

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Кобыльский Роман Эдуардович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТИХОХОДНОГО
ДЛИННОХОДОВОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ЗА СЧЕТ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ**

2.5.10. Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и
пневмосистемы

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ
кандидат технических наук, доцент
Бусаров Сергей Сергеевич

Омск – 2025

Оглавление

Введение	4
1 Выбор и обоснование направления разработки цилиндропоршневых уплотнений для несмазываемых поршневых компрессорных ступеней среднего и высокого давления	13
1.1 Существующие самосмазывающиеся материалы и поршневые уплотнения.....	17
1.2 Теоретические методы моделирования работы цилиндропоршневого уплотнения, его износа и рабочего процесса поршневого компрессора...	39
1.3 Экспериментальные методы исследования износа цилиндропоршневой группы, утечек чего него и рабочего процесса компрессорного оборудования	51
2 Обобщенная математическая модель расчета рабочих процессов бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней	61
2.1 Модель расчета цилиндропоршневого уплотнения в программном комплексе ANSYS.....	62
2.1.1 Модель расчета толщины стенки лепестка манжетного цилиндропоршневого уплотнения.....	62
2.1.2 Математическая модель течения газа в щелевом зазоре между манжетным уплотнением и цилиндром в стационарной постановке	68
2.2 Модель рабочего процесса поршневой ступени	77
2.3 Методика расчета износа и работы цилиндропоршневых уплотнений	89
3 Экспериментальные исследования манжетного цилиндропоршневого уплотнения тихоходной длинноходовой ступени	95
3.1 Подготовка средств измерения... ..	95
3.2 Определение влияния конструктивных параметров манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры	101
3.3 Определение нагрузки, действующей на манжетное цилиндропоршневое уплотнение... ..	107

3.4 Определение мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения манжетных цилиндропоршневых уплотнений.....	120
3.4.1 Определение силы трения при низком давлении методом постоянного давления.....	121
3.4.2 Определение силы трения при среднем и высоком давлении косвенным методом.....	124
3.4.3 Определение силы трения от сил собственной упругости и давления экспандера.....	128
3.5 Исследование рабочего процесса тихоходной ступени с разработанными манжетными уплотнениями	131
3.6 Прогнозирование длительности работы цилиндропоршневых уплотнений поршневых компрессоров.....	134
4 Расчетно-параметрический анализ работы поршневой длинноходовой ступени с манжетными цилиндропоршневыми уплотнениями.....	146
4.1 Определение толщины лепестка манжетного уплотнения для различных антифрикционных материалов	146
4.2 Определение нагрузки, действующей на уплотнение.....	148
4.3 Влияние износа манжетных уплотнений на коэффициент подачи тихоходной длинноходовой ступени	151
4.4 Получение требуемой продолжительности работы тихоходной ступени	160
4.5 Снижение пиковых нагрузок, действующих на первое уплотнение.....	169
Заключение... ..	178
Библиографический список	180
Приложения А.	199
Приложения Б.....	201

Введение

Актуальность темы исследования

Анализ и классификация отказов изделий машиностроения позволили установить, что в настоящее время основной причиной выхода их из строя в условиях эксплуатации, является не поломка деталей, а износ и нестабильность триботехнических характеристик сопряжений, приводящей к постепенной утрате работоспособности [1, 2].

Стремительное развитие в 60-е годы основных отраслей народного хозяйства, химической, нефтехимической, атомной и энергетической промышленности, а также космической техники привело к возникновению повышенных требований к машинам холодильной, криогенной и компрессорной техники. На первое место выходит проблема создания компрессоров, способных надежно работать в широком диапазоне режимных параметров без смазки цилиндропоршневой группы. Неполадки и аварии компрессорного оборудования приносят значительный ущерб промышленным предприятиям. Данные неполадки выражаются в длительных неплановых остановках, нарушениях режима технологического процесса, угрозе безопасности обслуживающего персонала и повышению себестоимости выпускаемого продукта. Согласно требованиям [3] период непрерывной работы комплектующих деталей компрессорных агрегатов должен составлять минимум 3 года.

В свою очередь поршневые микрокриогенные компрессоры замкнутых холодильных систем требуют продолжительность работы не менее 2000-3000 часов [4], поршневые компрессоры в установке замкнутого цикла Гиффорда-МакМагона требуют обеспечения продолжительности работы не менее 10 000 часов [5], современные спутниковые системы навигации и связи нуждаются в ресурсных показателях поршневых компрессоров микрокриогенной техники более 20 000 часов [6], бортовые криогенные системы охлаждения (КСО) предназначенные для обеспечения криостатирования фотоприемных устройств требуют обеспечения продолжительности работы 30 000 - 40 000 часов [7-8], в

других случаях автономных условий эксплуатации требуемая продолжительность работы нередко превышает 30 000 часов [9].

Продолжительность работы компрессорного агрегата, оценивается, как правило, по узлам наиболее часто выходящих из строя и подлежащих ремонту либо замене. При этом около 40 % всех отказов происходит из-за клапанов, 15 % из-за цилиндропоршневой группы и 20 % - из-за механизма и системы смазки. Длительный опыт эксплуатации поршневых бессмазочных компрессорных агрегатов показал, что при первом техническом осмотре цилиндропоршневые уплотнения подлежат замене в первую очередь [10-13].

Коэффициент технического использования поршневых компрессоров составляет 0,83 – 0,97. [14]. Это обусловлено высокими нагрузками, которые имеют циклический режим при динамическом нагружении, а также ответственностью данного узла, обеспечивающего требуемую производительность компрессора за счёт герметизации рабочей камеры. Проведенный анализ показал [15-20], что имеется ряд компрессорных агрегатов, работающих без смазки, продолжительность работы которых не удовлетворяет требованиям стандарта [3]. Например, продолжительность работы уплотнений изготовленных из материала Ф4К20 поршневого воздушного пятиступенчатого компрессора АВШ-3,7/200 со степенью повышения давления 200, составляет 2000 ч, продолжительность работы втулки цилиндра - 4000 ч. Продолжительность работы уплотнений изготовленных из материала Ф4К20 поршневого воздушного компрессора ВШ-2,3/400 со степенью повышения давления 400, составляет 1000 ч. Манжетное уплотнение, используемое в дожимающих компрессорах типа КП-УМ, выпускаемых Уральским компрессорным заводом, работает без смазки более 2000 ч., со степенью повышения давления 3. Продолжительность работы уплотнений изготовленных из материала Ф4К20 пятиступенчатого компрессора 2РК-1,5/220БС сжимающий воздух со степенью повышения давления 3 составляет 1000 ч., а для материала Флубон-20 – 8000 ч. Продолжительность работы уплотнений компрессора 3ГП-5/220 сжимающий сухой азот со степенью повышения давления 3 составляет 1000 ч для материала Ф4К20-1У, а для

материала Флубон-20 – 5000 ч. Работоспособность поршневой группы компрессора 3С2СГП-6/30 сжимающий сухой гелий со степенью повышения давления 2,2 составляет 2000 ч для материала Ф4К20, а для материала Флубон-20 – 6000 ч.

Степень разработанности темы исследования

Учитывая ежегодно растущие потребности в поршневых компрессорах работающих без смазки на среднем и высоком давлении, научно-исследовательской группой Омского государственного технического университета была разработана квазиизотермическая поршневая тихоходная длинноходовая ступень обеспечивающая величину давления нагнетаемого газа не менее 10 МПа при сжатии воздуха, и не менее 12 МПа при сжатии CO_2 , такие компрессорные ступени в перспективе могут обеспечить повышенную продолжительность работы за счёт пониженной скорости движения поршня и сравнительно низкой температуры в рабочей камере. Работоспособность и эффективность данного компрессорного агрегата была апробирована в следующих диссертационных работах: – Громов А.Ю., [21] показал возможность повышения давления газа в одной поршневой ступени в 20 - 30 раз, при температурах нагнетания не превышающих допустимые, в работе Недовенчаного А.В., [22] была реализована зависимость скорости перемещения поршня от времени, которая позволила снизить среднеинтегральные мощности и амплитуды мгновенной мощности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом, в диссертации Титова Д.А. [23] была повышена энергоэффективность и технологичность длинноходового поршневого компрессора путем применения упруго-деформируемого тонкостенного цилиндра.

В упомянутых работах авторы отмечают, значительную зависимость эффективности рабочего процесса от герметичности рабочей камеры, в том числе обеспечиваемой и цилиндропоршневым уплотнением, что в первую очередь связано с длительностью процесса сжатия и большим перепадом давления в

одной ступени сжатия. В классических быстроходных компрессорах в качестве цилиндропоршневых уплотнений чаще всего используются поршневые кольца различного типа.

Многочисленные экспериментальные исследования указанных выше авторов совместно с автором данной диссертации показали, что для достижения среднего и высокого давления, и сохранения приемлемых интегральных характеристик, необходимо использовать, исключительно, манжетные цилиндропоршневые уплотнения. В существующей литературе по поршневым компрессорам [24-41] практически, полностью отсутствует информация касательно проектирования, монтажа, эксплуатации, методики расчета, ресурсных показателей и т.д., для манжетных цилиндропоршневых уплотнений.

Дальнейшее развитие и повышение энергоэффективности квазиизотермической малорасходной поршневой тихоходной длинноходовой ступени возможно только при получении недостающей информации, описанной выше, что и обуславливает основную научную проблематику данной диссертационной работы. Полученные теоретические и экспериментальные результаты особенностей работы манжетного цилиндропоршневого уплотнения будут ценными не только для традиционных поршневых компрессоров, тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней (КС), но и для компрессоров микрокриогенной техники, а также для криогенных расширительных машин объемного принципа действия.

В связи с этим, для повышения эффективности рабочего процесса тихоходных компрессорных ступеней, актуально, исследование и создание манжетного уплотнения, превосходящих известные по критериям герметичности и имеющее более длительную продолжительность работы.

Цель и задачи работы

Повышение энергоэффективности бесшмазочного тихоходного длинноходового компрессора среднего и высокого давления путем применения новой конструкции манжетного цилиндропоршневого уплотнения.

Задачи:

1. Разработать уточнённую математическую модель расчета рабочего процесса тихоходного длинноходового поршневого компрессора, с учётом упругодеформированного состояния манжетного цилиндропоршневого уплотнения и его износа
2. Разработать инженерную методику расчета толщины стенки манжеты и износа наборного цилиндропоршневого уплотнения.
3. Разработать методики экспериментального исследования манжетных цилиндропоршневых уплотнений и бессмазочного тихоходного длинноходового компрессора, а также стенды для их реализации.
4. Выполнить теоретические и экспериментальные исследования влияния конструктивных параметров манжетных уплотнений на интегральные характеристики тихоходного длинноходовой поршневого компрессора.
5. Разработать рекомендации по проектированию манжетных цилиндропоршневых уплотнений для тихоходного длинноходового поршневого компрессора.

Научная новизна работы

1. Разработана уточнённая математическая модель расчета рабочих процессов тихоходного длинноходового поршневого компрессора, учитывающая переменную величину радиального зазора в манжетном цилиндропоршневом уплотнении.
2. Впервые получены результаты экспериментальных исследований рабочего процесса тихоходного длинноходового поршневого компрессора с новой конструкцией наборного манжетного цилиндропоршневого уплотнения, позволившие провести апробацию математической модели.
3. Теоретически и экспериментально установлена взаимосвязь между конструкцией манжетного уплотнения, свойствами, применяемых материалов для его изготовления, режимными параметрами и интегральными характеристиками

тихоходного длинноходового поршневого компрессора, определены затрачиваемая мощность на трение и механический КПД.

4. Получены результаты исследования влияния характеристик материалов на диапазон допустимых толщин стенок манжетного уплотнения, получена зависимость эквивалентного зазора от количества установленных манжетных уплотнений и определены принципы их проектирования.

Теоретическая и практическая значимость работы

Значение результатов для теории.

Разработана и экспериментально подтверждена математическая модель расчёта рабочего процесса тихоходного длинноходового поршневого компрессора с разработанной конструкцией манжетного цилиндропоршневого уплотнения, позволяющая учитывать изменение эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении.

Разработана инженерная методика расчета толщины стенки и износа наборного манжетного уплотнения.

Установлено и научно обосновано влияние величины эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении на энергетические характеристики ступени.

Значение результатов для практики.

1. Разработаны методики экспериментального исследования манжетных цилиндропоршневых уплотнений и стенды для их реализации, учитывающие особенности функционирования тихоходного длинноходового компрессора.

2. На основании полученных результатов экспериментальных исследований определен диапазон толщины стенок манжетного цилиндропоршневого уплотнения тихоходного длинноходового компрессора.

3. Предложено программное обеспечение для расчёта рабочих процессов и интегральных характеристик длинноходовой поршневой компрессорной ступени, содержащей новое наборное манжетное уплотнение.

4. Разработаны рекомендации по проектированию нового манжетного уплотнения.

5. Предложена конструкция комбинированного уплотнения, позволяющая разгрузить первое манжетное уплотнение и обеспечить равномерный перепад давления на каждом манжетном уплотнении.

Методы исследования

Для решения поставленных задач были использованы: математическое моделирование упруго-деформированного состояния композитных материалов манжет, математическое моделирование величины перепада давления на цилиндропоршневом уплотнении; проверка методики расчёта по экспериментальным данным, численные методы расчёта; экспериментальные методы исследования рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней, основанные на измерении мгновенных параметров состояния рабочего тела и их интегральных характеристик; параметрический анализ влияния конструктивных и режимных факторов на работу компрессорной ступени.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту

1. Математическая модель расчёта рабочего процесса тихоходного длинноходового поршневого компрессора с учетом переменного эквивалентного зазора в наборном манжетном уплотнении, позволяющая выполнять расчёты при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 12,0 МПа, времени рабочего цикла $\tau = 2 \div 4$ с, величине хода поршня $S_{\text{п}} = 0,2 \div 0,8$ м.

2. Инженерная методика расчета толщины стенки манжеты и износа наборного цилиндропоршневого уплотнения.

3. Предложенная конструкция с рекомендованным количеством манжетных уплотнений позволяющая повысить, изотермический индикаторный КПД на 10 % и коэффициент подачи на 15 %. При этом мощность на трение составляет до 10% от индикаторной.

Достоверность результатов обеспечивается использованием существующих общепринятых методов исследования с применением современного

оборудования, прошедшего метрологическую поверку; апробацией результатов; воспроизводимостью результатов экспериментов и статистической обработкой полученных данных, удовлетворительным совпадением экспериментальных и теоретических результатов.

Апробация работы

Основные положения и результаты работы обсуждались и докладывались на Международной научно-практической конференции “Инновации в развитии научных и творческих направлений образовательного процесса” (г. Кемерово, 2019 г.); Международной научно-практической конференции "Scientific and Creative skills – 2020" (г. Кемерово, 2020 г.); VII–XII научно-технических конференциях «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства («Oil and Gas Engineering»))» (г. Омск, 2017–2023 г.г.); III Международной научно-технической конференции "Проблемы машиноведения" (г. Омск, 2019 г.); молодежном конкурсе "Молодые ученые" (г. Москва, 2020 г.); Национальной научно-технической конференции XI (г. Москва, 2021 г.); Научно-технической конференции блока логистики, переработки и сбыта "Газпром нефти" (г. Омск, 2021 г.); Международной учебно-исследовательском конкурсе "Студент года 2021" (г. Петрозаводск, 2021 г.) XI Международной научно-технической конференции молодых специалистов "Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин" (г. Казань, 2022); Всероссийской научно-практической конференции "Устойчивое развитие и новая индустриализация: наука, экономика, образование" (г. Москва, 2021 г.); всероссийском инновационном конкурсе УМНИК-2022/2023 (г. Омск, 2022-2023 г.); I Всероссийской студенческой научно-технической конференции «Техника и технологические процессы тепловых и холодильных установок» (г. Казань 2024). Методика расчёта внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по проектированию КС – в АО «Титан» (г. Омск).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 43 научных печатных работ, из них 7 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ; 10 в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science; получены 4 патента на полезную модель, 2 патента на изобретение и одно свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объём работы

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка. Содержит 208 страниц текста, 127 рисунков, 19 таблиц. Библиографический список содержит 179 наименований.

1 Выбор и обоснование направления разработки цилиндропоршневых уплотнений для несмазываемых поршневых компрессорных ступеней среднего и высокого давления

Из основных областей применения компрессоров без смазки можно выделить следующие основные кластеры : пивоваренные заводы, заводы по производству ПЭТ тары, пищевая промышленность, фармацевтика, медицина, химическая и нефтяная промышленность и т.д. За рубежом созданием поршневых компрессоров работающих без смазки цилиндропоршневой группы начали активно заниматься с начала 30-х годов 20 века. В СССР головным разработчиком компрессоров без смазки постановлением правительства № 464 от 14.05.1964 г. был определен ЛенНИИхиммаш, в котором была создана специализированная лаборатория “Компрессоры без смазки”. Проведенный анализ показал, что спрос на сухие компрессоры растет из года в год, в 70-е года бессмазочные компрессора составляли 5 % от общего числа выпускаемых компрессоров, в конце 80-х годов около 20 %, на сегодняшний день на некоторых заводах подобные компрессоры могут составлять до 100 % [16,17].

Несмотря на отсутствие данных о физико-механических процессах, протекающих в узлах трения бессмазочных поршневых компрессоров, они не заменимы в ряде технологических процессов, например: хлорные компрессора, для смазки цилиндров используют концентрированную (96 %) серную кислоту, которая вызывает коррозию цилиндров и коммуникаций, сокращая тем самым ресурс работы всего компрессорного агрегата, благодаря ряду преимуществ по сравнению с компрессорами работающих с подводом смазки. Используя компрессоры без смазки, машина становится проще, повышается ее долговечность.

В холодильном оборудовании минеральное масло, используемое в качестве смазки, приводит к возникновению маслохладонового раствора, разделить который полностью практически невозможно, данный раствор приводит к снижению коэффициент теплоотдачи при кипении и конденсации. Использование

рабочих веществ, которые не растворяют масло, последнее попадает в теплообменные аппараты и оседает на стенках теплообменной аппаратуры, что приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи, следовательно, необходимо увеличивать перепад температур, что вызовет дополнительный расход энергии. Переход на холодильные поршневые компрессора работающих без смазки, способствуют повышению эффективности холодильного цикла, а также эксплуатации, ввиду исключения дополнительной громоздкой аппаратуры, требуемой для очистки газов от масла.

Поршневые компрессоры, используемые в нефтехимической и газовой промышленности, рабочей средой которых является, этилен и природный газ, довольно часто выходят из строя. Это связано с тем, что минеральное масло, используемое в качестве смазки, растворяется углеводородными газами и уносит его из цилиндра. Применение компрессоров без смазки, позволит избавиться от данной проблемы.

При переходе на компрессоры без смазки позволит снизить потребление энергии за счет снижения потерь на трения. При использовании неметаллических уплотнений из самосмазывающихся материалов с коэффициентом трения, лежащим в диапазоне 0,04-0,09 (0,12-0,15 для чугунных колец) позволит экономить энергию не менее 1 % [17,19]. Например, для поршневого компрессора 6ГМ40-320/320 возможно сэкономить, около, 0,27 млн. кВтч в год. Также отметим, что при переходе на компрессоры без смазки происходит значительная экономия высококачественного масла. Так, например, при переводе компрессоров 6ГМ40-320/320 в количестве 50-ти штук на режим без смазки экономия масла МС-20 составила 336 тон в год. На Оренбургском гелиевом заводе была произведена модернизация 39-ти компрессорных агрегатов, что дало заводу экономию масла 494 т/год [17,19].

«Сухой» цилиндр поршневого компрессора позволяет применять элементы микрооребрения на внутренней поверхности цилиндра, что обеспечивает более интенсивное охлаждение газа. Отсутствие смазки в рабочей камере улучшает

динамические характеристики самодействующих клапанов с малым определяющим размером проходного сечения [27].

В настоящее время для достижения высокого давления (свыше 10 МПа) безальтернативным является применение многоступенчатых поршневых компрессоров. Учитывая все вышеупомянутые преимущества безсмазочных компрессоров на базе Омского государственного технического университета (ОмГТУ) группой ведущих научных сотрудников был разработан и апробирован перспективный тихоходный длинноходовой поршневой агрегат работающий без смазки проточной части цилиндра удовлетворяющий требования по чистоте и экологичности сжатого газа ИСО 8573-2-4 [42]. Отличительной особенностью данного агрегата являются отношение хода поршня к диаметру цилиндра $\psi > 10$, время рабочего цикла от 2 до 4 с. Данные параметры обеспечивают ряд преимуществ тихоходной длинноходовой ступени по сравнению с существующими быстроходными многоступенчатыми компрессорными агрегатами. К данным преимуществам относятся: возможность осуществления сжатия рабочей среды в одной ступени до 12 МПа при давлении всасывания 0,1 МПа; высокая степень унификации, ступени низкого и высокого давления имеют идентичную конструкцию; достаточно большой ресурс работы цилиндропоршневого уплотнения и сравнительно низкие температуры нагнетания, это достигается за счет более длительного рабочего цикла, улучшается интенсивность охлаждения рабочей камеры и достигается квазиизотермическое сжатия; простота конструкции и минимальная номенклатура вспомогательных систем обеспечивают высокую ремонтпригодность и надежность; сравнительно малый вес и габариты, а также виброшумовые характеристики, которые имеют ключевой фактор для средств военной подводной техники.

Однако, большой перепад давления по поршню в совокупности с продолжительным временем цикла приводит к существенным утечкам сжимаемой среды из рабочей камеры. При среднем и высоком давлении

производительность ступени составляла менее 20 %, даже при использовании манжетных цилиндропоршневых уплотнений, рисунок 1.1.

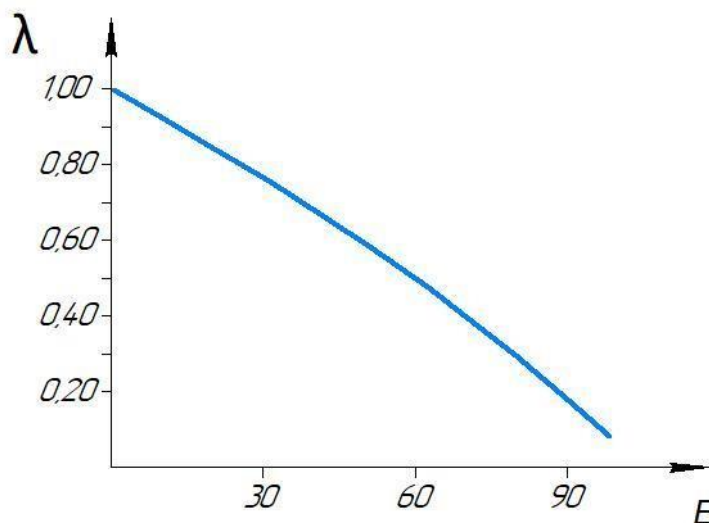


Рисунок 1.1 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления

Актуальность исследования подтверждается представленными индикаторными диаграммами, представленными на рисунке 1.2. Из которых отлично видно, что использовании полученной зависимости эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении от давления газа в рабочей камере $\delta_i=f(P_i)$ полученной в главе 3, наиболее точно описывает рабочий процесс, протекающий в рабочей камере. Расхождение индикаторных диаграмм (экспериментальной и теоретической) составляет 1,5 %. Эквивалентный зазор, представленный в предыдущей работе [23], составляет порядка 1 мкм, при использовании его в математической модели расхождение индикаторных диаграмм составляет 5 %. При использовании рекомендаций Пластинина П.И. [24] по величине эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении ($\delta=5$ мкм) происходит значительная утечка рабочей среды. Ввиду значительных утечек заданное давление в рабочей камере не достигается (10 МПа), соответственно, клапан нагнетания не будет открываться и компрессор будет работать при нулевой производительности. Аналогичная ситуация происходит при выборе эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении по рекомендациям Прилуцкого И.К [28].

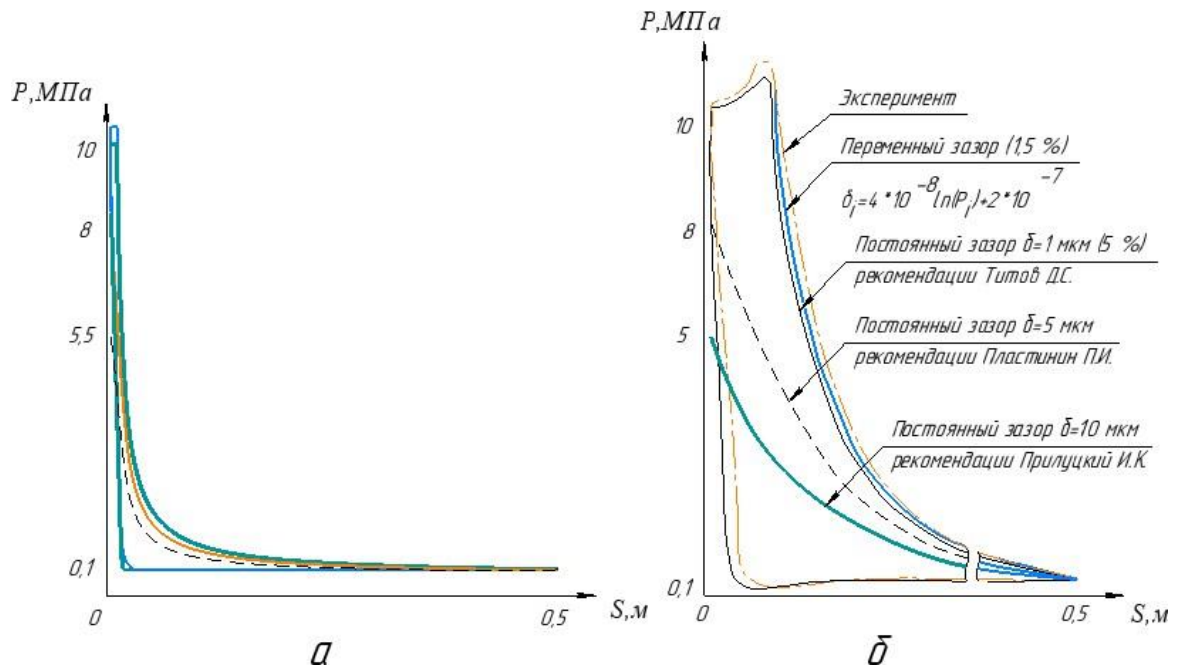


Рисунок 1.2 – Индикаторные диаграммы при разном эквивалентном зазоре:

а – расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы;

б– укрупнённые диаграммы "а"

Для решения данной проблемы необходимо, в первую очередь, исследовать влияние конструкции манжетных уплотнений на герметичность рабочей камеры и подобрать необходимое количество последних и уточнить эквивалентный зазор.

1.1 Существующие самосмазывающиеся материалы и поршневые уплотнения

В качестве уплотнений, в зависимости от эксплуатационного назначения поршневого компрессора, нашли распространение: разрезные поршневые уплотнительные кольца, манжетные и втулочные уплотнения различной конфигурацией, лабиринтные уплотнения с канавками различного профиля, плунжерные и комбинированные уплотнения.

Так как утечки газа в зазоре между поршнем и зеркалом цилиндра уменьшают производительность, увеличивают удельную потребляемую мощность, влияют на температуру нагнетания и на надежность работы компрессорного агрегата, то

одним из основных требований, предъявляемых к поршневым уплотнениям - хорошее уплотнение зазора между поршнем и рабочей поверхностью цилиндра. Для качественно функционирующей цилиндропоршневой группы, массовый расход воздуха через неплотности не должен превышать 1 % общей массы газа в цилиндре по данным [18,24] и не более 2-4 % по данным [25, 26]. Длительность работы уплотнений должен обеспечивать заданное число рабочих циклов агрегата или срок службы. Силы трения, действующие в уплотнительных элементах, должны быть минимальными, чтобы не вызывать чрезмерного износа уплотнений и рабочей поверхности цилиндра, а также, чрезмерного разогрева агрегата при работе.

Износ уплотнительных элементов, в частности поршневых уплотнительных колец и манжетных уплотнений, зависит от большого числа факторов: величины силы трения, характера трения уплотнений по зеркалу цилиндру и свойств материала. Характер трения уплотнений по зеркалу цилиндра зависит прежде всего от нормальной силы прижимающей уплотнения к рабочей поверхности цилиндра, геометрической характеристики рабочей поверхности, скорости скольжения, наличия или отсутствия смазки, температуры в рабочей камере, от свойств и частоты сжимаемого газа, а также от свойств материалов пары трения. Стоит отметить, что величина нормальной силы в поршневом уплотнении, зависит от сил собственной упругости и перепада давлений до и после уплотнения.

Основные характеристики антифрикционных металлических и полимерных материалов, применяемых для уплотнений в различных отраслях промышленности, освещены в большом количестве научных работ, например [43-48]. Все существующие антифрикционные материалы условно подразделяются на три большие группы: антифрикционные материалы, получаемые из порошков и пластмассы, и металлические антифрикционные материалы.

Как уже отмечалось выше, материал из которого изготовлены уплотнения очень сильно влияет на работу пары трения, особенно при отсутствии смазки. Применяемый материал должен обладать следующими свойствами: высокая

прочность, теплопроводность и теплоемкость, низкие коэффициенты трения и линейного расширения, стойкость к высоким температурам, технологичность при механической обработке, химическая стойкость, способность работать в агрессивных средах, сухих или влажных газах, дополнительно могут учитываться экономические параметры использования материала.

В середине 30-х годов, первые бессмазочные поршневые уплотнения были изготовлены из единственного в то время самосмазывающегося материала — углеграфита [34, 35, 36].

Следующим антифрикционным материалом, нашедшим широкое распространение при изготовлении бессмазочных поршневых уплотнений, является антифрикционный обожженный графит. Обожженный графит изготавливают из мелкодисперсных порошков углеродных материалов (нефтяного пека и кокса) и небольшого количества натурального графита, для улучшения антифрикционных свойства материала, затем полученная шихта прессуется под высоким давлением и проходит обжиг в восстановительной среде. К обожженному графиту относятся материалы типа АО, 2П-1000, ПК-О.

Графитированные углеродные материалы типа АГ-600 и АГ-1500 получают путем графитации обожженных твердых материалов. При использовании углеродных материалов необходимо учитывать очень низкий коэффициент линейного расширения $(2-3) \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, при выборе и назначении зазоров в уплотнительных элементах. Углеродные материалы отлично шлифуются и точность обработки не уступает металлам.

Для уменьшения газопроницаемости и увеличения допустимых рабочих скоростей, и нагрузок пористых углеродных материалов, применяют пропитку их синтетическими смолами или металлами и сплавами. В результате, прочность углеродистых материалов повышается на 40 - 200 %, пористость снижается до 2-4 % и менее, газопроницаемость снижается в 100 раз, что позволяет использовать данный материал для уплотнений ступеней высокого давления. К обожженным и графитированным углеродным материалам, пропитанным смолами, относятся графиты марок АО-1500Ф, АГ-1500К, НИГРАН и

ХИМАНИТ-Т. В маркировке графитов указывают цифру, соответствующую давлению прессования порошков в барах.

Несмотря на широкое распространение граффитированных и обожженных углеродных материалов при производстве поршневых колец и цилиндрических втулок для компрессоров без смазки, данный материал ввиду своей хрупкости и плохой работы на растяжении, категорически, не подходит для изготовления манжетных цилиндропоршневых уплотнений.

Начиная с 50-х годов в компрессорных и расширительных агрегатах все большее применение как антифрикционный материал находит фторопласт-4 (чистый Фторлон). Это обусловлено его уникальными физико-механическими свойствами: высокими антифрикционными качествами, работоспособностью в широком интервале температур (до 250 - 260 °С), технологичностью в изготовлении, практичностью в эксплуатации (не обладает хрупкостью), способностью работать без смазки, низкий коэффициент трения (при трении по стали и чугуну при низком давлении – 0,09-0,1 и 0,04 при давлении 15-30 МПа) и является хорошим диэлектриком. К основным отрицательным свойствам Фторопласта-4 (Ф-4) относится очень низкий коэффициент теплопроводности (0,24 Вт/м²·К), высокий коэффициент линейного расширения, который сильно зависит от температуры ($8-21 \cdot 10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$), высокая хладотекучесть и малая твердость. Для устранения данных недостатков и повышения твердости, износостойкости, жесткости и т.д., во фторопласт вводят различные твердые наполнители. Чаще всего это – графит, молибден, кокс, дисульфид молибдена, нитрид бора, асбест, бронзу (до 60 %), стекловолокно (до 25 %) и др. [17, 24]. Некоторые физико-механические свойства композитов на основе Ф-4 приведены в таблице 1.1.

При добавлении стекловолокна повышается твердость и прочность, увеличивается износостойкость. Добавки графита и коксового порошка способствует увеличению механических свойств и теплопроводности. Наполнитель бронза значительно улучшает теплопроводность композита. Самосмазывающиеся качества композита повышаются при добавлении

дисульфида молибдена. Широкое применение нашли не только моно, но и комбинированные наполнители такие как: графит + стекловолокно, дисульфид молибдена + кокс, стекловолокно + дисульфид молибдена и т.д. В зарубежной практике можно встретить следующие композиты: PTFE CF10 состоит из чистого PTFE (Ф-4) с 10 % содержанием карбоновых волокон, PTGE Ekonol состоит из 10 % эконола и 90 % чистого PTFE, PTFE E-carbon состоит из чистого PTFE, мягкого углерода и присадок.

Таблица 1.1 – Физико-механические свойства композитов на основе Ф-4

Марка фторполимера	Наполнитель (массовая доля %)	Плотность кг/м ³	Предел прочности МПа			Коэффициент Линейного расширения $\alpha \cdot 10^5, \text{C}^{-1}$
			На растяжение	На сжатие	На изгибе	
Ф-4	-	2120-2200	13,7-24,5	11,8	10,8-13,7	8,0-25,0
Ф4К20	Кокс нефтяной КЛ-1 (20%)	2120-2150	13,7-15,7	21,0	—	10-12
Ф4К15М5	Кокс нефтяной КЛ-1 (15%) MoS ₂ (5%)	2190,0	15,5	—	—	10-12
Флубон-20	Углеводородное волокно (20%)	2000-2170	23,5-25,5	33,5	31	6,6
Флувис-20	Модифицированное углеводородное волокно (20%)	1930-1980	17-25	18-21	—	5,3

Преимущества Фторопласта - 40 и - 42 (перед стандартным Ф-4) заключаются в том, что они не имеют ползучести, обладают более высокой твердостью, устойчивы к радиационному излучению. Композитные материалы Ф4К20 и Ф4К15М5 (являются самыми распространенными отечественными материалами) имеют более высокий коэффициент трения, чем у Ф-4, но способны работать без деформации при более высоких давлениях в условиях ограниченной смазки или при полном ее отсутствии [16,17]. Композитный материал Ф4К15М5 более

износостоек нежели Ф4К20, но при давлениях выше 3-3,5 МПа и температуре 150°C начинает деформироваться. Для расширения диапазона рабочих давлений, необходимо уменьшать температуру.

На главном отечественном заводе по производству фторопластов ПО «Галоген» при непосредственном участии доктора технических наук, профессора, член-корреспондента академии холода Захаренко В.П. была разработана новая группа антифрикционного материала «Флувис». Интенсивность изнашивания материала Флувис-20 превосходит Флубон-20 в 2,5 раза, а также лучшие зарубежные материалы ведущих фирм, таких как Garlock (США), SPI (Англия), Hoerbiger (Швейцария). Интенсивность износа различных самосмазывающихся материалов в сравнительном анализе с Флувис-20 представлена на рисунке 1.3.

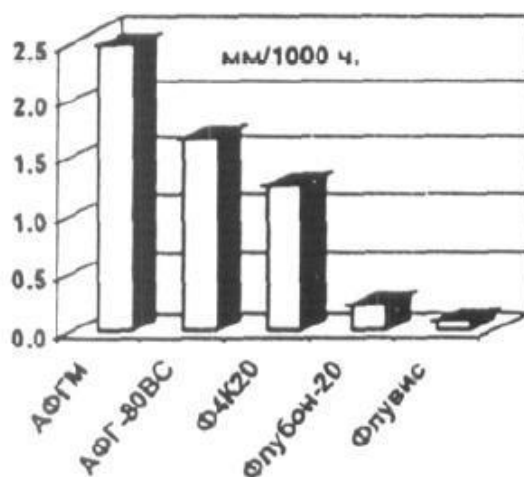


Рисунок 1.3 – Интенсивность износа различных самосмазывающихся материалов в сравнительном анализе с Флувис-20

Решая задачу импортозамещения ЗАО «БАРРЕНС» используя последние достижения в области материаловедения и трибологии разработал высококачественный материал 4-го и 5-го поколения группы BARS, который превосходит материалы Ф4К15М5, Ф4К20, материалы группы Флубон и Флувис [49,50]. По утверждению авторов, материалы группы BARS (BARS-500, BARS-600, BARS-700) не изнашивают зеркало цилиндра и штоков, имеют в 7 – 10 раз выше износостойкость, в 1,5 раза выше прочность на сжатие, в 2 раза выше противоэкструзионная стойкость, а коэффициент трения на 30 – 35 % ниже, чем у

аналогов. Характеристики бесшмазочных уплотнений композитных материалов группы BARS в сравнении с различными антифрикционными материалами представлены в таблицах 1.2-1.4.

Таблица 1.2 – Характеристики материалов BARS 501/502 в сравнении с Ф4К20

Марка композиционного материала	Средняя интенсивность износа, мкм/ч			J _h , мм/мм пути	Коэффициент трения
	Первые 100 ч.	Вторые 100 ч.	После 200 ч.		
Ф4К20	1,30	1,30	1,30	$30,0 \cdot 10^{-11}$	0,40 – 0,50
BARS 501	0,19	0,17	0,18	$4,1 \cdot 10^{-11}$	0,24 – 0,30
BARS 502	0,16	0,12	0,14	$3,2 \cdot 10^{-11}$	0,25 – 0,31

Таблица 1.3 – Характеристики материалов BARS 535 в сравнении с АФГМ

Марка композиционного материала	Средняя интенсивность износа, мкм/ч			J _h , мм/мм пути	Коэффициент трения
	Первые 100 ч.	Вторые 100 ч.	После 200 ч.		
АФГМ	2,6	2,4	2,5	$22 \cdot 10^{-11}$	0,20 – 0,25
BARS 535	1,2	1,0	1,1	$12 \cdot 10^{-11}$	0,15 – 0,20

Таблица 1.4 – Характеристики материалов BARS 535 в сравнении с АФГМ

Марка композиционного материала	Средняя интенсивность износа, мкм/ч			J _h , мм/мм пути	Коэфф ициент трения
	Первые 100 ч.	Вторые 100 ч.	После 200 ч.		
BARS 701	0,78	0,70	0,74	$17,0 \cdot 10^{-11}$	0,06 – 0,12
BARS 702	0,70	0,65	0,68	$16,0 \cdot 10^{-11}$	0,05 – 0,10
BARS 735	0,16	0,27	0,22	$5,1 \cdot 10^{-11}$	0,04 – 0,08

В работах [51,52,53] представлены характеристики изнашивания материалов группы на основе фторопласт-4 по стальной поверхности с параметром шероховатости $R_a=0,15$ мкм, данные представлены на рисунке 1.4.

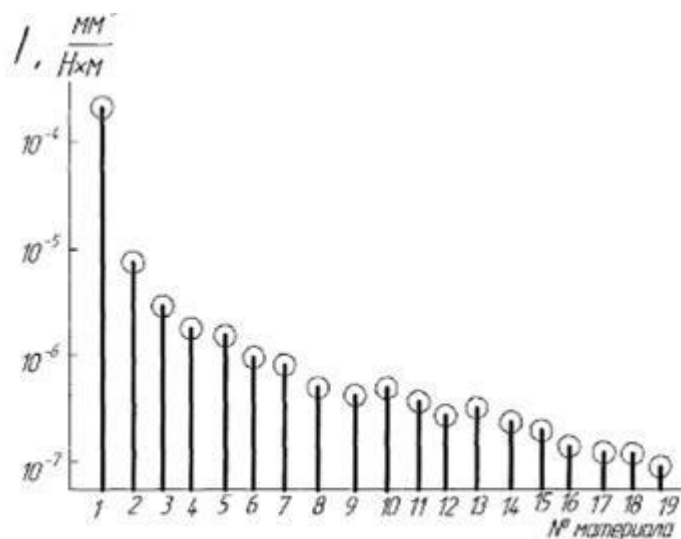


Рисунок 1.4 – Интенсивность изнашивания материалов на основе Ф-4:

1 – без наполнителей; с наполнителями: 2 – порошок титана; 3 – порошок латуни; 4 – стальной порошок; 5 – угольное волокно (25 %); 6 – слюда; 7 – кокс; 8 – угольное волокно (25 %) и MoS_2 (10 %); 9 – асболокно; 10 – графит; 11 – стекловолокно; 12 – полиамид (25 %); 13 – стекловолокно (25 %) и MoS_2 (10 %); 14 – бронза; 15 – бронза и оксид свинца; 16 – полифениленсульфид; 17 – бронза и графит; 18 – ароматический полиамид; 19 – угольное волокно (25 %) и медь (20 %)

В работах посвященных исследованию компрессорных агрегатов [44-55], предпочтения отдается материалам марок – Флубон-20, Ф4К15М5, Ф4К20, АТМ-2.

Проведенный анализ, выявил существование большого количества материалов и их композиций с различными физико-механическими, триботехническими, теплофизическими и другими свойствами. Специфика условий работы бесшмазочных поршневых уплотнений в тихоходных длинноходовых агрегатах, обусловило, то, что наибольший интерес представляют композитные полимерные конструкции, типа - Ф4К15М5, Флубом-20 и Флувис-20.

Уплотнение неподвижных частей реализовать довольно просто, затруднительней, обеспечить герметизацию при возвратно-поступательном или вращательном движении сопрягаемых поверхностей. Трудности в выполнении надежно действующих уплотнительных элементов возникают при больших скоростях движения (вращения), высоких давлениях рабочей среды (жидкости, газа, смеси газов и т.д.) наличии загрязненности, высокой разности температур и, особенно, отсутствие смазки.

По характеру уплотняемых соединений, все уплотнительные устройства подразделяются на три основные группы:

- 1) для соединений с возвратно-поступательным движением деталей (уплотнения штоков и поршней/плунжеров);
- 2) для соединений с вращательным движением (уплотнения валов);
- 3) для неподвижных соединений (уплотнения доньев, крышек, фланцев и др.).

Все известные уплотнения для сопряженных деталей с возвратно-поступательным движением работающие как со смазкой, так и без смазки, подразделяются на три группы:

1) контактные уплотнения, герметизация осуществляется за счет плотного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям соединения. Уплотнительный элемент перемещается в процессе работы совместно с поршнем и скользит по зеркалу цилиндра, процесс скольжения сопровождается выделением теплоты и износом сопряженных поверхностей за счет механического трения. В связи с этим, при износе, уплотнительный элемент заменяется;

2) бесконтактные уплотнения, работающие при наличии щелей (зазоров) в соединениях. Уплотнение рабочей камеры осуществляется за счет гидравлического сопротивления движению газа в нем. Обязательным критерием работы данного уплотнения является непрерывная протечка газа и большие сопротивления движению газа;

3) комбинированные уплотнения, в данную конструкцию входят элементы, как контактного, так и бесконтактного уплотнений.

Для обеспечения высокой герметичности рабочей камеры поршневого компрессора, нашли свое применение манжетные и втулочные уплотнения. Высокая герметичность рабочей камеры необходима для поршневых компрессоров сжимающих легкотекучие, взрывоопасные и токсичные газы, а также компрессоров высокого давления при малой производительности с относительно небольшой скоростью скольжения поршня. Конструкция манжетного цилиндропоршневого уплотнения, по сравнению с кольцевым, сложнее и имеет большие габариты, а также выше силы трения и потери энергии при скольжении поршня.

Манжетное цилиндропоршневое уплотнение представляет собой наборный поршень, на который устанавливаются уплотнительные элементы Г, Е, П, L, U, V и т.д. - образного сечения, нажимные кольца, упругие экспандеры и весь набор затягивается гайкой [56]. Принцип работы манжетных уплотнений основан на воздействии давления газа на рабочую кромку, которая прижимается к зеркалу цилиндра и обеспечивает плотный контакт, гарантирующий герметичность соединения. Эластичная кромка манжеты изготавливается с предварительным натягом таким образом, что при установке в цилиндр, манжета деформируется и сдавливает упругий элемент, который обеспечивает постоянное поджатие ее к стенкам цилиндра, увеличивая силу прижатия при возрастании давления рабочей среды. Зачастую, на наборный поршень устанавливают направляющие кольца, для предотвращения воздействия на манжетные уплотнения боковых усилий. Манжетные уплотнения и направляющие кольца изготавливают из самосмазывающихся антифрикционных композиционных материалов. Особо широко начали применять манжеты различной конфигурации в качестве уплотнения в насосостроении и гидравлических устройствах [56]. На сегодняшний день, целый ряд конструкций манжетных уплотнений, используемых в гидравлических устройствах и поршневых насосах, находят свое применение в поршневых компрессорных агрегатах.

Наиболее надежным и распространенным уплотнением оказалась U-образная манжета (шеvronная) с различными вариантами исполнения, рисунок 1.5.

Основным недостатком данного вида уплотнения является то, что при снижении давления в рабочей камере цилиндра на ходе всасывания, аккумулированный газ под высоким давлением в межманжетных пространствах отжимает рабочие кромки манжет и перетекает в рабочую полость, снижая эффективность рабочего процесса ступени компрессора. Кроме того, возникающее поперечное колебание рабочих кромок манжеты может вызвать ее разрушение у основания [16].

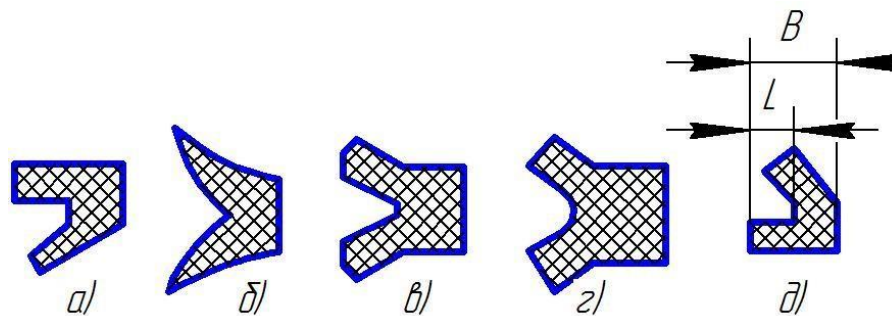


Рисунок 1.5 – Варианты исполнения U-образной манжеты

В горном машиностроении, поршни и штоки гидравлических/пневматических систем и агрегатов, уплотняются манжетными уплотнениями с использованием манжетодержателя, рисунок 1.6. Манжетодержатели предотвращают возможность подворачивания уплотнительных кромок манжеты и способствуют сохранению формы последней при монтаже. Манжетодержатель по конструкции выполнен в виде тарелки, концевая поверхность которой установлена на некое условное расстояние a от манжеты [57].

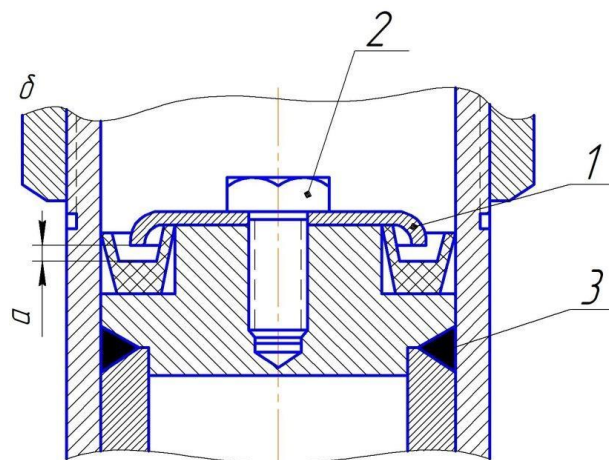


Рисунок 1.6 – Поршень гидравлических/пневматических систем:

1 – Держатель манжет; 2 – Болт; 3 – Регулировочная прокладка

Регулирование степени затяжки манжеты осуществляется регулировочными прокладками 3. При использовании манжетного уплотнения с манжеторжжателем давления рабочей среды можно увеличить до 500 кгс/см^2 . В свою очередь, использование манжетодержателей увеличивают размер поршня в осевом направлении и осложняет его сборку.

Одним из самых давних типов язычковых фасонных уплотнений, которые широко применяются в гидро – и пневмосистемах являются кожаные тарельчатые манжеты, рисунок 1.7. Тарельчатая манжета имеет один язычок и классифицируется как неразгруженное уплотнение.

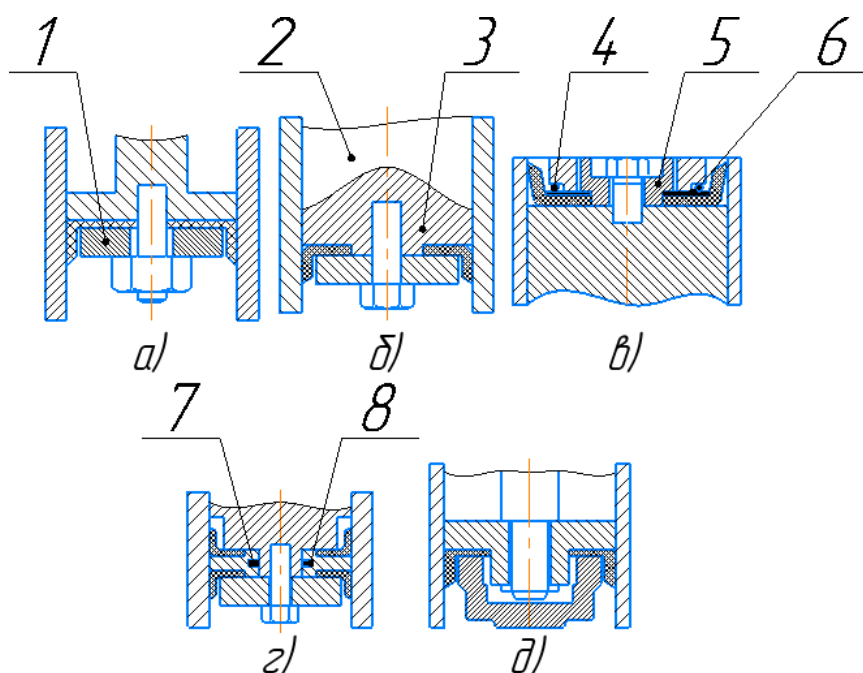


Рисунок 1.7 – Типичные конструкции уплотнений тарельчатыми манжетами:
 а– манжета прижата непосредственно к упорной поверхности (усилие поджатия не контролируется); б – на поршне имеется выступ, препятствующий слишком сильной затяжке; в – внутреннее кольцо снабжено выступом и выточкой под О-образное резиновое уплотнительное кольцо; г – уплотнение штока двойного действия; д – конструкция манжетного уплотнения, допускающая одновременное вращательно-поступательное движение;

1 – внутреннее кольцо; 2 – поршень; 3 – выступ; 4 – О-образное кольцо;
 5 – внутреннее кольцо; 6 – прокладка под О-образное кольцо; 7 – высота выступа
 такова, что донышко манжеты не поджимается; 8 – стакан

Основными материалами для изготовления данных манжет являются: однородные синтетические резины и тканево-резиновые материалы, тефлон, нейлон и различные пластики. При чрезмерном стягивании нажимного кольца можно нарушить целостность доньшка манжеты и ухудшить его плотность, также может произойти загибание язычка (внутрь). Некоторые манжеты выпускают с металлическим доньшком, чтобы предотвратить поломку. Для устранения характерных дефектов контактных уплотнений – постукивания, больших потерь на трение и малый срок службы, можно устранить если под внутреннее нажимное кольцо установить резиновое О-образное кольцо. Данное кольцо работает аналогом пружины, оно позволяет манжете «дышать» и обеспечивает увеличение продолжительности работы с повышением эффективности уплотнения при низких и высоких давлениях.

Манжетные металлические (рисунок 1.8) уплотнения применяют в гидравлических агрегатах для запираания рабочей среды при высоких температурах, например до 1200-1400 °С, а также в случаях, связанных с опасностью радиоактивного излучения. Чтобы предотвратить износ цилиндра, материал манжет должен быть менее твердым чем материал цилиндра.

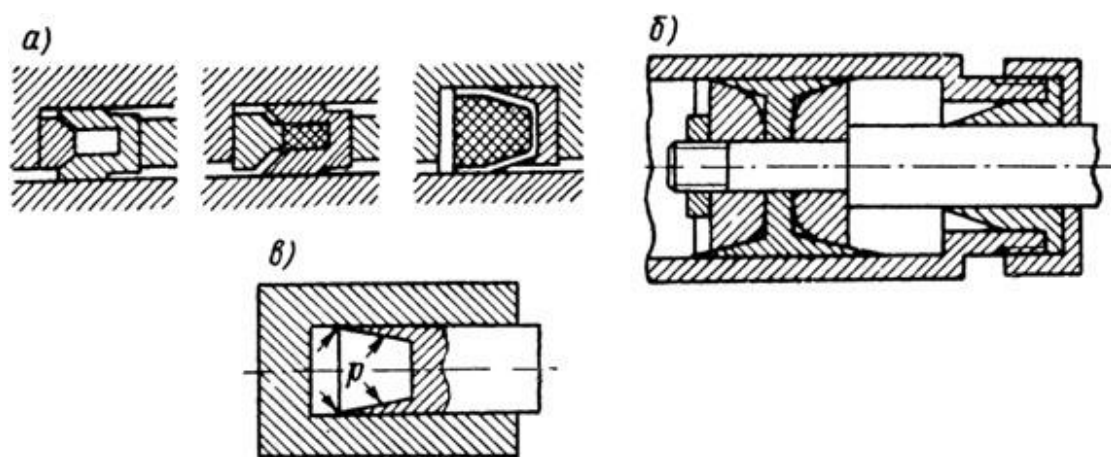


Рисунок 1.8 – Типы металлических манжет:

- а – разновидности металлических манжет; б – конусные металлические манжеты;
в – уплотнительный конус на поршне

Согласно данным, приведенным в работе [59], металлические манжеты способны выдерживать свыше 10 000 циклов в масле при температуре 260 °С, при этом утечки масла не превышают 0,001 дм³ на каждые 1000 циклов.

Для предотвращения утечек сред с высоким удельным давлением, более предпочтительной конструкцией является применение манжетных уплотнений с цанговым поджатием, рисунок 1.9. Цанговое поджатие позволяет обеспечивать более эффективное ограничение объема уплотнения, то есть, снизить риск возникновения текучести материала. Различные варианты манжетных цанговых уплотнений разработаны фирмами «Эрлинг», «Бюзак+Люкен», «Шэмбэн» [62-64].



Рисунок 1.9 – Цанговые манжетные уплотнения

Многочисленные экспериментальные [61] испытания показали, что цанговые манжетные уплотнения способны обеспечивать герметичность соединений при давлениях до 60 МПа в температурном диапазоне от минус 60 до 250 °С при скорости скольжения до 4,5 м/с, кратковременно эксплуатировалось до 15 м/с. Преимущества цангового уплотнения являются высокие эксплуатационные характеристики, технологичность монтажа и компактность.

В литературе [66] рассмотрен большой ряд манжетных уплотнений тандемной установки. Установка двух уплотнений, практически полностью исключается возможность утечек. Допустимые режимы работы, следующие: рабочее давление – 80 МПа, скорость скольжения – 15 м/с; температура – от минус 60 до 200 °С; уплотняемые диаметры до 1000 мм.

Фирма «Хюнгер» [67] занимается производством тандемных уплотнений для герметизации поверхностей при возвратно-поступательном движении, рисунок 1.10.

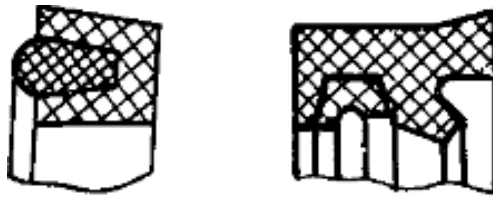


Рисунок 1.10 – Тандемное уплотнение фирмы «Хюнгер»

Тандемный вид уплотнений состоит из двух деталей – внешнего полиуретанового кольца и внутреннего фторопластового кольца, наполненного бронзой. Полиуретановое кольцо U-образной формы устанавливается в цилиндр с предварительным натягом. За счет поджатия при упругой деформации обеспечивается герметичность уплотнительной кромки фторопластового кольца. Данная конструкция способна эксплуатироваться при давлении 45 МПа, температурах в интервале минус 30 - 100°C и скорости скольжения до 1 м/с. При специальном изготовлении допустимое давление можно увеличить до 63 МПа, температурный диапазон расширить от минус 55 до 120 °C, скорость скольжения повысить до 3 м/с.

Санкт-Петербургская фирма «Меркель» занимается разработкой комбинированного резинофторопластового уплотнения с повышенной долговечностью для использования при плохих смазывающих свойствах рабочей среды, рисунок 1.11 [62].

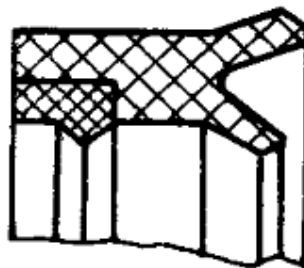


Рисунок 1.11 – Тандемное уплотнение фирмы «Меркель»

В данной конструкции фторопластовое уплотнительное кольцо находится в основании U-образной резиной манжеты. Фторопластовое кольцо за счет своего

расположения обеспечивает более низкие усилия трения. Поджатие кольца обеспечивается упругой деформацией эластомерной манжеты.

Более простая в изготовлении конструкция манжетного уплотнения представлена на рисунке 1.12 [68]. В уплотнении с L-образной манжетой 2, которая устанавливается под наклоном в трапецевидную канавку поршня 1, при этом рабочая кромка манжеты прижимается к зеркалу цилиндра только небольшой частью, за счет O-образного эластичного кольца 3. Такой вид уплотнения редуцирует поверхность контакта, но это может привести к перегрузке и перегреву в зоне трения.

