

Содержание

Введение.....	6
Список обозначений и сокращений.....	9
1 Основная часть.....	10
1.1 Литературно-патентный обзор известных двигателей внутреннего сгорания с двум поршнями движущимися на встречу друг другу. История развития двигателей с двумя поршнями.....	10
1.2 Экспериментальная часть.....	32
1.2.1 Обоснование выбора материала для изготовления манжетных уплотнений для проведения последующих экспериментов.....	32
1.2.2 Проведение статических продувок манжетных уплотнений с целью определения влияния конструктивных параметров на герметичность рабочей камеры. Выбор оптимальной конструкции.....	35
1.2.3 Постановка эксперимента статических продувок.....	41
1.2.4 Результаты эксперимента	47
1.2.5 Экспериментальное определение контактного давления манжетного уплотнения на стенки цилиндра при помощи статических продувок.....	55
1.2.6 Известные методики определения контактного давления....	57
1.2.7 Постановка эксперимента.....	59
2 Специальная часть.....	65
2.1 Триботехнические характеристики полимерных уплотнений.....	65

					MP-02068999-48-05-20-00 00 000 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Кобыльски			Лит.	Лист	Листов
Провер.		Бусаров			4	91	
Реценз.					ОМГТУ гн		
Н. Контр.					цилиндропоршневых		
Утверд.							

Введение

Повышение надежности и долговечности машин в условиях массового и серийного производства является одной из главных проблем современного машиностроения. Экономическое значение данного фактора вполне очевидно. Как показывает статический анализ (в 75 случаях из 100), главной причиной выхода из строя машин является не их поломка, а износ подвижных сопряжений и рабочих органов под влиянием сил трения [1]. Вынужденные простои машин во время ремонта приводят к значительным экономическим потерям при этом в большинстве отраслей промышленности при этом каждый пятый рабочий входит в состав ремонтной службы. Также на нужды ремонта из производственных мощностей выделяется большой парк металлообрабатывающих станков. Таким образом, повышение износостойкости деталей машин является основным резервом увеличения их долговечности [2].

Основными узлами наиболее сильно влияющие на ресурс работы поршневых компрессорных ступеней являются: органы газораспределения – самодействующие клапаны и цилиндропоршневые уплотнения.

В существующих компрессорных установках при первом ТО поршневые уплотнения (в нашем случае манжеты) меняются в первую очередь [3]. Это обусловлено нагруженностью и постоянной работой пары трения: подвижным поршнем и неподвижным цилиндром, а также ответственностью данного узла обеспечивающего требуемую производительность компрессора за счёт герметизации рабочей камеры. Основные требования, предъявляемые к конструкции уплотнений - хорошее уплотнение зазора между поршнем и рабочей поверхностью цилиндра, обеспечение допустимых износов, как собственно уплотнения, так и рабочей поверхности цилиндра [4]. При нарушении контакта между рабочей поверхностью цилиндра и наружной поверхностью уплотнения

						Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000	

образуются большие площади (зазоры) для перетекания газа. Скорость износа уплотнений имеет особо важное значение при высоких давлениях. Поэтому для нормально работы уплотнения необходимо обеспечить совершенное прилегание кольца к стенкам цилиндра, а также сохранить этот контакт на протяжении возможно более длительного времени [2].

Актуальность выбранной темы работы магистерской диссертации основана на - ужесточении требования к чистоте рабочего газа, а также недопустимости попадания масла в агрессивные и взрывоопасные газы. Попадание масла ,например, в теплообменный аппарат существенно снижает их тепловую эффективность [5,6], срок службы платинового катализатора составляет 1,5 года, за счет заполнения микропор маслом с последующим его закоксованием в них при регенерации катализатора.

При использовании компрессорных агрегатов без смазки проточной части, ресурс работы цилиндропоршневых уплотнений уменьшается в разы, соответственно, уменьшается надежность и работоспособность всего агрегата.

Объектом нашего исследования является тихоходная длинноходовая ступень с двумя поршнями движущимися на встречу друг к другу.

Предметом исследования являются способы увеличения ресурса работы цилиндропоршневых уплотнений для компрессоров среднего давления.

Выбор объекта и предмета исследования обусловлен тем, что ресурс работы цилиндропоршневого уплотнения тихоходной длинноходовой ступени , несмотря на малую скорость движения поршня и интенсивное охлаждение , достаточно мал. Целью данной работы является: увеличить герметизацию рабочей камеры, обосновать выбор конструкции тихоходной длинноходовой ступени с двумя поршнями и исследовании рабочих процессов последней.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- Определить влияние конструктивных параметров манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры;
- разработать оснастку для проведения статических продувок манжетных уплотнений различной конфигурации;
- разработать стенд для проведения ускоренных испытаний на износ манжетных уплотнений;
- определить контактное давление манжетного уплотнения на стенки рабочей камеры;
- разработать методику и оснастку для определения контактного давления;
- разработать экспериментальный стенд тихоходной длинноходовой ступени с двумя поршнями движущимися на встречу друг к другу;
- провести экспериментальные исследования и сравнить ресурс работы манжетного уплотнения экспериментального стенда с ресурсом работы тихоходной длинноходовой ступени с одним поршнем.

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

Список обозначений и сокращений

В настоящей выпускной квалификационной работе применяются следующие обозначения и сокращения:

PatOPP – Pattakos Opposed Piston;

OPRE – Opposed piston Pulling Rod Engine;

ОРОС - Opposed Piston Opposed Cylinder;

КШМ - кривошипно-шатунный механизм;

ВМТ - Верхняя мертвая точка;

НМТ - Нижняя мертвая точка;

ПКВ - Поворот коленчатого вала;

ЦИАМ - Центральном Институте Авиационного Моторостроения.

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

1 Основная часть

1.1 Литературно-патентный обзор известных двигателей внутреннего сгорания с двум поршнями движущимися на встречу друг другу. История развития двигателей с двумя поршнями

Сто лет назад ученые изобрели уникальный двигатель внутреннего сгорания, который отличался от своих "собратьев". Главное отличие заключалось в открытом с обеих сторон – цилиндре, в котором сходились и расходились два поршня. Авторами идеи считаются немецкий профессор Юнкерс и предприниматель Охельхейзер.

За счет увеличения числа рабочих ходов за единицу времени (по сравнению с четырехтактным двигателем) удалось получить большую на 60-70 % мощность, при одинаковом с четырехтактным вариантом рабочем объеме цилиндров и частоте вращения вала. Поскольку камера сгорания образовывалась между двумя сходящимися поршнями, то отпадала необходимость в головке цилиндра с газовым стыком. Новая конструкция двигателя позволяла осуществлять прямоточную продувку цилиндра и наддува без турбин. Продувочные окна закрывались поршнем чуть позже выхлопных, и добавочный воздух накачивался в цилиндр. Одно и двухцилиндровые дизели типа Юнкерса в России и СССР ставились на небольшие суда, приводили генераторы распространённых в то время небольших дизельных электростанций, насосы, мельницы, лесопилки и прочее. Они славились исключительной надёжностью и долговечностью.

Двигатели «Юнкерс» устанавливались не только на морскую технику, но и нашли свое применение в авиации. В 1929 г. в Германии появился самолёт-гигант G-38 с четырьмя бензиновыми моторами. Взлётный вес у него был 24 т и перевозил он 34 пассажира или 7 т. груза. Машина имела много нового, в частности она был практически "летающим крылом". В 1932 г. на второй экземпляр G-38CE, вместо прежних двигателей были установлены двухтактные шестицилиндровые дизели JUMO-204, с теми же

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000					

"юнкеровскими" встречными поршнями и прямоточной продувкой, с двумя коленчатыми валами сверху и снизу. Это усложняло производство, но позволяло сделать мотор более компактным и лёгким, без тяжёлых траверс, длинных верхних шатунов и воздушных промежутков для них между цилиндрами. Максимально использовать мощностные резервы двухтактного цикла, позволила меньшая масса возвратно-поступательных движущихся частей. Синхронизация вращения коленчатых валов - была шестерёнкой (Рисунок 1, 2). Заодно эта передача служила и редуктором, поскольку огромный воздушный винт всегда должен вращаться медленнее коленчатого вала. Тем самым, редуктор был органически встроен в двигатель. От этих шестерён приводились и валики привода индивидуальных топливных насосов высокого давления (ТНВД). В каждый цилиндр топливо впрыскивалось через четыре форсунки, диаметрально противоположными факелами. Продувку обеспечивал центробежный насос с приводом от нижнего коленвала [7].

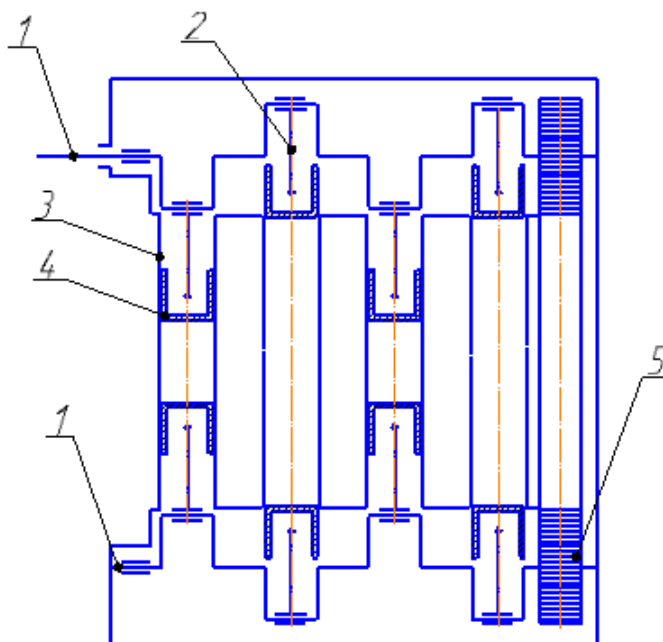


Рисунок 1 – Двигатель JUMO-204 для самолета G38CE:

- 1 – Верхний и нижний коленчатый вал; 2 – шатун; 3 – цилиндр;
4 – поршень; 5 – синхронная шестерня

Мотор имел очень низкий расход топлива и развивал 750 л. с. Самолёт G 38СЕ с четырьмя дизелями Юнкера успешно летал по маршруту Берлин - Амстердам - Лондон, а максимальная дальность его беспосадочного полёта достигала 3500 км. Позже были произведены модификации данного дизеля, отличающиеся в основном диаметром цилиндров и ходом поршней. С такими моторами (два или четыре, в тандемных установках на крыле) немецкие летающие лодки фирмы «Дорнье» Do-18 и Do-26 совершали перелёты, в том числе через Южную Атлантику.

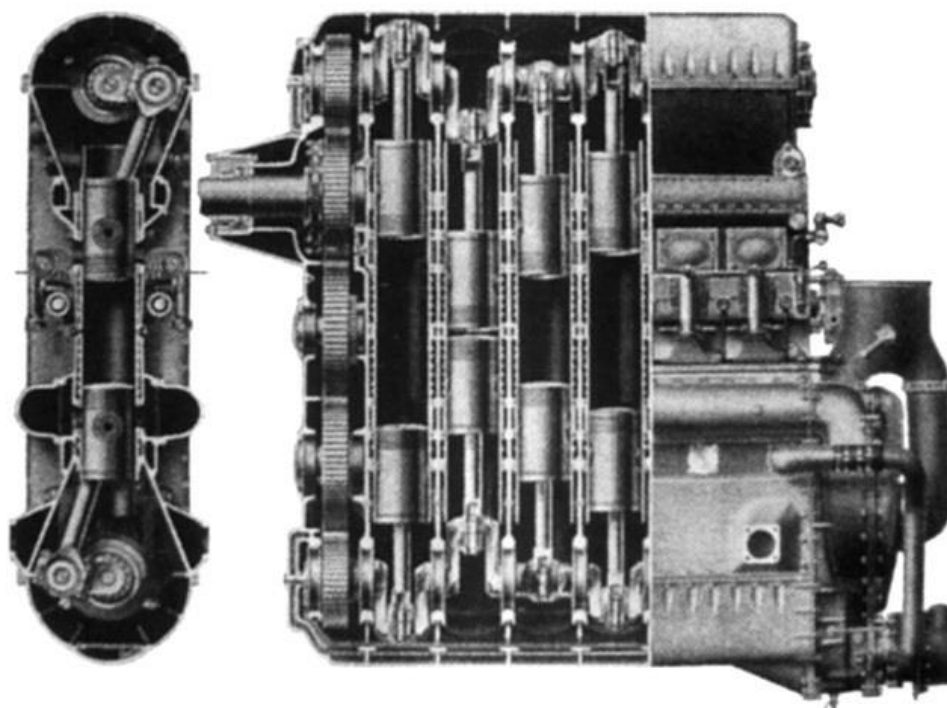


Рисунок 2 – Двигатель JUMO-204 для самолета G38СЕ

В 1936 г., Профессор Хуго Юнкер скончался, все работы по авиадизелям JUMO резко сократились. Инженеры «Юнкера» полностью переключились на совершенствование своих воздушно-реактивных двигателей. В этом деле они также преуспели и опередили весь мир, став родоначальниками реактивной эры в авиации. На базе хорошо отработанных «плоских» двигателей во время войны были спроектированы ещё два мотора очень необычной схемы. Четыре шестицилиндровых блока соединялись в прямоугольный ромб (квадрат), по углам которого располагались четыре

уравновешенностью и равномерностью вращения при относительно малом числе цилиндров.

В СССР с начала тридцатых годов начались работы по авиационным дизелям в Центральном Институте Авиационного Моторостроения (ЦИАМ). Всеми работами по дизелям в ЦИАМе руководил начальник Отдела Нефтяных Двигателей профессор Алексей Дмитриевич Чаромской. В 1955 г. в городе Харьков, на базе танкового завода организуется конструкторское бюро, авиационный дизель переделывается в танковый (проект 4ТД). Мощность танкового двигателя 4ТД уменьшилась до 480 л.с., в процессе проектирования создатели танкового двигателя 4ТД стремились увеличить запас лошадиных сил. В результате у мотора появился пятый цилиндр (5ТД имея при этом 580 л. с.), через несколько лет тщательного проектирования его мощность достигла 700 л. с. при 2800 об/мин (модификация 5ТДФ).

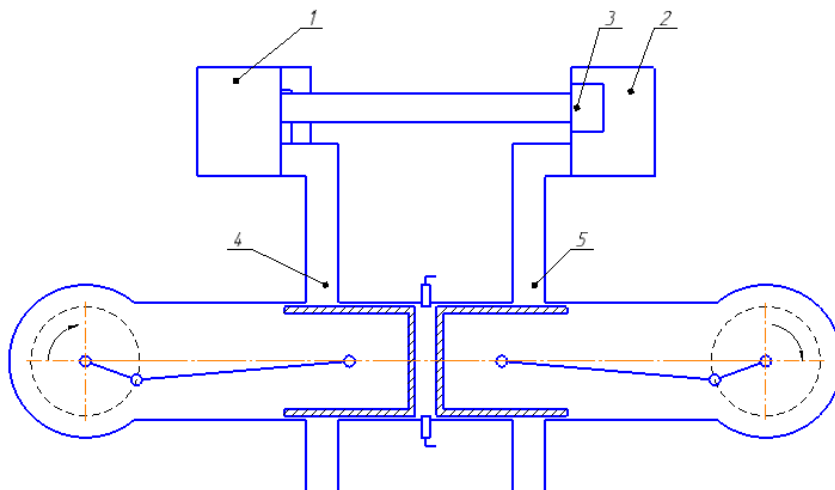


Рисунок 4 – Танковый двигатель 5ТДФ:

- 1 – турбина; 2 – нагнетатель; 3 – редуктор; 4 – выпускные окна;
5 – продувочные окна

Двигатель 5ТДФ с пятью горизонтальными цилиндрами, турбиной на выпуске и инжекторным охлаждением устанавливался на танках Т-64, составлявших вместе с Т-55, основу советской послевоенной танковой армады. Двигатель 5ТДФ был лёгок и компактен (высота - 581 мм) при рабочем объёме 13,5 л. Десять встречных поршней в пяти цилиндрах обеспечивали ему литровую мощность - 52 л. с./л, это намного выше, чем

										Лист
										14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000					

даже у бензиновых моторов легковых автомобилей тех времён. Цилиндры с хромированным зеркалом имели диаметр 120 мм, таким же был ход каждого поршня. Порядок работы цилиндров: 1-4-5-2-3 [8].



Рисунок 5 – Танковый двигатель 5ТДФ

Система смазки – с сухим картером. Центробежный продувочный насос имел шестерённый привод от коленчатого вала, вращать его помогала газовая турбина, сидящая на одном валу с насосом и использующая энергию отработавших газов. "Турбояма" – провал мощности при резком "газе" исключалась при таком наддуве полностью. Дополнительным плюсам танкистам была более низкая температура выхлопа двухтактного мотора, сильно разбавленного продувочным воздухом. Это снижало заметность танка в инфракрасном диапазоне. Двигатель, по требованию заказчика, был многотопливным. Переключая регулятор, можно было заставить его работать на автомобильном бензине (с некоторой потерей мощности) или авиационном керосине, а также их смесях с соляркой во всех пропорциях.

В первой половине XX столетия в Великобритании и во всем мире, получила известность крупная судостроительная компания Cammel-Laird. В начале двадцатых годов ею были построены судовые двухтактные дизели Cammel-Laird Fullagar со встречными поршнями в четырёх и шестицилиндровом исполнении, рисунок 6. Эти титанические сооружения

высотой с трёхэтажный дом работали на дешёвой сырой нефти и развивали мощность до 3000 и 4000 л. с. всего при сотне оборотов в минуту, что требовалось для непосредственного привода винтов теплохода [9].

