л сверхлегкой серии.

Подбор производится по долговечности.

$$\text{Долговечность подшипника: } L = \left( \frac{C_a}{P_a} \right)^{\frac{10}{3}}, \text{ где}$$

$C_a$  - динамическая грузоподъемность;

$P_a$  - эквивалентная динамическая нагрузка.

Определяем динамическую грузоподъемность:

$$C_a = f_c \cdot (i \cdot l_e \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} \cdot z^{\frac{3}{4}} \cdot d_p^{\frac{29}{27}}, \text{ где}$$

$\alpha = 0$  - номинальный угол контакта; [9]

$z = 24$  - число роликов; [9]

$d_m = 73,7$  мм - диаметр окружности центров тел качения; [9]

$d_p = 6,5$  мм - диаметр роликов; [9]

$i = 1$  - число рядов; [9]

$f_c$  - коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их

изготовления и материала. [9] Для соотношения  $\frac{d_p \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{6,5 \cdot 1}{73,7} = 0,0882$ ,  $f_c = 7,4$ ;

					150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		39

$l_e$  - фактическая длина контакта ролика с кольцом. Определяется по формуле:  
 $l_e = l - 2 \cdot c_1$ ,

где  $l = 6,5$  мм - длина ролика; [9]

$c_1 = 0,8$  мм - фаска на ролике. [9]

Таким образом,  $l_e = l - 2 \cdot c_1 = 6,5 - 2 \cdot 0,8 = 4,9$  мм

Динамическая грузоподъемность:

$$C_a = f_a \cdot (i \cdot l_e \cos \alpha)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot d_p^{29/27} = 7,4 \cdot (1 \cdot 4,9 \cdot 1)^{7/9} \cdot 24^{3/4} \cdot 6,5^{29/27} = 2067 \text{ кгс}, [9]$$

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_a = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_T \cdot K_B,$$

где R-приведенная радиальная нагрузка;

A - приведенная осевая нагрузка;

X - коэффициент радиальной нагрузки;

Y - коэффициент осевой нагрузки;

$K_T = 1$  - температурный коэффициент при  $t_{\text{раб.}} < 125^\circ\text{C}$ ; [12]

$K_B = 1$  - коэффициент безопасности; [12]

$V = 1$  - коэффициент вращения; [12]

Так как осевая сила на подшипник не действует (т.е.  $A = 0$ ), то  $X = 1$ ,

$Y = 0$  при  $\frac{A}{V \cdot R} = 0 = e$ . [12].

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка будет равна:  
 $P_a = (X \cdot V \cdot R) \cdot K_T \cdot K_B = (1 \cdot 2,028 \cdot 10^3) \cdot 1 \cdot 1 = 2,028 \text{ кН} = 202,8 \text{ кгс}$ .

$$\text{Долговечность подшипника: } L = \left( \frac{C_a}{P_a} \right)^{10/3} = \left( \frac{2067}{202,8} \right)^{10/3} = 10 \text{ млн. об.}$$

$$\text{Долговечность подшипника в часах: } L_u = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = \frac{10 \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = 52199 \text{ ч}$$

Определяем запас по долговечности.

Подшипник считается пригодным, если коэффициент  $\Pi > 1$ .

$$\Pi = \frac{L_u}{L_{\text{ж}}} = \frac{52199}{5000} = 10,44 \geq 1$$

Условие выполняется.

Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце 1002912Л сверхлегкой серии подходит.

### 3.2.8.3 Подбор подшипника для опоры ротора(опора В).

Подшипник для опоры ротора воспринимает только радиальную силу  $R_b = 0,98$  кН = 98 кгс. Диаметр посадочного места  $d = 20$  мм.(место установки подшипника см.рис. 8)

Желаемая долговечность  $L_{\text{ж}} = 5000$  ч.

									150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата						40



Предварительно выбираем роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами без внутреннего кольца 292202 сверхлегкой серии.

Подбор производится по коэффициенту работоспособности.

Требуемый коэффициент работоспособности определяется по формуле:

$$C_{\text{треб.}} = R_{\Sigma} \cdot K_k \cdot K_B \cdot K_T \cdot (n \cdot h)^{0,3}, \text{ где}$$

$R_{\Sigma}$  - приведенная радиальная нагрузка;

$K_T = 1$  - температурный коэффициент при  $t_{\text{раб.}} < 125^{\circ}\text{C}$ ; [12]

$K_B = 1$  - коэффициент безопасности; [12]

$K_k = 1,2$ . [12]

Коэффициент  $(nh)^{0,3}$  выбирается по таблицам в соответствии с числом оборотов  $n = 1682$  и желаемой долговечностью подшипника  $h = L_{\text{ж}} = 5000$  ч. В связи с этими параметрами, выбираем  $(nh)^{0,3} = 166$ .

Требуемый коэффициент работоспособности:

$$C_{\text{треб.}} = R_{\Sigma} \cdot K_k \cdot K_B \cdot K_T \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 2,028 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 166 = 19521 \text{ кг.}$$

Коэффициент выбранного подшипника  $C_{\text{подшипн}} = 8800$ .

Подшипник считается пригодным, если его коэффициент работоспособности выше требуемого.  $C_{\text{подшипн}} \geq C_{\text{треб.}}$

Выбранный стандартный роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами без внутреннего кольца 292202 сверхлегкой серии не подходит, так как его коэффициент работоспособности ниже требуемого:

$$C_{\text{подшипн}} \leq C_{\text{треб.}}$$

$$8800 \leq 19521$$

Выбираем теперь нестандартный роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами без внутреннего кольца 292502Д.

Проверяем пригодность подшипника по долговечности.

$$\text{Долговечность подшипника: } L = \left( \frac{C_a}{P_a} \right)^{\frac{10}{3}}, \text{ где}$$

$C_a$  - динамическая грузоподъемность;

$P_a$  - эквивалентная динамическая нагрузка.

Определяем динамическую грузоподъемность:

$$C_a = f_a \cdot (i \cdot l_e \cos \alpha)^{\frac{7}{9}} \cdot z^{\frac{3}{4}} \cdot d_p^{\frac{29}{27}}, \text{ где}$$

$\alpha = 0$  - номинальный угол контакта; [9]

$z = 10$  - число роликов; [9]

$d_m = 15$  мм - диаметр окружности центров тел качения; [9]

$d_p = 5$  мм - диаметр роликов; [9]

$i = 1$  - число рядов; [9]

$f_c$  - коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала. [9] Для соотношения  $\frac{d_p \cdot \cos \alpha}{d_m} = \frac{5 \cdot 1}{15} = 0,333$ ,  $f_c = 7,5$ ;

$l_e$  - фактическая длина контакта ролика с кольцом.

									Лист
									41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

Определяется по формуле:  $l_e = l - 2 \cdot c_1$ , где

$l = 8$  мм - длина ролика; [9]

$c_1 = 0,8$  мм - фаска на ролике. [9]

Таким образом,  $l_e = l - 2 \cdot c_1 = 8 - 2 \cdot 0,8 = 6,4$  мм.

Динамическая грузоподъемность:

$$C_a = f_a \cdot (i \cdot l_e \cos \alpha)^{7/9} \cdot z^{3/4} \cdot d_p^{29/27} = 7,5 \cdot (1 \cdot 6,4 \cdot 1)^{7/9} \cdot 10^{3/4} \cdot 5^{29/27} = 1011 \text{ кгс},$$

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_a = (X \cdot V \cdot R_{\Sigma} + Y \cdot A_{\Sigma}) \cdot K_T \cdot K_B, \text{ где}$$

$R_{\Sigma}$  - приведенная радиальная нагрузка;

$A_{\Sigma}$  - приведенная осевая нагрузка;

$X$  - коэффициент радиальной нагрузки;

$Y$  - коэффициент осевой нагрузки;

$K_T = 1$  - температурный коэффициент при  $t_{\text{раб.}} < 125^{\circ}\text{C}$ ; [12]

$K_B = 1$  - коэффициент безопасности; [12]

$V = 1$  - коэффициент вращения. [12]

Так как осевая сила на подшипник не действует (т.е.  $A = 0$ ), то  $X = 1$ ,  $Y = 0$   
при  $\frac{A}{V \cdot R} = 0 = e$ . [12]

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка будет равна:

$$P_a = (X \cdot V \cdot R) \cdot K_T \cdot K_B = (1 \cdot 2,028 \cdot 10^3) \cdot 1 \cdot 1 = 2,028 \text{ кН} = 202,8 \text{ кгс}$$

$$\text{Долговечность подшипника: } L = \left( \frac{C_a}{P_a} \right)^{10/3} = \left( \frac{1011}{202,8} \right)^{10/3} = 211 \text{ млн. об.}$$

$$\text{Долговечность подшипника в часах: } L_q = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = \frac{211 \cdot 10^6}{60 \cdot 5000} = 7905 \text{ ч}$$

Определяем запас по долговечности.

Подшипник считается пригодным, если коэффициент  $\Pi > 1$ .

$$\Pi = \frac{L_q}{L_{\text{ис}}} = \frac{7905}{5000} = 1,6 \geq 1$$

Условие выполняется.

Нестандартный роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами без внутреннего кольца 292502Д подходит.

### 3.2.9 Прочностные расчеты.

#### 3.2.9.1 Расчет вала гидромотора на прочность

Материал вала - сталь 1Х12Н2ВМФ-III

Твердость сердцевины - HRC 28...35

Механические свойства:

$$\sigma_B = 90 \text{ кгс/мм}^2 \quad \tau_B = 54 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{-1} = 65 \text{ кгс/мм}^2 \quad \tau_{-1} = 33 \text{ кгс/мм}^2$$

									Лист
									42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ				

Схема нагружения гидродвигателя нагрузкой на выходном валу представлена на рис. 20.

Проверяем прочность вала в сечениях, где есть концентраторы напряжений (т.е. проточки, переходы от большего диаметра вала к меньшему, от меньшего диаметра к большему, шлицы, а также отверстия).