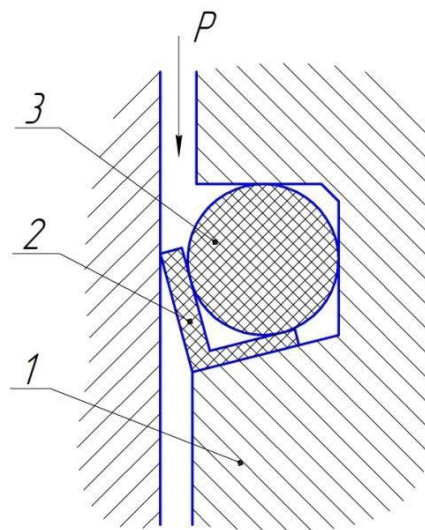


Рисунок 1.12 - Уплотнение поршня фторлоновой манжетой и эластичным экспандером

Разработка и создание втулочных бессмазочных уплотнений поршня высокой герметичности является относительно новым вектором развития в совершенствовании конструкций бессмазочных уплотнений. На рисунке 1.13 показано уплотнение Уорда [69]. Герметизация зазора между поршнем и зеркалом цилиндра осуществляется за счет пластических свойств самосмазывающегося материала, из которого изготовлен уплотнительный элемент.

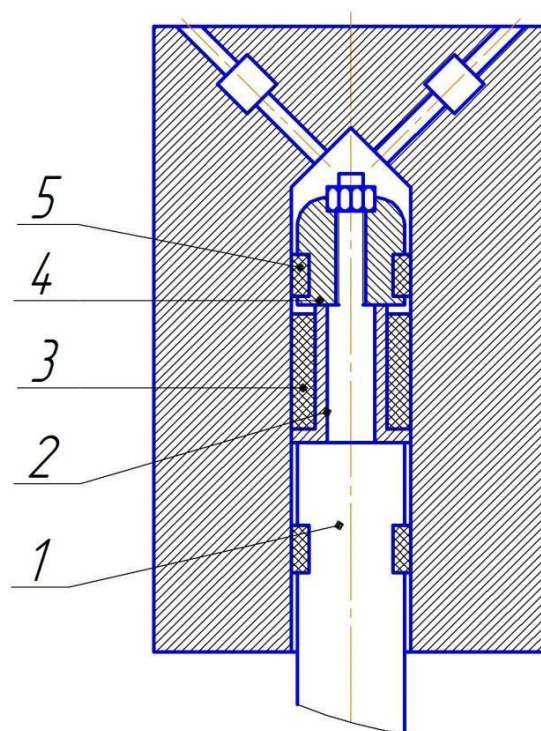


Рисунок 1.13 – Уплотнение цилиндрической втулкой (Уплотнение Уорда):

1- поршень; 2- направляющий элемент; 3- втулка; 4 нажимное кольцо;

5-направляющее кольцо

В уплотнении Уорда, давление газа через нажимное кольцо 4 воздействует на втулку 3 из фторлоновой композиции. Втулка 3, перемещаясь по профилированной поверхности направляющего элемента 2, деформируется и прижимается к зеркалу цилиндра. Достоинством данного уплотнения является - высокая герметичность и компактность. Основным недостатком конструкции уплотнения Уорда заключается в разрушении уплотнительной втулки у галтели направляющего элемента, а также, по мере износа втулки, увеличивается мертвый объем в рабочей камере.

Используя в качестве прототипа предложенную конструкцию Буренина В.В., авторы в работе [70], разработали перспективную конструкцию монолитного поршня (рисунок 1.14), которая на основании экспериментальных исследований позволяет увеличить коэффициент подачи поршневого компрессора до 20 % (по сравнению со стандартным наборным манжетным поршнем) за счет уменьшения

эквивалентного зазора. Данное уплотнение показало особо эффективное применение при работе со сверхтекучими газами.

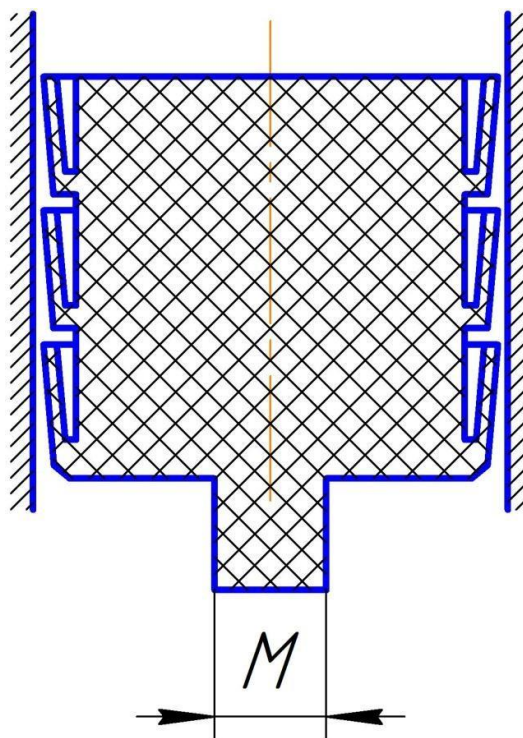


Рисунок 1.14 – Конструкция монолитного манжетного поршня

Манжетные уплотнения нашли свое широкое применение в микрокомпрессорах замкнутых дроссельных системах и микроохладителях Стирлинга [4, 40]. Важной характеристикой подобных микрокриогенных компрессоров является очень малые габаритные размеры и высокая герметичность ступени, при давлениях нагнетания от 10 МПа до 25 МПа. Продолжительность работы без смазки цилиндров оценивается в диапазоне 1200-2000 ч., без профилактического обслуживания. Установка стандартным поршневых колец в данных компрессорах нецелесообразна, так как приведет к увеличению осевых размеров ступеней сжатия.

Вследствие малой упругости полимерных материалов на основе фторопласта для обеспечения первоначального поджатия лепестка манжетного уплотнения к рабочей поверхности применяются металлические лепестковые экспандеры, а для первоначального поджатия поршневых полимерных колец применяют кольцевой металлический экспандер (рисунок 1.15). Экспандеры создают небольшое усилие

прижатия к зеркалу цилиндра. Экспандеры чаще всего изготавливают из твердой пружинной латуни нержавеющей стали или бронзы толщиной $0,015 \cdot D_{ц}$, толщину экспандера принимают равной высоте уплотнения с допуском (0,10-0,20 мм).



Рисунок 1.15 – Экспандеры

Во избежание чрезмерного износа уплотнительных элементов экспандеры рассчитываются таким образом чтобы удельное давление на стенку цилиндра находилось в пределах 0,005-0,03 МПа. При меньшем удельном давлении произойдет отрыв уплотнения от стенки цилиндра и прорыв газа. В цилиндрах низкого давления с давлением всасывания, равным атмосферному, экспандеры абсолютно необходимы.

При применении полимерных уплотнений без экспандера утечка газа через цилиндропоршневое уплотнение увеличивается на 6 %, по данным, описанным в работе [26]. В бессмазочных уплотнениях известно применение резиновых экспандеров из температуростойкого материала. В ступенях высокого давления с малыми размерами цилиндра при работе уплотнения без смазки применяют текстолитовые и гетинаксовые плоские экспандеры, так как они надежны и безопасны.

При прогнозировании работоспособности и долговечности полимерной пары трения необходимо обеспечить такой режим работы, чтобы предельно допустимые параметры не были превышены. Такими параметрами являются:

контактное давление (нагрузка) и температура, величина силы трения и величина утечек. Автор, в работе [71] отмечает, что одной из причин быстрого износа поршневых уплотнений является неравномерное распределение давления рабочей среды по поршневому уплотнению. Это связано с тем, что контактное давление (контактное напряжение) для первых и последних уплотнений (для цилиндров двойного действия) могут многократно превышать предельно допустимое давление (предел текучести) при котором полимер начинает проявлять вязкоупругие деформации. В работах [52, 53, 72] приведены допустимые давления для ряда различных полимерных материалов.

Следующим важным предельно допустимым фактором является температура. Известно, что, фрикционное взаимодействие цилиндропоршневого полимерного материала с металлическим зеркалом цилиндра, сопровождается значительным повышением температур в зоне трения, вследствие низкой теплопроводности полимеров. Изменение физико-механических свойств полимерных композиционных материалов, связано с изменением их напряженно-деформированного и фазового состояния под влиянием внешних воздействий (тепловых, механических и т.д.). Общей закономерностью для всех материалов является увеличение интенсивности изнашивания с повышением температуры [73, 74]. 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, КВН и т.д.), происходит существенное снижение предела прочности, модуля упругости, условного предела текучести, рисунок 1.16-1.17, а также увеличение интенсивности изнашивания и снижения коэффициента трения рисунок 1.18 (например, для криолон-5, КВН-3, Ф4К20 и т.д.).

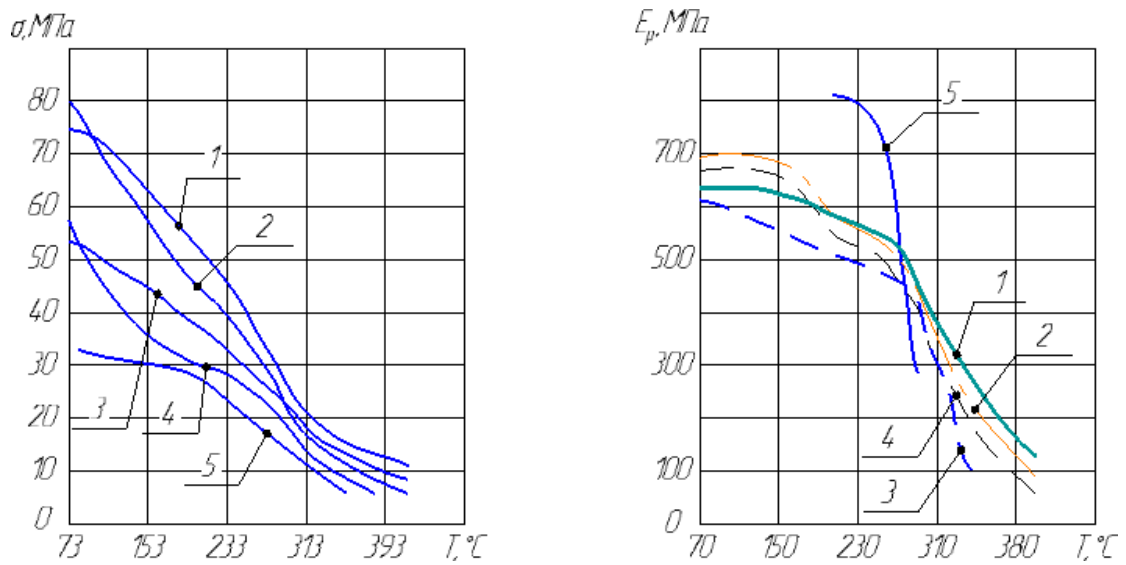


Рисунок 1.16 – Температурные зависимости предела прочности ПКМ и модуля упругости соответственно: 1 – К-5; 2 – К-3; 3 – КВН-3; 4 – ПТФЭ; 5 – Ф4К20

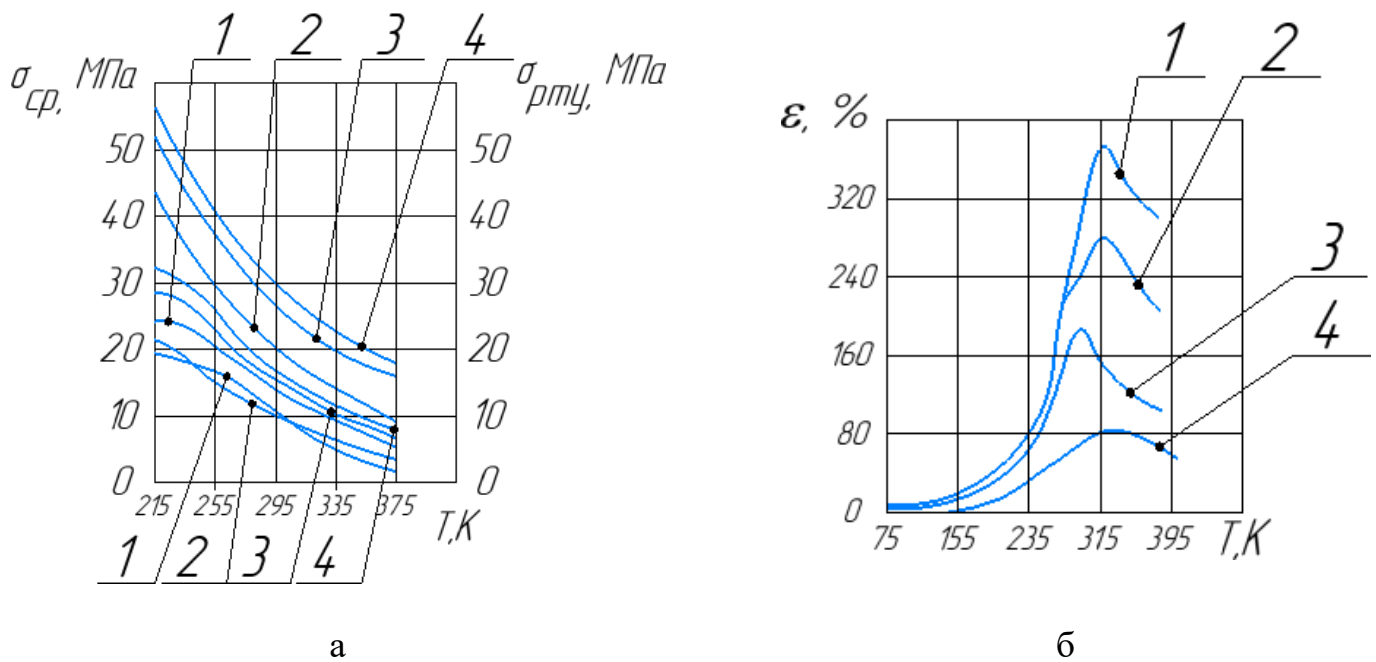


Рисунок 1.17 – а: Температурные зависимости условного предела текучести и предела прочности при срезе;

б: Температурные зависимости относительного удлинения материалов.

1 – ПТФЭ; 2 – КВН-3; Крийлон-3; Крийлон-5

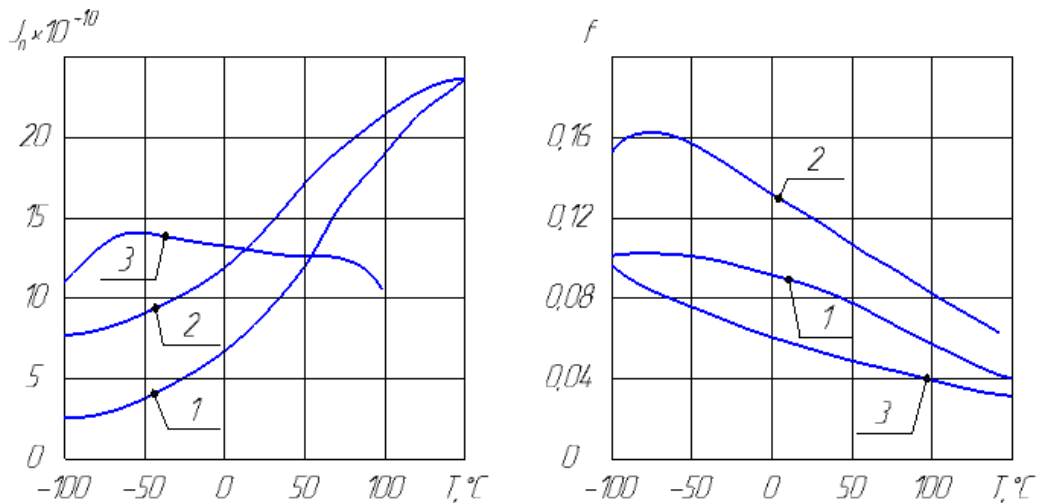


Рисунок 1.18 – Температурные зависимости интенсивности изнашивания и коэффициента трения полимерных композиционных материалов: 1 – Криолон-5; 2 – КВН-3; 3 – Ф4К20

На рисунке 1.19, отчетливо видно, как с повышением температуры в зоне трения снижается предельно допустимая нагрузка деталей, выполненных на основе фторопласта.

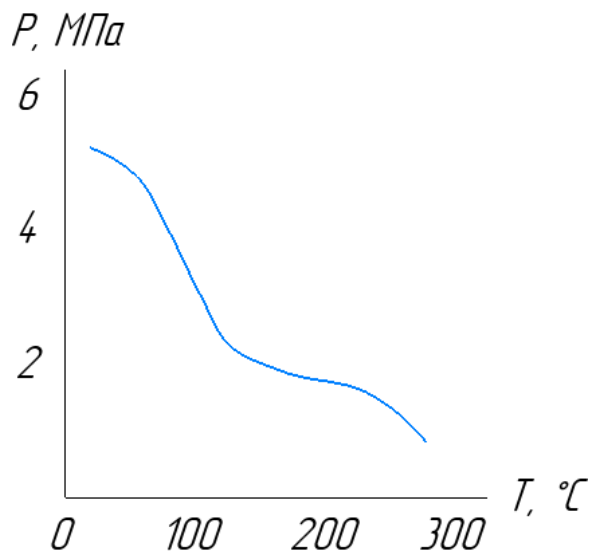


Рисунок 1.19 – Предельная нагрузка фторопластовых деталей при положительных температурах

По известным значениям предельных параметров определяют допустимые режимы эксплуатации пары трения. Наиболее распространенным методом

определения допустимых режимных параметров, является расчет по допустимой зависимости нагрузочно-скоростного параметра $[PV]$.

При определении нагрузочно-скоростного параметра, как правило, используется какой-нибудь один параметр контакта. В работах [72,73] таким параметром является температура $[T]$. Формула для определения зависимости нагрузочно-скоростного параметра имеет вид:

$$[P_k V] = \frac{KT \cdot [T]}{p d b}, \quad (1.1)$$

где KT – коэффициент теплоотвода узла трения, который учитывает количество теплоты, отводимое через поверхности узла в единицу времени при нагреве поверхности на один градус.

$$KT = \frac{Q}{T}. \quad (1.2)$$

В существующей опубликованной литературе, приведены допустимые значения $[PV]$ фактора, для материалов на основе фторопласта-4, средние значения лежат в диапазоне 340-1070 МПа·м/с.

1.2 Теоретические методы моделирования работы цилиндропоршневого уплотнения, его износа и рабочего процесса поршневого компрессора

Важную роль в изучении основных процессов, протекающих в цилиндропоршневом уплотнении поршневого компрессора наряду с экспериментальными методами, имеет математическое моделирование, которое позволяет описать их с помощью математических уравнений [24].

Проведенный литературный обзор позволил выявить существующие фундаментальные уравнения расчетов полимерных узлов трения и основы теории уплотнений, работающих как со смазкой, так и без нее, для дальнейшего разработки математической модели работы цилиндропоршневого уплотнения.

В работах [16, 17] представлена расчетная модель течения газа через зазор между контактирующими поверхностями уплотнительного кольца и цилиндра.

$$M_{\text{ци}} = \frac{C \delta_{\text{ци}}^3 (p_i^2 - p_{i+1}^2)}{\mu_i R T_i}, \quad (1.3)$$

где C – коэффициент, учитывающий геометрию поршневого кольца;

$\delta_{\text{ци}}$ – средний зазор между контактирующими поверхностями кольца и цилиндра, м;

p_i – давление до поршневого кольца, Па;

p_{i+1} – давление после поршневого кольца, Па;

μ_i – динамическая вязкость газа, Па·с;

R – газовая постоянная, Дж/кг·К;

T_i – температура газа перед поршневым кольцом, К.

Коэффициент C , учитывающий геометрию поршневого кольца, определяется:

$$C = \frac{\pi D_{\text{ц}}}{24h}, \quad (1.4)$$

где $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра, м;

h – высота поршневого кольца, м.

В работах [21, 22, 23, 24] для определения массы газа, поступающей в рабочую камеру или выходящей из нее через неплотности в закрытых клапанах и зазоры в уплотнении цилиндропоршневой группы, используется два подхода.

В первом подходе предполагают адиабатное истечение идеального газа и используют уравнение Сен-Венана–Ванцеля:

$$M = \mu f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (1.5)$$

где p_0 – ρ_0 – давление и плотность газа в сосуде, откуда происходит истечение;

p – давление в выходном сечении сопла, Па;

M – массовый расход газа, кг/с;

f – площадь выходного сечения сопла, м²;

μ – коэффициент расхода.

Второй подход основан на применении для расчета расхода газа, уравнения для сжимаемой жидкости следующего вида:

$$M = \mu f \varepsilon_p \sqrt{\rho_0(p_0 - p)}, \quad (1.6)$$

где ε_p – коэффициент расширения.

Утечки газа через уплотнения можно оценить при помощи формулы профессора С.Е. Захаренко [23]:

$$m = L \delta \sqrt{\frac{P_1 \rho_1^* ((P_2/P_1)^2 - 1)}{2 \ln(P_2/P_1) + \xi + \lambda b / 2 \delta}} \quad (1.7)$$

где L – длина щели по фронту, м;

δ – эквивалентный зазор, м;

P – давление газа, Па;

ρ_1^* – условная плотность газа, вычисленная при давлении газа на выходе из щели и температуре на входе;

ξ – коэффициент сопротивления на входе и выходе из канала;

λ – коэффициент трения;

b – ширина уплотняющей кромки, м.

Условный зазор при отсутствии экспериментальных исследований можно рассчитать по формуле [28]:

при наличии смазки в цилиндре компрессора:

$$\delta_{\text{усл.}i} = 20 \cdot D_{\text{ц}}. \quad (1.8)$$

при отсутствии смазки в цилиндре компрессора (без учета износа уплотнения):

$$\delta_{\text{усл.}i} = [2\delta / (p_{\text{вх}} / p_{\text{вых}})^{0,5}] \cdot (1 - \frac{b_k}{D_{\text{ц}}}) + (\frac{\Delta}{2\pi}) \cdot (1 - \frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{ц}}}), \quad (1.9)$$

где δ – технологический зазор, $(1 \div 3) \cdot 10^{-6}$, м;

$D_{\text{п}}, D_{\text{ц}}$ – фактические диаметры цилиндра и поршня, м;

b_k – радиальный размер уплотнительных колец, м;

Δ – зазор в замке колец в рабочем состоянии, м.

В проектировочных расчетах величину условного зазора можно рассчитать, используя выражение:

$$\delta_y \cong 0,9(R_{z1} + R_{z2})^{\frac{5}{6}} \quad (1.10)$$

где $R_{z1,z2}$ —параметры шероховатости рабочих контактных поверхностей, мкм.

В первом приближении можно принимать $R_{z1,z2} = 0,6 - 1,2$ мкм.

В работе [24] условный зазора в поршневом уплотнении рекомендуют принимать на основании экспериментальных данных: $\delta_{\Pi} = 5$ мкм.

В межкольцевом пространстве действует сила давления газа, которая стремится прижать уплотнительный элемент к поверхности цилиндра. Данной силе противодействует силы давления газа, протекающего в зазоре между контактирующими поверхностями. Распределение давления газа в зазоре между кольцом и цилиндром имеет вид:

$$p_{\text{ц}} = \sqrt{p_i^2 - (p_i^2 - p_{i+1}^2) \frac{x}{h}}, \quad (1.11)$$

где x — расчетный шаг сетки, м;

h — высота уплотнения, м.

Среднее давление газа в зазоре определяется по следующей формуле:

$$p_{i \text{ ср}} = \frac{\frac{2}{3} (p_i^3 - p_{i+1}^3)}{(p_i^2 - p_{i+1}^2)}, \quad (1.12)$$

В первом приближении для оценки величины давления газа, действующей в межкольцевом пространстве, можно воспользоваться экспериментальными данными для комплекта из трех колец приведенными в работе [32]: $P_1 = 0,75 \cdot P_{\text{ц}}$, $P_2 = 0,2 \cdot P_{\text{ц}}$, $P_3 = 0,075 \cdot P_{\text{ц}}$.

Результирующая нагрузка, действующая на уплотнительный элемент, с учетом фактической площади контакта и физико-механических характеристик материала примет вид:

$$W_i = \frac{A_{\text{н}} c \sigma_s (p_i - \frac{2}{3} \cdot \frac{p_i^3 - p_{i+1}^3}{p_i^2 - p_{i+1}^2})}{c \sigma_s - \frac{2}{3} \cdot \frac{p_i^3 - p_{i+1}^3}{p_i^2 - p_{i+1}^2}}, \quad (1.13)$$

где $A_{\text{н}}$ —номинальная площадь уплотнения, м²;

c —коэффициент упрочнения;

σ_s —предел текучести материала, Па.

В поршневых компрессорах механическое трение необходимо учитывать как при моделировании рабочего процесса, так и при моделировании внешних интегральных энергетических характеристик. Силы трения, действующие в уплотнительных узлах, работающих без смазки, достигают большого значения, поэтому их изучение заслуживает серьезного внимания. В первом законе термодинамики необходимо учитывать тепловыделения от работы сил трения, советские ученые Стефановский Б.С. и Милков В.А. убедительно показали, что теплота, выделяемая от трения поршневых колец, составляет 10-15 % от всей располагаемой теплоты [24]. Учитывая особенности работы поршневых уплотнений (работу при переменных давлениях и температурах) определение силы трения представляет большие трудности. В работах [28, 31, 31-35] расчет силы трения ведется при постоянном коэффициенте трения, мгновенное давление в цилиндре остается постоянным (отсутствуют утечки через клапаны и цилиндропоршневые уплотнения), масса и сила инерции поршневых колец, ввиду их малого значения, не принимается в расчет. Основное расчетное уравнение имеет следующий вид:

$$F_{\text{тр}} = \mu_{\text{тр}} \pi D_{\text{ц}} h \left[\frac{\beta(\bar{p}_{\text{ц}} - \bar{p}_k)}{2} + z p_y \right], \quad (1.14)$$

где $\mu_{\text{тр}}$ — коэффициент трения;

h — высота уплотнения, м;

β — коэффициент противодействия газа со стороны цилиндра;

$\bar{p}_{\text{ц}}$ — среднее индикаторное давление газа в цилиндре, Па;

$\bar{p}_k$ — среднее индикаторное давление газа за уплотнение, Па;

z — количество уплотнений, шт;

p_y — давление упругости материала, Па.

Средняя сила трения за весь цикл будет определяться средним перепадом давления за цикл, учитывая, что за один цикл поршень пройдет расстояние равное $2S$, получим:

$$F_{\text{тр}} = \mu_{\text{тр}} \pi D_{\text{ц}} h \left[\frac{(\bar{p}_{\text{ц}} - \bar{p}_k)}{2} + z p_y \right]. \quad (1.15)$$

Силу трения в поршневом уплотнении по данным [24] рекомендуется рассчитывать по следующей формуле:

$$P_{\text{тр.п.к}} = \mu_{\text{тр}} P_A = \mu_{\text{тр}} z \pi D_{\text{ц}} h p_{\text{п.к}}, \quad (1.16)$$

где P_A – общая нормальная сила в поршневом уплотнении, Па;

$p_{\text{п.к.}}$ – радиальное давление поршневых колец о зеркало цилиндра, Па.

В работе [28] работу сил трения для сопряжения «поршневое кольцо - цилиндр» определяют по следующей формуле:

$$F_{\text{тр}} = 2,15 \sqrt{\pi D_{\text{ц}} \mu C_{\text{п}} \cdot z \cdot \sqrt{H_y^2}}, \quad (1.17)$$

где H_y – нормальные усилия действия поршневых колец на стенку цилиндра за счет газовых и упругих сил, Н.

Известно, еще массу формул для определения силы трения поршневых колец о стенку цилиндра, основные из них представлены в литературе [31].

В современных математических моделях поршневых компрессоров, коэффициент трения считается постоянным, и может быть рассчитан по следующей формуле [28]:

$$f_{\text{тр}} = (0,15 \div 0,3) + (T_{\text{ст}} - 273) \cdot 10^{-3}, \quad (1.18)$$

где $T_{\text{ст}}$ – средняя температура стенки рабочей камеры, К.

Коэффициент трения также можно определить по методике Хоргена [24, 25] через безразмерный параметр:

$$\Phi = \frac{\mu_t c_m}{p_a h}, \quad (1.19)$$

где μ_t – динамическая вязкость масла при средней температуре масляной пленки, Па·с;

c_m – средняя скорость поршня, м/с;

p_a – среднее радиальное давление колец на зеркало цилиндра, Па;

h – осевая высота поршневого кольца, м.

Зная параметр Хоргена, находят коэффициент трения по уравнению или по графику, рисунок 1.20.

$$f_{\text{тр}} = b_0 + b_1 \Phi + b_2 \Phi^2, \quad (1.20)$$

где $b_0 = 0,138$;

$b_1 = 28,201$;

$b_2 = 3,81 \cdot 10^{-4}$.

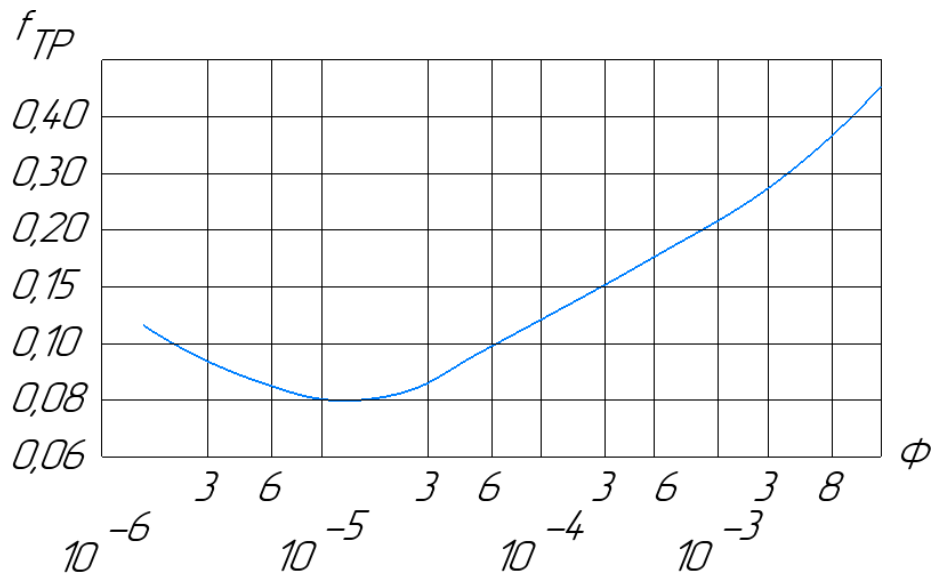


Рисунок 1.20 – Коэффициент трения по параметру Хоргена

Затраты мощности на преодоление механического трения равновеликие тепловыделениям от трения и можно представить в виде:

$$Q_{\text{тр}} = N_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}V, \quad (1.21)$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения, Н;

V — скорость скольжения поршня, м/с.

И. И. Гильманом было предложено уравнение для определения теплоты трения в манжетном уплотнении детандерной установки:

$$Q_{\text{тр.}N} = \frac{4b}{D_{\text{ц}}} \mu_{\text{тр}} \left(1 + \frac{2L_{\text{об}}}{L_{\text{инд}}}\right) N_i, \quad (1.22)$$

где b — высота манжеты, м;

$D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра, м;

$\mu_{\text{тр}}$ — коэффициент трения, манжеты о стенку цилиндра, м;

$L_{\text{об}}$ — работа обратного хода, м;

$L_{\text{инд}}$ — индикаторная работа одного цикла, Дж;

N_i — индикаторная мощность детандера, Вт.

В работе [16, 17] для определения теплоты трения предлагает следующую формулу:

$$Q_T = K_{Q_{\text{тр}}} N_{\text{тр}}, \quad (1.23)$$

где $K_{Q_{\text{тр}}}$ – безразмерный коэффициент, учитывающий какая часть теплоты трения подводится непосредственно к газу.

Среднюю скорость движения газа в зазоре приближенно определяют по формуле

$$\omega_{\text{экв.}} \approx \frac{\Delta P_{\text{пор.}} \delta_{\text{экв.}}^2}{12 \mu L_{\text{п}}}, \quad (1.24)$$

где $\Delta P_{\text{пор.}}$ – перепад давления по поршню, Па;

$\delta_{\text{экв.}}$ – эквивалентный зазор, м;

μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;

$L_{\text{п}}$ – длина поршня, м.

Для правильного и точного прогнозирования длительности работы цилиндропоршневого уплотнения необходимо иметь ряд эмпирических значений трибологических параметров пары трения – цилиндр-поршневое уплотнение, однако, имея данные об износостойкости материала, можно ориентировочно оценить средний износ по уплотнению.

В работах [75, 76, 77] представлены основные характеристики и уравнения износа. В технике, износ обычно характеризуется одной из следующих характеристик: линейной интенсивностью износа I_h , весовой I_g или энергетической I_w .

Высоту изношенного слоя, который приходится на единицу пути трения характеризует линейный износ:

$$I_h = \frac{V}{LA_a}, \quad (1.25)$$

где L – путь трения, м;

V – изношенный объем материала, м³;

A_a – номинальная площадь касания, м².

Весовая интенсивность износа характеризует вес вещества, который удаляется с единицы номинальной площади контакта за единицу пути трения:

$$I_g = \frac{g}{LA_a}, \quad (1.26)$$

где g – вес изношенного вещества, Н.

Объем изношенного материала, приходящегося на единицу работы силы трения, характеризуется энергетической интенсивностью изнашивания:

$$I_w = \frac{V}{W_F}, \quad (1.27)$$

где W_F – работа силы трения, Дж.

Учитывая давление и температуру при которых работают компрессора высокого давления, в первом приближении можно считать, что вид контакта носит пластический контакт, соответственно, интенсивность износа с учетом физико-механических свойств материала имеет вид:

$$I_h = \frac{\left(\frac{\sigma_s + 2\tau}{\sigma_s - 2\tau}\right)^{\frac{t}{2}}}{\delta^t (HB)^{1 + \frac{t+1}{2v}}}, \quad (1.28)$$

где σ_s – предел текучести, МПа;

t –показатель кривой усталости;

τ –удельная сила трения, Н/м²;

v –параметр кривой опорной поверхности;

HB – твердость по Бринеллю, МПа;

δ –разрывное удлинение, м.

Одним из основных уравнений, посредством которого в зарубежной практике рассчитываются величины линейного износа (Δb , мм) полимерных уплотнительных колец, является уравнение Арчарда. Данное уравнение позволяет учитывать и скорость скольжения (ϑ , м/с), и среднее нормальное контактное давление ($P_{к.ср}$, Па), и время работы сопряжения (τ , ч):

$$\Delta b = K \cdot \vartheta \cdot P_{к.ср} \cdot \tau, \quad (1.29)$$

где K – коэффициент изнашивания, определяется экспериментально и зависит от нагрузки, плотности материала и его твердости [78].

Анализ достаточно большого числа научных исследований износостойкости различных материалов в условиях граничного трения и трения без смазки показывает, что в общем случае скорость изнашивания может быть выражена эмпирической зависимостью вида:

$$I = k \cdot P_k^m \cdot v^n, \quad (1.30)$$

где k – коэффициент изнашивания, характеризующий материал пары и условия изнашивания;

m, n – эмпирические коэффициенты ($m=0,5 - 3$; $n=1$);

P_k – нормальное контактное давление;

v – скорость скольжения.

Профессором И. В. Крагельским была предложена расчетная формула для определения интенсивности износа элементов поршневого уплотнения:

$$I_h = \frac{\sqrt{v}}{2\sqrt{2}(v+1)} \cdot \left(\frac{2}{b}\right)^{\frac{1}{2v}} \cdot \sqrt{\frac{h_{max}}{R}} \cdot \frac{1}{n_f} \cdot \left(\frac{P_a}{HB}\right)^{\frac{2v+1}{2v}}, \quad (1.31)$$

где v, b – табличные параметры, зависящие от вида обработки поверхностей трения;

h_{max} – максимальная высота микронеровностей, мкм;

R – радиус вершины единичной неровности, мм;

n_f – число взаимодействий, приводящее к отделению материала с поверхности трения;

P_a – номинальное давление, Па;

HB – твердость по Бринеллю более мягкого из трущейся пары материала, МПа

Задаваясь величиной предельно допустимого радиального износа по методике, описанной в работе [16, 61] можно рассчитать длительность работы каждого кольца по отдельности и среднюю длительность работы поршневого кольца:

$$t_i = \frac{\Delta b}{3600n\Delta b_i} = \frac{2\pi\Delta b}{kV_i} \int_0^{2\pi} p_{ki}(\varphi) d\varphi; \quad (1.32)$$

$$t = \frac{\sum_{i=1}^z \left(\frac{2\pi\Delta b}{kV_i} \int_0^{2\pi} p_{ki}(\varphi) d\varphi \right)}{z} = \frac{2\pi\Delta b}{k} \sum_{i=1}^z V_i \int_0^{2\pi} p_{ki}(\varphi) d\varphi. \quad (1.33)$$

В источнике [25] для определения радиального износа поршневого кольца, предлагается метод пересчета по известному осредненному радиальному износу, формула имеет следующий вид:

$$I = \frac{I' n t_{\text{пк}}}{n' t'_{\text{пк}}}, \quad (1.34)$$

где I' — известный осредненный радиальный износ по комплекту уплотнения;

$n', t'_{\text{пк}}$ — частота вращения вала и температура поршневых колец, при которых была получена величина I' ;

$n, t_{\text{пк}}$ — пересчетные показатели частоты вращения вала и температуры поршневых колец.

Стоит отметить, что предложенная формула справедлива при изменении температуры колец в диапазоне от 100 до 200 °С и среднего перепада давления от 6,5 до 20 МПа.

На основании экспериментальных испытаний уплотнений судовых паровых машин, проводимых в Центральном научно-исследовательском институте речного флота (ЦНИИРФ) и в Ленинградском кораблестроительном институте (ЛКИ), Ф.Л. Юдицкий [16, 17] предложил формулу для определяли износа первого кольца (мм/ч):

$$\Delta r = \frac{0,00015 \Delta P^{1,1} \varepsilon f}{zk}, \quad (1.35)$$

где ΔP — перепа давления между полостями цилиндра;

k — показатель адиабаты;

z — число колец на поршне;

εf — коэффициент чистоты поверхности.

Коэффициент чистоты поверхности для 7–8-го класса чистоты (шлифованных) рекомендуется применять 1,0. Для 6–7-го класса (точенных) — 1,1–1,15.

Для второго кольца износ составит 0,55–0,60 Δr , для третьего — 0,25–0,30 Δr .

Фирма «Линде» предлагает эмпирическую формулу для расчета долговечности поршневых колец:

$$L = C \frac{QFT}{PC_k}, \quad (1.36)$$

где L — долговечность в час (срок службы);

C — эмпирический коэффициент;

Q — фактор качества;

F — фактор влажности;

T — радиальная толщина колец, мм;

P — давление, Па;

C_k — скорость поршня, м/с

Для расчета рабочих процессов малорасходной поршневой длинноходовой ступени используются следующие основные уравнения:

Уравнение сохранения энергии для тела с переменной массой имеет вид:

$$dU_i = dQ_i - dA_i \pm dE_{hi} \pm dE_{vci} \pm dE_{pi}, \quad (1.37)$$

где dU_i — Внутренняя энергия жидкости на i -ом номере очередного шага по времени, Дж

dQ_i — теплота, подведенная или отведенная от жидкости за время $d\tau$, Дж;

dA_i — механическая работа, совершаемая над жидкостью либо самой жидкостью за время $d\tau$, Дж;

dE_{hi} , dE_{vci} , dE_{pi} — полная энергия, вносимая в цилиндр соответственно через нагнетательные клапаны, всасывающие клапаны и неплотности в цилиндропоршневом уплотнении.

Давление сжимаемого газа на i — м шаге по времени находится:

$$P_i = \frac{\xi \cdot m_i \cdot R \cdot T_i}{V_i}, \quad (1.38)$$

где ξ — коэффициент сжимаемости газа;

R — газовая постоянная, Дж/К·кг;

m_i — масса газа в контрольной полости на i — м шаге по времени, кг;

V_i — объём газа на i — м временном слое, м³;

T_i – температура сжимаемого газа на i – м шаге по времени, К.

Температура сжимаемого газа:

$$T_i = \frac{U_i}{m_i c_v}, \quad (1.39)$$

где c_v – удельная теплоёмкость жидкости при постоянном объёме, Дж/К·кг.

Основываясь на, проведем обзоре методик расчета принимаем, что расчет износа будем вести по контролю изменению массы образца до и после испытаний, расчет массовых утечке будет производить по формуле (1.6).

1.3 Экспериментальные методы исследования износа цилиндропоршневой группы, утечек через него и рабочего процесса компрессорного оборудования

Для исследований и правильного выбора способа снижения износа цилиндропоршневого уплотнения компрессоров необходимо знать действительные величины износа трущихся пар, скорость изнашивания и интенсивность изнашивания.

В исследовательской практике известные методики измерения износа подразделяют на две большие группы: прямые и косвенные методы [79]. Методы, требующие разборки компрессора относятся к первой группе и ко второй - не требующие разборки компрессора.

Методы измерения износа должны отвечать на следующие требования, рисунок 1.21.



Рисунок 1.21 – Основные требования к методам измерения износа

Ниже, рассмотрим наиболее распространенные способы измерения износа, с точки зрения выполнения изложенных требований. К прямым методом измерения износа относятся методы контроля изменения геометрических размеров или массы трущихся деталей.

В практике, наиболее распространенный метод определения износа трущихся деталей машин при помощи специальных измерительных приборов называется - Микрометраж. Данный метод основан на измерении одних и тех же размеров пары трения до и после испытаний. Микрометраж часто используют если износ пары трения достаточно велик и пара трения не деформируется в процессе работы. Износ кольца определяется с помощью микрометра, износ цилиндра при помощи штихмасса (нутрометра). К достоинствам данного способа можно отнести относительную простоту измерения, к недостатку - длительное время работы сопряженной пары трения, которое необходимо для накопления достаточного износа. Метод микрометраж применим тогда, когда величина износа составляет около 10 мкм и более, возникающая после длительной работы в течении сотен часов, также, для проведения измерений необходимо производить разборку шатунно-поршневой группы. Точность метода по данным Д.С. Ясь [80] не превышает 5 мкм.

Дополнительно к микрометражу применяют взвешивание. Данным методом определяют износ пары трения, состоящей из мелких деталей, таких как: поршневые кольца, пальцы, вкладыши и т.д. Данный способ определения износа использовали в своих работах А. М. Александров [81], В. А. Сомов [82], К. И. Страхович и др. [83].

Метод искусственных баз основан в нанесении углублений заранее известной формы на поверхность детали. Геометрическая форма углублений должна обладать осью, нормальной к поверхности трения, вдоль которой отсчитывается местный линейный износ. Данный метод разработан М. М. Хрущовым и Е. С. Берковичем [84], в зависимости от технологии нанесения углублений данный метод подразделяется на метод лунок, рисок и отпечатков. Разность глубин лунок, канавок и рисок до и после испытаний на изнашивание, характеризует величину

линейного износа. Основные недостатки данного метода заключаются в отклонении формы углублений от истинной формы, большую трудоемкость нанесения искусственных баз, длительность испытаний, необходимость разборки компрессоров. К преимуществам относится высокая точность измерения износа $\pm 1-2$ мкм в разных местах поверхности детали.

Довольно редко для оценки износа деталей компрессорного оборудования применяют профилографирование поверхностей двумя способами:

- 1) определение величины износа, происходящей в пределах высоты начальных микронеровностей поверхности;
- 2) определение величины износа, происходящей в пределах больше, чем высота неровностей.

При использовании первого способа в разные моменты испытаний снимаются профилограммы с одного и того же микроучастка, во втором случае, износ измеряется от выбранной постоянной базы по двум профилограммам. К плюсам данного метода относится высокая точность (по сравнению с микрометражом), но данный метод, довольно, сложен, требует дорогостоящего оборудования и применим в ограниченном характере исследований.

Рассмотренные прямые методы оценки износа позволили выявить ряд существующих недостатков:

- 1) при проведении оценки пар трения на износ необходима периодическая разборка и сборка узлов;
- 2) на точно результатов измерения износа влияет целый ряд факторов (степень очистки деталей от смазки и загрязнений, температура, и точность измерительного инструмента и т.д.);
- 3) низкая чувствительность, необходимость проведения испытаний в течении сотен часов.

При изучении износа трущихся пар в процессе непрерывной циркуляции смазки применяют косвенные методы, которые за последние годы получили широкое развитие и распространение в многочисленных исследованиях. Основные преимущества косвенных методов являются:

- 1) высокая чувствительность;
- 2) отсутствие необходимости в остановке компрессорного агрегата и разборке трущихся элементов для проведения измерений, что позволяет наблюдать за динамикой изнашивания.

Стоит отметить, что на данный момент существует целый ряд косвенных методов по определению степени износа трущихся пар. Так как для оценки износа косвенным методом, в той или иной степени, используется смазка, которая отсутствует в рассматриваемой тихоходной длинноходовой ступени, то рассмотрим основные, наиболее, распространенные методы.

Известна методика определения износа трущихся пар по расходу рабочей среды используя законы движения газов и жидкостей через щели [86]. Обширные исследования по определению износа трущихся пар были проведены Ф.Я. Загавура [87] используя метод измерения перепада давления рабочей среды в заданном объеме за определенный промежуток времени. Основными достоинствами данного метода можно выделить возможность замера износа без разборки компрессорной установки, а также дешевизна приборов. Недостаток - невозможность локального определения износа. На промышленных предприятиях износ в режиме обкатки определяют по показателям механических потерь [88, 89], для этого необходимо определить коэффициент трения, время разгона машина до номинального числа оборотов и потребляемую мощность электродвигателя. Данный способ является простым, но обеспечивает низкую точность измерений.

Одним из, достаточно, новых способ определения износа является акустический метод. Анализируя уровень шума и его спектр можно дать заключение о состоянии ЦПГ компрессора. Основное достоинство данного метода - возможность контроля износа трущихся пар в рабочих условиях. Более подробно косвенные методы описаны в следующих работах: калориметрический метод описан в работе [90, 91], зарубежный метод феррографии [92], разновидности метода радиоактивных изотопов описаны в работах [93, 94], метод спектрального анализа [95].

Средства измерения, используемые в ходе экспериментальных исследований

В ходе экспериментальных исследований были получены данные об изменении температуры сжимаемого газа, изменение его давления в рабочей камере, температуре стенок рабочей камеры, массовом износе материала, расходе газа и силе трения.

Для снятия данных характеристик были использованы следующие датчики.

Измерение температуры твердых тел

Температуру поверхности в ходе испытаний материалов на износ была измерена при помощи бесконтактного инфракрасного датчика температуры MLX90614, общий вид которого представлен на рисунке 1.22.

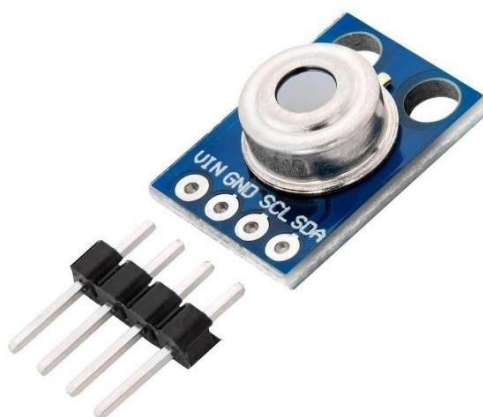


Рисунок 1.22 – Бесконтактный инфракрасный датчик температуры MLX90614

К основным особенностям инфракрасного датчика температуры MLX90614 относится:

- 1) разрешение измерения – 0,02 °C;
- 2) небольшой размер и низкая стоимость, заводская калибровка в широком диапазоне температур (от -40 до +125 °C для температур окружающей среды и от минус 70 до 380 °C для температуры объекта);

3) Доступно в версиях 3 В и 5 В;

4) Высокая точность $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ в широком диапазоне температур.

Погрешность измерения температуры определяется согласно рисунку 1.23 в зависимости от температуры окружающей среды (T_a) и температуры измеряемого объекта (T_o).

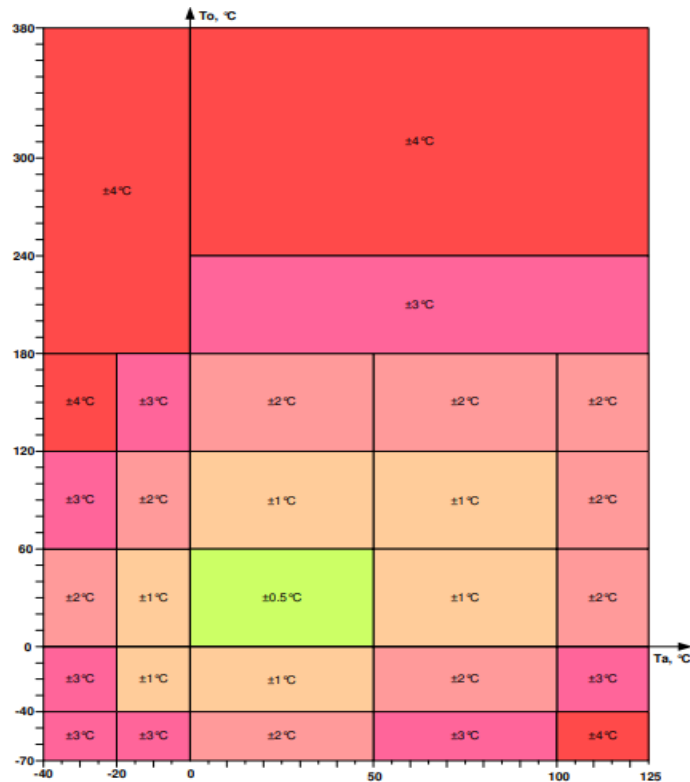


Рисунок 1.23 – К определению погрешности датчика температуры

Температуру стенок цилиндра измеряли при помощи широко распространенного и простого компонента – термопары.

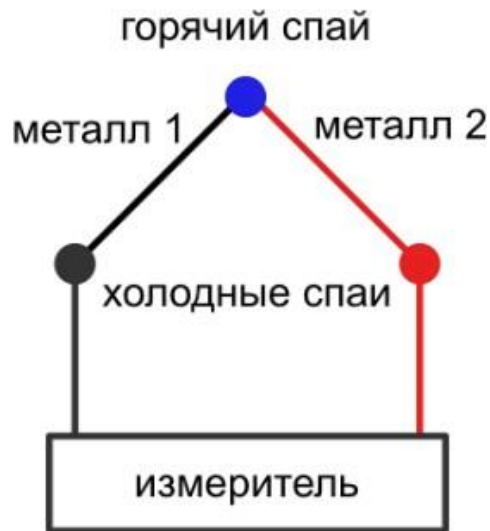


Рисунок 1.24 – Термопара

Термопара, показанная на рисунке 1.24, состоит из двух проводников разнородных металлов, соединённых вместе на одном конце, называемом измерительным («горячим») спаем. Рабочая точка спая помещается в среду, температуру которой необходимо измерить, при этом на концах металлических проволок возникает электродвижущая сила (ЭДС). Далее ЭДС необходимо усилить, очистить от помех и влияния холодных спаев, распознать и привести в числовой вид.

Измерение давления сжимаемого газа

Для измерения избыточного давления сжимаемого газа применялся температурно-компенсированный тензопреобразователь серии D 16-T (рисунок 1.25).

Основными требованиями к датчикам давления при проведении лабораторных испытаний являлись устойчивость, прочность к механическим воздействиям, высокое качество и хорошую. Воспроизводимость выходных параметров.



Рисунок 1.25 – Датчик давления серии D16-T

Чувствительным элементом тензопреобразователя является двухслойная сапфиро-титановая мембрана с монокристаллическими кремниевыми тензорезисторами. Монокристаллическая сапфировая мембрана является идеальным упругим элементом и в соединении с титаном приобретает лидирующее качество по уровню деформации, сохраняет упругие свойства до +400 °С. Основные характеристики датчика давления приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Характеристики применяемых тензопреобразователей давления серии D16-T

Показатель	Значение
Диапазон рабочих давлений, (МПа)	0 - 16,0
Диапазон рабочих температур, °С	–50... +80
Напряжение питания, В	12
Ток питания, мА	1,5 ± 0,3
Сопротивление моста, кОм	4,0–4,85
Диапазон изменения выходного сигнала, мВ (мин...макс)	220...440
Нелинейность выходного сигнала, %	0,15
Вариация выходного сигнала, %	0,1
Изменение выходного сигнала, после воздействия перегрузки для начального сигнала и диапазона, %	0,15

Изменение нулевого сигнала, мВ/10 °С	0,3
Изменение выходного сигнала, %	<0,3
Материал корпуса	Титановый сплав, ВТ-9
Материал мембраны	
Давление продавливания (разгерметизации), МПа	32
Среднее время наработки на отказ тензопреобразователя должно быть не менее, ч.	400 000

Измерение расхода

Массовый расход сжимаемой среды измеряли при помощи термокомпенсированного микромостового датчика массового расхода воздуха серии AWM700 (рисунок 1.26), который обеспечивает измерение расхода в линии с помощью специального разработанного корпуса байпасного потока. Датчик расхода AWM700 измеряет расход до 200 л/мин.



Рисунок 1.26 – Общий вид датчика расхода AWM700

AWM700 имеет время отклика 6 миллисекунд, требует питания 10 В постоянного тока. Компактная пластиковая упаковка выдерживает избыточное

давление до 10 МПа без ущерба для производительности. Паспортная характеристика зависимости выходного напряжения от расхода среды представлена на рисунке 1.27.

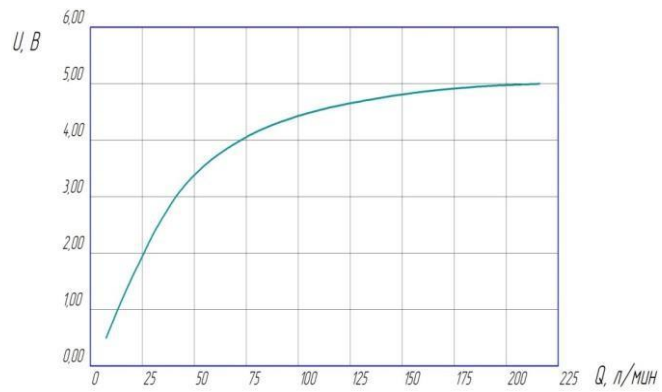


Рисунок 1.27 – Зависимости выходного напряжения от расхода среды

2 Обобщенная математическая модель расчета рабочих процессов бессмазочных тихоходных длинноходововых компрессорных ступеней

Математическое моделирование – это замещение оригинала цифровой моделью с целью исследования свойств оригинала на данной модели. При математическом моделировании используется поэтапное рассмотрение рабочего процесса с вычислением всех необходимых параметров в контрольных объемах. Особенностью математического моделирования рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней заключается в непрерывном определении всех параметров состояния рабочего тела в контрольных объемах, а также динамики движения основных и вспомогательных механизмов, задействованных в сжатие и транспортировке рабочего тела.

Разработанные в настоящее время методики и модели расчета рабочих процессов поршневых компрессорных машин [96-113] ограничены в области их применения. В основном, это связывают с тем, что в расчетные уравнения, описывающие физические процессы введены эмпирические зависимости, которые были получены для конкретных агрегатов или для конкретных режимных параметров.

Объектом исследования в данной работе являются манжетные цилиндропоршневые уплотнения в составе тихоходной длинноходовой ступени, время рабочего цикла которой в 100 раз меньше аналогичных быстроходных аналогов, а перепад давления в одной ступени сжатия может составлять до 12 МПа. В связи с длительностью рабочего цикла и большим перепадом давления в одной ступени, утечки, возникающие в зазоре цилиндропоршневого уплотнения, оказывают ключевое влияние на параметры рабочего процесса и энергетические показатели. Благодаря проведенным экспериментальным исследованиям ранее разработанная математическая модель расчета рабочих процессов тихоходной длинноходовой ступени [111-119] была дополнена уравнениями, позволяющими уточнить рабочие и энергетические параметры ступени: уравнением расчета элементарной работы трения в цилиндропоршневом уплотнении, уравнением

расчета количества теплоты выделяемой при трении, уравнением расчета приращения мертвого объема при выходе уплотнения из строя, уравнением расчета износа, уравнением расчета параметров газа в поршневом уплотнении с дроссельной втулкой.

Ранее разработанная модель рабочих процессов тихоходной длинноходовой ступени, работающей без смазки основана на системе основных уравнений [112-133] и изложена в следующих работах [111-119].

В первой части, в программной среде ANSYS выполняется расчет перепада давления на каждом уплотнении, уточняется коэффициент противодействия β , определяется нагрузка, действующая на каждое уплотнение, зная нагрузку и экспериментально полученный радиальный износ уплотнения, по методике описанной в пункте 2.3, определяется длительность работы каждого уплотнения, по мере выхода каждого уплотнения из строя пересчитывается приращение мертвого объема.

Во второй части, реализованной в программе PASCAL, моделируется рабочий процесс поршневой ступени с учетом дополнительно введенных уравнений.

2.1 Модель расчета цилиндропоршневого уплотнения в программном комплексе ANSYS

2.1.1 Модель расчет толщины стенки лепестка манжетного цилиндропоршневого уплотнения

Одной из проблем при проектировании манжетных цилиндропоршневых уплотнений является выбор толщины стенки лепестка. Толщина стенки лепестка манжетного уплотнения должна одновременно выполнять несколько задач: обеспечивать требуемую длительность работы, обеспечивать основное условие герметичности (см. формулу 2.1) удовлетворять условиям прочности, быть технологически выполнимой. При недостаточной толщине лепестка манжеты может произойти ее разрушение от давления газа, при этом, контактное давление будет излишне большим, что приведет к стремительному износу уплотнения. В

процессе механической обработки могут возникнуть трещины и расслоение материала.

$$1,01 \leq \frac{p_r}{p} \leq 1,08 \quad (2.1)$$

где p_r — контактное давление, Па;

p — давление рабочей среды, Па.