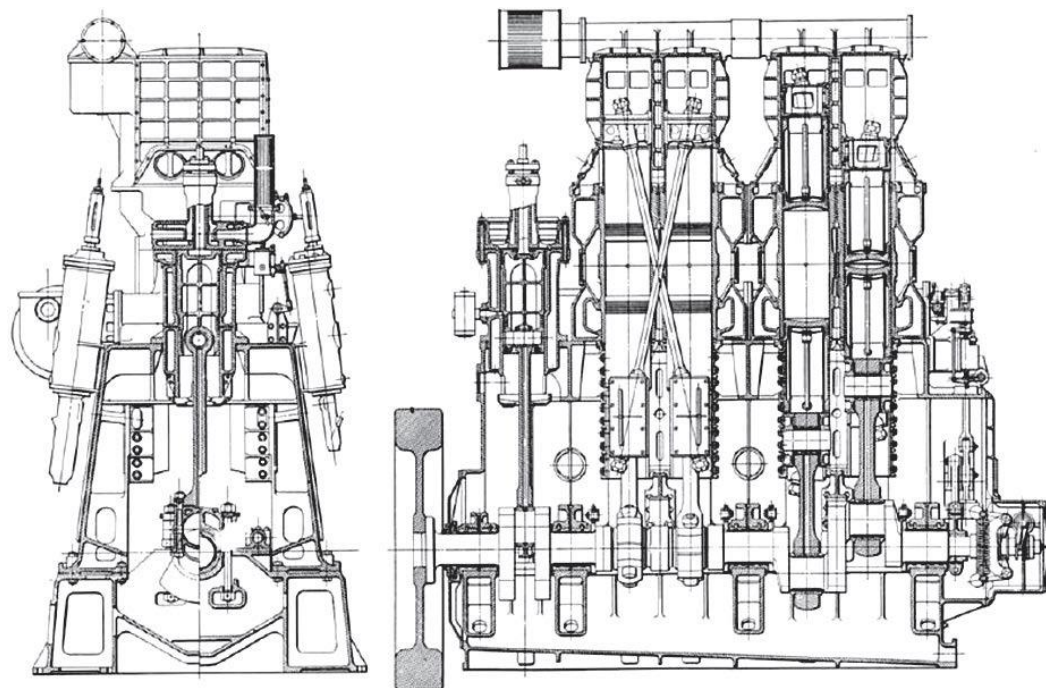


Рисунок 6 – Четырех цилиндровый двигатель Cammel-Laird:

1 – нижний ползун; 2 – нижний поршень; 3 – компрессор впрыск;
4 – верхний поршень; 5 – штанга; 6 – верхний ползун; 7 – шатун; 8 – коленвал

Англичане смогли изобрести самый оригинальный и технологически экономный привод. Основой двигателя служил блок из двух параллельных вертикальных цилиндров. Под углом 180° расположились шатунные шейки коленчатого вала. Связь с нижними поршнями осуществлялась через шатуны и ползуны. Благодаря четырем перекрестным тонким и длинным штанг, идущих к ползунам соседних цилиндров удалось соединить верхние поршни с коленчатым валом. Тем самым, штанги обеспечивали движение поршней в каждом цилиндре в противофазе. Многоцилиндровые агрегаты составлялись из двухцилиндровых блоков.

Преимущество двигателя «Фуллагара» перед «Юнкерсом» заключалось в количестве шатунных шеек, у «Фуллагара» одна шатунная

шейка, в то время как у «Юнкерса» целых три. Коленвал становится более простым, а именно он в двигателях такого масштаба определяет стоимость агрегата в целом. Штанги работали только на растяжение и поэтому получились тонкими и лёгкими. Косые штанги неизбежно вызывают дополнительное боковое трение, что усложняет ползуны, а вся конструкция выглядит несколько громоздкой. Эксплуатация «фуллагаров» в тропических водах была отмечена перегревом масла и высоким износом, впрочем, это, возможно, и не было напрямую связано с их принципом действия. Производство таких двигателей было прекращено.

В начале 1945 г., известная британская моторостроительная фирма «Нэпир» разработала свой вариант двухтактного дизеля, но не квадратной, как у Юнкерса, а треугольной схемы. Два верхних коленвала отдавали мощность основному - нижнему через большое количество огромных шестерен. Такой двигатель под названием Deltic рисунок 7, в различных модификациях устанавливался на скоростные большие военные катера и тепловозы.

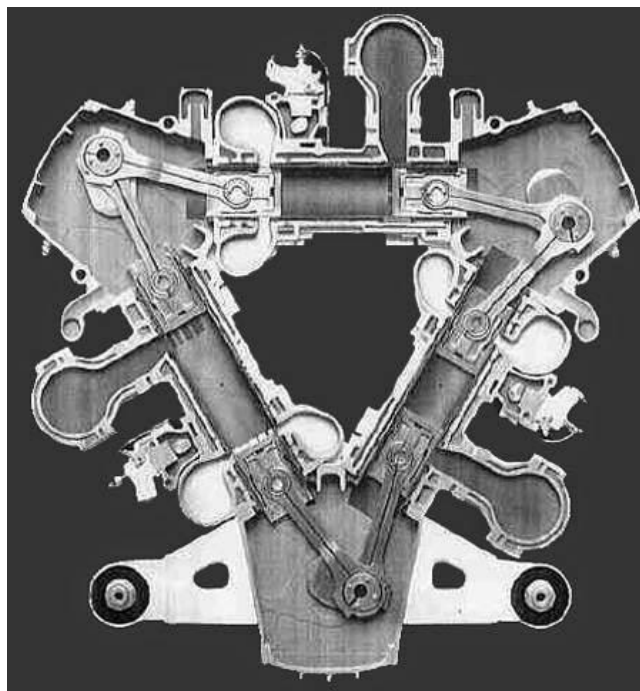


Рисунок 7 – Двигатель Deltic

По равномерности работы он соответствовал четырёхтактной «шестёрке», будучи гораздо компактнее в высоту и длину.

С начала 70-х гг. прошлого столетия в развитии двухтактных дизелей наступает застой. Они всё ещё широко используются на судах, тепловозах и легендарных американских жёлтых школьных автобусах, но новых конструкций в этот период не производилось. Четырёхтактные дизели с начала 80-х совершили резкий скачок вперёд по мощности и экономичности. Этому способствовали два фактора: совершенный управляемый наддув и управление впрыском топлива. Система автоматизации справилась с процессом смесеобразования и преобразила дизель. Сегодня по основным показателям, прежде всего литровой мощности и удельной массе, он вплотную приблизился к бензиновым моторам. Практически не дымящий и тихий дизель устанавливается, в том числе и на малые легковые автомобили массового производства, что было совершенно немыслимо лет тридцать-сорок назад. По экономичности ему среди тепловых двигателей, как и прежде, нет равных.

Двигатель под названием PatOP (Pattakos Opposed Piston), рисунок 9. Шатуны нижнего цилиндра направлены в противоположную сторону, то есть работают на растяжение, приводят поршень продувочного насоса, с которым рабочий поршень составляет единое целое. Два шатуна верхнего поршня совсем короткие, и соединены они не напрямую с поршнем, а с двумя цилиндрическими ползунами справа и слева от цилиндра. Ползуны связаны с верхним поршнем П-образной траверсой. Результат: на нижний впускной поршень действует меньшее боковое усилие, у верхнего — выхлопного, оно вообще, отсутствует, нагрузку берут на себя направляющие-ползуны. Поскольку продувку осуществляет специальный поршень, то и в картере продувочного воздуха нет, в связи с этим, можно смазывать весь механизм под давлением, как в четырёхтактном моторе, в том числе и ползуны. Благодаря смазке, уменьшается трение и износ, повышаются ресурс и надёжность. Кроме того, продувка получается более совершенной, поскольку

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

продувочный поршень можно сделать большего диаметра, чем рабочие, и воздуха он будет подавать с избытком.

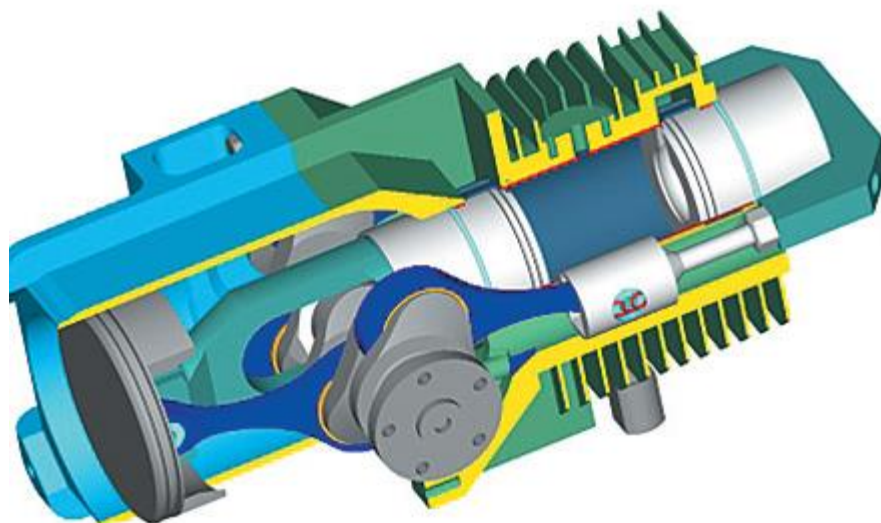


Рисунок 9 – Двигатель PatOp

Двигатель Паттакоса под названием OPRE (Opposed piston Pulling Rod Engine), рисунок 10, состоит из: двух небольших коленчатых валов врезаны в общий цилиндр, короткие шатуны уместились внутри пустотелых двусторонних поршней, внутренние торцы поршней образуют камеру сгорания, а внешние – две камеры для сжатия продувочного воздуха. Воздушные клапаны были автоматические, действуют по принципу «лепестков» обычных двухтактных автомобильных двигателей. Воздух из обеих камер нагнетается в общий трубопровод и подаётся во впускные окна цилиндра. Синхронизация валов - шестерённая, они могут вращаться и в одну и в противоположные стороны. Диаметр цилиндра – 80 мм, ход каждого поршня - 50 мм. При 6000 об/мин мотор развивает около 700 л. с. [11].

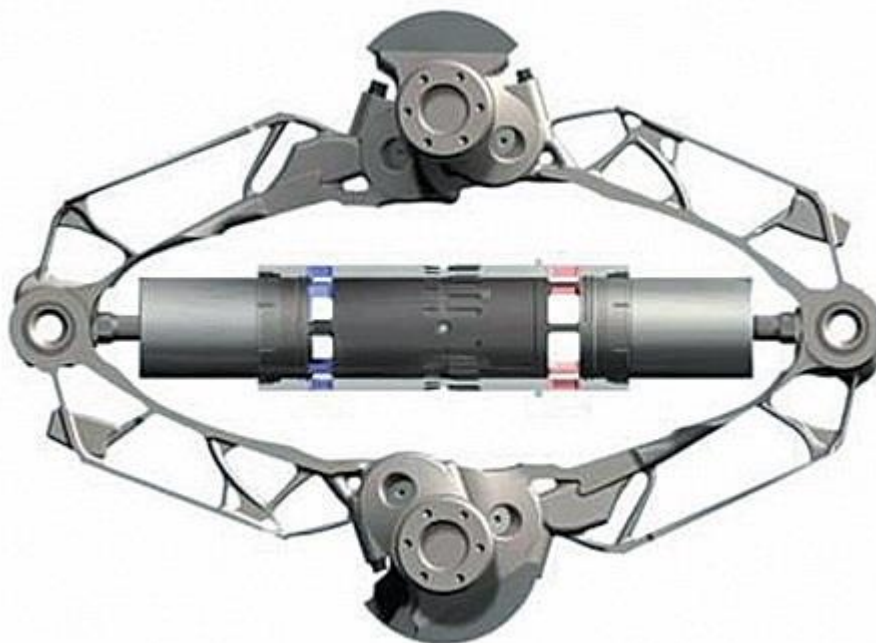


Рисунок 11 – Двигатель Achates power

Компания из Детройта - Ecomotors, основанная в 2008 г., построила двигатель под названием ОРОС (Opposed Piston Opposed Cylinder). Два «юнкеровских» трёхшатунных цилиндра с двумя оппозитными поршнями диаметром 100 мм, сами раскинуты оппозитно, с единственным коленчатым валом по центру. Центральные и боковые шатуны обоих цилиндров охватывают общие шейки коленчатого вала. Конструкция выполнена на высоком и современном уровне. Продувка осуществляется центробежным насосом с приводом от турбины, работающей на выхлопных газах. При пуске, когда газов ещё нет и вращать турбину нечем, насос приводится встроенным в турбокомпрессор, высокооборотным электродвигателем. Этот же электродвигатель на полной мощности переходит в режим генератора и, приводимый турбиной, подзаряжает батарею. Весит новый мотор EM100 мощностью 330 л. с. всего 134 кг. Это в половину меньше самых современных четырёхтактных двигателей, а его термический КПД приближается к 50%.

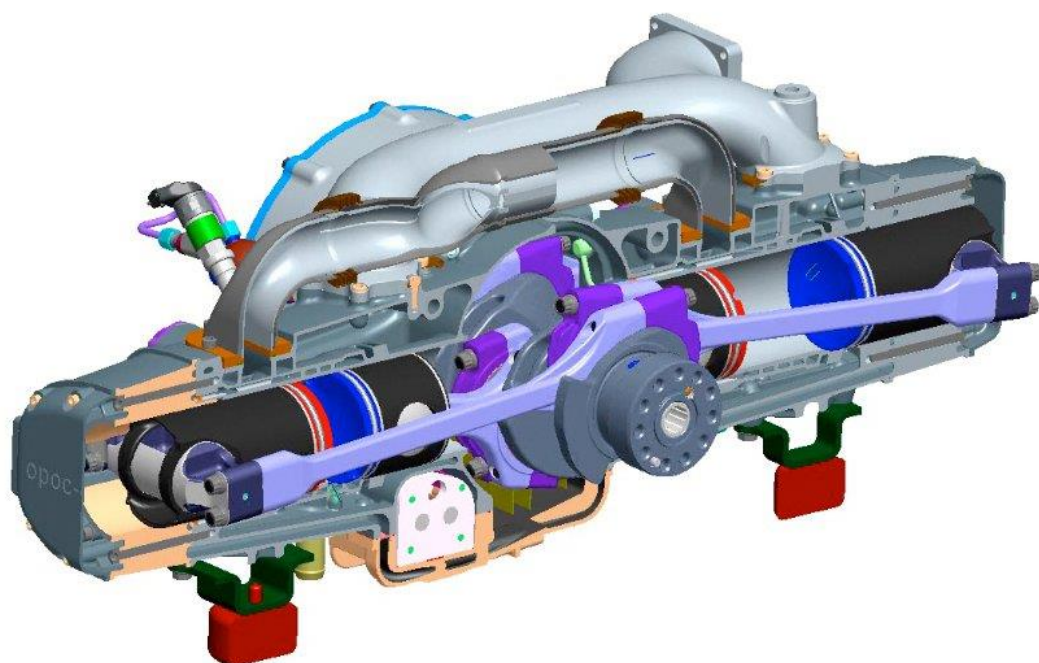


Рисунок 12 – Двигатель OPOS EM100

Главные достоинства двигателей со встречными поршнями являются: небольшой вес, уравновешенность и равномерность крутящего момента при малом числе цилиндров (в двухтактном варианте) остаются весьма привлекательными для всех стихий применения мотора. Даже несмотря на некоторую конструктивную сложность.

Поршневой двухвальный двигатель внутреннего сгорания с противоположно движущимися поршнями и способ его работы [12]

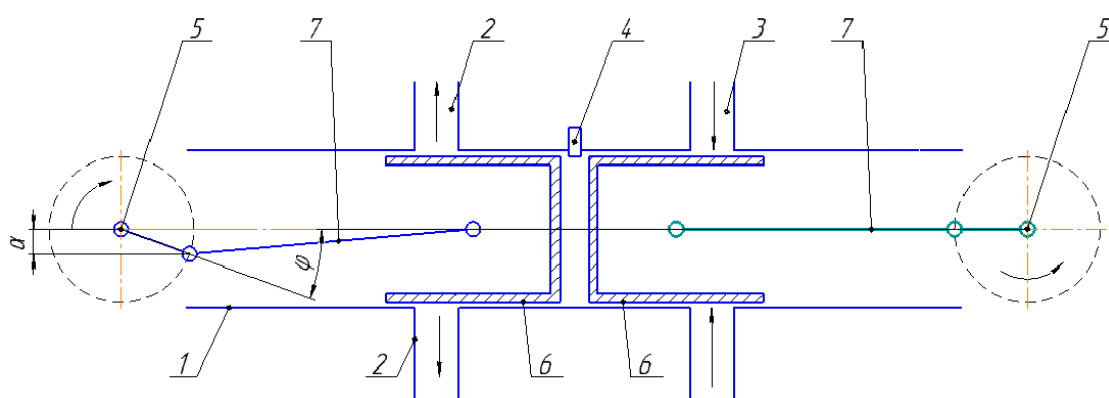


Рисунок 13 – Общая схема поршневого двухвального двигателя внутреннего сгорания

Изобретение относится к области машиностроения, в частности к двигателестроению. Поршневой двухвальный двигатель внутреннего сгорания с противоположно движущимися поршнями состоит из цилиндра (1) с продувочными окнами (2, 3) и форсункой (4) для впрыскивания топлива и двух кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) (5). Один КШМ – центральный, второй КШМ – дезаксиальный. Кривошип дезаксиального КШМ смещен относительно кривошипа центрального КШМ в направлении опережения перемещения поршня на угол $\varphi=15-30^\circ$ поворота коленчатого вала. Способ работы поршневого двухвального двигателя внутреннего сгорания, при котором начало горения осуществляют при положении одного поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ), а второго поршня, смещенного на угол $\varphi=15-30^\circ$ поворота коленчатого вала, после ВМТ. Технический результат заключается в быстром сгорании топлива без увеличения жесткости работы двигателя.

В известном двигателе оба кривошипно-шатунных механизма идентичны, кривошипы в заданный момент времени находятся в положении, составляющем одинаковый угол в градусах поворота коленчатого вала

(°ПКВ) относительно начала отсчета и оба поршня одновременно приходят в крайние положения: верхнюю и нижнюю мертвые точки (ВМТ и НМТ). Работа такого двигателя происходит по традиционному двухтактному (четырёхтактному) циклу. Сгорание осуществляют, когда оба поршня находятся вблизи ВМТ. При таком положении поршней изменение объема между поршнями мало зависит от угла поворота коленчатого вала в силу косинусоидальной зависимости перемещения поршней от угла ПКВ, и основная фаза горения происходит в условиях почти постоянного объема. В этих условиях турбулентная скорость горения в основной фазе ограничивается величиной 40...80 м/с. Более высокая скорость горения (скорость тепловыделения) приводит к недопустимо быстрому нарастанию давления.

Задача изобретения - создание двухвального двигателя внутреннего сгорания с противоположно движущимися поршнями с рабочим процессом, позволяющим по отношению к традиционному процессу осуществить значительно более быстрое сгорание при приемлемой жесткости работы двигателя.

Для решения данной задачи разработан способ работы двигателя и двухвальный одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с противоположно движущимися поршнями.

С целью снижения жесткости работы двигателя в процессе сгорания перемещение поршней смещено между собой на угол $\varphi=15...30$ градусов поворота коленчатого вала (°ПКВ), и начало горения осуществляют при положениях поршней: одного вблизи верхней мертвой точки (ВМТ), а второго после ВМТ на угол φ °ПКВ, когда происходит быстрое увеличение объема между поршнями. Это отличает работу заявленного двигателя от работы известных ДВС.

Существенно более быстрое увеличение объема при сгорании по сравнению со сгоранием в условиях почти постоянного объема известного

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

двигателя с искровым зажиганием позволит повысить его антидетонационные свойства.

Данный способ работы можно реализовать в заявленном двигателе, представленном на чертеже. Двигатель состоит из цилиндра 1 с выпускными 2 и впускными 3 окнами и форсункой 4 для впрыскивания топлива, двух кривошипно-шатунных механизмов с коленчатыми валами 5, поршнями 6 и шатунами 7.

