

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

На правах рукописи



Бусаров Сергей Сергеевич

**СОЗДАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
БЕССМАЗОЧНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ
СРЕДНЕГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ
НА БАЗЕ МАЛОРАСХОДНЫХ ТИХОХОДНЫХ
ДЛИННОХОДОВЫХ СТУПЕНЕЙ**

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

Диссертация на соискание ученой степени

доктора технических наук

Научный консультант
доктор технических наук, профессор
Юша Владимир Леонидович

Омск – 2023

Оглавление

Введение.....	5
1 Создание перспективных конструкций бессмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления.....	18
1.1 Современная техника и технология для сжатия газов до среднего и высокого давления.....	21
1.2 Особенности функционирования и предпосылки развития бессмазочных длинноходовых ступеней.....	35
1.3 Анализ существующих методов теоретического и экспериментального исследования рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней.....	42
1.3.1 Теоретические методы исследования.....	39
1.3.2 Экспериментальные методы исследования.....	48
2 Математические модели рабочих процессов и модели основных функциональных элементов бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров среднего и высокого давления	56
2.1 Разработка и верификация модели работы самодействующих клапанов с эластомерными элементами.....	56
2.2 Разработка и верификация модели работы цилиндропоршневого уплотнения.....	59
2.3 Разработка и верификация модели упругодеформируемого цилиндра.....	67
3 Обобщённая модель расчёта рабочих процессов бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров с учётом особенностей теплофизических, газодинамических, трибологических и механических процессов в основных функциональных элементах таких компрессоров.....	71
3.1 Расчётная схема и упрощающие допущения.....	71
3.2 Система основных расчётных уравнений.....	72
3.3 Реализация математической модели.....	80
3.4 Верификация обобщённой методики расчёта.....	80
4 Экспериментальные исследования малорасходных тихоходных длинноходовых компрессоров и их основных функциональных элементов.....	91
4.1 Подготовка средств измерения.....	91
4.2 Исследование рабочих процессов тихоходных компрессорных ступеней.....	92
4.3 Исследование герметичности клапанов и цилиндропоршневых уплотнений.....	95
4.4 Исследование деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры.....	103
4.5 Исследование рабочих процессов двухступенчатого поршневого компрессора на базе тихоходных компрессорных ступеней.....	106

4.6 Исследование колебаний давления газа в коммуникациях тихоходного малорасходного компрессора.....	113
4.7 Обработка результатов экспериментального исследования.....	117
5 Повышение энергоэффективности малорасходных бесшумных компрессоров.....	121
5.1 Интегральные характеристики	121
5.2 Анализ влияния режима регулирования скорости перемещения поршня на эффективность рабочего процесса компрессора.....	126
5.3 Определение эффективных режимов внешнего охлаждения.....	134
6 Повышение технологичности малорасходных компрессоров.....	140
6.1 Разработка конструкций и типоразмерного ряда тихоходных компрессоров.....	140
6.2 Разработка системы охлаждения тихоходных длинноходовых бесшумных поршневых компрессоров.....	147
6.3 Применение тонкостенных трубных профилей в конструкциях малорасходных длинноходовых тихоходных компрессоров	151
6.4 Исследование тепловых режимов в межступенчатых коммуникациях воздушных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней....	154
6.5 Унификация компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней	158
6.6 Поиск оптимального соотношения конструктивных и режимных параметров в тихоходных компрессорах.....	161
7 Повышение ресурса малорасходных компрессоров за счёт улучшения ресурсных показателей наиболее ответственных узлов.....	165
7.1 Повышение ресурса цилиндропоршневых уплотнений.....	165
7.1.1 Экспериментальные исследования материалов цилиндропоршневых уплотнений.....	166
7.1.2 Исследования конструкций манжетных уплотнений.....	169
7.2 Повышение ресурса самодействующих клапанов.....	171
7.3 Повышение ресурса цилиндра	178
8 Особенности методики расчёта поршневых малорасходных тихоходных компрессоров.....	186
8.1 Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров.....	211
8.2 Методика расчёта суммарной поршневой силы для тихоходных агрегатов с гидравлическим приводом.....	251
9 Перспективные направления развития малорасходных поршневых компрессоров на базе тихоходных ступеней сжатия.....	255
9.1 Перспективы создания многоступенчатых поршневых компрессоров на базе малорасходных тихоходных ступеней	255
9.1.1 Рекомендации по выбору числа ступеней сжатия.....	255
9.1.2 Определение количества ступеней сжатия в зависимости от конечного давления.....	260
9.2 Применение тихоходных поршневых ступеней в машинах с конденсацией рабочего тела.....	267

9.3 Создание перспективных приводов длинноходовых поршневых ступеней.....	272
9.4 Создание многоцилиндровых компрессорных машин с длительным (бесконечно большим) межремонтным сроком.....	275
9.5 Создание компрессоров для сжатия опасных газов на базе тихоходных ступеней.....	282
9.6 Внедрение результатов исследования.....	287
Заключение.....	290
Библиографический список.....	294

Введение

Развитие нефтегазовой, космической, пищевой и химической отраслей, медицины, стратегическое освоение Мирового океана, космоса, Арктики и Антарктики привело к необходимости создания технологического и специального оборудования, способного длительно и надёжно работать в удалённых условиях эксплуатации, в том числе в автономном режиме. Тематика данной работы соответствует приоритетным направлениям развития Российской Федерации, отражённым в Указе Президента Российской Федерации от 7 мая 2018 года «О национальных целях и задачах развития Российской Федерации на период до 2024 года»; в Постановлении Правительства Российской Федерации от 29 марта 2019 года №377 «Об утверждении государственной программы Российской Федерации “Научно-технологическое развитие Российской Федерации” (с изменениями и дополнениями)» (Постановление Правительства Российской Федерации от 31 марта 2020 года № 390); в Постановлении Правительства Российской Федерации от 16 мая 2016 года «Об утверждении государственной программы Российской Федерации “Развитие оборонно-промышленного комплекса (2016–2027 гг.)»»; в Государственной программе, разработанной Минпромторгом России и утверждённой в редакции Постановления Правительства Российской Федерации от 31 марта 2017 года № 379 «Развитие авиационной промышленности» (2013–2025 гг.); в Постановлении Правительства Российской Федерации от 15 апреля 2014 года «Об утверждении государственной программы Российской Федерации “Развитие промышленности и повышение её конкурентоспособности (2013–2024 гг.)”»; в Государственной программе Российской Федерации «Развитие судостроения и техники для освоения шельфовых месторождений» (2013–2030 гг.), разработанной Минпромторгом России и утверждённой в редакции Постановления Правительства Российской Федерации от 28 марта 2019 года № 345. Отражённые в указанных документах задачи свидетельствуют о необходимости обеспечения лидерства Российской Федерации в вопросах освоения природных ресурсов Мирового океана, Арктики, Антарктики, космоса, труднодоступных материковых районов, а также

стратегической независимости Российской Федерации в вопросах обеспечения населения продуктами питания. Решение этих задач относится в равной степени к технологическим объектам гражданского, военного и специального назначения. В полной мере это относится к компрессорной технике.

Степень разработанности темы исследования

Особую группу представляют собой малорасходные компрессорные агрегаты среднего и высокого давления, к которым в числе прочих предъявляются требования надёжной непрерывной работы в течение длительного срока эксплуатации, возможность функционирования в широком диапазоне атмосферных температур, в том числе в полевых условиях, возможность обеспечения требуемого уровня чистоты и температуры сжатого газа [137, 142]. Одной из прорывных мировых технологий в настоящее время является водородная энергетика [94]. Для её реализации, в том числе для заправки баллонов, применяемых на автомобильном, морском и железнодорожном транспорте, требуются малорасходные компрессорные агрегаты, обеспечивающие сжатие водорода до 40,0 МПа [94].

Уровень требований по ресурсным характеристикам, предъявляемый к перспективной технике, недостижим для выпускаемого в настоящее время компрессорного оборудования, при этом энергетические и технологические показатели должны иметь уровень значений не меньше, чем у передовых конструкций. Например, срок наработки без обслуживания для существующих поршневых и мембранных компрессоров среднего и высокого давления составляет не более 5 000–10 000 часов [13], тогда как во многих случаях автономной эксплуатации компрессорного оборудования, например, в системах жизнеобеспечения космических объектов, на технологических и транспортных средствах морского базирования, требуемый ресурс может существенно превышать 30 000 часов [103], а в отдельных случаях – 80 000 часов [117]. Такие показатели ресурса в настоящее время не удаётся обеспечить по причине отказов основных функциональных элементов компрессорных ступеней – клапанов и уплотнений цилиндропоршневой группы и сальников штока. При этом

требования к энергоэффективности постоянно возрастают, и в настоящее время для рассматриваемых малорасходных компрессоров среднего и высокого давления величина индикаторного изотермического КПД достигает 0,8, а величина коэффициента подачи – 0,85 [28,162]. Кроме этого, безусловными критериями конкурентоспособности компрессорного оборудования остаются его себестоимость, технологичность, импортнезависимость.

Анализ зарубежного и отечественного уровня развития бесшмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления показывает, что существующие конструктивные схемы компрессорных ступеней, конструкции клапанов и уплотнений, рекомендации по определению основных конструктивных и режимных параметров ступеней исчерпали возможность дальнейшего повышения ресурса, что требует принципиально нового подхода к решению проблемы увеличения ресурса компрессорного оборудования.

Актуальность темы исследования

Учитывая вышесказанное, актуальность данного исследования заключается в отсутствии научно-технологического задела для создания малорасходных бесшмазочных компрессоров среднего и высокого давления, существенно превосходящих существующие в настоящее время аналоги по ресурсным характеристикам и имеющих сравнимые с ними энергетические, массогабаритные и технологические показатели. Разработка новой технологии позволит решить проблему длительной автономной эксплуатации компрессорного оборудования на транспортных и стационарных объектах наземного, морского и космического базирования в широком диапазоне температур окружающей среды; обеспечит технологическую импортнезависимость и приоритет РФ в рассматриваемой области компрессорной техники.

Объектом диссертационного исследования являются поршневые бесшмазочные тихоходные длинноходовые компрессоры с повышенным отношением давления нагнетания к давлению всасывания и интенсивным внешним охлаждением.

Предмет исследования – взаимосвязь рабочих процессов основных функциональных элементов, конструктивных и режимных параметров поршневых

бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров и их влияние на её ресурс, технологичность и удельные характеристики.

Цели и задачи

Цель – научное обоснование и определение основных направлений повышения ресурса и обеспечения высокой технологичности и энергоэффективности бессмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления для условий длительной автономной эксплуатации.

Задачи

1. Обосновать целесообразность и доказать возможность создания бессмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления с повышенным ресурсом автономной эксплуатации, высокими показателями технологичности и энергоэффективности на базе поршневых тихоходных длинноходовых ступеней.

2. Разработать математические модели рабочих процессов основных функциональных элементов поршневых бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров среднего и высокого давления.

3. Разработать обобщённую модель рабочих процессов поршневых бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров с учетом особенностей теплофизических, газодинамических, трибологических и механических процессов в основных функциональных элементах таких ступеней.

4. Разработать методики экспериментальных исследований тихоходных длинноходовых компрессоров и их основных функциональных элементов и создать стенды для их реализации.

5. Провести комплекс теоретических и экспериментальных исследований рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессоров среднего и высокого давления и их основных функциональных элементов.

6. Выполнить теоретические и экспериментальные исследования взаимосвязи конструктивных и режимных параметров поршневых бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров и их основных функциональных элементов и их влияние на интегральные характеристики ступени, а также влияние циклической

деформации конструктивных элементов клапанов, цилиндропоршневых уплотнений и цилиндров на энергетические, массогабаритные и ресурсные характеристики бесшмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров.

7. Усовершенствовать существующую методику расчёта производительности поршневых компрессоров применительно к тихоходным длинноходовым ступеням среднего и высокого давления, на её базе разработать методику оптимизации основных размеров и параметров поршневых бесшмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров среднего и высокого давления и провести исследование влияния конструктивных и режимных факторов на оптимальные характеристики компрессора.

8. На основании результатов проведённых комплексных экспериментальных и теоретических исследований разработать научно-обоснованные рекомендации по созданию технологичных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления на базе бесшмазочных тихоходных длинноходовых ступеней и определить перспективные направления их развития и применения.

Научная новизна

Научная новизна заключается в том, что в диссертации впервые предложена общая методологическая концепция создания малорасходных бесшмазочных компрессоров среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых ступеней, реализующих повышение давления от атмосферного до среднего и высокого при допустимых температурных режимах, повышенном ресурсе и энергоэффективности, обладающих высокой технологичностью.

Основные научные результаты работы:

1. Впервые теоретически и экспериментально обоснована возможность повышения давления газа в одной бесшмазочной поршневой компрессорной ступени от 0,1 МПа до 12,0 МПа при температурах нагнетания, не превышающих 430 К.

2. Впервые теоретически обоснована возможность обеспечения непрерывной работы бесшмазочного поршневого компрессора среднего и высокого давления в течение 100000 часов и более.

3. Разработаны новые математические модели рабочих процессов интенсивно охлаждаемых бессмазочных тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров с циклически деформируемыми стенками цилиндра, а также модели функционирования самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений с эластомерными конструктивными элементами.

4. Разработана новая обобщённая модель рабочих процессов интенсивно охлаждаемых бессмазочных тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров, учитывающая особенности функционирования системы охлаждения ступени, самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений с эластомерными конструктивными элементами, а также возможность циклической деформации стенок цилиндра при соотношении $S/D > 10$, времени рабочего цикла от 2 до 4 с, давлении нагнетания до 12 МПа (при атмосферном давлении всасывания).

5. Впервые получены результаты исследования рабочих процессов бессмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления при $S/D > 10$, времени рабочего цикла от 2 до 4 с, давлении нагнетания до 12 МПа (при атмосферном давлении всасывания) и интенсивном охлаждении стенок цилиндра; получены зависимости для расчёта коэффициента теплоотдачи в рабочей камере и составляющих коэффициента подачи с учетом особенностей функционирования клапанов и цилиндропоршневых уплотнений с эластомерными конструктивными элементами.

6. Теоретически и экспериментально доказано перераспределение значимости отдельных конструктивных и режимных факторов, по сравнению с существующими быстроходными поршневыми компрессорами, оказывающих определяющее влияние на эффективность рабочих процессов.

7. Теоретически и экспериментально установлена взаимосвязь между конструкцией компрессора и его элементов, режимными параметрами и свойствами рабочего газа, а также определено их влияния на интегральные характеристики компрессора; определены рабочие диапазоны основных размеров и параметров компрессора.

8. Получены результаты исследования влияния циклической деформации стенок цилиндра и эластомерных конструктивных элементов самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений на основные показатели эффективности бесшмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров и определены принципы конструирования их систем охлаждения, уплотнения и газораспределения.

Теоретическая и практическая значимость работы

Значение результатов для теории.

1. Разработана и экспериментально подтверждена обобщённая модель расчёта рабочего процесса поршневого бесшмазочного тихоходного длинноходового компрессора на базе новой методики расчёта коэффициента теплоотдачи в рабочей камере, с учётом нестационарной теплопередачи через стенки цилиндра и особенностей функционирования самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений с эластомерными конструктивными элементами.

2. Теоретически обоснованы: возможность повышения давления газа в одной бесшмазочной поршневой компрессорной ступени от 0,1 МПа до 12,0 МПа при допустимых температурах нагнетания и возможность обеспечения непрерывной работы бесшмазочного поршневого компрессора среднего и высокого давления в течение 100000 часов и более; получили развитие методики расчёта коэффициента теплоотдачи в рабочей камере и расхода рабочего газа через неплотности в клапанах и цилиндропоршневых уплотнениях.

3. Теоретически и практически доказано перераспределение значимости отдельных конструктивных и режимных факторов на работу тихоходного длинноходового поршневого компрессора по сравнению с аналогичными быстроходными.

4. Теоретически установлено и подтверждено влияние особенностей конструкции самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений, а также влияние радиальных деформаций цилиндра и эластомерных конструктивных элементов самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений на

основные показатели эффективности бессмазочных тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров.

5. Применительно к исследуемому объекту усовершенствована методика расчёта производительности поршневого компрессора, базирующаяся на принципах схематизации, разделения и независимости факторов, определяющих потери производительности.

Значение результатов для практики.

1. Разработаны и апробированы методики экспериментального исследования упруго-деформируемого состояния цилиндра тихоходного длинноходового компрессора при его циклическом нагружении давлением рабочего газа, работы цилиндропоршневых уплотнений, работы клапана с эластомерным элементом и переменной величиной периметра герметизации в седле, пульсаций давления газа в коммуникация тихоходного длинноходового компрессора, многоступенчатого сжатия в компрессорах на базе тихоходных поршневых ступеней, рабочих процессов тихоходного длинноходового компрессора и изготовлены экспериментальные стенды для их реализации.

2. Создано программное обеспечение для расчёта: рабочих процессов и интегральных характеристик длинноходового поршневого компрессора с самодействующим клапаном, содержащим эластомерные элементы, а также для определения оптимальных параметров поршневого тихоходного компрессора при изменяющемся наборе критериев.

3. Разработаны рекомендации по конструированию компрессора, обеспечивающие существенное повышение ресурса, в том числе в условиях автономной эксплуатации (до 100 000 часов и более), высокий уровень унификации (коэффициент применяемости не менее 0,98, коэффициент повторяемости более 15) и энергоэффективности (индикаторный КПД не менее 0,7 (0,95 при сравнении с одноступенчатыми быстроходными компрессорами), коэффициент подачи не менее 0,7), снижение металлоемкости (в 5...10 раз по сравнению с мембранными и на 10...15% по сравнению с многоступенчатыми поршневыми компрессорами).

4. Выполнено обоснование необходимости и целесообразности совершенствования и промышленного освоения бесшумных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления на базе поршневых тихоходных длинноходовых ступеней в целях обеспечения технологической импортнезависимости РФ в рассматриваемой области техники.