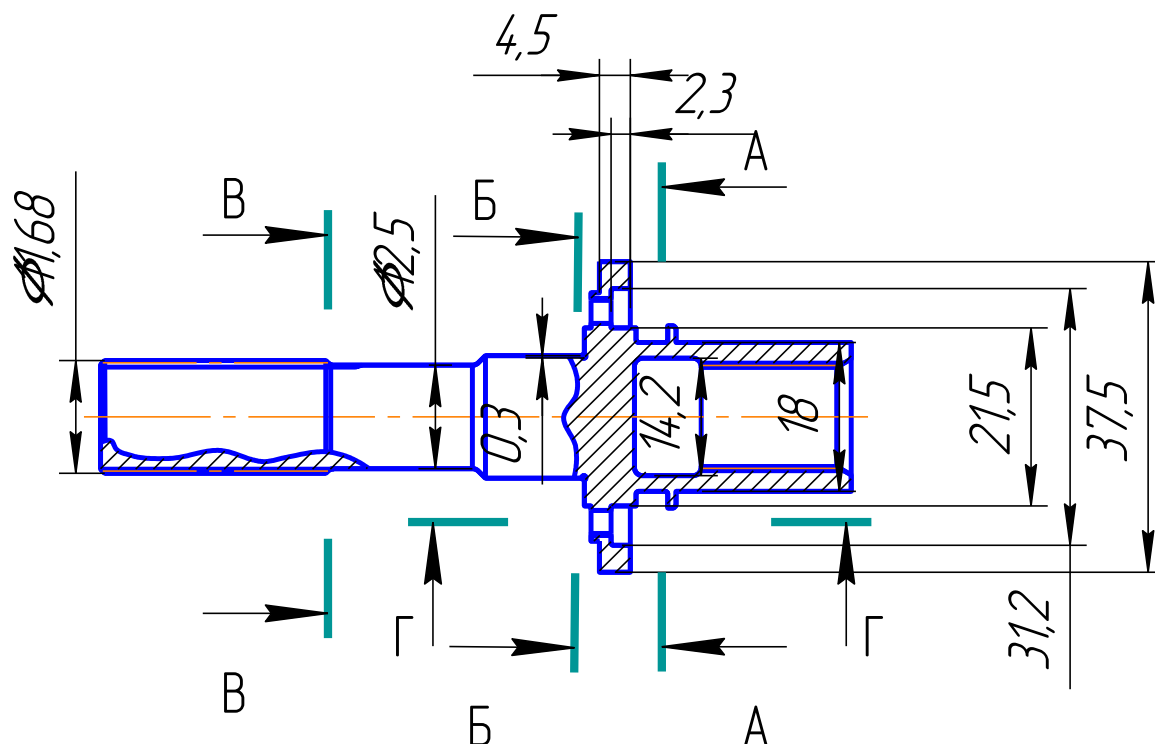


Рис.20 Схема нагружения гидродвигателя нагрузкой на выходном валу.

Вал нагружается эквивалентным знакопеременным моментом  
 $M_{\text{экв.}} = \pm 3,65$  кгс·м;  $N = 250238$  циклов (значения взяты из технической документации).

**Сечение А-А.**

$D = 17,965$  мм       $d = 14,44$  мм

Момент сопротивления сечения кручению:

$$W_p = \frac{0,2(D^4 - d^4)}{D} = \frac{0,2(17,965^4 - 14,44^4)}{17,965} = 676 \text{ мм}^3$$

Напряжение кручения в сечении:  $\tau = \frac{M}{W_p} = \frac{3650}{676} = 5,4 \text{ кгс} / \text{мм}^2$

Запас усталостной прочности на неограниченную выносливость:

$$n_{-1} = \frac{\tau_{-1} \cdot \beta \cdot \varepsilon}{\tau \cdot K_\tau} = \frac{33 \cdot 0,82 \cdot 0,85}{5,4 \cdot 1,84} = 2,1, \text{ где}$$

$K_\tau = 1,84$  - коэффициент концентрации напряжений при кручении.

$K_\tau = 1 + \xi[(K_\tau)_0 - 1] = 1 + 0,7[2,2 - 1] = 1,84$

$(K_{\tau})_0 = 2,2$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений для отношения ;  $\frac{r_{\min}}{d} = \frac{0,3}{17,965} = 0,017$  при  $\frac{D}{d} = 2$  (см.[ 9 ]);

$\xi = 0,7$  - коэффициент чувствительности материала к надрезу определен по [9]  
при  $\frac{\sigma_{\text{тек}}}{\sigma_a} = \frac{75}{90} \approx 0,8$

$\beta = 0,82$  - коэффициент влияния чистоты обработки (см.[9]);

$\varepsilon = 0,85$  - масштабный фактор (см.[9]).

### Сечение Б-Б

$D = 13,763$  мм

Момент сопротивления сечения кручению:  $W_{\rho} = 0,2 \cdot D^3 = 0,2 \cdot 13,763^3 = 521 \text{мм}^3$

Напряжение кручения в сечении :  $\tau = \frac{M}{W_{\rho}} = \frac{3650}{521} = 7 \text{кгс} / \text{мм}^2$

Запас усталостной прочности на неограниченную выносливость:  
 $n_{-1} = \frac{\tau_{-1} \cdot \beta \cdot \varepsilon}{\tau_a \cdot K_{\tau}} = \frac{33 \cdot 0,82 \cdot 0,88}{7 \cdot 2,18} = 1,56$ , где

$K_{\tau} = 2,18$  - коэффициент концентрации напряжений при кручении.

$K_{\tau} = 1 + \xi[(K_{\tau})_0 - 1] = 1 + 0,98[2,2 - 1] = 2,18$

$(K_{\tau})_0 = 2,2$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений для отношения  $\frac{r_{\min}}{d} = \frac{0,25}{14,763} = 0,017$  при  $\frac{D}{d} = 2$

$\xi = 0,98$  - поправочный коэффициент на отношение  $\frac{D}{d} = \frac{21,5}{14,763} = 1,46$  [9];

$\beta = 0,82$  - коэффициент влияния чистоты обработки (см.[9]);

$\varepsilon = 0,88$  - масштабный фактор [ 9].

### Сечение В-В

$D = 11,68$  мм

Момент сопротивления сечения кручению:  $W_{\rho} = 0,2 \cdot D^3 = 0,2 \cdot 11,68^3 = 319 \text{мм}^3$

Напряжение кручения в сечении:  $\tau = \frac{M}{W_{\rho}} = \frac{3650}{319} = 11,44 \text{кгс} / \text{мм}^2$

Запас усталостной прочности на неограниченную выносливость:  
 $n_{-1} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot (K_{\tau})_D} = \frac{33}{11,44 \cdot 1,5} = 1,95$ ,

где  $(K_{\tau})_D = 1,5$  - действительный коэффициент концентрации напряжений.

Расчет сечения В-В на прочность при расчетном моменте  $M_p = 9$  кгс·м.

Напряжение кручения в сечении В-В от расчетного момента:

$\tau_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{9000}{319} = 28,2 \text{кгс} / \text{мм}^2$ .

									Лист
									44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

Определим запас статической прочности:  $n_B = \frac{\tau_B}{\tau_p} = \frac{54}{28,2} = 1,9$ .

### Сечение Г-Г

Минимальная толщина сечения (бурта)  $\delta_{\min} = 4,4 - 2,5 = 1,9 \text{ мм}$

Нагрузка на упорный бурт – давление на диаметре  $\varnothing 22$  мм вала определяется

как:  $P = h \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{0,3 \cdot 3,14 \cdot 22^2}{4} = 114 \text{ кгс}$ , где

h - глубина выточки;

d - диаметр вала в рассматриваемом сечении.

$$D_{cp} = \frac{37,5 + 31,2}{2} = 34,35 \text{ мм}.$$

$$\frac{D_{cp}}{d} = \frac{34,35}{21,5} = 1,6.$$

Максимальное напряжение определяем как:

$$\sigma_{\max} = \frac{C_2 \cdot P}{\delta^2} = \frac{0,493 \cdot 114}{1,9^2} = 15,6 \text{ кгс/мм}^2 \quad (\text{см. [9]});$$

Так как цикл нагружения - пульсационный,  $\sigma_a = \sigma_m = 7,8 \text{ кгс/мм}^2$ .

Запас усталостной прочности на неограниченную выносливость:

$$n_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\beta} + \psi_b \cdot \sigma_m} = \frac{55}{\frac{1,8 \cdot 7,8}{0,72} + 0,1 \cdot 7,8} = 2,9, \text{ где}$$

$$K_\sigma = 1,8 \text{ при } \frac{r_{\min}}{\delta_{\min}} = \frac{0,2}{1,9} = 0,1 \quad (\text{см. [9]});$$

$\beta = 0,82$  - коэффициент влияния чистоты обработки (см. [9]).

### 3.2.9.2 Расчет шлицев вала. [12]

Напряжения смятия на боковых поверхностях шлицевого соединения определяем по формуле  $\sigma_{см} = \frac{M_1}{\psi \cdot z \cdot F \cdot l \cdot r_{cp}}$ , где

$M_1 = M_{\text{эКВ}} = 365 \text{ кгс} \cdot \text{см}$  - момент, передаваемый шлицами;

$\psi = 0,7$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$z = 16$  - число зубьев;

F - проекция рабочей поверхности зуба длиной 1 см на его среднюю диаметральною плоскость;

$L = 27 - 1,6 = 25,4 \text{ мм} = 2,54 \text{ см}$  - рабочая длина зубьев;

$r_{cp} = 0,64 \text{ см}$  - средний радиус.

Проекцию рабочей поверхности зуба длиной 1 см на его среднюю диаметральною плоскость найдем по формуле:  $F = \frac{D_e - d_0}{2} - (f + r)$ , где

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата						

150302.2018.286.00 ПЗ

$D_B$  - наружный диаметр вала;  
 $d_0$  - внутренний диаметр;  
 $f$  - фаска на углах зубьев;  
 $r$  - радиус закругления дна впадин.

$$F = \frac{D_B - d_0}{2} - (f + r) = \frac{13,53 - 12,07}{2} - (0,2 + 0,2) = 0,064 \text{ см}$$

Напряжения смятия на боковых поверхностях шлицевого соединения равны

$$\sigma_{см} = \frac{M_1}{\psi \cdot z \cdot F \cdot l \cdot r_{cp}} = \frac{365}{0,7 \cdot 16 \cdot 0,64 \cdot 2,54 \cdot 0,064} = 313 \text{ кгс/см}^2$$

Допускаемые напряжения смятия для неподвижных шлицевых соединений составляют  $[\sigma_{см}] = 800 \text{ кгс/см}^2$  (для материала с  $\sigma_B > 50 \text{ кгс/см}^2$ ).

Запас прочности по допускаемому напряжению смятия  $n$  должен быть больше единицы.

$$n = \frac{[\sigma_{см}]}{\sigma_{см}} = \frac{800}{313} = 2,56$$

$$2,56 > 1$$

Условие выполняется.

### 3.2.9.3 Расчет крепежных элементов. [9].

#### 3.2.9.3.1 Расчет винтов, крепящих обойму к крышке.

Обойма крепится к крышке шестью винтами М4\*12 кл. 2, отверстия под которые выполнены на фланце обоймы.

Материал - сталь 2Х13.

Твердость - HRC 24...37.

$$\sigma_B = 85 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{-1} = 40 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{-1\text{расч.}} = 0,8\sigma_{-1} = 32 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\text{Нагрузка на 1 винт крепления: } P = \frac{p_{сл} \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)}{6 \cdot 4} = \frac{0,1 \cdot 3,14 \cdot (42^2 - 19^2)}{24} = 55 \text{ кгс, где}$$

$p_{сл}$  - давление слива;

$D$  - внешний диаметр установки уплотнений в обойме;

$d$  - внутренний диаметр установки уплотнений в обойме (см. рис. 21).

Используемые в расчете диаметры обоймы показаны на рис. 21.

										Лист
										46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

150302.2018.286.00 ПЗ

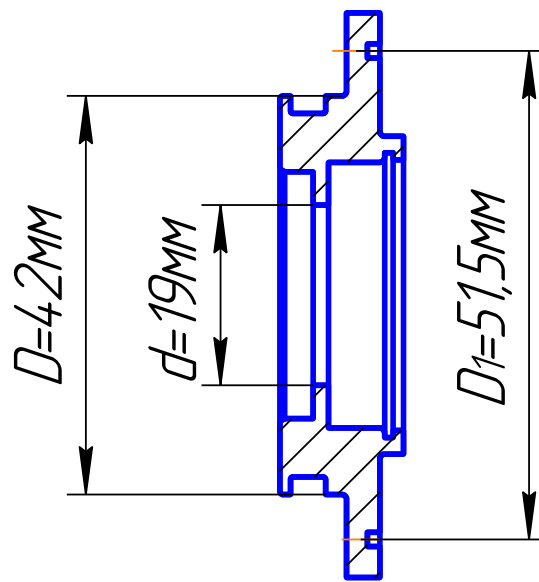


Рис. 21 К расчету винтов, крепящих обойму к крышке.