Отличается двигатель тем, что у него один КШМ - центральный, а второй КШМ - дезаксиальный, причем кривошип дезаксиального КШМ смещен относительно кривошипа центрального КШМ в направлении опережения перемещения поршня на угол φ° ПКВ.

При положении поршня центрального КШМ в ВМТ (на чертеже справа) поршень дезаксиального КШМ (слева) находится в положении, когда кривошип повернут в направлении к НМТ на угол $\varphi=15...30^\circ$ ПКВ. С этого момента оба поршня перемещаются в направлении к НМТ, и объем между поршнями увеличивается на порядок (и более) быстрее, по сравнению с увеличением объема в известных ДВС с двумя поршнями, одновременно перемещающимися от ВМТ. При организации процесса сгорания так, чтобы начало основной фазы примерно совпадало с положениями КШМ, показанными на чертеже (поршень центрального КШМ находится в ВМТ), длительность этой фазы можно сократить в несколько раз без увеличения жесткости сгорания по отношению к традиционным циклам.

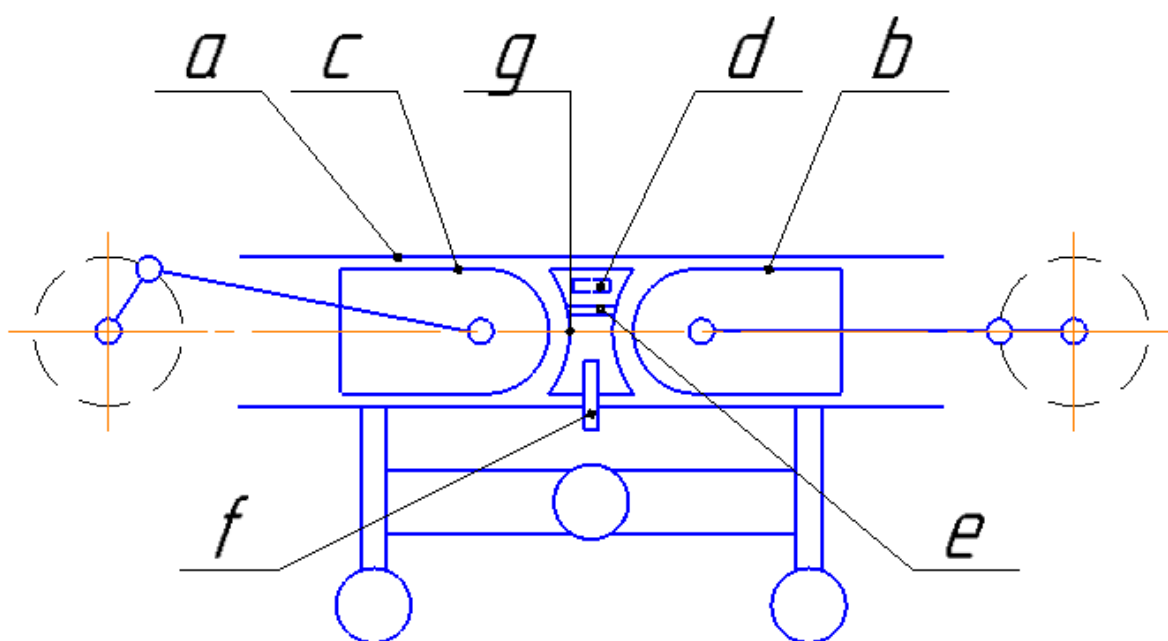
В процессе сжатия первым в положении ВМТ приходит поршень центрального КШМ, а поршень дезаксиального КШМ в этот момент не доходит до ВМТ в градусах ПКВ на угол φ . При дальнейших поворотах коленчатых валов поршень центрального механизма перемещается в направлении к НМТ, а поршень дезаксиального КШМ продолжает двигаться в сторону своей ВМТ. При этом объем между поршнями вначале уменьшается, но затем начинает увеличиваться. Увеличение объема до

начала сгорания нежелательно. Однако за этот период движения поршней до момента прихода поршня центрального КШМ в ВМТ в целом изменение объема между поршнями невелико. В то же время смещение кривошипа дезаксиального КШМ в сторону опережения перемещения поршня позволит лучше произвести перезарядку цилиндра свежим зарядом, так как выпускные окна даже при одинаковых размерах с впускными будут открываться и закрываться раньше впускных окон. Это может компенсировать недостатки, связанные с небольшим увеличением объема сжатия до начала сгорания.

1. Поршневой двухвальный двигатель внутреннего сгорания с противоположно движущимися поршнями, состоящий из цилиндра с продувочными окнами и форсункой для впрыскивания топлива, двух кривошипно-шатунных механизмов (КШМ), отличающийся тем, что один КШМ - центральный, а второй КШМ - дезаксиальный, причем кривошип дезаксиального КШМ смещен относительно кривошипа центрального КШМ в направлении опережения перемещения поршня на угол $\varphi=15-30^\circ$ поворота коленчатого вала.

2. Способ работы поршневого двухвального двигателя внутреннего сгорания путем наполнения цилиндра воздухом, сжатия воздуха двумя поршнями, впрыскивания топлива, сгорания смеси и последующего расширения, отличающийся тем, что начало горения осуществляют при положении одного поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ), а второго поршня, смещенного на угол $\varphi=15-30^\circ$ поворота коленчатого вала, после ВМТ, когда происходит быстрое увеличение объема между поршнями.

Двигатель внутреннего горения с двумя встречно движущимися поршнями [13]



Фиг. 1 – Схематический разрез двигателя внутреннего горения с двумя встречно движущимися поршнями

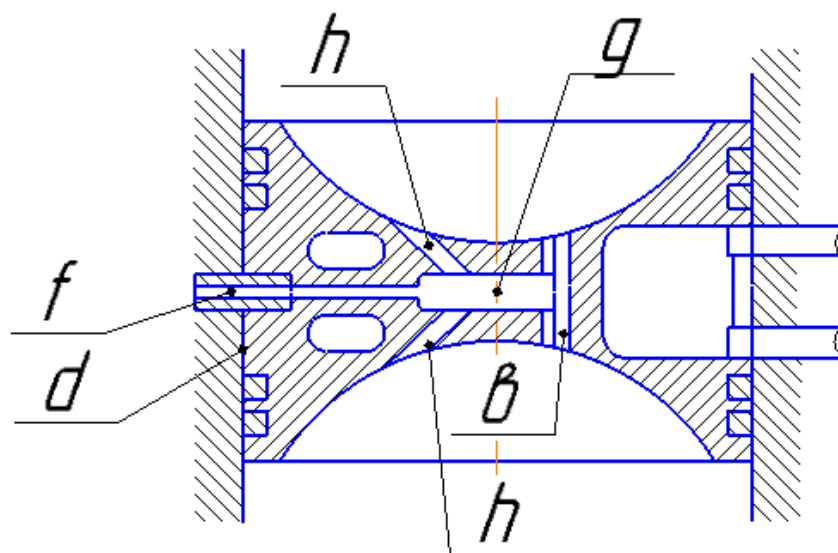
Изобретение относится к двигателям внутреннего горения с двумя встречно движущимися поршнями, из которых один опережает другой, и с расположенной между поршнями перегородкой.

В предлагаемом двигателе горючая жидкость взбрызгивается форсункой в расположенную в перегородке плоскую камеру, сообщающуюся посредством узкой щели или нескольких узких отверстий с дуговым каналом, соединяющим обе части цилиндра. Возможно также плоскую камеру сообщать, кроме того, каналами с обеими частями цилиндра для подачи в нее воздуха и добавочными камерами.

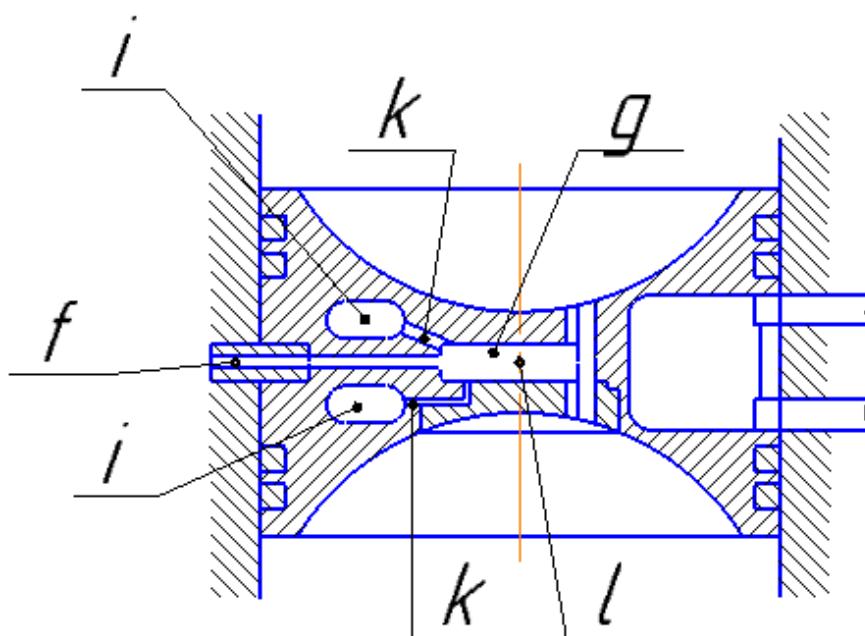
На чертеже фиг. 1 изображает схематический разрез двигателя внутреннего горения с двумя встречно движущимися поршнями; фиг. 2- разрез видоизменения двигателя с каналами для пропуска воздуха; 3- то же, с добавочными камерами; фиг. 4- поперечный разрез двигателя.

В цилиндре "а" двигателя внутреннего горения с двумя встречно движущимися поршнями "b" и "с", из которых один опережает другой, между ними помещена поршнеобразная перегородка "d", внутри которой расположена плоская камера "g" (фиг. 1), сообщающаяся посредством узкой щели "l" или нескольких узких отверстий с дуговым каналом "е", соединяющим обе части цилиндра Форсунка "f" взбрызгивает горючую жидкость в камеру "g", где струя горючего расширяется и предварительно нагревается. Горение имеет место в канале "е", и так как горючее тонко распылено, то сгорание производится моментально. При этом получается короткое пламя, так что перегородка "d" только в канале "е", зоне сгорания, охвачена пламенем. Днища поршней, стенки цилиндра и остальные части перегородки "d" подвергаются влиянию тепла в соответствии с давлением. Канал "е" дает возможность одновременно расширяться газам горения в обеих частях цилиндра, так что двигатель может быть короткоходный, достигая таким образом большего числа оборотов.

В видоизменении двигателя камера "g" сообщается каналами "h" (фиг.2) с камерами сжатия в обеих частях цилиндра. Через них во время взбрызгивания горючего поступает воздух в камеру "g". Кроме того, каналами "k" камера g сообщается с добавочными камерами i (фиг. 3 и 4). Действие камеры g может быть изменено путем уменьшения ее объема и сужения щели l.



Фиг. 2.



Фиг. 3.

1.2 Экспериментальные исследования

1.2.1 Обоснование выбора материала для изготовления манжетных уплотнений для проведения последующих экспериментов

Одним из наиболее перспективных направлений расширения возможностей использования и повышения технических и эксплуатационных параметров различных машин и механизмов, в том числе работающих при экстремальных условиях является изготовление уплотнений из фторопласта с различными наполнениями.

Преимущества фторопластовых материалов заключается в их высоких физико-механических, антифрикционных и химических свойствах.

Недостатки фторопластов перечислены ниже:

1. проявление вязкоупругих свойств, выражающееся в явлении "крипа" (хладотекучести);
2. ограниченные технологические возможности для изготовления манжет сложной конфигурации;
3. недостаточная износостойкость чистого фторопласта и высокая жесткость наполненных композиций;
4. существенная нелинейно объемных термических деформаций [14];
5. низкий коэффициент теплопроводности (0,24 Вт/(м·°С));
6. высокий коэффициент линейного расширения $(8-21) \cdot 10^{-5}, \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

В середине прошлого столетия, в машиностроение становится популярен материал фторлон-4 с модифицированными наполнителями. Этот материал в узлах сухого трения оказался наиболее перспективным и универсальным из всех самосмазывающихся пластмасс. Композиции на основе фторлона стали широко использовать для изготовления уплотнительных колец в поршневых компрессорах без смазки. Для устранения указанных выше недостатков в него вводят различные твердые

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

наполнители. Чаще всего это сухие твердые смазки – графит, дисульфид, молибден, кокс нитрид бора [15].

Наполнение фторлона-4 коксом и дисульфидом молибдена позволило создать модификацию, которая не имеет деформаций при высоких давлениях – композиции Ф4К20 и Ф4К15М5, испытания проводились в условиях ограниченной смазки на машинах типа 2ШЛК-1420 [16], данные композиции с их противоэкструзионной стойкостью стали широко использовать при изготовлении уплотнений практически всех технических газов в условиях ограниченной и при полном отсутствии смазки.

Благодаря введению наполнителей улучшаются следующие физико-механические свойства: сопротивление деформации увеличивается в 10-20 раз; жесткость возрастает в 4-5 раз, теплопроводность – в 5-10 раз; износостойкость при трении скольжения увеличивается до 500 раз. Из фторлоновых материалов наибольшее распространение для компрессоров без смазки получили композиции АФГМ и Ф4К20.

Авторами [15 стр. 27] были проведены исследования антифрикционной композиции Ф4К20 на машине для трения МИ-1М, эксперимент показал, что данный материал работоспособен до давлений около 1,5 МПа, выше которого износ резко возрастает, согласно рисунку 14.

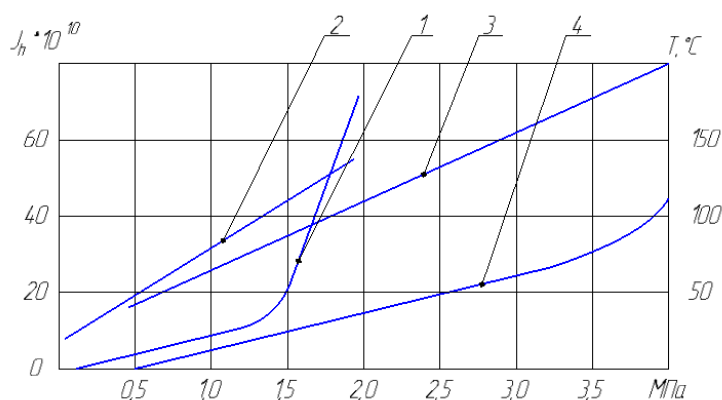


Рисунок 14 – Экспериментальные зависимости интенсивности износа и температуры трения образцов из материалов Ф4К20 (1, 2) и Ф4К15М5 (3, 4) от давления. 1, 4 – интенсивность износа; 2, 3 – температура трения

При введение MoS_2 была получена более износостойкая композиция Ф4К15М5. Введение MoS_2 позволило ликвидировать зону перегиба на кривой интенсивности износа 4 (рисунок 14), в результате чего достигнута почти линейная закономерность в исследуемой зоне температур и давлений. [17].

Критерием работы материала Ф4К15М5 является деформация под нагрузкой, которая зависит от температуры и давления. Для данного материала предельно допустимое давление при температуре 150°C составило около 3,0 МПа, для увеличения работоспособности материала следует уменьшить температуру. Уменьшение температуры в зоне трения в 2 раза, до 75°C (температура в зоне трения применяемой в исследованиях тихоходной ступени с рубашкой охлаждения) позволит увеличить предельно допустимое давления до 6,0 МПа учитывая линейную зависимость давления от температуры, согласно рисунку 14.

На основании анализа литературных источников авторов проводивших исследования по созданию уплотнений работающих без смазки, материал Ф4К15М5 был выбран в качестве основного материала для изготовления манжетных уплотнений. Для сравнительного анализа, дополнительно, были использованы следующие материалы: Флубон-20, Ф-4, Криалон-3, механические свойства материалов сведены в таблицу 1.

Таблица 1 - Механические свойства композитных материалов

Марка фторполимера	Плотность, кг/м^3	Предел прочности, МПа (сжатие)	Коэффициент линейного расширения, $^\circ\text{C}^{-1}$	Предельно допустимая рабочая температура, $^\circ\text{C}$	Твердость по Бринеллю, НВ
Ф-4	2120-2200	13,7-24,5	8-25	260	29-39
Ф4К15М5	2190	15,5	10-12	200	60
Флубон 20	2120-2130	30-34	6,6	260	50
Капролон-3	1170	90	6,6	100	120

1.2.2 Проведение статических продувок манжетных уплотнений с целью определения влияния конструктивных параметров на герметичность рабочей камеры. Выбор оптимальной конструкции

В следствие негерметичности рабочей камеры в процессе работы тихоходной ступени всегда присутствуют утечки сжимаемого газа, которые негативно сказываются на эффективности рабочего процесса. Наличие утечек сопровождается уменьшением производительности и экономичности компрессора. Основными факторами, влияющими на величину утечек в данном случае является величина перепада давления на уплотнений (в тихоходной ступенях перепад давления на уплотнения может достигать 10МПа и более), и время рабочего цикла, которые может составлять 2...4с. [18]. К основным неполностям рабочей камеры компрессора следует отнести: неплотности поршневого уплотнения, неплотности клапанов, неплотности штоковых уплотнений (при наличии штоков). В магистерской диссертации одной из основных задач стояло рассмотрение уплотнение зазора между поршнем и рабочей поверхностью цилиндра и влияние конструктивных особенностей уплотнительных элементов на герметизацию рабочей камеры. Проведенные экспериментальные исследования могут быть в дальнейшем использованы в качестве рекомендаций при проектировании уплотнений цилиндропоршневой группы тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней.

Уплотнение зазора между поршнем и рабочей поверхностью цилиндра по конструкции могут быть разделены на три группы:

1. Бесконтактные (лабиринтные) уплотнения, в которых между уплотнительным элементом и зеркалом цилиндра всегда имеется малый зазор и уплотнение осуществляется за счет гидравлического сопротивления движению газа в нем.

2. Контактные уплотнения, в которых уплотнительный элемент непосредственно контактирует с зеркалом цилиндра и, перемещаясь в

										Лист
										35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000					

Достоинства лабиринтного уплотнения заключается в том, что отсутствует непосредственный контакт между поршнем и цилиндром, а следовательно, нет трения между ними. Это позволяет применять уплотнения и в ступенях без подачи смазки в цилиндры. На рисунке 15 приведены основные виды исполнения лабиринтного уплотнения с различной геометрией кольцевой щели (канавки) [19 стр. 197].

Недостатки лабиринтного уплотнения заключается в том, что утечка газа через лабиринтные уплотнения более чем на 25 % превышает утечку через контактные уплотнения, что снижает коэффициент подачи компрессора и экономичность. Данная энергия компенсируется за счет отсутствия трения поршневых колец, на которое расходуется около 5 % потребляемой мощности компрессора. Одним из существенных недостатков данного уплотнения является высокая чувствительность к тепловым деформациям.