5. Работа выполнена в рамках госбюджетной ПНИЭР «Создание перспективных одноступенчатых компрессорных агрегатов высокого и среднего давления с повышенным ресурсом работы для систем жизнеобеспечения автономных подводных объектов» (соглашение № 14.577.21.0203). Разработанная методика расчёта внедрена в учебный процесс ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по проектированию и эксплуатации – в АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника» (г. Омск), АО «Компрессор» (г. Санкт - Петербург), АО «Газпромнефть – ОНПЗ» и АО «Омский каучук» (г. Омск).

Методология и методы исследования

Для решения поставленных задач были использованы: математическое моделирование величины изменяющегося зазора в цилиндропоршневом уплотнении и рабочих процессов в компрессорной ступени с учётом переменной величины зазора в клапанах; верификация методики расчёта рабочего процесса 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; экспериментальные методы исследования деформаций, в том числе и для эластомерных элементов; параметрический анализ влияния конструктивных и режимных факторов на работу компрессорной ступени.

Положения, выносимые на защиту

1. Принципы осуществления повышения давления рабочего газа в одной ступени от атмосферного давления на всасывании до 10,0...12,0 МПа на нагнетании при условии обеспечения допустимых температур нагнетания.

2. Перераспределение значимости влияния процессов теплообмена, обратного расширения, истечения газа через неплотности клапанов и уплотнений на интегральные характеристики поршневых бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров по сравнению с аналогичными быстроходными.

3. Совокупность технических решений, позволяющих получать среднее и высокое давление при приемлемых значениях интегральных характеристик и температур нагнетания в малорасходных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорах, в том числе обеспечивающих существенное повышение их ресурса (не менее 100 000 часов), конкурентные показатели технологичности (в том числе унификации) и энергоэффективности.

4. Обобщенная математическая модель рабочих процессов поршневого малорасходного длинноходового компрессора с использованием уточнённых эмпирических зависимостей для расчёта системы охлаждения ступени, самодействующих клапанов с эластомерными элементами, цилиндропоршневых уплотнений с учётом деформированного состояния конструктивных элементов и свойств рабочего газа при величине отношения давления нагнетания к давлению всасывания до 120 в одной ступени, времени рабочего цикла 2...4 с, величине хода поршня 0,2...1,0 м.

5. Результаты исследования рабочих процессов и интегральных характеристик бессмазочного поршневого малорасходного длинноходового компрессора, их взаимосвязи с конструктивными и режимными параметрами, а также влияния совокупности этих факторов на достижимость величины её ресурса не менее 100 000 часов.

Степень достоверности

Достоверность результатов обеспечивается применением стандартных методов экспериментальных исследований на базе современного оборудования, прошедшего метрологическую поверку; апробацией результатов; воспроизводимостью результатов экспериментов и статистической обработкой полученных данных, удовлетворительным совпадением экспериментальных и

теоретических результатов; использованием сертифицированных программных комплексов и компьютерного оборудования.

Апробация результатов

Основные положения и результаты работы обсуждались и докладывались: на VII Международной научно-технической конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (г. Санкт-Петербург, 2015 г.); Международной научно-практической конференции «Фундаментальные научные исследования: теоретические и практические аспекты» (г. Кемерово, 2016 г.); VI–XII научно-технических конференциях «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства («Oil and Gas Engineering»))» (г. Омск, 2012–2023 гг.); X Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (г. Омск, 2016г.); XVII, XVIII Международных научно-технических конференциях по компрессоростроению «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» (г. Казань, 2017, 2019 гг.), III Международной научно-технической конференции «Проблемы машиноведения» (г. Омск, 2019 г.), VI Региональной научно-технической конференции «Учёные Омска – региону» (г. Омск, 2021 г.), Всероссийской научно-технической молодёжной конференции, посвящённой 100-летию кафедры холодильных и компрессорных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана(2020 г.); 12th International Conference on Compressors and their Systems City, University of London, 2021.

Основы создания бесшумных компрессорных ступеней были заложены такими учёными, как И.И. Новиков, П.И. Пластинин, М.И. Френкель, В.П. Захаренко, Б.С. Ландо, С.А. Анисимов, К. Энглиш, М. Minta, М. Barclay, R. Davies, F. John, McLaren, F. D. Walty, J. M. Corberan, J. Hafner, B. Gaspersic, M. Luszczyski, R. Prakash и др. [94, 96, 143, 149, 162, 166, 207, 209, 257, 261, 270, 275, 276, 293].

Первый опыт реализации идеи по созданию бесшумных ступеней для малорасходных компрессоров с квазиизотермическим сжатием был осуществлён кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ совместно с АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника» (г. Омск) в рамках выполнения госбюджетной ПНИЭР «Создание перспективных

одноступенчатых компрессорных агрегатов высокого и среднего давления с повышенным ресурсом работы для систем жизнеобеспечения автономных подводных объектов» (соглашение № 14.577.21.0203 от 27 октября 2015 г.) [46, 83, 152, 254].

За последние 5 лет на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ научной группой под руководством автора был получен ряд определяющих по своей сущности результатов, обеспечивающих достижение ресурсных, энергетических характеристик и показателей технологичности малорасходной бессмазочной компрессорной ступени, значительно превосходящих существующие аналоги. Основные из этих результатов представлены в настоящей диссертации.

Диссертация состоит из введения, 9 глав, заключения, списка использованных источников. Текст диссертации изложен на 325 страницах машинописного текста и содержит 238 рисунков, 42 таблицы. Список использованных источников содержит 298 наименований.

В первой главе представлен анализ современных достижений в области проводимых исследований; определены актуальные проблемы; сформулированы проблематика, основные научные гипотезы и предположения, цель и задачи диссертационного исследования. Вторая глава посвящена разработке модели рабочих процессов создаваемого компрессора и его функциональных элементов. В третьей главе представлена обобщённая модель расчёта ступени, включающая в себя особенности расчёта теплообмена, работы клапанов и цилиндропоршневых уплотнений. В четвертой главе представлен комплекс методик экспериментального исследования отдельных функциональных элементов и исследуемой поршневой ступени в целом, описание стендов для их реализации и результаты экспериментального исследования ступени и её функциональных элементов. В пятой главе представлены исследования, направленные на определение возможности повышения энергоэффективности создаваемой компрессорной ступени; проведены сравнения с параметрами многоступенчатых поршневых компрессоров; выявлены преимущества и определены значения повышенных

энергетических показателей. В шестой главе отражены исследования, посвященные повышению технологичности за счёт упрощения конструкции, применения простых технологичных деталей. Седьмая глава представляет собой комплекс исследований, посвященных определению возможного ресурса малорасходной компрессорной ступени за счёт увеличения ресурса отдельных функциональных элементов, подверженных циклическим нагрузкам. В восьмой главе представлена инженерная методика расчёта производительности вновь создаваемой ступени и отдельно рассмотрены особенности выполнения динамического расчёта. В девятой главе представлены обобщённые рекомендации по проектированию бесшмазочной малорасходной компрессорной ступени и обозначены возможные направления дальнейшего развития тихоходных ступеней и агрегатов на их базе.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-00272 “Создание концептуальных основ и теории рабочих процессов тихоходных машин объёмного принципа действия с газораспределительной системой, содержащей упругие эластомерные элементы”.

Методика расчёта внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по проектированию – в АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника» (г. Омск), АО «Омский каучук» (г. Омск), АО «Газпромнефть – ОНПЗ» (г. Омск): и АО «Компрессор» (г. Санкт-Петербург).

Автор выражает глубокую благодарность и признательность своему наставнику – профессору, д.т.н. В.Л. Юше за ценные советы, данные автору при подготовке диссертационной работы, а также научной группе кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ за активное участие в проведении экспериментальных исследований.

1 Создание перспективных конструкций бессмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления

За рубежом созданием поршневых компрессоров с несмазываемой проточной частью активно начали заниматься с начала 30-х годов XX века [94, 96]. В СССР главным разработчиком компрессоров без смазки Постановлением Правительства от 14.05.1964 г. № 464 был определён ЛенНИИхиммаш, в котором была открыта специализированная лаборатория «Компрессоры без смазки». На данном предприятии разработаны многие применяемые в современных машинах антифрикционные материалы, позволяющие обеспечить ресурс в 4000...8000 часов [94]. Разработкой бессмазочных поршневых уплотнений, внедрением конструкций и методов их расчёта в различные годы занимались такие отечественные учёные, как А.В. Захаренко, И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Ю.К. Машков, А.П. Болштянский [94, 96, 143, 160, 207, 209]; за рубежом – I.R. Ward, F.D. Walty, Gilbert Gene, Miao Na, Liu Yinshui и многие другие [137, 257, 270, 275, 276]. Также известны отечественные и зарубежные фирмы-производители бессмазочных поршневых уплотнений: ООО «Джон Крейн – Искра», Asseal, «ЭЛКОНТ», «ЭКОНОМОС», АО «НТК «Криогенная техника», ООО «Фирма «ЦИН», Parker, Merkel, Seal-Jet, Shamban, Kaydon, GGB, Kamatics, CPI и др. [243, 260, 266, 268, 10, 271, 272, 282, 284 –288, 147, 148, 222, 224].

Как и в любых типах поршневых компрессоров, в компрессорах бес смазки проточной части необходимо обеспечивать требуемую долговечность клапанов (вторая из основных причин, влияющих на надёжность поршневого компрессора). В последние годы проведены колоссальные работы по модернизации клапанов в части улучшения их динамических характеристик такими исследователями, как Н.А. Доллежалъ, Т.Ф. Кондратьева, М.И. Френкель, С.Е. Захаренко, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, Б.С. Фотин, А.И. Голубев, П.И. Пластинин, Б.С. Хрусталеv, В.Л. Юша, Б.И. Игнатов, В.П. Исаков, Б.А. Спектор, З. Гюнтер, А. Лев, К. Миллуорд, J. Maelaren, N. Stosic, R. Dusil и др. [12, 15, 18, 25, 85, 161]. Наиболее известными разработчиками клапанов являются такие фирмы, как «ИЛКОМ»,

AGV Compressor Solution, KENTEK Finland, Hoerbiger и др. Уровень ресурса существующих клапанов достиг 25000 часов [12, 15, 18, 25].

Статистические данные показывают, что третьей основной причиной выхода из строя компрессора является поломка подшипников [84]. Ресурс современных подшипников достигает 60 000 часов и более [84].

По статистическим данным (ООО «Сумский машиностроительный завод»: поршневой компрессор 4M16-45/35-55, АО «Компрессор»: дизель-компрессор ДК10-2Р, Пензенский завод компрессорного машиностроения: поршневые компрессоры типа 5Г) наиболее часто проводился ремонт, очистка или замена клапанов (от 30 до 63% поломок от общего числа ремонтов), уплотнительных элементов цилиндропоршневой группы (от 15 до 23% поломок от общего числа ремонтов), подшипников механизма движения (от 15 до 23% поломок от общего числа ремонтов).

Дальнейшее повышение ресурса бессмазочных малорасходных поршневых компрессоров среднего и высокого давления актуально и возможно за счёт совершенствования рабочего процесса, а также режимов работы и конструкций основных функциональных элементов бессмазочных поршневых компрессорных ступеней. Поскольку подшипниковые узлы по величине ресурса существенно превосходят клапаны и цилиндропоршневые уплотнения, то из условий обеспечения равномерного износа всех конструктивных элементов необходимо обеспечить повышение ресурса клапанов и уплотнений, приняв за ориентир (цель) существующий уровень наработки подшипников (не менее 60 000 часов), а в качестве перспективной задачи рассматривать достижение ресурса не менее 100 000 часов.

В таблице 1.1 представлены данные, отражающие состояние вопроса по ресурсу наиболее уязвимых функциональных узлов поршневых компрессоров.

Таблица 1.1 – Ресурс наиболее ответственных узлов поршневых компрессоров

Узлы	Существующий уровень ресурса, ч	Ближайшая цель (минимальный ресурс), ч
Цилиндропоршневые уплотнения (бессмазочные)	8 000 [94]	≥ 60 000[84]
Клапаны	25 000 [18]	
Подшипники	60 000 [84]	

Таким образом, взяв за минимально достижимый ресурс подшипниковых узлов в 60 000 часов, необходимо добиться работоспособности и поршневых уплотнений, и клапанов с таким же ресурсом. Перспективным уровнем для обеспечения требований, обозначенных ранее, будем считать ресурс данных узлов в 100 000 часов.

Достижение поставленной цели в соответствии с таблицей 1.1 позволит увеличить межремонтные сроки в 5...10 и более раз по сравнению с существующими.

В настоящее время широкую известность и распространение получили многоступенчатые поршневые компрессоры среднего и высокого давления таких фирм, как Челябинский компрессорный завод, Краснодарский компрессорный завод, АО «Компрессорный завод БОРЕЦ»; зарубежных фирм AVAC Group, Remeza, Atlas Copco, Hitachi, HYUNDAI, «Дрессер-Рэнд». Гарантированный ресурс непрерывной работы компрессоров представленных фирм составляет 6000...12000 часов.

При решении задачи повышения ресурса и автономности компрессорного оборудования должны быть обеспечены требования по уровню его энергоэффективности, который характеризуется величиной полного и индикаторного изотермического КПД и для современных компрессоров рассматриваемого типа составляет: индикаторный изотермический КПД – 0,7...0,8, полный изотермический КПД – до 0,75. Удельные параметры малорасходных поршневых компрессоров ведущих производителей имеют следующие значения:

удельная мощность – в пределах 5...12 кВт/(м³/мин); удельная металлоёмкость 100...150 кг/(м³/мин). Вопросам повышения энергоэффективности компрессорного оборудования уделялось пристальное внимание в исследованиях таких учёных, как М.И. Френкель, Б.С. Фотин, П.И. Пластинин, И.К. Прилуцкий, Б.С. Хрусталеv, F.D. Walty, W.G. Cochran, H. Vetter, S.D. Khamankar, F.J. MacLaren, M. Luszczyski, J. Hafner, B. Gaspersic.

Таким образом, несмотря на имеющийся научно-технологический задел в отечественном и зарубежном компрессоростроении, в настоящее время отсутствуют технологии, обеспечивающие создание бесшмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления для длительной автономной эксплуатации с повышенным ресурсом работы, высоким уровнем энергоэффективности и технологичности. Это требует создания принципиально нового компрессорного оборудования на основе комплексной взаимной адаптации современных достижений в области конструирования и расчёта поршневых компрессоров, технологии машиностроения и материаловедения, трибологии и теплотехники с учётом всё возрастающих требований к отечественному машиностроению.

1.1 Современная техника и технология для сжатия газов до среднего и высокого давления

Одним из перспективных направлений в компрессоростроении является использование поршневых самосмазывающихся уплотнений [191], обеспечивающих обязательные требования по технике безопасности и чистоте газа в ряде отраслей промышленности [80]. Возникает потребность в создании малорасходных компрессорных агрегатов высокого давления (то есть давления нагнетания более 10,0 МПа) [24,124,131,167,235] на базе бесшмазочных компрессорных ступеней, например для целей «водородной энергетики» и автономных условий эксплуатации с высоким ресурсом.

Современные конструкции компрессоров позволяют получать в одноступенчатых машинах сжатый газ с давлением 2,0...3,0МПа [4,83,221], а в

некоторых перспективных конструкциях – до 10,0МПа при существенном снижении эффективности рабочего процесса [140, 198]. Проблема получения более высоких давлений сжатого газа в одноступенчатых машинах связана с двумя основными причинами – это повышение температуры газа при сжатии и наличие мертвого объёма. При использовании одноступенчатых машин существуют и другие проблемы: повышенные затраты работы на сжатие газа, увеличение поршневых усилий, снижение КПД, рост массогабаритных параметров агрегатов и др.

Таким образом, обеспечение интенсивного теплоотвода от сжимаемого газа, минимизация мёртвого объёма и решение вопроса герметичности рабочей камеры предположительно могут позволить получить среднее и высокое давление газа в одноступенчатых машинах.

Рассмотрим более подробно основные проблемы, ограничивающие возможность достижения высоких давлений в одной компрессорной ступени сжатия (причины их возникновения и методы борьбы с ними).

Повышение температуры газа

Как известно, процесс сжатия газа сопровождается ростом температуры. Если рассматривать сжатие газа как адиабатный процесс, что верно для большинства быстроходных компрессоров [123,160,207, 209,228-231], то получение, например, давления нагнетаемого воздуха 10,0 МПа (при сжатии от атмосферного давления) приведёт к повышению температуры с 293 К до недопустимо высокой температуры порядка 1000К. Существующие материалы в принципе работоспособны при таких температурах, если говорить о металлических материалах. Однако конструктивные особенности компрессоров и применение систем смазки накладывают определённые ограничения: по температуре вспышки масла, если речь идёт о смазываемых компрессорных ступенях, и по температуре для конструкционных материалов, если речь идёт об эластомерных конструкционных материалах. Если рассматривать воздушные компрессоры общего назначения, то по известным данным температура в них ограничена значением 454К по условиям смазки, что позволяет получить отношение давлений в одной ступени не более 5 [162]. В

реальной же ситуации для многих производств, особенно это касается нефтехимической отрасли, требования ещё жестче [76]. В бессмазочных поршневых компрессорных ступенях температурный предел работоспособности композитных материалов на основе фторопласта – 4 не превышает 523 К, что позволяет получить отношение давлений в одной ступени не более 10 без учёта других факторов [94]. Таким образом, для решения проблемы роста температуры необходимо обеспечить эффективное охлаждение компримируемого газа. В компрессоростроении широкое распространение получили следующие способы охлаждения сжимаемого газа: внутреннее, внешнее, комбинированное и предварительное [19,61,67,73,99,100,232,234].

Проведя анализ первой проблемы, становится понятно, что можно пойти по пути повышения времени цикла, обеспечивая необходимый теплоотвод от сжимаемого газа за счёт длительного процесса теплообмена [31,253].

Обобщённые данные по температурным ограничениям в компрессорах со смазываемой рабочей камерой и без смазки проточной части представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Данные о температурных ограничениях в компрессорах

Параметр	Компрессоры			
	Смазываемые [162]	Без смазки [94]	Мембранные [4, 221]	Поршневые при $n = 1,08$ [32]
Т, К	454	533	430	430
ϵ	5	10	50	100

Проведя расчёт температуры при политропном процессе сжатия с 0,1 МПа до давления 10,0 МПа при температуре всасывания 293К, можно оценить требуемый показатель политропы для осуществления сжатия воздуха в одной ступени, принимая ограничение по температуре, равное 430К. Таким образом, для получения высокого давления с обеспечением допустимой температуры необходимо создать поршневую ступень с обеспечением политропы сжатия не более 1,08.