При избыточной толщине лепестка, будет полностью удовлетворено условие прочности, легче технологически изготовить, но основное условие герметичности не будет выполняться (уплотнение становится чрезвычайно жестким и сложнее поддается деформациям). Поэтому, при проектировании манжетного цилиндропоршневого уплотнения необходимо выбрать такую толщину стенки, которая будет удовлетворят всем основным требованиям.

Следующей проблемой при выборе толщины стенки лепестка манжетного уплотнения является, то, что в тематической литературе [129-133] формулы для расчета не подходят. В большинстве случаев, толщина стенки лепестка рассчитывается исходя из допускаемых напряжений материала, то есть, определяется минимальная толщина стенки. Так, например, при использовании расчетной формулы, рекомендованной в литературе [130], минимальная радиальная толщина лепестка значительно завышена и приводит к практически полной утрате эластичности материала.

$$p < \frac{t\sigma_{\text{пр}}}{fl_x} \quad (2.2)$$

где t — толщина стенки лепестка, мм;

$\sigma_{\text{пр}}$ — предел прочности материала, МПа;

f — коэффициент трения;

l_x — расстояние от запирающей кромки до рассматриваемого сечения, м.

В источниках [32, 134-136] радиальная толщина выбирается исходя из условия обеспечения требуемого удельного давления, создаваемого уплотнением на стенки цилиндра. Расчетные зависимости имеют вид:

$$t = 0,04D_{\text{нар}} + 1 \quad (2.3)$$

$$\frac{D}{t} = 16 \div 24 \quad (2.4)$$

$$t = \frac{1}{27} \div \frac{1}{37} \quad (2.5)$$

$$t = \frac{1}{20} \div \frac{1}{30} \quad (2.6)$$

$$t = (1 \div 1,5) \sqrt{D_H} \quad (2.7)$$

Анализ приведенных уравнений показал, что их использование полностью не раскрывает ресурсный потенциал уплотнения. Исходя из всего вышесказанного, для манжетных цилиндропоршневых уплотнений необходимо разработать собственную методику по расчету толщины стенки лепестка.

Минимальная толщина стенки лепестка манжетного уплотнения до давления в рабочей камеры 8 МПа ограничена исключительно технологией изготовления уплотнения для всех марок материала. Минимальную толщину стенки не рекомендуется изготавливать меньше 0,4 мм несмотря на то, что условия прочности будут выполняются и при меньшей толщине. Дальнейшее уменьшение толщины стенки может привести к возникновению трещин и расслоению материала в процессе механической обработки, как это. Минимальная толщина стенки манжетного уплотнения свыше 8 МПа определялась на основе программного комплекса ANSYS Workbench Mechanical (ПК ANSYS WM). В зависимости от давления в цилиндре Рц постепенно увеличивали радиальную толщину лепестка, до тех пор, пока запас прочности не удовлетворял требованиям $n \geq 1,1$ [137, 138]. Общая расчетная схема представлена на рисунке 2.1.

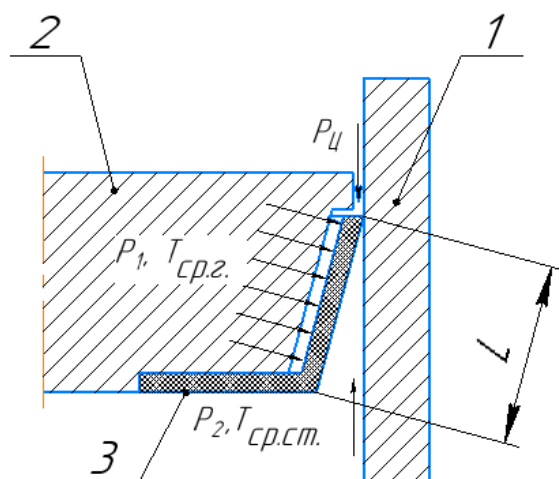


Рисунок 2.1 – Расчетная схема

1 – цилиндр, 2 – посадочная шайба, 3 – манжетное уплотнение

$P_{\text{ц}}$ - максимальное давление в цилиндре, МПа, P_1 – давление в зазоре,
 P_2 – давление после уплотнения, $T_{\text{ср.г.}}$ -средняя температура газа, $T_{\text{ср.ст.}}$ -средняя температура стенки

Давление $P_{\text{ц}}$ задается на основании максимально возможного давления в цилиндре (давление нагнетания), давление $P_1 = 0,75 \cdot P_{\text{ц}} + 40000$ (среднее давление лепесткового экспандера), $P_2 = 0,2 \cdot P_{\text{ц}}$ [24]. Сетка конечных элементов генерировалась стандартным способом во вкладке Mesh Sizing. Сетка выполнена преимущественно из 10-ти узлового тетраэдра, размер ребра тетраэдра варьировался от 0,1 до 0,4 мм, сгенерированная сетка представлена на рисунке 2.2. Сопряжение и соединения между деталями моделировалось путем назначения контактов между ними (Connections - Contacts). Соединение посадочной шайбы с манжетным уплотнением моделировалось путем задания неразрывного контакта – Bonded – Solid To Solid. Подвижный контакт между зеркалом цилиндра и лепестком манжетного уплотнения задан граничным условием Frictional (коэффициент статического трения $f=0,2$). Жесткая заделка моделировалась командой Fixed Support.

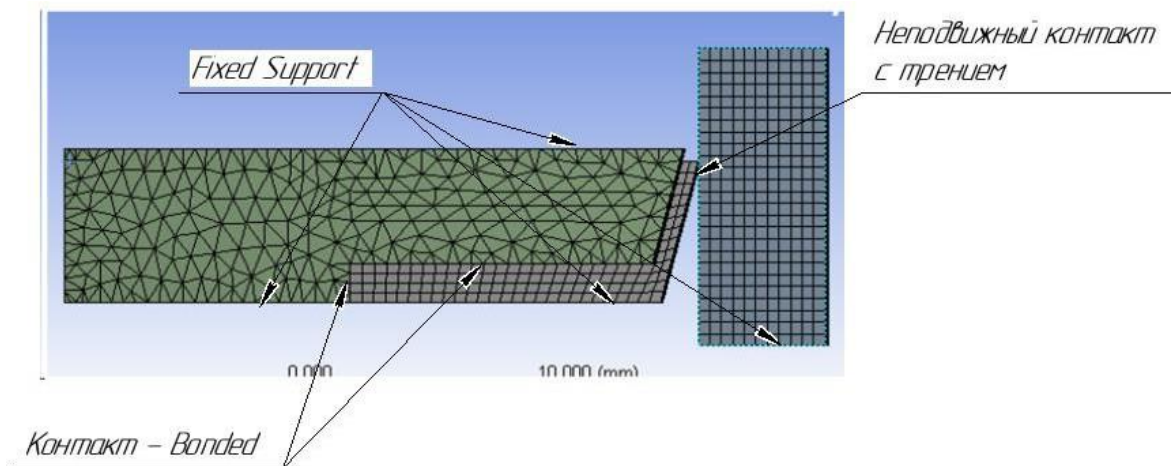


Рисунок 2.2 – Сетка конечных расчетных элементов

Для моделирования основных физико-механических свойств композиционных материалов на основе фторполимеров в Engineering Data Sources необходимо создать собственный материал. Основываясь на литературные источники, следует задать следующие основные свойства: плотность, коэффициент теплового расширения, модуль Юнга, коэффициент Пуансона, предел прочности на растяжение и сжатие.

Для учета влияния осредненной температуры в рабочей камеры на деформацию манжетного уплотнения, в расчетной модели предусмотрено предварительное решение задачи в стандартном модуле Steady-State Thermal (рисунок 2.3).

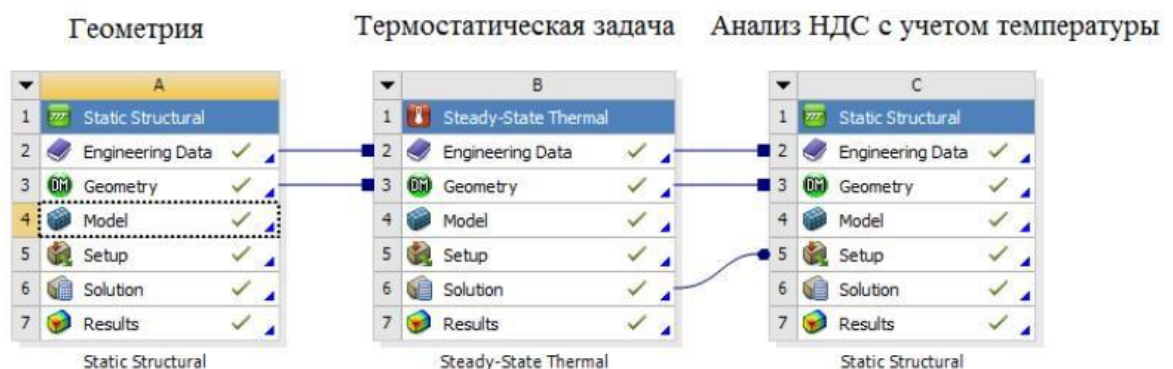


Рисунок 2.3 – Схема проекта совмещенного расчета

Полученные температурные деформации передаются в модуль Static Structural, в котором дополнительно учитываются деформации от давления рабочей среды. Полученная эпюра запаса прочности показан на рисунке 2.4.

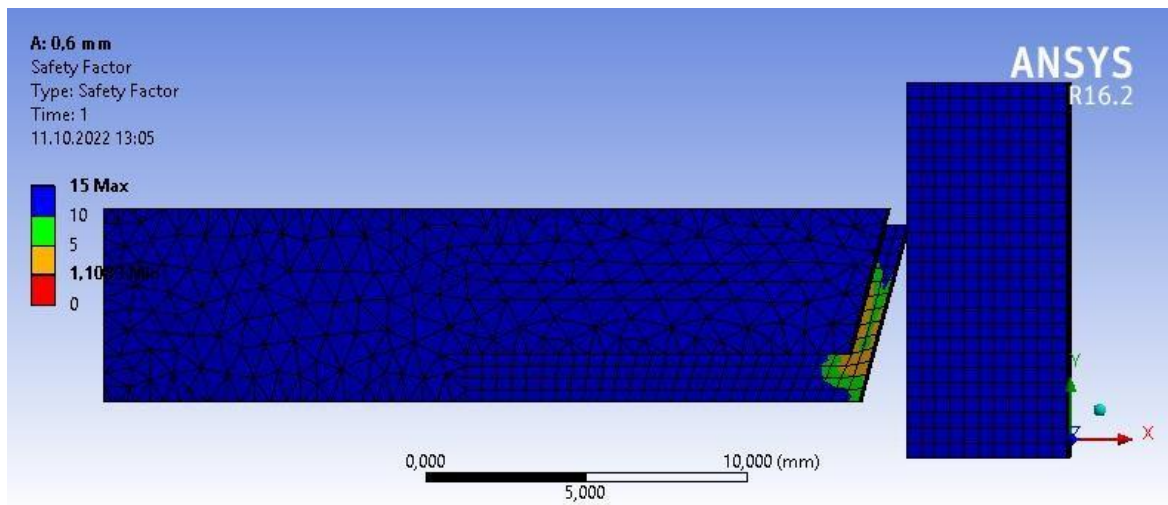


Рисунок 2.4 – Эпюра запаса прочности

Максимальная толщина стенки находится исходя из того, что уплотняющий элемент под действием давления рабочей среды не должен отходить от деталей уплотняемого соединения. При увеличении рабочего давления должно увеличиваться и поджатие уплотняющего элемента. Иными словами, должно выполняться условие герметичность (см. формулу 2.1). Общая расчетная схема представлена на рисунке 2.1. Постепенно увеличивая радиальную толщину манжетного уплотнения оценивали величину контактного давления. На рисунке 2.5 представлена величина контактного давления при радиальной толщине 0,6 мм. Величина контактного давления, больше, чем максимальное давление P_c (среднее значение контактного давления составляет $\approx 12,5$ МПа, при давлении $P_c = 10$ МПа) соответственно, условие герметичности выполняется.

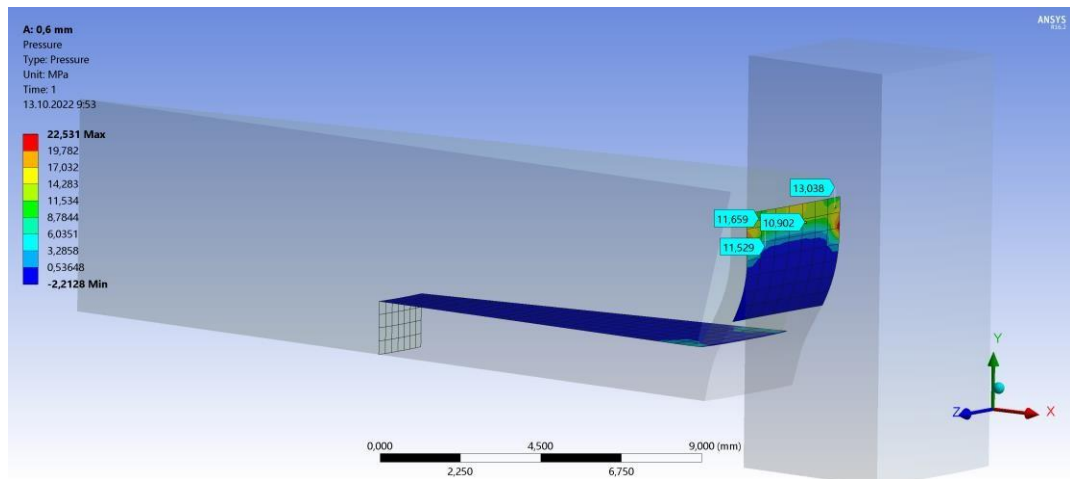


Рисунок 2.5 – Величина контактного давления при толщине лепестка 0,6 мм

При увеличении толщины лепестка до 4,5 мм, (рисунок 2.6) величина контактного давления, меньше, чем максимальное давление P_c (среднее значение контактного давления составляет ≈ 5 МПа, при давлении $P_c = 10$ МПа) соответственно, условие герметичности не выполняется.

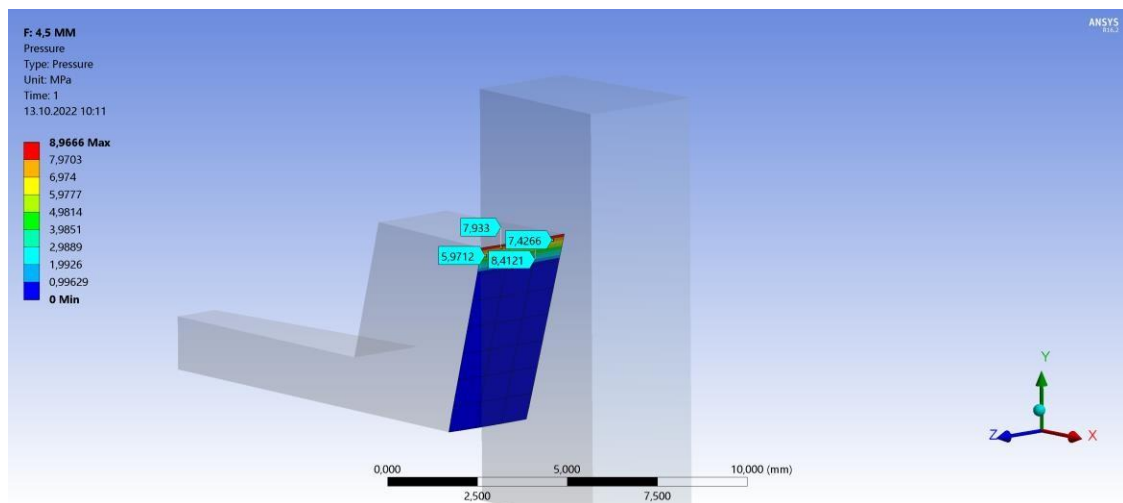


Рисунок 2.6 – Величина контактного давления при толщине лепестка 4,5 мм

2.1.2 Математическая модель течения газа в щелевом зазоре между манжетным уплотнением и цилиндром в стационарной постановке

В машинах объемного действия таких как поршневые компрессоры, из-за шероховатости поверхностей уплотнения и стенки цилиндра, всегда имеется некий радиальный зазор δ . Через него движется газ, перетекающий из одной

полости в другую. Величина данного зазора варьируется в зависимости от типа применяемого уплотнения. При применении контактного типа уплотнения, зазор находится в диапазоне 1-10 мкм, при применении бесконтактного (щелевого уплотнения) зазор находится в диапазоне 20-120 мкм [32, 130, 133]. Даже при невысоком уплотнении ($h_y=5-15$ мм), но достаточно большом их количестве, канал, образуемый кольцевой щелью, оказывается, довольно, протяженным. Движение газа по кольцевой щели сопровождается подводом и отводом теплоты, а также трением. Это дает основание исследовать его методами газовой динамики. В известных методиках расчета [32, 130, 134], принимается, что кольцевая щель образуется двумя соосными цилиндрическими поверхностями с одинаковым зазором вдоль всей щели. Расчетная схема может рассматриваться как движение газа под давлением через плоскую щель образованную неподвижными (рисунок 2.7а) и подвижными стенками (б).

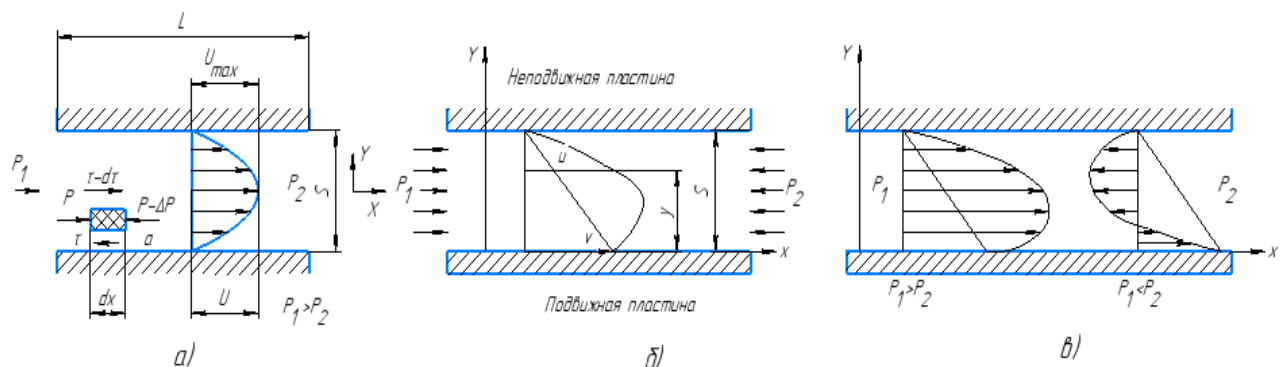


Рисунок 2.7 – Расчетные схемы течения жидкости под давлением через плоскую щель

Течение газа в подобных (капиллярных) щелях подчиняется общим законам гидравлики. При размерах щели до 10-15 мкм и давлении (>20 МПа) течение газа носит ламинарный характер. Критическое число Рейнольдса, при превышении которого нарушается ламинарность потока, обычно соответствует значениям $Re=1000 \div 1200$.

Скорость течения газа под действием перепада давления для неподвижных стенок (рисунок 2.7а) определяется по формуле:

$$V_x = \frac{1}{24} \frac{\Delta P}{l} \left[\frac{\delta^2}{2} - y^2 \right] \quad (2.8)$$

Когда одна поверхность движется со скоростью V_0 относительно другой неподвижной стенки (рисунок 2.7б), то скорость течения газа определяется по формуле:

$$V_x = \frac{1}{24} \frac{\Delta P}{l} \left[\frac{\delta^2}{2} - y^2 \right] \pm \left[\frac{v_0[0,5\delta - y]}{\delta} \right] \quad (2.9)$$

Объемный расход рабочей среды в единицу времени с учетом движения цилиндра (поршня) определяется по формуле:

$$Q = \frac{\pi d \Delta P \delta^3}{12 \mu l} \pm \frac{v_0 \pi d \delta}{2} \quad (2.10)$$

Перепад давления в свою очередь определяется как:

$$\Delta P = \frac{12 \mu l u_{\text{ср}}}{s^2} \quad (2.11)$$

Величина коэффициента гидравлического сопротивления для концентрической щели при ламинарном режиме выразится уравнением:

$$\lambda = \frac{24}{Re} \quad (2.12)$$

Для решения задач, связанных с течением газа в щелевом зазоре между цилиндропоршневым уплотнением и стенкой цилиндра, была разработана математическая модель в программной среде ANSYS CFX [139]. Разработанная математическая модель в зависимости от величины концентрической щели, позволяет определить основные параметры газа, такие как: массовый расход, перепад давления, скорость газа. При решении подобных задач рассматривается весь цилиндр, в котором поршень находится в верхней мертвой точке (ВМТ), где давление газа и температура - максимальны. Движение поршня в поставленной задаче не учитывается, то есть задача решается в стационарной постановке.

В программной среде Компас-3D, SOLIDWORKS или другой аналогичной программе необходимо выделить область течения газа с учетом основных геометрических размеров цилиндропоршневого уплотнения и самого цилиндра. На входе (начало цилиндра) задается максимальное давление P_n и средняя

температура газа T . На выходе (конец цилиндра) задается атмосферное давления $P_{\text{атм}}$ и средняя температура газа T . При рассмотрении движения газа вдоль концентрической щели принимаем, что щель имеет эквивалентный зазор по всей длине, эквивалентный зазор задается по результатам эксперимента, либо, в первом приближении можно воспользоваться расчетными формулами см. главу 1). В процессе решения задачи теплообмен газа со стенками цилиндра не учитывался, то течение газа считалось изоэнергетичным $T_{\text{к}}=T_{\text{н}}$. Для определения перепада давления, действующего на уплотнение, в расчетной схеме было дополнительно создано 7 плоскостей именуемые P_2 , P_3 и т.д. Так как, решаемая задача полностью симметрична, с целью экономия мощностей компьютера принимался расчетный сегмент в $0,5^\circ$. Разработанная математическая модель является универсальной, подходит для расчета как поршневых колец, так и манжетных уплотнений. Общий вид расчетной схемы для наборного поршня с манжетными уплотнениями представлен на рисунок 2.8.

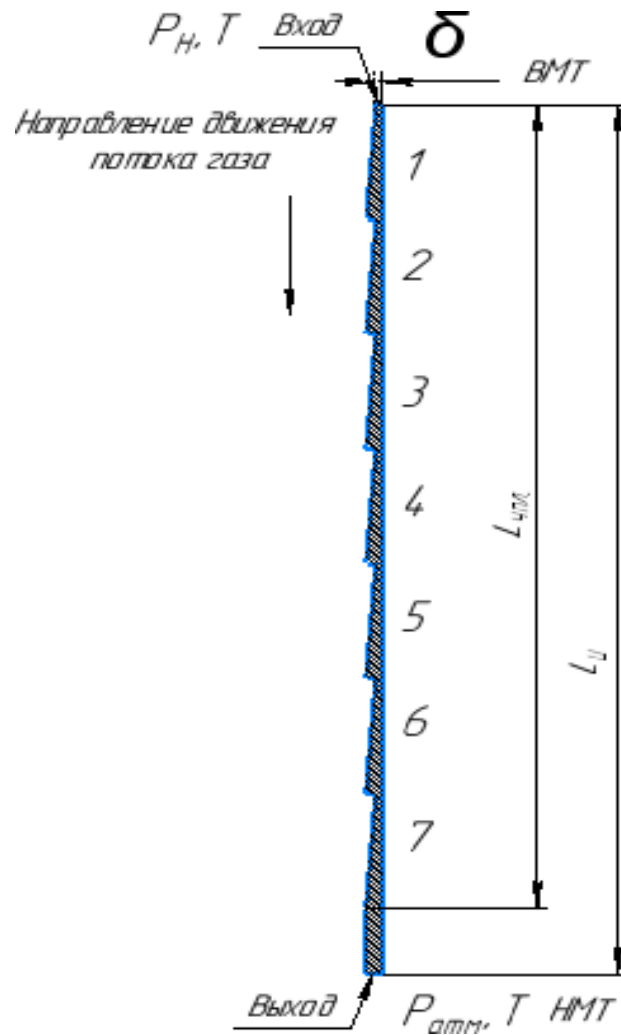


Рисунок 2.8 – Общий вид расчетной сетки

Сеточная модель настраивается следующим образом, используется метод Proximity количество расчетных ячеек в зазоре - 4 шт., минимальный размер расчетной ячейки в зазоре - $6 \cdot 10^{-4}$ мм, максимальный - $5 \cdot 10^{-2}$ мм, для «протяжки» сетки использовался метод - Sweep Method, расчетная ячейка в пограничном слое составляла - $1,2 \cdot 10^{-3}$ мм, общее количество расчетных ячеек составляет - 186 тыс., общий вид сеточной модели в зазоре представлен на рисунке 2.9.

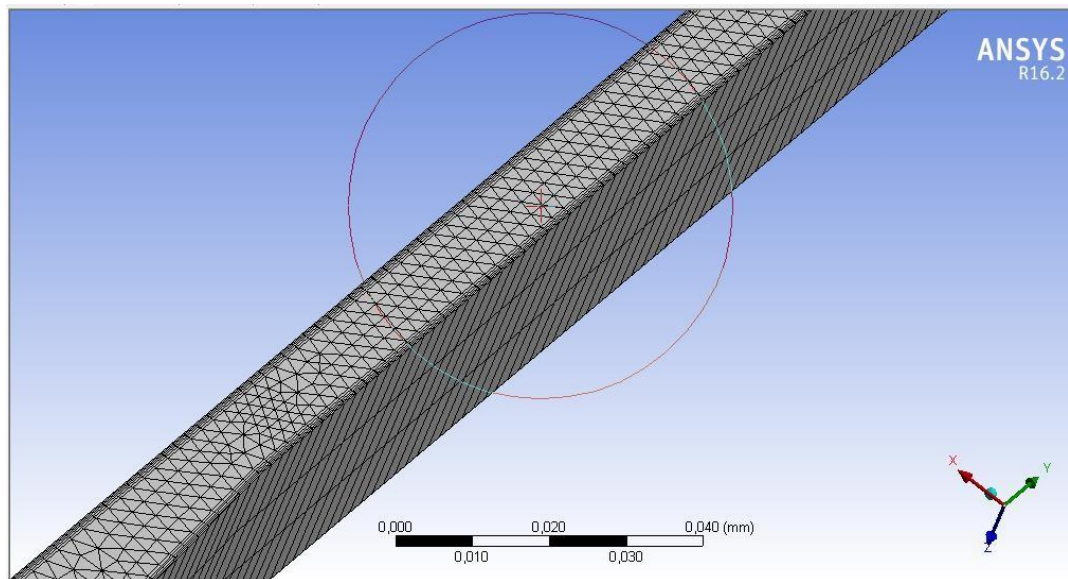


Рисунок 2.9 – Общий вид сеточной модели

В настройках граничных условий в Default Domain необходимо задать Material - Air Ideal Gas, и в Option - Total Energy, чтобы учесть изменение плотности газа от давления, ламинарное течение рабочей среды правильно и качество описывается при помощи модели турбулентности – None (Laminar). Граничное условие на входе задавалось - Opening, граничное условие на выходе – Opening, давление 1 бар. Так как в расчет принимался сегмент - $0,5^\circ$, то в Interfaces необходимо задать циклическую симметрию по соответствующей оси, в нашем случае, ось Y. Для облегчения расчета на ранних этапах, необходимо задать начальные условия распределения скоростей, $W = -10$ м/с (поток движется сверху вниз). На остальных поверхностях граничное условие – адиабатическая стенка без проскальзывания. Граничные условия представлены на рисунок 2.10.

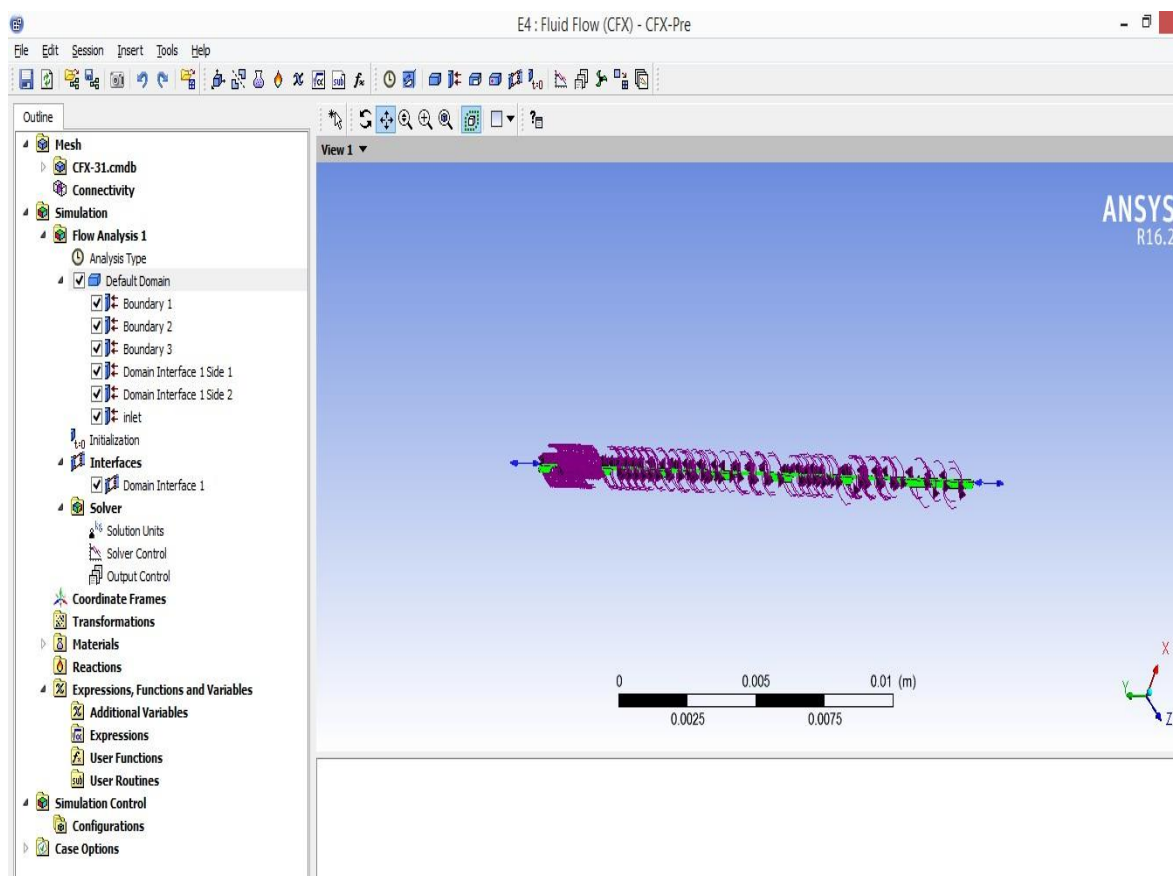


Рисунок 2.10 – Граничные условия

Поставленная задача сходится за 1300-1500 итерации (рисунок 2.11), сходимость модели считается достигнутой при выполнении следующих условий [96, 100]:

- 1) снижение среднеквадратичных невязок (RMS - Root Mean Square) по всем узлам расчетной модели ниже границы $1\text{E-}04$ (хорошая сходимость), $1\text{E-}05$ (отличная сходимость);
- 2) дисбаланс (Imbalance) входящего и выходящего потока не более 0,05 %;
- 3) максимальная невязка по домену (MAX) – это максимальная ошибка численного решения в данном расчетном домене. Сошедшимся решением считается модель, если MAX невязки $\leq 1\text{E-}3$;
- 4) контрольные точки мониторинга ключевых интегральных параметров модели: степень повышения давления, КПД, абсолютное конечное давление и т.д, не меняются в течении десятков итерации.

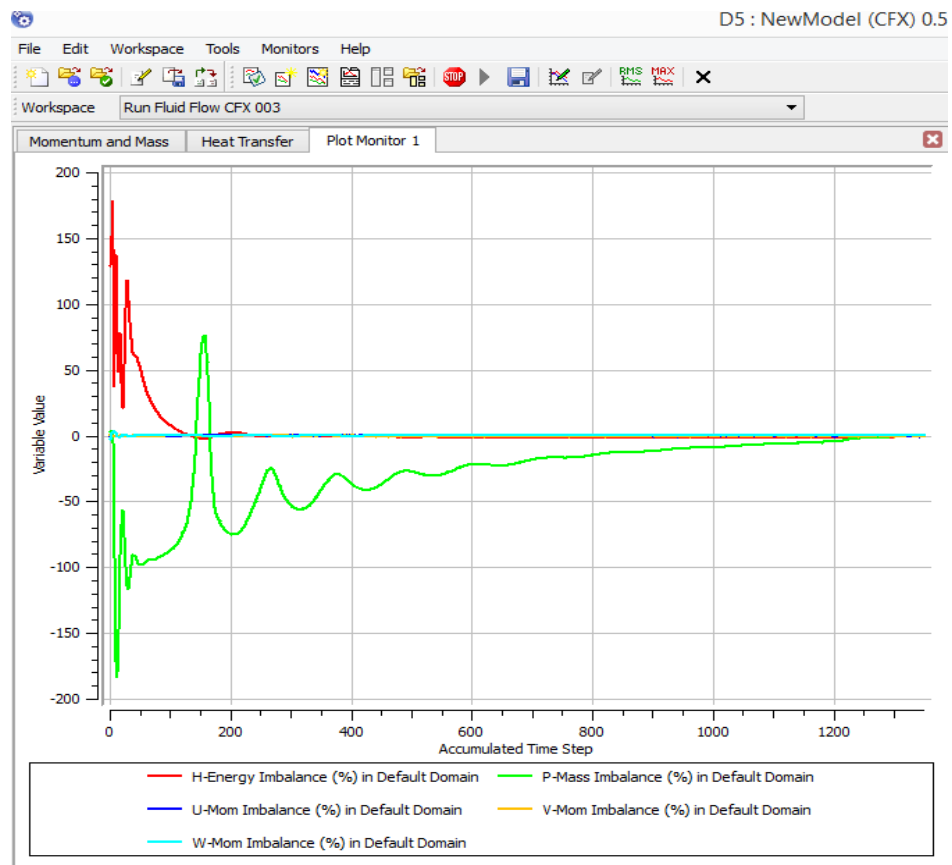


Рисунок 2.11 – Кривые массовых дисбалансов

В результате численного моделирования, получаем следующие результаты – результаты по распределению давления газа в зазоре, изменению плотности газа, массовому расходу и эпюрам скорости.

Для отображения полученных результатов в виде конкурвов необходимо перейти во вкладку Results и создать плоскость симметрии. На рисунке 2.12 в качестве примера представлено распределение давления газа в зазоре, при максимальном давлении нагнетания $P_H=3$ МПа.

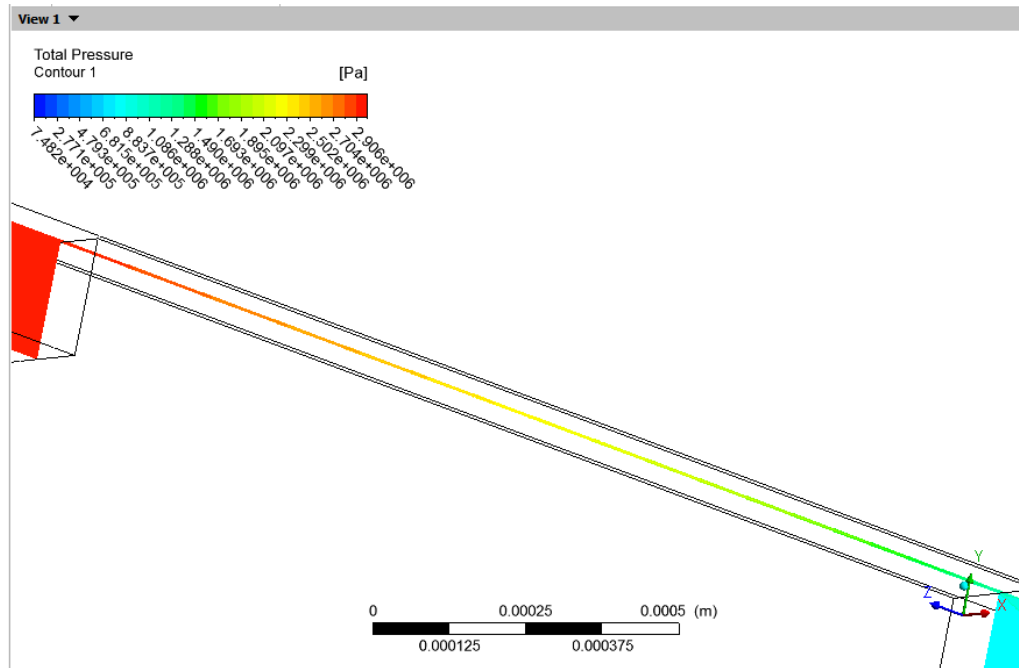


Рисунок 2.12 – Распределение давления газа в зазоре

Анализируя полученные результаты численного моделирования по распределению давления газа в зазоре, можно сказать, что первое манжетное уплотнение воспринимает основную нагрузку, в среднем до 80-85 %, в то время как поршневое кольцо воспринимает, по разным источникам от 50 % до 70 %, рисунок 2.13. На рисунке 2.14 представлена эпюра скорости в зазоре.

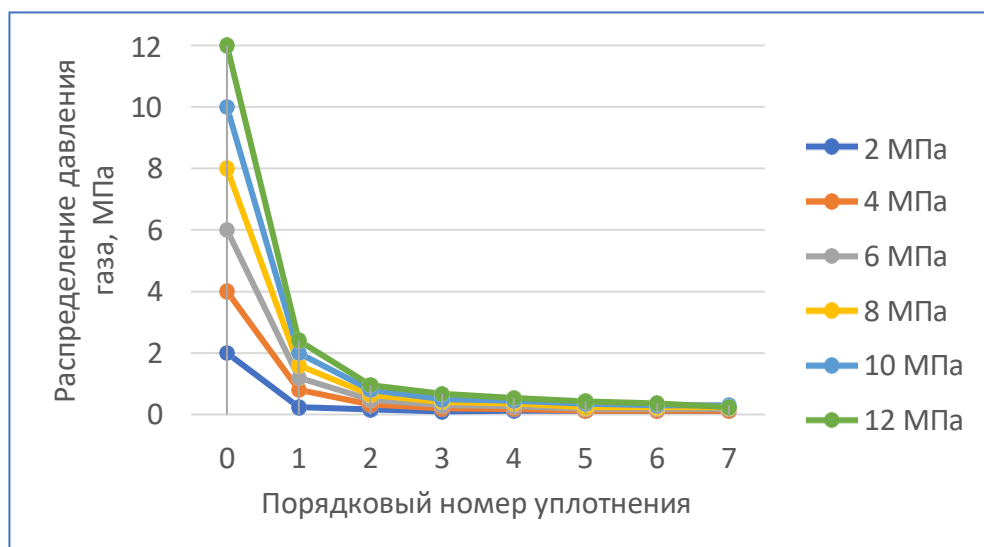


Рисунок 2.13 – Кривые падения давления в зазоре

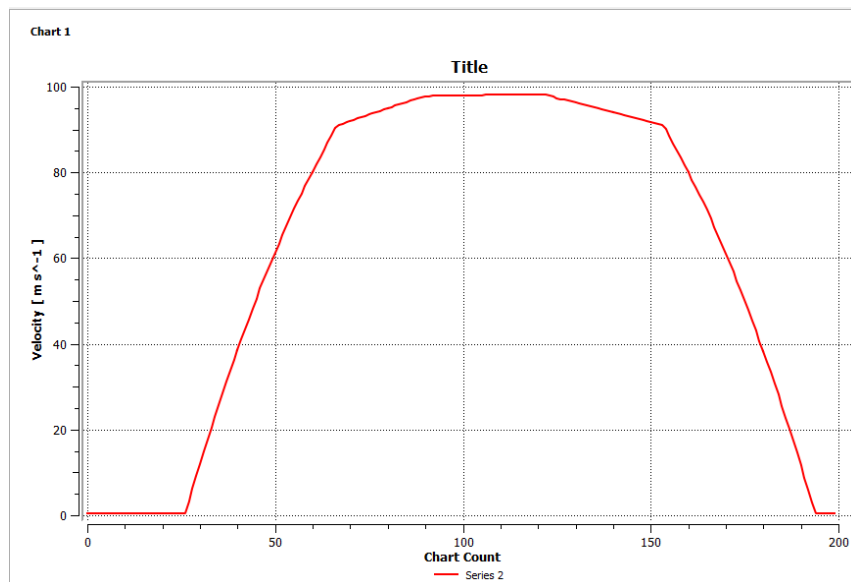


Рисунок 2.14 – Эпюра скорости в зазоре

На рисунке 2.15 приведен график массового расхода газа в зависимости от разности давлений.

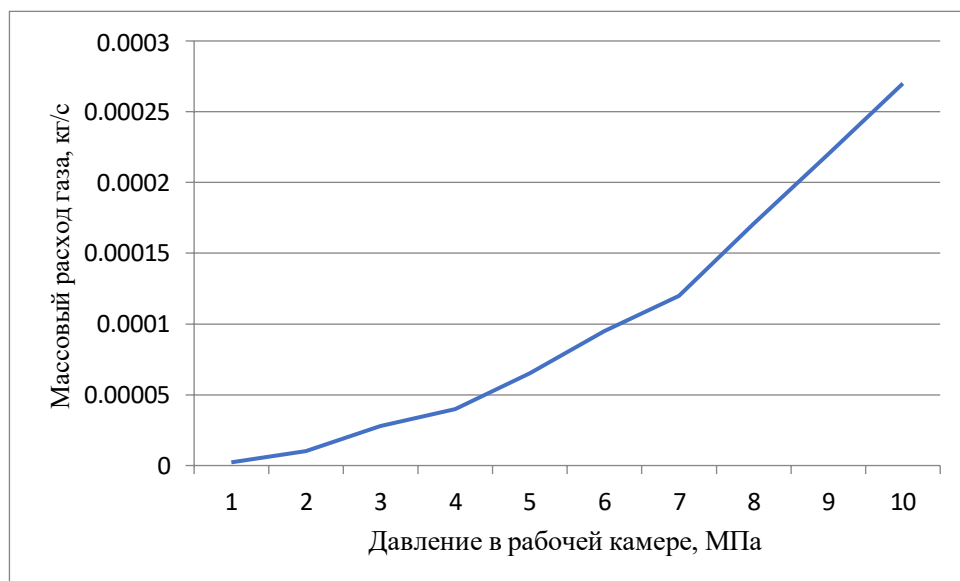


Рисунок 2.15 – График массового расхода газа

2.2 Модель рабочего процесса поршневой ступени

При математическом моделировании необходимо задать область расчета в которой будет происходить изменение параметров рабочей среды, то есть,

выделить контрольный объем. В нашем случае контрольный объем состоит из рабочей камеры, ограниченная стенками цилиндра, клапанной плиты и поршня.

Расчетная схема представляет собой стандартную модель, сформированную на основании работ [112-133] и являющаяся методикой сосредоточенными параметрами рабочего тела [21, 22, 104, 107, 108, 111, 115, 117].

Методика расчета дополнена зависимостью изменения мертвого объема, в течении длительного времени эксплуатации полученная в пакете программ ANSYS CFX.

В описанной методике расчета приняты следующие стандартные упрощающие допущения [24, 106, 108, 110, 127].

Рабочая среда считается сплошной. Сплошной средой считается такая среда, в которой отсутствуют пустоты. Сплошность среды оценивается следующим неравенством:

$$l/L \ll 1, \quad (2.13)$$

где l — длина свободного пробега частиц, м;

L — характерный размер сечения, м.

Параметры рабочего газа в рассматриваемой тихоходной ступени не превышают следующих величин: давление $0,05 \div 12$ Мпа температура $250 \div 500$ К. При таких условиях длина свободного пробега частиц меньше 10^{-7} м, а характерный размер объемов цилиндров в поршневых агрегатах данного типа составляет $0,02 \div 0,05$ м. Таким образом, допущении о сплошности рабочей среды для рассматриваемой ступени обосновано.

Абсолютно гомогенное рабочее тело. Данное допущение об однородности рабочего тела по всему контрольному объему вынуждено. Известно, что параметры рабочего газа в различных точках цилиндра могут отличаться. Однако, в настоящее время нет метода, способного дать надежные данные о распределении температур по объемам рабочих полостей. Поэтому считаем, что свойства рабочего по всему контрольному объему одинаковы, рабочее тело состоит из одной фазы и не имеет поверхности раздела. Для газов и их смесей

данное допущение справедливо, поэтому для газовой поршневой ступени рассматриваемого агрегата его использование также правомерно.

Допущение о сжатии сухого газа с отсутствием примесей и масла. В общем случае в компрессоре осуществляется сжатие смеси, состоящей из чистого газа, водяного пара и масла. Так как в работе рассматривается безсмазочная ступень, то естественно частицы масла отсутствуют в сжимаемом газе [32]. Наличие водяных паров мало и поэтому оказывает незначительное влияние на рабочий процесс, поэтому в математической модели их можно не учитывать.

Мгновенное изменение параметров сжимаемого газа по всему контрольному объему. Данное допущение означает, что изменение параметров рабочего тела по всему контрольному объему происходит мгновенно, одновременно и равномерно при механическом взаимодействии рабочего тела с внешней средой. Предположение о выравнивании давлений основано на том, что возмущение давления распространяется в среде со скоростью звука, а размеры рабочих камер относительно невелики. Температурные же изменения распространяются гораздо медленнее. В настоящее время отсутствуют надёжные методы и средства для их определения в контрольном объёме. Это допущение широко применяется при моделировании рабочих процессов быстроходных поршневых компрессоров, и тем более справедливо применительно к рассматриваемому объекту, так как время рабочего процесса в данном случае ещё меньше.

Кинетическая и потенциальная энергия газа в течении рабочего цикла изменяются незначительно. Допущение о том, что кинетической и потенциальной энергией можно пренебречь, общепринято. В отношении потенциальной энергии это очевидно и не требует доказательств. Скорости газа во входном и выходном сечениях мало различаются и имеют небольшие абсолютные значения, поэтому допущение о малости изменения кинетической энергии газа от входного сечения до выходного вполне оправданно. Данное допущение приводит к ошибке в расчетах энергетического баланса менее 1 %. При расчете быстроходных агрегатов, сжимающих тяжелые газы, кинетическая энергия составляет около 2 % от работы сжатия [32].

Моделируемые процессы обратимы и равновесны. Советский ученый М.Д. Хаскинд показал, что необратимые явления теплопроводности и внутреннего трения в процессе сжатия в агрегатах объёмного принципа действия приводят к малым отклонениям характеристик сжатия и расширения газа от равновесных значений и что неравновесный характер неустановившегося движения газа при его сжатии или расширении приводит к более ощутимым отклонениям. Однако при скоростях поршня 4-5 м/с эти отклонения незначительны. При возрастании скорости поршня отклонения могут быть заметным. В рассматриваемом агрегате скорость поршня не превышает 1 м/с, что подтверждает обоснованность данного допущения.

Учет только конвективного теплообмена со стенками рабочей камеры. Основываясь на полученные экспериментальные данные, можно сказать, о том, что основная доля теплопередачи приходится на конвективный теплообмен. Поэтому остальные виды теплообмена при расчете поршневых ступеней просто не учитываются [22].

Коэффициент теплоотдачи принимается единым на всех внутренних поверхностях рабочей камеры. В связи с большими трудностями при определении коэффициента теплоотдачи в рабочей камере вводят данное допущение. Большинство авторов при расчете коэффициента теплоотдачи приводят единственную расчетную формулу для всей рабочей камеры, причем в данных формулах используются отличные эмпирические коэффициенты [22, 115]. Большая вариативность эмпирических коэффициентов объясняется сильной зависимостью от конструктивных особенностей рассматриваемого агрегата.

Теплота трения цилиндропоршневых уплотнений о поверхность цилиндра не подводится к газу. Данное допущение означает, что вся теплота трения отводится в окружающую среду через стенки цилиндра. Оно справедливо для компрессоров низкого и среднего давления [32]. Для компрессоров высокого давления данное допущение может быть принято только после расчетных оценок либо проведения подтверждающего эксперимента.

Общая расчетная схема представлена на рисунке 2.16.

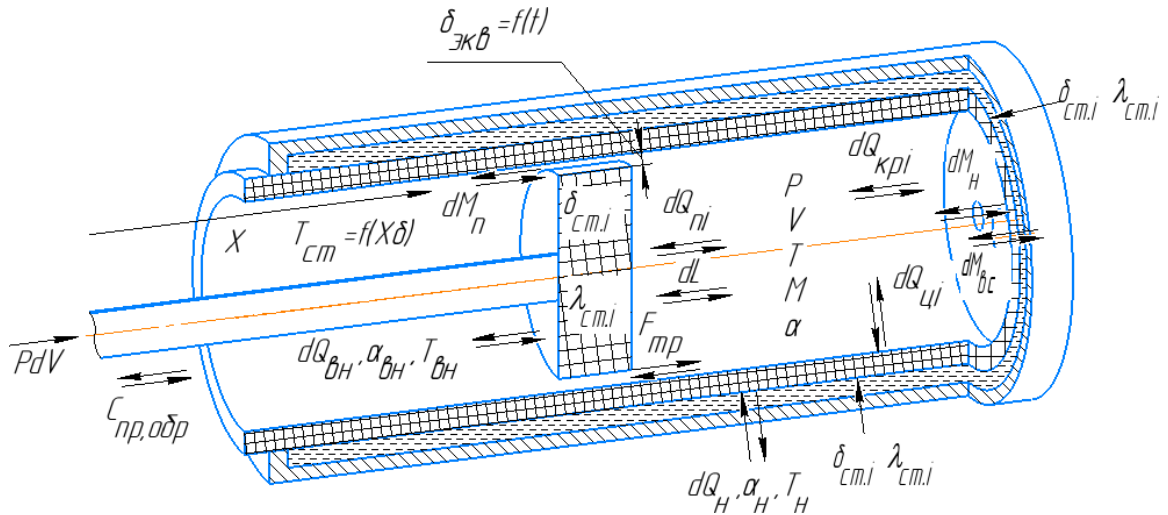


Рисунок 2.16 – Общая расчетная схема

Система основных расчетных уравнений

Математическая модель рабочего процесса в контрольном объеме тихоходной длинноходовой ступени описывается тремя основными уравнениями – уравнением сохранения энергии, уравнение сохранения массы и уравнением состояния газа.

Уравнение сохранения энергии для тела с переменной массой имеет вид:

$$dU_i = dQ_i - dA_i \pm dE_{ni} \pm dE_{vci} \pm dE_{pi} \quad (2.14)$$

где dU_i – Внутренняя энергия газа на i -ом номере очередного шага по времени, Дж

dQ_i – теплота, подведенная или отведенная от газа за время $d\tau$, Дж;

dA_i – механическая работа, совершаемая над газом либо самим газом за время $d\tau$, Дж;

dE_{ni} , dE_{vci} , dE_{pi} – полная энергия, вносимая в цилиндр соответственно через нагнетательные клапаны, всасывающие клапаны и неплотности в цилиндропоршневом уплотнении, Дж.

Работа необходимая для сжатия и перемещения газа определяется по формуле:

$$dA_i = P_i \cdot F \cdot C_i \cdot d\tau, \quad (2.15)$$

где P_i – давление сжимаемого газа на i – м шаге по времени, Па;

F – площадь поршня, м^2 ;

C_i – средняя скорость поршня на i – м шаге по времени, м/с .

Элементарная работа сил трения в поршневом уплотнении имеет вид:

$$A_{\text{тр.п.к.}} = F_{\text{ср.}} \cdot S_{\text{п.}}, \quad (2.16)$$

где $F_{\text{ср.}}$ – средняя сила трения за цикл, Н .

$S_{\text{п.}}$ – ход поршня, м .

Средняя сила трения за цикл определяется средним перепадом давления за цикл:

$$F_{\text{ср.}} = \frac{\mu_{\text{тр.}} \pi D_{\text{ц.}} h (P_{\text{ц.}} - P_{\text{к.}})}{2} + z \cdot P_{\text{уп.}} \quad (2.17)$$

где $\mu_{\text{тр.}}$ – коэффициент трения, $\mu_{\text{тр.}} = 0,2$;

$D_{\text{ц.}}$ – диаметр цилиндра, м ;

h – высота трущейся части уплотнения, $h = 0,002 \text{ м}$;

$P_{\text{ц.}}$ – среднее индикаторное давление в цилиндре, Па ;

$P_{\text{к.}}$ – среднее индикаторное давление за поршнем, Па .

z – количество уплотнений, шт;

$P_{\text{уп.}}$ – давление экспандера, Па .

Потери мощности на трение при неизменном времени цикла приблизительно постоянны и имеют вид:

$$N_{\text{тр.п.к.}} = F_{\text{ср.}} \cdot S_{\text{п.}} \cdot n, \quad (2.18)$$

где n – время цикла, с .

Теплота трения, подводимая к газу за один рабочий цикл:

$$Q_{\text{тр.п.к.}} = K_{\text{тр.}} N_{\text{тр.п.к.}}, \quad (2.19)$$

где $K_{\text{тр.}}$ – безразмерный коэффициент, учитывающий какая часть теплоты трения подводится непосредственно к газу.

В рассматриваемом случае считаем, что вся теплота трения отводится в окружающую среду через стенки цилиндра, $K_{\text{тр.}} = 0$.

Давление сжимаемого газа на i – м шаге по времени находится:

$$P_i = \frac{\xi \cdot m_i \cdot R \cdot T_i}{V_i}, \quad (2.20)$$

где ξ – коэффициент сжимаемости газа;

R – газовая постоянная, Дж/К·кг;

m_i – масса газа в контрольной полости на i – м шаге по времени, кг;

V_i – объём газа на i – м временном слое, м³;

T_i – температура сжимаемого газа на i – м шаге по времени, К.

Температура сжимаемого газа:

$$T_i = \frac{U_i}{m_i c_v}, \quad (2.21)$$

где c_v – удельная теплоёмкость газа при постоянном объёме, Дж/кг·К.

Приращение энергии в рабочей полости за счет массообмена с полостью всасывания при допущении об адиабатичности потока газа и пренебрегая механической работой, производимой потоком, имеет вид:

$$dE_{vci} = dm_{vci} \cdot T_{vci} \cdot c_p, \quad (2.22)$$

где c_p – удельная теплоёмкость газа при постоянном давлении, Дж/К·кг;

dm_{vci} – масса газа, проходящей через клапаны всасывая на i – м шаге по времени, кг.

Массовый расход газа через всасывающий клапан:

$$dm_{vci} = \alpha \cdot \varepsilon_i \cdot f_i \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot \Delta P_i} \cdot d\tau, \quad (2.23)$$

где α – коэффициент расхода для тарельчатых клапанов (всасывающего и нагнетательного) был принят по рекомендациям для всасывающего и нагнетательного [32, 138]. $\alpha = 0,7$.

f_i – площадь проходного сечения клапана на i – м шаге по времени, м²;

ρ_i – плотность нагнетаемого или всасываемого газа, на i – м шаге по времени, кг/м³;

ε_i – коэффициент расширения газа на i – м шаге по времени;

ΔP_i – перепад давления газа до и после клапана на i – м шаге по времени, Па.

Приращение энергии газа уходящего из цилиндра в полость нагнетания:

$$dE_{\text{hci}} = dm_{\text{hi}} \cdot T_{\text{hi}} \cdot c_p, \quad (2.24)$$

где $dm_{\text{вн}}$ – масса газа, проходящего через клапаны нагнетания на i – м шаге по времени, кг.

Массовый расход газа через нагнетательный клапан:

$$dm_{\text{hi}} = \alpha \cdot \varepsilon_i \cdot f_i \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot \Delta P_i} \cdot d\tau, \quad (2.25)$$

Уравнения, характеризующее вносимую или уносимую энергию потоком газа через неплотности поршневого уплотнения имеет вид:

$$dE_{\text{пи}} = dm_{\text{пи}} \cdot T_{1i} \cdot c_p. \quad (2.26)$$

Массовый расход газа через неплотности цилиндропоршневого уплотнения:

$$dm_{\text{пи}} = \varepsilon_i \cdot \Phi_{\text{эк.и}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot \Delta P_i} \cdot d\tau, \quad (2.27)$$

где $\Phi_{\text{эк.и}}$ – эквивалентная площадь зазора, м²;

ΔP_i – перепад давления газа до и после поршня на i – м шаге по времени, Па.

В свою очередь

$$\Phi_{\text{эк.и}} = \pi D_{\text{ц}} \delta_{\text{экв.и}} \quad (2.28)$$

где $\delta_{\text{экв.и}}$ – эквивалентный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, который меняется в зависимости от давления в рабочей камере за время одного рабочего цикла, м.

Плотность всасываемой или нагнетаемого газа, определяемая из уравнения состояния на i – м шаге по времени, кг/м³ [133, 138]:

$$\rho_i = \frac{P_i}{\xi \cdot R \cdot T_i}. \quad (2.29)$$

Коэффициент расширения газа на i – м шаге по времени, для воздуха эта формула имеет вид [24]:

$$\varepsilon_i = 1 - 0,3 \cdot \frac{P_1 - P_2}{P_1}, \quad (2.30)$$

где P_1 и P_2 – давления до и после клапана.