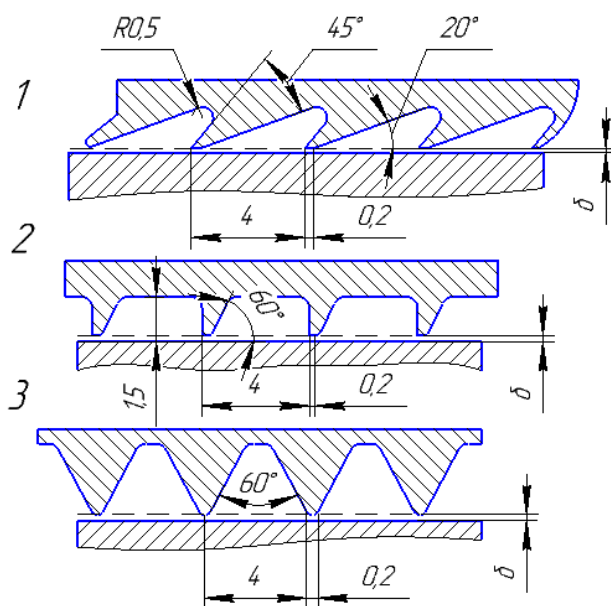


Рисунок 15 – Основные Виды лабиринтного уплотнения:

- 1 – Камера канавки под углом 45°; 2 – Камера канавки в виде прямоугольника по углом 60°; 3 – Камера канавки в виде треугольника под углом 60°

Дроссельное уплотнение

Работа дроссельного уплотнения осуществляется за счет дросселирования газа вследствие трения при протекании его по длинной кольцевой щели. Конструктивно это уплотнение выполняется в виде дроссельной втулки, в которой перемещается с небольшим зазором плунжер. Эффективность дроссельного уплотнения увеличивается с уменьшением кольцевого зазора и за счет введения в него смазки.

Дроссельное уплотнение не нашло широкое применение в поршневых компрессорах. Однако оно используется в комбинации с уплотнением поршневыми кольцами и сальниковым уплотнением. Для обеспечения работы дроссельного уплотнения прибегают к шлифовке элементов уплотнения, при которой получаются очень малые зазоры. Достоинства шлифовки - малое трение и высокая герметичность. К недостатком такого уплотнения следует отнести пригодность его только для чистых жидкостей и газов, большую чувствительность к температурным расширениям и боковым усилиям.

Гидравлическое уплотнение

В 1953 г. в Ленфилиале НИИхиммаш было разработано гидравлическое уплотнение поршней-плунжернов ступеней сверхвысокого давления. и впоследствии внедрено для этиленовых дожимающих компрессоров до 150 МПа. Гидравлическое уплотнение поршня осуществляется в виде гидравлического затвора, образуемого слоем смазывающей жидкости, заполняющей кольцевую щель между втулкой и поршнем. В гидравлическом уплотнении через кольцевую щель протекает жидкость, а не газ, за счет этого щель можно делать с большим зазором, чем при дроссельном уплотнении. Однако для снижения расхода смазывающей жидкости этот зазор выполняют по возможности минимальным, но таким,

					<i>Лист</i>
					38
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>MP-02068999-48-05-20-00 00 000</i>

что бы не происходило защемления поршня во втулке из-за теплового расширения деталей. Практически поверхность втулки (внутреннюю) и поршня обрабатывают по высокому классу чистоты и пригоняются с малым диаметральный зазором.

Контактные уплотнения поршня

Самое широкое распространение в компрессорах без смазки нашли применение контактные кольцевые уплотнения. Основные достоинства кольцевых уплотнений являются: простота конструкции, достаточно высокая герметичность, технологичность. Этот вид уплотнения представляет собой набор разрезных поршневых колец из самосмазывающегося материала, установленных в канавках поршня. Для начального (предварительного) прижатия уплотнительных колец из полимерных композиций к цилиндру, в связи с малой упругостью используют металлические или резиновые экспандеры. Для исключения боковых сил действующих на поршневое кольцо и направления самого поршня на последний устанавливают направляющие кольца. Уплотняющий эффект кольцевых уплотнений основан на плотном прилегании колец под действием разности давлений газа к зеркалу цилиндра и торцевой стенке канавок поршня и на лабиринтном действии набора колец. Уплотнительные кольца являются наиболее ответственной деталью поршня.

Манжетные уплотнения поршня

В последние годы в промышленности значительно возросло использование компрессоров для сжатия легкотекучих, взрывоопасных и токсичных газов, а также компрессоров высокого давления малой производительности. Одним из главнейших требований, предъявляемых в эксплуатации к компрессорам, сжимающим указанные газы, является

										Лист
										39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000					

обеспечение высокой герметичности и надежности бесшмазочных уплотнений поршня. Именно поэтому в таких компрессорах получили широкое применение манжетные и втулочные уплотнения поршня [15 стр. 34]. В манжетном уплотнении на наборный поршень устанавливаются неразрезные уплотнительные элементы L, U, V-образного и другого вида сечения, проставочные и нажимные кольца и весь набор затягивается гайкой. Принцип действия этих уплотнений основан на том, что под действием давления газа лепесток манжеты прижимается к зеркалу цилиндра и обеспечивает плотный контакт, гарантирующий герметичность уплотнения. Для предварительного поджатия манжетного уплотнения к зеркалу цилиндра, как и в кольцевых уплотнениях, используются упругие экспандеры различных конструкций. Для исключения воздействия на манжеты боковых усилий на поршень устанавливаются направляющие кольца.

При работе манжета прижимается к рабочей поверхности цилиндра перепадом давления $\Delta P_M = P_{\text{ц}} - P_{\text{а}}$. Чем больше ΔP_M , тем сильнее манжета прижимается к рабочей поверхности цилиндра, обеспечивая надежное уплотнение. Сила трения манжеты о рабочую поверхность цилиндра:

$$P_M = f_M \cdot \pi \cdot D_{\text{ц}} \cdot b_M \cdot (P_{\text{ц}} - P_{\text{а}}) \quad (1)$$

где f_M - коэффициент трения манжеты о цилиндр;

b_M - ширина трущейся части манжеты.

При использовании манжеты рабочая поверхность цилиндра должна быть тщательно отполирована. Уплотнение поршня манжетами работоспособно до давлений 30 МПа, а в отдельных специальных случаях и выше.

Преимущества манжетных уплотнений: высокая герметичность, простота конструкции и компактность. Недостаток- быстрое изнашивание, которое возрастает с увеличением скорости поршня.

Экспандеры

Для создания первоначального поджатия к зеркалу цилиндра уплотнительного кольца или манжеты, которые не обладают собственной упругостью, используются расширительные пружины (экспандеры). В практике применяются различные виды пружинящихся элементов: плоские, круглые, точечные, лепестковые, цилиндрические, волнообразные и другие. Исследованиями было установлено, что для поджатия колец достаточно упругой силы пружины равной 0,005-0,03 МПа. При меньшем усилии наблюдается самопроизвольное западание поршневых колец в канавке и возрастание массового расхода газа через уплотнение. Большие усилия сопровождаются повышенным износом колец [15 стр. 213].

1.2.3 Постановка эксперимента статических продувок

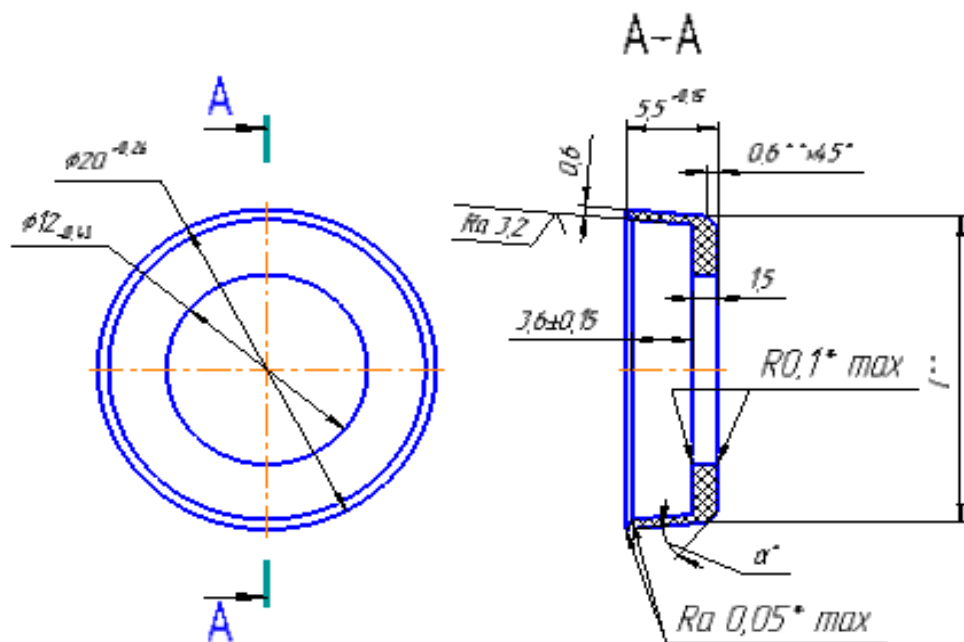
Для определения влияния конструктивных особенностей манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры были проведены статические продувки, состоящие из двух этапов: 1 этап – проведение статических продувок манжетного уплотнения с одинаковым диаметром при разном угле раскрытия; 2 этап - проведение статических продувок манжетного уплотнения с наилучшим углом (углом при котором достигалась максимальная герметизация рабочей камеры) при разном диаметре манжет.

Цель первого этапа - при помощи проведения статических продувок определить угол раскрытия манжеты при котором достигалась максимальная герметизация рабочей камеры. Для проведения первого этапа мы задались основными геометрическими параметрами манжетного уплотнения: диаметр манжетного уплотнения составлял – $20^{+0,26}$, углы раскрытия составляли – 100° , 105° , 110° , 115° , 120° . Выбор углов раскрытия в сторону больше 90° , обусловлен плотным прилеганием рабочей кромки по всему периметру при предварительном разжатие экспандером.

									Лист
									41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

Цель второго этапа - при помощи проведения статических продувок определить влияние диаметра манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры при наилучшем угле раскрытия из первого этапа. Для проведения второго этапа мы задались диаметрами манжетного уплотнения, которые составляли - 20; 20,2; 20,4; 20,8; 21.

Для проведения статических продувок и получения постоянной составляющей величины зазора разработан экспериментальный стенд и изготовлены манжетные уплотнения согласно рисунку 16 и рисунку 17.



$\alpha \pm 0,5$	l
100°	18,53
105°	17,62
110°	16,67
115°	15,64
120°	14,51

Рисунок 16 – Манжетное уплотнения с разными углами раскрытия при постоянном диаметре 20 мм

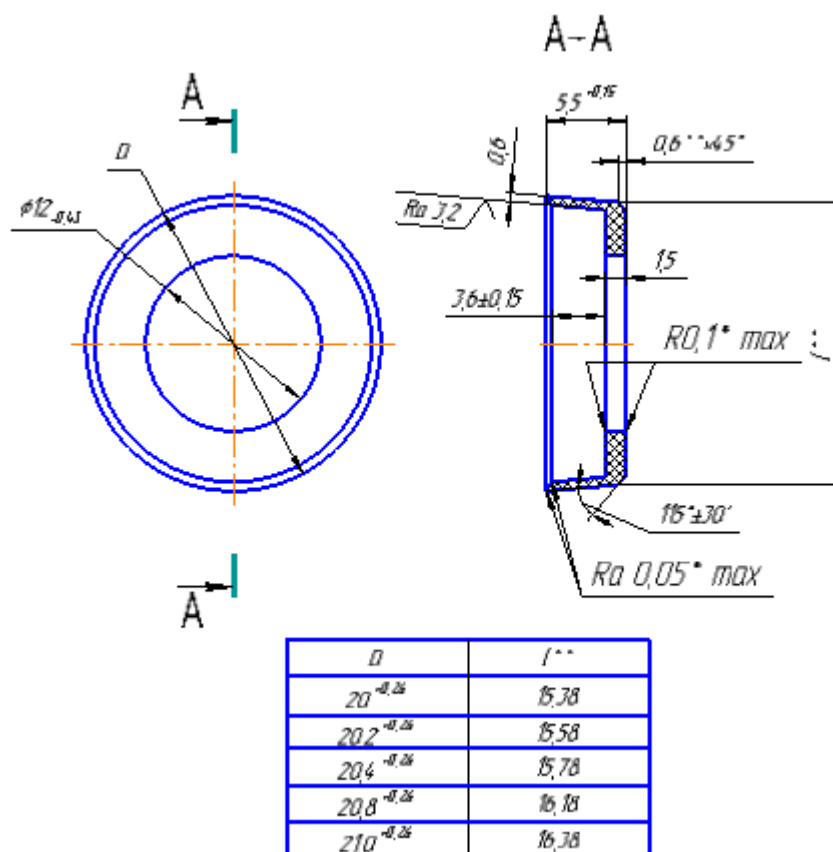


Рисунок 17 – Манжетное уплотнения с углом раскрытия 115° при разном диаметре

Схема стенда представлена на рисунке 18 и фото на рисунке 19.

Испытания включает следующие этапы:

1. проверка испытательного стенда и его элементов на работоспособность и соответствие исходному состоянию;
2. установка испытуемого поршня 2 в стенде;
3. вывод экспериментального стенда на необходимый режим испытаний - обеспечение давления в рабочей камере 0,1-5 МПа;
4. начало испытаний. Определение начального давления сжимаемого газа (датчики 3);
5. фиксация падения давления в рабочей камере от времени проведения испытаний;
6. завершение испытаний. Внесение результатов испытаний в протокол.

Последовательность проведения испытаний выглядит следующим образом. В соответствии с методикой расчета выполняется следующая последовательность действий:

1. в рабочую камеру 1 закачивается газ под давлением 0,1-5 МПа. При установившейся температуре и зафиксированном давлении начинают проведение измерений;
2. фиксируем начальное давление, температуру;
3. с помощью цифрового секундомера фиксируется падение давления в рабочей камере;
4. фиксируются конечные давление и время измерений, определяем массовый расход по формуле:

$$M = \left(\frac{P_1 V}{RT_1} - \frac{P_2 V}{RT_2} \right) / \Delta t, \quad (2)$$

где R – газовая постоянная, Дж/кг*К;

P_1 – давление газа в начальный момент времени, Па;

P_2 – давление газа в конечный момент времени, Па;

T_1 – температура газа в начальный момент времени, К;

T_2 – температура газа в конечный момент времени, К;

V – геометрический объем емкости, м³;

Δt – время падения давления, с.

Крышка 9 служит для удержания испытуемого поршня 2, газ через зазоры в уплотнении выходит через канал 10 (рисунок 3).

Методика расчета эквивалентного зазора состоит из следующих основных уравнений. Плотность газа рассчитывалась по формуле:

$$\rho_i = \frac{P_i}{R \cdot T}, \quad (3)$$

где P_i – давление газа в рабочей камере, МПа;

R – газовая постоянная, Дж/кг*К;

T – температура газа, К.

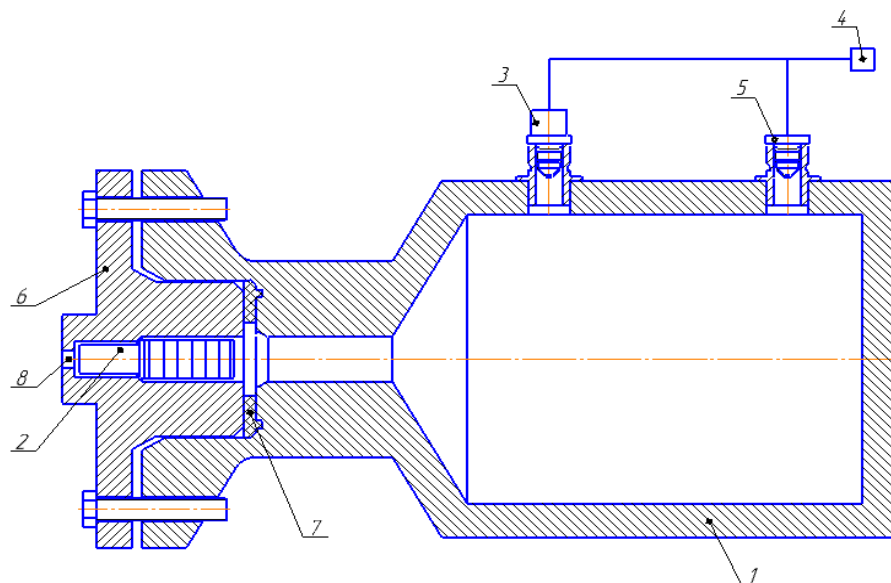


Рисунок 18 – Принципиальная схема экспериментального стенда:

- 1 – Рабочая камера; 2 – Испытуемый поршень; 3 – Датчик давления;
- 4 – Микрометр; 5 – Датчик температуры; 6 – Крышка; 7 – Уплотнение;
- 8 – Отверстие для выхода газа



Рисунок 19 – Фото экспериментального стенда

Затем находим разность плотностей в начальный и конечный момент времени по формуле:

$$\Delta\rho_i = 0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2) , \quad (4)$$

Скорость газа находим по формуле:

$$W_i = \sqrt{\frac{2 \cdot P_i}{\Delta\rho_i}} , \quad (5)$$

С учетом (1) и (2) определяем площадь зазора.

В свою очередь, эквивалентная площадь зазора:

$$\Phi = \alpha \cdot f , \quad (6)$$

где α – коэффициент расхода;

f – площадь зазора, м².

Таким образом, зная периметр (P), определяется величина условного зазора:

$$\delta_y = \frac{\Phi}{P} = \alpha \delta_p , \quad (7)$$

где δ_p – реальный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Погрешность измерения мгновенной температуры при использовании бусинкового термистора:

$$\delta_T = \sqrt{\delta_M^2 + \delta_t^2 + \delta_V^2 + \delta_F^2} , \quad (8)$$

где δ_M – погрешность мультиметра, определяемая погрешностью прибора, 0,34%;

δ_t – погрешность термометра, определяемая погрешностью прибора, 0,1%;

δ_V – погрешность вольтметра, определяемая погрешностью прибора, 0,3%;

δ_F – погрешность расчета по полученной интерполированной формуле, 1,5%.

$$\delta_T = \sqrt{0,34^2 + 0,1^2 + 0,3^2 + 1,5^2} = 1,57 \%$$

					Лист
					46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

MP-02068999-48-05-20-00 00 000

Определим приборную погрешность при тарировке датчика давления, определяемую по формуле:

$$\delta_{\text{од}} = \sqrt{\delta_{\text{д}}^2 + \delta_{\text{мн}}^2}, \quad (9)$$

где $\delta_{\text{д}}$ – относительная погрешность датчика давления, %;

$\delta_{\text{мн}}$ – относительная погрешность образцового манометра, %;

$\delta_{\text{о}}$ – относительная погрешность осциллографа, %.