Наличие мертвого объёма

Помимо роста температуры есть ещё один значимый фактор, не позволяющий получать высокие давления газа – это уменьшение производительности из-за наличия мёртвого объёма. Известно, что при некотором значении отношения давлений возникнет режим с коэффициентом подачи, равным нулю. Теоретически при 10%-ном мёртвом объёме физический предел значения отношения давлений в ступени не может превысить 20 [162, 207].

Задача минимизации мёртвого объёма в существующих конструкциях поршневых компрессорных ступеней не решена полностью, и в практике проектирования мёртвый объём составляет, как правило, не менее 1,5% [213]. В мембранных компрессорах из-за отсутствия линейного и кольцевого мёртвых объёмов составляет 1% и менее.

Очевидно, что при сохранении неизменной величины описанного объёма для уменьшения доли мёртвого объёма необходимо уменьшать диаметр цилиндра и увеличивать его длину, то есть ход поршня. Это позволит уменьшить величину относительного мёртвого объёма.

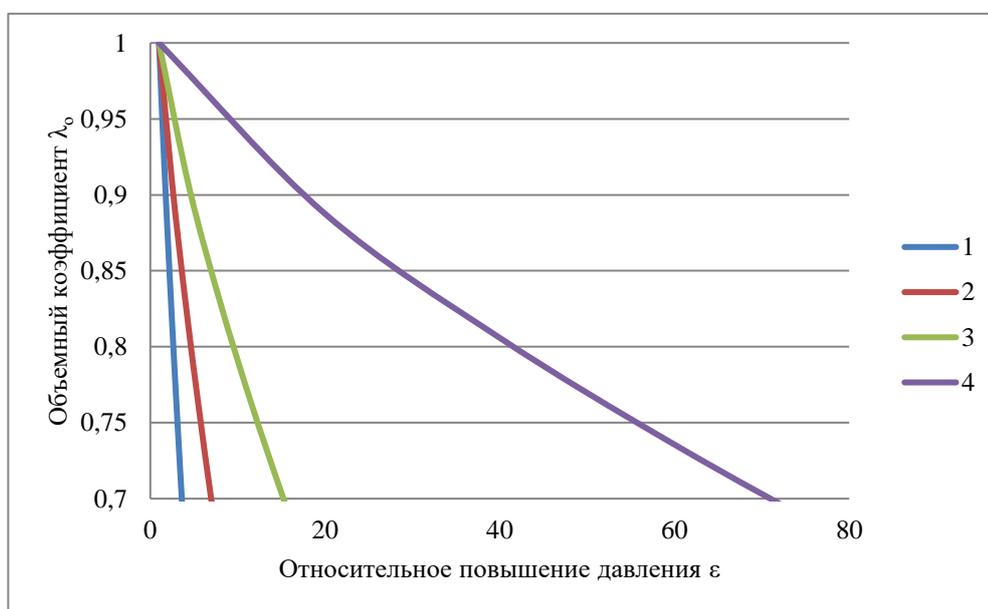


Рисунок 1.1 – Взаимосвязь объёмного коэффициента λ_0 при повышении давления (рабочее тело – воздух)

Рассмотрим влияние характеристик газов на производительность при различных значениях мёртвого объёма (рисунки 1.1–1.6) ($1 - a_M = 0,2$; $2 - a_M = 0,1$; $3 - a_M = 0,05$; $4 - a_M = 0,015$).

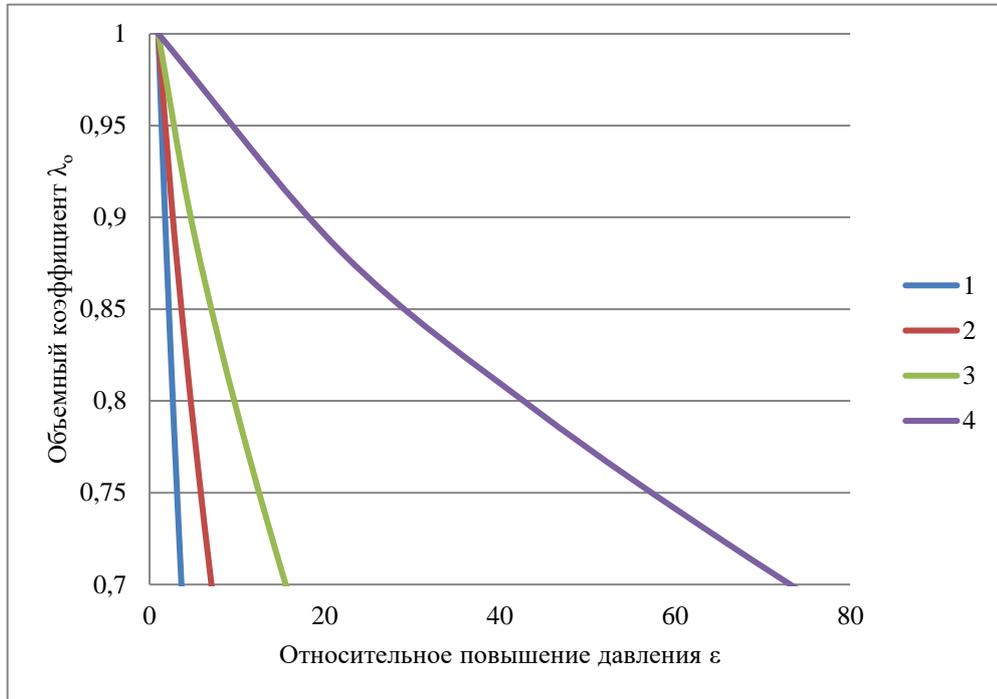


Рисунок 1.2 – Взаимосвязь объёмного коэффициента λ_0 при повышении давления (рабочее тело – водород)

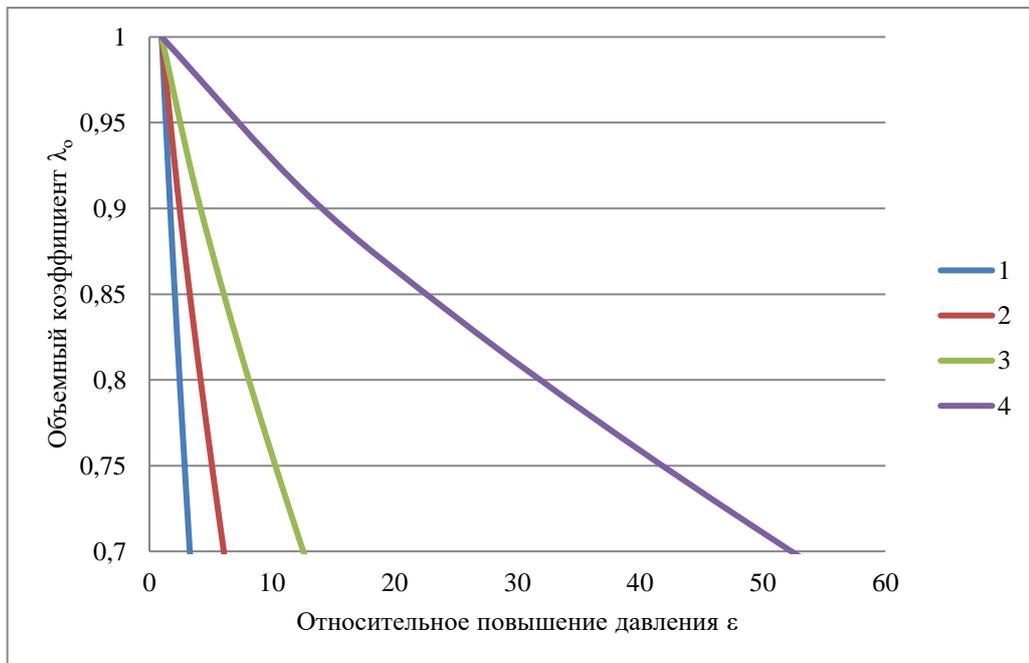


Рисунок 1.3 – Взаимосвязь объёмного коэффициента λ_0 при повышении давления (рабочее тело – CO_2)

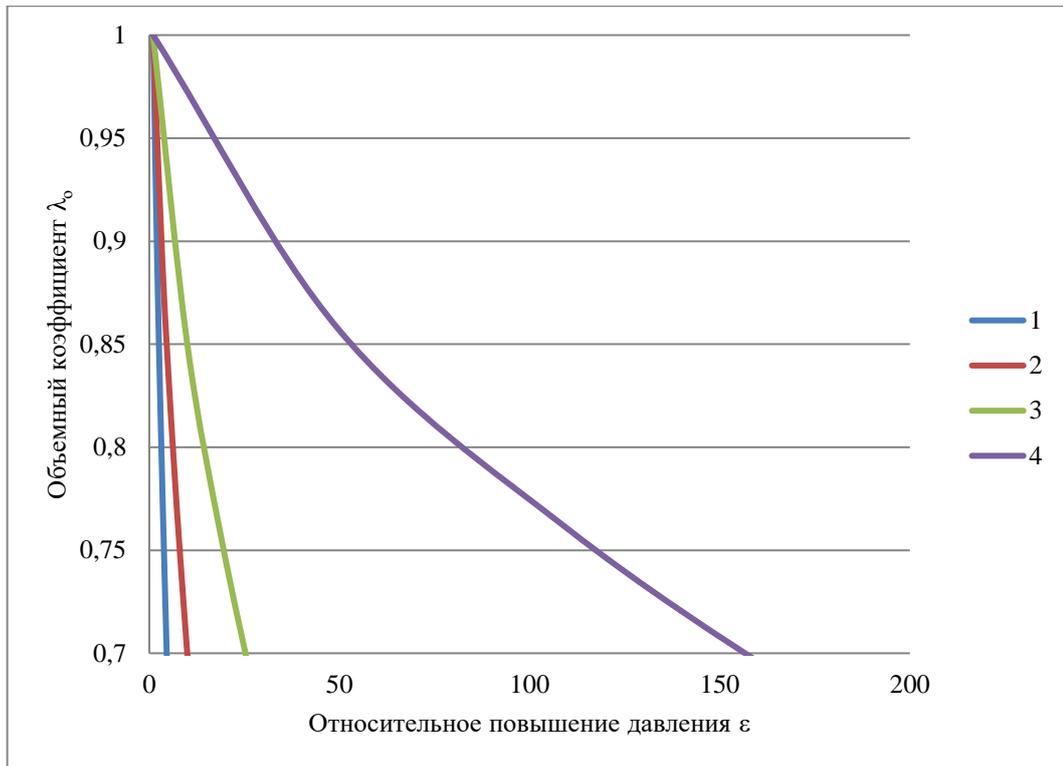


Рисунок 1.4 – Взаимосвязь объёмного коэффициента λ_0 при повышении давления (рабочее тело – гелий)

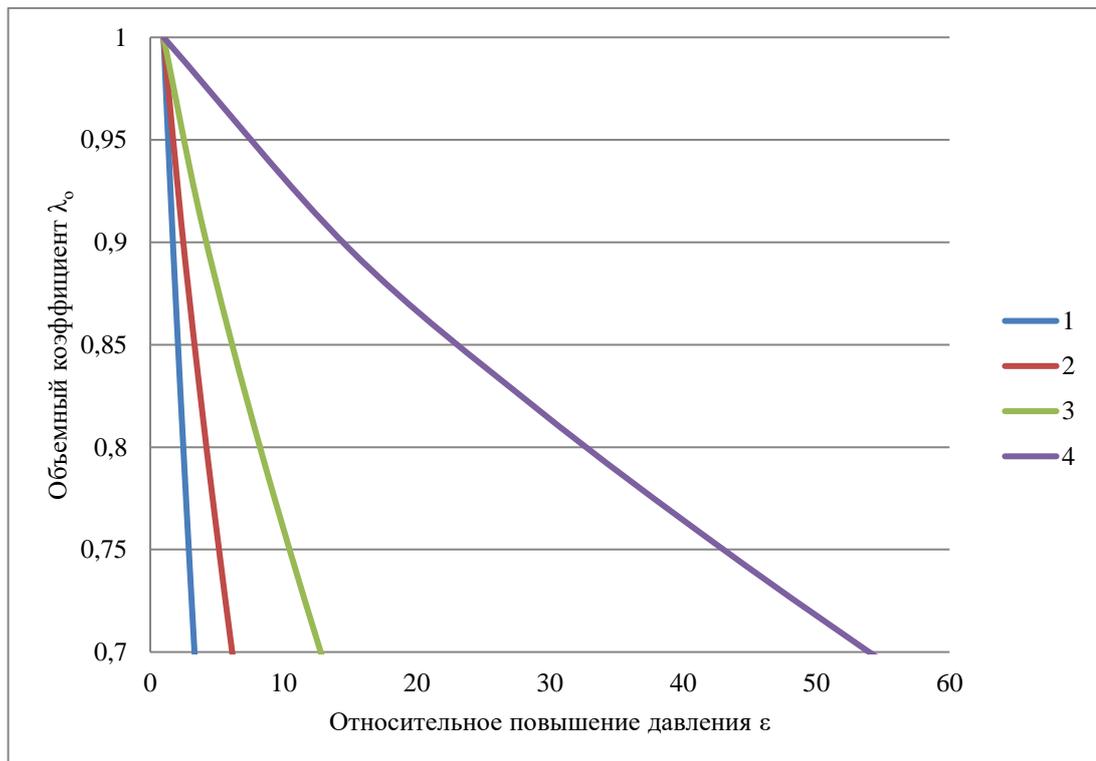


Рисунок 1.5 – Взаимосвязь объёмного коэффициента λ_0 при повышении давления (рабочее тело – аммиак)

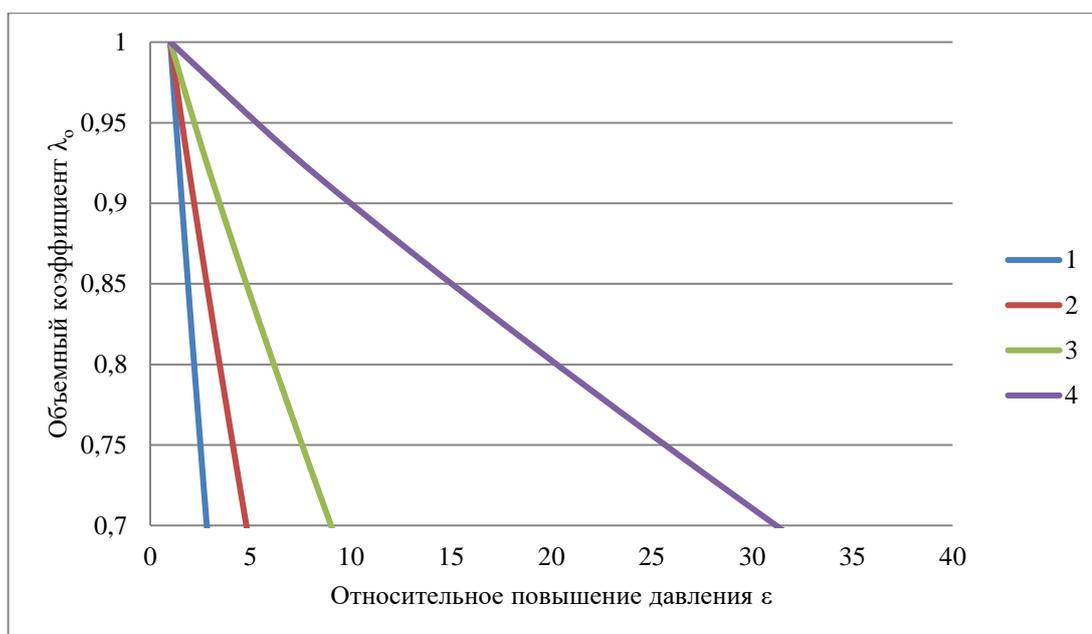


Рисунок 1.6 – Взаимосвязь объемного коэффициента λ_0 при повышении давления (рабочее тело – пропан)

Обобщим данные по влиянию мёртвого объёма на величину относительного повышения давления в виде таблицы 1.3.

Для получения приемлемых значений коэффициента подачи (более 0,7 [162]), как показывают расчёты, при отношении давлений более 100 необходимо обеспечить относительный мёртвый объём не более 0,9%.

Таблица 1.3 – Примеры взаимосвязи величины объемного коэффициента с величиной относительного повышения давления для некоторых газов

Газ	Показатель адиабаты	Предельное значение ϵ при ($a_m=0,2$) обеспечении $\lambda_0=0,7$	Предельное значение ϵ при ($a_m=0,015$) обеспечении $\lambda_0=0,7$	Максимальное значение a_m при обеспечении $\lambda=0,7$ и $\epsilon_0=100$
Гелий	1,66	6	160	0,02
Водород	1,41	4	75	0,011
Воздух	1,4	3	70	0,011
Двуокись углерода	1,28	3	68	0,01
Аммиак	1,31	2	52	0,009
Пропан	1,13	2	32	0,009

При этом необходимо учитывать влияние неплотностей рабочей камеры, так как при перепаде давления в 10,0 МПа утечки, видимо, должны быть весьма значительными, что приведёт к ещё большему ужесточению требований к минимальному значению относительного мёртвого объёма.

Ресурс

Если рассмотреть конструкции компрессоров с точки зрения ресурса, то картина в настоящее время следующая: в мембранных компрессорах ресурс в основном определяется долговечностью мембраны и редко превышает 1500 часов [213]. У компрессоров без смазки, как было показано ранее, ресурс уплотнений не превышает 8000 часов, а металлические кольца в смазываемых конструкциях позволяют обеспечить работу в течение 10000...12000 часов [79]. То есть ни одна конструкция не удовлетворяет требованиям для достижения поставленной цели в 100 000 ч.

Энергоэффективность

Как было показано ранее, индикаторный КПД для поршневых компрессоров составляет 0,8...0,85, а в некоторых случаях и 0,9, для мембранных компрессоров – до 0,9. Одним из путей улучшения энергетических показателей является создание квазиизотермической ступени с рабочим процессом, максимально приближенным к изотермическому.