Для определения площади проходного сечения клапанов на i – м шаге по времени, воспользуемся формулой [117]:

$$f_i = \pi \cdot d_c \cdot h_i, \quad (2.31)$$

где d_c – диаметр седла клапана, м;

h_i – высота подъёма запорного органа, определяемая из соотношения [23, 24]:

$$m_{\text{пл}} \cdot \frac{d^2 h_i}{d\tau^2} = F_{\text{г,и}} + F_{\text{пр,и}} + G + F_{\text{тр,и}}, \quad (2.32)$$

где $m_{\text{пл}} \cdot \frac{d^2 h_i}{d\tau^2}$ – сила инерции запорного элемента клапана, Н;

$m_{\text{пл}}$ – масса запорного элемента клапана, кг;

$F_{\text{г,и}}$ – суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н;

$F_{\text{пр,и}}$ – сила упругости пружины, Н;

G – вес запорного элемента клапана, Н;

$F_{\text{тр,и}}$ – сила трения газа, Н.

Суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, имеет вид:

$$F_{\text{г,и}} = (P_{\text{г,и}} - P_{\text{н}}) \cdot f_c \cdot \rho, \quad (2.33)$$

где $P_{\text{н}}$ – давление за клапаном, Па;

f_c – площадь седла, м²;

ρ – коэффициент давления, определяемый по формуле;

$$F_{\text{пр,и}} = C_{\text{пр}} \cdot (h_i + h_0), \quad (2.34)$$

где $C_{\text{пр}}$ – жёсткость пружины, Н/м;

h_0 – предварительное поджатие пружины, м.

$$G = m_{\text{пл}} \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (2.35)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

α – угол отклонения оси движения замыкающего органа от вертикали, град.

Сила трения газа:

$$F_{\text{тр,и}} = \tau_1 \cdot \frac{dh_i}{d\tau}, \quad (2.36)$$

где τ_1 – коэффициент демпфирования, кг/с, определяемый по формуле [24]:

$$\tau_1 = 2 \cdot \nu \cdot \sqrt{C_{\text{пр}} \cdot m_{\text{прив}}}, \quad (2.37)$$

где ν – коэффициент получается экспериментально или из рекомендаций [24] – 0,05...0,2;

$m_{\text{пр}}$ – масса системы, кг определяемая по формуле [22]:

$$m_{\text{прив}} = m_{\text{пл}} + \frac{1}{3} m_{\text{пл}} \quad (2.38)$$

Таким образом получаем значение h_i и тогда текущее значение перемещения клапана определяем из соотношения:

$$h_i = h_{i-1} + dh_i \quad (2.39)$$

$$F_{\text{пр},i} = C_{\text{эл}} \cdot (h_i), \quad (2.40)$$

где $C_{\text{эл}}$ – условная жесткость эластомера, Н/м.

Определим осреднённый по поверхности коэффициент теплоотдачи в рабочей камере для цилиндра простого действия по формуле [24]:

$$\alpha = \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,27} \cdot \omega_n^{0,27} \cdot D_3^{0,73}, \quad (2.41)$$

где $x=0,27$ – эмпирический коэффициент, полученный экспериментально;

D_3 – эквивалентный диаметр, м;

ω_n – определяющая скорость газа, м/с.

$$D_3 = \frac{6 \cdot \pi \cdot (D_{\text{ц}}/2)^2 \cdot S_n}{2 \cdot \pi \cdot D_{\text{ц}} \cdot S_n + 2 \cdot \pi \cdot (D_{\text{ц}}/2)^2}, \quad (2.42)$$

где $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра, м;

S_n – перемещение поршня, м;

где μ_i – коэффициент динамической вязкости газа, Н·с/м²;

$$\mu_i = \mu_{273} \cdot \frac{273 + C}{T_{\Gamma,n} + C} \cdot \left(\frac{T_i}{273}\right)^{\frac{3}{2}}, \quad (2.43)$$

где μ_{273} – коэффициент динамической вязкости газа при температуре 273 К, Н·с/м²; $\mu_{273}=1,71 \cdot 10^{-5}$ Н·с/м²;

C – постоянная Сазерленда, $C=117$;

Средняя температура газа в процессе нагнетания определяется по следующей формуле:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^k (dm_i \cdot T_{H,i})}{\sum_{i=1}^k dm_i}. \quad (2.44)$$

В качестве идеального компрессора для оценки совершенства термодинамических и газодинамических явлений используется изотермический индикаторный КПД:

$$\eta_{из} = \frac{P_{вс} \cdot V_h \cdot \ln\left(\frac{P_n}{P_{вс}}\right)}{L_{инд}} = \frac{L_{из.инд}}{L_{инд}}, \quad (2.45)$$

где V_h – рабочий объем ступени, м³/с;

$P_{вс}$ – давление всасывания, Па;

P_n – давление нагнетания, Па;

$L_{инд}$ – работа действительной ступени, Дж;

$L_{из.инд}$ – работа идеальной ступени, Дж.

Эффективный изотермический КПД:

$$\eta_{из} = \frac{N_{ид.к.из}}{N_{инд.д.к} + N_{тр}}, \quad (2.46)$$

где $N_{ид.к.из}$ – мощность идеального компрессора с изотермическим сжатием, Вт;

$N_{инд.д.к}$ – мощность действительного компрессора, Вт;

$N_{тр}$ – мощность необходимая для преодоления механического трения, Вт.

Коэффициент подачи определяется известным способом, как отношение действительной производительности, приведенной к условиям всасывания к производительности идеальной тихоходной ступени:

$$\lambda = \frac{V_e}{V_h}, \quad (2.47)$$

где V_e – производительность действительной ступени с учетом массовых утечек, м³/с;

V_h – производительность идеальной ступени, м³/с.

Процесс теплообмена в рабочей полости цилиндра описывается следующим выражением:

$$dQ = dQ_{ц} + dQ_{п} + dQ_{кр}, \quad (2.48)$$

где $dQ_{ц}$ – теплообмен между газом в цилиндре и зеркалом цилиндра, Дж;

$dQ_{п}$ – теплообмен между газом в цилиндре и поршнем, Дж;

$dQ_{кр}$ – теплообмен между газом в цилиндре и поршнем, Дж.

В свою очередь, с учетом усредненного коэффициента теплоотдачи по всей поверхности рабочей полости цилиндра:

$$dQ_{ц.i} = \alpha_{ср.i} [T_{г.i} - T_{ц.ср.i}] \frac{4V_i}{D}; \quad (2.49)$$

$$dQ_{п.i} = \alpha_{ср.i} [T_{г.i} - T_{п.ср}] f_{п}; \quad (2.50)$$

$$dQ_{кр.i} = \alpha_{ср.i} [T_{г.i} - T_{кр.ср}] f_{кр}; \quad (2.51)$$

где $\alpha_{ср.i}$ — усредненный коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К, найденный по формуле (2.41);

$T_{г.i}$ — температура сжимаемого газа, К;

$T_{ц.ср.i}$ — средняя температура поверхности зеркала цилиндра, К;

$T_{п.ср}$ — средняя температура поверхности поршня, К;

$T_{кр.ср}$ — средняя температура поверхности крышки, К;

$\frac{4V_i}{D}$ — текущее значение площади цилиндрической части рабочей полости цилиндра, м²;

$f_{п}$ — площадь поверхности поршня, м²;

$f_{кр}$ — площадь поверхности крышки цилиндра, м².

Процесс внешнего теплообмена описывается выражениями (2.49-2.51) с учетом замены внутреннего коэффициента теплоотдачи на внешний:

$$dQ_{ц.i} = \alpha_{ср.вн} [T_{г.i} - T_{ц.ср.i}] \frac{4V_i}{D}; \quad (2.52)$$

$$dQ_{п.i} = \alpha_{ср.вн} [T_{г.i} - T_{п.ср}] f_{п}; \quad (2.53)$$

$$dQ_{кр.i} = \alpha_{ср.вн} [T_{г.i} - T_{кр.ср}] f_{кр}; \quad (2.54)$$

где $\alpha_{ср.вн}$ — коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра задается в диапазоне 1000÷2000 Вт/м²·К по рекомендациям [21, 24, 116].

Процесс передачи теплоты от рабочей среды к другой через цилиндрическую однородную стенку описывается следующими выражениями:

$$q = \alpha_{ср.вн} (t_{ж1} - t_{с1.i}) \quad (2.55)$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{с1.i} - t_{с2.i}) \quad (2.56)$$

$$q = \alpha_{ср.i} (t_{с2.i} - t_{ж2.i}) \quad (2.57)$$

где $t_{ж1}$ — температура охлаждающей среды, К;

$t_{c1.i}$ — температура внешней поверхности цилиндра, К;

λ — теплопроводность стенки, Вт/м·К;

δ — толщина стенки, м;

$t_{c2.i}$ — температура внутренней поверхности зеркала цилиндра, К;

$t_{ж2.i}$ — температура рабочей среды, К.

2.3 Методика расчета износа и работы цилиндропоршневых уплотнений

Как известно на износ полимерных композиций оказывает влияние большое количество факторов. Это обуславливает малое количество теоретических исследований, а без ряда экспериментальных коэффициентов рассчитать износ практически невозможно. В ряде опубликованных работ [15, 72-78] авторы не учитывают целый ряд параметров, оказывающих основное влияние на износ цилиндропоршневого уплотнения: давление газа в зазоре между кольцом и цилиндром, неравномерность нагрузки, действующей на уплотнение, свойства материала т.д. В общем случае продолжительность работы уплотнения есть функция от:

$$t = f(\Delta P, T, \Delta b, t_{ц}, R, W)$$

где ΔP — перепад давления на уплотнении, Па;

Δb — допустимая величина радиального износа, м;

$t_{ц}$ — время цикла, с;

R — параметры шероховатости, мкм;

W — свойства материала, МПа;

T — температура, К.

Предложенная инженерная методика с учетом использования экспериментальных параметров и принятых допущениях позволяет рассчитать износ и продолжительность работы цилиндропоршневого уплотнения. В качестве экспериментальных параметров необходимо знать — радиальный износ материала, эквивалентный зазор в начальный момент времени и эквивалентный зазор при

износе уплотнения до предельного состояния (см. главу 4). В качестве основных допущений принято следующее: в каждый момент времени изнашивается равное количество материала, не учитывается переменный характер нагрузки (данное допущение связано с тем, что радиальный износ уплотнения был получен при среднем индикаторном давлении в рабочей камере), температура по всей площади контакта одинакова, давление газа до уплотнения всегда больше давления газа после уплотнения, то есть $P_i > P_{i+1}$. Пошаговая схема расчета представлена на рисунке 2.17.

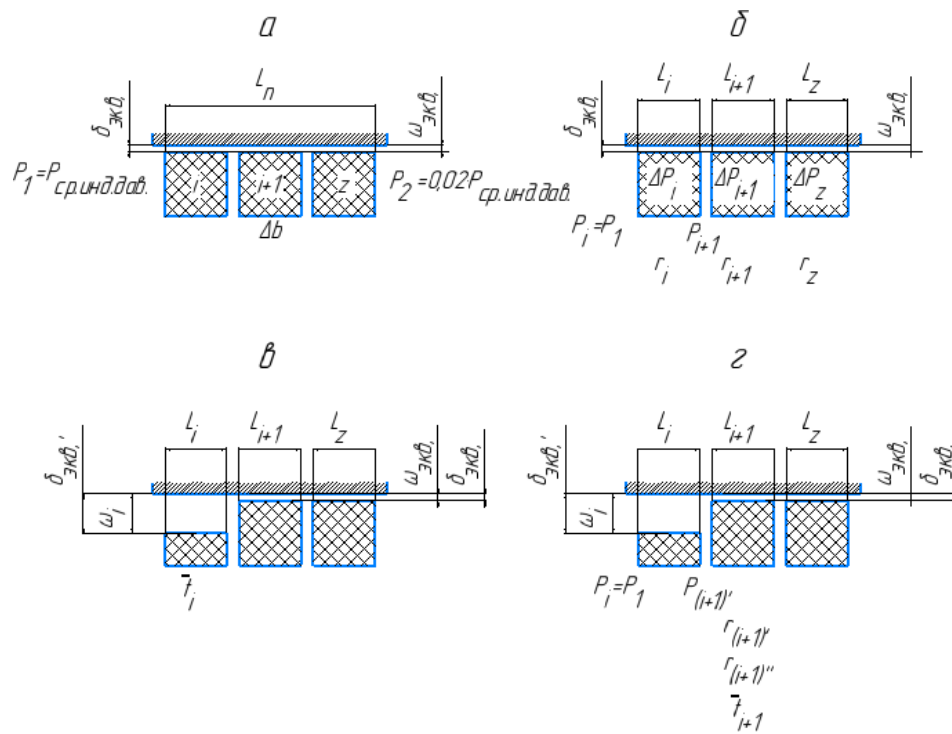


Рисунок 2.17 – Пошаговая схема расчета

В начальный момент времени (рисунок 2.17а) зная эквивалентный зазор между уплотнением и стенкой цилиндра определим эквивалентную скорость газа:

$$\omega_{\text{экв.}} = \frac{\Delta P_{\text{пор.}} \delta_{\text{экв.}}^2}{12 \mu L_{\text{п.}}} \quad (2.58)$$

где $\Delta P_{\text{пор.}}$ – перепад давления по поршню, Па;

$\delta_{\text{экв.}}$ – эквивалентный зазор, м;

μ — динамическая вязкость жидкости, Па·с;

$L_{\text{п}}$ — длина поршня, м.

Зная эквивалентную скорость газа, определим перепад давления на i -ом уплотнении (рисунок 2.17б):

$$\Delta P_i = \frac{12\mu \sum_{i=1}^z L_i \omega_{\text{ЭКВ.}}}{\delta_{\text{ЭКВ.}}^2} \quad (2.59)$$

В свою очередь перепад давления на уплотнении имеет вид:

$$\Delta P_i = \frac{P_i - P_{i+1}}{2} \beta \quad (2.60)$$

где P_i, P_{i+1} — давления до и после рассматриваемого уплотнения, Па;

β — коэффициент противодействия (см. главу 4).

После преобразований получим формулу для расчета давления после уплотнения:

$$P_{i+1} = \left(\frac{P_i \beta}{2} - \frac{12\mu \sum_{i=1}^z L_i \omega_{\text{ЭКВ.}}}{\delta_{\text{ЭКВ.}}^2} \right) \cdot \frac{2}{\beta} \quad (2.61)$$

В зависимости от действующего перепада давления на уплотнение, выбирается экспериментально полученная величина радиального износа в час (см. главу 4).

Величину радиального износа уплотнения в час, в зависимости от действующего перепада давления, пересчитаем в величину радиального износа i -го уплотнения в секунду, с учетом количества времени приложения нагрузки:

$$r_i = \left(\frac{r_{\text{час.}i}}{3600} \right) \cdot t; \quad (2.62)$$

где $r_{\text{час.}i}$ — радиальный износ материала, полученный экспериментально в час, при действующем перепаде давления на конкретном уплотнении, мм/с;

t — количество секунд в цикле.

Зная величину предельно допустимого радиального износа Δb , найдем длительность работы i -го уплотнения (рисунок 2.17в):

$$\bar{t}_i = \frac{\Delta b R}{r_i}, \quad (2.63)$$

где R — коэффициент (см. главу 4).

Так как цилиндропоршневое уплотнение состоит из нескольких уплотнений

каждое из которых работает в своем режиме нагружения, то необходимо определить величину радиального износа в секунду, при действующем перепаде давления на $i+1$ уплотнение:

$$r_{i+1} = \left(\frac{r_{\text{час.}i+1}}{3600} \right) \cdot t, \quad (2.64)$$

где $r_{\text{час.}i+1}$ — радиальный износ материала, полученный экспериментально в час, при действующем перепаде давления на конкретном уплотнении, мм/с;

t — количество секунд в цикле.

В некий момент времени i -ое уплотнение выйдет из строя (износится до предельного состояния) и станет выполнять роль дроссельной втулки, перепад давления, действующий на $i+1$ уплотнение измениться. Зная эквивалентный зазор между изношенным уплотнением и стенкой цилиндра (см. главу 4) уточним скорость газа в данном зазоре:

$$\omega_i = \frac{\Delta P_i \delta_{\text{ЭКВ.}'}^2}{12\mu L_i} \quad (2.65)$$

По уточненной скорости газа в зазоре уточним давление после уплотнения:

$$P_{(i+1)'} = \left(\frac{P_i \beta}{2} - \frac{12\mu \sum_{i=1}^z L_i \omega_i}{\delta_{\text{ЭКВ.}'}^2} \right) \cdot \frac{2}{\beta} \quad (2.66)$$

Определив изменение перепада давления, рассчитываем величину радиального износа в секунду, при действующем перепаде давления на $i+1$ уплотнение (рисунок 2.17Г):

$$r_{(i+1)'} = \left(\frac{r_{(\text{час.}i+1)'}}{3600} \right) \cdot t, \quad (2.67)$$

где $r_{(\text{час.}i+1)'}$ — радиальный износ материала, полученный экспериментально в час, при действующем (пересчитанном) перепаде давления на конкретном уплотнении, мм/с.

Для определения продолжительности работы $i+1$ уплотнения необходимо учесть уже имеющий радиальный износ $i+1$ уплотнения:

$$r_{(i+1)''} = (r_{i+1}) \cdot \bar{t}_i \quad (2.68)$$

Тогда

$$\overline{t_{iH}} = \frac{\Delta b R}{r_{(\text{час.}i+1)'}} - \sum_{i=1}^z r_{(i+1)''} \quad (2.69)$$

Продолжительность работы всего комплекта цилиндропоршневого уплотнения определяется как:

$$t_{\Sigma} = \sum_{i=1}^z \overline{t_i} \quad (2.70)$$

На основе уравнений (2.58-2.70) предложена методика расчета продолжительности работы цилиндропоршневого уплотнения с учетом изменяющихся в процессе эксплуатации эквивалентных зазоров и параметров нагружения:

- 1) необходимо произвести динамический расчет компрессора, а именно, построить индикаторную диаграмму с целью определения среднего индикаторного давления;
- 2) в зависимости от исследуемого материала выбираем допустимую толщину радиального износа Δb (см. главу 4);
- 3) в зависимости от количества цилиндропоршневых уплотнений, давления в рабочей камеры и времени цикла, выбираем эквивалентный зазор, полученный экспериментально (см. главу 3);
- 4) по уравнению (2.58) определяем эквивалентную скорость газа в зазоре, по уравнению (2.61) определяем давление после уплотнения и по формуле (2.60) определяем перепад давления, действующий на $i, i+1, z$ -уплотнение;
- 5) зная перепад давления, действующий на $i, i+1, z$ -уплотнение, выбираем параметр радиального износа, полученный экспериментально (см. главу 3) для $i, i+1, z$ уплотнения;
- 6) используя формулу (2.62) – (2.64) определяем величину радиального износа для $i, i+1, z$ уплотнения в секунду;
- 7) по формуле (2.63) определим продолжительность работы i -го уплотнения;
- 8) при износе i -го уплотнения по формуле (2.65) пересчитаем скорость газа в

зазоре i -го уплотнения. По уточненной скорости газа по формуле (2.66) уточняется давление, действующее после уплотнения;

9) после уточнения действующего перепада давления по формуле (2.67) рассчитываем величину радиального износа в секунду для $i+1$ уплотнения;

10) по формуле (2.68) определим продолжительность работы $i+1$ -го уплотнения;

11) по формуле (2.69) определим продолжительность работы $i+1$ уплотнения;

12) продолжительность работы всего комплекта цилиндропоршневого уплотнения определяется по формуле (2.70)

Выводы по главе

Представлена общая методика расчета манжетного цилиндропоршневого уплотнения, которая позволяет рассчитать радиальную толщину лепестка манжеты в зависимости от эксплуатируемого материала. Представлена методика расчета задач гидрогазодинамики в зазоре цилиндропоршневого уплотнения, которая позволяет получить основные параметры газа – давление, скорость, массовый расход. Представлена методика расчета износа и продолжительности работы цилиндропоршневого уплотнения, которая аккумулирует все параметры, полученные в предыдущих методиках, и дополняется экспериментальными коэффициента радиального износа. Обобщенная модель расчета рабочих процессов малорасходной тихоходной длинноходовой ступени благодаря проведенным экспериментальным исследованиям была уточнена в части уравнения (2.23) и дополнена новыми уравнениями (2.16-2.19; 2.46).

3 Экспериментальные исследования манжетного цилиндропоршневого уплотнения тихоходной длинноходовой ступени

В данной главе поставлены и решены следующие экспериментальные задачи:

1. Определить влияние конструктивных параметров манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры;
2. Определить нагрузку, действующую на манжетное уплотнение;
3. Определить влияние количества уплотнений на величину условного зазора;
4. Определить мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения, вызванных манжетными цилиндропоршневыми уплотнениями;
5. Определить силу трения от сил собственной упругости и воздействия экспандер;
6. Изучить рабочий процесс тихоходной длинноходовой ступени при использовании разработанных манжетных уплотнений;
7. Определить толщины стенок лепестка манжет из антифрикционных материалов.

Для каждой из поставленных задач была разработана методика экспериментального исследования, а также разработаны экспериментальные стенды.

3.1 Подготовка средств измерения

Прежде чем приступить к решению поставленных задач необходимо подготовить средства измерения участвующие в процессе проведения экспериментальных исследований. Основные средства измерения, подлежащие тарировке: датчик давления, датчик температуры, тензобалка. Методики и полученные результаты тарировок представлены ниже.

Тарировка датчика давления Д16-Т

Для измерения мгновенных параметров (давление) рабочей среды в рабочей камере, а также средних параметров (давление) в ресивере был применен термокомпенсированный датчик давления Д16-Т, характеристики которого были описаны ранее (см. главу 1). Общий вид датчика давления Д16-Т представлен на рисунке 3.1.

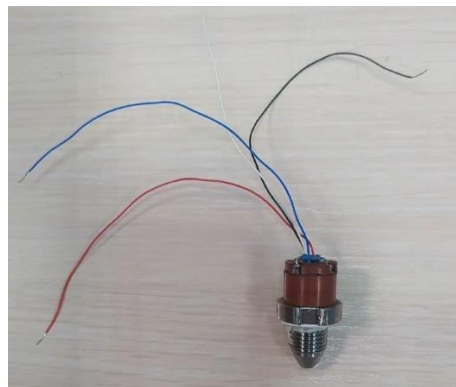


Рисунок 3.1 – Общий вид датчика давления Д16-Т

Тарировка датчика давления осуществлялась на разработанном лабораторном стенде общий вид представлен на рисунке 3.2.

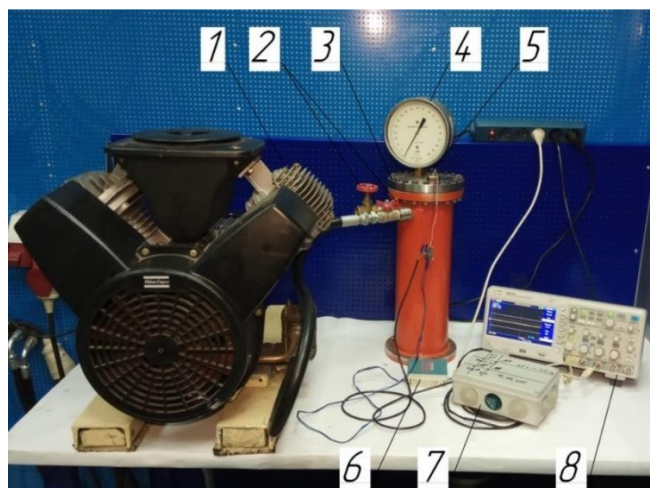


Рисунок 3.2 – Стенд для тарировки датчика давления: 1 – поршневой компрессор Atlas Copco LT22-20 CV; 2 – запорная арматура; 3 – ресивер; 4 – образцовый манометр; 5 – датчик давления Д16М-3; 6 – блок питания MeanWell MDR-10-12; 7 – усилитель выходного сигнала; 8 – цифровой запоминающий осциллограф

Процесс тарировки датчика давления описан в следующих источниках [140-153]. Полученная тарировочная характеристика представлена на рисунке 3.3.

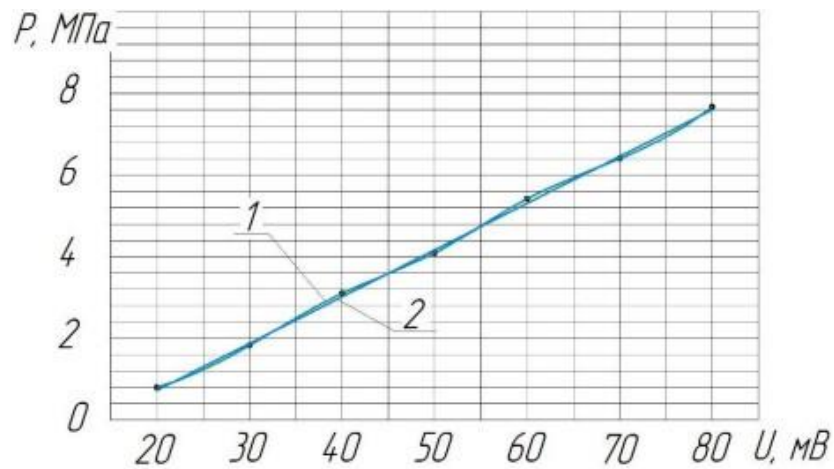


Рисунок 3.3 – Тарировочная характеристика датчика давления:

1 – Экспериментальная линия тренда; 2 – Аппроксимирующая линия тренда

Погрешность при тарировке датчика давления определяется приборной погрешностью:

$$\delta_{\text{ДД}} = \sqrt{\delta_{\text{д}}^2 + \delta_{\text{мн}}^2 + \delta_0^2 + \delta_t^2}, \quad (3.1)$$

где $\delta_{\text{д}}$ – относительная погрешность датчика давления, 0,15 %;

$\delta_{\text{мн}}$ – относительная погрешность образцового манометра, 1%;

δ_0 – относительная погрешность осциллографа, 0,05 %.

δ_t – относительная погрешность секундомера, 2 %.

Тогда

$$\delta_{\text{ДД}} = \sqrt{0,15^2 + 1^2 + 0,05^2 + 2^2} = 2,24 \, \%.$$

Датчик измерения температуры

Измерение быстроизменяющейся температуры производится при помощи бусинкового термистора СТ1-18, которая имеет габаритные размеры порядка 0,6 мм и соответственно обладает очень маленькой теплоемкостью. Основные характеристики термистора СТ1-18 представлены на таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Основные характеристики термистора СТ1-18

Тип терморезистора	Номинальное сопротивление при 20 °С, кОм	Допуск, %, не более	Интервал рабочих температур, °С	ТКС, %/°С, при 20 °С
СТ1-18	2,2	1,0	-60...+300	5,0

Общий внешний вид бусинкового термистора типа СТ1-18 увеличенный в 50 раз представлен на рисунке 3.4.



Рисунок 3.4 – Общий внешний вид бусинкового термистора типа СТ1-18

Использование бусинкового термистора позволяет измерять мгновенную температуру газа непосредственно в рабочей камере. На рисунке 3.5 приведена схема лабораторной установки для тарирования бусинкового термистора. Процесс тарировки бусинкового термистора проводился по общеизвестной методике и описан в следующих источниках [154-164].

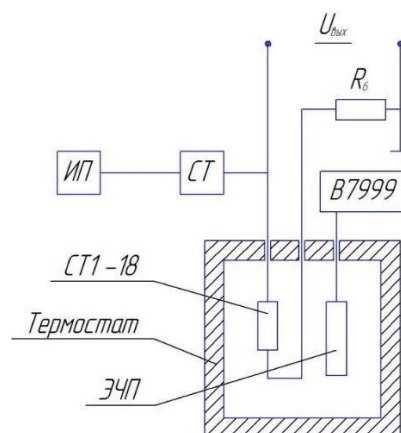


Рисунок 3.5 – Схема лабораторной установки для тарировки бусинкового термистора СТ1-18

На рисунке 3.6 показана характеристика изменения выходного напряжения измерительного преобразователя от изменения температуры в термостате.

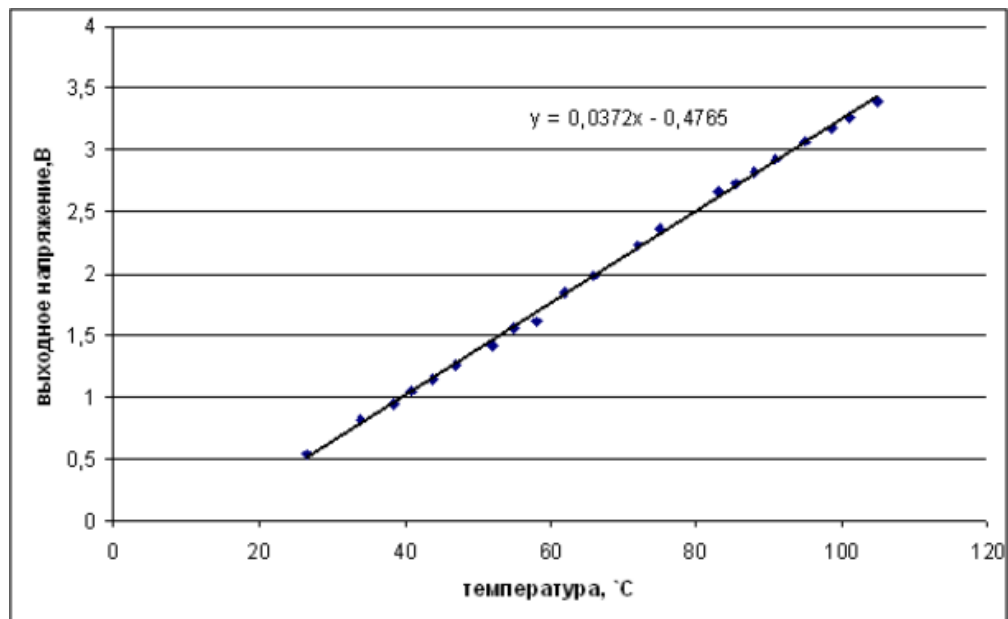


Рисунок 3.6 – Тарировочная характеристика бусинкового термистора СТ1-18

Погрешность датчика температуры определяется следующим образом:

$$\delta_t = \sqrt{\delta_0^2 + \delta_t^2 + \delta_V^2 + \delta_F^2}, \quad (3.2)$$

где δ_t – погрешность термометра, 0,1 %;

δ_V – погрешность вольтметра, 0,3 %;

δ_F – погрешность интерполированной формулы, 1,5 %.

Тогда

$$\delta_t = \sqrt{0,05^2 + 0,1^2 + 0,3^2 + 1,5^2} = 1,53 \, \%.$$

Датчик измерения силы (тензобалка)

Основной задачей тарировки тензобалки заключается в определение тарировочного коэффициента, который впоследствии заноситься в контроллер

Arduino Uno [165]. Общий вид процесса тарировки тензобалки представлен на рисунке 3.7.

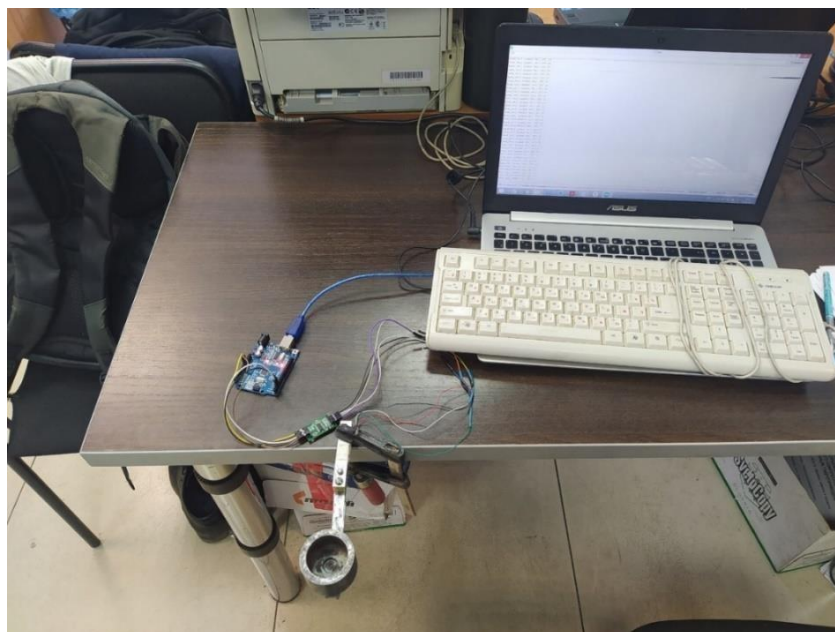


Рисунок 3.7 – Общий вид процесса тарировки тензобалки

Процесс тарировки тензобалки состоит из следующих этапов: подключение тензобалки к контроллеру Arduino Uno, который в свою очередь подключается к персональному компьютеру (ПК). Далее, на ПК запускается предварительно разработанная программа и выставляется – тара. Затем, необходимо на тензобалку поместить предмет вес, которого нам известен, рисунок 3.8. В результате чего получаем значение тарировочного коэффициента. Для точности измерений процесс повторить на двух-трех предметах разного веса.



Рисунок 3.8 – Процесс взвешивания

Погрешность измерения нагрузки при помощи тензобалки определяется диапазон разброса выходных параметров, в нашем случае – силы.

3.2 Определение влияния конструктивных параметров манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры

Для определения влияния конструктивных параметров манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры были проведены статические продувки, состоящие из двух этапов: 1 этап – проведение статических продувок манжетного уплотнения с одинаковым внешним диаметром при разном угле раскрытия; 2 этап - проведение статических продувок манжетного уплотнения с наилучшим углом раскрытия (углом при котором достигалась максимальная герметичность рабочей камеры) при разном диаметре манжет [166].

Цель первого этапа – при помощи проведения статических продувок определить угол раскрытия манжеты при котором достигалась максимальная

герметичность рабочей камеры. При проведении первого этапа были приняты следующие основные геометрические параметры манжетного уплотнения: номинальный внешний диаметр уплотнения составлял – 20 мм, углы раскрытия составляли – 100° , 105° , 110° , 115° , 120° . Выбор угла раскрытия в сторону больше 90° , обусловлен необходимостью создать раскрытие лепестка манжеты.

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 задались диаметрами манжетного уплотнения, которые составляли – 20 мм; 20,2 мм; 20,4 мм; 20,8 мм; 21 мм.

Эффективность конструктивного параметра уплотнения оценивалось по времени падения давления в рабочей камере. Чем дольше падало давления до контрольной отметки, тем лучше уплотнение обеспечивало герметичность рабочей камеры.

Для проведения статических продувок был доработан экспериментальный стенд, описанный в работе [23] и изготовлены манжетные уплотнения согласно рисункам 3.9 и 3.10, фотография уплотнений представлена на рисунке 3.11.

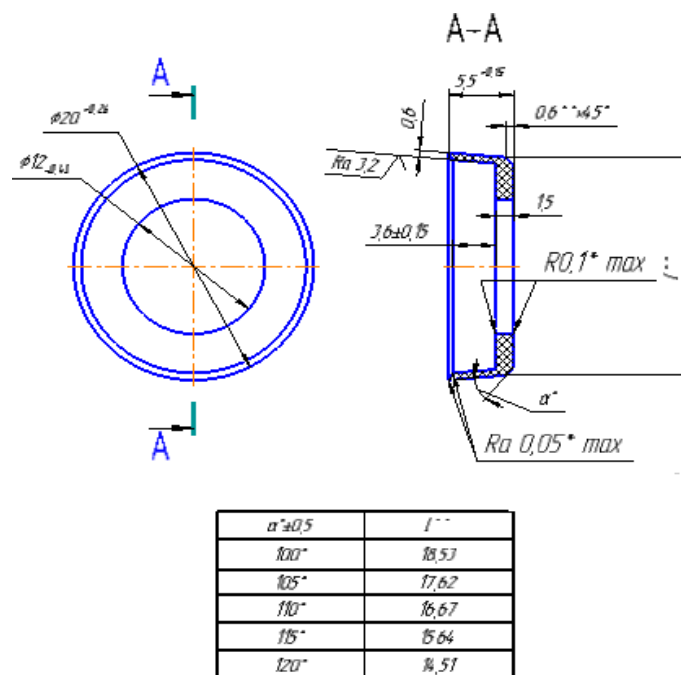


Рисунок 3.9 – Манжетное уплотнения с разными углами раскрытия при постоянном диаметре 20 мм

Схема экспериментального стенда представлена на рисунке 3.12 и фото на рисунке 3.13. Испытания включают следующие этапы:

1. Проверка испытательного стенда и его элементов на работоспособность и соответствие исходному состоянию;
2. Установка испытуемого поршня 2 в стенд;
3. Вывод экспериментального стенда на необходимый режим испытаний – обеспечить давления в рабочей камере 0,1-3 МПа;
4. Начало испытаний. Определение начального давления сжимаемого газа (датчиком 3);
5. Фиксация падения давления в рабочей камере от времени проведения испытаний;
6. Завершение испытаний. Внесение результатов испытаний в протокол.
7. Замена манжетного уплотнения на испытуемом поршне и повторение пунктов (2-6).

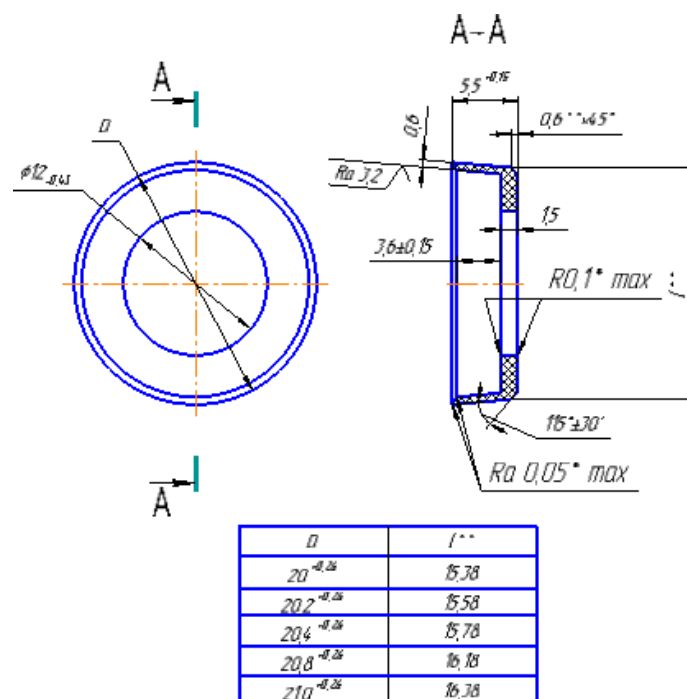


Рисунок 3.10 – Манжетное уплотнения с углом раскрытия 115° при разном диаметре

Крышка 5 служит для фиксации испытуемого поршня 2, газ через зазоры в уплотнении выходит через канал 7 (рисунок 3.12).



Рисунок 3.11 – Манжетные уплотнения

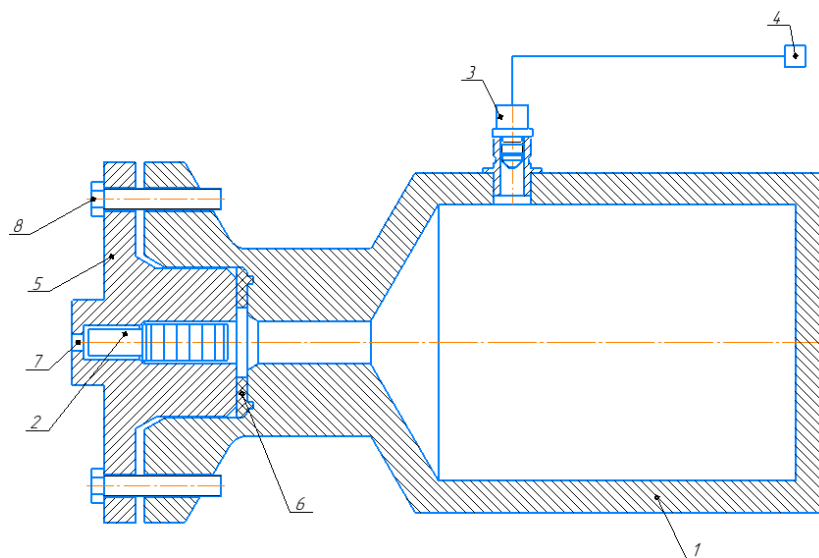


Рисунок 3.12 – Принципиальная схема экспериментального стенда: 1 – Рабочая камера; 2 – Испытуемый поршень; 3 – Датчик давления; 4 – Мультиметр; 5 – Крышка; 6 – Уплотнение; 7 – Отверстие для выхода газа; 8 – Крепежные элементы



Рисунок 3.13 – Фото экспериментального стенда

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

Как видно из рисунка 3.14 значение угла раскрытия манжетного уплотнения существенно влияет на герметичность рабочей камеры. При возрастании угла раскрытия со 100° до 115° (кривая 1, 2, 3 и 4 соответственно) наблюдается стабильный рост герметичности рабочей камеры, соответственно уменьшаются утечки рабочей среды. При угле раскрытия 120° происходит резкий спад герметичности, теоретически это объясняется, тем, что рабочие кромки манжетного уплотнения не подкреплены достаточным количеством материала, уплотнительная кромка отгибается назад (в сторону движения газа), простыми словами происходит подвертывание манжеты. При проведении экспериментов было обнаружено, что наилучший угол раскрытия манжетного уплотнения, при

котором достигается максимальная герметизации рабочей камеры составляет 115° .

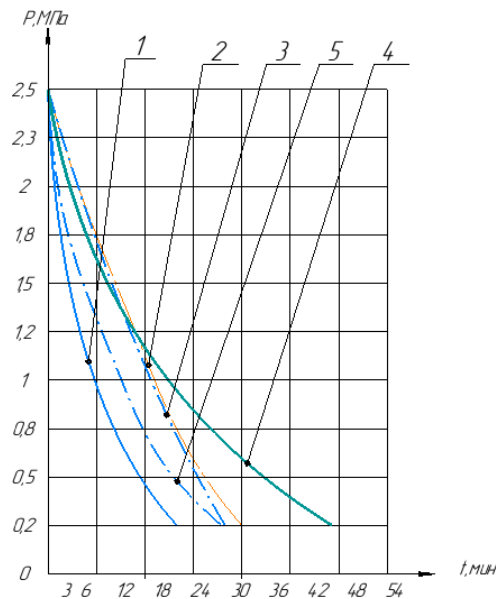


Рисунок 3.14 – Экспериментальные значения падения давления в зависимости от времени для различных манжетных уплотнений:

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°

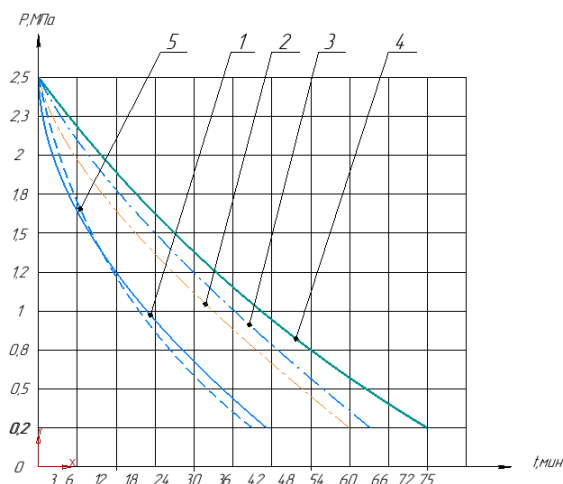


Рисунок 3.15 – Экспериментальные значения падения давления в зависимости от времени для различных манжетных уплотнений:

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 3.15 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 рабочей среды, соответственно улучшается герметичность рабочей камеры, при диаметре 21 мм происходит резкий спад герметичности рабочей камеры. Теоретически это объясняется, тем, что при большом натяге лишний материал при установке уплотнения в цилиндр выгибается, образуя волнообразный контур, плотность контакта нарушается.

По результатам проведенных экспериментов, можно дать следующие рекомендации по проектированию манжетных цилиндропоршневых уплотнений: внешний диаметр уплотнения следует выбирать в диапазоне $D_v = ([0,015 \dots 0,02] + 1)D_{\text{ц}}$, угол раскрытия следует выбирать равным - 115° .

3.3 Определение нагрузки, действующей на манжетное цилиндропоршневое уплотнение

Надежность и долговечность поршневого уплотнения, работающего без смазки проточной части цилиндра, в значительной степени зависит от перепада давления, действующего на данное уплотнение. При многих достоинствах манжетных уплотнений их применение в компрессорах, работающих без смазки, ограничивается быстрым износом при высоком давлении в цилиндре (свыше 10 МПа). Проведенный литературный обзор [15, 32, 114, 163, 164] показал, что в настоящее время отсутствуют данные по характерному распределению давления газа при использовании манжетного цилиндропоршневого уплотнения, работающего без смазки, а использование экспериментальных данных, полученных для поршневых колец, приводит к значительным погрешностям расчётов [139].

Нагрузка, действующая на манжетное уплотнение (как и на поршневое кольцо), определяется четырьмя силами, представленными на рисунке 3.16:

осевой силой F_1 которая «раздавливает» уплотнение о стенку цилиндра, радиальной силой F_2 , которая прижимает уплотнение к зеркалу цилиндра, осевой силой трения F_3 , которая всегда направлена противоположно вектору скорости поршня и силой собственной упругости материала F_4 .

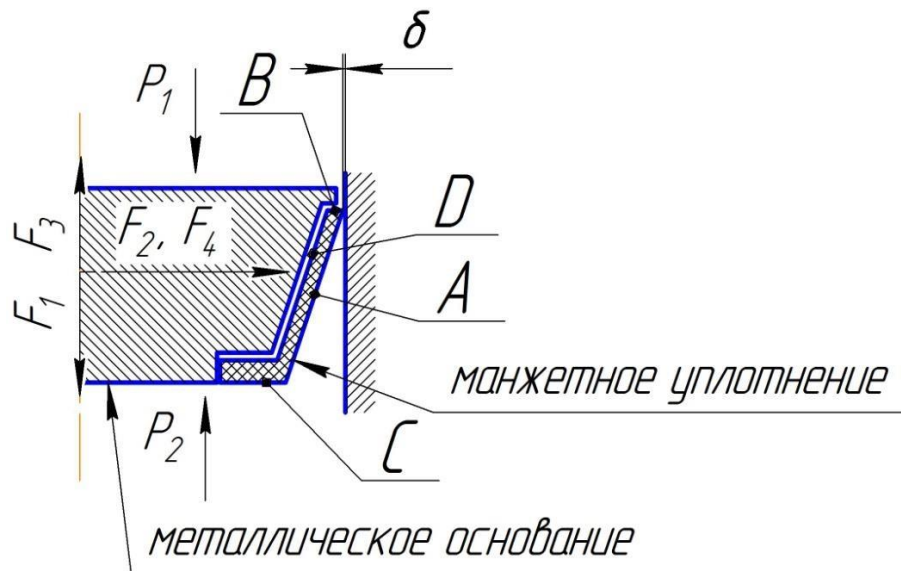


Рисунок 3.16 – Схема сил, действующих на манжетное уплотнение

Износ наружной поверхности А в основном зависит от величины силы F_2 , которая определяется разностью сил давления газа, действующих на поверхность В и С и рассчитывается по формуле (справедливой только для расчета уплотнений, работающих без смазки) [15, 25]:

$$\Delta P = \frac{\beta(P_1 - P_2)}{2}. \quad (3.3)$$

Для проверки адекватности математической модели, был разработан экспериментальный стенд, общий вид которого представлен на рисунке 3.17.



Рисунок 3.17 – Общий вид экспериментального стенда: 1 - ёмкость, 2- блок наборного поршня, 3- мультиметры, 4- блок питания, 5- баллон со сжатым воздухом

На рисунке 3.18 представлен разрез блока наборного поршня с технологическими отверстиями для установки датчиков давления. Датчик 1 фиксирует давление до наборного поршня (рисунок 3.19), датчик 2 фиксирует давление после первого манжетного уплотнения, датчик 3 фиксирует давление второго манжетного уплотнения, датчик 4 фиксирует давление после третьего манжетного уплотнения и так далее по аналогии.

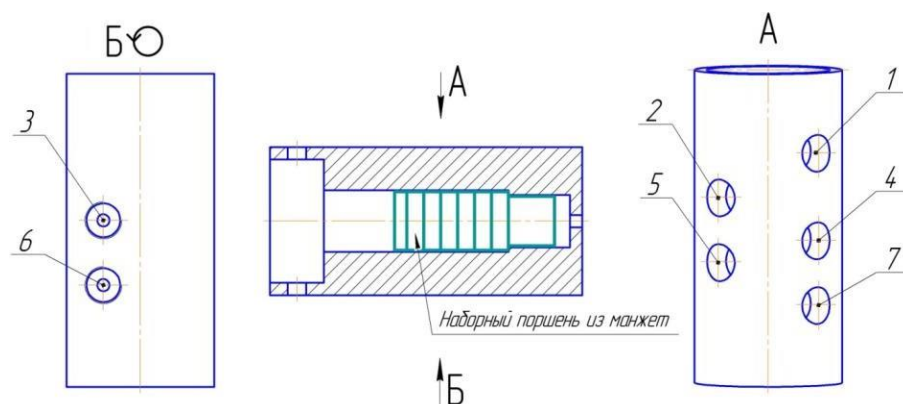


Рисунок 3.18 – Блок наборного поршня

Эксперимент проводился следующим образом: в емкость 1 из баллона со сжатым воздухом 5 подавался газ требуемого давления (от 1 до 5 МПа), в момент достижения требуемого давления с помощью мультиметров 3, которые в свою очередь подключены к датчикам давления, снимались показания. Один из мультиметров всегда был подключен к датчику давления, который фиксирует давление до наборного поршня, второй мультиметр измерял давления после манжетных уплотнений в плоскостях, согласно рисунок 2.8 (см главу 2). Полученные экспериментальные результаты распределения давления по длине наборного поршня представлены в таблице 3.2.



Рисунок 3.19 – Общий вид наборного поршня

Анализируя приведенные данные в таблице 3.2, видно, что распределение давления, полученное в ходе эксперимента, отличается от распределения давления полученного при математическом моделирование. Это обусловлено, прежде всего, допущением об эквивалентом зазоре, который имеет одинаковое значение на всей протяженности щели и в диаметральной направлении. Погрешность полученных данных не превышает 10 %, что вполне допустимо для данных методик расчета, соответственно, разработанную математическую модель можно использовать для анализа цилиндропоршневого уплотнения при различных условиях работы.

Таблица 3.2 – Распределение давления

Места снятия давления	Давление, МПа						Нагрузка, МПа					
	2	4	6	8	10	12	2	4	6	8	10	12
0												
1	0,24	0,8	1,2	1,6	2	2,5	0,66	1,216	1,824	2,432	3,04	3,61
2	0,16	0,32	0,48	0,64	0,8	0,96	0,03	0,182	0,273	0,364	0,456	0,585
3	0,12	0,2	0,3	0,4	0,5	0,68	0,015	0,045	0,068	0,091	0,114	0,106
4		0,18	0,27	0,36	0,45	0,54		0,007	0,011	0,015	0,019	0,053
5		0,12	0,18	0,24	0,35	0,45		0,022	0,034	0,045	0,038	0,045
6					0,3	0,36					0,019	0,022
7						0,24						0,045

Влияние количества уплотнений на величину эквивалентного зазора

На эффективность рабочего процесса объемной машины сжатия существенное влияние оказывает массообмен, то есть утечки рабочей среды из камеры сжатия. Для минимизации утечек газа в поршневом компрессоре используют, как правило, поршневые кольца различного исполнения. Работа поршневых колец достаточно хорошо изучена. В литературе [25, 31, 32, 153, 157, 166] представлены все необходимые рекомендации по расчету и подбору поршневых колец. Для рассматриваемых манжетных цилиндропоршневых уплотнений подобные рекомендации отсутствуют. Целью данного подраздела является определить оптимальное количество уплотнений в зависимости от разницы давлений, воспринимаемой поршнем, а также определить величину условного зазора от времени рабочего цикла для дальнейшего использования в математической модели.

Для достижения поставленных целей был разработан экспериментальный стенд, представленный на рисунке 3.20 [167].

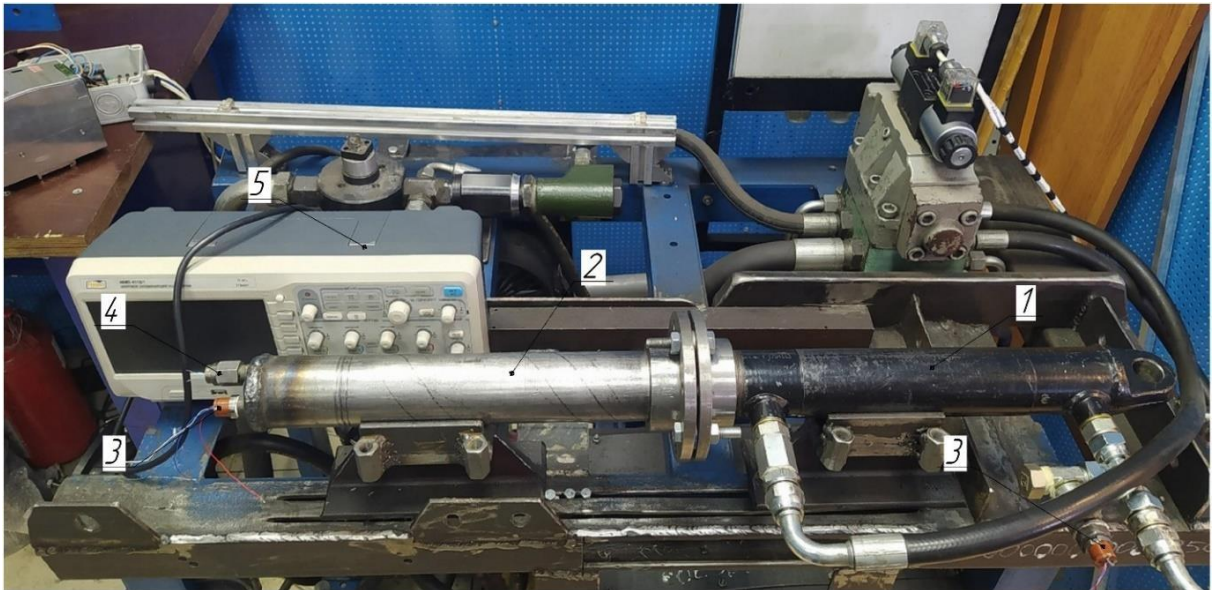


Рисунок 3.20 – Общий вид экспериментального стенда:

1 – Гидроцилиндр; 2 – Рабочая камера; 3 – Датчик давления; 4 – Датчик температуры; 5 – Цифровой осциллограф

Экспериментальный стенд представляет собой герметичную камеру, 1 в торце которой расположены датчики давления 2 и температуры 3 для фиксации соответствующих показаний. Полученные данные передаются на цифровой осциллограф 4. В герметичной камере находится наборный манжетный поршень 5 (рисунок 3.21). Отсутствие клапанной группы позволяет оценить утечки рабочей среды, именно, через манжетные цилиндропоршневые уплотнения, тем самым оценить их эффективность работы.



Рисунок 3.21 – Наборный манжетный поршень с 12-ю манжетными уплотнениями

Последовательность проведения испытаний выглядит следующим образом:

1. Подключить датчики давления и температуры к осциллографу;
2. Зафиксировать начальное давление и температуру;
3. Установить одно манжетное уплотнение на наборный поршень;
4. Установить наборный поршень в рабочую камеру;
5. Вывод экспериментального стенда на режим;
6. Зафиксировать полученное давление и температуру;
7. Внести результаты испытаний в протокол;
8. Установить два манжетных (дальнейшее количество уплотнений увеличивалось по возрастанию) уплотнения на наборный поршень и повторить пункты (4-7).

Методика расчета условного зазора состоит из следующих основных уравнений.

В начале необходимо определить начальную масса газа в ступени по формуле:

$$m_n = \frac{P_1 V_1}{RT_n}, \quad (3.4)$$

где P_1 — начальное давление газа, МПа;

V_1 — начальный объем газа, м³;

R — индивидуальная газовая постоянная, Дж/ кг·К;

T_n — начальная температура газа, К.

Далее определяет конечную массу газа в ступени:

$$m_k = \frac{P_2 V_2}{RT_k}, \quad (3.5)$$

где P_2 — конечное давление газа, МПа;

V_2 — конечный объем газа, м³;

R — индивидуальная газовая постоянная, Дж/ кг·К;

T_k — конечное температура газа, К.

Конечное давление и температуру определяем по экспериментальной осциллограмме, рисунок 3.22.

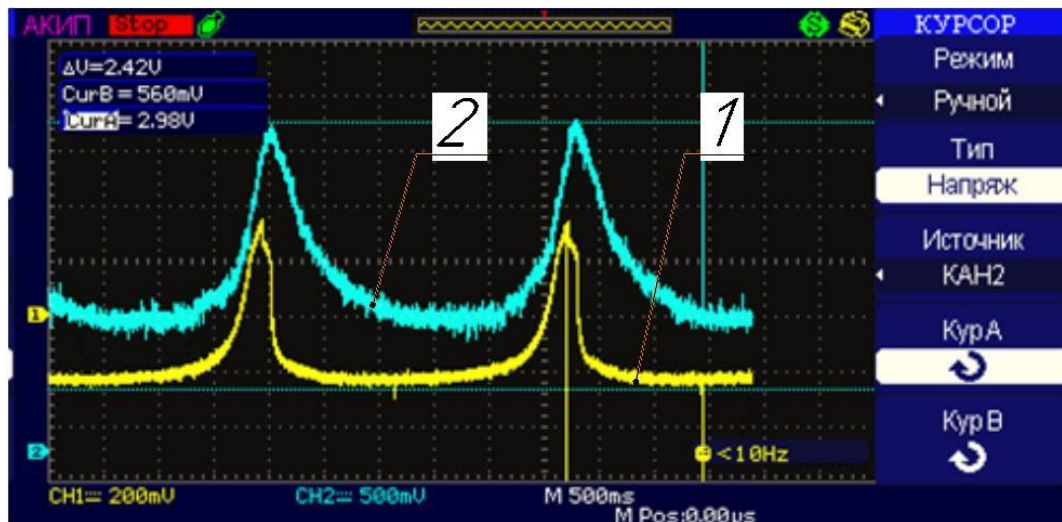


Рисунок 3.22 – Экспериментальные диаграммы:

1 – диаграмма давления, 2 – диаграмма температуры

Уравнение массового расхода реального газа через зазор с применением поправочного коэффициента сжимаемости газа имеет следующий вид:

$$\Delta m = \Phi \cdot \varepsilon_p \sqrt{\rho_1 (P_1 - P_2)}. \quad (3.6)$$

Используя уравнение массового расхода, определяем эквивалентную площадь зазора:

$$\Phi = \frac{\Delta m}{\varepsilon_p \sqrt{\rho_1 (P_1 - P_2)}}. \quad (3.7)$$

Плотность газа рассчитывалась по формуле:

$$\rho_1 = \frac{P_2}{R \cdot T_K}, \quad (3.8)$$

Коэффициент расширения определяем по формуле:

$$\varepsilon_p = 1 - 0,3 \cdot \frac{\Delta P}{P}, \quad (3.9)$$

где P – большее из значений давления до и после уплотнений;

ΔP – разность давлений газа до и после уплотнения;

В свою очередь, эквивалентная площадь зазора:

$$\Phi = \alpha \cdot f = \pi D \delta_{\text{ЭКВ}} = P \delta_{\text{ЭКВ}}, \quad (3.10)$$

где α – коэффициент расхода;

f – площадь зазора, м^2 .