Изгибающий момент:  $M = P \cdot l = 55 \cdot 4,9 = 270 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$ .

Плечо  $l = 0,5(D_1 - D) = 0,5(51,8 - 42) = 4,9 \text{ мм}$ ,

где  $D_1$  - диаметр расположения винтов (см. рис. 21).

Напряжение растяжения в винте:  $\sigma = \frac{P}{F} = \frac{P \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{55 \cdot 4}{3,14 \cdot 3,242^2} = 6,7 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ .

Амплитуда и среднее напряжение цикла:  $\sigma_a = \sigma_m = 3,35 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ .

Запас усталостной прочности на неограниченную выносливость:

$$n_{-1} = \frac{\sigma_{-1 \text{ расч.}}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_b \cdot \sigma_m} = \frac{32}{3,9 \cdot 3,35 + 0,1 \cdot 3,35} = 2,4, \text{ где}$$

$\psi = 0,1$  - коэффициент влияния асимметрии цикла;

$K_\sigma = 3,9$  - коэффициент концентрации для резьбы.

$$K_\sigma = 1 + q \cdot (K_\alpha - 1) + \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right) = 1 + 0,8 \cdot (4,2 - 1) + \left( \frac{1}{0,74} - 1 \right) = 3,9, \text{ где}$$

$K_\alpha = 4,2$  - теоретический коэффициент концентрации напряжений;

$\beta = 0,74$  - коэффициент влияния чистоты обработки;

$q = 0,8$  - коэффициент чувствительности к концентрации напряжений.

Запас статической прочности определим как:  $n_B = \frac{\sigma_B}{3 \cdot \sigma} = \frac{85}{3 \cdot 6,7} = 4,2 \geq 1$

Условие выполняется.

### 3.2.9.3.2 Расчет шпилек ,крепящих крышку к корпусу. [9]

Крышка крепится к корпусу шестью шпильками 3251А-8-32.

Материал - сталь 38ХА

Твердость - HRC 26...32

					150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.м.	Подпись	Дата		47

$$\sigma_B = 90 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{-1} = 44 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_{-1\text{расч.}} = 0.8\sigma_{-1} = 35,2 \text{ кгс/мм}^2$$

Сечение крышки, в котором установлены шпильки, воспринимает следующие нагрузки:

- 1) растягивающую силу  $P_\delta = 4582 \text{ кгс}$
- 2) изгибающий момент  $M_{x\delta} = 35709 \text{ кгс мм}$
- 3) изгибающий момент от вибрационных нагрузок  $M^I_{x\delta} = 35709 \text{ кгс}\cdot\text{мм}$ .

$$\text{Нагрузка на одну шпильку: } S = \frac{P_\delta}{n_1} + \frac{M_{x\delta} + M^I_{x\delta}}{2 \cdot l \cdot n_2} = \frac{4582}{6} + \frac{35709 + 15430}{2 \cdot 53 \cdot 2} = 1005 \text{ кгс}$$

$n_1 = 6$  - число шпилек в корпусе;

$n_2 = 2$  - число шпилек в одном ряду;

$l = 53 \text{ мм}$  - половина расстояния между рядами.

Схема расположения шпилек представлена на рис.22.

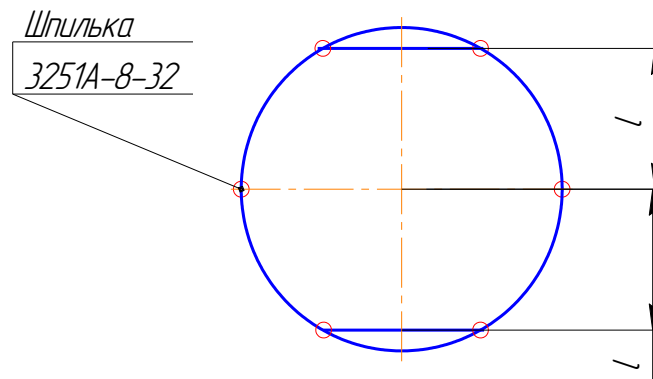


Рис. 22 Схема расположения шпилек, крепящих крышку к корпусу.

Определим усилие затяжки из условия нераскрытия стыка, то есть

$$V > 0,7 S$$

Минимальное усилие затяжки:  $V_{\min} = 0,7 S = 0,7 \cdot 1005 = 703,5 \text{ кгс}$ .

Минимальный момент затяжки:  $M_{\min} = 0,26 V d_0 = 0,26 \cdot 703,5 \cdot 8 = 1463 \text{ кгс}\cdot\text{мм}$

Принимаем момент затяжки  $M_{\text{зат}} = 1,6 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ .

$$\text{Усилие затяжки: } V = \frac{M_{\text{зат}}}{0,26 \cdot d_0} = \frac{1600 \dots 1800}{0,26 \cdot 8} = 770 \dots 865 \text{ кгс}.$$

Максимальная нагрузка на шпильку:  $P_{\max} = V + 0,3 \cdot S = 865 + 0,3 \cdot 1005 = 1166 \text{ кгс}$ .

Амплитуда напряжения растяжения шпильки:

$$\sigma_a = \frac{0,3 \cdot S}{2 \cdot F} = \frac{0,3 \cdot 1005 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 6,647^2} = 4,35 \text{ кгс / мм}^2.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = \frac{V}{F} + \frac{0,3 \cdot S}{2 \cdot F} = \frac{865 \cdot 4}{3,14 \cdot 6,647^2} + \frac{0,3 \cdot 1005 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 6,647^2} = 29,35 \text{ кгс / мм}^2$$



Запас усталостной прочности на неограниченную выносливость:

$$n_{-1} = \frac{\sigma_{-1\text{расч.}}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_b \cdot \sigma_m} = \frac{35,2}{4 \cdot 4,35 + 0,1 \cdot 29,35} = 1,7,$$

где  $\psi = 0,1$  - коэффициент влияния асимметрии цикла;

$K_{\sigma} = 4$  - коэффициент концентрации для резьбы.

Усилие на наиболее нагруженную шпильку складывается из усилия, действующего на крышку от давления рабочей жидкости в корпусе гидродвигателя, усилия, действующего на крышку со стороны пяти поршней, находящихся под действием расчетного давления подачи, а также опрокидывающего момента, и равно  $S_p = 2091$  кгс. (значение усилия взято из технической документации).

Тогда напряжение растяжения определим как:

$$\sigma_p = \frac{S_p}{F} = \frac{2091 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 6,647^2} = 60 \text{ кгс} / \text{мм}^2$$

Найдем теперь запас статической прочности:  $n_B = \frac{\sigma_B}{\sigma_p} = \frac{90}{60} = 1,5 \geq 1$

Условие выполнено.

### 3.2.9.3.3 Расчет пружины, предназначенной для поджатия втулки. [13]

Предварительно выбранная пружина имеет следующие параметры:

Материал – проволока 65С2ВА.

Диаметр проволоки:  $d = 2,3 \pm 0,03$  мм.

Внутренний диаметр пружины:  $D_{\text{вн}} = 26^{+0,3}_{-0,2}$  мм

Рабочее число витков:  $n = 1,5 \pm 0,25$

Полное число витков:  $n_1 = 3,5 \pm 0,25$

Длина пружины в свободном состоянии:  $H_0 = 18,7^{+0,5}_{-1,0}$  мм

Модуль упругости материала:  $G = 7600$  кгс/мм<sup>2</sup>.

К данной пружине предъявляются следующие технические требования:

Усилие, развиваемое пружиной:  $P_1 = 8,8 \pm 1,8$  кгс

Длина пружины в обжатом состоянии при усилении  $P_1$ :  $H_1 = 8,4$  мм

Температура эксплуатации:  $t = -60 \dots +125^{\circ}\text{C}$

Допускаемое напряжение кручения при  $t = +140^{\circ}$

Пружина находится под постоянной нагрузкой.

Геометрический диапазон жесткостей пружины:

$$Z'_{\text{max}} = \frac{G \cdot d_{\text{max}}^4}{8 \cdot D_{\text{min}}^3 \cdot n_{\text{min}}} = \frac{7600 \cdot 2,33^4}{8 \cdot 28,07^3 \cdot 1,25} = 1,01 \text{ кгс} / \text{мм},$$

где  $D_{\text{min}} = D_{\text{вн.min}} + d_{\text{min}} = 25,8 + 2,27 = 28,07$  мм - минимальный средний диаметр пружины.

$$Z'_{\text{min}} = \frac{G \cdot d_{\text{min}}^4}{8 \cdot D_{\text{max}}^3 \cdot n_{\text{max}}} = \frac{7600 \cdot 2,27^4}{8 \cdot 28,63^3 \cdot 1,75} = 0,61 \text{ кгс} / \text{мм},$$

									Лист
									49
Изм.	Лист	№ док.м.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

где  $D_{\max} = D_{\text{вн.}\max} + d_{\max} = 26,3 + 2,33 = 28,63$  мм - максимальный средний диаметр пружины.

Жесткостной диапазон, используемый по техническим требованиям:

$$Z_{\max} = \frac{P_{\max}}{f_{\min}} = \frac{10,6}{9,3} = 1,14 \text{ кгс / мм}$$

$$Z_{\min} = \frac{P_{\min}}{f_{\max}} = \frac{7}{10,8} = 0,65 \text{ кгс / мм},$$

$$f = H_0 - H_1 = (18,7^{+0,5}_{-1,0}) - 8,4 = 10,3^{+0,5}_{-1,0} \text{ мм.}$$

Верхний предел жесткости задан больше геометрически возможного. Поскольку  $Z_{\max}$  по техническим требованиям больше  $Z_{\max}^I$ , то для расчета напряжений принимаем  $Z_{\max}^I$ .

Сила обжатия пружины в работе:  $P_{2\max} = Z_{\max}^I f_{\max} = 1,01 * 10,8 = 10,9$  кгс.

Максимальное напряжение кручения в пружине:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot K \cdot K_m \cdot P_{2\max} \cdot D_{\min}}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 1,12 \cdot 0,97 \cdot 10,9 \cdot 28,07}{3,14 \cdot 2,33^3} = 67 \text{ кгс / мм}^2, \text{ где}$$

$K_m = 0,97$  - температурный коэффициент

$K$  - коэффициент, зависящий от формы и кривизны витка  $K = 1,12$  при

$$C = \frac{D}{d} = \frac{28,07}{2,33} = 12$$

$$K = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c} = \frac{4 \cdot 12 - 1}{4 \cdot 12 - 4} + \frac{0,615}{12} = 1,12$$

Определяем запас по допускаемому напряжению, он должен быть больше 1.

$$n = \frac{\tau_{\text{доп}}}{\tau_{\max}} = \frac{71}{67} = 1,06 \geq 1$$

Условие выполнено.

Пружина показана на рис. 23.