До настоящего времени была проведена большая работа по достижению вышеуказанных параметров. Данными проблемами занимались такие учёные, как Б.С. Хрусталева, Ю.Н. Докучаев, Г.В. Губарев, А.В. Бураков, Д.Р. Бикбулатова, В.Д. Родионов, О.Л. Кузьмин, А.Г. Сафиуллин, И.Г. Хисамеев, Ф.К. Халиуллин, В.Л. Юша, П.И. Пластинин, И.К. Прилуцкий, В.Д. Ковалева, А.Н. Носков, А.И. Ходырев, Ю.А. Видякин [60, 110, 116, 127, 145, 211].

Технологичность

Создание более простых конструкций, с максимальной взаимозаменяемостью позволит значительно удешевить создаваемую конструкцию по сравнению с существующими компрессорами. Применение простых и дешёвых технологий изготовления основных деталей также является одним из приоритетных

направлений повышения технологичности, вопросами которой занимались В.Е. Константинов, А.Н. Семенов, К.И. Страхович, М.И. Френкель, И.К. Кондряков, В.Ф. Рис [116,181].

Основными технологиями получения высоких давлений являются многоступенчатые поршневые и мембранные компрессоры [4,71,125], а в некоторых случаях - на использование компрессоров периодического действия, но только до средних давлений нагнетания [22,57,61,142]. Существует ещё одно возможное решение – это создание тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней, в которых давление нагнетания может достигать 3,0...7,0 МПа при приемлемых интегральных характеристиках ступени [83,140].

Рассмотрим более подробно каждую из указанных конструкций.

Многоступенчатые поршневые компрессоры

При получении средних и высоких давлений сжимаемых газов наибольшее распространение в промышленности получили многоступенчатые компрессоры [9,67,162,164,209].

В таблице 1.4 представлены сведения о современных поршневых малорасходных компрессорах, среднего и высокого давления.

Таблица 1.4 – Характеристики современных многоступенчатых поршневых компрессорных агрегатов [113,217]

Марка	Фирма	Давление, МПа	Производительность, м ³ /мин	Массогабаритные размеры
КП-125/40	ЧКЗ (Челябинский компрессорный завод)	4	0,125	Габариты: 650×500×540. Масса 107 кг. Мощность двигателя 4 кВт. Количество ступеней сжатия 2
КП-500/40	ЧКЗ (Челябинский компрессорный завод)	4	0,500	Габариты 850×640×700. Масса 200 кг. Мощность двигателя 7,5 кВт. Количество ступеней сжатия 2

КП-210/63	ЧКЗ (Челябинский компрессорный завод)	6,3	0,210	Габариты 650×565×50. Масса 120 кг. Мощность двигателя 4 кВт. Количество ступеней сжатия 2
SV200/64	J.A. Becker&sohne (Германия)	6,4	0,21	Рабочая среда – атмосферный воздух, 2 ступени сжатия, длина 650мм, ширина 565 мм, высота 610 мм, вес 120 кг, мощность 4 кВт
ЭКГ0,25/100	АО «Компрессор» (г. Санкт-Петербург)	10	0,25	Рабочая среда – водород, 4 ступени сжатия, длина 950мм, ширина 770 мм, высота 770 мм, вес 600 кг, мощность 9,3 кВт,

Таким образом, можно перечислить основные достижимые параметры многоступенчатых малорасходных поршневых компрессоров:

– гарантированный ресурс непрерывной работы – до 12000 часов[79,162];
изотермический КПД – 0,6...0,7[162];

– коэффициент применяемости – до 0,94; коэффициент повторяемости – 12...16 (Приложение);

– удельная мощность – в пределах 5...6,5 кВт/(м³·мин); удельная металлоёмкость – 100...150кг/(м³·мин) [193,217].

Мембранные компрессоры

Мембранный компрессор применяется при сжатии дорогих, редких, взрывоопасных и высокотоксичных газов высокой чистоты при высоких давлениях и относительно небольшой производительности (таблицы 1.5, 1.6).

Таблица 1.5 – Характеристики современных одноступенчатых мембранных компрессорных агрегатов [114, 145, 149, 244-246, 265]

Характеристики	Марки одноступенчатых мембранных компрессорных агрегатов					
	Интех ГмбХ	НВМ-5К	AS09	НВМ- 1,6К	TNT-AIR AS-06	МЕКО 230
Давление всасывания, кПа	800	–	–	–	–	–
Давление нагнетания, МПа	6,1	0,3	0,35	0,3	0,35	0,5
Производительность, м ³ /ч	221	5	7,8	1,6	4	13,8
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	38,8	0,18	0,25	0,12	0,180	0,22
Масса, кг	5000	8	9	4	4,5	23,5
Число ступеней сжатия	1	1	1	1	1	1
Габариты	3700× 2000× 2000	270× 150× 190	38× 17× 230	230× 145× 165	230× 160× 160	440× 160× 340

Таблица 1.6 – Характеристики современных многоступенчатых мембранных компрессорных агрегатов [114, 145, 149, 244-246, 265]

Характеристики	1,6 МК-8/200 ОАО «УЗК», г. Екатеринбург	ЭКГМ-35/200Р, ОАО «Компрессор», г. Санкт-Петербург	КСВД-М3/200 НПП «Ковинт», г. Санкт-Петербург	МКZ185-5/120-15 «Hofer» Германия	1,6 МК-12/64 ОАО «УЗК», г. Екатеринбург
Давление всасывания, кПа	200	100–150	100	500	200
Давление нагнетания, МПа	20	20	20	15,1	6,4
Производительность, м ³ /ч	9,8	35	3	5,5	13,2
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	5,4	30	2,2	2,6	4,7
Масса, кг	900	4510	380	–	840
Число ступеней сжатия	2	4	2	2	2
Габариты	1600x800x1250	2200x1480x 1600	800x600x 650	1500x1000 x1000	1580x800x1250

Таким образом, обобщая приведённые данные, можно перечислить основные достижимые параметры мембранных компрессоров:

- гарантированный ресурс непрерывной работы – до 5000...6000 ч [3,221];
- изотермический КПД – 0,85;
- коэффициент применяемости – до 0,94; коэффициент повторяемости – 12...16 [4,23];
- удельная мощность – в пределах 20...50 кВт/(м³·мин); удельная металлоёмкость – 3000...4000кг/(м³·мин) [4,23,176,221].

Подведём итог рассмотрения двух основных конструкций для получения высокого давления. Применение многоступенчатых поршневых и мембранных компрессорных агрегатов имеет ряд недостатков: во-первых, переход к многоступенчатой схеме приводит к увеличению массогабаритных параметров. Так для получения высокого давления необходимо 3...6 ступеней сжатия в поршневых компрессорах и 2 – в мембранных. Также в соответствии с технологией многоступенчатого сжатия появляются дополнительные коммуникации, межступенчатые теплообменные аппараты и т.д. Причём каждая из ступеней имеет свою конструкцию – определённые типоразмеры, что приводит к удорожанию при изготовлении агрегатов и к низкой унификации. Обзор существующих конструкций многоступенчатых компрессорных агрегатов показал значительный рост удельной массы агрегата (отношение массы агрегата к его производительности) от давления нагнетания (рисунок 1.7) [9, 121].

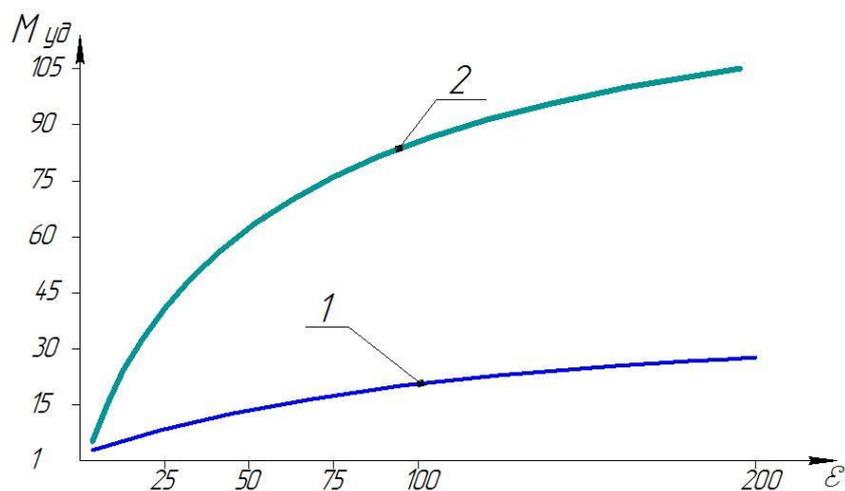


Рисунок 1.7 – Зависимость удельной массы (кг/(м³/мин)) компрессорного агрегата от степени повышения давления:

- 1 – многоступенчатые поршневые компрессорные агрегаты;
- 2 – многоступенчатые мембранные компрессорные агрегаты

Представленные на рисунке 1.7 зависимости наглядно показывают, как быстро растёт масса агрегата с увеличением ступеней сжатия, особенно это актуально для мембранных компрессоров. Но при всех недостатках многоступенчатое сжатие является единственным способом получения высоких давлений газа, широко применяемым в промышленности.

Компрессоры периодического действия

Существуют технологические процессы, в которых работа компрессора ограничена коротким промежутком времени до момента прогрева всего компрессора, после которого необходима его остановка и остывание. Такие компрессоры получили название компрессоры кратковременного (периодического) действия. Примером таких компрессоров может служить полевая зарядная станция (ПЗУС) для зарядки баллонов акваланга. Это небольшая компрессорная установка переносного типа с компрессором высокого давления АК-150. В литературе встречается также другое название станции – компрессор УР-230 [22].

Таблица 1.7 – Характеристики компрессоров периодического действия

Характеристики	Марки компрессоров периодического действия		
	АК-150	Э-500	КТ7
Давление всасывания, кПа	200	100	100
Давление нагнетания, МПа	15	0,9	0,9
Производительность, м ³ /ч	2,4	105	316
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	3,5	13,5	44,1
Масса, кг	5,8	670	610
Число ступеней сжатия	3	2	2
Габариты	325×253×130	1300×717×629	760×1320×1050

Компрессоры циклического действия применяются на локомотивах для снабжения сжатым воздухом пневматических тормозных систем для приведения в действие песочниц, электропневматических контакторов, сигнальных устройств и других аппаратов. Примерами таких компрессоров являются Э-500, КТ6, КТ7, КТ6Эл. Примером агрегата периодического действия можно также считать ручные пневмонасосы типа Remington (США / Китай) для быстрой заправки пневматических винтовок с давлением до 40,0МПа [284]. Длительность работы

таких компрессоров может составлять всего несколько минут, что позволяет не применять системы охлаждения, что значительно упрощает их конструкцию. При этом использование таких компрессоров не решает обозначенную проблему длительной непрерывной работы компрессорных установок.

Ресурс таких компрессоров не более 2500 ч; параметры по энергоэффективности и унификации не отличаются от обычных поршневых компрессоров, удельные показатели: удельная мощность находится в пределах 8...80 кВт/(м³·мин); удельная металлоёмкость 100...400 кг/(м³·мин) [22].

1.2 Особенности функционирования и предпосылки развития бесшмазочных длинноходовых ступеней

Известны компрессорные ступени с отношением давления 100 и более раз, в которых осуществлена попытка решения выше обозначенных проблем [33, 47, 48, 51, 52, 227, 248, 249] и которые обладают следующими достоинствами:

- температура газа не выше, чем у существующих аналогов при получении высокого давления в одной ступени;
- минимальное влияние мёртвого объёма на рабочий процесс;
- максимальная степень унификации;
- простота конструкции;
- низкие массогабаритные параметры.

Снижения температуры газа, как было определено ранее, даже при наличии жидкостного охлаждения не происходит в существующих конструкциях поршневых компрессоров из-за быстрого сжатия газа. В предлагаемых ступенях обеспечивается требуемое время сжатия, что позволяет значительной доли выделяемого при этом тепла передаваться окружающей среде [47,51,297].

Снижение относительной доли мёртвого объёма осуществлено за счёт увеличения хода поршня. При определённом диаметре цилиндра мёртвый объём из технологических соображений будет иметь конкретное значение, и если удлинять цилиндр, доля мёртвого объёма по отношению к объёму рабочей камеры понизится. Такие ступени технологически просты, и необходимая

производительность может быть обеспечена набором параллельно работающих цилиндров, причем компоновка может быть весьма разнообразна, поскольку ступени могут быть не связаны жёстко друг с другом [51,192].

Традиционно параметры ступеней, такие как частота вращения коленчатого вала, принимаются по рекомендациям, характерным для компрессоростроения. Наиболее часто используемые компрессорные станции имеют частоту вращения коленчатого вала более 5 об/с [162,207,209]. К тому же по приведённым рекомендациям в книгах [162] параметр ψ имеет значения 0,3...0,8:

$$\psi = S / d, \quad (1.1)$$

где S – ход поршня; d – диаметр цилиндра.

Последние ступени многоступенчатых компрессоров не соответствуют данному параметру, где он может достигать значения 10 и более.

В предлагаемых ступенях оба вышеуказанных параметра отличаются по своим значениям.

Время цикла для тихоходного компрессора можно определить как время, за которое поршень совершает полный цикл и при этом проходит расстояние, равное удвоенному ходу поршня. То есть если компрессор работает с частотой 0,5 об/с, то он совершает оборот за 2 с, это и есть время цикла. Предложенная ступень получила название длинноходовой тихоходной ступени. Данное название поясняется следующими факторами: параметр ψ для таких ступеней более 10, что обуславливает её название как длинноходовой и позволяет минимизировать влияние мёртвого объёма, а также развить площадь теплообменной поверхности. Время цикла τ при этом должно быть не менее 1 с, то есть ступень тихоходная. Длительное время цикла позволяет осуществить охлаждение газа в процессе его сжатия. Данные параметры будем считать критериями, по которым ступень будет относиться к тихоходным длинноходовым.

К тому же более длительные процессы увеличат ресурс основных узлов поршневой компрессорной ступени, а именно пониженная скорость движения поршня позволит увеличить долговечность цилиндропоршневых уплотнений, а также уменьшить скорость течения газа в клапанах с уменьшением скоростей

посадки запорного органа на седло, что в итоге должно увеличить долговечность самого клапана.

Как и у любой конструкции, у тихоходных длинноходовых ступеней есть положительные и отрицательные стороны.

Начнем с перечисления преимуществ такой конструкции [38, 43]:

- возможность получения высоких давлений нагнетания в одной ступени при удовлетворительных температурных режимах работы агрегата;

- возможность обеспечения повышенного ресурса работы поршневых уплотнений за счёт низкой скорости движения поршня;

- возможность обеспечения высокой технологичности, что естественно позволит значительно упростить и удешевить производство.

- возможность высокой степени уравниваемости за счёт реализации различных компоновок при многоцилиндровом исполнении.

- возможность реализации энергоэффективных законов движения поршня.

На рисунке 1.8 представлена 3D-модель принципиальной схемы тихоходной длинноходовой ступени.

К отрицательным факторам можно отнести неспособность существующих конструкций поршневых уплотнений и клапанов [39,233], работоспособных в быстроходных машинах, обеспечить герметичность рабочей камеры при времени цикла от 2 с и более. Пульсации газа, которые часто не учитывают в быстроходных агрегатах, в данных конструкциях, особенно при многоцилиндровом исполнении, остаются неизученными. Поршневые усилия имеют большие значения по сравнению с многоступенчатыми конструкциями.

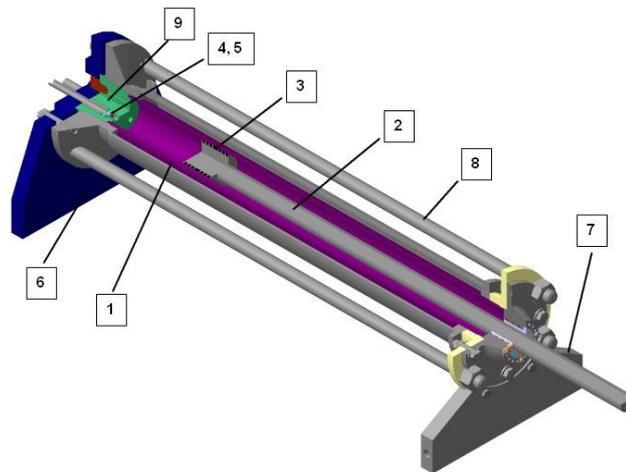


Рисунок 1.8 – 3D-модель тихоходной длинноходовой ступени:

- 1 – цилиндр; 2 – поршень-шток; 3 – поршневые уплотнения;
 4,5 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 6,7 – опоры;
 8 – шпильки; 9 – клапанная плита

Проанализируем существующие способы получения высоких давлений газа и проведём сравнительный анализ положительных и отрицательных характеристик.

Режим работы в допустимом диапазоне температур сжимаемого газа характерен для всех типов рассмотренных компрессоров: в многоступенчатых поршневых компрессорах снижение температуры возможно за счёт межступенчатого охлаждения. Мембранные компрессоры благодаря относительно продолжительному времени цикла и увеличенной площади теплообмена по сравнению с объёмом газа позволяют эффективно бороться с повышением температуры. В тихоходных ступенях также за счёт значительного по продолжительности процесса сжатия и развитой поверхности теплообмена газ успевает охлаждаться, в компрессорах же периодического действия идут на превышение температуры за счёт того, что это превышение краткосрочно.

Поршневые усилия остаются примерно одинаковыми в многоступенчатых конструкциях, в остальных случаях поршневые усилия однозначно растут с увеличением давления газа.

Унификация при создании тихоходных ступеней являлась одной из ключевых положительных характеристик за счёт возможности применения идентичных по конструкции ступеней, что не характерно для других конструкций компрессоров.

Проведённый анализ по сравнению параметров существующих поршневых и мембранных компрессорных агрегатов с тихоходными показал, явное преимущество последних по массогабаритным показателям по сравнению с мембранными и несколько лучшие показатели по сравнению с поршневыми [153].

На данном этапе исследований можно также оценить основные показатели унификации изделия [192]:

К показателям стандартизации и унификации относятся:

- коэффициент применяемости;
- коэффициент повторяемости.