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

$$\delta_{\text{экв}} = \frac{\Phi}{P}. \quad (3.11)$$

Полученные экспериментальные данные при времени цикла $t_{\text{ц}}=2$ с, приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Экспериментальные данные при времени цикла $t_{\text{ц}}=2$ с

Z, шт	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	T ₁ , К	T ₂ , К
1	0,1	4	300	375
2		6		400
3		7		415
4		8		430
5		9		435
6		10		445
7		12		455
8-12		~12		455

Полученные экспериментальные данные при времени цикла $t_{\text{ц}}=3$ с, приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Экспериментальные данные при времени цикла $t_{\text{ц}}=3$ с

Z, шт	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	T ₁ , К	T ₂ , К
1	0,1	3,5	300	370
2		5,5		395
3		6		400
4		6,5		410
5		7,5		425
6		8,5		430
7		10		440
8-12		~10		440

Полученные экспериментальные данные при времени цикла $t_{\text{ц}}=4$ с, приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Экспериментальные данные при времени цикла $t_{ц} = 4$ с

Z, шт	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	T ₁ , К	T ₂ , К
1	0,1	2,8	300	355
2		4,8		380
3		5,1		390
4		5,8		395
5		6,3		400
6		7		410
7		8		420
8-12		~8		430

Полученные значения эквивалентного зазора в зависимости от разницы давлений, воспринимаемой поршнем представлены на рисунке 3.23.

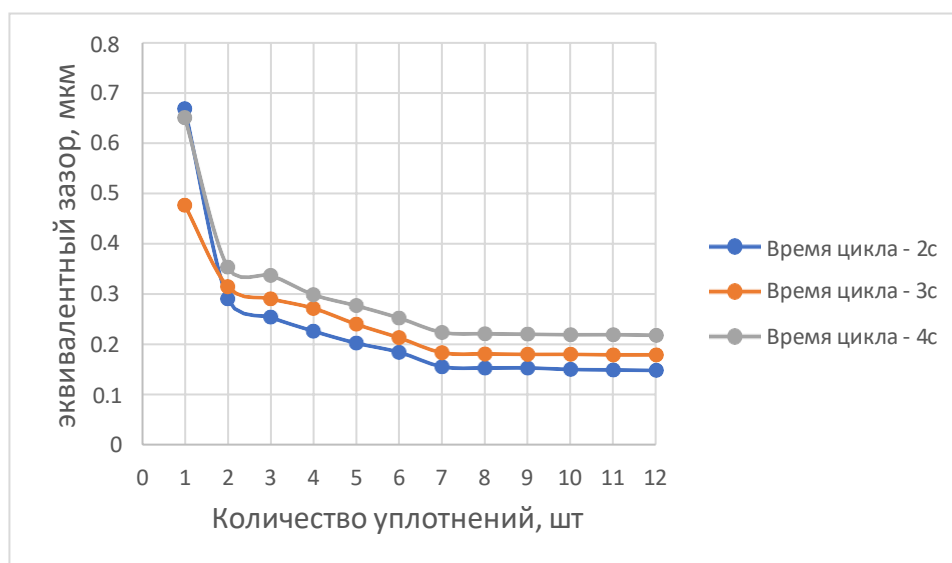


Рисунок 3.23 – Зависимость условного зазора от количества манжетных уплотнений

В качестве сравнения на рисунке 3.24 представлена зависимость утечки гелия через манжетное уплотнение детандера от числа манжет [39]. Как видно из графика устанавливать больше 6-7 уплотнений не имеет смысла, так как относительная величина утечек кардинально не измениться.

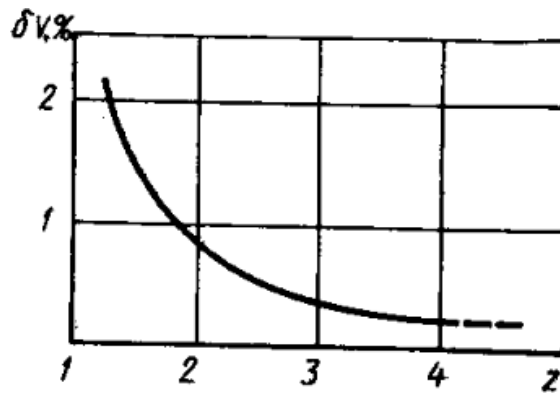


Рисунок 3.24 – Характер зависимости утечки гелия через поршневое уплотнение детандера от числа манжет:

δV , % – относительная величина утечки; z – количество манжет

Так как величина утечек напрямую влияет на достижение требуемого давления, то для наглядного восприятия, экспериментальные данные из таблиц 3.3-3.5 представлены в виде кривых на рисунке 3.25 (зависимости – разность давлений воспринимаемой поршнем (ΔP) от времени рабочего цикла (t_u)).

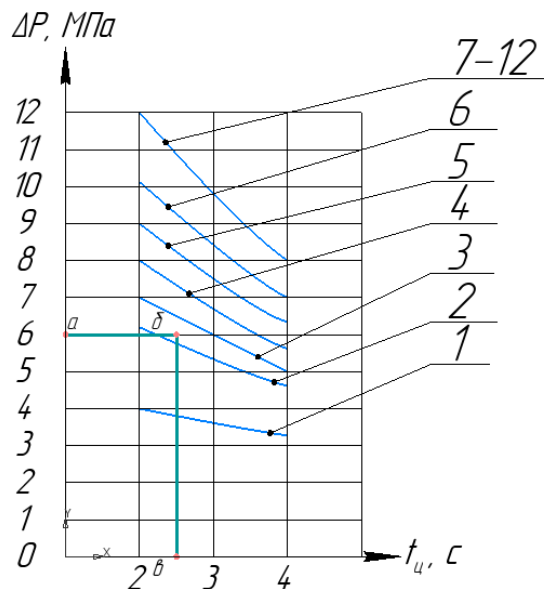


Рисунок 3.25 – График зависимости, воспринимаемой поршнем разности давлений от времени рабочего цикла:

1,2,3,4,5,6,7-12 – Количество уплотнений на поршне, соответственно

Построенные графики показывают, что время рабочего цикла вносит существенное влияние при достижении разности давлений $\Delta P = 10$ МПа. Также

отметим, что кривая 7 отображает осредненные показания, полученные при количестве уплотнений на поршне от 7 до 12 шт, так как их показания практически не отличались в отдельные кривые они не выносились.

После определения необходимого количества уплотнений, были проведены статические продувки наборного поршня, состоящего из 7 манжетных уплотнений разного внешнего диаметра 20 мм и 50 мм; в диапазоне давлений в рабочей камере 2 – 10 МПа. Полученные результаты зависимости эквивалентного зазора от давления в рабочей камере представлены на рисунке 3.26.

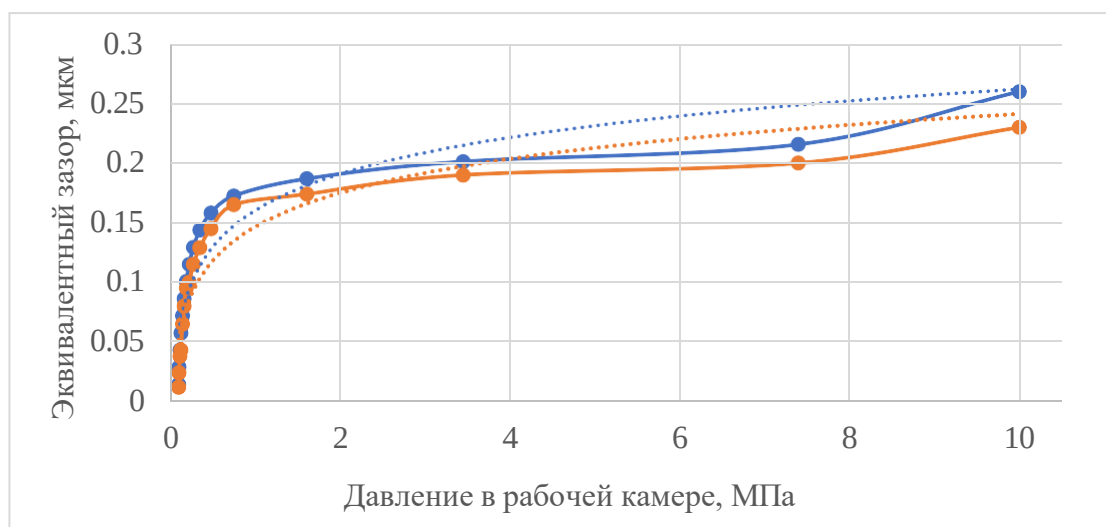


Рисунок 3.26 – График зависимости эквивалентного зазора от давления в рабочей камере: синяя линия диаметр цилиндра 50 мм, оранжевая линия 20 мм

Полученные кривые аппроксимируются следующими уравнениями, которые, в дальнейшем, используется в математической модели. Уравнение для диаметра цилиндра 50 мм, имеет вид (3.12), для диаметра цилиндра 20 мм, имеет вид (3.13):

$$\delta_i = 0,0442 \ln(P_i) + 0,1601 \quad (3.12)$$

$$\delta_i = 0,0412 \ln(P_i) + 0,1464 \quad (3.13)$$

Проведенные экспериментальные исследования позволяют, рекомендовать следующее количество манжетных уплотнений в зависимости от воспринимаемой поршнем разности давлений, рекомендации приведены в таблице 3.6. Учитывая

проведённые экспериментальные исследования автора в работе [23] по определению эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении при использовании поршневых колец, в таблицу 3.6 было добавлено теоретическое количество поршневых колец, которое необходимо установить на поршень для достижения таково же эквивалентного зазора, который достигается при использовании манжетных уплотнений.

Таблица 3.6 – Рекомендуемое количество манжетных уплотнений

Перепад давления ΔP , МПа	Число манжет, шт	Число поршневых колец, шт
До 0,4	1	5
0,4-1		
1-1,6		
1,6-2,5		
2,5-4		8
4-6	2	15
6-7	3	23
7-8	4	32
8-9	5	47
9-10	6	54
10-12	7	65

Для того, чтобы подобрать необходимое количество манжетных уплотнений, обеспечивающих качественный рабочий процесс (рисунок 3.22), при заданном времени цикла (например $t_{\text{ц}}=2,5$ с) при заданном перепаде давления (например $\Delta P=6$ МПа) необходимо провести горизонтальную линию от оси давления (аб) и вертикальную линию (вб) от оси времени цикла. Кривую, которую пересекают обе прямых (аб и вб) является рекомендуемым количеством уплотнений для заданных параметров.

3.4 Определение мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения манжетных цилиндропоршневых уплотнений

Механическое трение в поршневых компрессорах необходимо учитывать как при моделировании рабочих процессов в рабочей полости цилиндра, так и при моделировании интегральных характеристик. Пары трения в классических компрессорах обычно подразделяются на – поршневые кольца – стенка цилиндра; поршень – стенка цилиндра; крейцкопф – направляющая; шток – сальник; крейцкопфный или поршневой палец – верхняя головка шатуна или втулки цапф, а также трение в коренных подшипниках коленчатого вала и во вспомогательных устройствах. В рассматриваемой тихоходной длинноходовой ступени пара трения состоит из: цилиндропоршневого уплотнения – стенка цилиндра.

Основная часть всей работы трения поршневого компрессора приходится на цилиндропоршневые уплотнения (60 – 70 %). В свою очередь работа от трения цилиндропоршневых уплотнений, обусловленная прижимом уплотнения к цилиндру за счет перепада давления, действующего на уплотнение, составляет до 85 %, а 15 % составляют силы собственной упругости уплотнения и экспандера [31]. В классических быстроходных компрессорах мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в узлах разного рода составляет до 10 – 15 % от потребляемой мощности. При увеличении отношения давлений, снижение производительности в ступенях, или когда сжимают высокомолекулярные газы, относительная величина потерь на трение увеличивается и может достигать до 20 – 30 %. В поршневых криогенных микрокомпрессорах механические потери могут достигать до 50 – 55 % от потребляемой мощности [4].

Один из стандартных способов определения общей мощности, затрачиваемой на трение основан на определении механического КПД и индикаторной мощности:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N_i + N_{\text{тр}}}. \quad (3.14)$$

Данный способ является приближенным, так как приходится задаваться механическим КПД, который лежит в широких пределах (0,8 – 0,95) [32].

Сложность замера силы трения при экспериментальном исследовании заключается в том, что довольно сложно определить силу трения отдельно от силы давления газа на поршень. Довольно малую точность давали исследования силы трения посредством замера мощности на валу компрессора. В работе [16, 17] было использовано достаточно простое и надежное решение для исследования силы трения. В центре экспериментального поршня были сделаны сверления для подачи газа от баллона со сжатым воздухом в свободную от кольца поршневую канавку. Из данной канавки давление газа одновременно распространялось на верхние и нижние кольца, соответственно, суммарная поршневая сила была уравновешена, значит, для перемещения поршня по стенке цилиндра необходимо преодолеть только силу трения.

Для рассматриваемой поршневой ступени сила трения цилиндропоршневых уплотнений определялась двумя методами:

1. Сила трения при низком давлении определялась методом постоянного давления (способ, описанный выше).
2. Сила трения при среднем и высоком давлении определялась косвенным методом, через суммарные движущие усилия на штоке.

3.4.1 Определение силы трения при низком давлении методом постоянного давления

Для определения силы трения при низком давлении был разработан экспериментальный стенд, согласно прототипу описанному в работе [17], представленный на рисунке 3.27.

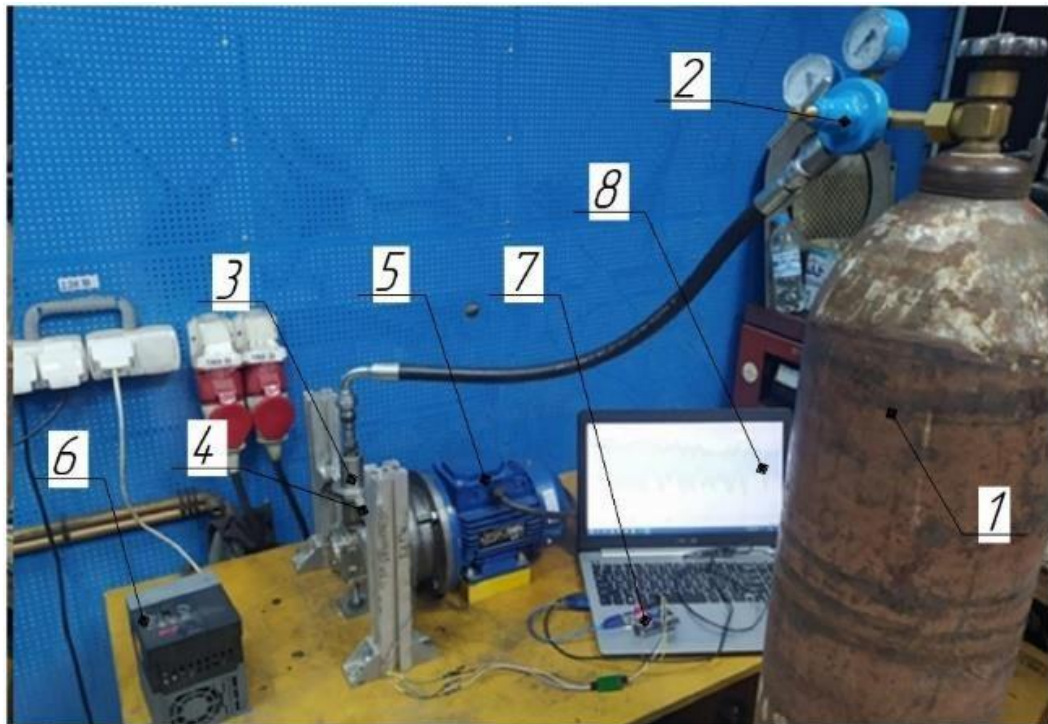


Рисунок 3.27 – Общий вид экспериментального стенда:

1 – Баллон со сжатым воздухом; 2 – Редуктор высокого давления;
3 – Испытуемый поршень; 4 – Тензобалка; 5 – Электродвигатель; 6 – Частотный преобразователь; 7 – Arduino Uno; 8 – Персональный компьютер

Экспериментальный стенд состоит из гильзы, в которой находится испытуемый поршень (рисунок 3.28). Испытуемый поршень нижней частью соединен со штоком компрессора. Приводом компрессора является электродвигатель с возможностью регулирования частоты вращения коленчатого вала при помощи частотного преобразователя. Для обеспечения требуемого перепада давления на уплотнениях, испытуемый поршень соединен с баллоном со сжатым воздухом через редуктор. В свою очередь, гильза закрепляется на двух тензобалках для фиксации возникающих сил трения. Тензобалки через модуль усиления сигнала соединяются с платой микроконтроллера – Arduino UNO и передают полученные данные на персональный компьютер.



Рисунок 3.28 – Испытуемый поршень:

1 – Испытуемый поршень диаметром 20 мм,

2 – Испытуемый поршень диаметром 50 мм

Для подачи сжатого воздуха от баллона на уплотнения в теле поршня выполнено осевое сверление, а в центре поршня выполнены радиальные сверления. Скорость вращения коленчатого вала составляла 50 об/мин. Полученные экспериментальные данные приведены на рисунке 3.29.

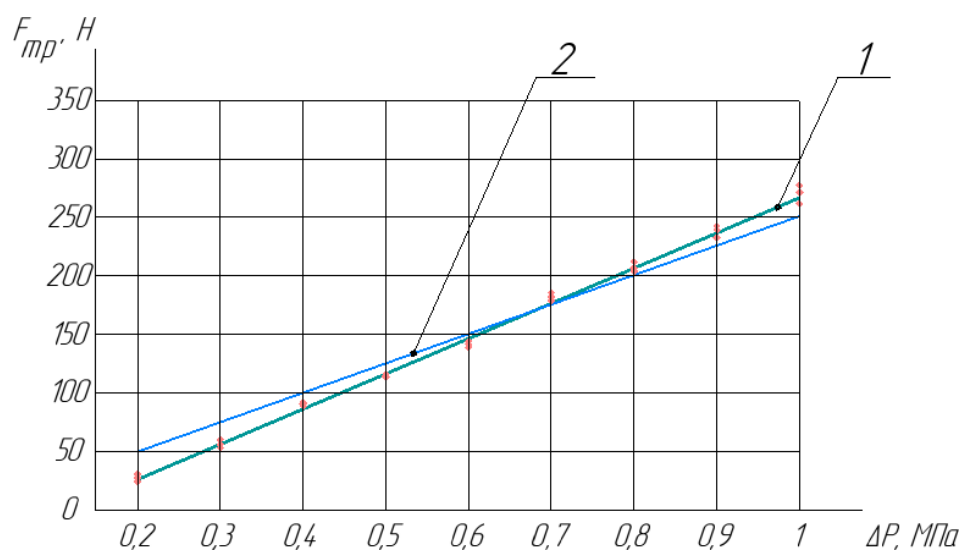


Рисунок 3.29 – Зависимость мгновенной силы трения от перепада давления:

1 – Эксперимент; 2 – Теория

Анализ кривых на рисунке 3.29 показывает, что погрешность между расчетной и экспериментально полученной мгновенной силой трения не превышает 10 %, что вполне допустимо для инженерных расчетов.

3.4.2 Определение силы трения при среднем и высоком давлении косвенным методом

Для определения силы трения косвенным методом необходимо рассмотреть весь компрессорный агрегат целиком, обобщенная схема которого представлена на рисунке 3.30.

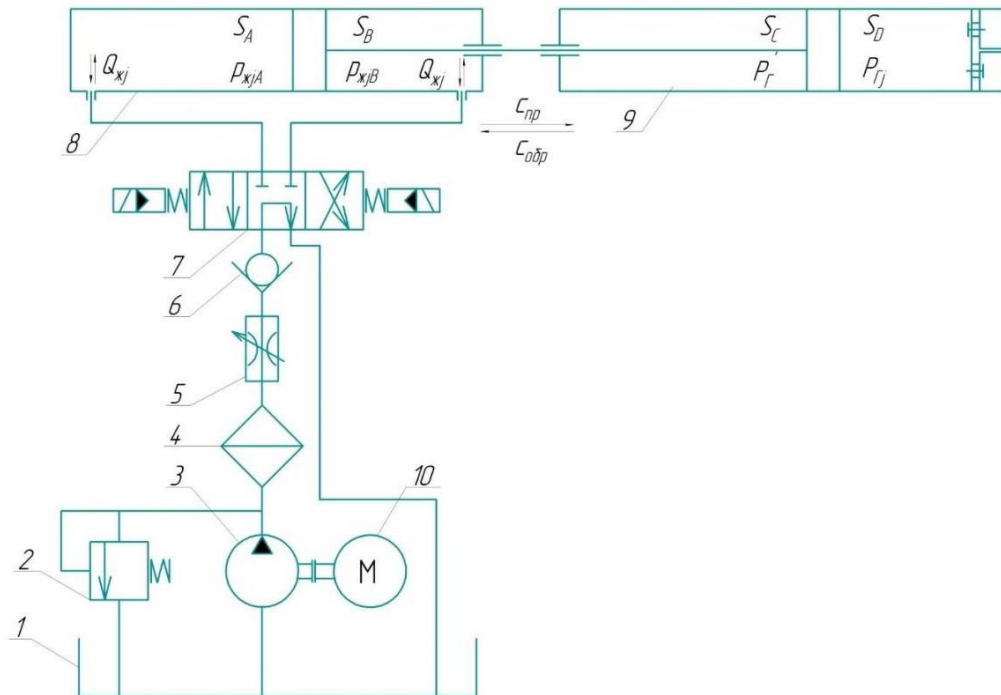


Рисунок 3.30 – Обобщенная схема одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом

- 1 – приводной электродвигатель; 2 – насос шестеренный; 3 – фильтр масляный;
 4 – напорный клапан; 5 – дроссель; 6 – обратный клапан;
 7 – гидрораспределитель; 8 – гидроцилиндр; 9 – бак; 10 – поршневая ступень

Так как скорость поршня практически не изменяется на всем протяжении рабочего цикла, то силу инерции можно не учитывать [22]. Тогда, силу трения манжетных уплотнений можно вычислить из следующего равенства [59]:

$$P_{ш} = R_{ш} + R_n + R_c + P_{г} + F_{тр.ц} \quad (3.15)$$

где $P_{ш}$ — движущее усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

p — рабочее давление жидкости, МПа;

F — рабочая площадь поршня или плунжера, м²;

$R_{ш}$ — сила трения манжетных уплотнений штока, Н;

R_n — сила трения манжетных уплотнений поршня, Н;

R_c — сопротивление от вытекания масла из противоположной полости, Н;

$P_{г}$ — газовое усилие в ступени компрессора, Н;

$F_{тр.ц}$ — сила трения манжетных уплотнений в компрессорной ступени, Н.

При подаче жидкости со стороны поршня гидроцилиндра, площадь последнего определяется по стандартной формуле:

$$F_{п.г.} = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3.16)$$

где D — внутренний диаметр цилиндра гидроцилиндра, м.

Сила трения манжетных уплотнений штока гидроцилиндра определяется по формуле:

$$R_{ш} = \mu \pi d l p, \quad (3.17)$$

где μ — коэффициент трения манжет о рабочую поверхность штока;

d — уплотняемый диаметр, в м;

l — длина уплотнений, м.

Сила трения поршневых колец гидроцилиндра определяется по формуле:

$$R_n = \mu \pi d b (zk + p), \quad (3.18)$$

где μ — коэффициент трения поршневых колец о рабочую поверхность цилиндра, $\mu = 0,11$;

d — уплотняемый диаметр цилиндра, $d = 0,05$ м;

b — ширина поршневых колец, $b = 0,0045$ м;

k — удельное давление кольца на стенки цилиндра, $k = 0,2$ МПа;

z — количество поршневых колец, $z = 1$ шт.

Сопротивление от вытекания масла из противоположной полости (сливной полости) определяется по формуле:

$$R_c = p_n \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right), \quad (3.19)$$

где p_n — давление подпора, которое в случае непосредственного слива в бак, равняется гидравлическому сопротивлению магистрали слива, МПа.

Газовое усилие в ступени компрессора определяется по формуле:

$$P_{\Gamma} = p_{\text{ст}} F_{\text{п.к.}}, \quad (3.20)$$

где $p_{\text{ст}}$ — давление в ступени компрессора, МПа;

$F_{\text{п.к.}}$ — площадь поршня ступени компрессора, м².

Экспериментально определив давление подпора (p_n), рабочее давление жидкости в гидроцилиндре (p), давление в ступени компрессора ($p_{\text{ст}}$), можно рассчитать мгновенную силу трения манжетных цилиндропоршневых уплотнений о стенки цилиндра ступени компрессора. Для достижения данной цели в экспериментальный стенд, представленный на рисунке 3.20 был дополнительно установлен датчик давления в напорную магистральную линию гидроцилиндра.

Полученные экспериментальные значения мгновенной силы трения в зависимости от перепада давления в ступени представлены на рисунке 3.31. Материал цилиндропоршневых уплотнений — Ф4К15М5.

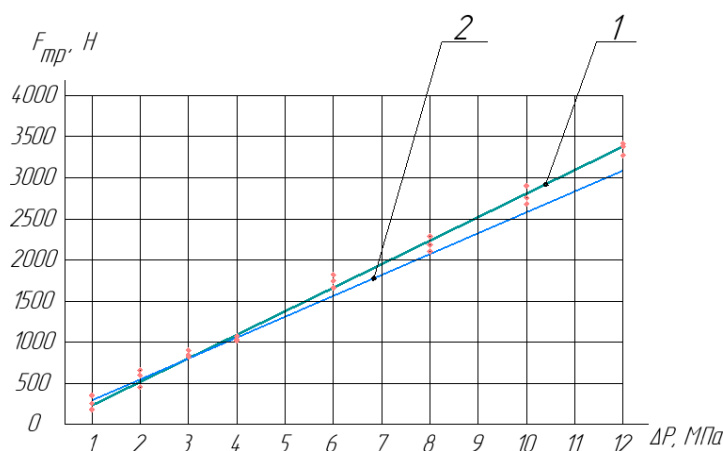


Рисунок 3.31 — Зависимость мгновенной силы трения от перепада давления:

1 — Эксперимент, 2 — Теория

Анализ кривых на рисунке 3.31 показывает, что погрешность между расчетной и экспериментально полученной мгновенной силой трения не превышает 10 %, что вполне допустимо для инженерных расчетов.

Зная средне индикаторный перепад давления определяем среднюю силу трению всего цикла по рисунку 3.31, затем, рассчитываем среднюю мощность, затрачиваемую на преодоление силы трения. Полученные данные сведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Полученные данные по средней мощности трения

ε	Н _{инд} , кВт	Р _{инд} , МПа	Р _{ср} , Н	Н _{ср} , Вт
10	0,12	0,25	42,3	10,6
20	0,16	0,33	65	16,2
30	0,18	0,38	79,1	19,7
40	0,2	0,42	90,4	22,6
50	0,22	0,45	98,9	24,7
60	0,23	0,47	104,4	26,1
70	0,24	0,49	110,2	27,5
80	0,25	0,51	113	28,2
90	0,261	0,53	118,7	29,6
100	0,268	0,54	121	30,3
110	0,27	0,56	127,1	31,8
120	0,28	0,57	130	32,5

Анализ полученных экспериментальных данных подтверждает прямо пропорциональную зависимость силы трения цилиндропоршневых уплотнений от величины перепада давления [17]:

$$\frac{\Delta F_{\text{тр}}}{\Delta P} = \text{const}$$

Сила трения в тихоходной ступени несколько выше, чем в классических быстроходных компрессорах, но тем не менее находится в допустимых пределах.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в манжетном цилиндропоршневом уплотнении, в первом приближении, можно принимать равной 10 % от индикаторной мощности ступени. Так как узел трения в тихоходной ступени только один, то мощность, необходимая для преодоления механического трения равняется мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения в манжетном цилиндропоршневом уплотнении.

Зная силу трения, можно оценить совершенство механизма движения, то есть, определить механический КПД, рисунок 3.32.

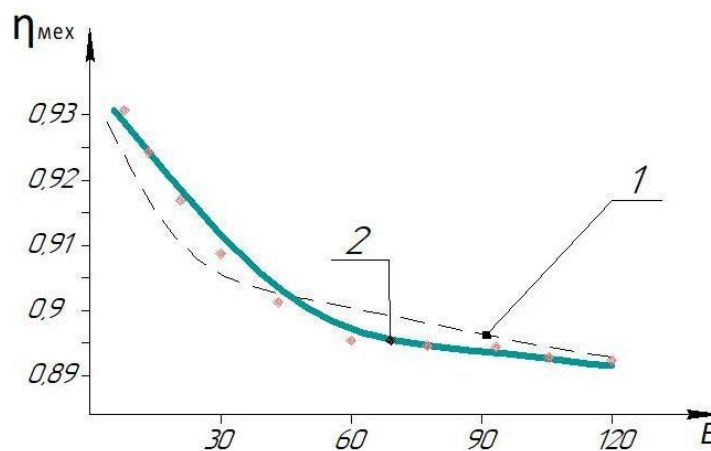


Рисунок 3.32 – Зависимость механического КПД от степени повышения давления

Согласно рисунку 3.32 механический КПД тихоходной ступени лежит в диапазоне 0,89-0,92, что соотносится с механическим КПД газомоторных компрессоров большой производительности, имеющих общий с ДВС вал [25].

3.4.3 Определение силы трения от сил собственной упругости и давления экспандера

Как было отмечено ранее, работа трения цилиндропоршневых уплотнений состоит из двух компонентов: за счет перепада давления (составляет до 85 %) и силы собственной упругости уплотнения, и давления экспандера (составляет 15 %).

Интерес в определении величины силы трения от сил собственной упругости и давления экспандера обусловлен возможностью повышения продолжительности работы цилиндропоршневого уплотнения путем добавления дополнительных уплотнений (данный способ рассмотрен в главе 4). При исследовании данной конструкции очевидно, что на дополнительные уплотнения не будет воздействовать давление газа, соответственно, сила трения будет обусловлена только силами собственной упругости и давления экспандера.

Для поршневых колец в литературе [4, 15, 16, 25, 31, 32, 39] представлены необходимые расчетные уравнения для определения среднего давления кольца на стенку цилиндра от сил собственной упругости. Поршневые кольца изготовленные, как правило, из чугуна обладают достаточным модулем упругости и не нуждаются в экспандерах. Величина среднего давления кольца на стенку цилиндра сильно зависит от модуля упругости материала, радиальной толщины кольца и величины замка. Для цилиндров низкого и среднего давления, среднее давление лежит в диапазоне 30 – 100 кПа, для цилиндров высокого давления 100 – 300 кПа.

Для рассматриваемых манжетных цилиндропоршневых уплотнений подобные рекомендации отсутствуют. Так как манжетные уплотнения изготавливают из фторполимерных композиций упругость которых недостаточна для эффективного начального прижатия, то манжетные уплотнения снабжают экспандерами. Величина среднего давления манжеты на стенку цилиндра будет обусловлена, в основном, давлением экспандера и величиной натяга, а также радиальной толщиной лепестка и внутренним диаметром цилиндра.

С целью достижения поставленной задачи использовался экспериментальный стенд, представленный на рисунке 3.33, в котором испытуемый поршень был отсоединен от баллона со сжатым воздухом.

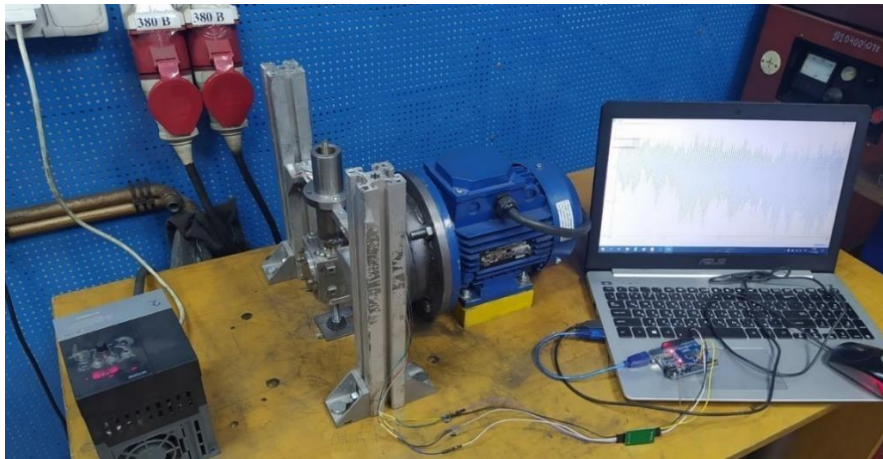


Рисунок 3.33 – Экспериментальный стенд

Количество уплотнений на наборном поршне (рисунок 3.27) варьировалось от 1 до 3 штук с каждой стороны для диаметра 20 мм и от 1 до 6 штук с каждой стороны для диаметра 50 мм. Полученные экспериментальные зависимости силы трения, представленные на рисунке 3.31, позволяют построить теоретический график для диаметра 80 мм, рисунок 3.34. Материал манжетных уплотнений Ф4К15М5.

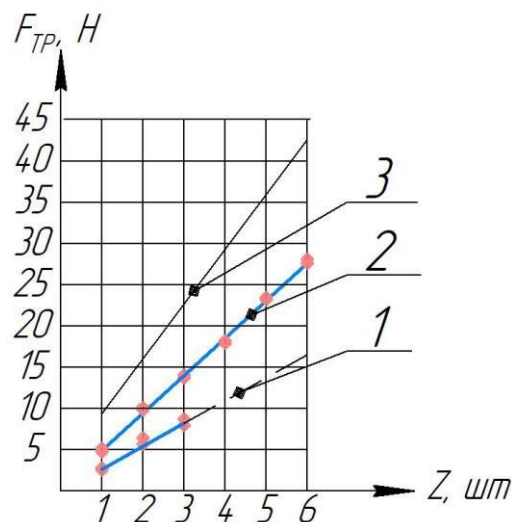


Рисунок 3.34 – Зависимость силы трения от количества уплотнений

Анализируя полученные результаты видно, что при увеличении количества уплотнений с 1 до 3 штук, сила трения увеличивается, примерно, пропорционально с 3 Н до 9 Н (для диаметра 20 мм). При увеличении диаметра с 20 мм до 50 мм сила трения увеличивается на величину примерно равную

отношению диаметров с 3 Н до 6 Н. На основании полученных результатов можно считать, что сила трения, вызванная силами собственной упругости и давлением экспандера для диаметра 20 мм, составляет 3 Н, для диаметра 50 мм – 6 Н, для диаметра 80 мм – 10 Н. В качестве сравнения сила трения, вызванная силами собственной упругости для поршневого кольца диаметром 20 мм, составляет 9,8 Н, для диаметра 50 мм – 6 Н, для диаметра 80 мм – 10,8 Н.

3.5 Исследование рабочего процесса тихоходной ступени с разработанными манжетными уплотнениями

Как было показано в главе 1 (см. рисунок 1.1) при среднем и высоком давлении производительность ступени составляла менее 20 % от теоретически возможной, что крайне мало для современных компрессоров. При использовании разработанной геометрии манжетных уплотнений и рекомендованном количестве последних, удалось повысить энергетические показатели малорасходной тихоходной длинноходовой ступени общий вид которой представлен на рисунке 3.35.

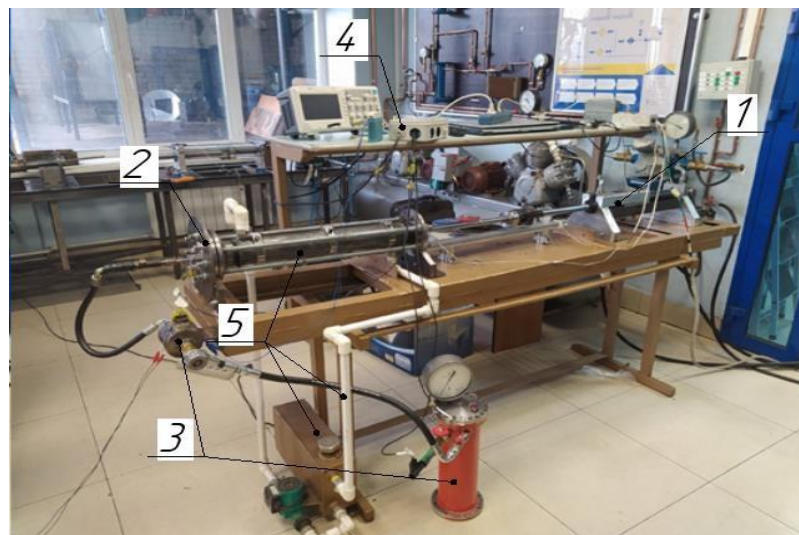


Рисунок 3.35 – Общий вид макетного образца малорасходной тихоходной длинноходовой ступени:

- 1 – Гидроцилиндра; 2 – Поршневая ступень; 3 – Ресивер; 4 – Блок вычисления;
5 – Система охлаждения

По результатам проведенных испытаний были получены индикаторные диаграммы на разных режимах работы, некоторые из них приведены на рисунках 3.36 и 3.37. По полученным экспериментальным осциллограммам была определена зависимости коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД от степени повышения давления, рисунки 3.38-3.40.

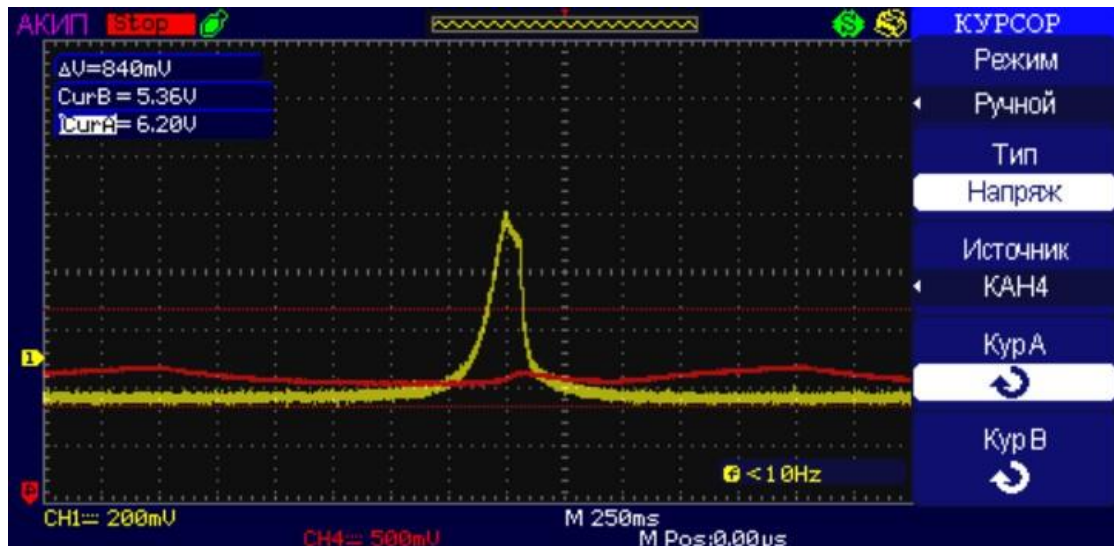


Рисунок 3.36 – Вид индикаторной диаграммы $P_H=10$ МПа, $t_{ц}=3$ с

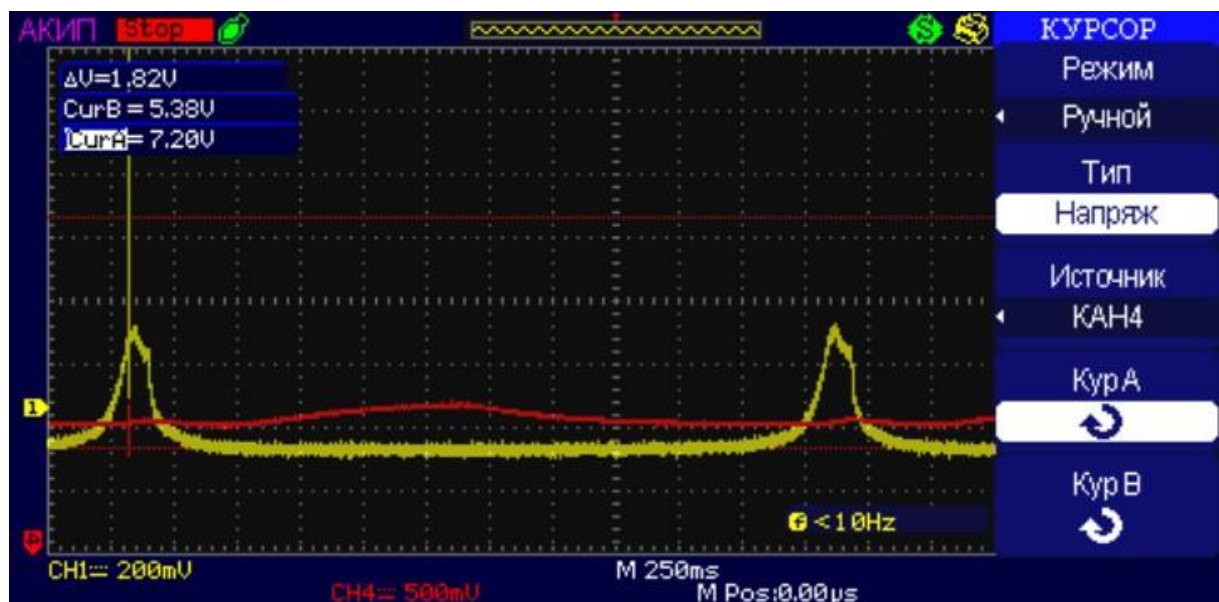


Рисунок 3.37 – Вид индикаторной диаграммы $P_H=10$ МПа, $t_{ц}=2$ с

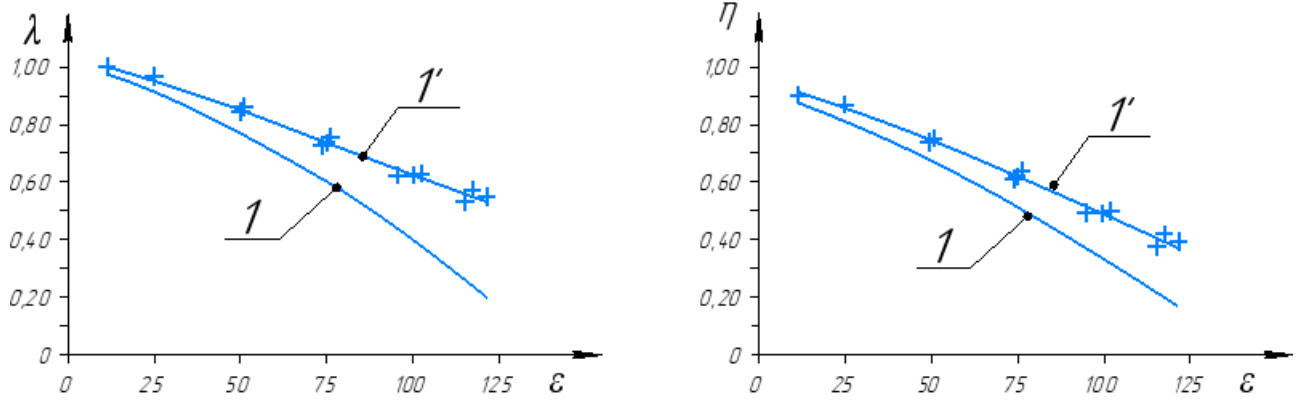


Рисунок 3.38 – Зависимость коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД для времени цикла 2 с

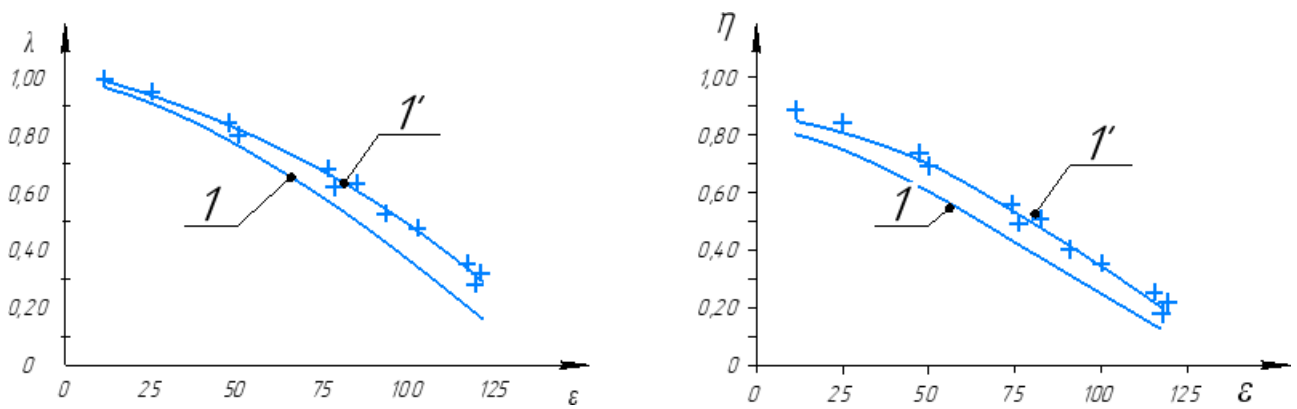


Рисунок 3.39 – Зависимость коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД для времени цикла 3 с

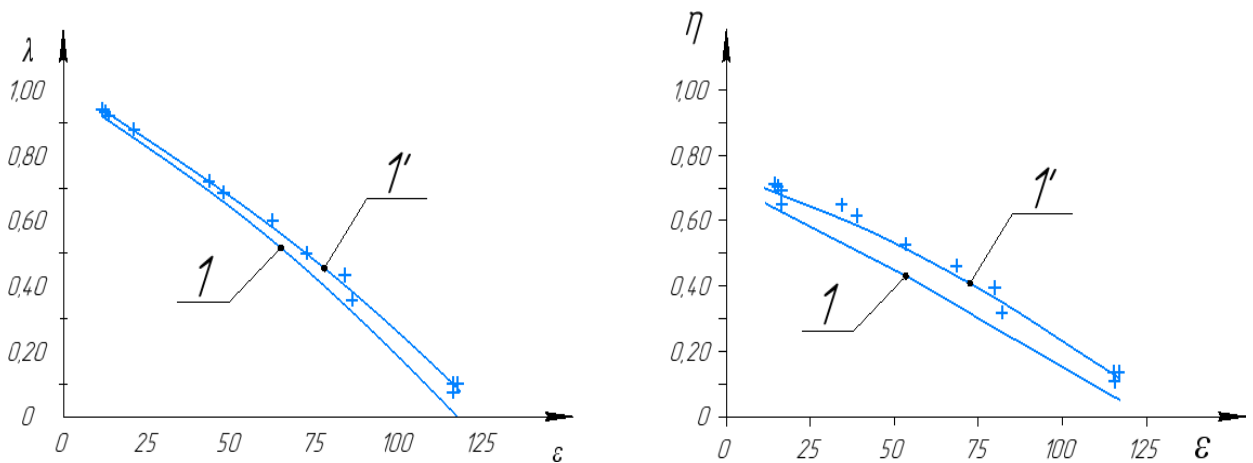


Рисунок 3.40 – Зависимость коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД для времени цикла 4 с:

1 – Результаты полученные в предыдущих работах

1' – Результаты полученные в данной работе

Как видно из представленных кривых, при использовании рекомендованной конструкции манжетного уплотнения и их количестве, удалось повысить коэффициент подачи, в среднем, на 15 %, а изотермический индикаторный КПД, в среднем, на 10 %.

3.6 Прогнозирование длительности работы цилиндропоршневых уплотнений поршневых компрессоров

Продолжительность работы компрессоров, оценивается, как правило, по узлам наиболее часто выходящих из строя и подлежащих ремонту либо замене. Для поршневого компрессора продолжительность работы во многом определяется временем работы поршневых несмазываемых уплотнений как одного из наиболее уязвимых узлов. Продолжительность работы поршневых компрессоров регламентирован в зависимости от области их применения. Крупным нефтеперерабатывающим заводам необходимо обеспечить продолжительность непрерывной работы не менее 8000 часов, криогенные поршневые микрокомпрессоры замкнутых холодильных систем требуют продолжительность работы не менее 2000-3000 часов, поршневые компрессоры в установке замкнутого цикла Гиффорда-МакМагона требуют продолжительность работы не менее 10 000 часов, современные спутниковые системы навигации и связи нуждаются в ресурсных показателях поршневых компрессоров микрокриогенной техники более 20 000 часов, бортовые криогенные системы охлаждения (КСО) предназначенные для обеспечения криостатирования фотоприемных устройств требуют продолжительность работы 30 000 - 40 000 часов, в других случаях автономных условий эксплуатации требуемая продолжительность работы нередко превышает 30 000 часов [168].

Продолжительность работы цилиндропоршневых уплотнений в тихоходных ступенях компрессорах может быть значительно выше по сравнению с существующими аналогами за счёт интенсивного охлаждения сжимаемого газа и низкой скорости движения поршня, менее 1 м/с.

Были рассмотрены антифрикционные самосмазывающиеся материалы, наиболее часто применяющиеся в компрессорах, как общепромышленного назначения, так и криогенного. Из отобранных материалов: Ф4К15М5, Криолон-3, Флубон-20 и Флувис-20 были изготовлены образцы для дальнейшего испытания их на износ (рисунок 3.41). Испытания проводились при следующих режимах работы ступени: $P_H=4-12$ МПа, средняя температура в зоне трения $T_{ср}=60-100^{\circ}\text{C}$, скорость скольжения поршня 0,5 м/с.

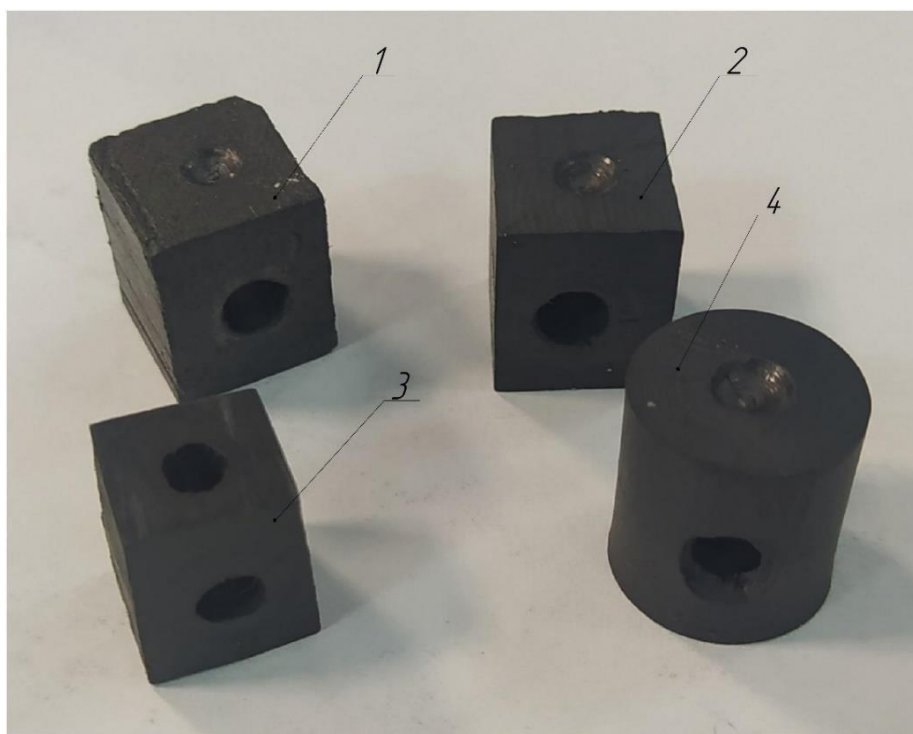


Рисунок 3.41 – Образцы антифрикционных материалов:

1 – Флубон-20, 2 – Ф4К15М5, 3 – Криолон 3, 4 – Флувис-20

Для подтверждения возможности достижения длительной работы цилиндропоршневых уплотнений, были проведены испытания на разработанном лабораторном экспериментальном стенде (рисунок 3.42), который в полной мере воссоздает условия работы реальной тихоходной ступени, прототипом для созданного стенда послужила машина трения 77МТ-1. Несмотря на то, что данные материалы были многократно исследованы другими авторами [16, 17, 31, 32, 39, 43] новизна конструктивных и режимных параметров тихоходной ступени объясняет актуальность проведения испытаний для получения основных

трибологических показателей таких как - сила трения, радиальный износ, а также возможность оценки продолжительности работы уплотнений. До начала испытаний все образцы подвергались приработке. Прекращение режима приработки определяется стабилизацией коэффициента трения, при этом, контакт поверхностей должен составлять не менее 90 % [16, 17, 31].

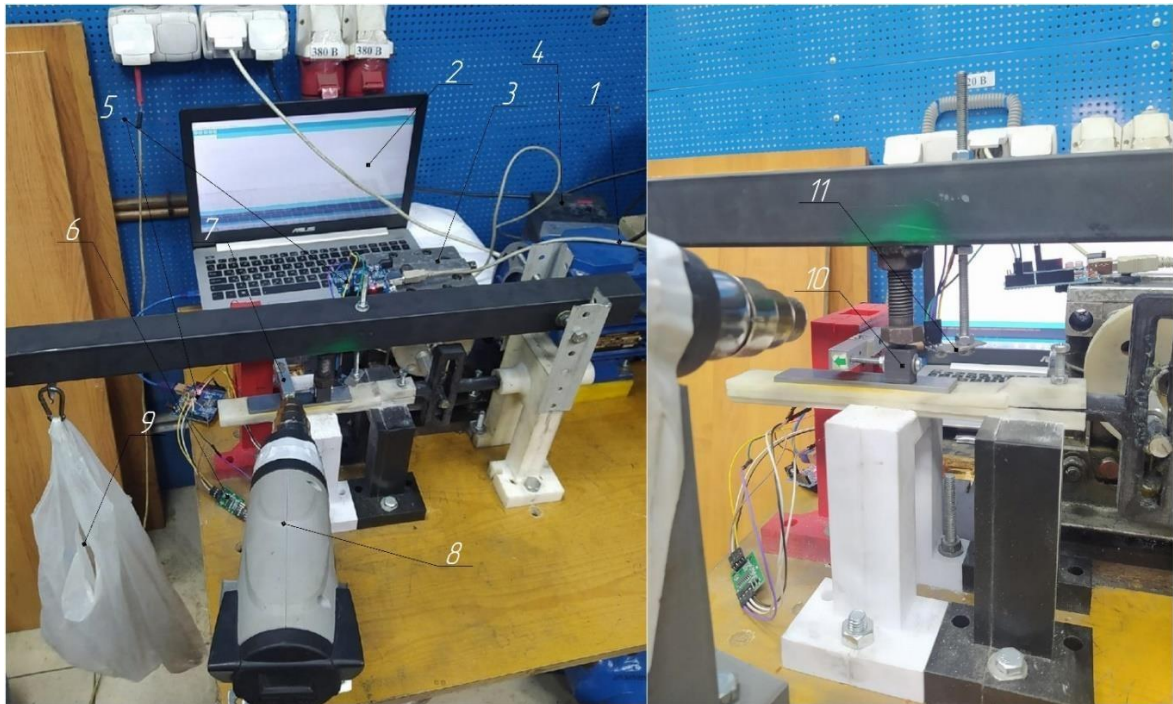


Рисунок 3.42 – Общий вид лабораторного экспериментального стенда по проведению испытаний:

1 – Электродвигатель, 2 – ПК, 3 – Редуктор, 4 – Частотный преобразователь HYUNDAI N700E, 5 – Контроллер Arduino Uno, 6 – Электронный усилитель HX711, 7 – Тензодатчик YZC131, 8 – Строительный фен ПЕСАНТА ФЭ-2000К, 9 – Нагрузка, 10 – Исследуемый образец, 11 – Бесконтактный температурный сенсор GY-906-BAА

Порядок проведения эксперимента:

1. Проверка исправности основного и вспомогательного оборудования;
2. Выбор и приработка образца антифрикционного материала;
3. После приработки – протирание образца влажной спиртовой салфеткой и сушка при комнатной температуре в течение 60 мин;

4. Подготовка аналитических весов ЛВ-210А для взвешивания образцов;
5. Расчет по формуле (3.27) необходимой массы для нагружения образца;
6. Определение начальной массы m_1 образца до проведения испытаний;
7. Установка образца на экспериментальный стенд, нагружение образца, задание требуемой скорости скольжения поршня;
8. По истечении 100 ч трения – завершение эксперимента, снятие образца, протирание влажной спиртовой салфеткой и сушка при комнатной температуре в течение 60 мин;
9. Определение конечной массы m_2 образца после испытаний;
10. Расчет скорости изнашивания материала по формуле (3.21), расчет радиального износа по формуле (3.22), расчет длительности работы уплотнения по формуле (3.23);
11. Выбор и приработка следующего образца антифрикционного материала;
12. Повтор пунктов 3–10.