Относительная погрешность датчика давления по паспорту $\delta_{\text{д}} = 1,4\%$.

Относительная погрешность образцового манометра $\delta_{\text{мн}} = 1\%$.

В данном случае приборная погрешность является общей погрешностью, поскольку методика измерения напряжения при выполнении эксперимента и при проведении тарировки совершенно одинаковы. Также не учитывалось влияние случайных факторов. Их можно будет исключить, если некоторые значения, полученные при экспериментальном измерении, будут выпадать из общей системы. Тогда общая погрешность датчика давления будет равна:

$$\delta_{\text{од}} = \sqrt{1,4^2 + 1^2} = 1,72\%.$$

Общая погрешность эксперимента определяется по формуле:

$$\delta_{\text{с}} = \sqrt{\delta_{\text{од}}^2 + \delta_{\text{т}}^2} = \sqrt{1,72^2 + 2^2} = 3,07\%,$$

где $\delta_{\text{т}}$ – относительная погрешность секундомера, 2%.

1.2.4 Результаты эксперимента

По результатам испытаний были построены экспериментальные графики статических продувок - падение давления со 100 мВ (2,5 МПа) до 10 мВ (0,2 МПа), в зависимости от времени для различных конфигураций манжетного уплотнения.

Как видно из рисунка 20 значение угла раскрытия манжетного уплотнения существенно влияет на герметичность рабочей камере. При

									Лист
									47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

возрастание угла раскрытия со 100° до 115° (кривая 1, 2, 3 и 4 соответственно) наблюдается стабильный рост герметичности рабочей камеры, соответственно уменьшаются утечки сжимаемого газа. При угле раскрытия 120° происходит резкий спад герметичности, теоретически это обуславливается, тем, что рабочие кромки манжетного уплотнения не соприкасаются с рабочей поверхностью цилиндра, за счет предварительного разжатия экспандером и силами собственной упругости, а под давлением газа поджимается (смещаются) к центру, образуя тем самым большие зазоры в цилиндропоршневой группе. При проведения экспериментов было обнаружено, что наилучший угол раскрытия манжетного уплотнения при котором достигается максимальная герметизации рабочей камеры составляет 115° .

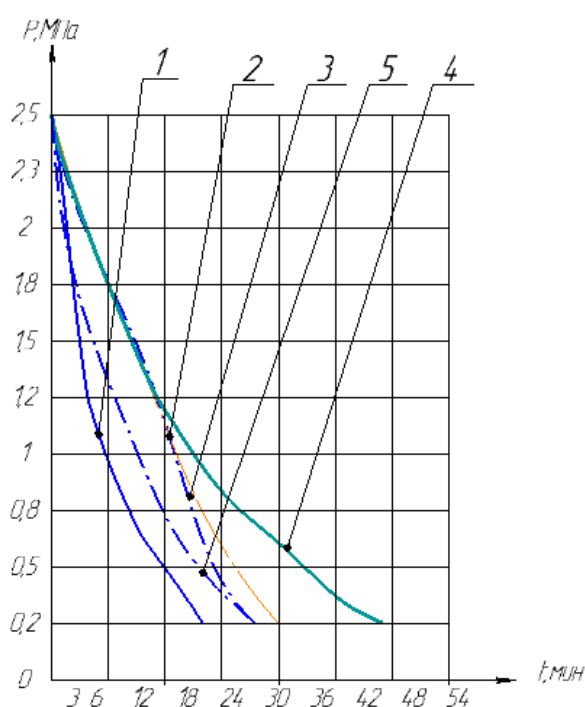


Рисунок 20 – Экспериментальные значения падения давления в зависимости от времени для различных манжетных уплотнений:

1 – манжетное уплотнение при угле 100° , 2 – манжетное уплотнение при угле 105° , 3 – манжетное уплотнение при угле 110° , 4 – манжетное уплотнение при угле 115° , 5 – манжетное уплотнение при угле 120°

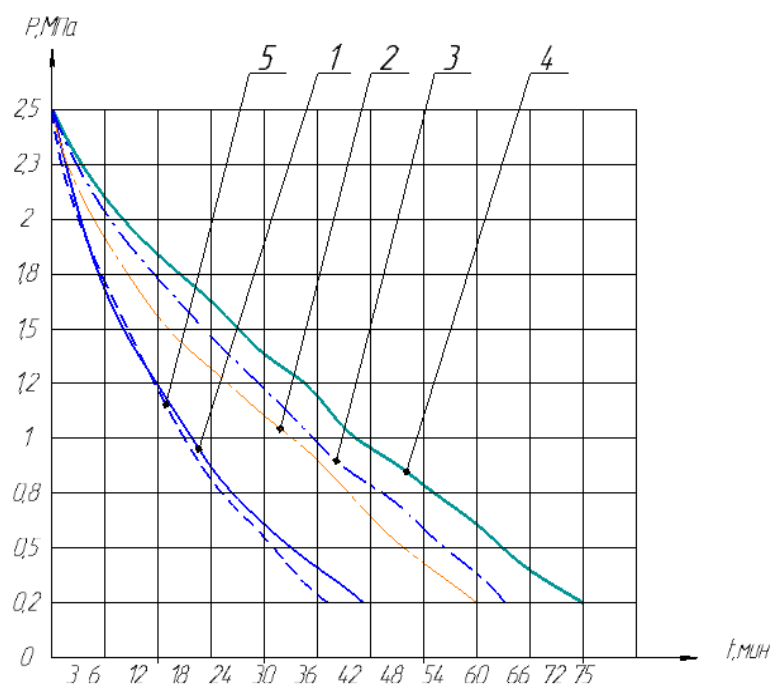


Рисунок 21 – Экспериментальные значения падения давления в зависимости от времени для различных манжетных уплотнений:

1 – манжетное уплотнение при диаметре 20 мм; 2 – манжетное уплотнение при диаметре 20,2 мм; 3 – манжетное уплотнение при диаметре 20,4 мм; 4 – манжетное уплотнение при диаметре 20,8 мм; 5 – манжетное уплотнение при диаметре 21 мм

Как видно из рисунка 21 диаметр манжетного уплотнения при угле раскрытия 115° , также, существенно влияет на герметичность рабочей камеры. При увеличении диаметра с 20 до 20,8 мм (кривые 1, 2, 3 и 4 соответственно) уменьшаются утечки сжимаемого газа, соответственно улучшается герметизация рабочей камеры, при диаметре 21 мм происходит резкий спад герметизации рабочей камеры.

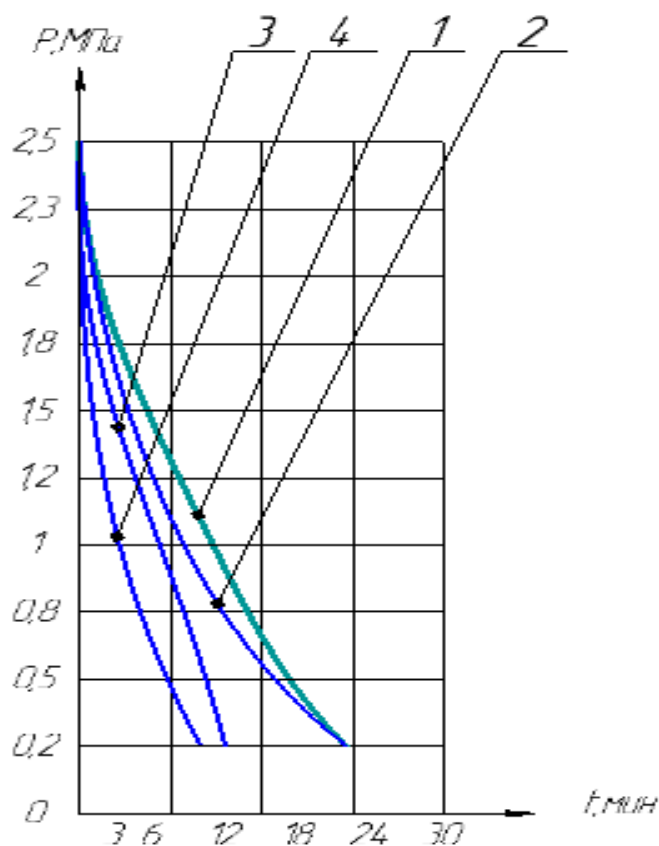


Рисунок 22 – Экспериментальные значения падения давления в зависимости от времени для манжетного уплотнения диаметром 20,8 при различной температуре (отрицательной): 1 – манжетное уплотнение при 22°С; 2 – манжетное уплотнение при температуре 0°С; 3 – манжетное уплотнение при температуре – 10°С; 4 – манжетное уплотнение при температуре – 15°С

На рисунке 22 показано как влияет отрицательная температура в манжетном уплотнении на герметичность рабочей камеры при использовании материала Ф4К15М5. При достижении температуры 0°С в манжетном уплотнении, не оказало существенного влияние на герметичность рабочей камеры, с последующим понижением температуры и достижением последней -15°С герметизация в рабочей камере уменьшилась, примерно в 2 раза. Полученные данные свидетельствуют о низкой морозостойкости материала Ф4К15М5.

статические продувки поршня в сборе с шестью манжетными уплотнения. Максимально нагруженный участок определялся при падение давления с 100мВ (2,5 МПа) до 60 мВ (1,5 МПа) при разной компоновке поршня, согласно рисунку 24.



Кривая 1



Кривая 2



Кривая 3



Кривая 4



Кривая 5



Кривая 6

Рисунок 24 – Набор манжетных уплотнений для экспериментального поршня

Согласно данным представленных на рисунке 25 герметизация рабочей камеры ухудшалась при компоновке поршня без второй, пятой и шестой манжетных уплотнений, значит, данные манжетные уплотнения являются наиболее нагруженными участками поршня и в большей степени подвержены радиальному износу.

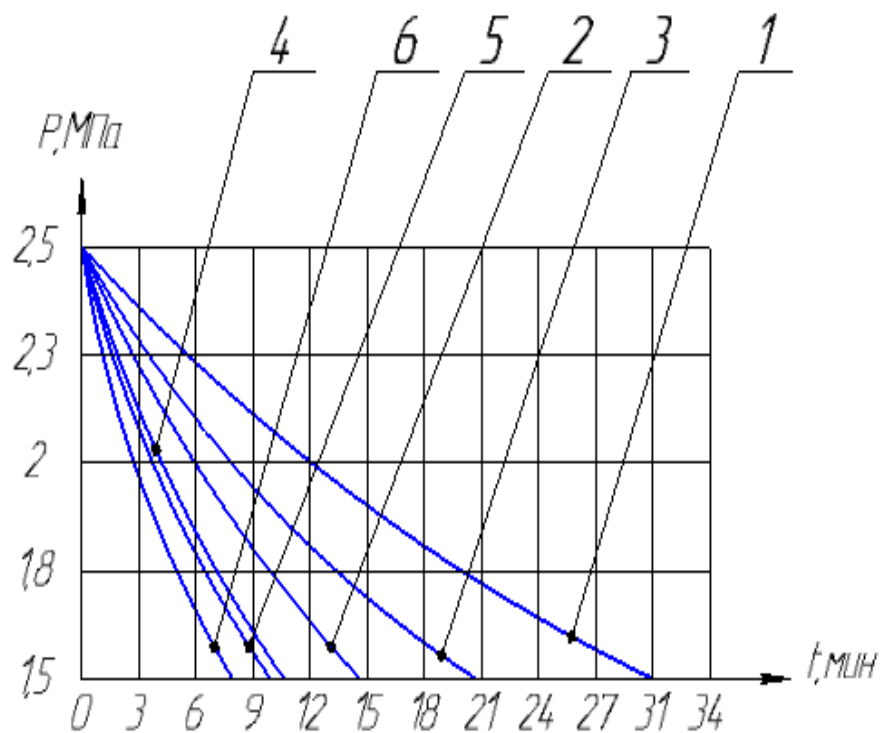


Рисунок 25 – Экспериментальное определение максимально нагруженного участка поршня: 1 – Поршень со всеми манжетами; 2 – Поршень без второй манжеты; 3 – Поршень без третьей манжеты; 4 – Поршень без четвертой манжеты; 5 – Поршень без пятой манжеты; 6 – поршень без шестой манжеты

Повышенный износ первых манжетных уплотнений объясняется тем, что первые манжеты воспринимают основной перепад давления. В первом приближении экспериментальные данные показывают, что для комплекта из трех цилиндропоршневых уплотнений, первое уплотнений воспринимает до 75 % процентов энергии газа, второе до 15 %, третье до 5 % [20].

Радиальный износ последних манжетных уплотнений объясняется увеличивающимся по высоте кольца перепадом давления газа, получаемого как разность давлений газа за кольцом, между кольцом и зеркалом цилиндра, рисунок 26 [21]. Наибольшее изменение давление происходит на последних 20... 30 % высоты манжеты [22].

на герметичность рабочей камеры. Полученные результаты позволили определить геометрические параметры манжетного уплотнения, при котором утечки имеют наименьшее значение для номинального диаметра цилиндра – 20 мм. Такими параметрами являются внешний диаметр – 20,8 мм и угол раскрытия манжеты –115°.

При повышении температуры в цилиндропоршневом уплотнении до 70°С наблюдается стабильный рост герметичности рабочей камеры. При достижении температуры 110°С наблюдается спад герметичности рабочей камеры. Теоретически данный спад герметичности мы объясняем линейным расширением отверстия, то есть деформацией цилиндра.

При понижении температуры в цилиндропоршневом уплотнении до 0°С, не оказывает существенного влияния на герметичность рабочей камеры. При температуре -15°С герметичность рабочей камеры ухудшилась в 2 раза. Полученные данные свидетельствуют о низкой морозостойкости материала Ф4К15М5.

При различной компоновке поршня было выявлено, что максимально нагруженными участками поршня являются 1, 2, 5 и 6 манжетное уплотнение (при компоновке из 6 манжет), соответственно данные манжетные уплотнения будут изношены быстрее остальных.

1.2.5 Экспериментальное определение контактного давления манжетного уплотнения на стенки цилиндра при помощи статических продувок

Под действием давления газа между уплотнительными кольцами и стенкой цилиндра возникают силы трения, которые в значительной степени определяют интенсивность износа деталей цилиндропоршневой группы и потери энергии на преодоление трения, а следовательно, и к.п.д. компрессорных машин. В уплотнениях работающих без смазки проточной части цилиндра потери на трение достигают значительного значения и

									Лист
									55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

поэтому изучение их заслуживает серьезного внимания. Исходя из этого, проблема трения поршневых бессмазочных уплотнений является одной из важнейших проблем в области поршневых машин. Изучение ее направлено на снижение энергетических потерь, износа и увеличения срока службы уплотнений, а следовательно, межремонтного пробега машин [15].

В трибологии существует ряд фундаментальных методик для расчета коэффициента трения, линейного износа и прогнозирования ресурса работы узлов трения из полимерных материалов, ниже будут представлены различные методики для расчета величины износа и скорости изнашивания материала.

В зарубежной практике основным уравнением для расчета величины линейного износа (Δb , мм), как полимерных уплотнительных колец, так и обычных, является уравнение Арчарда [23], учитывающий скорость скольжения (ϑ , м/с), среднее нормальное контактное давление ($P_{к.ср}$, МПа) и время работы сопряжения (τ , ч):

$$\Delta b = K \cdot \vartheta \cdot P_{к.ср} \cdot \tau. \quad (10)$$

Параметр K (коэффициент изнашивания) определяется экспериментально и зависит от нагрузки, плотности материала и его твердости [15].

В работе [24] приводятся методики, пригодные, по утверждению авторов, для инженерного расчета на износ для различных случаев контакта, с учетом нормального контактного давления (p_k), модуля упругости (E), коэффициента трения ($f_{тр}$), параметра прочности (G_o), коэффициента гистерезисных потерь (α_r), коэффициентов, зависящих от природы трения (t , t_0 , t_y) и эмпирических коэффициентов (K_2 , K_{tv} , K). В частности приводится зависимость для приработанных деталей любой конфигурации, которая в случае упругого контакта имеет вид:

$$I = K_2 \cdot 15^{\frac{2 \cdot t_y}{5}} \cdot K_{tv} \cdot p_k \cdot E^{\frac{t_y}{2} - 1} \cdot t_0^{0,5} \cdot \frac{1}{\alpha_r^2} \cdot \left(\frac{K \cdot f_{тр}}{G_o} \right)^{t_y}. \quad (12)$$

Проведенный анализ большого числа исследований износостойкости различных материалов в условиях граничного трения и трения без смазки показывает, что в общем случае скорость изнашивания (I) может быть выражена эмпирической зависимостью (k – коэффициент изнашивания, характеризующий материал пары и условия изнашивания; $m=0,5-3$, $n=1$ для большинства пар трения), учитывающей режим эксплуатации узла (P_k и v – нормальное контактное давление и скорость скольжения соответственно), вида:

$$I = k \cdot P_k^m \cdot v^n . \quad (13)$$

Как видно из приведенных выше формул, одним из основных составляющих является контактное давление (p_k), от точности определения которого зависит правильность расчета линейного износа и определения ресурса работы уплотнения. В связи с этим большое значение приобретает исследование давления газа, действующего на каждый из элементов уплотнения, и взаимосвязи давления с силой, прижимающей элемент к цилиндру и определяющей его износ. Ниже приведены основные известные методики по расчету контактного давления в цилиндропоршневой группе.

1.2.6 Известные методики определения контактного давления

Уплотнительный эффект колец основан как на плотном прилегании их к внутренней поверхности цилиндра и к стенкам поршневых канавок, так и на лабиринтном действии набора колец. Давление, действующее на внутреннюю поверхность кольца, превышает среднее давление, действующее на внешнюю поверхность кольца и создает основное усилие, прижимающее кольцо к зеркалу цилиндра. Чем больше перепад давления на поршневом кольце, тем сильнее оно прижимается к рабочей поверхности цилиндра. В первом приближении можно считать, что сила прижатия i -го кольца к стенке цилиндра определяется по формуле [20 стр. 332]:

						Лист
					<i>MP-02068999-48-05-20-00 00 000</i>	57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$p_{np.i} = \frac{p_i - p_{i+1}}{2}, \quad (14)$$

где $p_{np.i}$ – сила прижатия к рабочей поверхности цилиндра;

$p_i - p_{i+1}$ – давления до и после уплотнения.

При исследовании контактного давления уплотнительных колец в работе [22] экспериментально было доказано необходимость введения поправочного коэффициента β , который учитывает распределение давления по высоте кольца и определяется по формуле:

$$\beta = \frac{1,4k}{\sqrt[3]{h^2}}, \quad (15)$$

где k – коэффициент, учитывающий свойства материала и характер изменения давления в цилиндре при постоянном и переменном давлении, равен 1,0 и 1,5 для непропитанного графита типа АО-1500 и 2П-1000; 2,0 и 3,0 для пропитанного графита типа АО-1500С05; 2,5 и 3,5 для фторлоновых композиций типа Ф4К20 и Ф4К15М5.