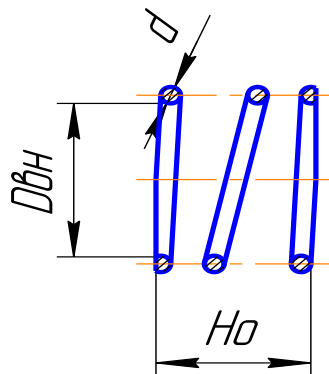


Рис. 23 Пружина

### 3.2.10 Расчет КПД спроектированного гидромотора. [2]

Общий КПД складывается из:

1) объемного КПД, учитывающего объемные потери, то есть утечки через зазоры между поршнями и стенками блока цилиндров  $Q_{\text{ут}}$ , перетечки из линии

высокого давления в линию низкого давления  $Q_{пер}$  и условные утечки, то есть утечки из-за деформации под давлением камеры и жидкости, составляющих мертвый объем  $Q_{сж}$ ;

2) гидравлического КПД, учитывающего потери на местных сопротивлениях и по длине;

3) механического КПД, учитывающего потери на трение в подшипниках вала и ротора.

С учетом всех этих потерь, формула для общего КПД гидромотора будет иметь вид:  $\eta = \eta_o \cdot \eta_{гидр} \cdot \eta_{мех}$

### 3.2.10.1 Расчет объемного КПД.

Объемный КПД определяется как отношение действительной подачи к теоретической:

$$\eta_o = \frac{Q_d}{Q_t} = \frac{Q_m - \sum Q_{пот}}{Q_m}, \text{ где}$$

$Q_d$  - действительная подача;

$Q_t$  - теоретическая подача;

$\sum Q_{пот}$  - объемные потери.

#### 3.2.10.1.1 Расчет объемных потерь.

$$\sum Q_{пот} = \sum Q_{ут} + \sum Q_{пер} + \sum Q_{сж}, \text{ где}$$

$\sum Q_{ут}$  - расход утечек через зазоры между поршнями и стенками блока цилиндров;

$\sum Q_{пер}$  - расход перетечки из линии высокого давления в линию низкого давления;

$\sum Q_{сж}$  - потери на сжатие мертвого объема.

$$\sum Q_{ут} = \left[ \frac{(p_1 - p_2) \cdot \delta^3}{12 \cdot \mu \cdot b} + \frac{n \cdot \delta}{2} \right] \cdot \pi \cdot d_n \cdot k \cdot m \cdot z = \left[ \frac{(28 \cdot 10^6 - 10^6) \cdot (2 \cdot 10^{-6})^3}{12 \cdot 35700 \cdot 10^{-6} \cdot 35 \cdot 10^{-3}} + \frac{1687 \cdot 2 \cdot 10^{-6}}{2} \right] \cdot 9 =$$

$$= 0,0014 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

где  $d_n$  - диаметр поршня;

$p_1$  - давление в линии нагнетания;

$p_2$  - давление в линии слива;

$\delta = 2$  мкм - радиальный зазор;

$\mu = 35700 \cdot 10^{-6}$  [кг/мс] - динамическая вязкость рабочей жидкости;

$L = 35$  мм - длина поршня;

$Z = 9$  - количество поршней;

$M = 1$  - число ходов поршня за один оборот вала;

$K = 1$  - число рядов

$n$  - частота вращения вала.

$$\sum Q_{nep} = \left[ \frac{(p_1 - p_2) \cdot \delta^3 \cdot b}{12 \cdot \mu \cdot l} \right] \cdot n = \left[ \frac{(28 \cdot 10^6 - 10^6) \cdot (2 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 41 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 35700 \cdot 10^{-6} \cdot 35 \cdot 10^{-3}} \right] \cdot 1687 =$$

$$= 0,0055 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

где  $d_n$  - диаметр поршня;

$p_1$  - давление в линии нагнетания;

$p_2$  - давление в линии слива;

$\delta = 2$  мкм - радиальный зазор;

$\mu = 35700 \cdot 10^{-6}$  [кг/мс] - динамическая вязкость рабочей жидкости;

$L = 35$  мм - длина поршня;

$b = 41 \cdot 10^{-3}$  м - ширина щели между блоком цилиндров и распределителем.

$n$  - частота вращения вала.

$$\sum Q_{сж} = \Delta V \cdot n \cdot k \cdot m \cdot z = 0,003 \cdot 10^{-6} \cdot 9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1687 = 0,154 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$\Delta V = V_{м.к} \cdot \frac{\Delta p}{E_{ж}} = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot l \cdot (p_1 - p_2)}{4 \cdot E_{ж}} = \frac{3,14 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot (28 - 1) \cdot 10^6}{4 \cdot 1800} = 0,003 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{с},$$

где  $d_n$  - диаметр поршня;

$p_1$  - давление в линии нагнетания;

$p_2$  - давление в линии слива;

$\Delta V$  - изменение мертвой камеры;

$V_{м.к}$  - объем мертвой камеры;

$E_{ж} = 1800$  Мпа - модуль упругости рабочей жидкости;

$z = 9$  - количество поршней;

$m = 1$  - число ходов поршня за один оборот вала;

$k = 1$  - число рядов;

$n$  - частота вращения вала.

$$\sum Q_{ном} = \sum Q_{ум} + \sum Q_{nep} + \sum Q_{сж} = 0,0014 \cdot 10^{-3} + 0,0055 \cdot 10^{-3} + 0,154 \cdot 10^{-3} = 0,160 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Объемный КПД определяется как:

$$\eta_o = \frac{Q_o}{Q_m} = \frac{Q_m - \sum Q_{ном}}{Q_m} = \frac{0,9 \cdot 10^{-3} - 0,16 \cdot 10^{-3}}{0,9 \cdot 10^{-3}} = 0,82$$

### 3.2.10.2 Расчет гидравлического КПД.

Примем  $Q = Q_n = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$

Направление течения жидкости - от распределителя (нагнетание)

$$\eta_z = 1 - \frac{\Delta p_z}{\Delta p}, \text{ где}$$

$\Delta p_r$  - гидравлические потери;

$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 20 - 1 = 19$  Мпа - перепад давлений.

						150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата			52

### 3.2.10.2.1 Расчет гидравлических потерь по длине.

Потери по длине возникают в канале постоянного сечения и учитываются тогда, когда расстояние между местными сопротивлениями больше 20 диаметров канала, то есть поток успевает стабилизироваться. В проектируемой машине таких участков нет, поэтому при расчете гидравлических потерь потери по длине не учитываются.

#### 3.2.10.2.1.1 Расчет местных гидравлических потерь.

Местные гидравлические потери определяются по формуле  $\Delta p_m = \frac{\xi_m \cdot V^2 \cdot \rho}{2}$ , где

$\xi_m$  - коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении или внезапном сужении;

$\rho$  - плотность рабочей жидкости;

$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$  - скорость течения жидкости на участке.

Сначала поток преодолевает внезапное расширение от диаметра  $d = 5$  мм до диаметра  $D = 9$  мм:  $\xi_{рас.} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) = 1 - \frac{5^2}{9^2} = 0,96$

Затем расширение от диаметра  $d = 9$  мм до диаметра  $D = 10$  мм:  $\xi_{рас.} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) = 1 - \frac{9^2}{10^2} = 0,19$ .

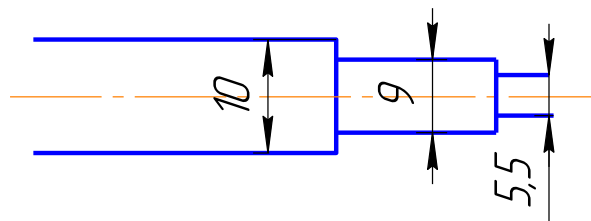


Рис. 24 Схема к расчету коэффициентов местного сопротивления.

$$\begin{aligned} \Delta p_m &= \frac{\xi_m \cdot V^2 \cdot \rho}{2} = \frac{\rho}{2} \cdot \left( \xi_{m1} \cdot \left( \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D} \right)^2 + \xi_{m2} \cdot \left( \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_1} \right)^2 \right) = \\ &= \frac{850}{2} \cdot \left( 0,96 \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5} \right)^2 + 0,19 \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 9} \right)^2 \right) = 0,865 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Тогда гидравлический КПД будет равен:  $\eta_z = 1 - \frac{\Delta p_z}{\Delta p} = 1 - \frac{0,865}{19} = 0,995$

### 3.2.10.2.1.2 Расчет гидравлических потерь по давлению.

$\Delta p_{\Gamma} = \Delta p_{\Gamma} + \Delta p_{\text{м}}$  - гидравлические потери, равные сумме потерь по длине и местных потерь.

Так как потери по длине не учитываются,

$$\Delta p_{\Gamma} = \Delta p_{\text{м}} = 0,865 \text{ Мпа}$$

### 3.2.10.3 Расчет механического КПД.

Механический КПД гидромотора  $\eta_{\text{мех}}$  равен отношению эффективной мощности на его валу к теоретической мощности.

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{эфф}}}{N_{\text{теор}}} \text{ или } \eta_{\text{м}} = \frac{M_{\text{эфф}}}{M_{\text{теор}}}, \text{ где}$$

$M_{\text{эфф}}$  - эффективный момент на валу гидромотора;

$M_{\text{теор}}$  - теоретический расчетный момент.

Теоретический расчетный момент определим по формуле:

$$M_{\text{теор}} = \Delta p_{\text{м}} \cdot W = \frac{\Delta p \cdot q_{\text{зм}}}{2 \cdot \pi} = \frac{27 \cdot 10^6 \cdot 11 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} = 47,3 [\text{Н} \cdot \text{м}], \text{ где}$$

$\Delta p_{\text{м}}$  - рабочий перепад давлений в гидромоторе;

$W$  - характерный объем гидромотора;

$q_{\text{зм}}$  - рабочий объем гидромотора.

Эффективный момент на валу гидромотора находится как разность теоретического момента на валу гидромотора и момента трения при движении:

$$M_{\text{зм}}^{\text{страг}} = M_{\text{теор}} - M_{\text{сух.тр.}} = 47,3 - 5,1 = 42,2 [\text{Н} \cdot \text{м}], \text{ где}$$

$M_{\text{теор}}$  - теоретический момент на валу гидромотора;

$M_{\text{сух.тр.}} = 5,1 [\text{Н} \cdot \text{м}]$  - момент сухого внутреннего трения при движении вала гидромотора (значение взято из конструкторской документации).

Тогда механический КПД спроектированного гидромотора равен

$$\eta_{\text{м}} = \frac{M_{\text{эфф}}}{M_{\text{теор}}} = \frac{42,2}{47,3} = 0,9$$

### 3.2.10.4 Расчет общего КПД спроектированного гидромотора.

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\text{гидр}} \cdot \eta_{\text{мех}} = 0,82 \cdot 0,995 \cdot 0,9 = 0,73$$

$$\eta_o = 0,82$$

$$\eta_{\text{г}} = 0,995$$

$$\eta_{\text{м}} = 0,9$$

В результате расчета общего КПД спроектированного гидромотора Д12, его значение незначительно отличается от КПД гидромотора Д12, взятого за образец. Это можно объяснить точностью расчета и тем, что основные параметры рассчитанного мотора практически не отличаются от основных параметров образца. А перепад давлений в моторе, число оборотов выходного вала,

									Лист
									54
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

температурный диапазон работы мотора и тип рабочей жидкости были приняты такими же, как у гидромотора, принятого за образец.