Теоретический ресурс работы уплотнений оценивался следующим образом. Для каждого материала измерялась скорость изнашивания по известной формуле:

$$I_m = \frac{m_1 - m_2}{t}, \quad (3.21)$$

где m_1, m_2 – начальная и конечная масса, г;

t – время одного эксперимента, час (в нашем случае до 100 часов).

Перед началом и после испытаний образцы антифрикционных материалов протирались спиртовой салфеткой и сушились не менее 60 мин. Начальная и конечная масса образцов измерялась на аналитических лабораторных весах типа ЛВ-210А.

Зная величину массового износа материала, возможно косвенным методом рассчитать радиальный износ в единицу времени, по следующей формуле:

$$L = \frac{\Delta m}{\rho F} 1000, \quad (3.22)$$

где L – радиальный износ, в зависимости от приложенной нагрузки, скорости поршня и соответствующей температуре в зоне трения, мм;

Δm – изменение массы, кг;

ρ – плотность исследуемого материала, кг/м³;

F – площадь исследуемого образца, м².

Экспериментально определив радиальный износ материала в единицу времени и зная допустимый радиальный износ материала уплотнения, можно рассчитать теоретический ресурс работы, по формуле:

$$I_h = \frac{\Delta b R}{L}, \quad (3.23)$$

где Δb – допустимый радиальный износ уплотнения, мм;

R – коэффициент (см. ниже).

Практически изнашивание язычка манжеты будет происходить не на всю толщину, так как при определенном его уменьшении будет наблюдаться прорыв рабочего газа, а следовательно, уплотнение будет выходить из строя. Исходя из практических соображений, в формулу 3.21 вводим коэффициент R , учитывающий возможность предварительного поджатия манжеты экспандером к поверхности цилиндра и работы манжеты до появления утечек [37]:

$$R = 0,75 \div 0,9$$

В данной работе коэффициент R принимаем равным – 0,8.

При проведении испытаний особенно важно правильно задать нагрузку на образец материала, которая будет сопоставима с действительной нагрузкой, действующей на уплотнение в тихоходной ступени. Для этого необходимо построить диаграмму газовых сил для всех рассматриваемых значений давления нагнетания ($P_H = 4-12$ МПа) и определить среднеиндикаторное усилие за цикл по известной формуле (3.22). На рисунке 3.43 представлен пример диаграммы газовых сил при давлении нагнетания $P_H = 10$ МПа.

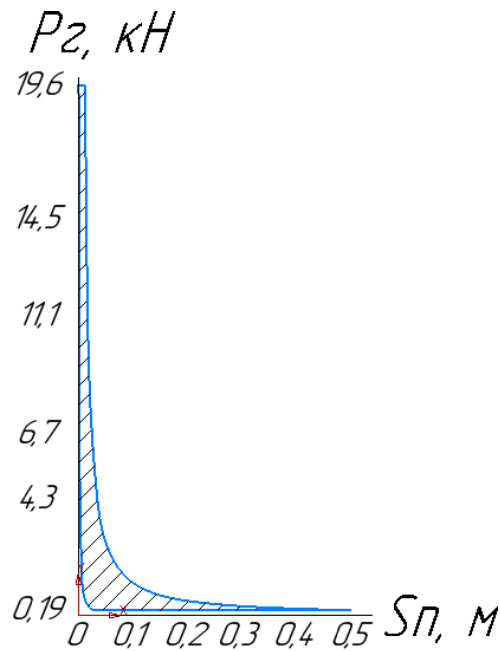


Рисунок 3.43 – Диаграмма газовой силы при $P_H = 10$ МПа

$$F_{cp} = \frac{m_p m_s f}{S}, \quad (3.24)$$

где m_p – масштабный коэффициент поршневой силы, кН/мм;

m_s – масштабный коэффициент хода поршня;

f – площадь соответствующей диаграммы, мм²;

S – ход поршня, мм.

Далее определяем среднеиндикаторное давление на цикл, по формуле:

$$P_{cp} = F_{cp}/S, \quad (3.25)$$

где S – площадь поршня, мм².

Затем, зная среднеиндикаторное давление, необходимо в разработанной математической модели, которая подробно описана во второй главе, определить давление после уплотнении P_2 и коэффициент β , который учитывает противодействие газа со стороны цилиндра. Определив эти параметры, рассчитываем нагрузку, при которой работает цилиндропоршневое уплотнение по формуле:

$$P_H = \frac{P_{cp} - P_2}{2} \beta. \quad (3.26)$$

Зная нагрузку, подберем необходимую массу для нагружения образца:

$$m = \frac{\frac{P_H S}{g}}{\left(\frac{L_1}{L_2}\right)}, \quad (3.27)$$

где g – ускорение свободного падения, Н/кг;

S – площадь образца, м²;

$\frac{L_1}{L_2}$ – отношение плеч нагружения.

Проведенные экспериментальные исследования по определению износа образцов материала при режимах работы тихоходной длинноходовой ступени, позволили определить продолжительность работы уплотнений, изготовленных из соответствующих материалов. Результаты испытания на износ, при давлении нагнетания $P_H = 10$ МПа и средней температуры в зеркала цилиндра $T_{ср} = 100$ °С показаны в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Результаты испытаний материалов

Материал	m_1 , г	m_2 , г	Δm , кг	ρ , кг/м ³	Объем, м ³	Площадь, м ²	Радиальный износ	
							мм/ч	за 1000 ч, мм
Ф4К15М5	17,982 5	17,976 4	$6,1 \cdot 10^{-6}$	2200	$2,7727 \cdot 10^{-9}$	0,00024025	0,00038	0,38 47
«Криолон-3»	15,104 3	15,098 4	$5,9 \cdot 10^{-6}$	2200	$2,6818 \cdot 10^{-9}$		0,00037	0,37 20
«Флубон-20»	16,168 7	16,167 8	$9,0 \cdot 10^{-7}$	2100	$4,2857 \cdot 10^{-10}$		0,000059	0,05 90
«Флувис-20»	16,169 3	16,168 9	$4,0 \cdot 10^{-7}$	2000	$2,0 \cdot 10^{-10}$	0,00020096	0,000027	0,02 77

Для остальных режимов нагружения величина радиального износа приведена на рисунке 3.44 и 3.45.

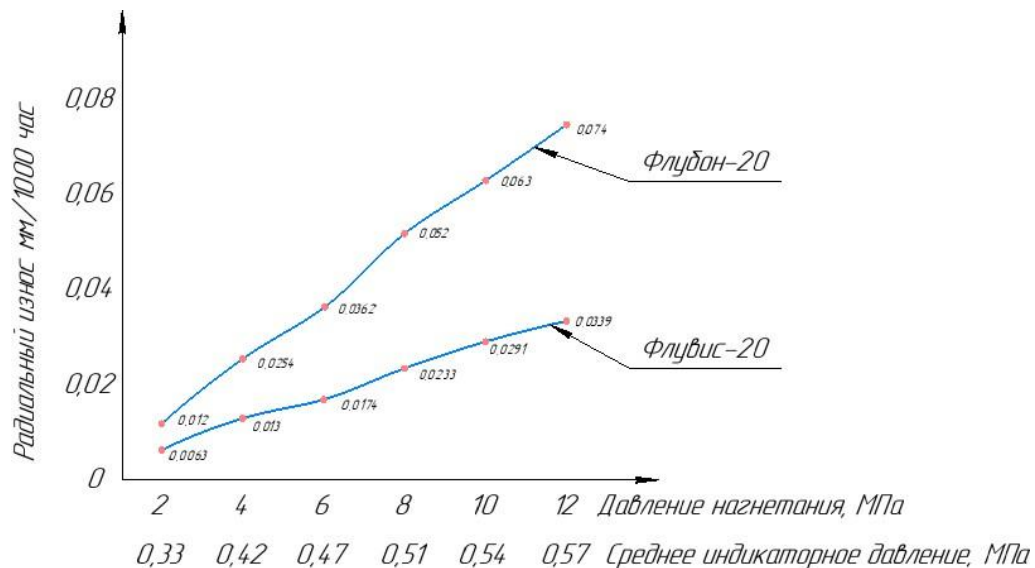


Рисунок 3.44— Величина радиального износа для материалов Флубон-20 и Флувис-20

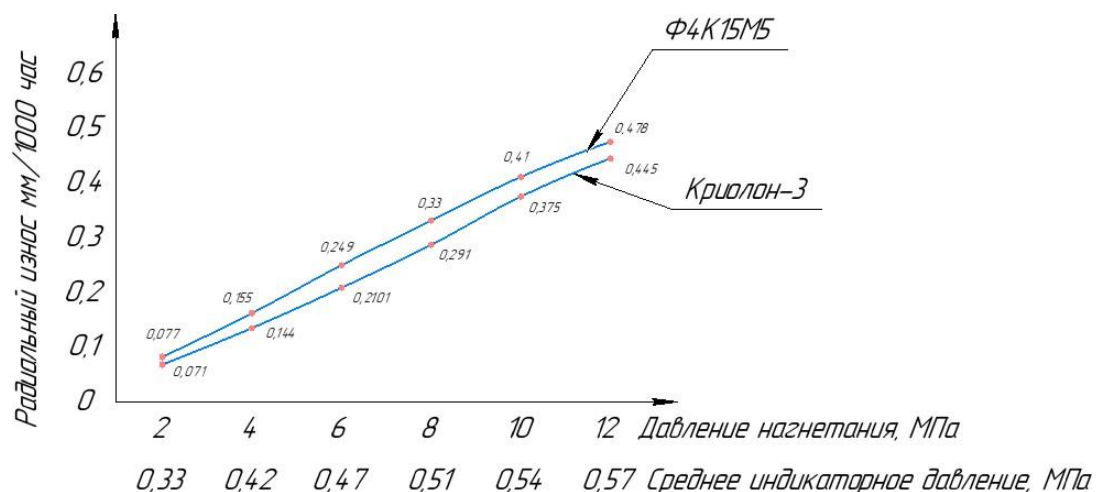


Рисунок 3.45— Величина радиального износа для материалов Ф4К15М5 и Криолон-3

В ходе проведения экспериментов для материала, который применяется в макетном образце тихоходной длинноходовой ступени, а именно - Ф4К15М5, были получены зависимости силы трения от частоты вращения коленчатого вала при различном значении нагрузки (рисунок 3.46). Анализ полученных графиков показал, что сила трения увеличивается, примерно, пропорционально приложенной нагрузке. Тенденция по снижению силы трения по мере увеличения частоты вращения вала — подтверждена. Данный факт объясняется тем, что с

увеличением частоты вращения вала, увеличивается и скорость движения поршня, тем самым, микроскопические выступы не успевают глубоко западать в углубления поверхности движущихся тел [14].

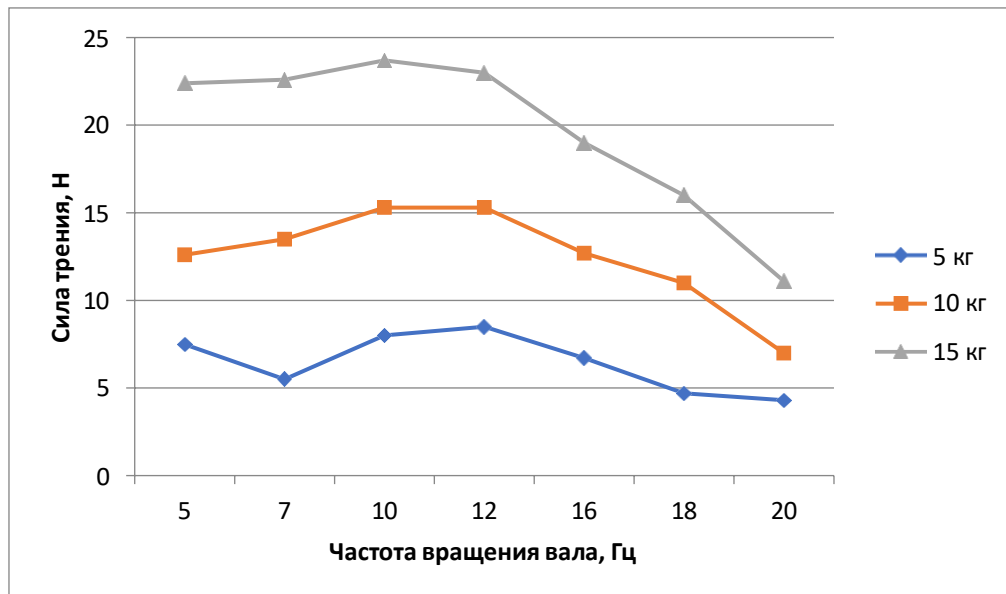


Рисунок 3.46 – Зависимость силы трения от частоты вращения вала

На рисунке 3.47 показана линия тренда, полученная при помощи тензодатчика YZC-131 выведенной на ПК при помощи Arduino Uno.

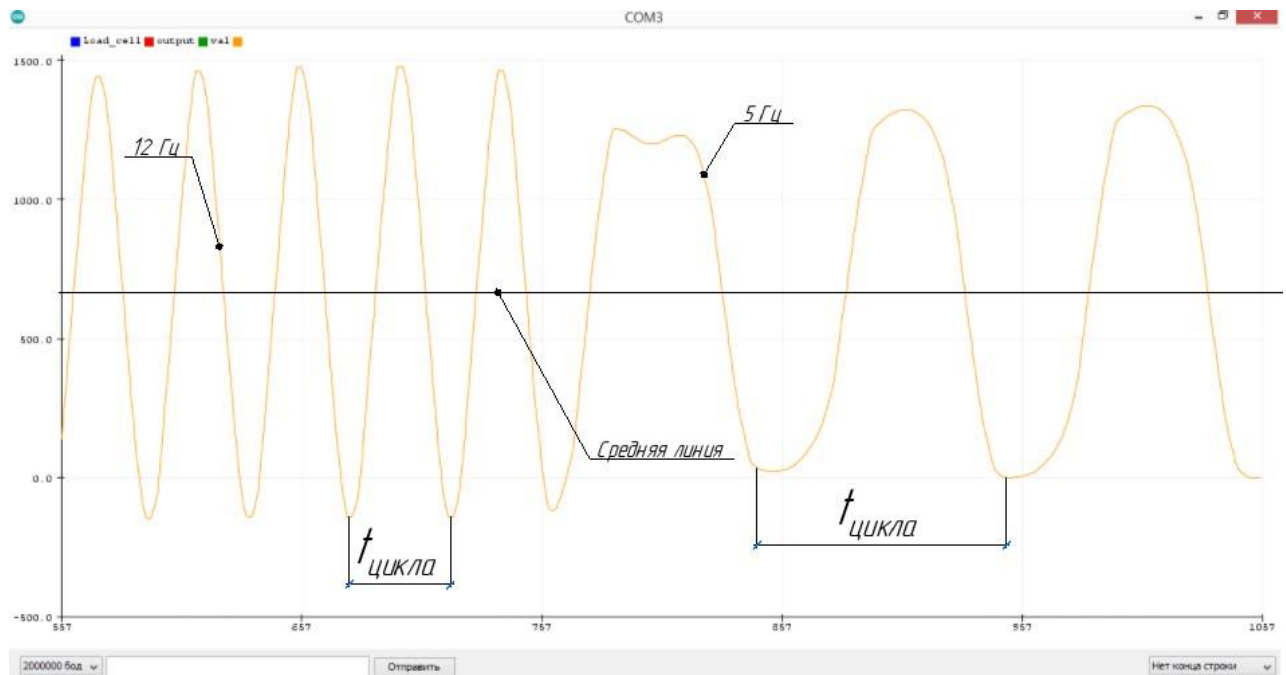


Рисунок 3.47 – Линия тренда силы трения при различных оборотах вала

Погрешность измерения массы образцов определяется приборной погрешностью. Согласно паспорту погрешность весов ЛВ-210А равна: в диапазоне от 10 мг до 50 г – 0,4 мг; в диапазоне от 50 до 200 г – 0,5 мг; в диапазоне от 200 до 210 г – 0,6 мг [169]. Массы всех антифрикционных образцов лежат в диапазоне от 10 мг до 50 г, то абсолютная погрешность каждого измерения массы равно $\delta_{\text{абс}} = 0,4$ мг. Средняя величина массового износа в ходе каждого исследования составляет 5 мг, тогда относительная погрешность измерения скорости изнашивания составит [169]:

$$\delta_1 = \frac{\delta_{\text{абс}}}{\Delta m_{\text{ср}}} = \frac{0,4}{5} \cdot 100 \% = 8 \%$$

Зная силу трения и нормальную нагрузку, приложенную к исследуемому образцу (Ф4К15М5) возможно определить коэффициент трения для дальнейшего использования его в математической модели и для расчета теоретической мгновенной силы трения. Полученные результаты зависимости коэффициента трения от скорости поршня и приложенной нагрузки, представлены на рисунке 3.48.

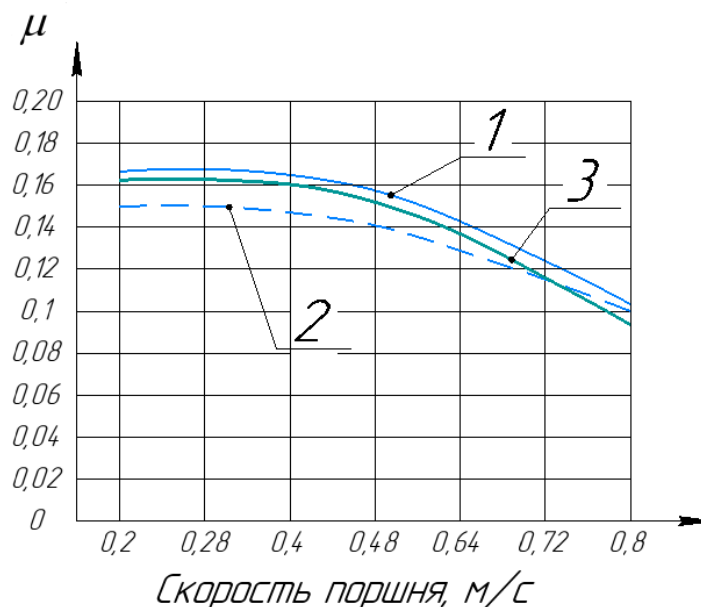


Рисунок 3.48 – Зависимость коэффициента трения от частоты вращения вала:

1 – нагрузка 5 кг; 2 – нагрузка 10 кг; 3 – нагрузка 15 кг

Анализ графиков показывает, что для режимных параметров близким к тихоходной ступени коэффициент трения лежит в диапазоне 0,11 - 0,15 для учета в математической модели и для расчета мгновенной силы трения коэффициент трения принимаем постоянный на всем протяжении цикла 0,15.

Выводы по главе

По результатам проведения экспериментальных исследований были получены возможные изменения толщины стенки лепестка манжеты из антифрикционных материалов, нашедших наибольшее распространения в компрессорной технике. При заданных режимах работы были определен наиболее подходящий материал - Флувис-20.

Благодаря проведенным испытаниям можно с уверенностью сказать, что тихоходная длинноходовая ступень превосходит известные быстроходные аналоги по продолжительности работы безсмазочных уплотнений в несколько раз. При проведении исследований были получены также результаты по значениям силы трения.

В процессе проведения экспериментальных исследований были получены следующие основные результаты.

Проведенные статические продувки манжетных уплотнений различной геометрии, позволили дать следующие рекомендации по проектированию манжетных цилиндропоршневых уплотнений: внешний диаметр уплотнения следует выбирать в диапазоне $D_v = ([0,015 - 0,02] + 1)D_{ц}$, угол раскрытия следует выбирать равным - 115° .

Была верифицирована методика определения нагрузки, действующей на манжетное цилиндропоршневое уплотнение. Погрешность полученных данных не превышает 10 %, что вполне допустимо для данных методик расчета.

Было определено рекомендованное количество манжетных цилиндропоршневых уплотнений в зависимости от времени цикла и перепада давления по поршню. Так при перепаде давления $\Delta P=12$ и времени цикла $t=2$ с, рекомендованное количество уплотнений составит $Z=7$ шт. При этом радиальный эквивалентный зазор лежит в диапазоне от 0,65 до 0,2 мкм.

Проведенные исследования по определению силы трению в тихоходной длинноходовой ступени показали, что сила трения в рассматриваемой ступени несколько выше, чем в классических быстроходных компрессорах, но тем не менее находится в допустимых пределах. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в манжетном цилиндропоршневом уплотнении, в первом приближении, можно принимать равной 10 % от индикаторной мощности ступени. Механический КПД ступени лежит в диапазоне $\eta_{\text{мех}}=0,92\div 0,9$.

Проведенные экспериментальные исследования по определению силы трения вызванной силами собственной упругости материала и давления экспандера показали, что сила трения для диаметра 20 мм, составляет 3 Н, для диаметра 50 мм – 6 Н, для диаметра 80 мм – 10 Н, на одно манжетное цилиндропоршневое уплотнение.

При проведении экспериментальные исследования рабочего процесса тихоходной длинноходовой ступени при использовании рекомендованной конструкции манжетного уплотнения и их количестве, удалось повысить коэффициент подачи, в среднем, на 15 %, а изотермический индикаторный КПД, в среднем, на 10 %.

По результатам проведения испытаний материала на износ был получен коэффициент трения принимаем постоянный на всем протяжении цикла 0,15 для материала Флувис-20.

4 Расчетно-параметрический анализ работы поршневой длинноходовой ступени с манжетными цилиндропоршневыми уплотнениями

Основные задачи расчетно-параметрического анализа:

- 1) Определить радиальную толщину манжетного уплотнения для различных антифрикционных материалов при заданном давлении в рабочей камере;
- 2) Определить нагрузку действующее на уплотнение с учетом коэффициента противодействия газа со стороны цилиндра;
- 3) Рассмотреть способ увеличения длительности работы цилиндропоршневых уплотнений путем установки дополнительных уплотнений;
- 4) Определить необходимое количество дополнительных уплотнений для работы с давлением нагнетания 12 МПа;
- 5) Рассмотреть способ повышения продолжительности работы цилиндропоршневых уплотнений путем снижения пиковых нагрузок, действующих на первое уплотнение.

Поставленные задачи параметрического анализа решены с при помощи разработанной и верифицированной математической модели, разработанной во второй главе.

Объектом исследования является манжетное цилиндропоршневое уплотнение высотой – 0,0055 м, номинальным диаметром – 0,02 – 0,08 м, угол раскрытия кромки лепестка – 115 °. Основные параметры тихоходной ступени – диаметр цилиндра – 0,02 - 0,08 м; ход поршня – 0,5 м; граничные условия – температура газа на всасывании – 293 К, давления всасывания – 0,1 МПа, давление нагнетания 1 – 12 МПа, сжимаемый газ – воздух.

4.1 Определение толщины лепестка манжетного уплотнения для различных антифрикционных материалов

Как было отмечено ранее, эффективность и продолжительность работы поршневой ступени, в основном, зависит от качественно спроектированных

манжетных цилиндропоршневых уплотнений [153, 170-172]. От правильного выбора радиальной толщины лепестка уплотнения зависит степень герметичность рабочей камеры. На основании ранее разработанной математической модели (см. главу 2) были рассчитаны максимальные и минимальные толщины стенок в зависимости от максимального давления $P_{ц}$ в рабочей камере, и марки материала, полученные данные сведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Радиальные толщины стенок лепестков манжетных уплотнений

Марка материала	$P_{ц}=4$ МПа		$P_{ц}=6$ МПа		$P_{ц}=8$ МПа		$P_{ц}=10$ МПа		$P_{ц}=12$ МПа	
	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}
Ф4К20	0,4	1,9	0,4	2,8	0,4	3,5	0,6	4,1	0,8	4,4
Ф4К15М5										
Криолон-3		1,6		2,3		2,9		3,4		3,7
Флубон-20		1		1,5		1,8		2		2,3
Флувис-20		0,8		1,2		1,5		1,8		2

Анализ таблицы 4.1 показал, что на жесткость материала очень сильно влияет введение волокнистых и дисперсных волокон. Модуль упругости при растяжении E_r увеличивается, жесткость материала повышается. Соответственно, материалы групп Флубон и Флувис, которые содержат до 20 % углеродных волокон будут сложнее поддаваться деформациям от давления газа, что и нашло свое отражение в толщинах стенок. Несмотря на жесткость материалов группы Флувис, Флувис - 20 имеет наименьший радиальный износ (как показали проведенные испытания) и может быть рекомендован к приоритетному применению в тихоходных машинах.

Описанный механизм герметизации манжетных уплотнений накладывает трудности на процесс герметизации зазора при низких давлениях. Поэтому, при низких давлениях до 1-1,5 МПа манжетные уплотнения применять не рекомендуется [76].

В таблице 4.2 представлены данные о теоретически возможном изменении толщины стенки в зависимости от давления в рабочей камере и материала.

Таблица 4.2 – Теоретическая возможность изменения толщины стенки

Марка материала	Рц=4 МПа	Рц=6 МПа	Рц=8 МПа	Рц=10 МПа	Рц=12 МПа
	Δb , мм	Δb , мм	Δb , мм	Δb , мм	Δb , мм
Ф4К15М5	1,5	2,4	3,1	3,5	3,6
Криолон-3	1,2	1,9	2,5	2,8	2,9
Флубон-20	0,6	1,1	1,4	1,4	1,5
Флувис-20	0,4	0,8	1,1	1,2	1,2

В инженерной методике для определения предварительной толщины стенки лепестка манжетного уплотнения была получена следующая формула:

$$t = \frac{P \cdot L \cdot X}{E} \quad (4.1)$$

где P – давление нагнетания, Па;

L – длина лепестка уплотнения, мм (см. рисунок 2.1);

E – модуль упругости материала, Па.

X – поправочный коэффициент полученный в ходе численного моделирования, $X=46$.

4.2 Определение нагрузки, действующей на уплотнение

Для определения нагрузки, действующей на уплотнение, необходимо уточнить коэффициент противодействия газа со стороны цилиндра в зазоре между манжетным уплотнением и стенкой цилиндра β . Для этого в разработанной математической модели (см. главу 2) были введены дополнительные плоскости (10 штук) для оценки величины эпюр давления в зависимости от P_H . Общий вид эпюр давления (при $P_H=4$ МПа) действующих на манжетное уплотнение представлен на рисунке 4.1.

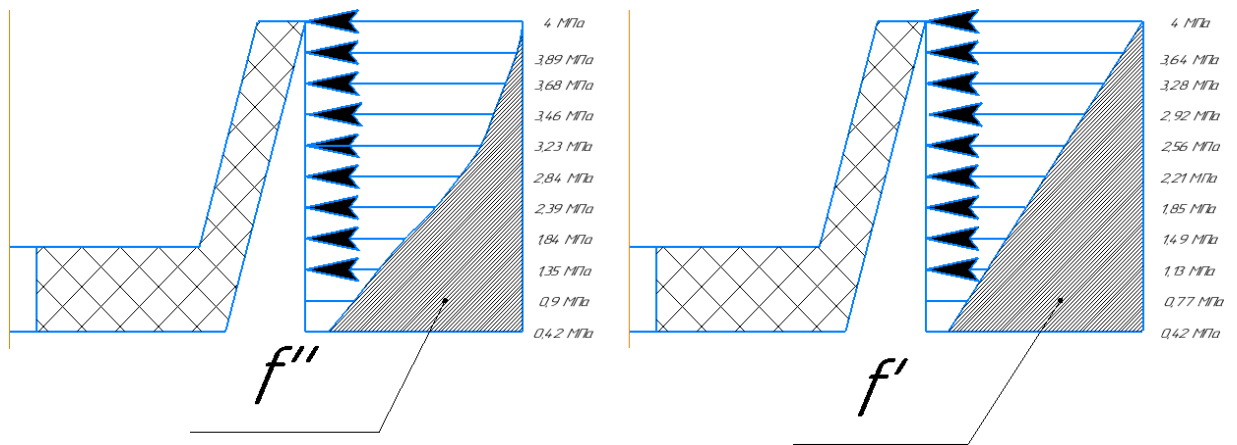


Рисунок 4.1 – Эпюры давлений действующих на манжетное уплотнение

На основании полученных данных в ходе математического моделирования были получены эпюры давлений, действующих в радиальном направлении. Площади f' и f'' характеризуют силы, действующие на единицу поверхности трения уплотнения. Зная данные площади, находим коэффициент β по формуле, согласно [7]:

$$\beta = \frac{f''}{f'} \quad (4.2)$$

Таблица 4.3 – Значения коэффициента β

P_H , МПа	P_{K-H}	β По формуле [7]	β По формуле (3.3)	B_{cp}
1	7,27	1,12	0,7	0,76
2	9,46		0,81	
3	9,67		0,78	
4	9,52		0,75	
5	9,43		0,73	
6	9,09		0,8	
7	8,86		0,78	
8	8,60		0,77	

P_H , МПа	P_{K-H}	β По формуле [7]	β По формуле (3.3)	B_{cp}
9	8,41		0,76	
10	8,19		0,77	

Значения коэффициента β рассчитанного по формуле (3.3) и формуле [15] в зависимости от перепада давления на уплотнении, сведены в таблице 4.3. Высота уплотнения в нашем случае $h=5,5$ мм.

Используя полученный осредненный коэффициент $\beta = 0,76$, определим по формуле (4.2) нагрузку, действующую на манжетное цилиндропоршневое уплотнение. Полученные данные приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Нагрузка, действующая на манжетное уплотнение

P_H , МПа	ΔP , МПа
1	0,32
2	0,67
3	1,02
4	1,36
5	1,69
6	2,02
7	2,35
8	2,68
9	3,01
10	3,33
12	4,08

В результате математического моделирования было получено типичное распределение давления в зазоре между манжетным уплотнением и стенкой цилиндра. Для оценки величин давления, действующих в плоскостях P_2 - P_7 (при

отсутствии экспериментальных данных) можно воспользоваться следующими уравнениями: (Для давления $P_H=1$ МПа): $P_2=P_H \cdot 0,13$ для остальных плоскостей давление можно принимать – 0,1 МПа. (Для давления $P_H=2-6$ МПа): $P_2=P_H \cdot 0,12$; $P_3=P_H \cdot 0,06$; $P_4=P_H \cdot 0,06$; $P_5=P_H \cdot 0,045$; $P_6=P_H \cdot 0,035$; $P_7=0,015$ МПа. (Для давления $P_H=7-10$ МПа): $P_2=P_H \cdot 0,12$; $P_3=P_H \cdot 0,06$; $P_4=P_H \cdot 0,06$; $P_5=P_H \cdot 0,045$; $P_6=P_H \cdot 0,035$; $P_7=P_H \cdot 0,02$.

4.3 Влияние износа манжетных уплотнений на коэффициент подачи тихоходной длинноходовой ступени

Постепенное снижение экономичности работы компрессора, как правило, обусловлено утечками через цилиндропоршневые уплотнения, которые в свою очередь, являются главной причиной падения производительности компрессорной ступени. После первых 1000 часов работы компрессора утечки газа через цилиндропоршневые уплотнения при его суммарном радиальном износе всего в 6 % составляет более 10 % от производительности компрессора [16, 17].

Так как массовый расход газа зависит от количества цилиндропоршневых уплотнений, то для увеличения длительности работы цилиндропоршневых уплотнений можно рекомендовать увеличение числа уплотнений и снижение перепада давления на уплотнении.

При рассматриваемом способе повышения длительности работы цилиндропоршневых уплотнений необходимо учитывать следующие факторы [32]:

- при снижении частоты вращения вала увеличиваются и относительные утечки газа через комплект цилиндропоршневых уплотнений, т. е. при уменьшении частоты вращения вала необходимо увеличить число уплотнительных элементов;
- для больших перепадов давлений на поршне требуется большее число уплотнений;

- неоправданно излишнее количество уплотнений приводит к увеличению потерь мощности на трение;
- необходимо учитывать изменение объемного коэффициента при износе дополнительных уплотнений;
- с ростом числа колец увеличивается осевой размер поршня, а соответственно и цилиндра.

В быстроходных компрессорах данный способ не нашел широкого распространения. Главной причиной является существенное увеличение потерь мощности на трение и осевого размера поршня. В рассматриваемой тихоходной длинноходовой ступени данный способ является наиболее перспективным и простым с точки зрения реализации. Так, при осредненной силе трения $F_{тр}$ для классической и $1,5F_{тр}$ тихоходной ступени, отношением хода поршня $\frac{S_{тих.}}{S_{класс.}} = 10$, отношением частоты вращения вала $\frac{n_{класс.}}{n_{тих.}} = 50$, мощность, затрачиваемая на трение, будет примерно в 3 раз меньше при использовании тихоходной ступени.

Из теории компрессоростроения известно, что производительность действительного компрессора меньше производительности идеального компрессора. Величина уменьшения производительности действительного компрессора оценивается коэффициентом подачи λ . При достижении $\lambda \leq 0,7$ дальнейшая эксплуатация компрессора становится неэффективной [24]. По мере эксплуатации компрессорной ступени вследствие износа цилиндропоршневых уплотнений будет изменяться величина объемного коэффициента, соответственно, коэффициент подачи будет падать. Актуальной задачей данного подпункта становится определение количества уплотнений, при износе которых коэффициент подачи будет не меньше 0,7.

Сначала рассмотрим максимальное количество уплотнений для идеального поршневого компрессора. Экспериментально определим эквивалентный радиальный зазор изношенного уплотнения. Для этого были изготовлены манжетные уплотнения диаметром 20 мм и 50 мм с радиальной толщиной стенки 0,4 мм из материала Ф-4 и подвергнуты испытаниям на износ до момента

практического касания металлического экспандера со стенкой цилиндра. Затем, данное уплотнение устанавливалось на поршень и по методике, описанной в главе 3, определялась эквивалентная площадь, зная эквивалентную площадь можно рассчитать эквивалентный радиальный зазор, полученные данные по условному зазору сведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Данные условного зазора

Диаметр цилиндра, мм	20	50	80
$\delta_{\text{экв.}}$ мкм	6	9	14

Изношенное уплотнение будет увеличивать кольцевой мертвый объем, зная площадь и длину уплотнения можно рассчитать динамику изменения объемного коэффициента в зависимости от степени повышения давления, полученные результаты для диаметров цилиндров – 20 мм, 50 мм и 80 мм, сведены на рисунках 4.2-4.4.

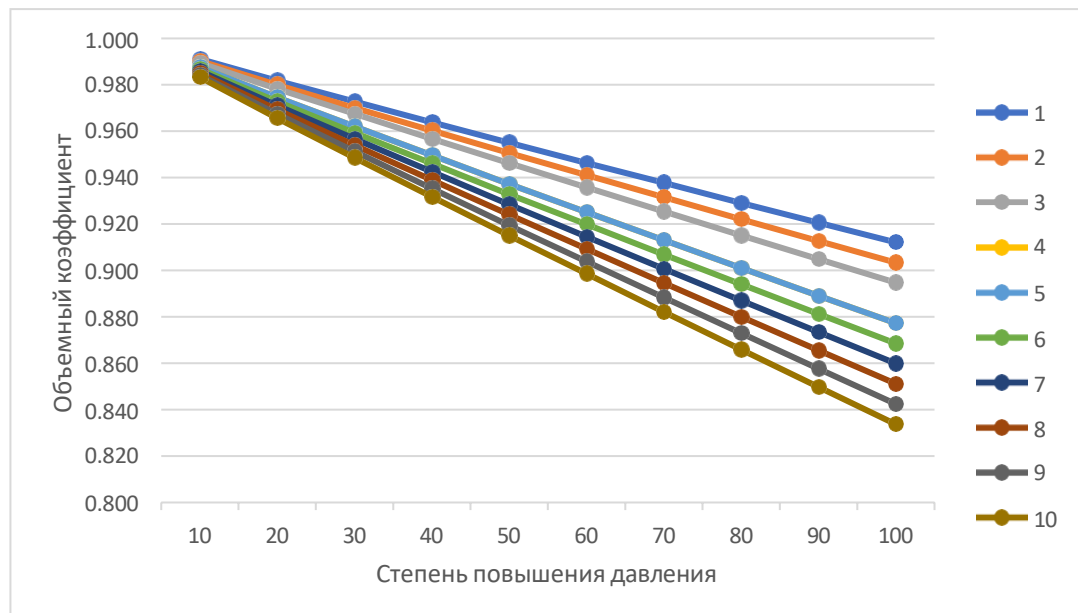


Рисунок 4.2 – Динамики изменения объемного коэффициента в зависимости от степени повышения давления для диаметра цилиндра 20 мм:
1-10 – количество изношенных уплотнений, соответственно

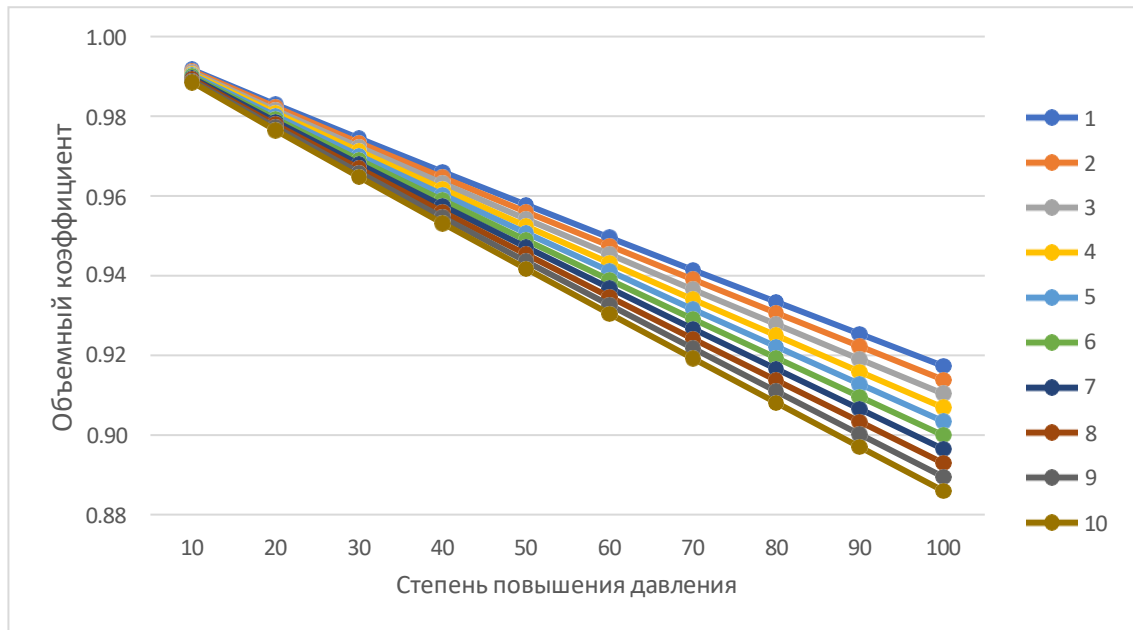


Рисунок 4.3 – Динамики изменения объемного коэффициента в зависимости от степени повышения давления для диаметра цилиндра 50 мм:
1-10 – количество изношенных уплотнений, соответственно

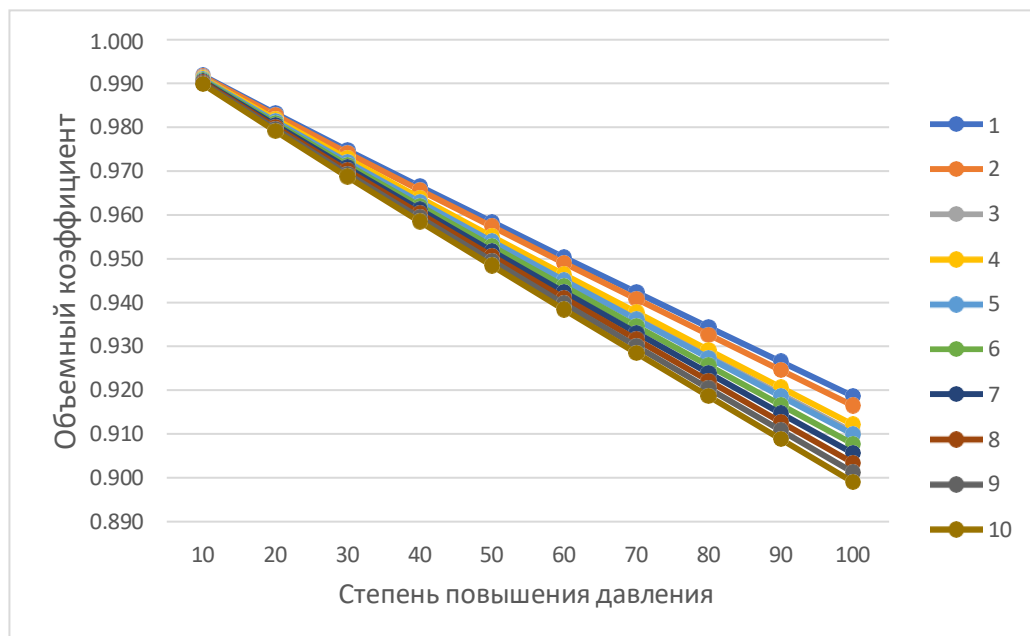


Рисунок 4.4 – Динамики изменения объемного коэффициента в зависимости от степени повышения давления для диаметра цилиндра 80 мм:
1-10 – количество изношенных уплотнений, соответственно

Из построенных графиков видно, что дополнительный мертвый объем не оказывает существенного влияния на объемный коэффициент.

Зная максимальное значение относительного мертвого объема при заданных ϵ , m и λ можно определить максимальное количество уплотнений допустимых для износа, при различных диаметрах цилиндров.

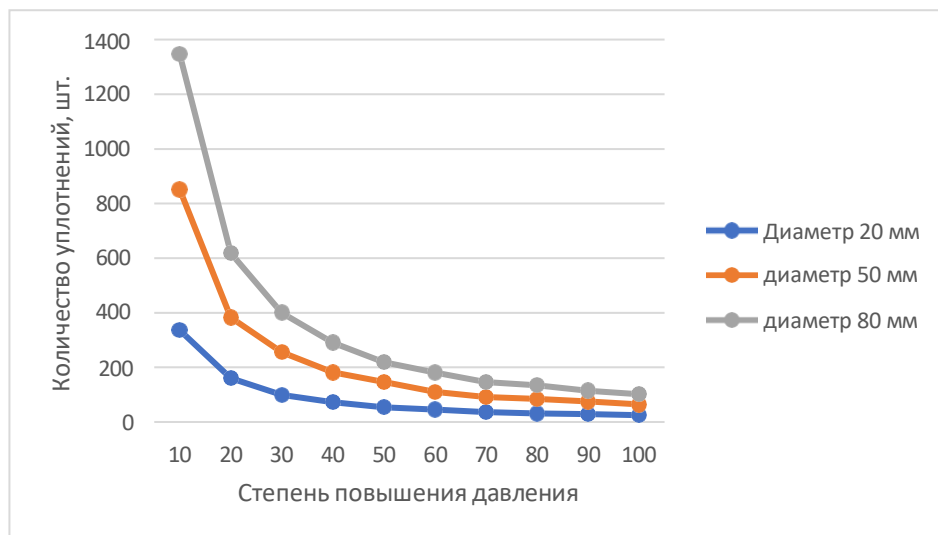


Рисунок 4.5 – Зависимость максимального количества уплотнений от степени повышения давления в идеальной ступени

Рассмотрим максимальное количество уплотнений для действительной поршневой тихоходной длинноходовой ступени. Используя апробированную методику по расчету действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров [173] и уточнённую формулу по определению коэффициента плотности λ_p , определим максимальное количество уплотнений, при износе которых $\lambda \geq 0,7$, полученные данные представлены на рисунке 4.6.

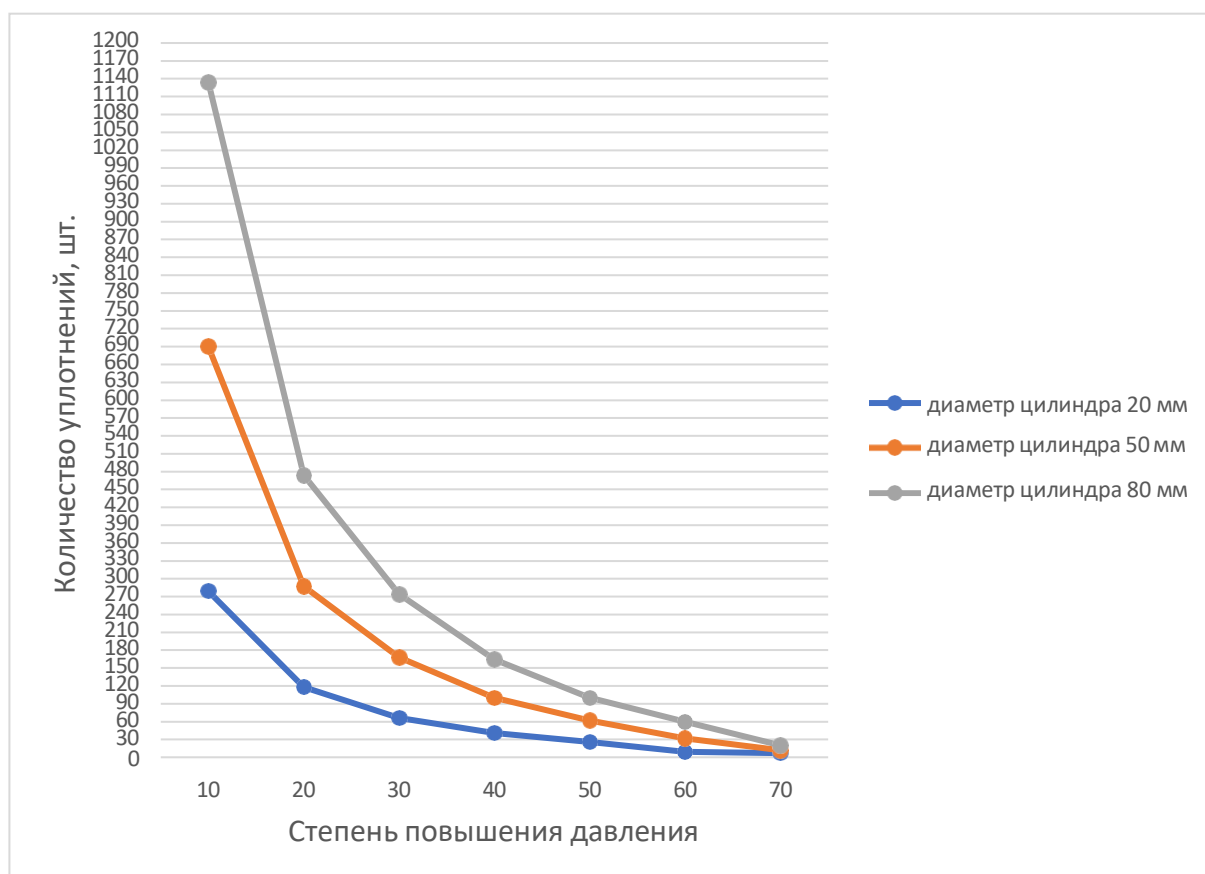


Рисунок 4.6 – Зависимость максимального количества уплотнений от степени повышения давления в действительной ступени

Анализ полученных данных показывает, что в реальной тихоходной длинноходовой ступени обеспечение коэффициента подачи на уровне $\lambda \geq 0,7$ возможно только при степени повышения давления, в диапазоне $\varepsilon = 10 \div 70$. Максимальное количество уплотнений, которое можно дополнительно установить на поршень при $\varepsilon = 70$ составит 7, 12 и 20 шт., для диаметров 20, 50 и 80 мм, соответственно. Зная максимальное количество дополнительных уплотнений, становится возможным определить какое количество уплотнений необходимо дополнительно установить на поршень, чтобы достичь требуемой длительности работы ступени. Для данного расчета необходимо дополнительно определить как изменится перепад давления в зазоре цилиндропоршневого уплотнения при их износе. Зная эквивалентную площадь, можно рассчитать массовый расход газа в зазоре. Зная массовый расход и определив скорость газа в зазоре, можно

рассчитать изменение перепада давления при износе уплотнений. Полученные расчетные зависимости показаны на рисунках 4.7-4.11.

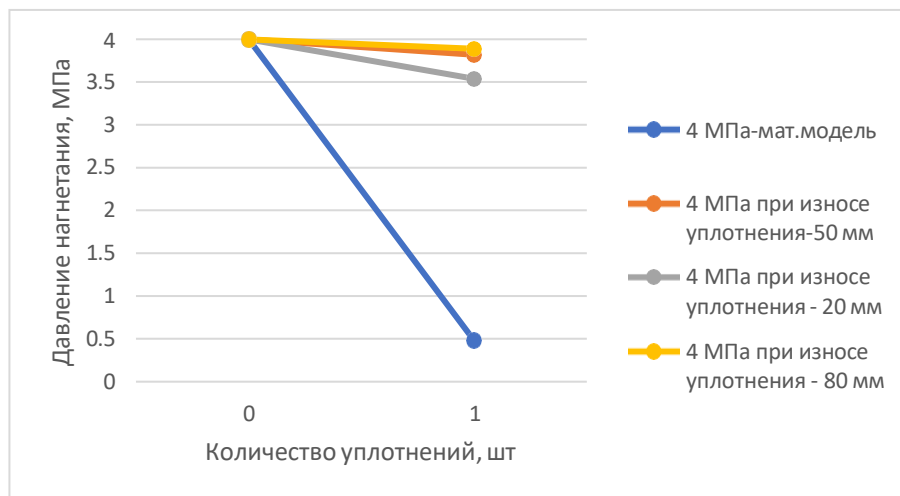


Рисунок 4.7 – Зависимость изменения перепада давления при износе уплотнения для $\varepsilon=40$

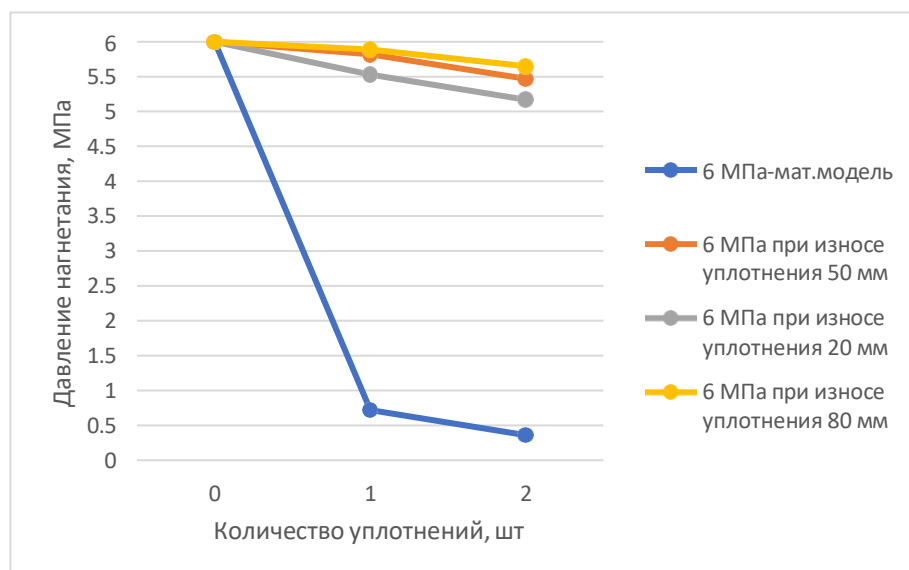


Рисунок 4.8 – Зависимость изменения перепада давления при износе уплотнения для $\varepsilon=60$

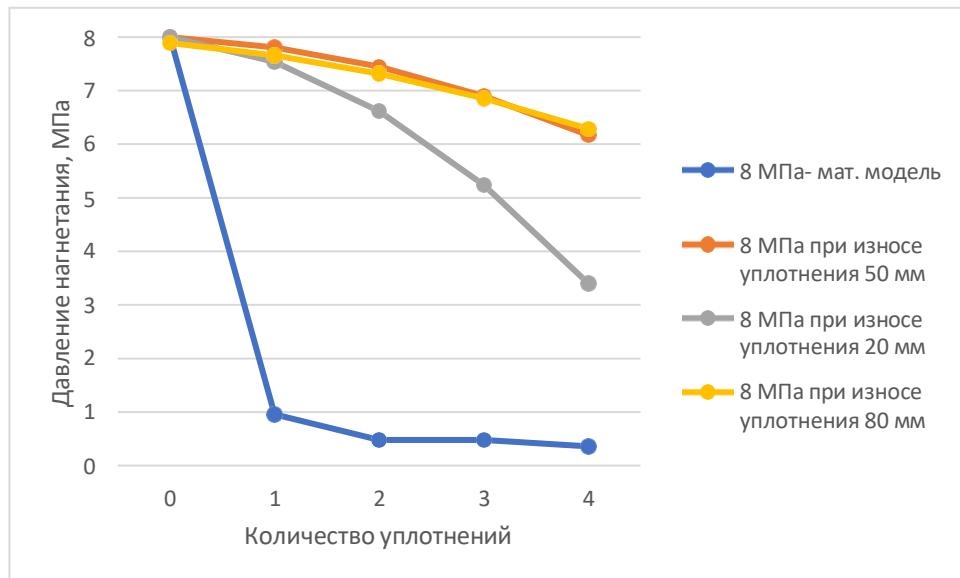


Рисунок 4.9 – Зависимость изменения перепада давления при износе уплотнения
для $\varepsilon=80$

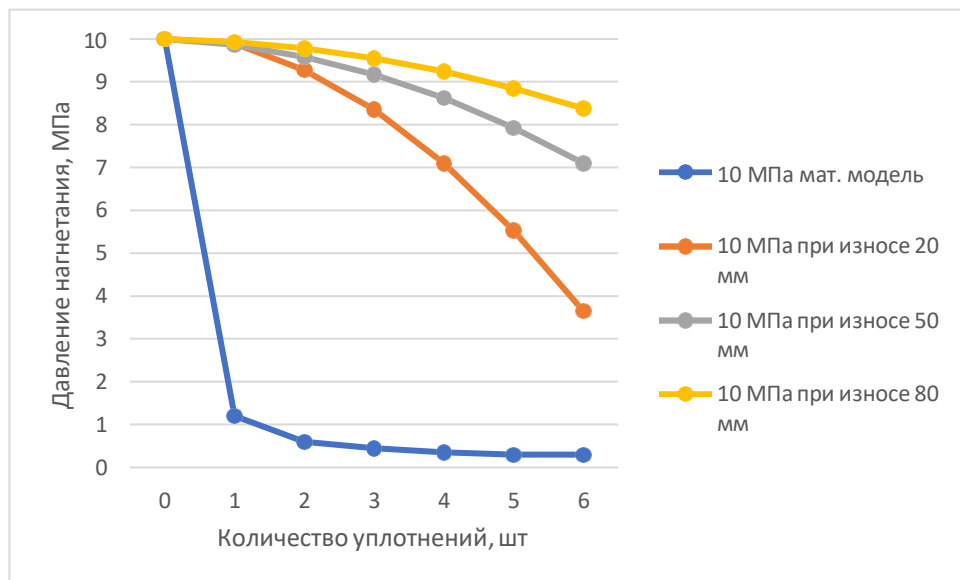


Рисунок 4.10 – Зависимость изменения перепада давления при износе уплотнения
для $\varepsilon=100$

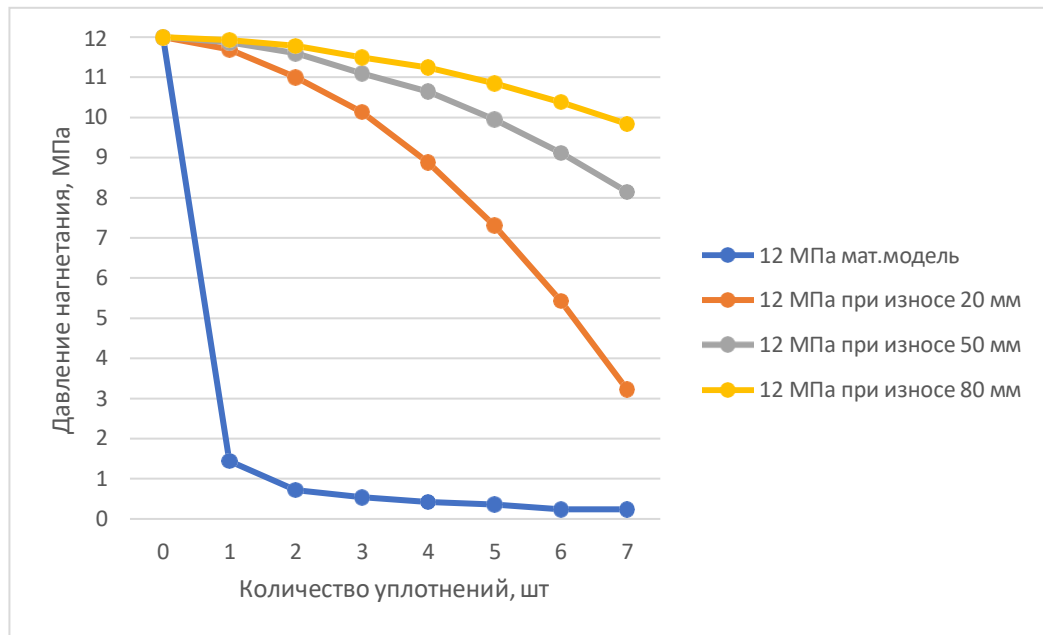


Рисунок 4.11 – Зависимость изменения перепада давления при износе уплотнения для $\varepsilon=120$

При износе цилиндропоршневого уплотнения будет увеличиваться кольцевой мертвый объем в ступени. В ходе численного моделирования были получены уравнения для расчета объемного коэффициента для диаметров цилиндров 20 мм, 50 мм и 80 мм, в зависимости от степени повышения давления.