Учитывая поправочный коэффициент β , перепад давления на поршневом кольце определяется по формуле:

$$p_{np.i} = \beta \frac{p_i - p_{i+1}}{2}, \quad (16)$$

где β – коэффициент распределения давления по высоте уплотнения.

В работе [19] автор, для расчета контактного давления, помимо, перепада давления на поршневое кольцо, учитывает давление сил от собственной упругости, которое зависит от свойств материала кольца, с учетом этого формула имеет вид:

$$p_k = p_e + 0,5\Delta p_d \quad (17)$$

где p_e – давление от сил собственной упругости колец;

p_d - перепад давления на кольцо.

В работе [25] величина контактного давления определяется напряжениями, возникающими при деформации уплотнительного элемента, устанавливаемого с натягом на герметизируемую поверхность, усилием

упругого элемента и воздействием давления рабочей среды. В общем виде расчет контактного давления осуществляется по формуле:

$$P_k = P_{п.д.} + P_e + P_d, \quad (18)$$

где $P_{п.д.}$ – полуразность давлений;

P_e – давление от сил собственной упругости колец;

P_d – напряжения возникающие при деформации.

В теории манжетного уплотнения автор [20 стр. 350] приводит формулу для расчета контактного давления манжетного уплотнения:

$$P_k = \pi * D * b * \Delta p, \quad (19)$$

где D – диаметр цилиндра;

b – ширина трущейся части манжеты;

Δp – перепад давления.

Наружный диаметр борта манжеты в свободном состоянии несколько больше диаметра цилиндра D , и рабочая поверхность манжеты имеет небольшую конусность. При введении поршня с манжетой в цилиндр манжета деформируется и прижимается силой собственной упругости к рабочей поверхности цилиндра, создавая начальную герметичность.

1.2.7 Постановка эксперимента

Для экспериментального определению контактного давления манжетного уплотнения на стенки цилиндра был доработан стенд по проведению статических продувок, рисунок 28. Были дополнительно просверлены отверстия для установки датчиков давления (4), для возможности измерения давления до и после манжетного уплотнения. Суть эксперимента заключалась в следующем: в крышку (6) устанавливался поршень с одним манжетным уплотнением, затем, в рабочую камеру (1) нагнетался газ до 5,2 МПа, в момент достижения давления газа в рабочей камере 5 МПа фиксировалось давление газа после манжеты при помощи

									Лист
									59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

датчиков давления (4). Эксперимент повторялся для поршня с двумя и с тремя манжетными уплотнениями.

По результатам анализа методик расчета контактного давления цилиндропоршневого уплотнения были построены графики изменения перепада давления по высоте поршня, когда давление газа в цилиндре составляло: 10МПа, 5 МПа и 3МПа.

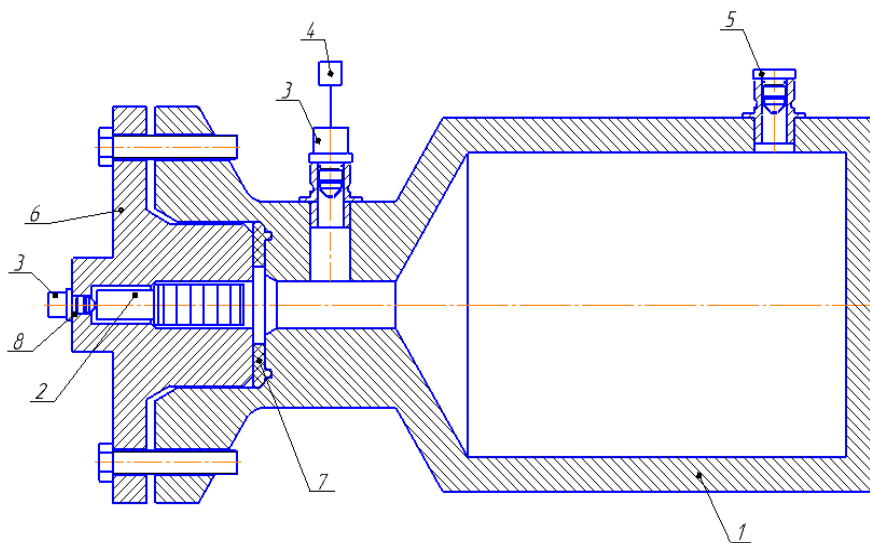


Рисунок 28 – Принципиальная схема экспериментального стенда:

- 1 – Рабочая камера; 2 – Испытуемый поршень; 3 – Датчик давления;
 4 – Микрометр; 5 – Датчик давления; 6 – Крышка; 7 – Уплотнение; 8 –
 Отверстие для выхода газа

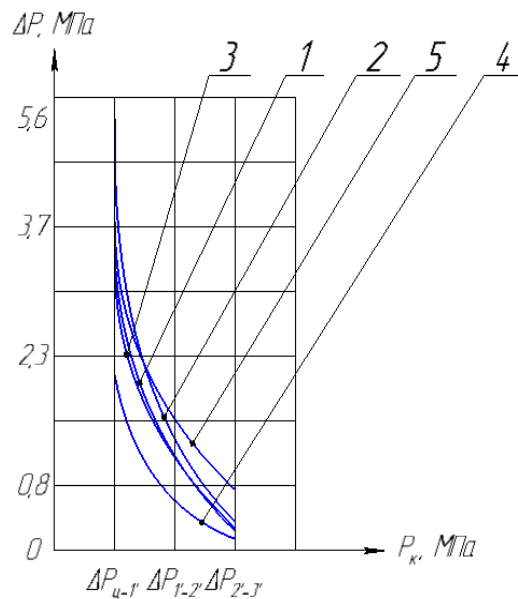


Рисунок 29 – График изменения перепада давления на манжетное уплотнение при давлении в цилиндре 10 МПа: 1 – кривая, построенная по формуле "4"; 2 – кривая, построенная по формуле "6", 3 – кривая, построенная по формуле "7"; 4 – кривая, построенная по формуле "8"; 5 – кривая, построенная по формуле "9"

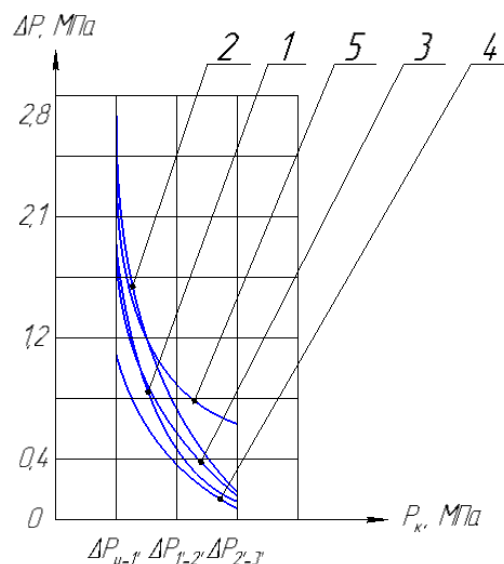


Рисунок 30 – График изменения перепада давления на манжетное уплотнение при давлении в цилиндре 5 МПа: 1 – кривая, построенная по формуле "4"; 2 – кривая, построенная по формуле "6"; 3 – кривая, построенная по формуле "7"; 4 – кривая, построенная по формуле "8"; 5 – кривая, построенная по формуле "9"

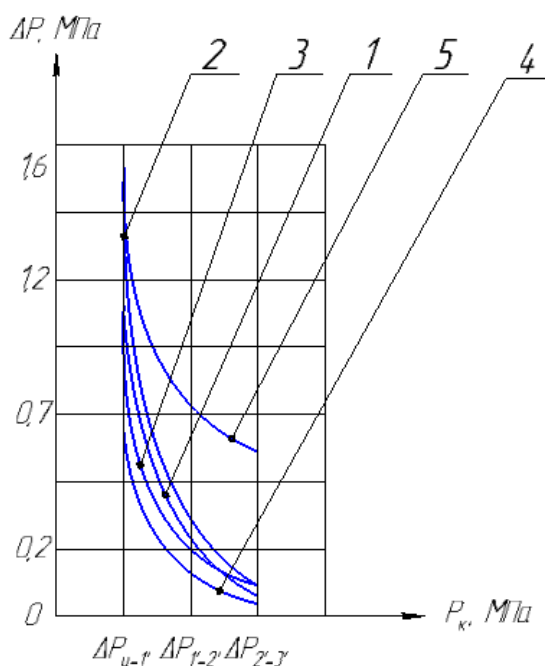


Рисунок 31 – График изменения перепада давления на манжетное уплотнение при давлении в цилиндре 3 МПа: 1 – кривая, построенная по формуле "4"; 2 – кривая, построенная по формуле "6"; 3 – кривая, построенная по формуле "7"; 4 – кривая, построенная по формуле "8"; 5 – кривая, построенная по формуле "9"

Как видно из построенных графиков (рисунок 29-31) значения контактного давления отличны друг от друга в зависимости от методики расчета, это свидетельствует о том, что для получения более точного значения контактного давления необходимо проводить натурный эксперимент.

Дополнительно было проведен сравнительный анализ типичного распределения давления газа в уплотнении при использовании поршневых колец, согласно экспериментальным данным полученных в работе [20 стр. 333], рисунок 32 и при использовании манжетного уплотнения, согласно данным полученных экспериментально при помощи стенда описанного выше, рисунок 33.

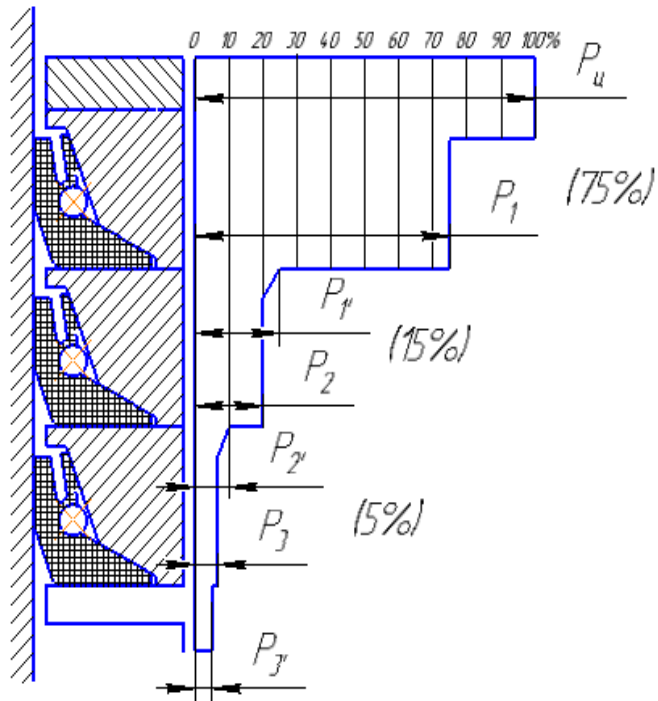


Рисунок 32 – Типичное распределение давления газа при использовании кольцевых уплотнений

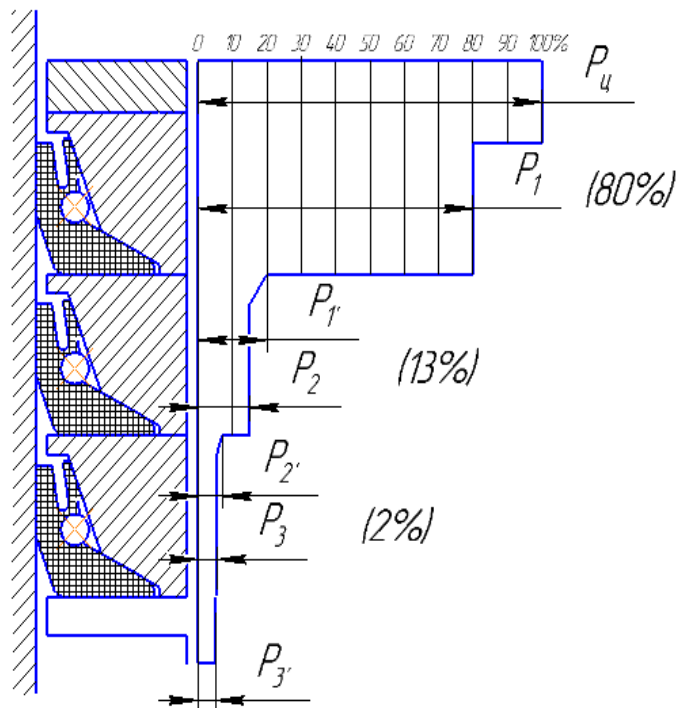


Рисунок 33 – Типичное распределение давления газа при использовании манжетных уплотнений

Как видно при использовании кольцевых уплотнений, после первого кольца теряется до 75 % энергии газа, в то время как при использовании

манжетного уплотнения до 80 %. Манжетное уплотнение обеспечивает более высокую герметичность, но для расчета перепада давлений, можно использовать экспериментальные данные полученные автором в работе [20 стр. 333], так как полученные значения рознятся несильно.

					<i>MP-02068999-48-05-20-00 00 000</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

2 Специальная часть

2.1 Триботехнические характеристики полимерных уплотнений

Физические процессы при изнашивании твердых тел относятся к числу наиболее важных явлений, изучаемых трибологией, поскольку трибология как научная дисциплина охватывает экспериментально-теоретические исследования физических (механических, электрических, тепловых, магнитных и т.д.) явлений, связанных с трением.

Изнашивание материала деталей и изменение их размеров в процессе трения определяются свойствами материалов, режима трения (контактное давление, скорость скольжения или качения) и условия работы узла трения (температура и свойства окружающей среды , вид смазочного материала или его отсутствие).

Скорость изнашивания является важнейшей триботехнической характеристикой полимерных уплотнений. Как известно, за время от начала работы до аварийного износа узла трения проходит три этапа изнашивания, которые представлены на рисунке 34 [26].

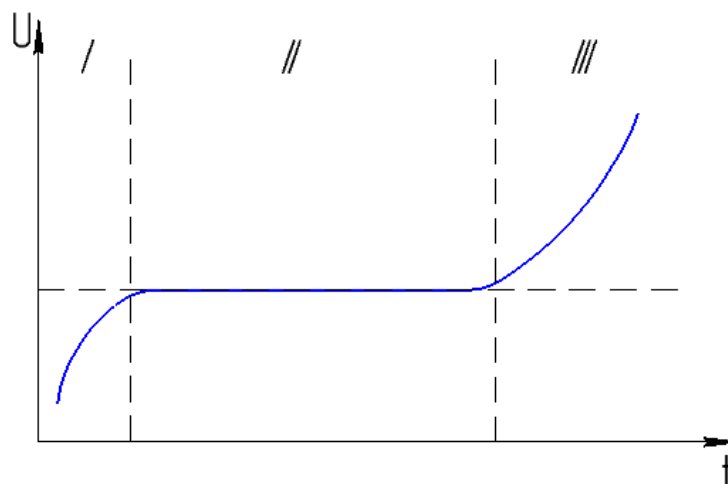


Рисунок 34 – Три характерных периода при эксплуатации трибосопряжения: I – прирабочным; II – установившийся; III – предшествующий отказу

Отметим, что износ во время приработки может достигать при неудачном выборе конструкции и технологии обработки пары трения до 30-50% от предельного. Поэтому всегда следует стремиться к снижению первичного износа, так как именно на эту величину уменьшается предельный износ. В то же время приработка является полезным процессом, так как в продолжение ее трущиеся поверхности приспособляются друг к другу, в частности устанавливается так называемая равновесная шероховатость. Из представленных на рисунке 34 периодов эксплуатации, в данной работе рассматривается установившийся период работы.

На рисунке 35 показан характер нагружения узла трения при одинаковом значении среднего нормального контактного давления. Испытания показали, что динамический режим заметно сокращает ресурс, увеличивает скорость изнашивания почти на 20% по сравнению со стационарным. Циклический режим увеличивал скорость изнашивания почти на 40% [26].

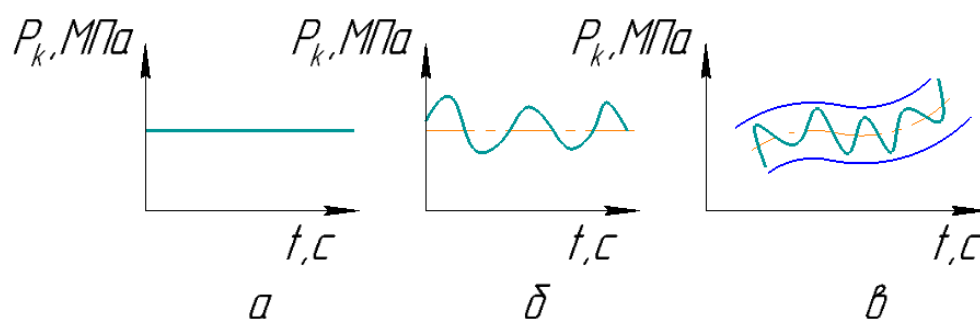


Рисунок 35 – Характер нагружения трибосопряжения при одинаковом значении удельной нагрузки: а – стационарный; б – динамический режим; в – циклический режим при динамическом нагружении

Стационарный характер нагружения (режим "а") соответствует роторному агрегату динамического действия, циклический характер нагружения имеет место в агрегатах объемного принципа действия, в частности в поршневых машинах.

Фрикционное взаимодействие полимерных материалов с металлическими сопровождаются значительным повышением температур в зоне трения вследствие низкой теплопроводностью полимеров. Изменение температуры окружающей среды и полимерных материалов оказывают определенное влияние на структуру и свойства последних. Известно, что изменение физико-механических свойств материалов, в том числе полимерных композиционных материалов, связано с изменением их фазового состава и напряженно-деформированного состояния под влиянием внешних воздействий (тепловых, механических и т.д.). Общей закономерностью для всех материалов является увеличение интенсивности изнашивания с повышением температуры [27]. Таким образом, анализ большого количества работ посвященных исследованию тепловых процессов в трибосопряжениях, показал, что с ростом температуры теплофизические, механические и триботехнические свойства различных полимерных композиционных материалов изменяются различным образом. Так с повышением температуры происходит рост теплоемкости, теплопроводности (например, для фторопласта-4), происходит существенное снижение механических характеристик (например, предела прочности, модуля упругости и т.д.), рисунок 36, а также увеличение интенсивности изнашивания и снижения коэффициента трения рисунок 37 (например, для криолон-5, КВН-3, Ф4К20 и т.д.).