### 3.2.11 Сравнительный анализ механического КПД при страгивании выходного вала гидропривода с гидромотором ГМ52 и гидромотором Д12.

Задачей дипломного проекта является усовершенствование конструкции гидромотора, установленного в гидроприводе, с целью повышения момента страгивания выходного вала привода при низких скоростях вращения без увеличения рабочего объема гидромотора, а следовательно, снижения неравномерности движения вала гидромотора и выходного вала привода в целом.

Это явление связано с большими силами сухого внутреннего трения между головкой поршня и наклонной шайбой гидромотора.

Однако исследования показали, что момент сил сухого внутреннего трения в гидромоторе с наклонным диском (шайбой) в диапазоне низких («ползучих») скоростей значительно выше по сравнению с высокими скоростями вращения вала гидромотора. Эта зависимость приводится на рис. 25.

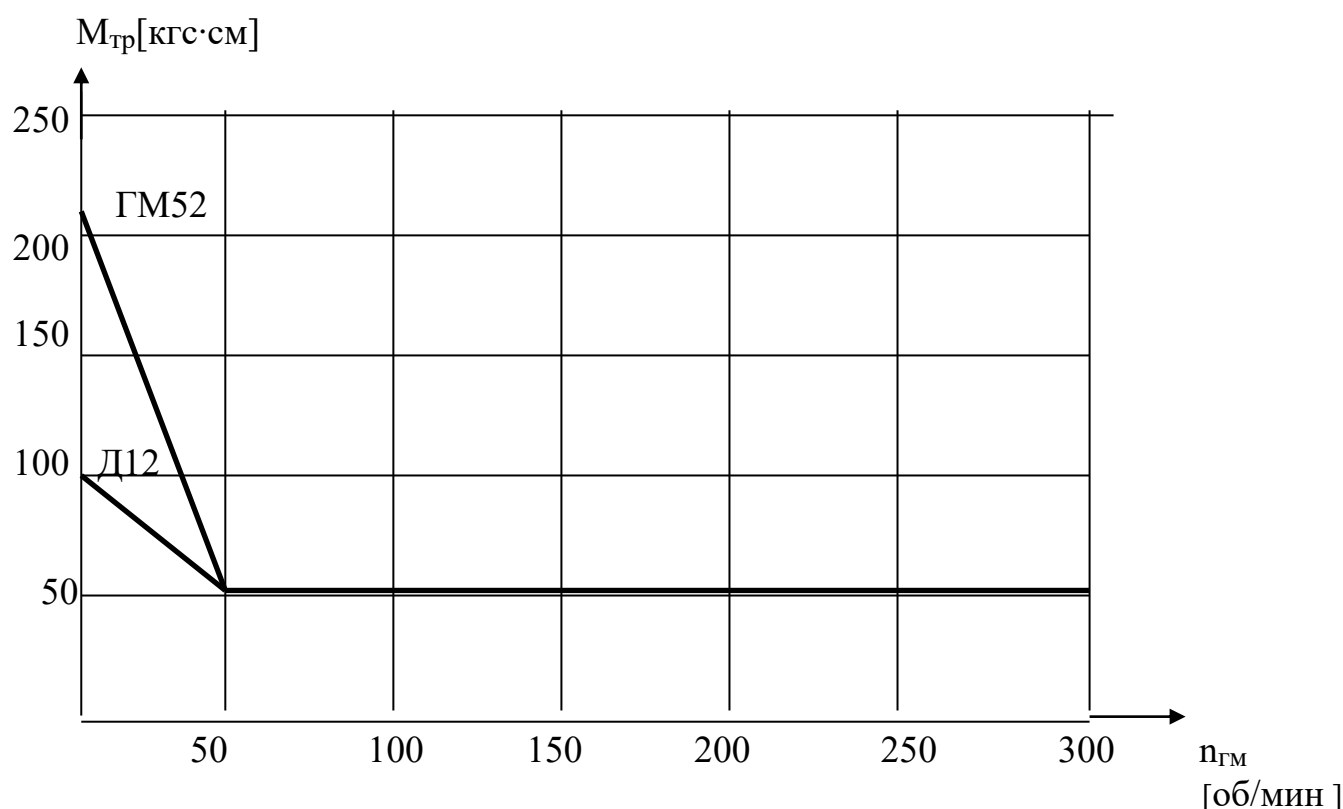


Рис. 25 Зависимость момента сухого внутреннего трения от скорости вращения вала гидромотора

Как видно из приведенного графика, момент сухого внутреннего трения при движении на высоких скоростях вращения вала у гидромоторов конструкции

ГМ52 и Д12 одинаковы. Поэтому конструкции гидромоторов сравниваются по механическому КПД при страгивании выходного вала.

### 3.2.11.1 Механический КПД заменяемого гидромотора конструкции типа ГМ52.

Рабочий объем гидромотора конструкции ГМ52 -  $q_{зм}^{ГМ52} = 12 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{м^3}{об} \right]$ ;

Рабочий перепад давлений в гидромоторе -  $\Delta p_{ГМ52} = 27 \cdot 10^6 [Па]$ ;

Момент сухого внутреннего трения при страгивании вала гидромотора конструкции ГМ52 -  $M_{сух.трен.}^{ГМ52} = 21,5 [Н \cdot м]$ .

Механический КПД гидромотора ГМ52  $\eta_{мех}$  равен отношению эффективной мощности на его валу к теоретической мощности.

$$\eta_m = \frac{N_{эфф}}{N_{теор}} \text{ или } \eta_m = \frac{M_{эфф}}{M_{теор}}, \text{ где}$$

$M_{эфф}^{ГМ52}$  - эффективный момент (момент страгивания) на валу гидромотора конструкции ГМ52;

$M_{теор}^{ГМ52}$  - теоретический расчетный момент гидромотора конструкции ГМ52.

Теоретический расчетный момент определим по формуле:

$$M_{теор}^{ГМ52} = \Delta p_m \cdot W = \frac{\Delta p \cdot q_{зм}^{ГМ52}}{2 \cdot \pi} = \frac{27 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} = 51,6 [Н \cdot м], \text{ где}$$

$\Delta p_m$  - рабочий перепад давлений в гидромоторе;

$W$  - характерный объем гидромотора;

$q_{зм}^{ГМ52} = 12 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{м^3}{об} \right]$  - рабочий объем гидромотора конструкции ГМ52.

Момент страгивания гидромотора находится как разность теоретического момента на валу гидромотора и момента сухого трения при страгивании:

$$M_{эфф}^{ГМ52} = M_{зм}^{страг} = M_{теор}^{ГМ52} - M_{сух.трен.}^{ГМ52} = 51,6 - 21,5 = 30,1 [Н \cdot м],$$

где  $M_{теор}^{ГМ52}$  - теоретический момент на валу гидромотора конструкции ГМ52;

$M_{сух.трен.}^{ГМ52} = 21,5 [Н \cdot м]$  - момент сухого внутреннего трения при страгивании вала гидромотора конструкции ГМ52 (значение взято из конструкторской документации).

Тогда механический КПД заменяемого гидромотора конструкции ГМ52 равен

$$\eta_{мех}^{ГМ52} = \frac{M_{эфф}^{ГМ52}}{M_{теор}^{ГМ52}} = \frac{30,1}{51,6} = 0,6$$

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

150302.2018.286.00 ПЗ



### 3.2.11.2 Механический КПД заменяющего гидромотора конструкции типа Д12.

Рабочий объем гидромотора конструкции Д12 -  $q_{зм}^{Д12} = 11 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{м^3}{об} \right]$ ;

Рабочий перепад давлений в гидромоторе -  $\Delta p_{ГМ52} = 27 \cdot 10^6 [Па]$ ;

Момент сухого внутреннего трения при страгивании вала гидромотора конструкции Д12 -  $M_{сух.трен.}^{Д12} = 10,1 [Н \cdot м]$ .

Механический КПД гидромотора Д12  $\eta_{мех}$  равен отношению эффективной мощности на его валу к теоретической мощности.

$$\eta_m = \frac{N_{эфф}}{N_{теор}} \text{ или } \eta_m = \frac{M_{эфф}}{M_{теор}}, \text{ где}$$

$M_{эфф}^{Д12}$  - эффективный момент (момент страгивания) на валу гидромотора конструкции Д12;

$M_{теор.}^{Д12}$  - теоретический расчетный момент гидромотора конструкции Д12.

Теоретический расчетный момент определим по формуле:

$$M_{теор.}^{Д12} = \Delta p_m \cdot W = \frac{\Delta p \cdot q_{зм}^{Д12}}{2 \cdot \pi} = \frac{27 \cdot 10^6 \cdot 11 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} = 47,3 [Н \cdot м], \text{ где}$$

$\Delta p_m$  - рабочий перепад давлений в гидромоторе;

$W$  - характерный объем гидромотора;

$q_{зм}^{Д12} = 11 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{м^3}{об} \right]$  - рабочий объем гидромотора конструкции Д12.

Момент страгивания гидромотора находится как разность теоретического момента на валу гидромотора и момента сухого трения при страгивании:

$$M_{эфф}^{Д12} = M_{страг} = M_{теор}^{Д12} - M_{сух.трен.}^{Д12} = 47,3 - 10,1 = 37,19 [Н \cdot м], \text{ где}$$

$M_{теор.}^{Д12}$  - теоретический момент на валу гидромотора конструкции Д12;

$M_{сух.трен.}^{Д12} = 10,1 [Н \cdot м]$  - момент сухого внутреннего трения при страгивании вала гидромотора конструкции Д12 (значение взято из конструкторской документации).

Тогда механический КПД заменяющего гидромотора конструкции Д12 равен

$$\eta_{мех}^{Д12} = \frac{M_{эфф}^{Д12}}{M_{теор}^{Д12}} = \frac{37,19}{47,3} = 0,8$$

### 3.2.11.3 Выводы по сравнительному анализу механического КПД при страгивании выходного вала гидропривода с гидромотором ГМ52 и гидромотором Д12.

Как видно из расчетов механического КПД при страгивании выходного вала, уровень сухого внутреннего трения в гидромоторе конструкции Д12 существенно ниже, чем в гидромоторе конструкции ГМ52.

									Лист
									57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

150302.2018.286.00 ПЗ

$$\eta_{\text{мех}}^{Д12} > \eta_{\text{мех}}^{ГМ52}$$

$$0,8 > 0,6$$

В связи с этим можно предположить, что при работе гидромотора Д12 в составе привода рулевого управления носком крыла самолета плавность пуска и работы привода будут обеспечиваться.

### 3.3 Расчет параметров электрогидравлического усилителя.

Электрогидравлический усилитель предназначен для преобразования электрического сигнала управления в перемещение золотника, а перемещения золотника в расход рабочей жидкости, поступающей в полости гидромотора.

В связи с заменой гидромотора конструкции ГМ52 с рабочим объемом  $q_{\text{зм}}^{ГМ52} = 12 \left[ \frac{\text{см}^3}{\text{об}} \right]$  на гидромотор конструкции Д12 с рабочим объемом  $q_{\text{зм}}^{Д12} = 11 \left[ \frac{\text{см}^3}{\text{об}} \right]$ , необходимо пересчитать параметры электрогидравлического усилителя.