Основные показатели для оценки уровня стандартизации и унификации следующие:

1) коэффициент применяемости $K_{пр}$ показывает, какова доля наименований стандартных $N_{ст}$, унифицированных $N_{ун}$ и заимствованных $N_з$ элементов в общем количестве наименований $N_{общ}$ элементов в изделии, определяемый по формуле [192]:

$$K_{пр} = \frac{\Sigma N_{ст} + \Sigma N_{ун} + \Sigma N_з}{\Sigma N_{общ}}, \quad (1.2)$$

где $\Sigma N_{ст}$ – количество наименований стандартных элементов;

$\Sigma N_{ун}$ – количество наименований унифицированных элементов;

$\Sigma N_з$ – количество наименований заимствованных элементов;

$\Sigma N_{общ}$ – общее количество наименований элементов в изделии;

$K_{пр} = 0,99$.

2) коэффициент повторяемости $K_{пов}$ показывает отношение количества применяемых элементов в изделии к суммарному наименованию и рассчитывается по формуле [192]:

$$K_{пов} = \frac{\Sigma G_{общ}}{\Sigma N_{общ}}, \quad (1.3)$$

где $\Sigma G_{общ}$ – общее количество элементов в изделии;

$\Sigma N_{общ}$ – общее количество наименований в изделии;

$K_{пов} = 15,25$.

Показатели унификации разрабатываемой тихоходной ступени превосходят одноимённые показатели существующих компрессорных агрегатов, так, например, коэффициент применяемости для компрессоров СКА60/200 и СКАВ7,5 ПТ производства АО «Компрессор» составляет 0,85 и 0,88, а коэффициент повторяемости 13,4 и 14,06 соответственно [189].

Если сравнить показатели многоцилиндрового тихоходного поршневого компрессора (МТПК) с аналогичным производимым АО «НТК «Криогенная техника» (КТМ) водородным компрессором с давлением нагнетания 7,5 МПа, то коэффициент унификации у МТПК в несколько раз больше аналогичного агрегата КТМ [153]. Кроме этого, при сравнительной оценке надёжности агрегатов КТМ и МТПК выявлено, что в МТПК отказ одного одноступенчатого агрегата (для замены КТМ требуется 17 идентичных цилиндров сжатия) снижает производительность на $\frac{1}{17}$, или на 5,88%. В то время как отказ одной ступени в КТМ приводит к отказу всего агрегата, то есть снижает производительность на 100%.

Таким образом, проведённые предварительные исследования тихоходных компрессорных ступеней [51] позволяют говорить о перспективах использования малорасходных компрессоров на их базе со значительно улучшенными энергетическими характеристиками (индикаторный изотермический КПД более 0,9 при идентичных режимах работы с существующими компрессорами); с улучшенными технологическими параметрами по унификации и удельным показателям и, со значительным превосходством по ресурсу работы за счёт более низкой температуры, низких скоростей движения поршня и т.д.

Таблица 1.8 – Положительные и отрицательные характеристики компрессоров среднего и высокого давления

Характеристики	Компрессор			
	Многоступенчатый поршневой	Мембранный	Периодического действия	Тихоходный
Максимальная температура, К	170	170	140	160
Поршневые усилия	+	–	+	–
Унификация	$K_{пр} = 0,8 \dots 0,97$ $K_{пов} > 12$			$K_{пр} = 0,99$ $K_{пов} > 15$
Энергоэффективность (изотермический индикаторный КПД)	0,7...0,9	0,85	0,6	0,7...0,95
Удельная мощность, кВт/(м ³ ·мин)	5...6,5	20...50	8...80	4
Удельная металлоёмкость, кг/(м ³ ·мин)	100...150	3000...4000	100...400	150
Сложность конструкций из-за наличия дополнительных систем	–	–	+	+
Ресурс, ч	12 000	5000...6000	2500	100 000

Сопоставление положительных и отрицательных факторов рассмотренных конструкций позволяет говорить о высокой конкурентоспособности малорасходных компрессоров на базе тихоходных компрессорных ступеней, основным преимуществом которых по сравнению с многоступенчатыми поршневыми компрессорами, мембранными компрессорами и поршневыми компрессорами периодического действия является возможность обеспечения повышенного ресурса работы, высокой технологичности и энергоэффективности. Эти преимущества требуют реализации в виде новых технических решений.

Однако, есть ряд вопросов, которые необходимо решить в процессе проведения настоящих исследований, а именно совершенствование рабочего процесса и повышение надёжности наиболее ответственных узлов.

1.3 Анализ существующих методов теоретического и экспериментального исследования рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней

1.3.1 Теоретические методы исследования

Для описания рабочих процессов в поршневых компрессорных ступенях в настоящее время применяются три основные разновидности математических моделей [31, 63, 105, 162, 215].

Применение первой модели позволяет лишь в первом приближении оценить интегральные характеристики рабочего процесса, то есть метод не обладает высокой точностью и не может быть применён только для инженерных расчётов. Данный метод получил название модели первого уровня [162, 215].

Наиболее часто исследователи используют вторую модель, позволяющую при довольно простом математическом аппарате проводить анализ рабочих процессов в зависимости от различных факторов. При наличии необходимых эмпирических коэффициентов и соотношений он обеспечивает достаточно хорошую сходимость с экспериментальными результатами [24,162,209].

Третий вид моделей с точки зрения реализации существенно сложнее первых двух. Его применение при разработке и проектировании компрессорного оборудования не всегда целесообразно. Однако для более детального исследования составляющих рабочего процесса компрессорных ступеней ему нет альтернативы. Создание обобщённой модели такого уровня затруднено в отсутствии кадров, способных квалифицированно выполнить данную работу; необходимости использования «суперкомпьютера» для реализации данной модели. К тому же при создании новых объектов в специализированных программах, таких как Ansys Workbench, возникают значительные трудности при задании граничных условий [164], при этом полученные теоретические результаты не удаётся верифицировать

экспериментально. К таким объектам можно отнести и тихоходные компрессорные ступени.

Рассмотрим каждый метод более подробно.

Первый уровень моделирования. Этот способ основан на описании процессов сжатия и расширения с помощью политропической зависимости $PV^n = \text{const}$. Показатель «политроп сжатия и обратного расширения» сочетает в себе термодинамические свойства рабочего тела – реального или идеального газа и влияние процесса теплообмена [56, 122, 187].

Известно, что для системы с переменной массой рабочего тела, т. е. для процесса с учётом утечек и перетечек газа, применение показателей политроп, связывающих изменение давления, температуры и объёма при постоянной массе рабочего газа, не всегда верно. Поэтому иногда приходится учитывать влияние и этих факторов. В работах [162, 207] определение показателя политроп с учётом неплотностей рабочей камеры производится по формуле [162]:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\lg T_n - \lg T_{\text{вс}} + \lg \lambda}{\lg P_n - \lg P_{\text{вс}}}}, \quad (1.4)$$

где T_n – температура нагнетания, К;

$T_{\text{вс}}$ – температура всасывания, К;

λ – отношение массы газа в конце процесса к массе в начале процесса;

P_n и $P_{\text{вс}}$ – давление в конце и начале процесса сжатия соответственно, Па.

Данная формула является простой, поскольку она содержит только начальные и конечные параметры рабочего тела, которые известны из условий работы компрессора. Эта формула нашла применение лишь при проектировочных расчётах, позволяющих приблизительно определить индикаторную мощность. Применить данную формулу для точного расчёта нельзя, поскольку даже начальные и конечные параметры газа в этом случае являются величинами, задаваемыми с некоторой погрешностью. Величина утечек, которая зависит не только от типоразмера компрессора, рабочего тела и его условий работы, а ещё и

от конструктивных особенностей, технологического исполнения и степени износа системы уплотнения цилиндра, также не может быть задана точно.

Для вариатропного процесса с рабочим телом переменной массы и переменной теплоёмкостью можно записать формулы [162]:

$$\frac{dT}{T} + (n' - 1)\left(\frac{dV}{V} - \frac{dM}{M}\right) = 0 \quad (1.5)$$

$$\frac{dT}{T} + (n' - 1)\left(\frac{dT}{T} - \frac{dP}{P}\right) = 0, \quad (1.6)$$

где n' – показатель вариатропы, переменный в процессе сжатия. Из этих уравнений находим средний показатель вариатропы [162]:

$$n = \frac{\lg \frac{P_2}{P_1}}{\lg \frac{M_2}{M_1} - \lg \frac{V_2}{V_1}} \quad (1.7)$$

Эта формула, так же как и предыдущая, имеет те же достоинства и те же недостатки.

На данный момент имеется достаточно большое количество рекомендаций по расчёту осреднённых показателей политроп. Так, например, во ВНИИкомпрессормаш была использована формула для показателя политропы, изменяющегося во время процессов сжатия и обратного расширения [162]:

$$n = a_i + b_i \left(\frac{P}{P_{cp}} - \frac{P_{cp}}{P_{bc}} \right), \quad (1.8)$$

где a_i и b_i – коэффициенты, зависящие от типоразмера компрессора и его условий работы;

P_{bc} – давление всасывания, Па;

P – текущее давление в цилиндре, Па;

$$P_{cp} = \frac{P_{bc} + P_n}{2}, \quad (1.9)$$

где P_n – давление нагнетания, Па.

Модели, основанные на данном методе, просты и не требуют больших затрат машинного времени для реализации их на ЭВМ.

Недостатком является неопределённость коэффициентов a_i и b_i при проектировочном расчёте. Поэтому этот метод весьма неточен и не позволяет углублённо рассматривать процессы тепло- и массообмена. Однако применение этого метода возможно, когда исследователя детально не интересуют процессы, происходящие в рабочей камере, а больше интересует динамика клапанов, колебательные процессы в трубопроводах и т.п.

Второй уровень моделирования. Данный метод основан на использовании первого закона термодинамики для тела переменной массы. В решаемую систему уравнений также входят уравнение сохранения массы и уравнение состояния газа [97, 104, 132].

Уравнение сохранения энергии для однородной термодинамической системы с переменной массой записывается формулой [104, 132]:

$$dQ - dL + \Sigma dm_i \left(i_i + \frac{c_i^2}{2} + gH_i \right) = dE, \quad (1.10)$$

где dQ – элементарное количество теплоты, подведённое или отведённое от газа в процессе теплообмена с внешней средой, Дж;

dL – элементарная деформационная работа в контрольном объёме, Дж;

dm_i – элементарная масса, входящая или выходящая через границы контрольного объёма через i -тое сечение, кг;

i_i – энтальпия газа, входящего или выходящего через границы контрольного объёма через i -тое сечение, Дж/кг;

c_i – скорость, с которой входит (или выходит) газ в контрольный объём через i -тое сечение, м/с;

H_i – координата, определяющая потенциальную энергию элементарной массы dm_i , м;

dE – изменение полной энергии внутри контрольного объёма, Дж.

Потенциальная энергия газа во время рабочего процесса практически мало изменяется, поэтому её изменение не учитывается в данном уравнении. Кинетической энергией газа до входа в компрессор пренебрегают. Скорость притекающего газа – $c_{вх}$ устанавливают в зависимости от поставленных задач и

точности математической модели. Тогда энтальпию входящего или выходящего газа заменяют формулой [218]:

$$i_{\text{вх}i} = i_{\text{вх}} + c_{\text{вх}}^2 / 2 \quad (1.11)$$

и уравнение сохранения энергии приобретает вид [56, 104]:

$$dU = dQ - dL + \sum i_{\text{вх}i} dm_{\text{вх}i} - \sum i_{\text{вых}j} dm_{\text{вых}j}, \quad (1.12)$$

где dU – изменение внутренней энергии, Дж;

$dm_{\text{вх}i}$ и $i_{\text{вх}i}$ – i -тая присоединенная масса и её удельная энтальпия, кг и Дж;

$dm_{\text{вых}j}$ и $i_{\text{вых}j}$ – j -тая отделяемая масса и её удельная энтальпия, кг и Дж/кг.

В математических моделях, разработанных в МГТУ им. Н. Э. Баумана, для двухступенчатых компрессоров общего назначения используется уравнение сохранения энергии тела переменной массы в виде [56, 104, 107]:

$$d(um) = dQ - PdV_{\text{ц}} + dE_{\text{н}} + dE_{\text{вс}} + dE_n, \quad (1.13)$$

где u – удельная внутренняя энергия в цилиндре, Дж/кг;

$PdV_{\text{ц}}$ – механическая работа, совершаемая над газом за время $d\tau$, Дж;

$dE_{\text{н}}$, $dE_{\text{вс}}$, dE_n – полная энергия, вносимая в цилиндр соответственно через нагнетательные клапаны, всасывающие клапаны и неплотности поршневого уплотнения, Дж.

Уравнение сохранения массы применяется в математических моделях поршневых компрессоров в виде [72, 122, 162, 169]

$$dm = dm_{\text{вх}} - dm_{\text{вых}}. \quad (1.14)$$

Более удобно использовать это уравнение в виде

$$dm = dm_{\text{вс}} + dm_{\text{н}} + \sum dm_i,$$

где dm – изменение массы газа в цилиндре за $d\tau$, кг;

$dm_{\text{вс}}$, $dm_{\text{н}}$, $\sum dm_i$ – массы газа, поступающего в цилиндр или уходящего из него за время $d\tau$ через, соответственно, всасывающие клапаны, нагнетательные клапаны и неплотности рабочей полости цилиндра, кг.

Обычно знаки расставляются следующим образом: со знаком «+» записывается количество газа, поступающего в цилиндр, со знаком «-» – количество газа, выходящего из цилиндра.

В математических моделях поршневых компрессоров низкого давления уравнение состояния газа используется в виде [162, 207]

$$PV = mRT. \quad (1.15)$$

Однако для холодильных, а также для воздушных и газовых компрессоров высокого давления применение уравнения состояния идеального газа приводит к большим погрешностям [162]. Возможность применения этого уравнения с погрешностью не более 5% ограничивается уровнем давления не более 8 МПа [138].

Реальность газа чаще всего учитывается с помощью введения коэффициента сжимаемости, и тогда формула (1.22) принимает следующий вид [162]:

$$PV = \xi mRT, \quad (1.16)$$

где ξ – коэффициент сжимаемости.

Данный метод, в отличие от предыдущего, позволяет с высокой точностью рассчитывать термодинамические параметры рабочего тела, оценивать влияние тепло- и массообмена на рабочий процесс, определять характер движения клапанов и другие явления.

Третий уровень моделирования. Заключается в создании объёмных моделей с построением расчётной сетки, задании граничных условий и непосредственно осуществлении расчёта.

Однако, как будет показано ниже, работу отдельных узлов можно реализовать в стандартных пакетах программ (реализация модели с распределёнными параметрами) и верифицировать полученные цифровые двойники данных узлов.

Таким образом, следует отметить, что на сегодняшний день при исследовании рабочих процессов поршневых компрессоров трудно обойтись без применения моделей третьего уровня, хотя бы для решения локальных задач по отдельным узлам и системам поршневой компрессорной ступени. Полученные данные могут

помочь сформулировать условия однозначности и разработать соответствующие алгоритмы при реализации математических моделей второго уровня.

Проведённый анализ применяемых в компрессоростроении теоретических методов привёл к необходимости использования комбинированных методов расчёта (рабочий процесс КС рассчитывать с помощью математической модели второго уровня с сосредоточенными параметрами рабочего тела, а работу отдельных функциональных элементов – с помощью моделей третьего уровня с передачей полученных функциональных зависимостей в основную модель).

1.3.2 Экспериментальные методы исследования

При исследовании и последующем анализе рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней исследователей интересуют в первую очередь мгновенные параметры газа в рабочей камере – это давление и температура. На основании индикаторной диаграммы получают интегральную характеристику ступени – КПД. Важную роль играет также определение расхода, позволяющего получать данные по коэффициенту подачи. Второстепенными в вопросах анализа работы компрессорных ступеней можно считать исследование теплонапряжённого состояния деталей, формирующих рабочую камеру, и определение температурного поля деталей, а также данные о тепловых потоках через стенку рабочей камеры.

Таким образом, исследователя будут интересовать средства измерения мгновенного давления и мгновенной температуры, средней температуры твёрдых тел и расхода газа.

Рассмотрим существующие в настоящее время средства измерения данных величин.

Измерение температуры твёрдых тел

При измерении температуры поверхности деталей рабочей камеры обычно применяют датчики, принцип действия которых основан на изменении параметров электрической цепи при изменении температуры. Наиболее распространёнными датчиками являются термопары и терморезисторы [102].

Требования к перечисленным типам датчиков, несмотря на различие принципов действия, предъявляются одинаковые:

1) датчик должен быть малоинерционным. Это требование обусловлено тем, что в быстроходных ПК температура как газа, так и поверхности деталей рабочей камеры меняется очень быстро [70, 74], поэтому необходимо использовать датчики с временем срабатывания, равным нескольким микросекундам. При невыполнении этого требования изменение выходного сигнала не будет успевать за изменением температуры газа или поверхности, причём сигнал датчика не будет идти с запаздыванием, а будет показывать совершенно не понятную температуру;

2) датчик должен показывать истинную температуру, которую имел бы газ или поверхность в отсутствие датчика. Удовлетворить это требование можно, используя датчик с теплофизическими параметрами, близкими к параметрам измеряемой среды;

3) датчик при монтаже не должен влиять на процесс теплообмена и другие составляющие рабочего процесса компрессорной ступени; это достигается за счёт малых габаритов самого датчика;

4) датчик должен быть надёжным и долговечным при работе в условиях высоких температур.

Основные достоинства термопар – простота и универсальность. При выборе материалов термопары предпочтительнее использование термопары с большим значением термоЭДС. Это обусловлено тем, что большую термоЭДС легче измерять, не требуются более точные милливольтметры и погрешность измерения температуры в конечном итоге будет ниже. Также необходимо, чтобы свойства термопары незначительно изменялись при повторных нагреваниях и сам диапазон измеряемых температур соответствовал рабочему диапазону термопары [178]. Термопары имеют малые габариты, поэтому их можно разместить практически в любом месте экспериментальной установки, это является ещё одним достоинством термопар. Термометры сопротивления могут применяться только в ограниченном диапазоне температур, при повторных нагревах материалы термометров сопротивлений постепенно деградируют, что приводит к изменению сигнала

относительно калиброванного значения. При этом электрическое подключение таких датчиков требует больших затрат и времени.