					<i>MP-02068999-18-05-20-00 00 000</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>67</i>

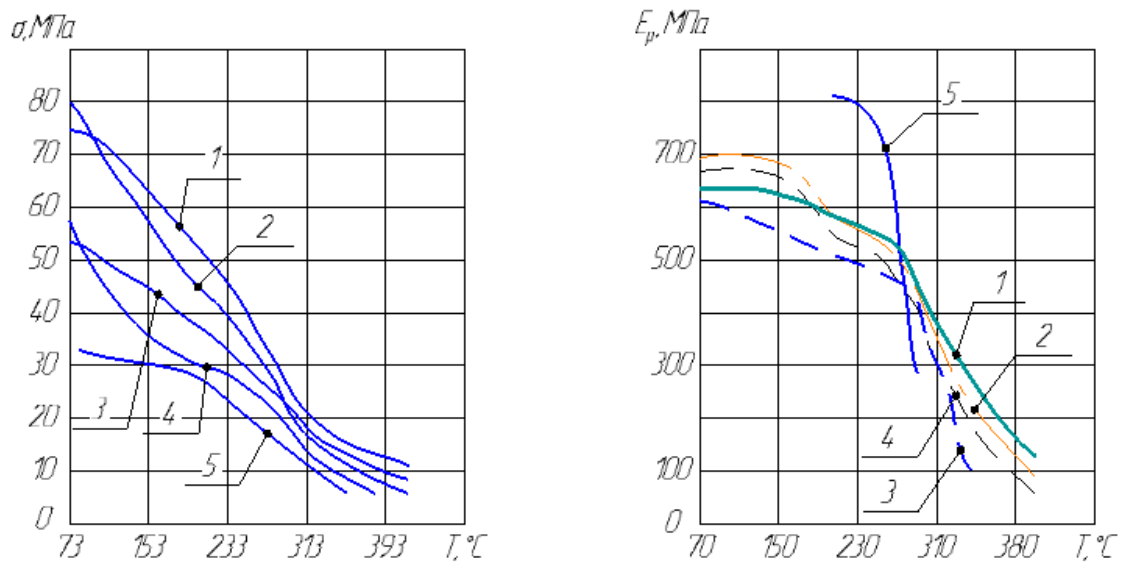


Рисунок 36 – Температурные зависимости предела прочности ПКМ и модуля упругости соответственно: 1 – К-5; 2 – К-3; 3 – КВН-3; 4 – ПТФЭ; 5 – Ф4К20

Предпочтительным для узлов трения, в общем случае, являются материалы с более высокой теплопроводностью и теплоемкостью, что обеспечит эффективные тепловые режимы.

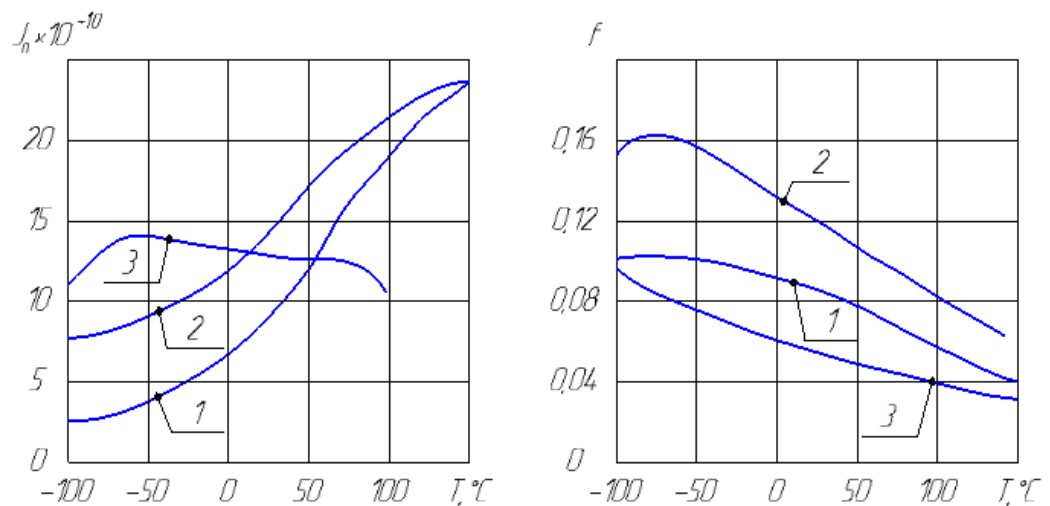


Рисунок 37 – Температурные зависимости интенсивности изнашивания и коэффициента трения полимерных композиционных материалов: 1 – криолон 5; 2 – КВН-3; 3 – Ф4К20

Кроме влияния температуры на контакте работе, отмечено, что важнейшей характеристикой температурного режима трения и изнашивания

является также градиент температуры по нормали к поверхности трения dv/dz (z - координата в направлении нормали к поверхности трения).

2.1.1 Способы увеличения ресурса работы тихоходных длинноходовых ступеней компрессорных агрегатов.

Объектом исследования в данной работе является тихоходная ступень поршневого агрегата с манжетным уплотнением, работающая без смазки проточной части [18]. При теоретических исследованиях ступени были заданы следующие параметры: диаметр цилиндра - 0,05 м; ход поршня – 0,5 м; температура охлаждающей среды – 293 К, охлаждающая среда – вода; сжимаемый газ - воздух; начальная температура газа – 293 К, давление всасывания – 0,1 МПа, давление нагнетания – до 10 МПа; время рабочего цикла – 2...4 с. Тихоходная длинноходовая ступень подробно описана в работе [18].

Одним из недостатков тихоходной длинноходной бессмазочной ступени является интенсивный износ манжетных уплотнений вследствие высокого перепада давления.

Одним из путей повышения ресурса манжетного уплотнения может служить применение усовершенствованной конструкции, представленной на рисунке 38.

									Лист
									69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

2.1.2 Методика расчёта

Разработанная методика расчёта, учитывает все процессы, происходящие в реальной тихоходной ступени с учётом газовых потоков через неплотности рабочей камеры.

Начальными параметрами при работе методики расчёта являются: начальная температура газа; давление в стандартной точке нагнетания и всасывания; относительная влажность воздуха; параметры рабочего тела: газовая постоянная, теплоемкость газа, коэффициент теплопроводности газа, конструктивные и режимные параметры объекта: диаметр цилиндра рабочей камеры, ход поршня, абсолютное значение величины мертвого объема, время цикла; параметры материала деталей, формирующих рабочую камеру: плотность, теплоемкость, коэффициент теплопроводности; толщины стенок деталей; параметры клапанов, позволяющие рассчитать газовые потоки через них; приведённый коэффициент теплоотдачи на внешних поверхностях ступени.

Текущие параметры в создаваемом массиве данных: температура газа, давление газа, температура элементов стенок рабочей камеры, тепловые потоки, масса газа в рабочей камере могут быть использованы для анализа рабочего процесса, построения различных графиков и зависимостей.

Интегральные характеристики ступени выводятся отдельным файлом: средняя температура нагнетаемого газа, коэффициент подачи, изотермический индикаторный КПД, мощность [28]. Расчетная схема представлена на рисунке 39.

						Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000	

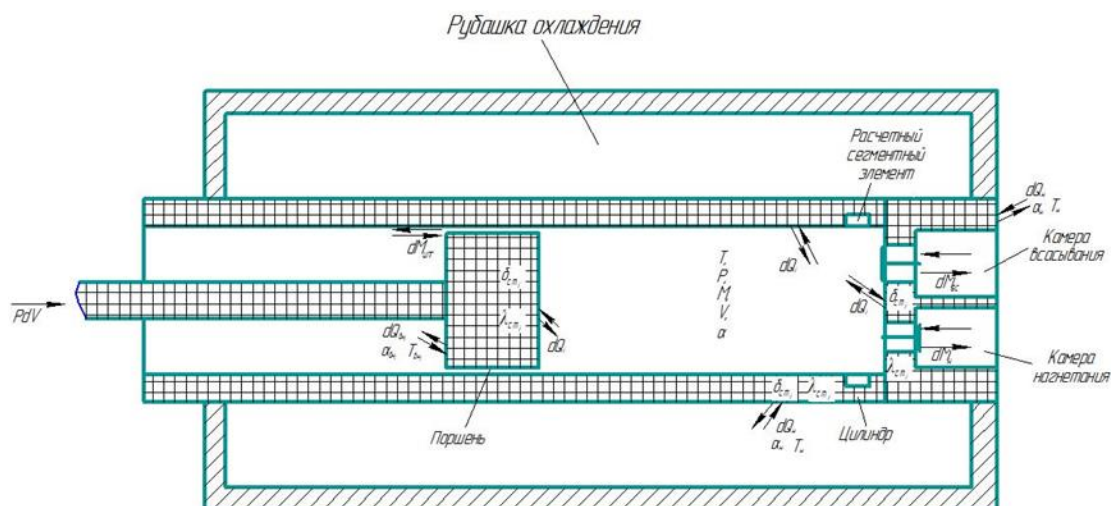


Рисунок 39 – Схема длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора использованной в методике расчёта

Упрощающие допущения, принятые для создания данной методики расчёта, соответствуют общепринятым для данного класса математических моделей [29]: рабочее тело является непрерывной и гомогенной средой; текущие параметры рабочего тела имеют осреднённое значение в каждой точке камеры сжатия; не учитывается изменение потенциальной и кинетической энергии рабочего тела; считается, что выделившееся тепло при трении манжетных уплотнений полностью рассеивается в окружающую среду; не учитываются пульсация газа во всасывающем и нагнетательном патрубках (давления принимаются постоянными); истечение рабочего газа через самодействующие клапана и неплотности рабочей камеры считается адиабатным; теплообмен между газом и стенками рабочей камеры конвективный; теплоотдача на внешних поверхностях стенок рабочей камеры, определяется при постоянном по времени коэффициенте теплоотдачи, выбранном для рассматриваемого участка теплообменной поверхности.

Уточненная методика расчета рабочего процесса тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней основана на следующих уравнениях [28]:

$$U_n = U_{n-1} + dU_n, \quad (20)$$

где U_{n-1} – внутренняя энергия газа на $(n - 1)$ -м шаге по времени, Дж;

dU_n – приращение внутренней энергии газа на n -м шаге по времени, Дж:

$$dU_n = dA_n - dQ_n \pm dm_n i_{\Gamma n}, \quad (21)$$

где dQ_n – величина тепла, отданное газом или подведенное к нему за промежуток времени $d\tau$, Дж;

dm_n – приращение массы газа в рабочей камере на n -м шаге по времени с учётом утечек через клапаны и цилиндропоршневое уплотнение, кг;

$i_{\Gamma n}$ – энтальпия массы газа dm_n на n -м шаге по времени, Дж/кг;

dA_n – элементарное количество работы, Дж.

$$T_{\Gamma n} = \frac{U_n}{m_n C_{BV}}, \quad (22)$$

где $T_{\Gamma n}$ – температура сжимаемого газа, К;

C_{BV} – теплоемкость газа при постоянном объеме, Дж/(К·кг);

m_n – масса сжимаемого газа, кг:

$$m_n = m_{n-1} + dm, \quad (23)$$

$$p_{\Gamma n} = m_n R T_{\Gamma n} / V_n, \quad (24)$$

где $p_{\Gamma n}$ – давление сжимаемого газа на шаге по времени – n , Па;

R – газовая постоянная, Дж/(К·кг);

V_n – объем рабочей камеры на шаге по времени – n , м³.

Приведённая выше система уравнений решается численно методом элементарного баланса, при разработке программы расчёта был использован метод Эйлера второго порядка точности.

По данным [30, 31, 32] теоретическая скорость износа снижается примерно пропорционально снижению скорости движения трущихся поверхностей.

По результатам испытаний компрессоров высокого давления в условия сухого трения износостойкость материала Ф4К15М5 при следующих характеристиках: $P_n = 32-34$ МПа, $C_n = 5,2$ м/с, $T_n = 100-120^\circ\text{C}$ составляет 250 ч [22]. На основании данных испытаний компрессоров рассчитаем

									Лист
									73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

Тогда, учитывая выше представленные данные, получим среднее температуру стенки цилиндра: $t_{cp} = 102^{\circ}\text{C}$

Учитывая данные зависимости износа от температуры поверхности получаем, что для данных параметров (температура в зоне трения меньше на 30 К) значение износа при меньшей температуре будет в 2,5 раза меньше [31, 32, 33].

Тогда учитывая влияние температуры, теоретический ресурс работы определяется по формуле:

$$I_{m.1} = I_m * 2,5,$$

Тогда с учетом температуры ресурс работы составит: $I_{m.1} = 19500 \text{ ч.}$

Таким образом, представленные расчеты показывают, что ресурс работы длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора с интенсивным охлаждением цилиндра может составлять не менее 19000 ч.

Аналогичным методом определим теоретический ресурс для исследуемой длинноходовой ступени с двумя поршнями (рисунок 41). С учетом времени цикла 2 с, при скорости скольжения 0,250 м/с ресурс работы без учета температуры составит: $I_m = 15600 \text{ ч.}$

Учитывая температуру 340К (температура в зоне трения меньше на 30К) рассчитаем теоретический ресурс работы по формуле: $I_m = 39000 \text{ ч.}$

Аналогичным методом определим теоретический ресурс для быстроходного компрессора. При скорости движения 1,5 м/с ресурс работы без учета температуры составит: $I_m = 2600 \text{ ч.}$

С учетом влияния температуры (температура в зоне трения меньше на 20 К) теоретический ресурс работы составит: $I_m = 2600 * 1,5 = 3900 \text{ ч.}$

2.1.3 Результаты

На рисунке 40 представлены зависимости ресурса работы цилиндропоршневого уплотнения от времени цикла для тихоходных поршневых компрессорных агрегатов.

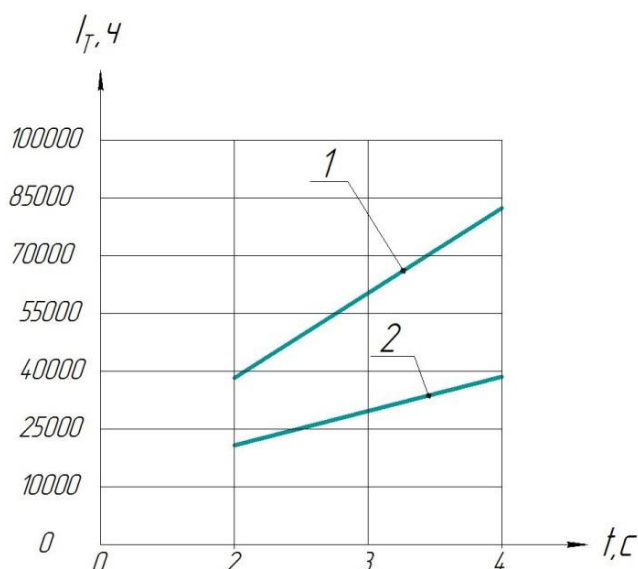


Рисунок 40 – Зависимость теоретического ресурса работы от времени цикла для рассмотренных вариантов конструкций тихоходных ступеней:

1 – тихоходная ступень с двумя поршнями; 2 – тихоходная ступень

Однако тихоходные ступени имеют ряд особенностей, которые существенно влияют на рабочий процесс. В первую очередь это существенные утечки через уплотнения. Для схемы с двумя поршнями соответственно периметр цилиндропоршневого уплотнения, через который утекает газ из рабочей камеры, будет в 2 раза больше. Поэтому воспользуемся методикой изложенной выше и определим на сколько необходимо увеличить объем рабочей камеры (то есть ход поршня, при одном и том же диаметре цилиндра), чтобы производительность осталась неизменной.

На графике, представленном на рисунке 41, показана зависимость коэффициента подачи от времени цикла для рассматриваемых конструкций тихоходных ступеней.

						Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000	

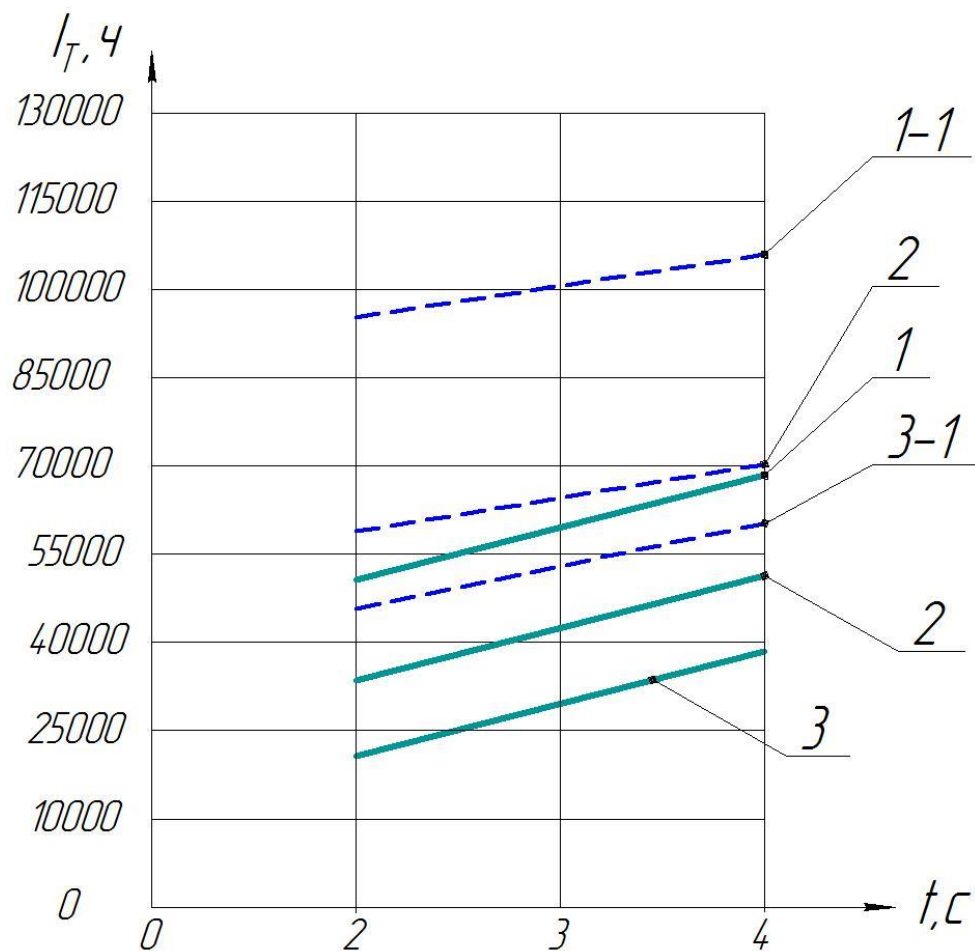


Рисунок 42 – Зависимость теоретического ресурса работы от времени цикла для рассмотренных вариантов конструкций тихоходных ступеней с учётом обеспечения равных производительностей: 1-1; 2-1; 3-1 – тихоходная ступень с двумя поршнями соответственно для давления нагнетания 3,5,10 МПа; 1,2,3 – тихоходная ступень соответственно для давления нагнетания 3,5,10 МПа

На рисунке 43 представлена оценочная зависимость ресурса работы цилиндропоршневого уплотнения от скорости поршня для быстроходных поршневых компрессорных агрегатов при существующих средних скоростях движения поршня в таких агрегатах.