Расход, поступающий в рабочую полость гидромотора равен расходу в исполнительной гидролинии электрогидравлического усилителя  $Q_{\text{теор}} = Q_0$ . Так как максимальный расход (на холостом ходу) равен 20 л/мин при небольшой скорости, можно установить двухкаскадный усилитель с силовой обратной связью. В качестве предварительного каскада усиления используется распределитель струйная трубка.

Расчет ведется со 2-ого каскада усиления.

#### 3.3.1 Расчет параметров второго каскада. [18,19, 20]

Коэффициент расхода -  $\mu = 0,7$

Плотность жидкости -  $\rho = 850 \text{ кг} / \text{м}^3$

Давление питания -  $p_{\text{пит}} = 28 \text{ МПа}$

Давление на сливе ЭГУ -  $p_{\text{сл}} = 1 \text{ МПа}$

Рабочая жидкость - масло АМГ - 10

Температура рабочей жидкости -  $t = +120^\circ\text{C}$

Радиальный зазор в золотниковой паре принимаем равным  $\delta = 0,004 \text{ мм} = 0,004 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Перекрытие золотника принимаем  $X = (1-3) \delta = (4-12) \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Проводимость щели золотника при максимальном смещении золотника -

$$G_m = 1,066 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{H^2 \cdot c}$$

									Лист
									58
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ				

### 3.3.1.1 Выбор диаметра золотника.

Величина диаметра золотника должна удовлетворять следующим условиям:

- 1)  $d_{ш} \geq \frac{d_3}{2}$  (условие жесткости)
- 2)  $b_{max} \leq 0.7 \cdot d_3$  (условие калибровки щели)
- 3)  $A_{кан} \geq 4 \cdot f_{ш, max}$  или  $\frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_{ш}^2)}{4} \geq f_{ш, max}$ , где

$f_{ш, max}$  - максимальная суммарная площадь окон в гильзе на одной дроселлирующей кромке;

$b_{max}$  - максимальная ширина одного окна.

4) С точки зрения динамической характеристики желателен минимальный диаметр золотника

Из условий 1 и 3:

$$\frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_{ш}^2)}{4} \geq f_{ш, max}$$

$$\frac{\pi \cdot 3 \cdot d_3^2}{16} \geq 4 \cdot f_{ш, max}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot f_{ш, max} \cdot 16}{3 \cdot \pi}}$$

$$d_3 \geq \sqrt{6,8 \cdot f_{ш, max}}$$

Зададимся гидравлической проводимостью канализации ЭГУ:

$$\sigma_k = 60 \frac{см^4}{с \cdot кг^2} = 1,898 \cdot 10^{-6} \frac{м^4}{с \cdot Н^2}$$

Тогда  $f_{ш, max} = \frac{Q_0}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{p_{вх} - p_{сл} - p_{ск}}}$ , где  $p_{ск} = \left(\frac{Q_0}{\sigma_k}\right)^2$  - потери давления в

канализации.

$$f_{ш, max} = \frac{Q_0}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{p_{вх} - p_{сл} - \left(\frac{Q_0}{\sigma_k}\right)^2}} = \frac{0,309 \cdot 10^{-3}}{0,61} \cdot \sqrt{\frac{850}{28 \cdot 10^6 - 10^6 - \left(\frac{0,309 \cdot 10^{-3}}{1,898 \cdot 10^{-6}}\right)^2}} = 2,85 \cdot 10^{-6} м^2$$

$$d_3 \geq \sqrt{6,8 \cdot 2,85 \cdot 10^{-6}}$$

$$d_3 \geq 4,4 \cdot 10^{-3} мм$$

Из соображений динамических характеристик, величина хода золотника должна быть минимальной. Технологически реализуема величина  $x_3 = 0,4 мм$ .

$$d_3 \geq \frac{f_{ш, max}}{2 \cdot x_3 \cdot 0,7}$$

Тогда из условия 2 диаметр золотника должен быть  $d_3 \geq \frac{2,85 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7}$

$$d_3 \geq 5,089 мм$$

Принимаем по ГОСТ  $d_3 = 8 мм = 8 \cdot 10^{-3} м$ .

									Лист
									59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ				

Тогда диаметр шейки золотника:  $d_{ш} = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мм} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

### 3.3.1.2 Расчет размеров рабочих окон золотниковой пары.

Исходные данные:

Коэффициент расхода -  $\mu = 0,61$

Плотность жидкости -  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$

Давление питания -  $p_{пит} = 27 \text{ МПа}$

Давление на сливе ЭГУ-  $p_{сл} = 1 \text{ МПа}$

Рабочая жидкость – масло АМГ –10

Номинальное значение силы тока  $I_{ном} = 18 \text{ МА}$

По ГОСТ 22750-77 при  $I_{ном} = 18 \text{ МА}$ ,  $Q_0 = 0,309 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 19 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$ ,  $p_{пит} = 28 \text{ МПа}$ ,

$p_{сл} = 1 \text{ МПа}$ , выбираем номинальное значение хода золотника  $x_3 = 0,4^{+0,04} \text{ мм} = 0,4^{+0,04} \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Имея ввиду, что для исполнения по ГОСТ 22750-77,  $x_{ш} \approx x_3$ , имеем ширину

$$\text{окна } b = \frac{Q_0}{2 \cdot x_{ш} \cdot \mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{p_{пит} - p_{сл} - \left(\frac{Q_0}{\sigma_k}\right)^2}} = \frac{0,309 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,61} \cdot \sqrt{\frac{850}{28 \cdot 10^6 - 10^6 - \left(\frac{0,309 \cdot 10^{-3}}{1,898 \cdot 10^{-6}}\right)^2}} =$$

$$= 4,3 \text{ мм} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Принимаем  $b = \frac{4,3}{2} = 2,15^{+0,04} \text{ мм} = 2,15^{+0,04} \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Принимаем перекрытие  $x_{пер} = 0,004 - 0,012 \text{ мм}$ .

Рассчитываем ход золотника  $x_3^{действ} = x_3 + x_{пер} = 0,4^{+0,04} + 0,012 = 0,412^{+0,04} \text{ мм}$ .

Ход золотника  $x_3^{действ} = 0,4^{+0,06} \text{ мм}$ .

Длина пояска золотника  $L_n = d_{ш3} = 4 \text{ мм}$ .

Длина золотника  $L_3 = 6 \cdot d_3 = 6 \cdot 8 = 48 \text{ мм}$ .

Скорость перемещения  $v_{зол} = 2 \cdot \pi \cdot 10 \cdot f \cdot x_m = 2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 50,24 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$ .

Расход под торцом золотника:

$$Q_{зол} = v_{зол} \cdot A_{зол} = v_{зол} \cdot \frac{\pi \cdot d_{зол}^2}{4} = 50,24 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 2,51 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}$$

### 3.3.1.3 Силы, действующие на золотник

Гидродинамическая осевая сила:

$$P_{20} = 0,87 \cdot Q_{\text{max}} \cdot \sqrt{\rho \cdot p_{пит}} = 0,87 \cdot 0,309 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{850 \cdot 28 \cdot 10^6} = 41,47 \text{ Н}$$

Сила трения:

$$F_{тр} = F_{тр.вяз} + F_{тр.покоя} = \rho \cdot v \cdot v_{зол3} \cdot \frac{A_0}{\delta} + \mu \cdot m_{зол} = 850 \cdot 10 \cdot 10^{-6} \cdot 0,05 \cdot \frac{3,6 \cdot 10^{-6}}{0,004} +$$

$$+ 0,15 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 5,4 \cdot 10^{-3} \text{ Н}$$

									Лист
									60
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дата	150302.2018.286.00 ПЗ				

где  $m_{зол} = 9 \text{ гр.}$  - масса золотника;

$\mu = 0,15$  - коэффициент трения.

$$\text{Сила инерции: } P_{инер.} = m_{зол} a_{зол} = m_{зол} \frac{v_{зол}^2}{x_m} = 9 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,05^2}{0,412 \cdot 10^{-3}} = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ Н.}$$

Примем, что  $F_{тр.} + P_{инер.} = 1 \text{ Н.}$

Суммарная сила, действующая на золотник:  
 $F_{\Sigma} = P_{зд} + F_{тр.} + P_{инер.} = 41,47 + 1 = 42,47 \text{ Н.}$

Находим давление под торцом золотника, необходимое для его перемещения с заданной скоростью:  $p_{зол.} = \frac{P_{зд} + F_{тр.} + P_{инер.}}{A_{зол.}} = \frac{4 \cdot 42,47}{3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2} = 0,845 \text{ МПа.}$

### 3.3.2 Расчет первого каскада усиления (струйный распределитель).[21]

Струйная трубка должна обеспечивать расход под торцами золотника, необходимый для его движения с заданной скоростью.

Поэтому расход на выходе струйной трубки принимаем:

$$Q_{вых.стр.трубки} = Q_{тор.зол.} = 2,51 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Расход на входе в струйную трубку определим как произведение расхода на выходе из струйной трубки и объемных потерь ( $\eta_{об} = 0,7$ ):

$$Q_{вх.стр.трубки} = Q_{вых.стр.трубки} / \eta_{об.} = 2,51 \cdot 10^{-6} / 0,7 = 3,5851 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Скорость на выходе из насадка струйной трубки принимаем равной скорости перемещения золотника:  $v_{стр.трубки} = v_{зол.} = 0,05 \text{ м/с.}$

Давление на входе в трубку считаем равным сумме перепада давлений под торцами золотника и гидравлических потерь в трубке.

Гидравлические потери в трубке считаем равными  $\Delta p_{тр.} = 0,5 \text{ МПа.}$

Давление на входе в струйную трубку:  $p_{тр.} = \Delta p_{зол.} + \Delta p_{тр.} = 1,5 + 0,5 = 2 \text{ МПа.}$

Мощность на входе в струйную трубку:  $N_{вх.} = \frac{Q_{вх.стр.трубки} \cdot p_{тр.}}{1000} = 6,621 \text{ Вт.}$

Определяем диаметр сопла струйной трубки:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{вых.стр.трубки}}{\pi \cdot \mu_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{тр.}}{\rho}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,51 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,05 \cdot 10^6}{850}}}} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Принимаем диаметр сопла:  $d_c = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,3 \text{ мм.}$

Максимальное смещение трубки от нейтрального положения:

$$z = \frac{a+b}{2} = \frac{1,3 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} + 0,2}{2} = 0,295 \cdot 10^{-3} \text{ м, где } a = 1,3 \cdot d_c, b = 0,2 - 0,3 \text{ мм}$$

Коэффициент усиления по давлению:  $K_p = \frac{p}{z} = \frac{2 \cdot 10^6}{0,295 \cdot 10^{-3}} = 6,78 \cdot 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$

Коэффициент усиления по расходу:  $K_Q = \frac{Q}{z} = \frac{2,51 \cdot 10^{-6}}{0,295 \cdot 10^{-3}} = 8,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$

### 3.3.2.1 Расчет жесткости струны обратной связи.

Исходные данные:

Длина струны  $l_{стр} = 41\text{мм} = 41 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

Длина пружины (рабочая часть струны):  $l_{пруж.} = 21,5\text{мм} = 21,5 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

Ход золотника:  $x_{зол.} = 0,412\text{мм} = 0,412 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

Диаметр сопла струйной трубки:  $d_c = 0,3\text{мм} = 0,3 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

Гидродинамическая сила:  $P_{гд} = 41,47\text{Н}$ .