Для диаметра цилиндра 20 мм при износе уплотнения $z=1\div 4$, уравнение имеет вид:

$$\lambda_0 = -0,00105\varepsilon + 0,9991 \quad (4.3)$$

При износе уплотнения $z=5\div 10$, уравнение имеет вид:

$$\lambda_0 = -0,00148\varepsilon + 0,9988 \quad (4.4)$$

Для диаметра цилиндра 50 мм при износе уплотнения $z=1\div 10$, уравнение имеет вид:

$$\lambda_0 = -0,001\varepsilon + 0,9992 \quad (4.5)$$

Для диаметра цилиндра 80 мм при износе уплотнения $z=1\div 10$, уравнение имеет вид:

$$\lambda_0 = -0,00096\varepsilon + 0,9992 \quad (4.6)$$

Не учёт дополнительного мертвого объема образованного вследствие износа манжетного уплотнения приведет к погрешности расчета объемного коэффициента до 10 %.

4.4 Получение требуемой продолжительности работы тихоходной ступени

Требуемая продолжительность работы тихоходной ступени составляет не менее 60 000 часов, обусловлена тем, что современные подшипники качения, которые являются наиболее долговечной деталью в поршневом компрессоре имеет продолжительность работы около 60 000 часов [174-176].

На рисунках 4.12-4.15 представлены графики зависимости продолжительности работы компрессорной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=40$. Вертикальной прямой обозначено минимальное количество уплотнений необходимого для времени цикла 2 с.

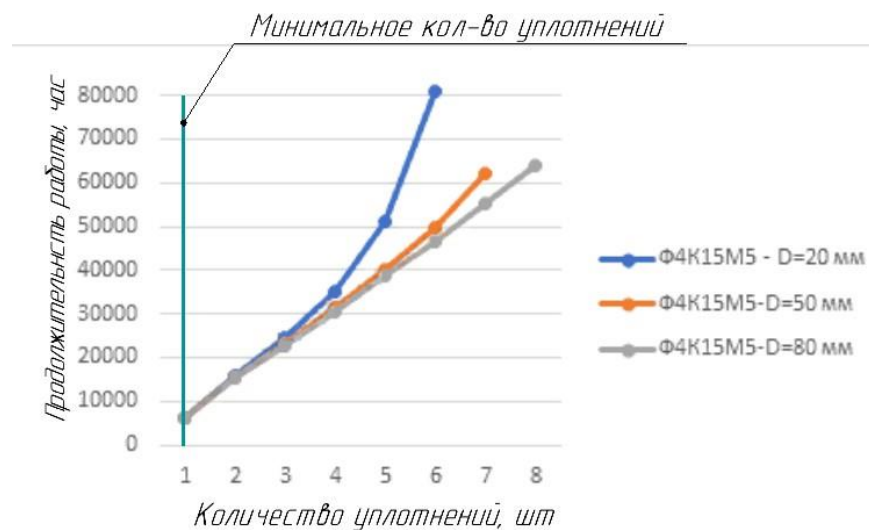


Рисунок 4.12 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=40$

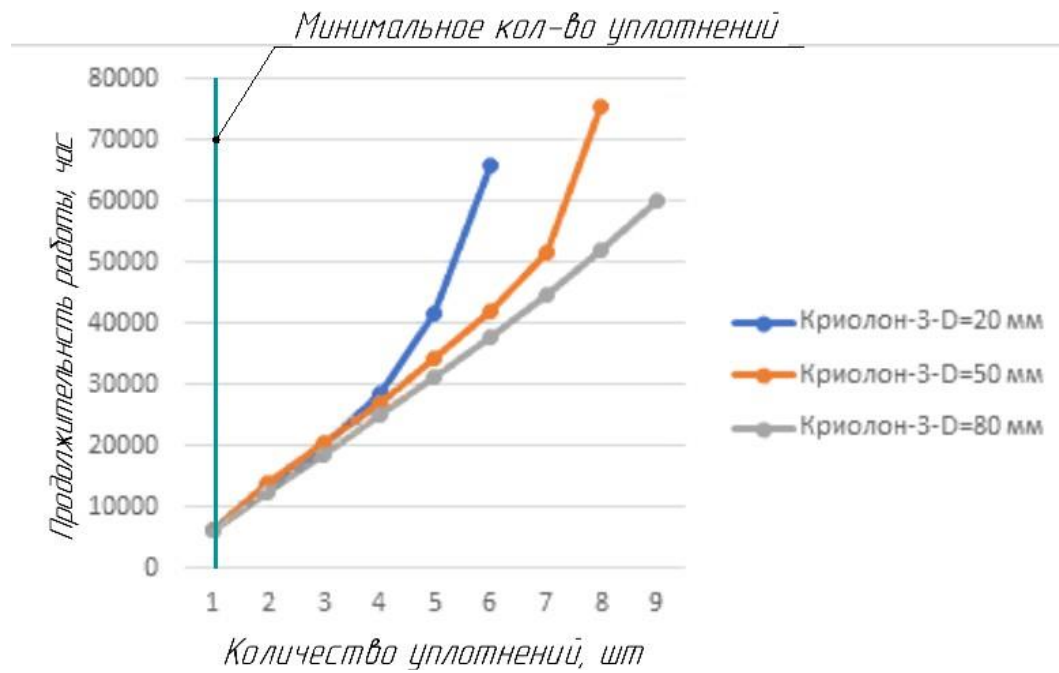


Рисунок 4.13 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=40$

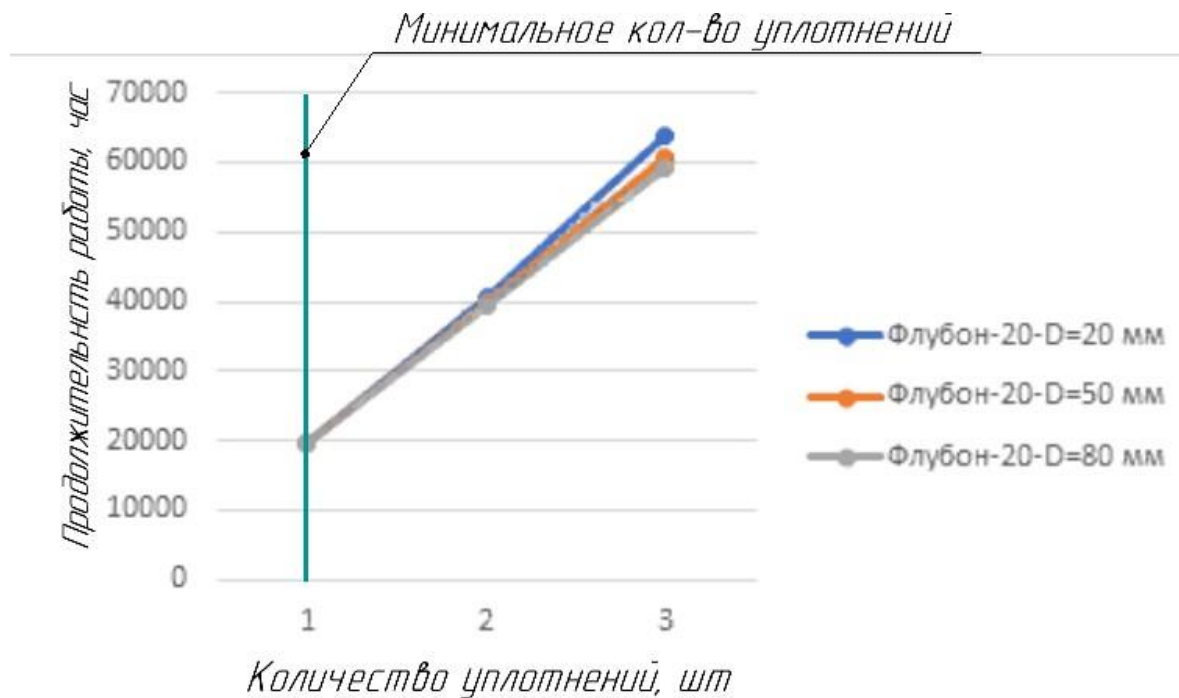


Рисунок 4.14 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=40$

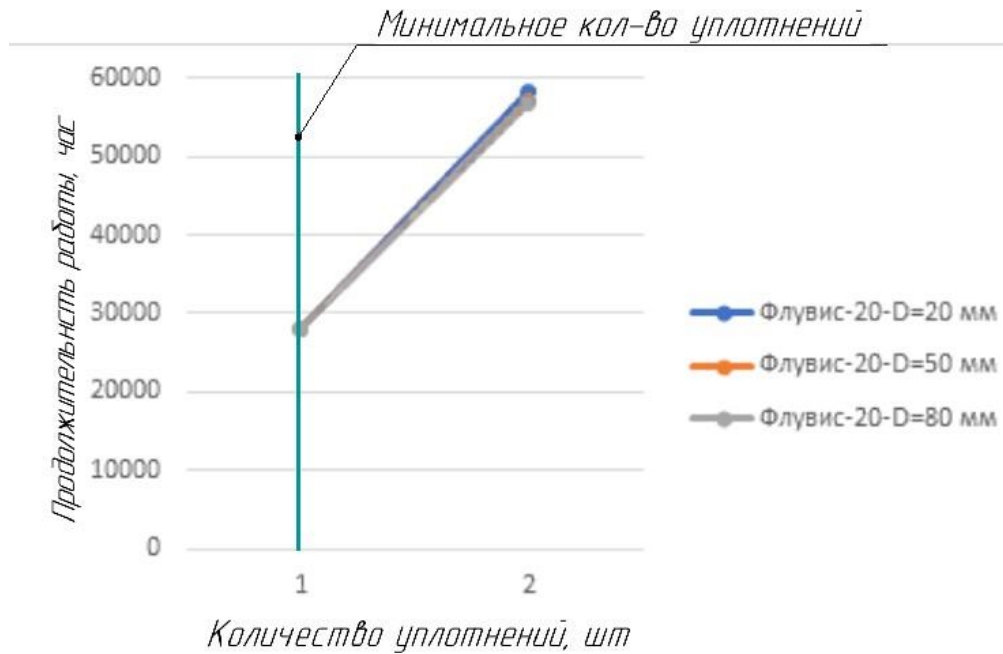


Рисунок 4.15 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=40$

На рисунках 4.16-4.19 представлены графики зависимости продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=60$.

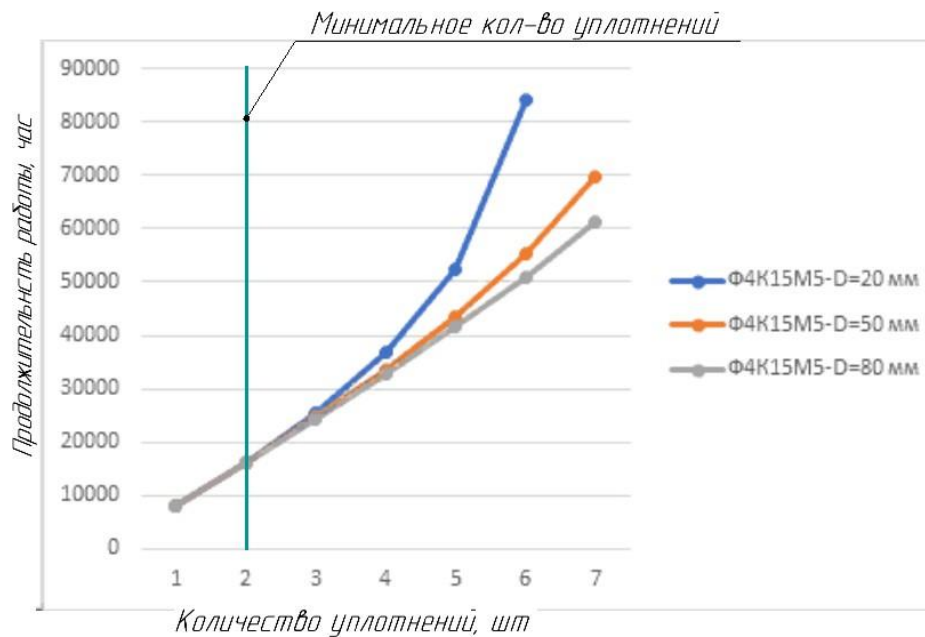


Рисунок 4.16 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=60$

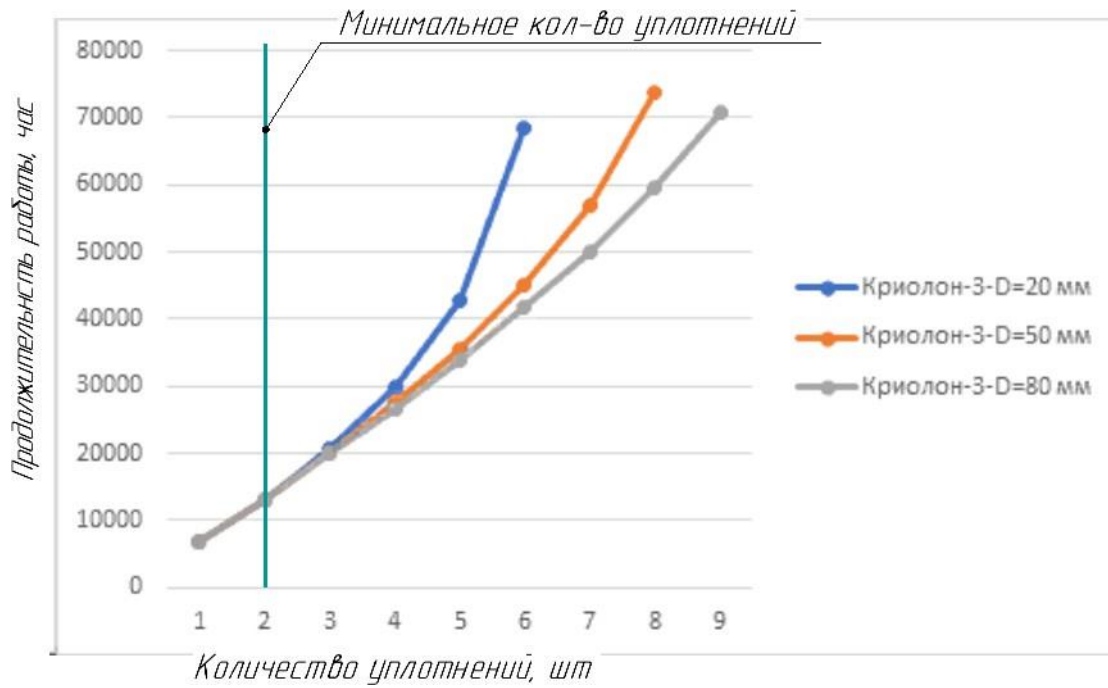


Рисунок 4.17 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=60$

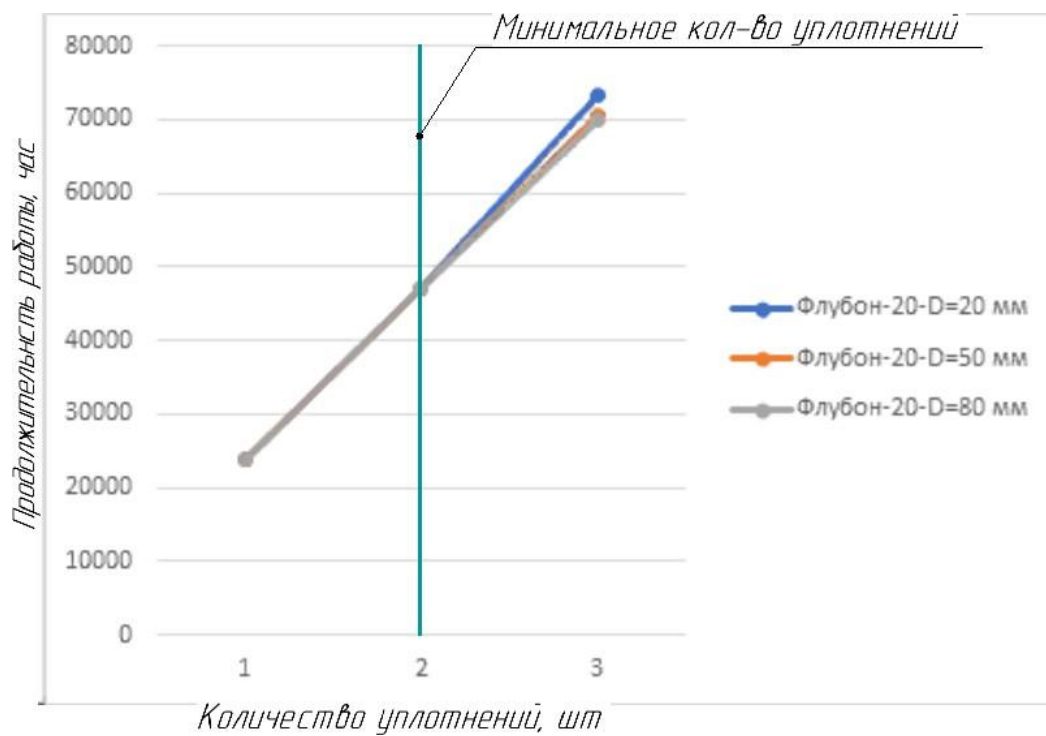


Рисунок 4.18 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=60$

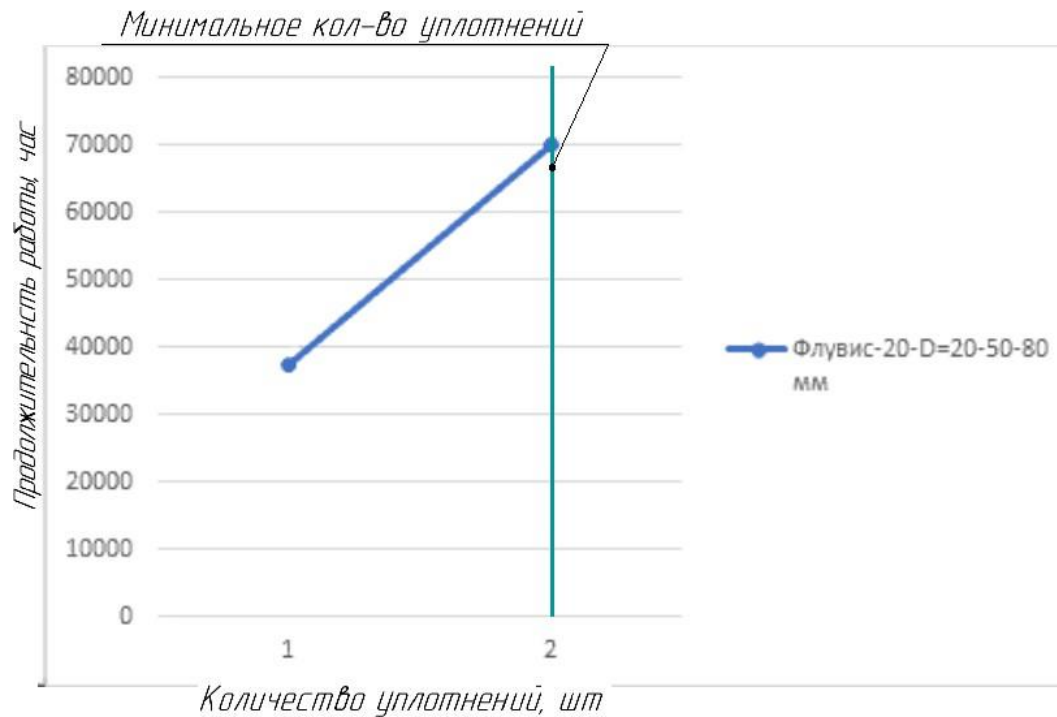


Рисунок 4.19 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\epsilon=60$

На рисунках 4.20-4.23 представлены графики зависимости продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\epsilon=70$.

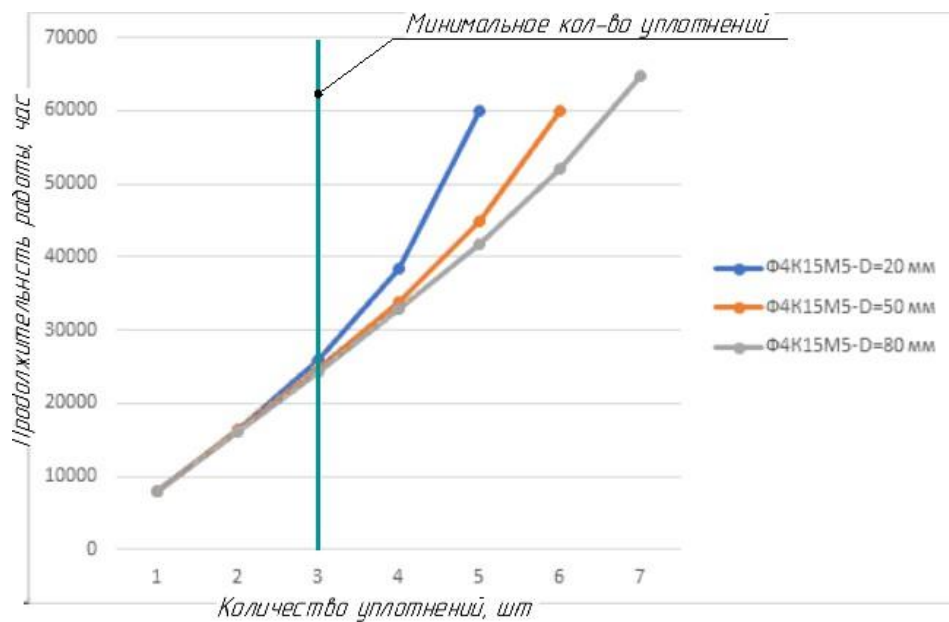


Рисунок 4.20 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\epsilon=70$

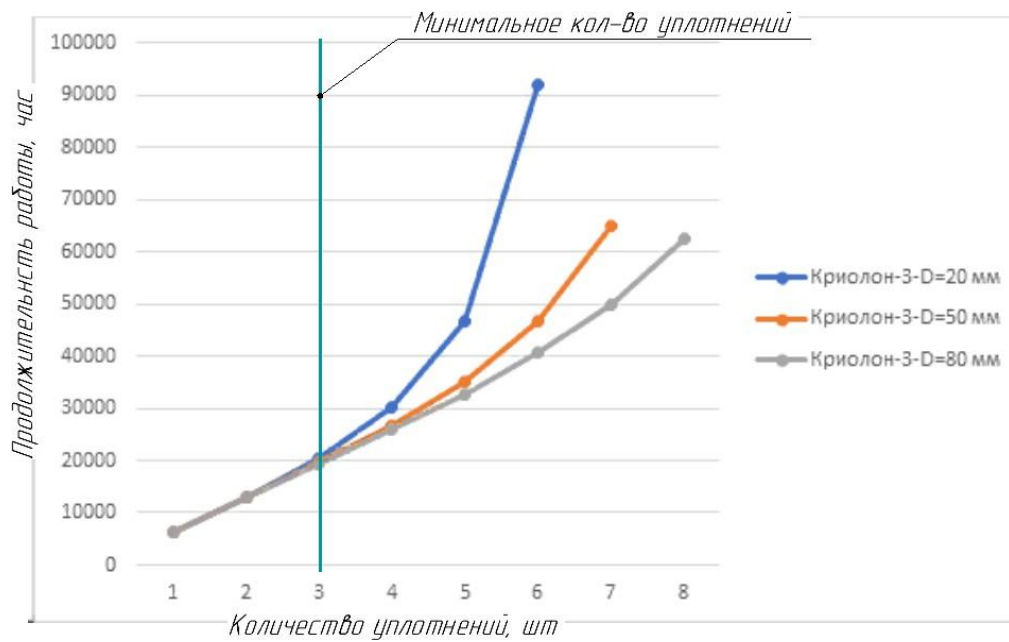


Рисунок 4.21 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=70$

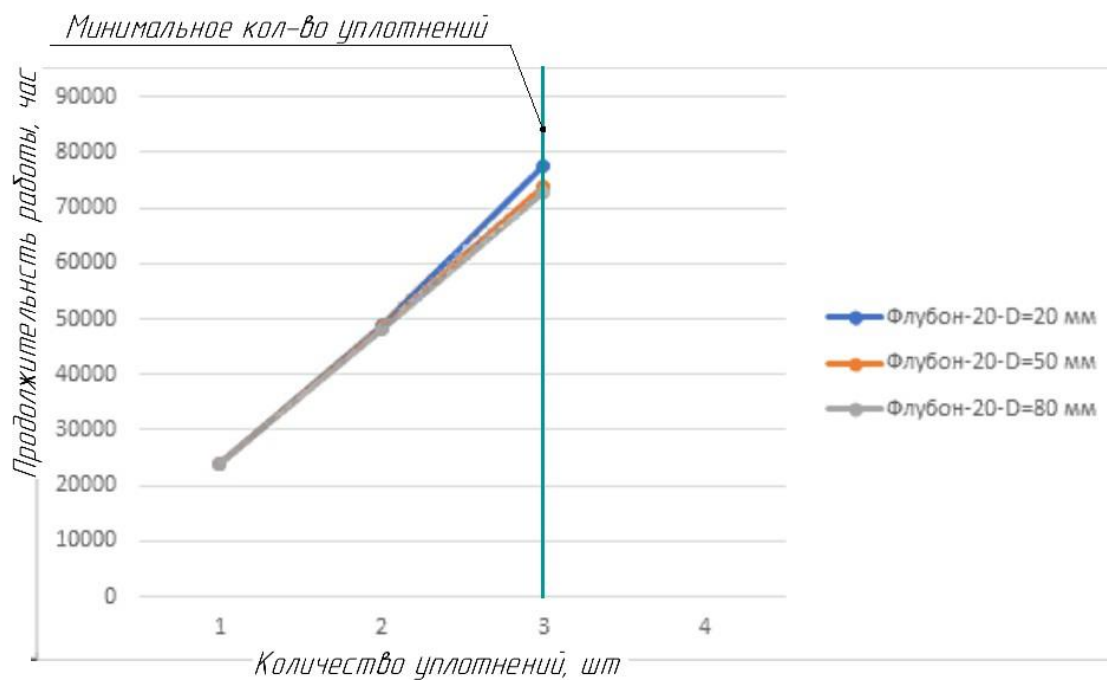


Рисунок 4.22 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=70$

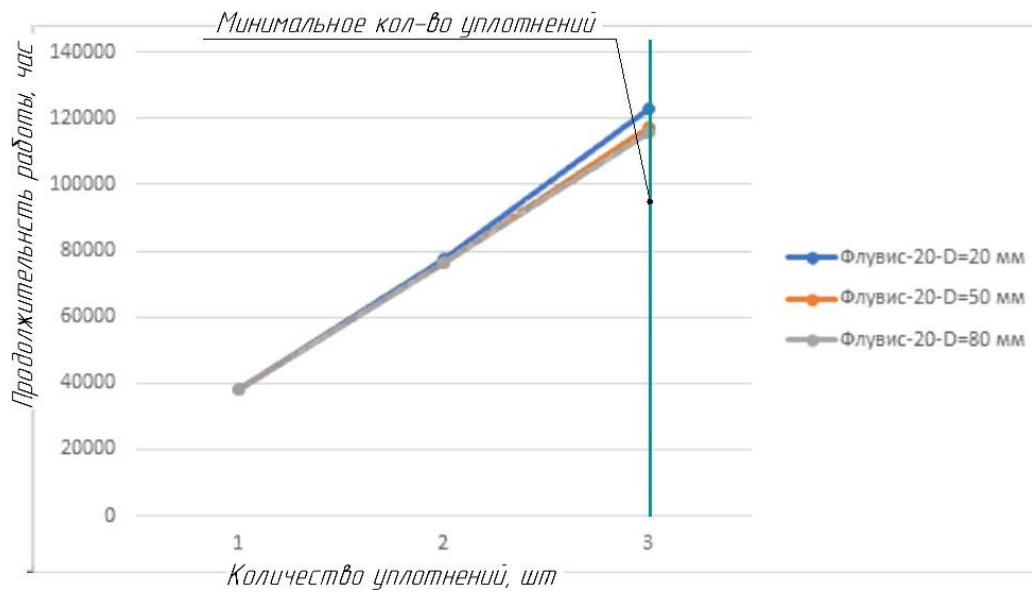


Рисунок 4.23 – Зависимость продолжительности работы тихоходной ступени от количества уплотнений при степени повышения давления $\varepsilon=70$

После того, как было определено необходимое количество уплотнений для достижения требуемой продолжительности работы, определим, во сколько раз увеличится относительная величина длины ступени в зависимости от выбранного материала. На рисунках 4.24, 4.25 представлены полученные результаты.

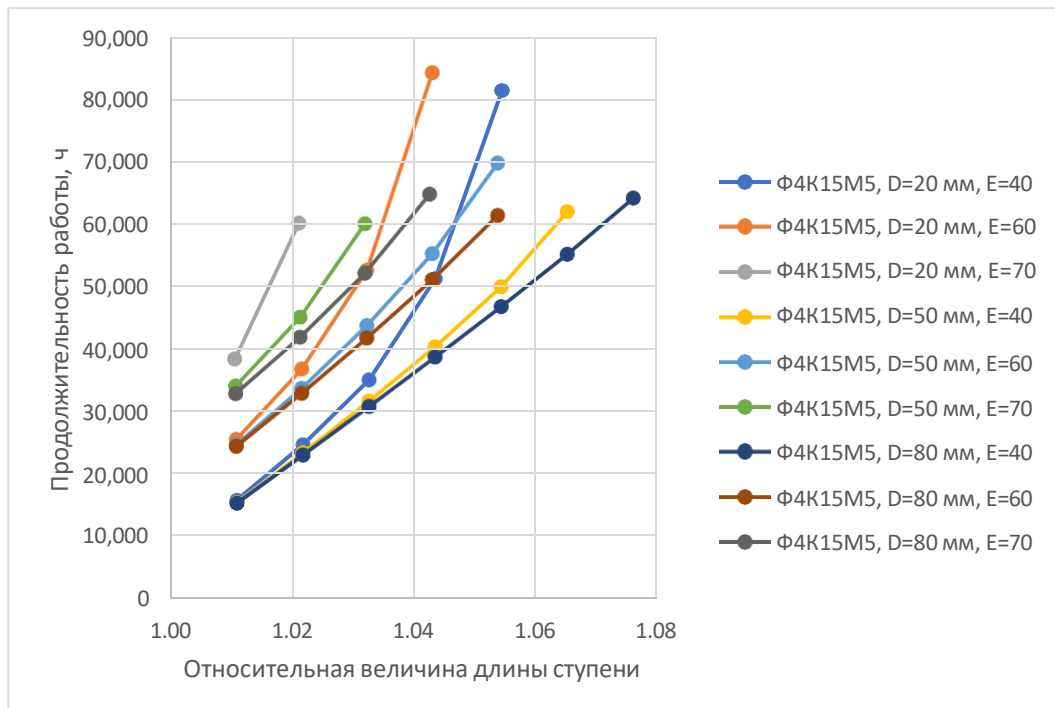


Рисунок 4.24 – Зависимость продолжительности работы от относительной величины длины ступени для материала Ф4К15М5

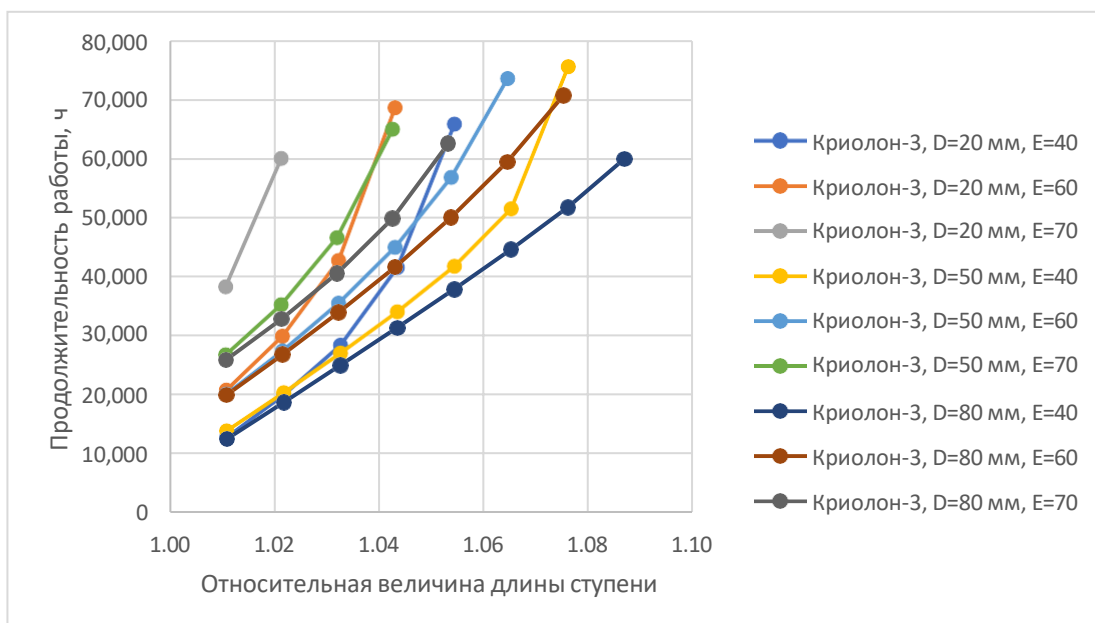


Рисунок 4.25 – Зависимость продолжительности работы от относительной величины длины ступени для материала Кριοлон-3

Для материалов Флубон-20 и Флувис-20 построение подобных графиков не имеет смысла. Для материала Флубон-20 при диаметрах цилиндра $D=20, 50, 80$ мм и $\varepsilon=40$ для достижения продолжительности работы свыше 60 000 часов относительная величина длины ступени увеличится до 1,02, при $\varepsilon=60$ и $\varepsilon=70$ до 1,01. Для материала Флувис-20 при диаметрах цилиндра $D=20, 50, 80$ мм и $\varepsilon=40$ для достижения продолжительности работы свыше 60 000 часов относительная величина длины ступени увеличится до 1,03, при $\varepsilon=60$ и $\varepsilon=70$ до 1,01.

Анализ полученных графиков показывает, что по мере увеличения относительной величины длины ступени меняется угол наклона кривых и стремятся достигнуть практический прямой линии. Это объясняется тем, что по мере износа дополнительных уплотнений образуется дроссельный канал, соответственно, перед рабочим уплотнением давление будет в разы меньше, чем давление нагнетания, уплотнение работает при меньших нагрузках, продолжительность их работы увеличивается.

Оценим, во сколько раз увеличится мощность трения и уменьшится механический КПД ступени при установке дополнительных уплотнений. Полученные результаты представлены на рисунке 4.26, 4.27.

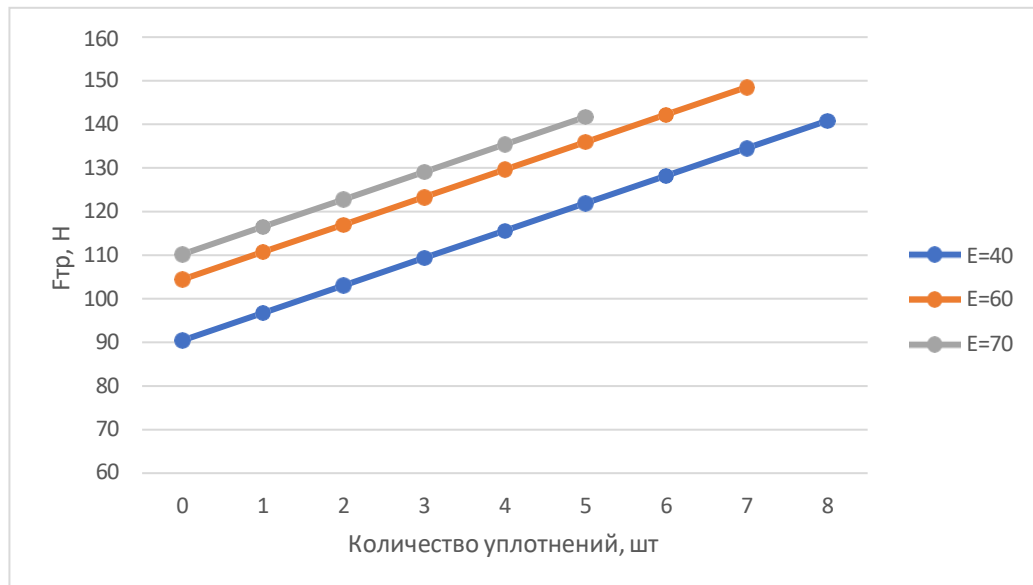


Рисунок 4.26 – Изменение силы трения от дополнительно установленных уплотнений

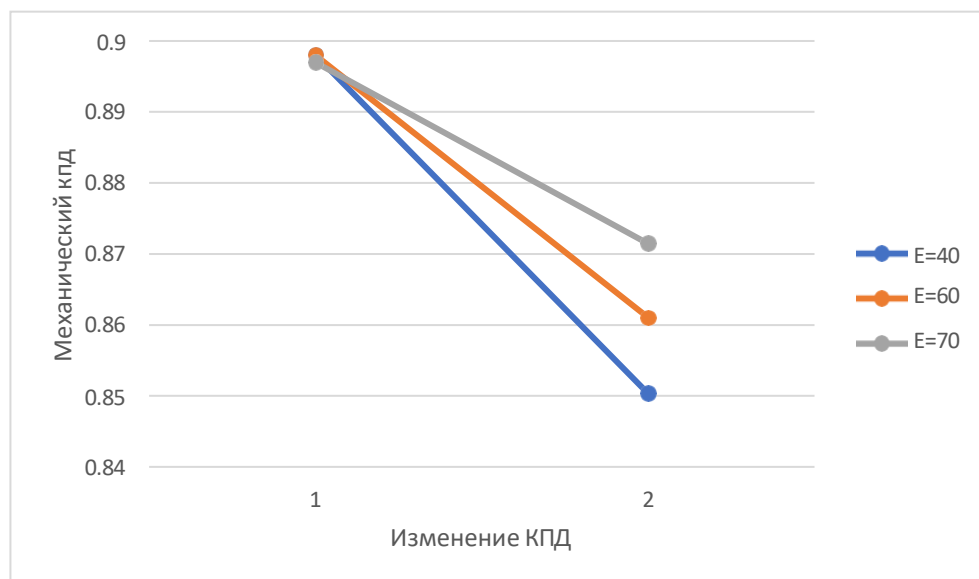


Рисунок 4.27 – Изменение механического КПД:

1 – механический КПД без дополнительных уплотнений;

2 – механический КПД с учетом дополнительных уплотнений

Анализ, построенный графиков, показывает, что при установке дополнительных уплотнений осредненная сила трения увеличивается, в среднем, в 1,5 раза. Механический КПД уменьшается, в среднем, на 4 %.

4.5 Снижения пиковых нагрузок, действующих на первое уплотнение

Одна из основных проблем применения контактных цилиндропоршневых уплотнений на высоком давлении (10 МПа) является неравномерность в восприятии перепада давления и как следствие, возникновение нагрузок превышающие допустимые. Как было показана ранее (см. Глава 1) первое уплотнение воспринимает до 70-85 % от максимального давления в цилиндре, соответственно, первое уплотнение быстро изнашивается и выходит из строя. Также стоит отметить пульсирующий характер действующих нагрузок на уплотнение. Если рассмотреть рисунок 4.28, видно, что при температуре около 120 °С (данная температура соответствует давлению 12 МПа), предельная допустимая нагрузка составит около 2,2 МПа, а рабочая нагрузка при 12 МПа составит 4 МПа (таблица 4.4).

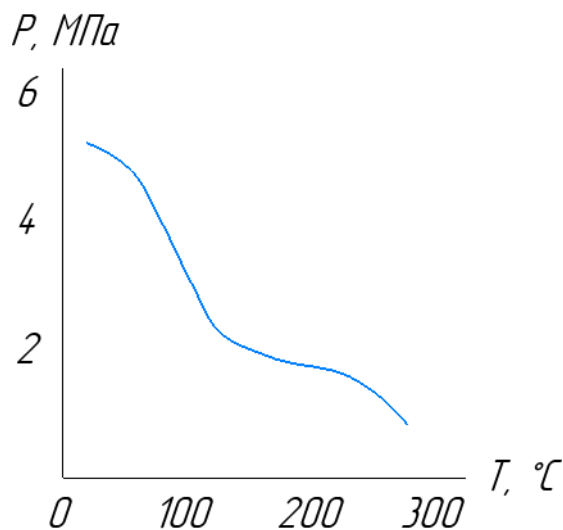


Рисунок 4.28 – Предельная нагрузка фторопластовых деталей при положительных температурах

Учитывая вышеизложенное, для повышения продолжительности работы цилиндропоршневых уплотнений необходимо конструктивным способом снизить нагрузку на первое уплотнение и перейти на режим квазистатического нагружения уплотнения.

На рисунке 4.29 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 % [73, 169].

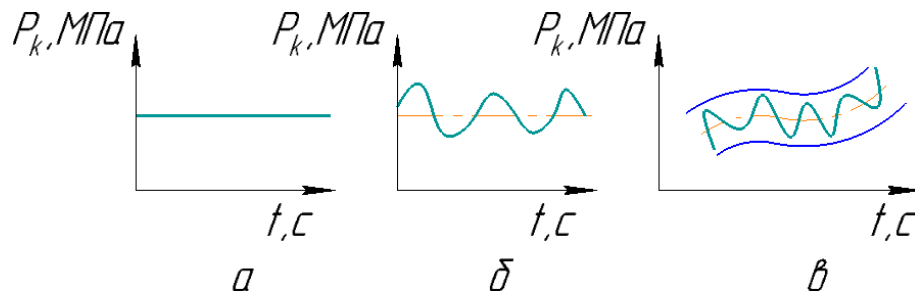


Рисунок 4.29 – Характер нагружения трибосопряжения при одинаковом значении удельной нагрузки: а – стационарный; б – динамический режим; в – циклический режим при динамическом нагружении

В существующей литературе [15-17] уже были предприняты попытки разгрузить первое уплотнение. Совместно с ЛПИ (Ленинградский политехнический институт) проводили исследования поршня с комбинированными уплотнениями для снятия пиковых нагрузок. В качестве втулок были использованы гладкая и лабиринтная втулка с аккумулярующей емкостью, расположенной перед манжетой (рисунок 4.30).

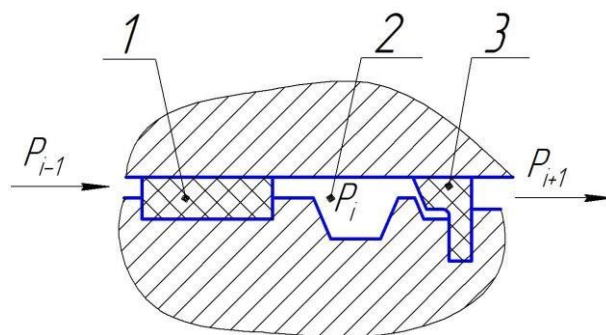


Рисунок 4.30 – Манжетное уплотнение с дроссельной втулкой и аккумулярующим объемом:

1 – Дроссельная втулка; 2 – Аккумулярующий объем; 3 – Манжетное уплотнение

При дросселировании газа в щели между втулкой и цилиндром с последующим расширением в аккумулирующей емкости давление газа перед манжетой удалость снизить на 25 - 30% [177], при этом ресурс работы уплотнения без смазки составил более 2000 ч. (при давлении нагнетания 20 МПа). Авторы утверждают, что разгрузку отдельных элементов выполнить вполне реально, при этом наилучшие результаты следует ожидать в случае равномерного распределения давления по всему объему уплотнения, когда одновременно будут разгружены первые и последние уплотнения. Величину уменьшения перепада давления (нагрузки) можно регулировать длиной дроссельной втулки, при этом важно помнить, что увеличение длины дроссельной втулки, приведет к увеличению осевого размера поршня и мертвого объема. Последнее, не только уменьшит производительность поршневого компрессорного агрегата, но и может достичь предельного случая, когда производительность компрессора будет равной нулю, что категорически недопустимо.

Авторами патента на изобретение [178, 179] было предложено собственное решение для разгрузки первого уплотнения и перехода на квазистатический режим нагружения. Предложенная конструкция работает следующим образом (рисунок 4.31): в процессе сжатия и нагнетания (когда нагрузка, действующая на цилиндропоршневое уплотнение, имеет пиковое значение), газ под давлением (P_n) попадает в зазор между обратной манжетой и зеркалом цилиндра, в следствии чего дросселируется до давления (P_1). В зависимости от протяженности втулки и величины радиального зазора давление газа перед комплектом манжетных уплотнений снижается до давления (P_2). В процессах обратного расширения и всасывания, когда давление газа в объеме между обратным манжетным уплотнением и комплектом манжет станет больше давления в рабочей камере, данный объем газа замкнется двумя манжетами и будет замкнутым до тех пор, пока давление в рабочей камере не станет больше давления в замкнутом объеме. Теоретически, обратное и стандартное манжетное уплотнение будет работать при квазистатическом режиме нагружения, рисунок 4.32.

При данном режиме нагружения, манжетные уплотнения будут всегда находиться в разжатом от давления газа состоянии. Так как манжетное уплотнение будет в меньше мере испытывать динамический режим нагружения, то это позволит продлить срок ее службы.

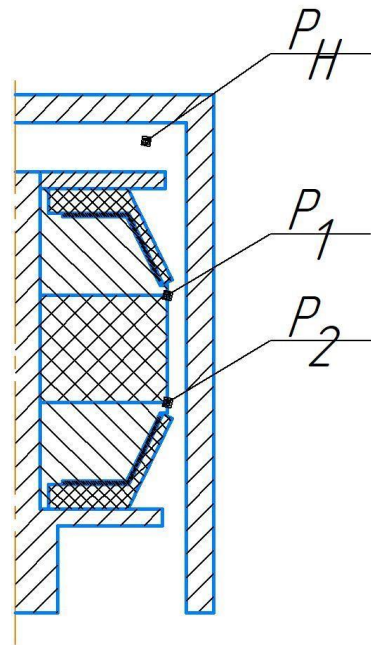


Рисунок 4.31 – Схема работы комбинированного уплотнения

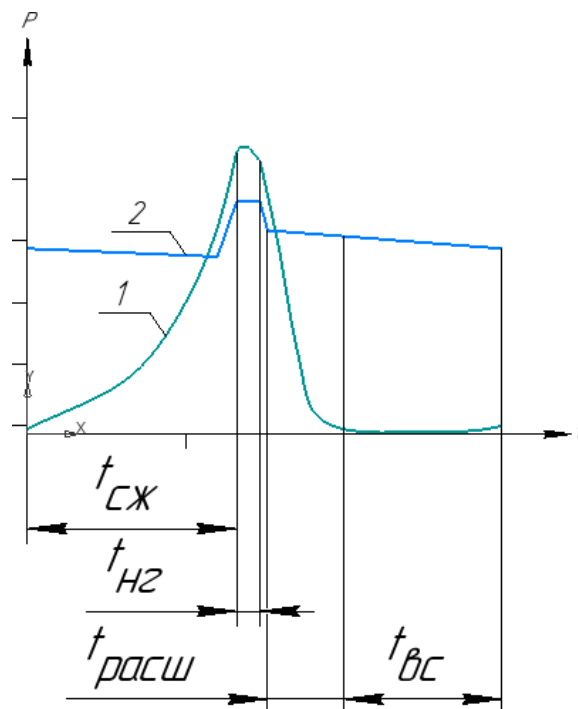


Рисунок 4.32 – Квазистатический режим работы:

1– Стандартный режим работы уплотнения; 2 – Квазистатический режим работы уплотнения

Для проведения предварительных испытаний были предложены конструкции комбинированных уплотнений с обратным манжетным уплотнением и набором дроссельных втулок, конструкции представлены на рисунке 4.33, фото на рисунке 4.34. Испытания проводились на ранее описанном стенде (см. раздел 3.3.) Новизна конструктивных параметров подтверждена патентом РФ на изобретение [178].

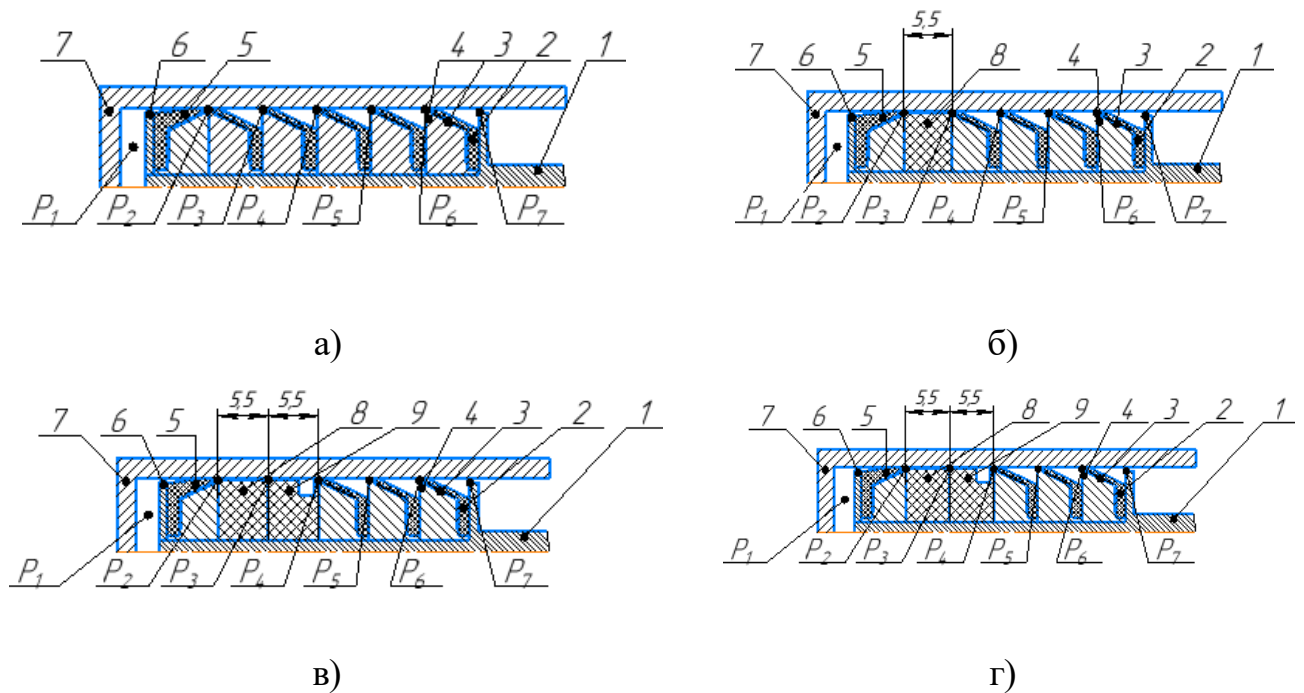


Рисунок 4.33 – Конструкции комбинированных цилиндропоршневых уплотнений:

4.33а - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой;

4.33б - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм;

4.33в - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм и аккумулирующей камерой длиной 5,5 мм;

4.33г - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 11 мм;

1-поршень; 2-манжетное уплотнение; 3-экспандер; 4- шайба; 5-обратное манжетное уплотнение; 6- прижимная шайба; 7- рабочий цилиндр;

8-дроссельная втулка (длиной 5,5 мм); 9-шайба с аккумулирующим объемом;

10-дроссельная втулка (длиной 11 мм)

После проведения предварительных испытаний были получены следующие результаты, рисунок 4.35. Из полученных результатов видно, что при установке



а)



б)



в)



г)

Рисунок 4.34 – Фото испытуемых комбинированных уплотнений:

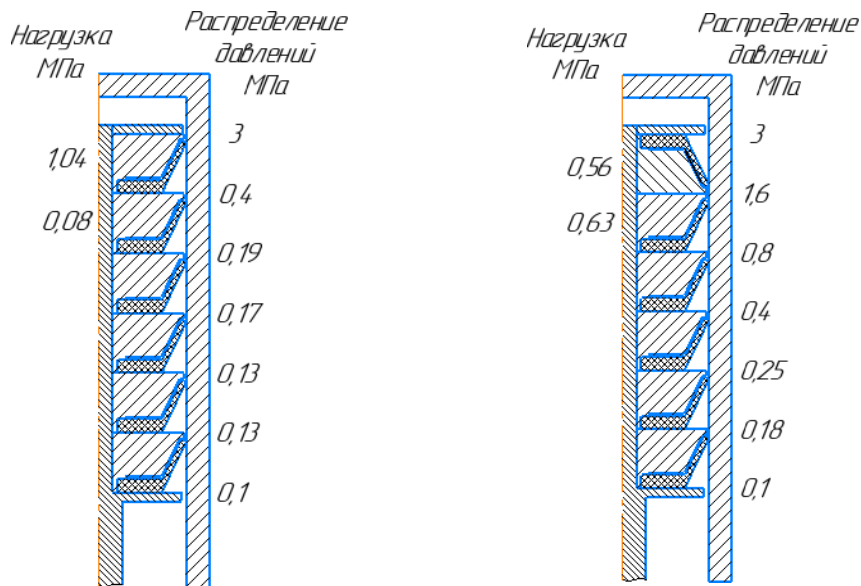
4.34а - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой;

4.34б - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм;

4.34в - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм и аккумулирующей камерой длиной 5,5 мм;

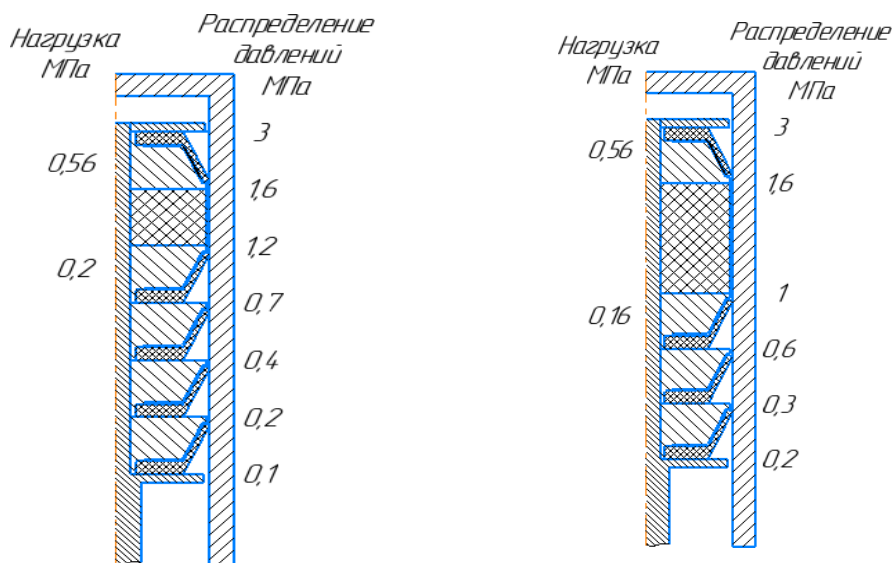
4.34г - Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 11 мм

обратного манжетного уплотнения (конструкция 4.35а) удалось снизить нагрузку на первое уплотнение с 1 МПа до 0,56 МПа, при этом на второе уплотнение выросло нагрузка с 0,08 МПа до 0,63 МПа. При использовании конструкции 4.35б удалось снизить нагрузку на второе уплотнение с 0,63 МПа до 0,2 МПа. При использовании конструкции 4.35г нагрузка на второе уплотнение уменьшилась с 0,2 МПа до 0,16 МПа, но при этом увеличились общие потери по поршню.



а)

б)



в)

г)

Рисунок 4.35 – Нагрузка, действующая на уплотнения

Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы и дать рекомендации по проектированию комбинированного уплотнения. Для обратного манжетного уплотнения необходимо подбирать более жёсткий экспандер, чтобы потери давления были на уровне 30 – 40 %, но не более. Если экспандер подобрать сильно жесткий, то обратное манжетное уплотнение станет воспринимать основную нагрузку, чего мы и пытаемся избежать. Установка дроссельной втулки – обязательна. Она позволяет создать необходимый объем газа для разжатия обратного и стандартного манжетного уплотнения. Длину и радиальный зазор дроссельной втулки следует выбирать таким образом, чтобы давление перед стандартной манжетой было на уровне 1,5 – 2 МПа и при этом скорость газа в зазоре должна быть меньше скорости звука. Рекомендации по выбору геометрических размеров дроссельных втулок сведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Рекомендации по выбору размеров дроссельных втулок

P_H , МПа	δ , м	L , м	W , м/с
4	0,00002	0,03	72,2
6			150
8			227
10		0,04	230
12			287

Выводы по главе

При выполнении параметрического анализа были получены следующие основные результаты. Была определена радиальная толщина лепестка манжетного уплотнения для различных антифрикционных материалов, которая лежит в диапазоне от 0,8 до 4,4 мм в зависимости от используемого антифрикционного материала и давления в рабочей камере. Был уточнен коэффициент противодействия $\beta=0,76$ для дальнейшего использования в математической модели и определена нагрузка действующая на манжетное цилиндропоршневое уплотнение, которая составляет 0,32 МПа для давления в рабочей камере 1 МПа и 4,08 МПа для давления в рабочей камере 12 МПа.

Была определена зависимость влияния износа манжетных уплотнений на коэффициент подачи. Анализ полученных данных показывает, что в действительной тихоходной длинноходовой ступени обеспечение коэффициента подачи на уровне $\lambda \geq 0,7$ возможно только при степени повышения давления, в диапазоне $\varepsilon = 10 - 70$. Максимальное количество уплотнений, которое можно дополнительно установить на поршень при $\varepsilon = 70$ составит 7, 12 и 20 шт, для диаметров 20, 50 и 80 мм, соответственно.

Используя разработанную математическую модель расчета износа и работы цилиндропоршневых уплотнений (см главу 2) была определена зависимость изменения перепада давления при износе уплотнения в диапазоне степени повышения давления $\varepsilon = 40 \div 120$.

Определив изменение перепада давления при износе уплотнений, было определено необходимое количество уплотнений для достижения работы при давлении 12 МПа. Так, например при использовании материала Криолон-3 в цилиндре простого действия диаметров 80 мм при степени повышения давления $\varepsilon = 70$ необходимо дополнительно установить 2 манжетных уплотнения. При установке дополнительных уплотнений относительная длина ступени увеличивается, максимально до 10 %, а механический КПД падает с 0,9 до 0,85.