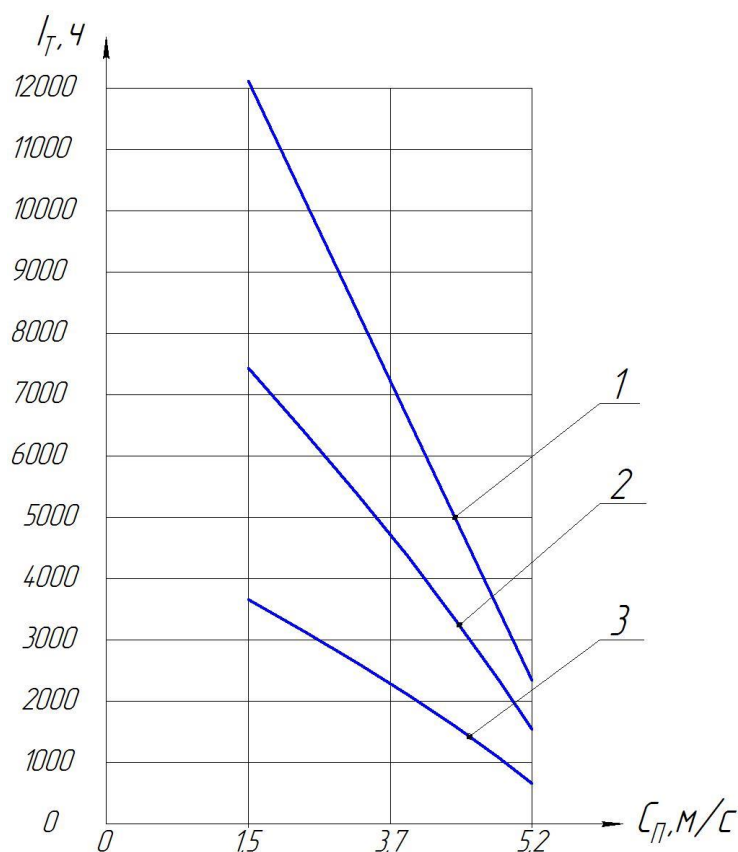


Рисунок 43 – Зависимость теоретического ресурса от скорости поршня для быстроходных компрессорных агрегатов: 1 – давление нагнетания 3МПа; 2 – давление нагнетания 5МПа; 3 – давление нагнетания 10МПа

Представленные на рисунках 42 и 43 результаты показали, что для тихоходных поршневых ступеней ресурс работы на порядок превышает ресурс работы быстроходных ступеней. Полученные результаты объясняются отличием режимов работы тихоходных поршневых ступеней от быстроходных.

Проведённые теоретические результаты показали, что для тихоходных поршневых ступеней уменьшенная скорость движения поршня и соответственно более эффективный режим охлаждения позволяют увеличить ресурс работы поршневых уплотнений, выполненных на основе фторопласта. Так для быстроходных ступеней были получены значения ресурса работы от 500 до 12000 ч (при средней скорости поршня 1,5...5,2 м/с), при

использовании же тихоходных ступеней сжатия ресурс работы составил до 100000 ч при времени цикла от 2 до 4 с.

Предложенная в данной работе конструкция с двумя навстречу движущимися поршнями является одним из примеров возможной реализации конструкции, позволяющей увеличить ресурс работы тихоходных ступеней и в перспективе добиться ресурса работы более 120 000 ч.

В приложении А представлен патент на полезную модель – Цилиндр с неметаллической конусной втулкой, который, в теории, позволит увеличить ресурс работы цилиндропоршневого уплотнения.

									Лист
									80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

Заключение

При выполнении магистерской работы был проведен литературный и патентный обзор существующих конструкций двигателей с двумя поршнями, проведена оценка выбора материала, обозначены основные узлы подверженные износу.

В процессе выполнения работы была проведена серия теоретических и экспериментальных исследований, позволивших получить необходимые данные. Была предложена схема усовершенствованной длинноходовой ступени при использовании которой, в перспективе, можно добиться ресурса работы более 120 000 ч., а также описан патент на полезную модель – цилиндр с неметаллической конусной вставкой.

Полученные результаты в дальнейшем могут быть использованы при создании конструкции с повышенным ресурсом работы цилиндропоршневых уплотнении.

									Лист
									81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

10. Opposed-piston engine [Электронный ресурс]. – Режим доступа https://en.wikipedia.org/wiki/Opposed-piston_engine (Дата обращения: 20.12.2019).

11. Патент № 2379531 Российская Федерация, МПК F 02 В75/28. Поршневой двухвальный двигатель внутреннего сгорания с противоположно движущимися поршнями и способ его работы: заявл: 12.05.2008:опубл. 20.01.2010 / Капустин А.В., Курочкин В.С., Бондарь А.Ю., Бондарь А.Ю. ; заявитель НГУ имени Ярослава Мудрого. – 5 с.: ил. – Текст : непосредственный.

12. Патент № 31707 СССР, МПК F 01 В7/14. Двигатель внутреннего горения с двумя встречными поршнями: заявл: 10.04.1932 : опубл: 31.07.1933 / Билефельда Э.Г. – 2 с.: – Текст : непосредственный.

13. Черский И.Н.. Проектирование и расчет морозостойких уплотнений / И.Н. Черский, С.Н. Попов, И.З. Гольдштрах. – Новосибирск. : Наука. Сибирское отделение, 1982. – 123 с.

14. Новиков И.И. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах / И. И. Новиков, В.П. Захаренко, Б.С. Ландо, Под общ. ред. И.И. Новикова. – Ленинград. : Машиностроение, 1981. – 238 с.

15. Износостойкость поршневых колец из композиций фторопласта-40 в компрессорах с давлением до 320 кгс/см² / Захаренко В.П., Новиков И.И., Киричек Б.И. и др. – В кн.: Тез. докл. V Всесоюзн. научн.-техн. конф. "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок". М., 1978. – 207 с.

16. Новиков И.И. Исследование трения без смазки слоистых пластиков и фторопластовых композиций Ф4К20 и Ф4К15М5 // И.И. Новиков, В.П. Захаренко. Химическое и нефтяное машиностроение, 1979, № 3, 36-37 с.

17. Бусаров С.С., Юша В.Л., Недовенчаный А.В., Громов А.Ю., Анализ температурного состояния интенсивно охлаждаемой длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора // Низкотемпературные и пищевые технологии в XX веке: материалы VII Междунар. научн.-техн.конф. СПб.: Изд-во ИТМО, 2015. с. 66-69.

18. Захаренко С.Е. Поршневые компрессоры / С.Е. Захаренко, С.А. Анисимов, В.А. Дмитревский, Г.В. Карпов Г.В. – Ленинград. : Машиностроение, 1961. – 449 с.

19. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. В 2т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. – 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 2008. – 711 с., л. ил.: ил. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).

20. Новиков И. И. Влияние давления газа на работу графитового поршневого кольца. - Химическое и нефтяное машиностроение, 1961, № 4, 20-24 с.

21. Захаренко В.П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: автореф. дис. ... докт.техн.наук : 05.05.03, 05.04.06 / В.П. Захаренко. – Санкт-Петербург., 2001. – 31 с.

22. Райковский Н.А. Обеспечение работоспособности несмазываемых охлаждаемых подшипников скольжения малорасходных турбоагрегатов на основе моделирования тепловых процессов и совершенствования конструкций : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 61 12-5/3672 / Н. А. Райковский. – Омск., 2012. – 18 с.

23. Трение, изнашивания и смазка. В 2 кн. Кн. 1: справочник / В.В. Алисин [и др.]; под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. -400 с.: ил.

24. Проектирование и расчет морозостойких подвижных уплотнений / И.Н. Черский, С.Н. Попов, И.З. Гольдштрах. - Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1992. - 123 с.

33. Машков, Ю.К. Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена. Структурная модификация / Ю.К. Машков – Москва. : Машиностроение, 2005. – 240 с.

34. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры / Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий – Ленинград. : Машиностроение, 1978. – 872 с.

35. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. – 3-е издание, переработанное и дополненное / М. И.Френкель. – Издательство Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				86

Приложение А

Цилиндр с неметаллической конусной втулкой

Заявляемое техническое решение относится к области компрессоростроения и предназначено для использования в цилиндропоршневых узлах ступеней компрессоров.

Технической задачей является снижение потерь на трение между поршнем и цилиндром, что позволит увеличить ресурс работы агрегата, а также получение чистого и сухого сжатого газа.

Техническая задача решается за счёт установки в цилиндре втулки из антифрикционного материала, с клиновидной внутренней поверхностью. Такая втулка может быть выполнена из фторопластовых композиций, например – Ф4К15М5, предназначенной для работы в условиях сухого трения в широком диапазоне температур от -200 до +260. Кроме того, внутренняя поверхность данной вставки имеет клиновидную форму, обеспечивающую лучшее уплотнение рабочей камеры во время работы.

Известен трёхпоршневой радиальный насос [патент RU173 537], состоящий из корпуса, содержащего радиально расположенные цилиндры, в которых установлены поршни с возможностью возвратно-поступательного движения. Корпус насоса ограничивает центральное пространство, в котором размещается ротор, содержащий два направляющих диска. Поршни имеют головки, снабжённые оппозитными выступами, направляющие диски имеют кольцевые канавки, отличающийся тем, что кольцевые канавки выполнены эксцентричными. На головках поршней выполнены оппозитные лыски, а на поверхности каждого направляющего диска, обращённой к поршням, расположена прокладка, причём её внутренняя часть повторяет форму обращённой к ней поверхности диска с канавкой, а внешняя часть является эквидистантой для внутренней, прокладка может быть изготовлена из

									Лист
									87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

прочного антифрикционного материала, способного работать в широком диапазоне температур.

Данное решение имеет следующий недостаток. Материал Ф4К20 быстро размягчается, не стойкий к высокому давлению при температурах более +55...+60°C. При размягчении полимера происходит его выдавливание, коробление.

Наиболее близким к предлагаемому решению является цилиндр высшей ступени компрессора [патент RU 152050], содержащий корпус, в сквозном осевом посадочном отверстии которого установлена втулка, у которой:

- в первой кольцевой проточке на наружной поверхности втулки, у ее первого торца установлен первый стопорный элемент;
- первая кольцевая проточка ограничена двумя плоскостями, при этом первая плоскость со стороны торца втулки выполнена конически, а угол между плоскостями острый или прямой;
- в зоне установки первого стопорного элемента на поверхности сквозного осевого посадочного отверстия выполнен первый кольцевой скос;
- диаметр наружной поверхности втулки у ее второго торца выполнен ступенчато изменяющимся, при этом наименьший диаметр наружной поверхности втулка имеет у торца, причем упомянутая ступень втулки упирается во внутренние стенки корпуса.

Известное решение имеет следующий недостаток. Поскольку втулка выполнена из металлического материала, то при работе цилиндропоршневой группы необходимо в пару трения вводить смазку, что не всегда приемлемо для технологического процесса.

Техническая задача решается тем, что вставка находится в металлическом "обойме" цилиндра, которая позволяет работать материалу в диапазоне рабочих температур от -60 до +250°C, высоких давлениях и повышает стойкость материала к деформациям. Такая

									Лист
									88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	MP-02068999-48-05-20-00 00 000				

вставка может быть выполнена, например, из фторопластовой композиции Ф4К15М5, предназначенной для работы в условиях сухого трения, что обеспечит подачу потребителю сухого и чистого газа. Кроме того, данная вставка обладает клиновидной внутренней поверхностью с запасом на деформацию при сжатии (δ). Повышение ресурса обеспечивается за счёт низкого коэффициента трения между поршнем и втулкой.

Предлагаемое решение поясняется следующими фигурами.

На фиг. 1 представлен цилиндр ступени компрессора в сборе.

На фиг. 2 представлена антифрикционная втулка.

Цилиндр ступени компрессора состоит из корпуса 1, в который вставлена антифрикционная втулка 2, внутри которой движется поршень 3. Антифрикционная втулка 2 имеет бурт 4 для уплотнения со стороны клапанной плиты 5, со стороны механизма движения антифрикционная втулка 2 зажата пластиной 6 с помощью винтов 7. Также для охлаждения цилиндр имеет рубашку охлаждения 8 и клапаны 9 и 10 соответственно нагнетательный и всасывающий. Поршень 3, цилиндр 1 и клапанная плита 5 образуют рабочую камеру 11. Антифрикционная втулка 2 может быть выполнена из фторопластового композита, например из материала Ф4К15М5. Антифрикционная втулка 2 имеет внутреннюю поверхность в виде конуса. Внутренний диаметр антифрикционной втулки со стороны механизма движения имеет диаметр $D_{ц}$, равный диаметру поршня 3. Со стороны установки клапанов внутренний диаметр меньше на величину 2δ . Величина δ – учитывает деформацию антифрикционной втулки 2 при нагружении внутренним давлением P . Если выполнить антифрикционную втулку 2 диаметром $D_{ц}$, то при деформации от внутреннего давления P возникнет зазор δ (поскольку фторопластовые композиции имеют небольшой модуль упругости), что приведёт к значительным утечкам из рабочей камеры.

Величину δ можно рассчитать по формуле [Справочник машиностроителя под редакцией С.В. Серенсена; т.3, 1963, стр.204]:

$$\delta = \frac{P \cdot (D_u / 2)}{E \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right), (1)$$

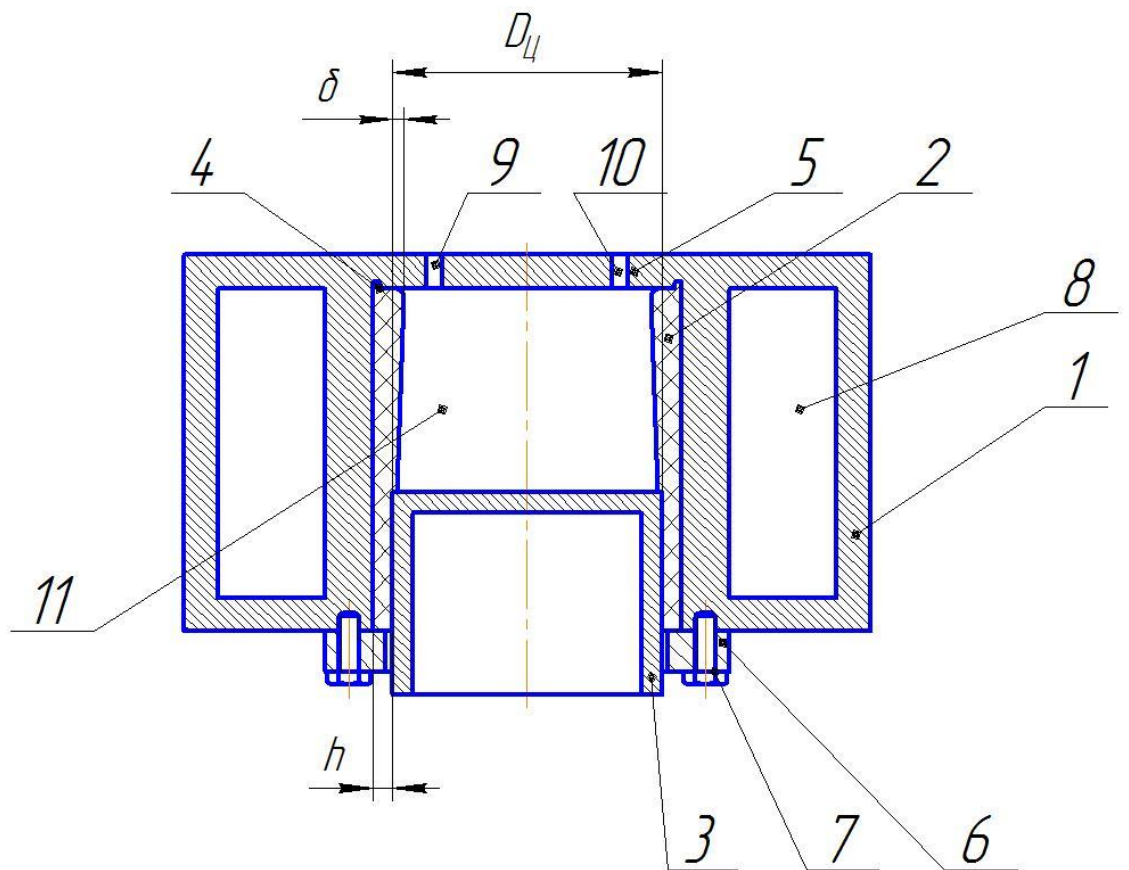
где E – модуль упругости материала антифрикционной втулки;

h – толщина антифрикционной втулки;

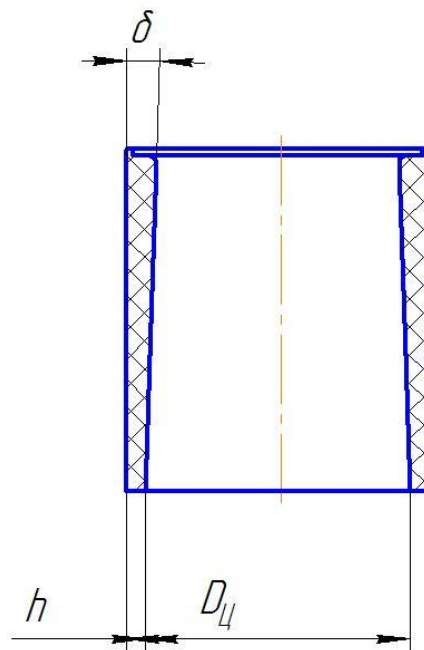
μ – коэффициент Пуансона.

При использовании заявленного цилиндра ступени компрессора в корпус 1 со стороны механизма движения устанавливают антифрикционную втулку 2 таким образом, чтобы бурт 4 плотно сел в паз клапанной плиты 5, что обеспечивает герметичность рабочей камеры 11. Затем антифрикционную втулку 2 фиксируют от осевых перемещений пластиной 6 с помощью винтов 7.

При движении поршня 3 объём рабочей камеры 11 уменьшается, газ, поступивший через всасывающий клапан 10, сжимается. Давление P в рабочей камере 11 увеличивается, что приводит к деформации антифрикционной втулки 2 на величину δ , рассчитываемую по формуле (1). При достижении требуемого давления нагнетательный клапан 9 открывается, и сжатый газ поступает к потребителю. При достижении верхней мёртвой точки, находящейся вблизи клапанной плиты 5 поршень 3 движется в обратную сторону. Давление в рабочей камере 11 падает и антифрикционная втулка 2 возвращается в исходное (недеформированное) состояние. В процессе работы для охлаждения корпуса 1 через рубашку охлаждения 8 циркулирует охлаждающая жидкость.



Фиг. 1. Цилиндр ступени компрессора в сборе



Фиг. 2. Антифрикционная втулка