Сравнительный анализ двух видов датчиков, наиболее часто применяемых для измерения стационарных (средних) температур, представлен в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Сравнительный анализ средств измерения средней температуры тел [70, 74, 102, 174]

Параметр	Термопары	Терморезисторы
Простота	+	++
Универсальность	+	–
Измерение температуры поверхности	–	+
Измерение температуры среды	+	+
Постоянство значений	+	–
Габариты	+	–
Надёжность и долговечность	+	–

Таким образом, на основании приведённых характеристик датчиков измерения средней температуры (табл. 1.9) можно сделать вывод о более предпочтительном применении термопар.

Измерение мгновенной температуры газа

Существует несколько способов измерения температуры газа в рабочей камере ПК с использованием термопар и термометров сопротивления [24, 47, 83, 140, 204].

1. Применение инерционных датчиков с последующим пересчётом температуры для получения действительных значений [24]. При расчёте этим методом нет возможности получить точные результаты, поскольку при пересчёте коэффициент теплоотдачи принимается либо постоянным, либо меняющимся по определённому закону, заданному заранее, что вносит дополнительную погрешность [24]. Точный закон изменения коэффициента теплоотдачи можно получить лишь экспериментально, что во многих случаях очень дорого.

2. Применение сразу двух датчиков с разной инерционностью с последующим пересчётом на истинную температуру. В этом методе исключается влияние

коэффициента теплоотдачи, но не учитывается инерционность обоих датчиков [24]. Также возникает конструктивная сложность в необходимости помещения датчиков практически в одну точку.

3. Использование практически безинерционных проволок. По данным многих авторов, диаметр такой проволоки должен составлять от 4 до 10 мкм. При частоте вращения 16,7 об/с и диаметре проволоки 8 мкм ошибка определения температуры не превышает 0,3 %, а при уменьшении диаметра до 4 мкм погрешность уменьшается в три раза [24, 162]. Но такие датчики требуют особо бережного обращения, поскольку при установке их очень легко испортить.

4. Использование термометра с постоянной времени много меньше времени цикла процесса. Измерение быстроизменяющейся температуры производится при помощи бусинкового термистора, методом непосредственного отсчёта показаний, так как при габаритных размерах порядка 0,6 мм рабочее тело обладает очень маленькой теплоёмкостью, которая непосредственно связана с постоянной времени термистора.

Таблица 1.10 – Сравнительный анализ средств измерения мгновенной температуры [70, 74, 102, 174]

Параметр	Инерционные датчики	Датчики малой инерции	Несколько датчиков малой инерции	Датчики на основе термисторов
Простота	+	–	–	+
Универсальность	-	+	–	++
Занимаемый объём	+	–	–	++
Инерция	–	+	–	++
Точность	+	+	–	+
Величина температуры	+	–	–	+

В связи с особенностями работы тихоходной компрессорной ступени для определения мгновенных температур возможно использование последних из указанных датчиков – малой инерции, конструкция которых позволяет

практически не учитывать их тепловую инерцию. Примером таких датчиков является бусинковый термистор типа СТ1-18.

Измерение мгновенных давлений

В настоящее время для измерения мгновенных давлений используется большое количество стандартных заводских датчиков, которые довольно легко можно установить в полости ПК.

Потенциометрический датчик используется для измерения давлений, меняющихся с частотой до 50 Гц. Основными элементами таких датчиков являются: чувствительный элемент, передаточный механизм и реостатный преобразователь углового или линейного перемещения в электрический сигнал. Такие датчики имеют погрешность 1% в диапазоне до 25 МПа [186, 195, 206].

Тензометрический датчик основан на зависимости между измеряемым давлением и упругими деформациями чувствительного элемента, преобразующимися в электрический сигнал тензорезисторами. Диапазон рабочих частот таких датчиков находится в пределах до 100 кГц. Рабочее давление до 60 МПа и погрешность до 1,5% [186].

Пьезоэлектрический датчик работает следующим образом, измеряемое давление воспринимается тонкой мембраной и передаётся на пьезоэлемент. В результате на обкладках пьезоэлемента появляется знакопеременное напряжение, которое меняется пропорционально амплитуде измеряемого давления. Диапазон рабочих частот таких датчиков находится в пределах до 100 кГц. Диапазон рабочих давлений до 600 МПа. Погрешность таких датчиков не превышает 1 % [186].

Наибольшее распространение у исследователей получили тензометрические датчики как наиболее дешёвые и легкодоступные, обладающие необходимым набором положительных качеств, подходящих для измерения давлений газовых сред.

Измерение расхода газа

Расходомеры переменного перепада. Принцип действия расходомеров этой группы основан на изменении перепада давления на сужающем устройстве, установленном на пути движущейся среды.

Сравнительный анализ датчиков давления приведён в таблице 1.11.

Таблица 1.11 – Сравнительный анализ средств измерения мгновенного давления [186, 195, 206]

Параметр	Датчик		
	Потенциометрический	Тензометрический	Пьезоэлектрический
Простота	–	++	–
Универсальность	+	+	+
Занимаемый объём	–	++	–
Инерция	+	++	++
Величина давления	–	+	++
Стоимость	–	+	–
Диапазон измерений	+	+	–

Также нужно отметить, что данный метод применим для очень большого диапазона диаметров измерительных трубопроводов. Согласно [77] диаметр измерительного трубопровода лежит в диапазоне 0,05 ... 1,00 м с погрешностью 0,5%.

Средства измерения расхода тахометрическим методом. Данные датчики применяются для довольно больших расходов при больших давлениях. Средняя погрешность составляет 1%.

Ультразвуковые расходомеры. Могут применяться в широком диапазоне расходов и скоростей с погрешностью 0,15...0,3%. Однако для измерения данным способом необходим прямолинейный участок 5D...10D.

Методы косвенного измерения расхода, основанные на перерасчёте сигналов с прецизионных датчиков температуры или абсолютного (дифференциального) давления, определенным образом включённых в газовую магистраль. Погрешность составляет 0,35%. Такими методами возможно измерение очень малых расходов со стабильными показателями во всём диапазоне измеряемых параметров и на всём сроке службы.

Анализ рабочих характеристик датчиков расхода представлен в таблице 1.12.

Таблица 1.12 – Сравнительный анализ средств и методов измерения расходов

Параметр	Расходомеры переменного перепада давления	Ультразвуковые	Тахометрические	Методы косвенного измерения
Габариты	+	–	–	++
Время отклика	–	+	–	++
Величина давления	+	+	+	+
Стоимость	–	–	–	+
Измерение малых расходов	–	+	–	++
Погрешность измерения	+	+	–	+

Таким образом, проведя анализ данных по характеристикам средств измерения расхода для целей диссертационного исследования, подходят только средства косвенного измерения.

Проведённый анализ применяемых в компрессоростроении методов экспериментальных исследований позволил определить инструментальную и методологическую базу для проведения экспериментальных исследований.

Подводя итог анализа проблем создания поршневых ступеней среднего и высокого давления, можно сделать вывод о необходимости исследования конструкций, позволяющих эффективно решать задачи повышения температуры и уменьшения влияния мёртвого объёма с улучшенными энергетическими, ресурсными и технологическими показателями для автономных условий работы, к которым из существующих конструкций можно отнести тихоходные длинноходовые поршневые ступени сжатия.

В таблице 1.13 приведены проблемы и пути их решения, нашедшие своё отражение в представленной диссертации.

Таблица 1.13 – Основные проблемы, решаемые в данной диссертации

Проблема	Путь решения
Создание одноступенчатых агрегатов с давлением нагнетания более 10МПа	Снижение время цикла и удлинение конструкции цилиндра
Повышение энергоэффективности ($\eta > 0,7$)	Приближение рабочего процесса к изотермическому
Повышение ресурса (60 000...100 000 ч)	Режим работы ступени и применение материалов с требуемыми свойствами
Повышение технологичности	Создание ступени на базе покупных профилей с деталями, простыми в обработке

2 Математические модели рабочих процессов и модели основных функциональных элементов бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров среднего и высокого давления

Модель тихоходной компрессорной ступени основана на известных уравнениях сосредоточенными параметрами газа в рабочей камере [63, 118, 162, 163, 215, 256].

Как было определено ранее, в конструкции бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней есть функциональные элементы, модернизация которых позволит увеличить ресурс и повысить технологичность и энергоэффективность разрабатываемой поршневой ступени. В связи с этим описание данных функциональных элементов при математическом моделировании требует уточнения существующих зависимостей. Это приводит к необходимости использования комбинированной методики расчёта, в которой моделирование изменения параметров функционального элемента описывается моделью 3-го уровня, а полученные зависимости для описания рабочего процесса всей ступени реализуются в методике 2-го уровня. К таким функциональным элементам относятся клапаны, цилиндропоршневые уплотнения и упруго-деформируемый цилиндр.

2.1 Разработка и верификация модели работы самодействующих клапанов с эластомерными элементами

Особенностью функционирования применяемых самодействующих клапанов является наличие эластомерных элементов, позволяющих значительно повысить герметичность рабочей камеры. Как показали многочисленные исследования [28, 39, 233, 250, 252], применение эластомерных элементов в условиях длительного времени цикла позволяет улучшить герметичность рабочей камеры и получить требуемые интегральные характеристики бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней среднего и высокого давления.

Расчётная модель представлена на рисунке 2.1 [277].

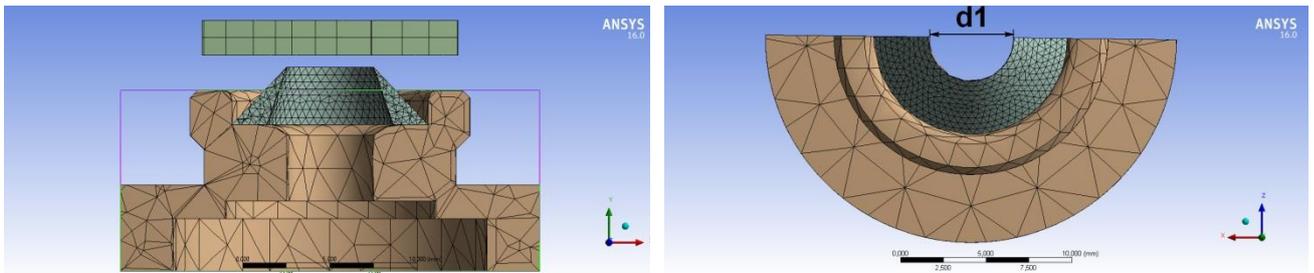


Рисунок 2.1 – Модель

Условия закрепления - рисунок 2.2.

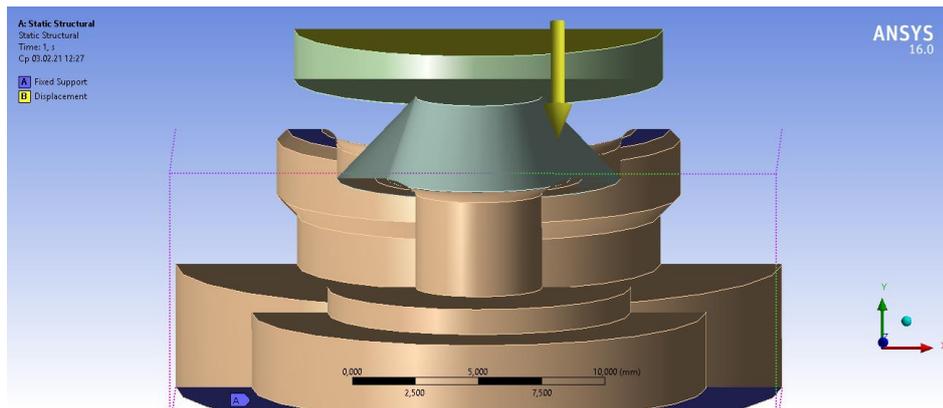


Рисунок 2.2 – Условия закрепления

При реализации модели приняты следующие упрощающие допущения:

- деформация эластомерного элемента; подчиняется закону Гука;
- деформация запорного органа упругая;
- масса подвижных рабочих частей сосредоточена в одной точке;
- запорный орган совершает плоскопараллельное движение

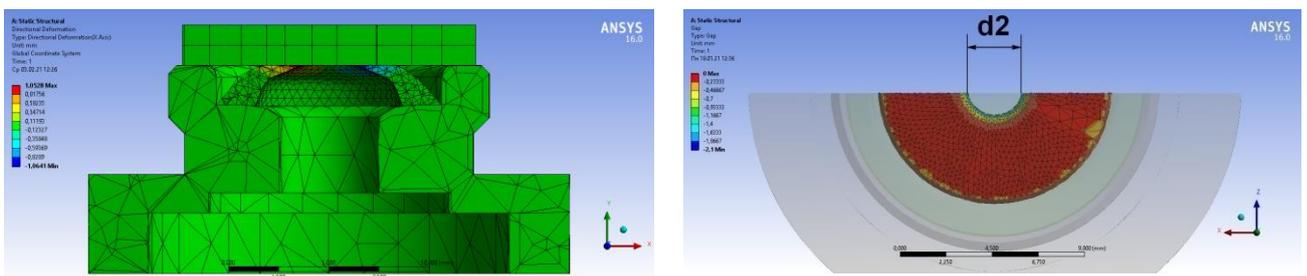


Рисунок 2.3 – Деформированное состояние эластомерного элемента клапана

Итогом разрабатываемой модели являются функции изменения диаметра отверстия в седле клапана (уменьшения периметра до 40% - рисунок 2.3), передаваемая впоследствии в обобщённую модель расчёта рабочих процессов, так при давлении нагнетания 12 МПа функция имеет вид:

а) при $1,6 < h < 0,6$, $D(h_i) = d1$;

б) при $0,6 < h < 0$, $D(h_i) = -0,0019h^3 + 0,0069h^2 - 0,0017h + 0,00195$; (2.1)

в) при $h=0$, $D(h_i) = d2$.

Таким образом, суть работы такого клапана можно пояснить следующим образом: на части пути (а) запорный орган движется от ограничителя подъёма до момента соприкосновения с эластомерным элементом, при этом диаметр отверстия не меняется; на части пути (б) происходит деформация эластомерного элемента с уменьшением диаметра прилегания от $d1$ до $d2$; на участке (в) запорный орган лежит на седле и диаметр прилегания не меняется – равен $d2$.

Представленные зависимости (2.1) являются частным случаем и будут принимать свой уникальный вид при определении геометрии клапана и эластомерного элемента. В данном случае использован клапан грибкового типа с конусным эластомером и высотой подъёма запорного органа 1,6 мм.

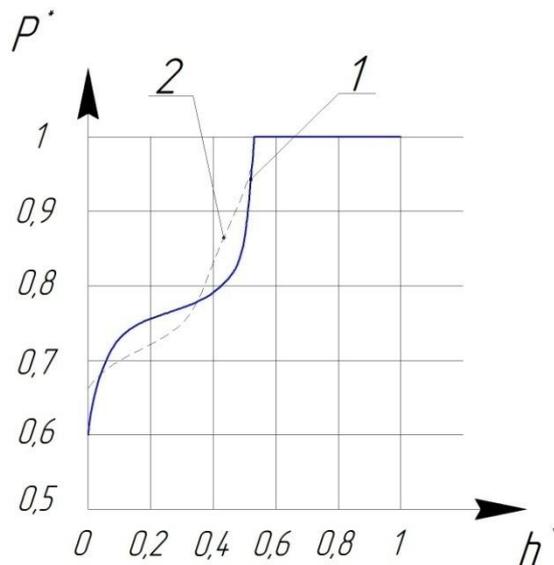


Рисунок 2.4 – Зависимость изменения относительного периметра от относительного перемещения пластины клапана:

1 – теория; 2 – эксперимент

Была проведена верификация представленной модели. Так, представленные на рисунке 2.4 экспериментальная и теоретическая кривые, характеризующие изменение периметра щели в клапане, показали различие полученных результатов не более 11%.

Работа клапана при деформации эластомерного элемента верифицирована на стенде продувок. Как будет показано в главе 4, на основании полученных данных по величине эквивалентного зазора для используемых резиновых смесей были верифицированы зависимости изменения периметра прилегания запорного органа к седлу по диаграммам движения клапана.

Полученные данные по деформациям эластомерного элемента позволяют спрогнозировать ресурс самого клапана, определяемый именно ресурсом эластомера. Деформации для рассматриваемых конфигураций эластомерных элементов составляют от 10 до 40%. Учитывая данные производителей применяемых резин, можно спрогнозировать возможный ресурс клапанов, что будет подробно показано в главе 7.

2.2 Разработка и верификация модели работы цилиндропоршневого уплотнения

Особенностью данного расчёта является учёт переменного зазора в цилиндропоршневом уплотнении при расчёте утечек, что связано с различной конструкцией цилиндропоршневого уплотнения и постепенным и последовательным износом уплотнений.

Для решения задач гидрогазодинамики в зазоре между цилиндропоршневым уплотнением и стенкой цилиндра получена зависимость для оценки изменение параметров газа (массовый расход, перепад давления, скорость газа в зазоре) в зависимости от величины кольцевого зазора в уплотнении и получить данные для моделирования износа уплотнений по значениям перепада давления на каждом из уплотняющих элементов. Со стороны рабочей камеры задаётся функция изменения давления в соответствии с индикаторной диаграммой и соответствующей температурой. Со стороны привода для ступени простого действия задаётся атмосферное давление, и температура газа в соответствии с условиями окружающей среды. Движение газа происходит по одинаковому по всей длине уплотнения эквивалентному зазору, определённого экспериментально

[49]. Общий вид расчётной схемы (для поршня с манжетным уплотнением) представлен на рисунке 2.5.