В заключении, был предложен способ работы цилиндропоршневых уплотнений со снижением пиковых нагрузок, действующих на первое уплотнение. Используя данный способ удалось добиться практически равномерного отношения давления на всех уплотнениях, например для $\varepsilon = 30$ данная величина варьируется в диапазоне от 1,6 до 2.

Заключение

Полученные результаты экспериментальных и теоретических исследований позволяют повысить энергоэффективность малорасходной длинноходовой поршневой ступени путём совершенствования работы цилиндропоршневого уплотнения.

Основные результаты проведённых исследований:

1. Разработана уточнённая модель расчёта рабочего процесса тихоходного длинноходового поршневого компрессора с новым наборным манжетным цилиндропоршневым уплотнением, позволяющая выполнять расчёты при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 12,0 МПа, времени рабочего цикла $\tau = 2 \div 4$ с, величине хода поршня $S_{\text{п}} = 0,2 \div 0,8$ м; разработано программное обеспечение для её реализации.

Установлено, что при достижении эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении свыше 5 мкм, ступень будет работать с нулевой производительностью при давлении нагнетания 10 МПа.

2. Разработана математическая модель расчета наборного манжетного цилиндропоршневого уплотнения, позволяющая определять распределение давления газа по длине уплотнения с учетом износа манжет. Получена зависимость приращения мертвого кольцевого объема в зависимости от количества изношенных манжетных уплотнений.

3. Разработана инженерная методика расчета толщины стенки манжеты для таких материалов как Ф4К20, Ф4К15М5, Криолон-3, Флубон-20, Флувис-20 и износа наборного цилиндропоршневого уплотнения.

4. Разработаны экспериментальные методики, созданы стенды для их реализации и выполнены экспериментальные исследования рабочих процессов тихоходного длинноходового компрессора, работы манжетных цилиндропоршневых уплотнений; проведены исследования по износу, определены коэффициенты трения исследуемых материалов.

5. Новая конструкция наборного манжетного цилиндропоршневого уплотнения позволяет повысить индикаторный изотермический КПД до 10 %, коэффициент подачи до 15 % тихоходного длинноходового компрессора, мощность, затрачивая на преодоление сил трения, составляет до 15 % от индикаторной мощности, а механический КПД компрессора изменяется в диапазоне $0,85 \div 0,90$.

6. Экспериментально установлено, что применение манжетного уплотнения с углом раскрытия 115° и диаметре $D_v = ([0,015 \div 0,02] + 1)D_{\text{ц}}$, позволяет достичь наибольшей герметичности рабочей камеры тихоходного длинноходового поршневого компрессора, при этом рекомендуемое количество уплотнений должно быть 7 шт. при давлении нагнетания 12 МПа.

7. Методика расчёта внедрена в учебный процесс ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по проектированию – в АО «ГК «Титан».

Полученные результаты работы могут быть использованы при дальнейшем совершенствовании конструкции и повышении показателей эффективности рабочего процесса тихоходных компрессоров, а также могут быть применены при проектировании ступеней высокого давления в быстроходных машинах для повышения герметичности последних.

Библиографический список

1. Теория и практика расчетов деталей машин на износ / под ред. И. В. Крагельского, Г. М. Харача. – Москва : Наука, 1983. – 179 с.
2. Мыслицкий, Е. Н. Техническое обслуживание и ремонт поршневых компрессорных машин / Е. Н. Мыслицкий, Г. Ф. Киселев, З. З. Рахмилевич. – Москва : Химия, 1978. – 155 с.
3. ГОСТ 31843-2013. Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые. Общие технические требования : утв. и введ. в действие [Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 11 июня 2014 г. № 561-ст](#) : дата введ. 2015-02-01 / подгот. Федер. гос. унитарным предприятием «Всерос. науч.-исслед. ин-т стандартизации и сертификации в машиностроении». – URL: <https://internet-law.ru/gosts/gost/57534/?ysclid=lnk0hxyj5k19104472> (дата обращения: 10.10.2023).
4. Грезин, А. К. Микрокриогенная техника / А. К. Грезин, В. С. Зиновьев. – Москва : Машиностроение, 1977. – 232 с.
5. Куприянов, М. Ю. Охладительные установки замкнутого цикла для сверхпроводниковых цифровых и аналоговых устройств / М. Ю. Куприянов; Моск. гос. ун-т. – Москва : Изд-во МГУ, 2000. – 62 с.
6. Навасардян, Е. С. Научные основы совершенствования рабочих процессов в микрокриогенных газовых машинах и создание высокоресурсного криогенератора для навигационных систем : специальность 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения» : дис. ... д-ра техн. наук / Е. С. Навасардян. – Москва, 2018. – 290 с.
7. Карагусов, В. И. Орбитальные криогенные системы охлаждения фотоприемных устройств / В. И. Карагусов, В. Д. Галдин // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2013. – № 3 (123). – С. 182–184.
8. Особенности создания и развития криогенных систем ракетно-космических стартовых комплексов «Союз» / А. А. Александров, И. В. Бармит, И. Л. Кунис,

В. В. Чугунков // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2016. – № 2 (107). – С. 7–27.

9. Карницкий, В. Ю. Эксплуатация автономных энергетических установок с двигателем Стирлинга в регионах России, где нет запасов традиционных энергоносителей / В. Ю. Карницкий, А. У. Ботирова // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2018. – № 12. – С. 115–117.

10. Трухин, А. Х. Повышение надежности и долговечности поршневых компрессорных машин / А. Х. Трухин. – Москва : Машиностроение, 1972. – 176 с.

11. Краснов, В. И. Ремонт центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий : справ. / В. И. Краснов, А. М. Жильцов, В. В. Набержнев. – Москва : Химия, 1996. – 318 с. – ISBN 5-7245-0959-8.

12. РД 39-0148139-0001-2000. Система технического обслуживания и ремонта компрессорных станций на базе технической диагностики. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293731/4293731785.pdf?ysclid=lnk1pjei9q923043329> (дата обращения: 10.10.2023).

13. Рахмилевич, З. З. Компрессорные установки : справ. изд. / З. З. Рахмилевич. – Москва : Химия, 1989. – 272 с. – ISBN 5-7245-0276-3.

14. Видякин, Ю. А. Оппозитные компрессоры / Ю. А. Видякин, Е. Б. Доброклонский, Т. Ф. Кондратьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. – 279 с.

15. Захаренко, А. В. О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления / А. В. Захаренко, В. П. Захаренко // Вестник Международной академии холода. – 2012. – № 2. – С. 29–32.

16. Новиков, И. И. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах / И. И. Новиков, В. П. Захаренко, Б. С. Ландо. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. – 238 с.

17. Захаренко, В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: специальность 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения» : дис. ... д-ра техн. наук / В. П. Захаренко. – Санкт-Петербург, 2001. – 341 с.

18. Хлумский, В. Поршневые компрессоры / В. Хлумский ; пер. с чеш. А. А. Трохина ; под ред. В. А. Румянцева. – Москва : Машгиз, 1962. – 403 с.

19. Беляков, Б. И. Технология компрессоростроения / Б. И. Беляков, Б. А. Галицкий. – 2-е изд. – Москва : Машгиз, 1952. – 319 с.

20. Технология компрессоростроения: учеб. для вузов / Н. А. Ястребова, А. И. Кондаков, В.Д. Лубенец, А. Н. Виноградов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 334 с.

21. Громов, А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: специальность 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» : автореф. дис. канд. техн. наук / А. Ю. Громов; Казан. нац. исслед. технолог. ун-т. – Омск, 2017. – 18 с.

22. Недовенчанный, А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: специальность 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (по отраслям)» : дис. ... канд. техн. наук / А. В. Недовенчанный ; Ом. гос. техн. ун-т. – Омск, 2020. – 232 с.

23. Титов, Д. С. Разработка и исследование длинноходовой поршневой компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром: специальность 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» : дис. канд. техн. наук / Д. С. Титов; С.-Петерб. политехн. ун-т Петра Великого. – Омск, 2021. – 186 с.

24. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет: учеб. пособие для вузов / П. И. Пластинин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Колос, 2000. – 456 с. – ISBN 5-10-003525-0.

25. Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; под общ. ред. Б. С. Фотина. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 372 с.

26. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования / М. И. Френкель. – 3-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1969. – 743 с.

27. Юша, В. Л. Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок : специальность 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. Л. Юша ; Моск. гос. техн. ун-т им. Н. Э. Баумана. – Москва, 2008. – 32 с.

28. Прилуцкий, И. К. Исследование рабочих процессов в поршневых компрессорах : специальность 05.00.00 : дис. ... канд. техн. наук / И. К. Прилуцкий. – Ленинград, 1966. – 249 с.

29. Болштянский, А. П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А. П. Болштянский, В. Д. Белый, С. Э. Дорошевич ; Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2002. – 406 с. – ISBN 5-81-49-0078-4.

30. Михайлов, А. К. Компрессорные машины / А. К. Михайлов, В. П. Ворошилов. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 287 с. – ISBN 5-283-00090-7.

31. Карагусов, И. Х. Исследование бессмазочных поршневых уплотнений из металлопластмассовых материалов для поршневых компрессоров и холодильных газовых машин : специальность 05.00.00 : дис. ... канд. техн. наук / И. Х. Карагусов. – Ленинград, 1965. – 157 с.

32. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции / П. И. Пластинин. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : КолосС, 2008. – 711 с. – ISBN 978-5-9532-0228-8.

33. Аксун, С. П. Исследование рабочих процессов поршневого холодильного компрессора средней производительности без смазки : специальность 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем

кондиционирования и жизнеобеспечения» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. П. Аксунов. – Ленинград, 1980. – 16 с.

34. Поршневые компрессоры : учеб. пособие / С. Е. Захаренко, С. А. Анисимов, В. А. Дмитриевский [и др.] ; под ред. С. Е. Захаренко. – Москва ; Ленинград : Машгиз, 1961. – 454 с.

35. Анисимов, С. А. Исследование работоспособности уплотнения поршня поршневыми кольцами в компрессорах высокого давления : автореф. дис. канд. техн. наук / С. А. Анисимов. – Ленинград, 1953. – 16 с.

36. Медведев, С. М. Исследование работы уплотнения поршня ступени высокого давления компрессора, работающего без подачи смазки в цилиндры : специальность 05.04.06 : автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. М. Медведев. – Ленинград, 1973. – 17 с.

37. Криогенные поршневые детандеры / А. М. Архаров, К. С. Буткевич, И. К. Буткевич, А. З. Миркин. – Москва : Машиностроение, 1974. – 240 с.

38. Архаров, А. М. Теория и расчет криогенных систем : учеб. для вузов / А. М. Архаров, И. В. Марфенина, Е. И. Микулин. – Москва : Машиностроение, 1978. – 415 с.

39. Архаров, А. М. Криогенные системы : учеб. для студентов вузов по специальности «Техника и физика низких температур». В 2 т. Т. 1. Основы теории и расчета / А. М. Архаров И. В., Марфенина, Е. И. Микулин. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1996. – 576 с. – ISBN 5-217002584-0.

40. Криогенная техника / под. ред. Б. И. Веркина. – Киев : Наук. думка, 1985. – 179 с.

41. Попов, В. П. Исследование рабочего процесса в уплотнении поршневого компрессора сверхвысокого давления с дроссельными элементами : специальность 05.04.06 : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. П. Попов. – Ленинград, 1979. – 18 с.

42. ГОСТ Р ИСО 8573-2-2019. Сжатый воздух. Методы контроля содержания масел в виде аэрозолей : утв. и введ. в действие [Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 29 авг. 2019 г. № 568-ст](#) : дата введ. 2019-

12-01 / подгот. ЗАО «Науч.-исслед. центр контроля и диагностики техн. систем».
 – URL: <https://internet-law.ru/gosts/gost/71606/?ysclid=lnk8i9u2y219601652> (дата обращения: 10.10.2023).

43. Беркович, И. И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения : учеб. для вузов / И. И. Беркович, Д. Г. Громаковский. – Самара : Изд-во Самар. гос. техн. ун-та, 2000. – 268 с. – ISBN 5-7964-0164-5.

44. Гаркунов, Д. Н. Триботехника : конструирование, изготовление и эксплуатация машин : учеб. / Д. Н. Гаркунов. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва : Изд-во МСХА, 2002. – 629 с. – ISBN 5-94327-093-0.

45. Горяинова, А. В. Фторопласты в машиностроении / А. В. Горяинова, Г. К. Божков, М. С. Тихонова. – Москва : Машиностроение, 1971. – 232 с.

46. Гракович, П. Н. Применение фторопластового композита Флувис в поршневых компрессорах / П. Н. Гракович, В. А. Шелестов, В. В. Серафимович // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – № 3. – С. 33–35.

47. Дроздов, Ю. Н. Трибологические инварианты для технической керамики / Ю. Н. Дроздов, Т. М. Савинова // Вестник машиностроения. – 2006. – № 7. – С. 25–29.

48. Дроздов, Ю. Н. Узлы трения из технической керамики / Ю. Н. Дроздов // Вестник машиностроения. – 2003. – № 11. – С. 21–27.

49. Захаренко, В. П. Отечественные инновационные разработки для решения задач повышения технического уровня импортозамещения в иностранных поршневых компрессорах / В. П. Захаренко, А. В. Захаренко // Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке : материалы VII Междунар. науч.-техн. конф. (Санкт-Петербург, 17–20 нояб. 2015 г.) / С.-Петерб. нац. исслед. ун-та информац. технологий, механики и оптики. – Санкт-Петербург : Университет ИТМО, 2015. – Ч. 1. – С. 19–24.

50. Проблемы применения композиционных материалов «Флувис» и «Суперфлувис» в компрессоростроении / П. Н. Гракович, В. А. Шелестова, С. Г. Данченко [и др.] // Технические газы. – 2013. – № 3. – С. 68–72.

51. Славин, И. Ю. Исследование возможности повышения долговечности поршневых уплотнений их ПТФЭ с комбинированным наполнителем в компрессорах без смазки : специальность 05.00.00 : автореф. дис. ... канд. техн. наук / И. Ю. Славин ; Моск. ин-т хим. машиностроения. – Москва, 1968. – 13 с.

52. Полимеры в узлах трения машин и приборов : справ. / Е. В. Зиновьев, А. Л. Левин, М. М. Бородулин, А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 1980. – 208 с.

53. Полимеры в узлах трения машин и приборов : справ. / А. В. Чичинадзе, А. Л. Левин, М. М. Бородулин, Е. В. Зиновьев. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1988. – 328 с. – ISBN 5-217-00239-5.

54. Новые антифрикционные материалы группы флувис на основе модифицированных углеродных волокон / В. А. Шелестова, П. Н. Гракович, С. Г. Данченко, В. А. Смирнов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2006. – № 11. – С. 39–41.

55. Разработка поршневых микрокомпрессоров параметрического ряда. Результаты проектирования и испытаний / Л. Г. Абакумов, А. Р. Войдак, В. Г. Деньгин [и др.] // Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок : тез. докл. V Всесоюз. науч.-техн. конф. (Москва, 1–3 февр. 1978 г.). – Москва : Изд-во МВТУ, 1978. – С. 207.

56. Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение. Т. 2. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ / П. И. Пластинин ; под ред. А. А. Беленького. – Москва : [б. и.], 1981. – 167 с.

57. Сорокин, Б. И. Уплотнительные устройства горных машин и комплексов / Б. И. Сорокин, А. Н. Соколов. – Москва : Недра, 1969. – 129 с.

58. Дяшкин, А. В. Уплотнительные устройства возвратно-поступательного действия повышенного давления рабочей среды : моногр. / А. В. Дяшкин, В. И. Пындак ; Волгоградский гос. аграр. ун-т. – Волгоград : Волгоград. ГАУ, 2014. – 156 с. – ISBN 978-5-85536-854-3.

59. Марутов, В. А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет / В. А. Марутов, С. А. Павловский. – Москва : Машиностроение, 1966. – 171 с.

60. Аврущенко, Б. Х. Резиновые уплотнители / Б. Х. Аврущенко. – Ленинград : Химия. Ленингр. отд-ние, 1978. – 136 с.
61. Черский, С. Н. Проектирование и расчет морозостойких подвижных уплотнений / С. Н. Черский, С. Н. Попов, И. З. Гольдштрах. – Новосибирск : Наука. Сиб. отд-ние, 1992. – 122 с. – ISBN 5-02-029950-2.
62. Laszro, Gy. Tomitestechnikai erdekessegek ar 1980 evitavarsi / Gy. Laszro // BNV-W. Ger. – 1982. – № 2. – S. 48–51.
63. Brandt, M. J. Dicht und Führungselemente aus Flor-Kunststoffen / M. J. Brandt // Pneumatik Digest. – 1980. – Vol. 14, nr. 4. – S. 29–33.
64. Shamban tiivisteet : katalog, 1986. – 36 s.
65. Буренин, В. В. Манжетные уплотнения для герметизации подвижных соединений гидроцилиндров / В. В. Буренин / СТИН. – 1994. – № 3. – С. 23–25.
66. Уплотнения и уплотнительная техника : справ. / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер [и др.] ; под. общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – Москва : Машиностроение, 1986. – 464 с.
67. Hunger DFE : Dichtungs-und Führungselement, 1981. – 49 s. Проблема голода // Элемент уплотнения и управления.
68. Буткевич, И. К. Гелиевый поршневой детандер с манжетным уплотнением поршня / И. К. Буткевич, В. М. Добров // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1968. – № 8. – С. 4–5.
69. Ward, I. R. Piston seal development for oil-free compressors / I. R. Ward // Naval Engineers Journal. – 1966. – Vol. 78, no. 6. – P. 995–1002.
70. Бусаров, С. С. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора / С. С. Бусаров, Р. Э. Кобыльский, Н. Г. Сеницин. – DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111 // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2022. – № 2 (141). – С. 101–111.
71. Захаренко, А. В. Поршневые компрессоры без цилиндрической смазки в установках разделения воздуха / А. В. Захаренко, В. П. Захаренко // Компрессорная техника и технология – 2013. – № 8. – С. 2–8.

72. Бокин, М. Н. Расчет и конструирование деталей из пластмасс / М. Н. Бокин, О. Г. Цыплаков. – Москва ; Ленинград : Машиностроение, 1966. – 175 с.
73. Машков, Ю. К. Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена. Структурная модификация / Ю. К. Машков, З. Н. Овчар, Вал. И. Суриков, Л. Ф. Калистратова. – Москва : Машиностроение, 2005. – 239 с. – ISBN 5-217-03288-X.
74. Машков, Ю. К. Трибофизика металлов полимеров : моногр. / Ю. К. Машков; Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2013. – 239 с. – ISBN 978-5-8149-1458-3.
75. Крагельский, И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский. – Москва : Машгиз, 1962. – 383 с.
76. Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учеб. для техн. вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше [и др.] ; под общ. ред. А. В. Чичинадзе. – Москва : Машиностроение, 2001. – 663 с. – ISBN 5-217-03053-4.
77. Трение и модифицирование материалов трибосистем : учеб. пособие для вузов / Ю. К. Машков, К. Н. Поleshченко, С. Н. Поворознюк, П. В. Орлов. – Москва : Наука, 2000. – 280 с. – ISBN 5-02-002491-0.
78. Белкин, А. Е. Расчет эластомерного цилиндрического амортизатора с учетом вязких свойств материала / А. Е. Белкин, Н. Л. Нарская // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – № 8 (665). – С. 12–18.
79. Дроздов, Н. Интенсивность коррозионно-механического изнашивания цилиндра поршневого компрессора, перекачивающего природный газ / Н. Дроздов, А. П. Перекрестов // Технологические проблемы прочности : материалы XVI Междунар. семинара. (Подольск, 26–27 июня 2009 г.). – Подольск, 2009. – С. 41–45.
80. Ясь, Д. С. Испытание на трение и износ : Методы и оборудование / Д. С. Ясь, В. Б. Подмоков, Н. С. Дяденко. – Киев : Техника, 1971. – 136 с.

81. Горленко, А. О. Триботехнология : учеб. пособие / А. О. Горленко, О. А. Горленко, А. С. Проскурин ; Брянский гос. техн. ун-т. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2006. – 187 с. – ISBN 5-89838-218-6.
82. Сомов, В. А. Повышение моторесурса и экономичности дизелей / В. А. Сомов. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1967. – 194 с.
83. Спиркин, В. Г. Оптимальные композиции присадок для турбинных масел / В. Г. Спиркин, Ш. К. Гильмутдинов, А. А. Бочаров // Химия и технология топлив и масел. – 1994. – № 6. – С. 21–24.
84. Хрущов, М. М. Определение износа деталей машин методом искусственных баз / М. М. Хрущов, Е. С. Беркович. – Москва : Изд-во АН СССР, 1959. – 218 с.
85. Соколов, А. И. Исследование износа деталей автомобильных двигателей методом спектрального анализа масла / А. И. Соколов, Н. Т. Тищенко // Надежность и долговечность автомобилей и двигателей : материалы семинара. – Томск, 1971. – С. 10–17.
86. Загавура, Ф. Я. Определение износа трущихся пар расходом рабочей среды / Ф. Я. Загавура. – Киев : Изд-во Киев. ун-та, 1969. – 94 с.
87. Кузнецов, В. С. Режимы технического обслуживания автомобилей / В. С. Кузнецов. – Москва : Автотрансиздат, 1963. – 247 с.
88. Кудинов, В. А. Гидродинамическая теория полужидкостного трения / В. А. Кудинов // Труды III Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. – Москва, 1960. – Т. 2. – С. 161–170.
89. Порохов, В. С. Совершенствование методов обкатки холодильных поршневых компрессоров : экспресс-информация / В. С. Порохов, В. Н. Криворотько, Т. А. Лысенко. – Москва : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1979. – Вып. 1. – 31 с.
90. Воинов, Н. П. Подбор смазочных масел для обкатки двигателей и механизмов / Н. П. Воинов. – Москва ; Ленинград : Гостоптехиздат, 1950. – 85 с.
91. Берковский, Б. М. Магнитные жидкости / Б. М. Берковский, В. Ф. Медведев, Н. С. Крипов. – Москва : Химия, 1989. – 239 с. – ISBN 5-7245-0331-X.

92. Barwell, F. T. Failure prevention throngy monitoring of wear debris in machinery lubrication systems / F. T. Barwell, B. J. Roylance, A. L. Price // Congr. Mondengren : Texteintegr : conf. – Paris, 1977. – Vol. 1. – S. 449–466.

93. Изучение износа деталей машин при помощи радиоактивных изотопов. – Москва : Изд. АН СССР, 1957. – 144 с.

94. Нисневич, А. И. Применение радиоактивных изотопов для изучения долговечности деталей машин / А. И. Нисневич. – Москва : Госатомиздат, 1962. – 184 с.

95. Кюрегян, С. К. Эмиссионный спектральный анализ нефтепродуктов / С. К. Кюрегян. – Москва : Химия, 1969. – 295 с.

96. Карабанова В.В., Ваняшов А.Д., Юша В.Л. Некоторые особенности реализации расчетной модели высоконапорной центробежной компрессорной ступени с входным направляющим аппаратом // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 62–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-62-70.

97. Амосов, А.А. Вычислительные методы для инженеров: учеб. пособие / А. А. Амосов, Ю. А. Дубинский, Н. В. Копченова. – 2 – е изд., доп. – М.: МЭИ, 2003. – 596 с.

98. Воронков, С.С. Математическая модель высокооборотного поршневого двухступенчатого компрессора / С.С. Воронков, И.К. Прилуцкий, Б.С. Фотин // Расчет и экспериментальные исследования холодильных и компрессорных машин. – М., 1982. – С.43–53.

99. Горбунов, С. К. Разностные схемы: введение в теорию / С. К. Горбунов, В. С. Рябенский. – М.: Наука, 1973. – 400 с.

100. Карташов, Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твёрдых тел / Э. М. Карташов. – М.: Высш. шк., 2001. – 549 с.

101. Коздоба, Л.А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности / Л. А. Коздоба – М: Наука, 1975. – 228 с.

102. Мамонтов, М.А. Основы термодинамики тела переменной массы / М.А. Мамонтов. – Тула: Приок. кн. изд-во, 1970. – 87 с.

103. Михлин, С.Г. Приближенные методы решения дифференциальных и интегральных уравнений / С. Г. Михлин. – М.: Наука, 1965. – 384 с.

104. Воронков, С.С. Математическая модель рабочего процесса высокооборотного двухступенчатого поршневого компрессора с учетом нестационарных влияний в коммуникациях: специальность 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» : дис. ... канд. техн. наук / С. С. Воронков. – Ленинград, 1982. – 231 с.

105. Рыжиков, Л.Н. Исследование рабочих процессов поршневых компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. / Л.Н. Рыжиков. - М., 1978. – 250 с.

106. Хрусталёв, Б.С. Математическое моделирование рабочих процессов в объёмных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: автореф. дис. ... док.техн. наук. / Б.С. Хрусталёв. – СПб., 1999. – 58 с.

107. Davies, R. Mathematical modeling of reciprocation air compressors / R. Davies, A. Bell // Mining Technol. – 1987. – 69, №795. – P.13–14.

108. Юша, В.Л. Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок: диссертация доктора технических наук: 05.04.06 / Юша Владимир Леонидович; [Место защиты: ГОУВПО "Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана"]. – Омск, 2008. – 434 с. : ил

109. Прилуцкий, И. К. Совершенствование систем газораспределения компрессорных и расширительных машин [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. Наук. / И.К. Прилуцкий. – СПб., 1997. – 32 с.

110. Котлов, А.А. Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита: дис. ... канд.техн. наук. / А.А. Котлов. – СПб., 2011. – 138 с.

111. Кобыльский Р.Э. Ресурс работы тихоходных длинноходовых ступеней компрессорных агрегатов и возможные пути его увеличения / С. С. Бусаров, А. В. Недовенчанный, И.С. Бусаров, Д.С. Титов, В.Л. Юша // Омский научный вестник. – 2019. – №3 (163). – С. 42–49.

112. Кобыльский Р.Э. Методика расчета толщины стенки лепестка манжетного цилиндропоршневого уплотнения / С. С. Бусаров, А.Ю. Громов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 26–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-26-31.

113. Kobilskiy, R.E. Self-acting shut-off valve effect of motion law schematization on calculation quality of low-speed long-stroke air piston compressor units working process / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, I.S. Busarov, T.A. Vinnikova // AIP Conference Proceedings. – 2020. – P.030063-1–030063-8. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/5.0027279>.

114. Бусаров, С.С. Оценка напряженно-деформированного состояния цилиндра тихоходного компрессора / С.С. Бусаров, И.П. Аистов, К.А. Вансович, Д.С. Титов // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – №4. – С. 7–11.

115. Kobilskiy, R.E. Analysis of the effect of the piston displacement law on the operating processes characteristics of a single-stage ammonia compressor unit/ R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, M.A. Fedorova, T.A. Vinnikova, I.P. Aistov, A.A. Galkova // AIP Conference Proceedings. – 2020. – P.030062-1–030062-5. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/5.0029667>.

116. Kobilskiy, R.E. Experimental studies of deformed state of the working chamber cylindrical part of lowspeed long-stroke oil-free piston units / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, I.P. Aistov, K.A. Vansovich, D.S. Titov, R. Yu. Goshly // AIP Conference Proceedings. – 2020. – P.030061-1–030061-8. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/5.0029666>.

117. Busarov, S.S., Assessment of the Prospects of Development of Medium Pressure Single-Stage Piston Compressor Units / S.S. Busarov, V.L. Yusha, A, Yu. Gromov // Chemical and petroleum engineering. 2017. Vol. 53(7–8). P. 453–458. <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>.

118. Захребетков, Ю. А. Термодинамический процесс при переменном количестве рабочего тела / Ю. А. Захребетков // Теплоэнергетика. – 1970. – №8. – С. 70–72.

119. Науменко, А.И. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. / А.И. Науменко // – М., 1974. – 180 с.

120. Никитенко, Н.И. Исследование процессов тепло – и массообмена методом сеток / Н. И. Никитенко – Киев: Наукова думка, 1978. – 212 с.
121. Приближенные методы математической физики: учеб. для вузов / под. ред. В. С. Зарубина [и др.] – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 699 с.
122. Мухачёв, Г.А. Термодинамика и теплопередача : учеб. для авиац. вузов / Г.А. Мухачёв, В.С. Щукин. 3-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.
123. Рихтмайер, Р. Разностные методы решения краевых задач: пер. с англ. / Р. Рихтмайер, К. Мортон. – М.: Мир, 1972. – 420 с.
124. Самарский, А. А. Методы решения сеточных уравнений / А. А. Самарский, Е. С. Николаев. – М.: Наука, 1978. – 592 с.
125. Самарский, А.А. Теория разностных схем / А. А. Самарский – М.: Наука, 1977. – 364 с.
126. Тихонов, А.Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М., 1972. – 283 с.
127. Холл, Дж. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений: пер. с англ. / Дж. Холл, Дж. Уатт. – М.: Мир, 1979. – 312 с.
128. Цветкова, Н.И. Опытное исследование теплоотдачи в двигателях внутреннего сгорания / Н.И. Цветкова // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1959. – №10. – С. 84–90.
129. Мирзоев, Р. Г. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления / Р. Г. Мирзоев, И. Д. Кутушев. Учебное пособие для студентов вузов. Л., «Машиностроение», 1972. – 416 с.
130. Макаров, Г.В. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, переработ. и доп. Л., «Машиностроение» (Ленинградское отделение), 1973. – 232 с.
131. Уплотнения [Текст] : сб. ст. / пер. с англ. В. П. Харитонova ; под ред. В. К. Житомирского, 1964. – 293 с.
132. Холан К. Уплотнения в машиностроении [Текст] / К. Холан, А. Калина ; пер. с чеш. А. А. Жукова, 1961. – 67 с.

133. Кокичев В. Н. Уплотняющие устройства в машиностроении. Л. «Судостроение» 1962.
134. Compressed air spirals non-lubricious // Mach. Prod. – 1993. – №596, Supl. – P. 87.
135. Low Flow Displacement Compressor: Thermodynamical Process Analysis" (1992)./ М.М. Perevozchikov, I. B. Pirumov, B. S. Chrustalyov, K. S. Ignatiev, A. Taha// International Compressor Engineering Conference. P. 937.
<http://docs.lib.purdue.edu/icec/937>
136. Parker [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://www.parker.com.ru/>(датаобращения: 15.11.2022). – Режим доступа: свободный.
137. Алтухов, С. М. О долговечности работы мембран компрессоров / С. М. Алтухов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1965. – № 5. – С. 8–11.
138. Меренков, Д.Ю. Совершенствование грибковых клапанов поршневых и мембранных микрокомпрессоров: дис. ... канд. техн. наук. / Д.Ю. Меренков. – Омск, 2004. – 215 с.
139. Кобыльский Р.Э. Создание поршневых уплотнений с повышенным ресурсом работы для бессмазочных малорасходных тихоходных поршневых компрессоров среднего и высокого давления / Р.Э. Кобыльский, С.С. Бусаров // Глобальная энергия. – 2023.–Т.29, №3. – С. 24–30.
140. Грановский, В.С. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях / В.С. Грановский, Т.Н. Сирая. – Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.
141. Жлыков, Г.П. Аппаратурное определение погрешностей цифровых приборов / Г.П.Жлыков. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 128 с.
142. Зайдель, А.Н. Погрешности измерения физических величин / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.
143. Зайдель, А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений. / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1968. – 96 с.

144. Кассандрова, О.Н. Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев – М.: Наука, 1970. – 104 с.
145. Наumenко, А.М. Определение погрешностей технических измерений: учеб. пособие / А.М. Наumenко, В.П. Улитенко. – Харьков: Харьк. авиац. ин – т, 1982. – 132 с.
146. Нуждин, А.С. Измерения в холодильной технике: справ. руководство / А.С. Нуждин, В.С. Ужанский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 368 с.
147. Bland, J. "Statistics notes: measurement error / J. Bland, Douglas G. Altman Martin, //Bmj. –1996. – Vol. 313 (7059). – P.744.
148. Busarov, S. S. Problems equilibration of aggregates on the basis of slow moving stages/ S. S. Busarov, V. L. Yusha., A. V. Nedovenchanyi, I. S. Busarov, R. E. Kobilsky // Mechanical Science and Technology Update.-2019.- IOP Conf. Series: 355 Journal of Physics: Conf. Series 1260 (2019) 062026, P. 1–8. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/6/062026.
149. Cochran, W. G.,Technometrics / W. G. Cochran - 10, No. 4 (Nov., 1968), P. 637-666: <http://www.jstor.org/stable/1267450B>.
150. Detection of random vapour concentrations using an integrating diamond gas sensor / I. Krstev, A. Helwig, G. Müller [et al.] // Sensors and Actuators B: Chemical. – 2014. Vol. 195.– P. 603.
151. Gas sensing of ruthenium implanted tungsten oxide thin films / T. Tesfamichael, M. Ahsan, M. Notarianni [et al.] //Thin Solid Films. –2014. –Vol. 558. – P. 416–422.
152. Martin,J. Statistics notes: measurement error. / J. Martin, D. G. Altman // Bmj313.7059 pp.: 744. (1996).
153. Zakharenko, S. E. —Experimental study of gas leaks through slits in: Works of Leningrad Polytechnical Institute / S. E. Zakharenko - 2, P. 161 – 170. (1953) (in Russian).
154. Гендин, Г. С. Все о резисторах. Справочное издание. / Г. С. Гендин // – М. – 2000. – 192 с.
155. Дубровский, В. В. Резисторы: справочник. / В. В. Дубровский // – М. – 1991. - 528 с.

156. Зайцев, Ю. В. Полупроводниковые термоэлектрические преобразователи. / Ю. В. Зайцев // – М. – 1985. – 120 с.

157. Отчет о прикладных научных исследованиях и экспериментальных разработках «создание перспективных одноступенчатых компрессорных агрегатов высокого и среднего давления с повышенным ресурсом работы для систем жизнеобеспечения автономных подводных объектов» / – «27» октября 2015 г. – № 14.577.21.0203.

158. Бусаров, С. С. Экспериментальная оценка влияния частоты вращения коленчатого вала на амплитуду пульсаций давления в газовых коммуникациях малорасходных поршневых компрессоров / С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, К. А. Бакулин [и др.]// Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2022. – Т. 6, № 2. – С. 21–26.

159. Леневиц Ф. Измерение температур в технике: справ. Пособие / под общ. ред. Ф. Линевица. – М.: Металлургия, 1980. – 554 с.

160. Kobilskiy, R.E. Theoretical evaluation of piston compressor seals effectiveness in low-speed piston compressor units based on the analysis of deformed state of the cylindrical part of the working chamber / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, I.S. Busarov, T.A. Vinnikova, V.L. Yusha // AIP Conference Proceedings. – 2020. – P.030065-1–030065-9. – Режим доступа: [https:// doi.org/10.1063/5.0027288](https://doi.org/10.1063/5.0027288).

161. Kobilskiy, R.E. Comparative analysis of the magnetoelectric drive with linear drives of low-speed single-stage piston units / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, A.A. Tatevosyan, Z. A. Zamiralova // AIP Conference Proceedings. – 2020. – P.030064-1–030064-9. – Режим доступа: [https:// doi.org/10.1063/5.0027296](https://doi.org/10.1063/5.0027296).

162. Жускаускас, А. А. Теплопередача поперечно обтекаемых пучков труб / А. А. Жускаускас. – Вильнюс: Макалас, 1986. – 209 с.

163. Kobilskiy, R.E. Experimental studies of the operating characteristics of the unit based on a low-speed piston stage with a linear magnetoelectric drive / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, A.A. Tatevosyan, Z. A. Zamiralova, A.V. Nedovenchanyi // AIP Conference Proceedings. – 2020. – P.030013-1–030013-6. – Режим доступа: [https:// doi.org/10.1063/5.00276164](https://doi.org/10.1063/5.00276164).

164. Kobilskiy, R.E. Comparative evaluation of the methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, I.S. Busarov, V.L. Yusha // Chemical and Petroleum Engineering. – 2020. – Vol. 56. – P. 644-652. Режим доступа: [https:// doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6](https://doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6).

165. ARDUINO.CC [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2023. – URL: <https://docs.arduino.cc/hardware/uno-rev3> (дата обращения: 25.02.2023). – Режим доступа: свободный.

166. Бусаров С.С., Юша В.Л., Кобыльский Р.Э. Экспериментальная оценка эффективности манжетного уплотнения цилиндропоршневой группы длинноходовой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-202-4-420-27.

167. Kobilskiy, R.E. Predicting the service life of cylinder-piston seal of reciprocating compressors / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov // Chemical and Petroleum Engineering. – 2023. – Vol. 59, № 3-4. – P. 245-252.

168. Кобыльский Р.Э. Экспериментальная методика определения эквивалентного зазора для цилиндропоршневого уплотнения тихоходной длинноходовой ступени в динамической постановке / Р.Э. Кобыльский, С.С. Бусаров // Глобальная энергия. – 2023.–Т.29, №4. – С. 37–49.

169. Райковский Н.А. Обеспечение работоспособности несмазываемых подшипников скольжения малорасходных турбоагрегатов на основе моделирования тепловых процессов и совершенствования конструкции : автореф. Дис...канд. техн. наук. / Н.А. Райковский – Омск., 2012. – 18 с.

170. Kobilskiy, R.E. Influence of cooling jacket design parameters of low-speed compressor stage of long-stroke piston unit on the cylinder stress-strain state / R.E. Kobilskiy, S.S. Busarov, I.P. Aistov, K.A. Vansovich, D.S. Titov // AIP Conference Proceedings. – 2020. – P.030067-1–030067-7. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/5.0027292>.

171. Vetter, H. The Sulzer Oil-Free Labyrinth Piston Compressor» / H. Vetter // International Compressor Engineering Conference, Purdue University. – 1972. – P. 221–228.

172. Бараненко А.В. Холодильные машины / А.В. Бараненко [и др.] - СПб.: Политехника, 1987. – 992 с.
173. Кобыльский Р.Э. Перспективы создания современных поршневых компрессоров с повышенной производительностью / Р.Э. Кобыльский, С.С. Бусаров, К.А. Бакулин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно- ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т.8, № 1. С.25–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-25-31.
174. Пилла Кловис Коей. Разработка обобщенной методики расчета долговечности авиационных подшипников качения с учетом износа и вероятности неразрушения деталей опорного узла. Самара – 2022. – С. 135.
175. Воронков Б.Д. Подшипники сухого трения. – 2-е изд., перераб. и доп.– Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 197, – 224 с., ил.
176. Архангельский Б.А., Кулапин А.В. Судовые подшипники из неметаллических материалов. Л.: Судостроение, 1969. – 264 с.
177. Захаренко В.П. Изменение параметров газа по высоте поршневого кольца компрессора без смазки // Компрессорная техника и пневматика. 1998. Вып. 1–2 (18–19).
178. Кобыльский Р.Э. Цилиндропоршневое уплотнение: пат. 2781089 Рос. Федерация: МПК F16J 15/32, F16J 9/06. Р.Э. Кобыльский, С.С. Бусаров – 2022. – Бюл. № 28.
179. Кобыльский Р.Э. Применение комбинированного уплотнения для снижения нагрузки, действующей на цилиндропоршневое уплотнение // Вестник БГТУ им. Шухова, № 7, 2022. С.117-125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125.

Приложения А

Утверждаю:
Проректор по
образовательной
деятельности
Полынский А.С.

АКТ

О внедрении результатов научных исследований
в учебный процесс

Мы, нижеподписавшиеся, настоящим актом удостоверяем, что результаты диссертационных исследований Кобыльского Романа Эдуардовича, посвященные разработке цилиндро-поршневых уплотнений несмазываемых поршневых компрессорных ступеней среднего и высокого давления с повышенным ресурсом работы внедрены в учебный процесс на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ для реализации в учебных программах образовательных направлений 21.03.01 «Нефтегазовое дело» заочной и дневной форм обучения по дисциплине «Компрессорное оборудование газонаполнительных, воздухоразделительных и передвижных компрессорных станций» в форме учебного пособия.

Издан следующий учебно-методический материал:

Компрессорное оборудование газонаполнительных, воздухоразделительных и передвижных компрессорных станций : учеб. пособие / С. С. Бусаров, В. Л. Юша, А. В. Недовенчаный [и др.]; Минобрнауки России, Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2022. – 1 CD-ROM (4,74 Мб).

Председатель учебно-методической
Нефтехимического института ОмГТУ к.т.н., доцент
кафедры «Холодильная, компрессорная техника и
технология» _____ С. С. Бусаров

Секретарь методической комиссии
Нефтехимического института ОмГТУ к.х.н.,
доцент
кафедры «Химия и химическая технология» _____ Т. Л. Букашкина



группа компаний

Акционерное общество
«Группа компаний «Титан»
пр. Губкина, 22, г. Омск, Россия, 644035
телефон: +7 (3812) 299555
факс: +7 (3812) 676140
e-mail: info@titan-group.ru, www.titan-group.ru
ОКПО 23736519, ОГРН 1065501059392
ИНН/КПП 5501100816/550101001

УТВЕРЖДАЮ:

Генеральный директор
АО «ГК «Титан»

Тарасенко О.А.

2023г.



АКТ

о внедрении результатов

кандидатской диссертационной работы

Кобыльского Романа Эдуардовича

Комиссия в составе:

- директора департамента по развитию и новым технологиям Дубка В.Н.;
- специалиста главного департамента по развитию и новым технологиям, к.т.н., доцента Потапова Ю.А., составили настоящий акт о том, что рекомендации по проектированию манжетных цилиндропоршневых уплотнений, позволяют увеличить их ресурс работы, а также уменьшить утечки сжимаемой рабочей среды поршневых технологических компрессорных установок, изложенные в диссертационной работе Кобыльского Романа Эдуардовича «Разработка цилиндропоршневых уплотнений несмазываемых поршневых компрессорных ступеней среднего и высокого давления с повышенным ресурсом работы» представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы при эксплуатации компрессорного технологического оборудования АО «ГК Титан»:

1. Технические предложения по проектированию манжетных цилиндропоршневых уплотнений, изготовленных из антифрикционных композитных материалов на основе фторопласта для компрессорного технологического оборудования, применяемого на предприятии
2. Технические предложения по увеличению ресурса работы манжетных цилиндропоршневых уплотнений для несмазываемых ступеней поршневых компрессоров
3. Результаты расчётно-параметрического прогнозного анализа влияния изменения эксплуатационных условий на режимные параметры и интегральные характеристики компрессорного оборудования.

Использование представленных результатов позволило повысить качество и эффективность компрессорного оборудования, применяемого в АО «ГК Титан», а также сократить затраты на проведение ремонтных работ поршневых компрессоров без смазки цилиндров.

Директор департамента по развитию
и новым технологиям

В.Н. Дубок

Специалист главный департамента
по развитию и новым технологиям,
к.т.н., доцент

Ю.А. Потапов

Приложения Б

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Программы и методики исследовательских испытаний
Манжетных уплотнений методом статических продувок

№1 от 10.05.2023 г.

1. **Объект испытания:** манжетные уплотнения

2. **Цель испытания:** определить влияния конструктивных параметров манжетного уплотнения на герметичность рабочей камеры

3. **Дата начала испытания:** 10.05.2023 г.

4. **Дата окончания испытания:** 10.06.2023 г.

5. **Место проведения испытания:** УЛК-6 ОмГТУ

6. **Средства проведения испытаний:** Стенд статических продувок

- Датчик давления Д160М-3; зав. № G43496; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.08.2026..

- Термомпара ТХК; зав. №755; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.04.2025.

7. **Результаты испытаний для манжетных уплотнений диаметром 20,2 мм при разном угле раскрытия**

Угол раскрытия, °	Начальное давление, МПа	Конечное давление, МПа	Время надреза, мин
100	2,5	0,2	19
105			30
110			26
115			46
120			25

Результаты испытаний для манжетных уплотнений при угле раскрытия 115° при различных диаметрах

Внешний диаметр, мм	Начальное давление, МПа	Конечное давление, МПа	Время надреза, мин
20	2,5	0,2	42
20,2			60
20,4			65
20,8			75
21			40

8 Замечания и рекомендации

Как видно из представленных результатов значение угла раскрытия манжетного уплотнения существенно влияет на герметичность рабочей камеры. При возрастании угла раскрытия со 100° до 115° наблюдается стабильный рост герметичности рабочей камеры, соответственно уменьшаются утечки рабочей среды. При угле раскрытия 120° происходит резкий спад герметичности, теоретически это объясняется тем, что рабочие кромки манжетного уплотнения не подкреплены достаточным количеством материала, уплотнительная кромка отгибается назад (в сторону движения газа), простыми словами происходит подвертывание манжеты. При проведении экспериментов было обнаружено, что наилучший угол раскрытия манжетного уплотнения, при котором достигается максимальная герметизация рабочей камеры составляет 115°.

Как видно из представленных результатов диаметр манжетного уплотнения при угле раскрытия 115°, также, существенно влияет на герметичность рабочей камеры. При увеличении диаметра с 20 до 20,8 мм уменьшаются утечки рабочей среды, соответственно улучшается герметичность рабочей камеры, при диаметре 21 мм происходит резкий спад герметичности рабочей камеры. Теоретически это объясняется тем, что при большом

натяге лишний материал при установке уплотнения в цилиндр выгибается, образуя волнообразный контур, плотность контакта нарушается.

9 Выводы

По результатам проведенных экспериментов, можно дать следующие рекомендации по проектированию манжетных цилиндрических уплотнений: внешний диаметр уплотнения следует выбирать в диапазоне $D_{вн} = [0,015 \dots 0,02] \cdot D_{ц}$, угол раскрытия следует выбирать равным $\sim 115^\circ$.

Испытание проводили

Научный руководитель

доцент, к.т. н.



С.С. Бусаров

аспирант



Р. А. Кобыльский

Старший преподаватель



И. С. Бусаров

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Программы и методики исследовательских испытаний
Нагрузки действующей на манжетное уплотнение

№1 от 20.07.2023 г.

1. **Объект испытания:** манжетное уплотнение
2. **Цель испытания:** определить нагрузку действующую на манжетное уплотнение
3. **Дата начала испытания:** 20.07.2023 г.
4. **Дата окончания испытания:** 20.10.2023 г.
5. **Место проведения испытания:** УЛК-6 ОмГУ
6. **Средства проведения испытаний:** Стенд испытания манжетных уплотнений.
 - Датчик давления Д160М-3; зав. № G43496; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.08.2026..
 - Термометр ТХК; зав. №755; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.04.2025.

7. Результаты испытаний по распределению давления

Места снятия давления	Давление, МПа						Нагрузка, МПа					
	2	4	6	8	10	12	2	4	6	8	10	12
0												
1	0,24	0,8	1,2	1,6	2	2,5	0,66	1,216	1,824	2,432	3,04	3,61
2	0,16	0,32	0,48	0,64	0,8	0,96	0,03	0,182	0,273	0,364	0,456	0,585
3	0,12	0,2	0,3	0,4	0,5	0,68	0,015	0,045	0,068	0,091	0,114	0,106
4		0,18	0,27	0,36	0,45	0,54		0,007	0,011	0,015	0,019	0,053
5					0,35	0,45		0,022	0,034	0,045	0,038	0,045
6		0,12	0,18	0,24		0,36					0,019	0,022
7					0,3	0,24						0,045

8 Замечания и рекомендации

Как видно из представленных результатов нагрузка на каждом уплотнении различна. Первое уплотнение воспринимает основную нагрузку (до 80 %), соответственно оно будет изнашиваться в первую очередь. Так как перепад давления на каждом уплотнении различен, то и отношение давления на каждом уплотнении различно, отсюда следует, что все уплотнения будут изнашиваться разным образом.

9 Выводы

По результатам проведенных экспериментов, можно дать следующие рекомендации по определению перепада давления по уплотнениям: (Для давления $P_H = 1$ МПа): $P_1 = P_H - 0,13$; для остальных плоскостей давление можно принимать 0,1 МПа. (Для давления $P_H = 2-6$ МПа): $P_2 = P_H - 0,12$; $P_3 = P_H - 0,06$; $P_4 = P_H - 0,06$; $P_5 = P_H - 0,045$; $P_6 = P_H - 0,035$; $P_7 = 0,1$ МПа. (Для давления $P_H = 7-10$ МПа): $P_2 = P_H - 0,12$; $P_3 = P_H - 0,06$; $P_4 = P_H - 0,06$; $P_5 = P_H - 0,045$; $P_6 = P_H - 0,035$; $P_7 = P_H - 0,02$.

Испытание проводили

Научный руководитель

доцент, к.т.н

 С.С. Бусаров

аспирант

 Р.Э. Кобыльский

Старший преподаватель

 И.С. Бусаров

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Программы и методики исследовательских испытаний
Влияние количества уплотнений на величину эквивалентного зазора

№1 от 20.08.2023 г.

1. Объект испытания: эквивалентный зазор
2. Цель испытания: определить зависимость эквивалентного зазора от количества уплотнений
3. Дата начала испытания: 20.08.2023 г.
4. Дата окончания испытания: 20.10.2023 г.
5. Место проведения испытания: УЛК-6 ОмГТУ
6. Средства проведения испытаний: Стенд испытания манжетных уплотнений.
 - Датчик давления Д160М-3; зав. № G43496; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.08.2026.
 - Термомпара ТХК; зав. №755; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.04.2025.

7. Результаты испытаний для времени цикла 2с

Z, шт	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	T ₁ , К	T ₂ , К
1	0,1	4	300	375
2		6		400
3		7		415
4		8		430
5		9		435
6		10		445
7		12		455
8-12		~12		455

Результаты испытаний для времени цикла 3с

Z, шт	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	T ₁ , К	T ₂ , К
1	0,1	3,5	300	370
2		5,5		395
3		6		400
4		6,5		410
5		7,5		425
6		8,5		430
7		10		440
8-12		~10		440

Результаты испытаний для времени цикла 4с

Z, шт	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	T ₁ , К	T ₂ , К
1	0,1	3,5	300	370
2		5,5		395
3		6		400
4		6,5		410
5		7,5		425
6		8,5		430
7		10		440
8-12		~10		440

8 Замечания и рекомендации

Как видно из представленных результатов видно, то время рабочего цикла вносит существенное влияние при достижении разности давлений $\Delta P=10$ МПа. Также было установлено, что устанавливать более 7 манжетных уплотнений при разности давлений

$\Delta P=10$ МПа не имеет смысла, так как величина эквивалентного зазора изменяется незначительно

9 Выводы

По результатам проведенных экспериментов были получены уравнения изменения эквивалентного зазора от давления в рабочей камере, для диаметра цилиндра 50 мм уравнение имеет следующий вид: $\delta_i = 0,442 \ln(P_i) + 0,1601$, для диаметра цилиндра 20 мм, уравнение имеет вид: $\delta_i = 0,412 \ln(P_i) + 0,1464$

Испытание проводили

Научный руководитель

доцент, к.т. н



С.С. Бусаров

аспирант



Р. О. Кобыльский

Старший преподаватель



И. С. Бусаров

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Программы и методики исследовательских испытаний
Определение мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения

№1 от 20.10.2023 г.

1. Объект испытания: сила трения
2. Цель испытания: определить мощность трения манжетных цилиндропоршневых уплотнений
3. Дата начала испытания: 20.10.2023 г.
4. Дата окончания испытания: 20.01.2024 г.
5. Место проведения испытания: УЛК-6 ОмГТУ
6. Средства проведения испытаний: Тихоходная длинноходовая поршневая ступень
 - Датчик давления Д160М-3; зав. № G43496; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.08.2026..
 - Термопара ТХК; зав. №755; поверен 15.04.2022; следующая поверка 15.04.2025.
 - Расходомер АWM720P1 поверен 10.04.2022; следующая поверка 10.04.2025.
7. Результаты испытаний по рабочему процессу

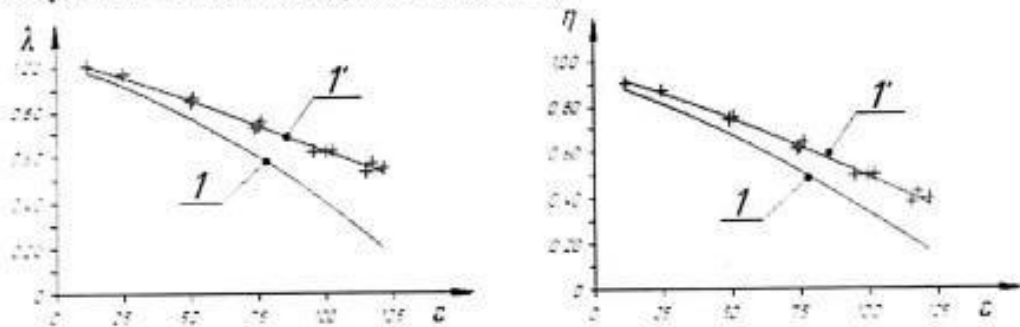


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД для времени цикла 2 с

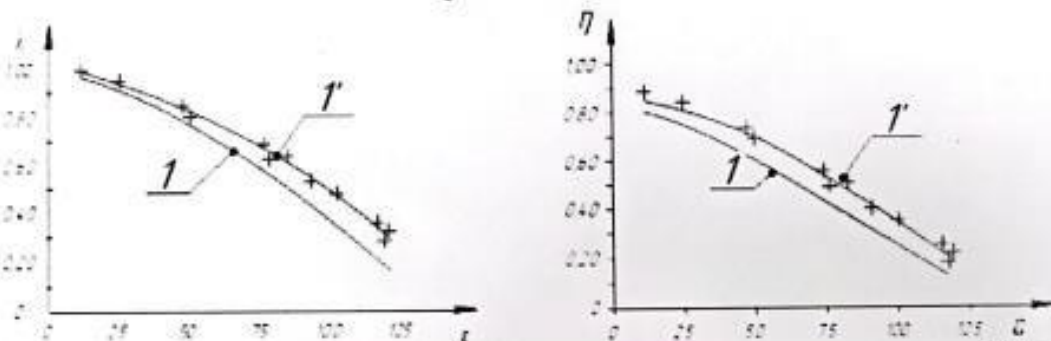


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД для времени цикла 3 с

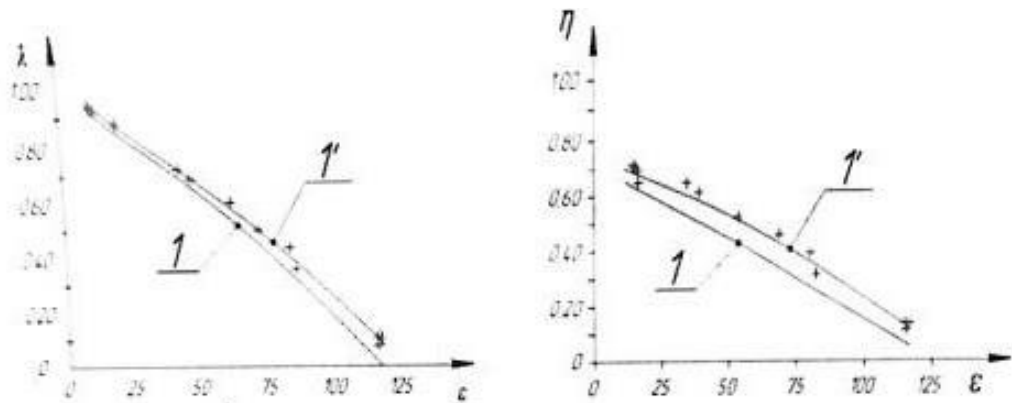


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД для времени цикла 4 с

8 Замечания и рекомендации

Анализ полученных данных показывает, что время цикла очень сильно сказывается на герметичности рабочей камеры.

9 Выводы

По результатам проведенных экспериментов при использовании рекомендованной конструкции манжетного уплотнения и их количестве, удалось повысить коэффициент подачи до 15 %, а изотермический индикаторный КПД до 10 %.

Испытание проводили

Научный руководитель

доцент, к.т. н

аспирант

Старший преподаватель




С.С. Бусаров

Р. Э. Кобыльский



И. С. Бусаров

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

Программы и методики исследовательских испытаний
 Определение мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения

№1 от 20.09.2023 г.

1. **Объект испытания:** сила трения
2. **Цель, испытания:** определить мощность трения манжетных цилиндропоршневых уплотнений
3. **Дата начала испытаний:** 20.09.2023 г.
4. **Дата окончания испытаний:** 20.12.2023 г.
5. **Место проведения испытаний:** УЛК-6 ОмГТУ
6. **Средства проведения испытаний:** Стенд имитации трения.
 - Arduino UNO R3;
 - Тензобалка YZC-133;
 - Модуль аналого-цифрового преобразования ПХ-711;
 - Бесконтактный инфракрасный датчик температуры ML X906T4.
 Представленные датчики тарируются перед каждым экспериментом
7. **Результаты испытаний по средней мощности трения**

Р, Па	N _{тр} , кВт	P _{инд} , МПа	Тер, °С	N _{ср} , Вт
10	0,12	0,25	42,3	10,6
20	0,16	0,33	65	16,2
30	0,18	0,38	79,1	19,7
40	0,2	0,42	90,4	22,6
50	0,22	0,45	98,9	24,7
60	0,23	0,47	104,4	26,1
70	0,24	0,49	110,2	27,5
80	0,25	0,51	113	28,2
90	0,261	0,53	118,7	29,6
100	0,268	0,54	121	30,3
110	0,27	0,56	127,1	31,8
120	0,28	0,57	130	32,5

8 Замечания и рекомендации

Анализ полученных данных показывает, что погрешность между расчетной и экспериментально полученной мгновенной силой трения не превышает 10 %, что вполне допустимо для инженерных расчетов.

9 Выводы

По результатам проведенных экспериментов можно сделать вывод, что мощность, затрачиваемая, на преодоление сил трения составляет от 10 до 15 % от индикаторной мощности компрессора. При этом механический КПД составляет 0,9.

Испытание проводили

Научный руководитель

доцент, к.т.н

 С.С. Бусаров

аспирант

 Р. Д. Кобыльский

Старший преподаватель

 С.С. Бусаров