Расчетная схема приведена на рис. 26.

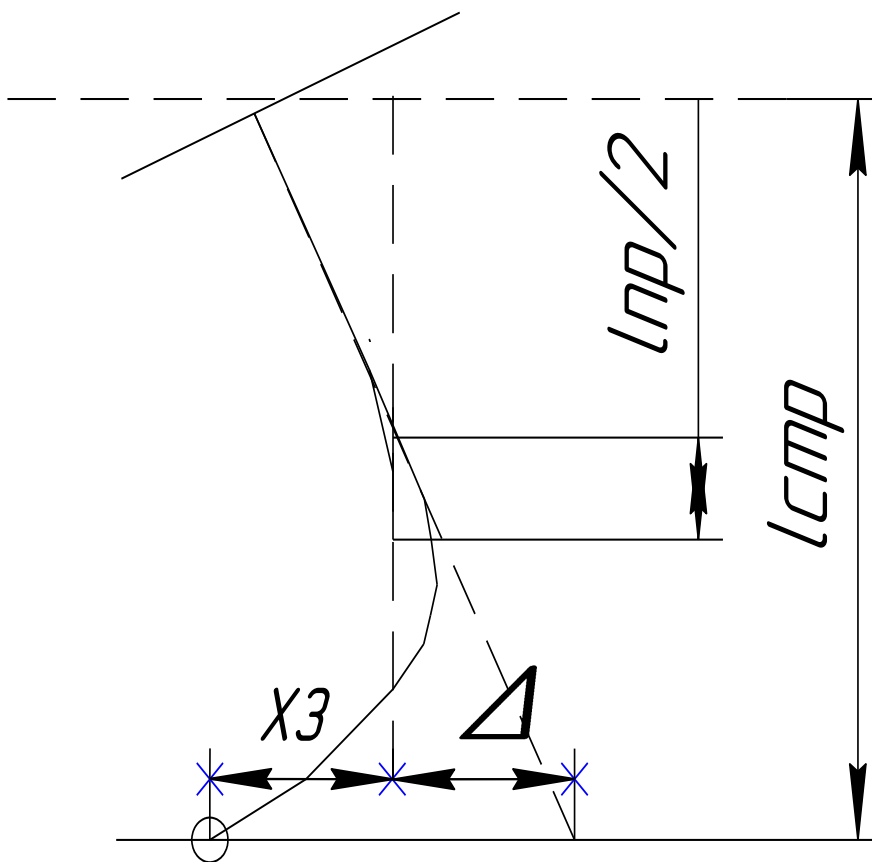


Рис.26 Расчетная схема для определения жесткости струны обратной связи

Величина жесткости струны обратной связи  $C_{ос}$  определяется из уравнения моментов.

$$\text{Выведем это уравнение: } M = C_{пр.} \cdot x_c + C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot (x_з + \Delta) \quad (1)$$

					150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

$$\Delta = \alpha \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right) \quad (2)$$

$C_{нр} = \frac{\partial M}{\partial x_c}$  - жесткость подвижной системы управляющего каскада ЭГУ.

$$\alpha = \frac{x_y}{l_{пл.я}} = \frac{1,47 \cdot x_c}{l_{пл.я}}, \text{ где}$$

$\alpha$  - угол поворота якоря ЭМП;

$x_y$  - перемещение якоря;

$l_{пл.я}$  - длина плеча якоря;

$x_c$  - ход сопла;

$R_{экр}$  - эквивалентный радиус - расстояние от центра вращения подвижной системы управления каскада ЭГУ до центра шарика струны обратной связи.

$$\Delta = \frac{1,47}{l_{пл.я}} \cdot x_c \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right) \quad (3)$$

Подставим уравнение (3) в уравнение (1):

$$M = C_{нр} \cdot x_c + \frac{C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot 1,47}{l_{пл.я}} \cdot x_c \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right) + C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot x_c$$

$$M = \left[ C_{нр} + \frac{C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot 1,47}{l_{пл.я}} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right) \right] \cdot x_c + C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot x_c \quad (4)$$

Запишем уравнение равновесия золотника:

$$\Delta p_{зол} \cdot A_{зол} = P_{з.д} + C_{ос} \cdot (x_3 + \Delta) \quad (5)$$

$$\text{Уравнение струйного распределителя: } \Delta p_{зол} = K_{стр} \cdot x_c \quad (6)$$

$K_{стр}$  - коэффициент усиления струйного распределителя.

Решаем совместно уравнения (4), (5), (6):

$$M = \left[ \frac{C_{нр} + \frac{C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot 1,47}{l_{пл.я}} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right)}{K_{стр} \cdot A_{зол} - \frac{C_{ос} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right) \cdot 1,47}{l_{пл.я}}} \right] + R_{экр} \cdot C_{ос} \cdot x_3 + \left[ \frac{C_{нр} + \frac{C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot 1,47}{l_{пл.я}} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right)}{K_{стр} \cdot A_{зол} - \frac{C_{ос} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right) \cdot 1,47}{l_{пл.я}}} \right]$$

Учитывая, что  $K_{стр} \cdot A_{зол} \gg \frac{C_{ос} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right) \cdot 1,47}{l_{пл.я}}$  получаем уравнение (7):

$$M = \left[ \frac{C_{нр} + \frac{C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot 1,47}{l_{пл.я}} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right)}{K_{стр} \cdot A_{зол}} \right] + R_{экр} \cdot C_{ос} \cdot x_3 + \left[ \frac{C_{нр} + \frac{C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot 1,47}{l_{пл.я}} \cdot \left( l_{стр} - \frac{l_{нр}}{2} \right)}{K_{стр} \cdot A_{зол}} \right] \quad (7)$$

Определим теперь неизвестные составляющие полученного уравнения.

### 3.3.2.1.1 Расчет $R_{\text{ЭКВ}}$ .

$R_{\text{ЭКВ}}$  - эквивалентный радиус - расстояние от центра вращения подвижной системы управления каскада ЭГУ до центра шарика струны обратной связи.

Расчетная схема для определения  $R_{\text{ЭКВ}}$  представлена на рис. 27.

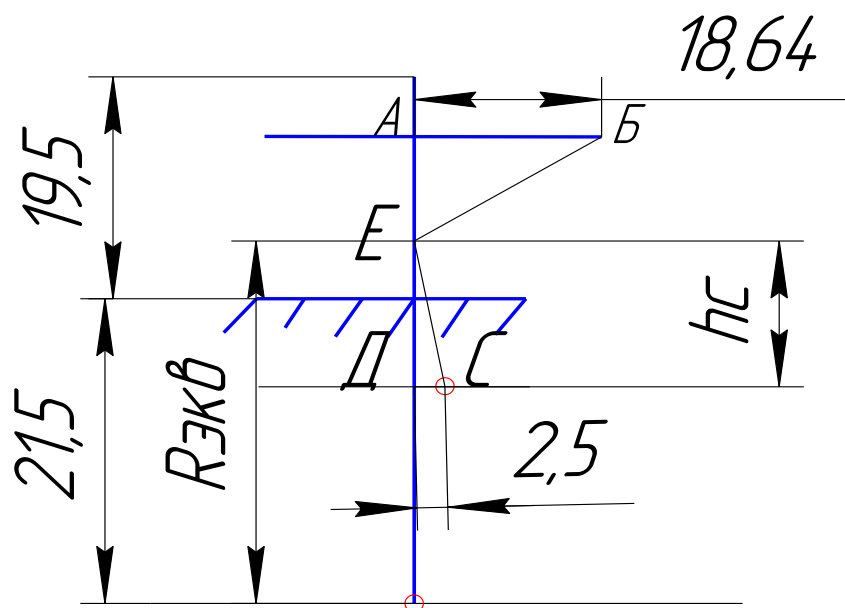


Рис. 27 Расчетная схема для определения  $R_{\text{ЭКВ}}$ .

$$\frac{x_y}{x_c} = \frac{r_y}{r_c} = 1,47$$

Из треугольника АВЕ найдем:  $(1,47 \cdot r_c)^2 = (19,5 + 7,69 - h_c)^2 + 18,64^2$  (а)

Из треугольника ДЕС найдем:  $(r_c)^2 = (h_c)^2 + 2,5^2$  (б)

Решив совместно уравнения (а) и (б) найдем значение  $h_c = 12,76 \text{ мм}$ .

Тогда  $R_{\text{ЭКВ}} = 21,5 - 7,69 + 12,76 = 25,6 \text{ мм}$ .



### 3.3.2.1.2 Определение разброса $K_{стр}$ .

$$K_{стр} = (C_{np})_0 \cdot \frac{\Delta p_{зол}}{M - C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot (x_3 + \Delta)} \quad (8)$$

$$\text{Принимаем } \Delta = 2,64 \cdot x_c \quad (9)$$

$$x_c = \frac{\Delta p_{зол}}{K_{стр}} \quad (10)$$

Подставляем уравнения (9) и (10) в уравнение (8):

$$K_{стр} = (C_{np})_0 \cdot \frac{\Delta p_{зол}}{M - C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot \left( x_3 + \frac{2,64 \cdot \Delta p_{зол}}{K_{стр}} \right)}, \text{ где}$$

$(C_{np})_0 = 2400$  Н - жесткость подвижной системы без электромагнитной части.

Примем момент  $M = 8$  кг·мм = 0,08 Н/м.

При этом среднее значение жесткости обратной связи равно

$$(C_{ос})_{ср} = 920 \text{ Н/м}$$

$$\begin{aligned} (K_{стр})_{\min} &= (C_{np})_0 \cdot \frac{\Delta p_{зол}}{M - C_{ос} \cdot R_{экр} \cdot \left( x_3 + \frac{2,64 \cdot \Delta p_{зол}}{K_{стр}^*} \right)} = \\ &= 2400 \cdot \frac{2 \cdot 10^6}{0,08 - 920 \cdot 25,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left( 0,412 \cdot 10^{-3} + \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 2,64}{6,77 \cdot 10^9} \right)} = 9,6 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}^3} \end{aligned}$$

$K_{стр}^*$  - из уравнения (10).

### 3.3.2.1.3 Определение максимально-располагаемого момента $M$

Для обеспечения возможно большего коэффициента относительного демпфирования, необходимо стремиться к работе на малых моментах. Максимально-располагаемый момент составляет 3,2 кгс = 320 Н при  $I = 18$  мА.

Максимальному расчетному моменту в уравнении (7) соответствуют  $(K_{стр})_{\min}$ ,  $(x_{зол})_{\max}$ ,  $(P_{г.д})_{\max}$  и  $(C_{np})_{\max}$ .

$(C_{np})_{\max} = 400$  Н, в соответствии с моментом, принятым за расчетный.