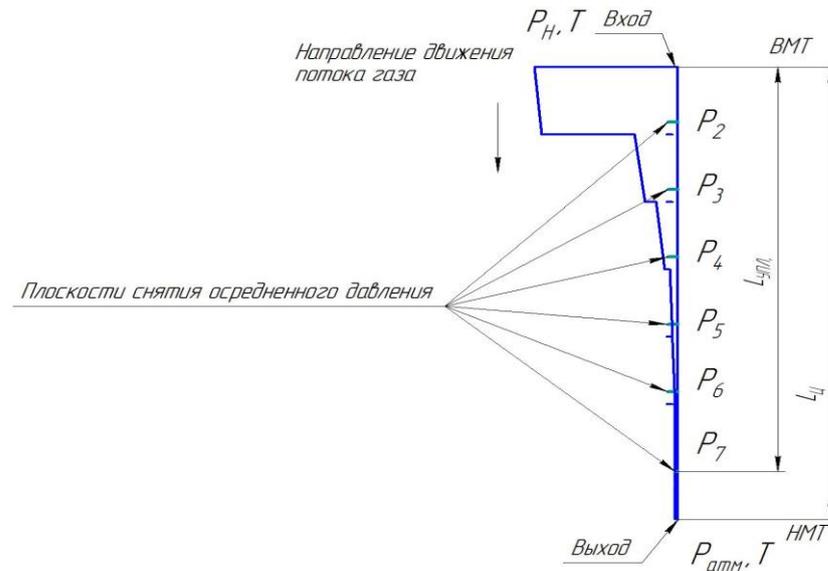


Рисунок 2.5 – Расчётная схема

Принятые допущения:

- отсутствие теплообмена между газом и стенкой цилиндра;
- кольцевая щель образована двумя соосными неподвижными цилиндрическими поверхностями с одинаковым зазор по всей протяженности уплотнения;
- движение газа в зазоре – ламинарное.

Граничные условия представлены на рисунке 2.6.

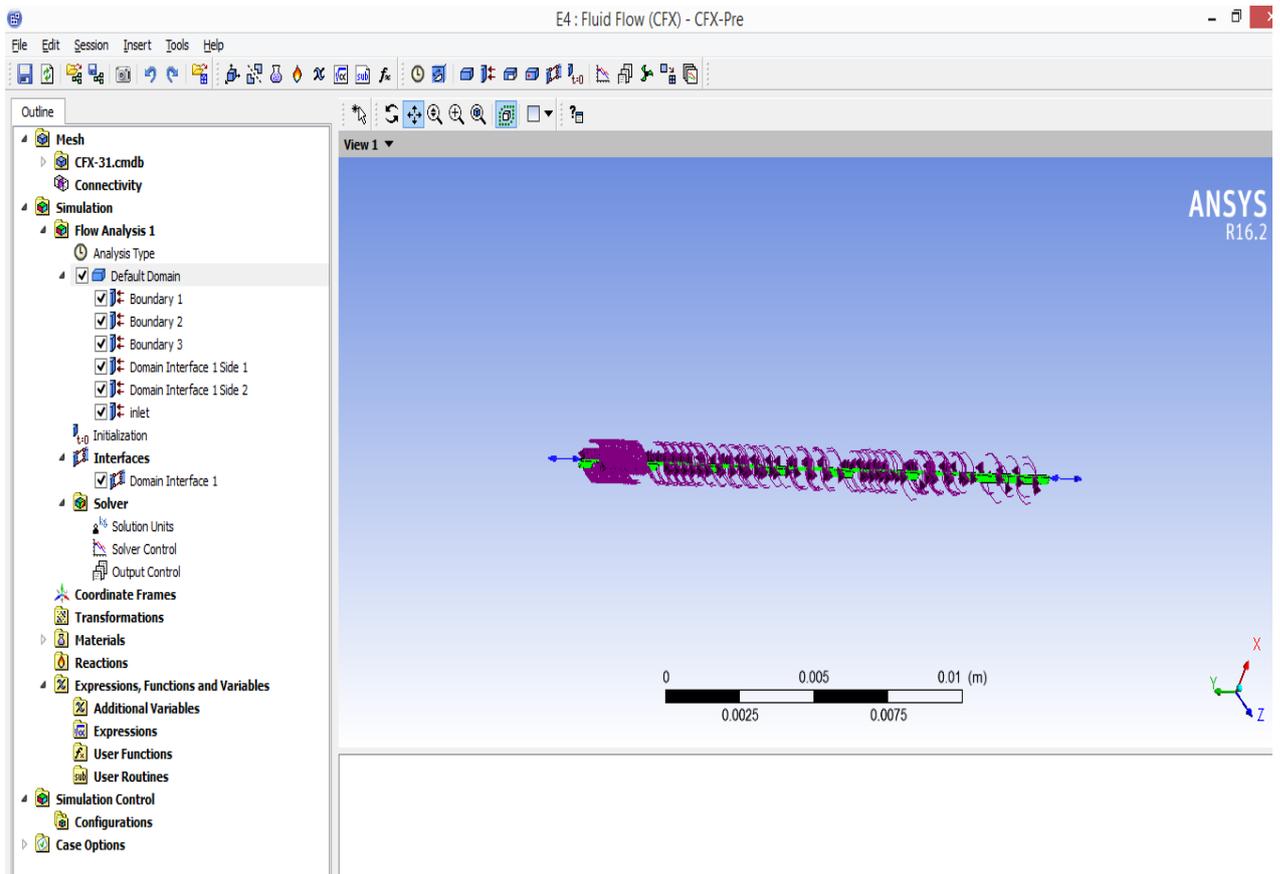


Рисунок 2.6 – Задание граничных условий

Поставленная задача сходится за 1250...1300 итерации, о чём свидетельствуют графики массового дисбаланса, рисунок 2.7.

В результате численного моделирования были получены требуемые результаты по распределению давления газа в зазоре, изменению плотности газа, а также массовый расход и скорости. На рисунке 2.8 в качестве примера представлено распределение давления газа в зазоре (давление нагнетания – 3МПа).

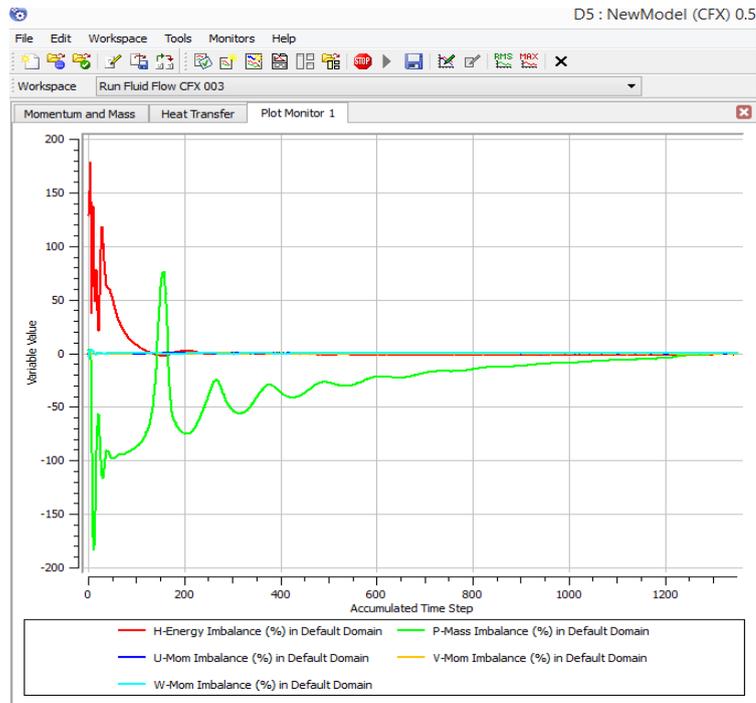


Рисунок 2.7 – Результаты сходимости модели

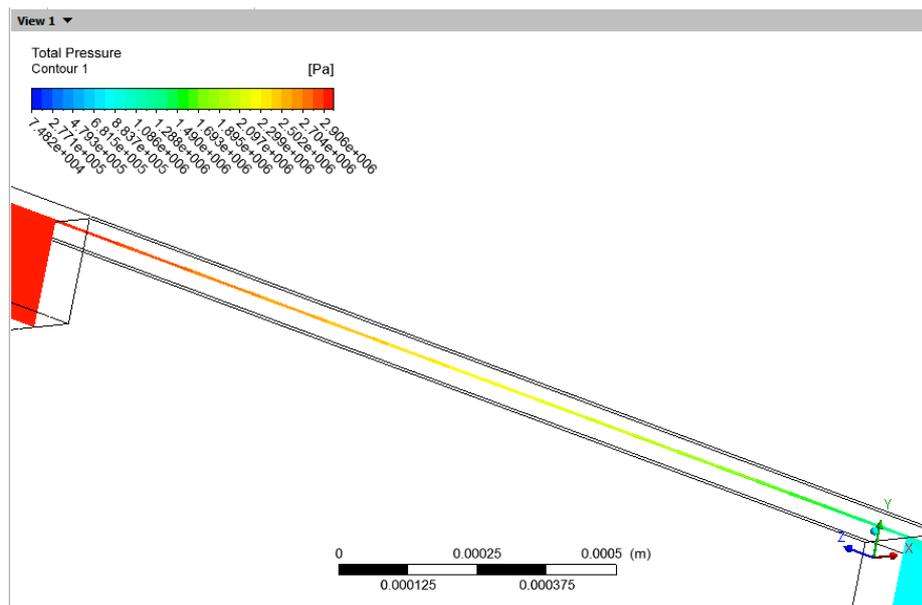


Рисунок 2.8 – Пример построения распределения давления газа в зазоре

На рисунке 2.9 представлена эпюра распространения скорости в зазоре.

На рисунке 2.10 сведены полученные в ходе математического моделирования данные по перепаду давления, действующего на уплотнения.

Согласно графику, представленному на рисунке 2.10, первое манжетное уплотнение воспринимает основную нагрузку, в среднем до 75...80 %, в то время

как поршневое кольцо воспринимает, согласно данным [94], до 50...65 % и, согласно данным [3, 143], до 70...75 %. График изменения плотности выглядит аналогичным образом.

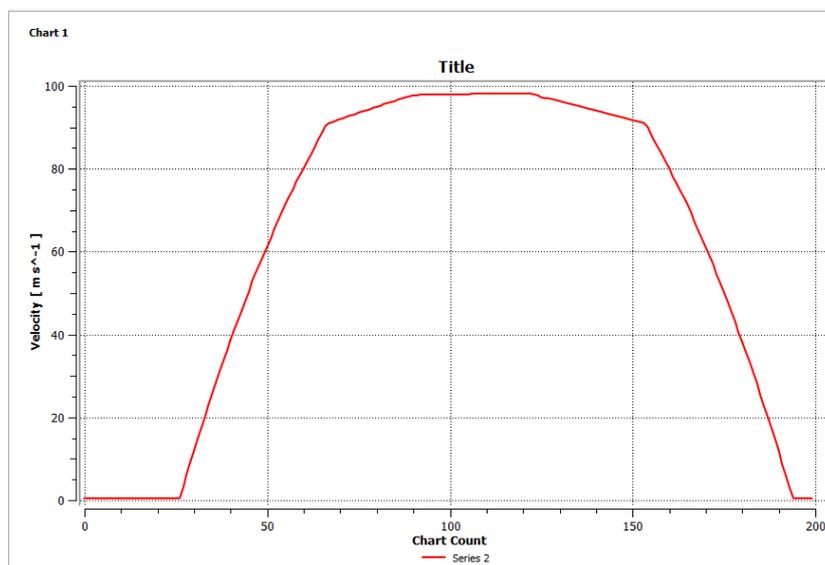


Рисунок 2.9 – Эпюра распространения скорости в зазоре

На рисунке 2.10 приведен график массового расхода газа в зависимости от разности давлений.

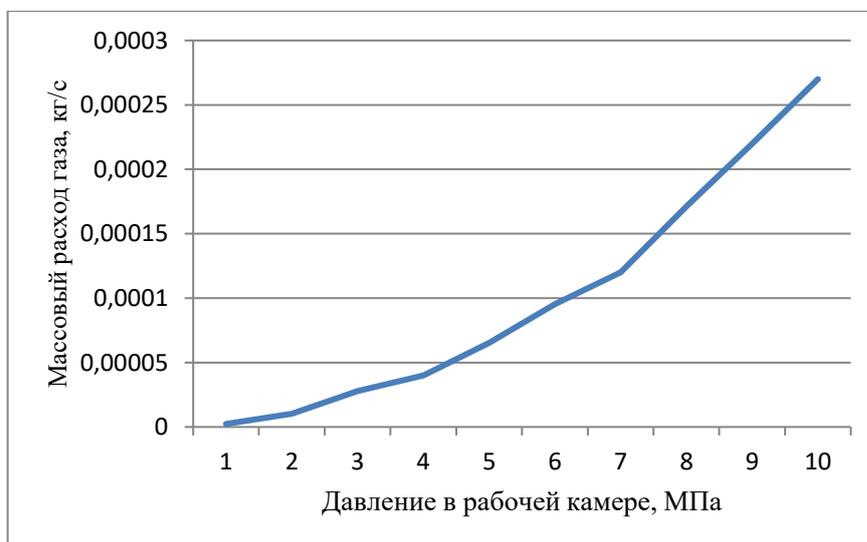


Рисунок 2.10 – Зависимость массового расхода от перепада давления

Используя полученные данные по перепаду давления, действующего на уплотнение, можно рассчитать соответствующую нагрузку по формуле

$$\Delta P = \frac{\beta(P_1 - P_2)}{2}, \quad (2.2)$$

где

$$\beta = \frac{1,4k}{\sqrt[3]{h^2}}, \quad (2.3)$$

где k – экспериментально определяемый коэффициент, учитывающий свойства материала, шероховатость поверхности трения, характер контактирования между цилиндром и уплотнением и режимы работы ступени компрессора (для различного типа графитов $k = 1,0...3,5$; для фторопластовых композиций $k = 2,5...3,5$). Давление газа на внутреннюю поверхность, согласно работе [94], считают постоянным и равным давлению перед уплотнением.

Для уточнения коэффициента β в зазоре между первым манжетным уплотнением и стенкой цилиндра были созданы дополнительные плоскости (10 штук) для оценки величины эюр давления в зависимости от P_H . Общий вид эюр давления (при $P_H=4$ МПа), действующих на манжетное уплотнение, представлен на рисунке 2.11.

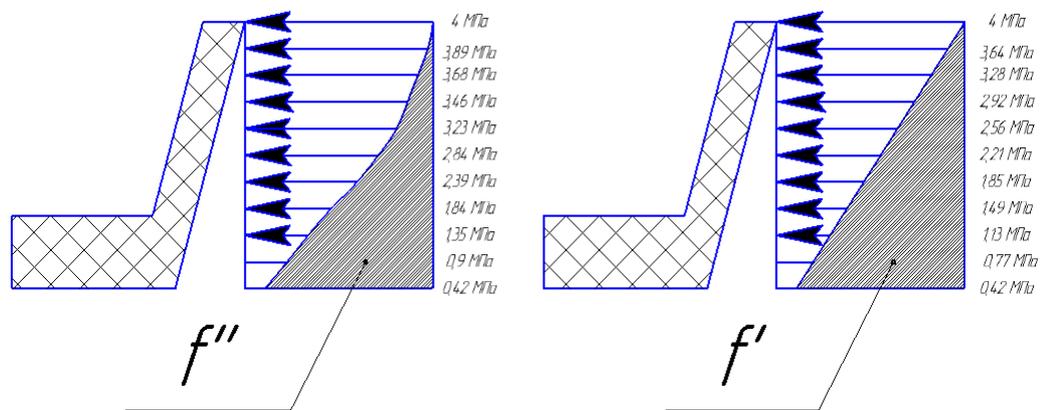


Рисунок 2.11 – Эюра давления

На основании полученных данных в ходе математического моделирования были получены силы давления, действующие в радиальном направлении. Площади f' и f'' характеризуют силы, действующие на единицу поверхности трения уплотнения. Зная данные площади, находим коэффициент β по формуле, согласно [94]:

$$\beta = \frac{f''}{f'}. \quad (2.4)$$

Значения коэффициента β , рассчитанного по формулам (2.2) и (2.3), в зависимости от перепада давления на уплотнении (рассматривалось, исключительно, первое уплотнение), сведены в таблицу 2.1. Высота уплотнения в нашем случае $h=5,5$ мм.

Таблица 2.1 – Зависимости значения коэффициента β от перепада давления на уплотнении

P_H , МПа	$P_{к-н}$	β (по формуле 2)	β (по формуле 3)	V_{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	
9	8,41		0,76	
10	8,19		0,77	

Используя полученный осреднённый коэффициент $\beta = 0,76$, рассчитаем по формуле (2.2) нагрузку, действующую на манжетное поршневое уплотнение. Полученные данные приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Нагрузка, действующая на манжетное уплотнение

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

В результате выполнения математического моделирования было получено типичное распределение давления в зазоре между манжетным уплотнением

и стенкой цилиндра. Для оценки величин давления, действующих в плоскостях $P_2 \dots P_7$, можно воспользоваться следующими уравнениями:

– для давления $P_H = 1$ МПа: $P_2 = P_H \cdot 0,13$;

– для давления $P_H = 2 \dots 6$ МПа: $P_2 = P_H \cdot 0,12$; $P_3 = P_H \cdot 0,06$; $P_4 = P_H \cdot 0,06$; $P_5 = P_H \cdot 0,045$; $P_6 = P_H \cdot 0,035$; $P_7 = 0,1$ МПа;

– для давления $P_H = 7 \dots 10$ МПа: $P_2 = P_H \cdot 0,12$; $P_3 = P_H \cdot 0,06$; $P_4 = P_H \cdot 0,06$; $P_5 = P_H \cdot 0,045$; $P_6 = P_H \cdot 0,035$; $P_7 = P_H \cdot 0,02$.

Для остальных плоскостей давление можно принимать 0,1 МПа. Был уточнен коэффициент $\beta = 0,76$, который позволил рассчитать нагрузку, действующую на манжетное уплотнение.