### 3.3.2.1.4 Определение расчетного значения жесткости струны обратной связи в ЭГУ.

Подставляя рассчитанные данные в уравнение (7), находим расчетное значение  $C_{ос}$ .

$$32 \cdot 10^{-2} = \left[ \frac{\left[ 400 + \frac{C_{oc} \cdot 25,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,47 \cdot \left( 41 \cdot 10^{-3} - \frac{21,5 \cdot 10^{-3}}{2} \right)}{1,84 \cdot 10^{-2}} \right]}{6,7 \cdot 10^{10} \cdot 5,024 \cdot 10^{-5}} + 25,6 \cdot 10^{-3} \right] \cdot C_{oc} \cdot 0,412 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \left[ \frac{400 + \frac{C_{oc} \cdot 25,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,47 \cdot \left( 41 \cdot 10^{-3} - \frac{21,5 \cdot 10^{-3}}{2} \right)}{1,84 \cdot 10^{-2}}}{6,7 \cdot 10^{10} \cdot 5,024 \cdot 10^{-5}} \right]$$

Решая полученное уравнение, определяем жесткость струны обратной связи:  
 $C_{oc} = 0,27 \text{ Н/м}$ .

### 3.3.3 Расчет максимальной утечки в ЭГУ.

$$Q_{ум.} = (Q_{ум})_c + (Q_{ум})_{зол.} = \mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{вх} - p_{кл})}{\rho}} + \frac{\delta^2 (p_{вх} - p_{кл}) \cdot n \cdot b}{12 \cdot \mu \cdot x_{неп}} \cdot 2,5 =$$

$$= 0,71 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,3 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (28 \cdot 10^6 - 10^6)}{850}} + \frac{(0,004 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (28 \cdot 10^6 - 10^6) \cdot 4,3 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 0,2 \cdot 0,012 \cdot 10^{-3}} \cdot 2,5 =$$

$$= 0,155 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

### 3.3.4 Расчет пакета шайб, установленного в канале подвода к струйной трубке. [14].

В канале, подводящем жидкость к струйной трубке устанавливаем пакет шайб для создания необходимого перепада давлений.

Давление питания ЭГУ:  $p_{пит} = 28 \text{ МПа}$

Давление, подводимое к струйной трубке:  $p_{стр.} = 2 \text{ МПа}$

Таким образом, необходимо обеспечить перепад давлений на пакете шайб равный:

$$\Delta p_{н.и.} = 28 \text{ МПа} - 2 \text{ МПа} = 26 \text{ МПа}$$

По номограмме, представленной на рис. 85 [14] находим, что для обеспечения необходимого перепада давлений, в канал надо установить 2 шайбы Ш<sub>5</sub> с диаметром отверстия  $d_0 = 0,8 \text{ мм} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  и одну шайбу Ш<sub>7</sub> с диаметром отверстия  $d_0 = 2,2 \text{ мм} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

						150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата			66

### 3.3.5 Определение момента страгивания выходного вала привода при низких скоростях вращения и механического КПД при страгивании выходного вала гидропривода с гидромотором ГМ52 и гидромотором Д12.

#### 3.3.5.1 Расчет момента страгивания выходного вала привода при низких скоростях вращения и механического КПД гидропривода с гидромотором конструкции Д12.

Рабочий объем гидромотора конструкции Д12 -  $q_{эм}^{Д12} = 11 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{м^3}{об} \right]$ ;

Рабочий перепад давлений в гидромоторе -  $\Delta p_{Д12} = 27 \cdot 10^6 [Па]$ ;

Момент сухого внутреннего трения при страгивании вала гидромотора конструкции Д12 -  $M_{сух.трен.}^{Д12} = 11,9 [Н \cdot м]$ .

Механический КПД гидропривода  $\eta^{эн}_{мех}$  равен отношению эффективной мощности на его валу к теоретической мощности.

$$\eta^{эн}_{мех} = \frac{N^{эн}_{эфф}}{N^{эн}_{теор}} \text{ или } \eta^{эн}_{мех} = \frac{M^{эн}_{эфф}}{M^{эн}_{теор}}, \text{ где}$$

$M^{эн}_{эфф}$  - эффективный момент на валу гидропривода;

$M^{эн}_{теор}$  - теоретический расчетный момент.

Теоретический расчетный момент определим по формуле:

$$M^{эн}_{теор} = \Delta p_m \cdot W \cdot i_{ред} = \frac{\Delta p \cdot q_{эм} \cdot i_{ред}}{2 \cdot \pi} = \frac{27 \cdot 10^6 \cdot 11 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} \cdot 1,23 = 58,17 [Н \cdot м], \text{ где}$$

$\Delta p_m$  - рабочий перепад давлений в гидромоторе;

$W$  - характерный объем гидромотора;

$q_{эм}$  - рабочий объем гидромотора;

$i_{ред}$  - передаточное отношение редуктора.

Эффективный момент на валу гидромотора находится как разность теоретического момента на валу гидромотора и момента трения при движении:

$$M^{страг}_{эн} = M^{эн}_{теор} - M^{эн}_{сух.трен.} = 58,17 - 11,9 = 46,27 [Н \cdot м], \text{ где}$$

$M^{эн}_{теор}$  - теоретический момент на валу гидромотора;

$M^{эн}_{сух.трен.} = 11,9 [Н \cdot м]$  - момент сухого внутреннего трения при движении вала гидропривода (значение взято из конструкторской документации).

Тогда механический КПД спроектированного гидропривода равен

$$\eta_m = \frac{M_{эфф}}{M_{теор}} = \frac{46,27}{58,17} = 0,8$$

#### 3.3.5.2 Расчет момента страгивания выходного вала привода при низких скоростях вращения и механического КПД гидропривода с гидромотором конструкции ГМ52.

Рабочий объем гидромотора конструкции ГМ52 -  $q_{эм}^{ГМ52} = 12 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{м^3}{об} \right]$ ;

					150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		67

Рабочий перепад давлений в гидромоторе -  $\Delta p_{ГМ52} = 27 \cdot 10^6 [Па]$ ;

Момент сухого внутреннего трения при страгивании выходного вала гидропривода с гидромотором конструкции ГМ52 -  $M_{сух.трен.}^{ГМ52} = 25,4 [Н \cdot м]$ .

Механический КПД гидропривода  $\eta_{мех}^{эн}$  равен отношению эффективной мощности на его валу к теоретической мощности.

$$\eta_{мех}^{эн} = \frac{N_{эфф}^{эн}}{N_{теор}^{эн}} \text{ или } \eta_{мех}^{эн} = \frac{M_{эфф}^{эн}}{M_{теор}^{эн}}, \text{ где}$$

$M_{эфф}^{эн}$  - эффективный момент на валу гидропривода;

$M_{теор}^{эн}$  - теоретический расчетный момент.

Теоретический расчетный момент определим по формуле:

$$M_{теор}^{эн} = \Delta p_{м} \cdot W \cdot i_{ред} = \frac{\Delta p \cdot q_{зм}}{2 \cdot \pi} \cdot i_{ред} = \frac{27 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14} \cdot 1,23 = 63,46 [Н \cdot м], \text{ где}$$

$\Delta p_{м}$  - рабочий перепад давлений в гидромоторе;

$W$  - характерный объем гидромотора;

$q_{зм}$  - рабочий объем гидромотора;

$i_{ред}$  - передаточное отношение редуктора.

Эффективный момент на валу гидромотора находится как разность теоретического момента на валу гидромотора и момента трения при движении:

$$M_{эн}^{стрэг} = M_{теор}^{эн} - M_{сух.трен.}^{эн} = 63,46 - 25,4 = 38,06 [Н \cdot м], \text{ где}$$

$M_{теор}^{эн}$  - теоретический момент на валу гидромотора;

$M_{сух.трен.}^{эн} = 25,4 [Н \cdot м]$  - момент сухого внутреннего трения при движении вала гидропривода (значение взято из конструкторской документации).

Тогда механический КПД спроектированного гидропривода равен

$$\eta_{м} = \frac{M_{эфф}}{M_{теор}} = \frac{38,06}{63,46} = 0,6$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Задачей данного дипломного проекта была разработка гидропривода рулевого управления носком крыла самолета, а также, усовершенствование конструкции гидромотора, установленного в приводе, с целью снижения неравномерности движения вала гидромотора, а, следовательно, и выходного вала привода в целом.

При работе привода с гидромотором конструкции Д12 при низких скоростях вращения выходного вала привода в момент страгивания рывки практически отсутствуют, что говорит о том, что уровень сухого внутреннего трения при малых скоростях вращения вала привода в гидромоторе конструкции Д12 существенно ниже, чем в гидромоторе конструкции ГМ52.

При работе гидромотора Д12 в составе привода рулевого управления носком крыла самолета плавность пуска и работы привода будут обеспечиваться, это дает уверенность в правильном выборе гидромотора для гидропривода рулевого управления носком крыла самолета.

Таким образом, разработанный гидропривод рулевого управления носком крыла самолета отвечает требованиям, предъявленным к его работе при установке в крыле самолета.

					<i>150302.2018.286.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		69

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исаев Ю.М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов, Ленинград, 1979.
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974.
3. Бим-Бад Б.М. и др. Атлас конструкций гидромашин и гидропередач. М.ИНФР А-М, 2004.
4. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. Машиностроение, 1969.
5. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967.
6. Домогоаров А.Ю., Степаков А.И., Леладзе И.С. Справочно-нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки. Москва 2004.
7. Кабаков М.Г. и др. Аксиально-поршневые насосы приводов строительно - дорожных машин. Москва 2003.
8. Основы теории и конструирования объемных гидропередач. М. Высшая школа, 1968.
9. Справочник машиностроителя, т.3, 1962
10. Справочник машиностроителя, т.2, 1962
11. Свешников В.К. Аксиально-поршневые насосы в современных гидроприводах (информационно-технический журнал «Гидравлика и пневматика», №18, стр8.)
12. Иванов М.Н. Детали машин. М., Высшая школа, 1976
13. Конструирование и расчет пружин, зарубежная техника, Москва, 1959
14. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. 2-е изд., перераб. Киев: Техника, 1977.
15. Гамынин Н.С. Основы следящего гидравлического привода . М.:Оборонгиз, 1962.
16. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 383 с.
17. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.
18. Гамынин Н.С. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1992. 368 с.
19. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979. 232 с.
20. Зиновьев В.А. и др. Краткий технический справочник. 1 ч. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1949. 532 с.
21. Хохлов В.А. Электروهидравлический следящий привод. 2-е изд., допол. М.: Наука, 1966. 300 с.
22. Навроцкий К.Л. Моделирование и динамический расчет на ЭВМ гидро- и пневмоприводов. 2 ч. Москва, 2000.

					150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

23. Кабаков М.Г., Стесин С.П. Технология производства гидроприводов. М.: Машиностроение, 1974.

24. Митрохин Н.Н. Основы технологии производства и ремонта автомобилей. 1 ч., Москва 2002.

25. Самойлович В.Г. Экономическая оценка вариантов технических решений. Москва, 1993.

26. Манойлов В.Е. Основы электробезопасности. С.-П. Энергоатомиздат, 1985.

27. <http://poleznayamodel.ru/model/11/118290.html>

28. Захаров, А.С. 3-382 Авиационное гидравлическое оборудование : учебное пособие / А.С. Захаров, В.И. Сабельников. – Новосибирск:Изд-воНГТУ, 2006. – 391 с. – («Учебники НГТУ»).

29. Гидравлический привод и средства автоматики [Электронный ресурс] : электрон.учеб. пособие / В. Я. Свербилов, В. Н. Илюхин, В. Н. Решетов, Д. М. Стадник; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (3 Мбайт). - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

30. <http://www.sp-gidro.ru/aksialno-porshnevye-gidronasosy-v-privodakh-mobilnykh-mashin>

						150302.2018.286.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата			71