Таблица 2.3 – Распределение давления по манжетам

	P , МПа					Погрешность, %				
P_H , МПа	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
P_2 , МПа	0,14 0,13	0,24 0,21	0,35 0,31	0,48 0,44	0,62 0,54	7,1	3	8,3	4	12,9
P_3 , МПа	0,13 0,11	0,17 0,15	0,22 0,19	0,29 0,25	0,35 0,31	15,3	11,7	13,6	13,8	11,4
P_4 , МПа	0,11 0,1	0,15 0,13	0,19 0,17	0,26 0,23	0,3 0,26	9	13,3	10,5	11,5	13,3
P_5 , МПа	0,1 0,1	0,14 0,12	0,15 0,13	0,21 0,18	0,25 0,22	0	14,2	13,3	14,2	12
P_6 , МПа	0,1 0,1	0,12 0,11	0,13 0,12	0,17 0,15	0,2 0,17	0	8,3	7,7	11,7	15
P_7 , МПа	0,1 0,1	0,1 0,1	0,11 0,1	0,11 0,1	0,11 0,1	0	0	9	9	9

Полученные функции перепада давлений на цилиндропоршневом уплотнении в зависимости от значения текущего времени T_j используются в модели расчёта параметров рабочего процесса поршневой тихоходной ступени. Пример такой функции представлен в виде формулы:

$$\Delta P_m = f(P_j, \delta_j, T_j) \quad (2.5)$$

При работе пакета из манжетных уплотнений эквивалентный зазор для всего уплотнения определяется по статическим продувкам, однако при истирании, например, первой манжеты, скачкообразно происходит уменьшение условного зазора. При этом течение газа в зазоре первой манжеты моделируется в сертифицированном пакете программ и позволяет передать в основную модель расчёта давление перед первой рабочей манжетой для расчёта массовых потоков через цилиндропоршневое уплотнение.

2.3 Разработка и верификация модели упругодеформируемого цилиндра

С целью повышения технологических показателей было принято решение применение стандартных промышленных трубных профилей с параметрами шероховатости внутренней поверхности, соответствующей требованиям, предъявляемым к цилиндрам поршневых компрессоров. При этом значительная длина цилиндра приводит к возникновению радиальных деформаций, которые влияют на утечки, что не наблюдается в быстроходных существующих компрессорах.

Модель деформированного состояния цилиндра тихоходного компрессора основана на модели тонкостенных оболочек. Зная радиус цилиндра R , определяем радиальные деформации ΔR и кольцевые ΔS_0 (рисунок 2.12) [82, 196]:

$$\varepsilon = \frac{dS_1 - dS_0}{dS_0}, \quad (2.6)$$

где dS_0 – длина элементарного кольцевого отрезка до деформации цилиндра, м;
 dS_1 – длина элементарного кольцевого отрезка после деформации цилиндра, м.

$$dS_0 = R \cdot d\varphi, \quad dS_1 = (R + \Delta R) \cdot d\varphi \quad (2.7)$$

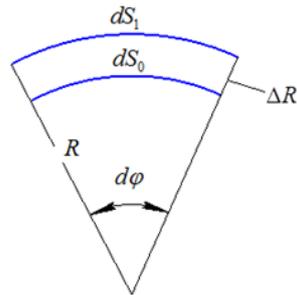


Рисунок 2.12 – Расчётная схема

Тогда получаем:

$$\varepsilon = \frac{dS_1 - dS_0}{dS_0} = \frac{Rd\varphi + \Delta R d\varphi - Rd\varphi}{Rd\varphi} = \frac{\Delta R}{R}$$

$$\Delta R = \varepsilon \cdot R \quad (2.8)$$

Как будет показано в 4 главе деформации определены экспериментально.

Модель расчёта создана основе сертифицированного программного комплекса [50, 238, 239, 241, 277].

На рисунке 2.13 представлена ступень компрессора в виде сеточной модели.

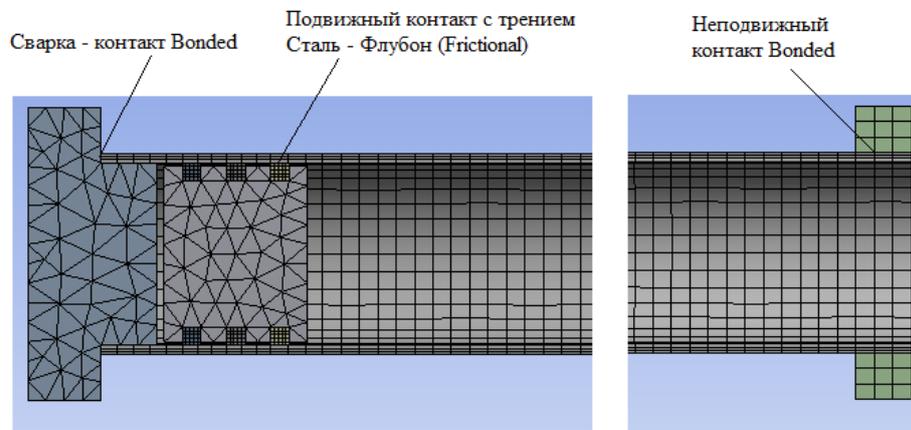


Рисунок 2.13 – Конечно-разностная модель

В модели учтено влияние температуры стенок [240] (рисунок 2.14).

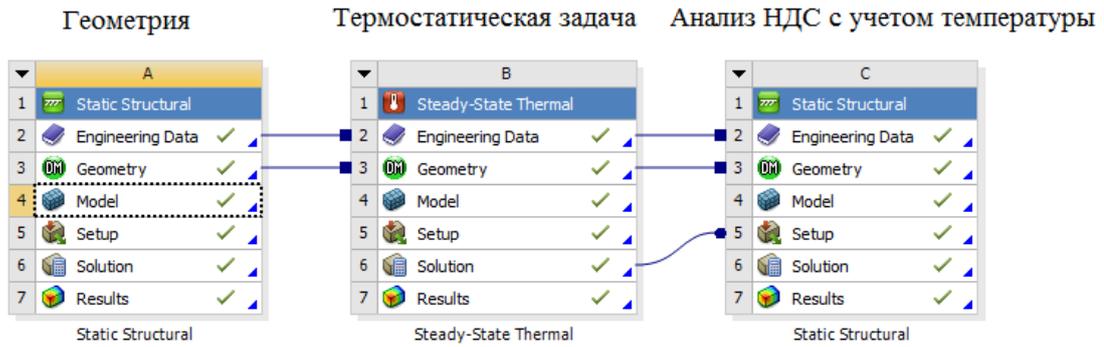


Рисунок 2.14 – Схема расчёта деформаций с учётом температуры

На рисунке 2.15 представлен результат деформированного состояния цилиндра [93].

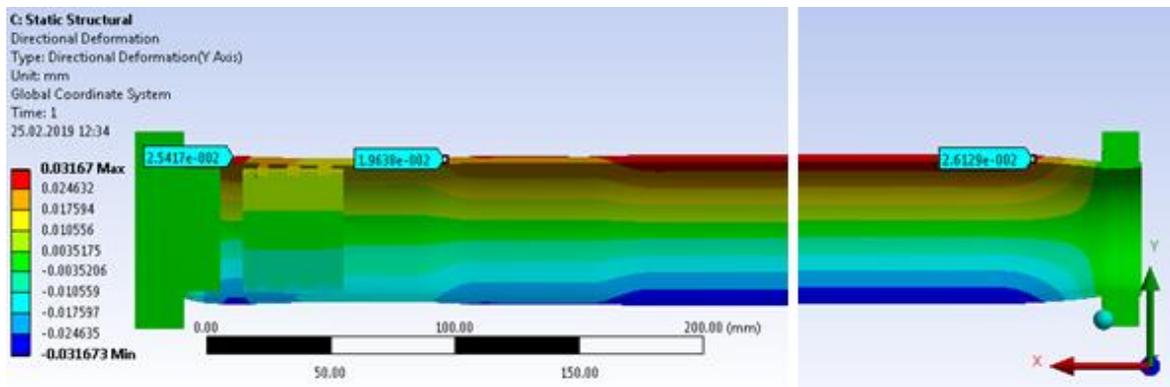


Рисунок 2.15 – Радиальные перемещения стенок цилиндра поршневого агрегата

Принятые допущения:

- не учитывается жесткость опор;
- оболочка считается тонкостенной;
- соблюдается принцип Сен-Венана.

Был проведён сравнительный анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований.

Сравнивались результаты деформированного состояния в трёх поясах по длине цилиндра, на расстоянии 0,03 м; 0,17 м и 0,39 м, что связано со значительной длиной цилиндрической части. Деформации при теоретическом исследовании изменялись от величины 0,005 мм до величины 0,016 мм. Деформации при экспериментальных исследованиях изменялись от величины 0,005 мм до величины 0,017 мм.

Разность экспериментальных и теоретических результатов не превышает 15%.

Значения полученных зазоров при деформированном состоянии $\delta_p=f(P_j, S_j, \tau_j)$ вводятся в обобщённую модель расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых ступеней.

Таким образом, реализация моделей 3-го уровня для отдельных узлов малорасходной компрессорной ступени позволила получить интегральные зависимости, которые дополняют обобщённую модель рабочего процесса ступени, делая её намного проще. Забегая вперёд отметим, что обобщённая модель реализована в программном комплексе PASCAL методом конечных разностей.

3 Обобщённая модель расчёта рабочих процессов бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров с учётом особенностей теплофизических, газодинамических, трибологических и механических процессов в основных функциональных элементах таких ступеней

Обобщённая модель включает в себя существующую модель, описывающую работу поршневого компрессора [258, 274, 283] с уточнением зависимостей, характеризующих работу основных функциональных элементов поршневой ступени, представленных в главе 2 и ряд новых уравнений характерных для режимов работы тихоходной длинноходовой ступени.

Модель рабочего процесса разработана при анализе и обзоре следующих работ [46, 63, 97, 126, 138, 141, 168, 177, 209, 253], и базируется на модели сосредоточенными параметрами рабочего тела [46, 63, 97, 126, 138, 141, 168, 177, 209, 215, 261]. Схема, представленная на рисунке 3.1, позволяет рассмотреть и исследовать изменение термодинамических параметров газа, процессы теплообмена, массовые потоки газа.

3.1 Расчётная схема и упрощающие допущения

В модели расчёта приняты следующие упрощающие допущения [3, 209, 215, 236]:

1. В рабочей среде нет разрывов и пустот
2. Состав исследуемой среды одинаков во всём контрольном объёме
3. При расчёте массообменных процессов, течение газа рассчитывается по формулам адиабатного течения
4. Мгновенные параметры газа идентичны во все моменты времени по всему контрольному объёму
5. Изменение претерпевает лишь внутренняя энергия рабочего тела

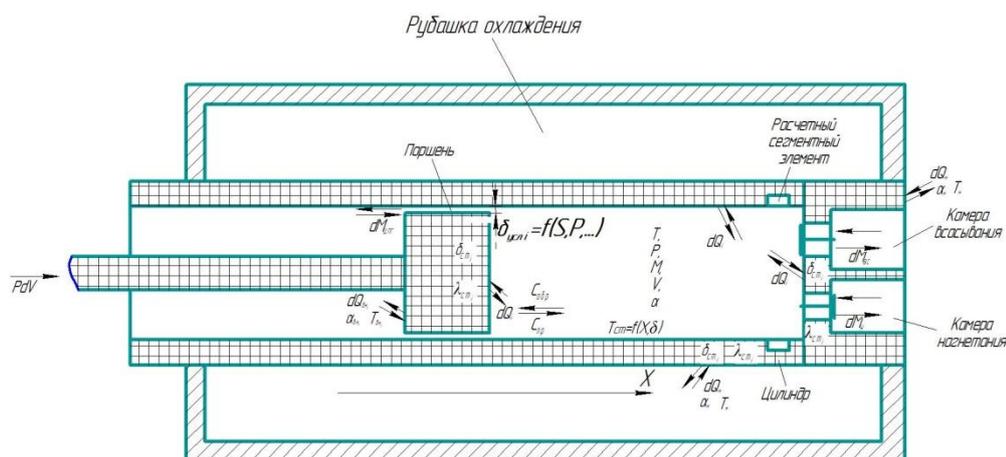


Рисунок 3.1 – Схема к обобщённой модели расчёта

6. Количество тепла передаваемое из зоны трения в контрольный объём пренебрежимо мало

7. Процесс теплообмена газа со стенками описывается уравнением Ньютона-Рихмана

8. Расчётная зависимость для определения коэффициента теплоотдачи имеет единый вид для всех поверхностей рабочей камеры, то есть рассчитывается некая средняя величина.

3.2 Система основных расчётных уравнений

Рассмотрим основные уравнения обобщённой математической модели.

$$dU_i = dL_i - dQ_i \pm dU_{i,кв} \pm dU_{ут.кв,i} \pm dU_{ут.цв,i}, \quad (3.1)$$

$$U_i = U_{i-1} + dU_i, \quad (3.2)$$

где U_i – внутренняя энергия на i -ом промежутке $d\tau$, Дж [97, 135];

U_{i-1} – внутренняя энергия газа на $(i-1)$ промежутке $d\tau$, Дж;

dU_i – изменение внутренней энергии газа на i -ом промежутке, Дж [97, 135];

где dQ_i – тепло, подводимое или отводимое от газа за промежутков $d\tau$ (представлено в разделе расчёта теплопередачи), Дж;

dL_i – работа, совершённая над газом или самим газом за промежутков $d\tau$, Дж [97, 135];

$$dL_i = P_i \cdot F \cdot C_i \cdot d\tau, \quad (3.3)$$

где F – площадь поршня, м²;

C_i – средняя скорость поршня на i -ом промежутке $d\tau$, м/с:

$$C_i = f(x). \quad (3.4)$$

Исследование функции $f(x)$, в зависимости от вида линейного привода, подробно описано в работах [38, 47, 140, 227] и главе 5.

Температура газа $T_{\Gamma,i}$ [97, 135]:

$$T_{\Gamma,i} = \frac{U_i}{m_i \cdot c_{V,i}}, \quad (3.5)$$

где m_i – масса газа, кг;

$c_{V,i}$ – теплоёмкость газа при изохорном процессе, Дж/К·кг;

P_i – давление газа на i -ом промежутке $d\tau$, Па [97, 135]:

$$P_i = \frac{z \cdot m_i \cdot R \cdot T_i}{V_i}, \quad (3.6)$$

где z – коэффициент сжимаемости газа;

R – газовая постоянная, Дж/К·кг;

V_i – текущий объём камеры сжатия $d\tau$, м³.

Переносимая энергия порцией газа через клапан [97, 135]:

$$dU_{i,кл} = dm_i \cdot i_i, \quad (3.7)$$

где $dU_{i,кл}$ – внутренняя энергия газа на i -ом промежутке $d\tau$, Дж;

i_i – энтальпия газа на i -ом промежутке, Дж/кг, определяемая по формуле [97, 135]

$$i_i = c_{P,i} \cdot T_i, \quad (3.8)$$

где $c_{P,i}$ – теплоёмкость газа при изобарном процессе, Дж/К·кг;

dm_i – масса газа, проходящая через клапаны на i -ом промежутке $d\tau$, кг [97, 135]:

$$m_i = m_{i-1} + dm_i, \quad (3.9)$$

$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{P,i} \cdot f_i \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\Gamma,i} \cdot \Delta P_i} \cdot d\tau, \quad (3.10)$$

где α – коэффициент расхода [97];

f_i – площадь проходного сечения клапана на i -ом промежутке $d\tau$, м², функция, полученная при реализации модели работы клапана в программном комплексе ANSYS – $f_i(h_i)$ [37];

h_i – координата пластины, значение можно определить из уравнения (3.13) [135];

ΔP_i – разница давлений газа до клапана и за клапаном на i -ом промежутке $d\tau$, Па;

ρ_i – плотность газа на i -ом промежутке $d\tau$, кг/м³ [97, 135]:

$$\rho_i = \frac{P_i}{z \cdot R \cdot T_i}, \quad (3.11)$$

ε_i – коэффициент расширения на i -ом промежутке $d\tau$, для воздуха эта формула принимает вид [135]:

$$\varepsilon_i = 1 - 0,3 \cdot \frac{\Delta P_i}{P}, \quad (3.12)$$

где P – большее из значений давления до или после клапана.

Уравнение динамики пластины [128, 162]:

$$m_{\text{пл}} \cdot \frac{d^2 \vec{h}_i}{d\tau^2} = \vec{F}_{\Gamma,i} + \vec{F}_{\text{пр},i} + \vec{F}_{\text{тр},i} + \vec{G} + \vec{F}_{\text{эл},i}, \quad (3.13)$$

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

$m_{\text{пл}}$ – приведённая масса, кг;

$F_{\Gamma,i}$ – сила давления газа, Н [162];

$F_{\text{пр},i}$ – пружинное усилие, Н;

G – сила тяжести запорного органа, Н;

$F_{\text{тр},i}$ – сила трения газа, Н;

$F_{\text{эл},i}$ – сила упругости со стороны эластомера – новая сила, появившаяся вследствие модернизации конструкции клапана, Н:

$$F_{\Gamma,i} = (P_{\Gamma,i} - P_{\text{н}}) \cdot f_i \cdot \rho, \quad (3.14)$$

где $P_{\text{н}}$ – давление после клапана, Па;

$$F_{\text{пр},i} = C_{\text{пр}} \cdot (h_i + h_0), \quad (3.15)$$

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

h_0 – предварительное поджатие пружины, м.

$$G = m_{\text{пл}} \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (3.16)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

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

$$F_{\text{тр},i} = \tau_1 \cdot \frac{dh_i}{d\tau}, \quad (3.17)$$

где τ_1 – коэффициент демпфирования, кг/с, определяемый по формуле [162]:

$$\tau_1 = 2 \cdot \nu \cdot \sqrt{C_{\text{пр}} \cdot m_{\text{прив}}}, \quad (3.18)$$

где ν – коэффициент получается экспериментально или из рекомендаций [162] – 0,05...0,2;

$m_{\text{пр}}$ – масса системы, кг, определяемая по формуле

$$m_{\text{прив}} = m_{\text{пл}} + \frac{1}{3} m_{\text{пл}}. \quad (3.19)$$

Текущая координата подъёма запорного органа определяется по формуле [162]:

$$h_i = h_{i-1} + dh_i, \quad (3.20)$$

$$F_{\text{пр},i} = C_{\text{эл}} \cdot (h_i), \quad (3.21)$$

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

В систему уравнений входят энергии газа входящего или выходящего через неплотности рабочей камеры – клапаны и цилиндропоршневое уплотнение [209, 215]:

$$dU_{\text{ут.кл},i} = dm_{\text{ут.кл},i} \cdot i_i, \quad (3.22)$$

$$dU_{\text{ут.щп},i} = dm_{\text{ут.щп},i} \cdot i_i, \quad (3.23)$$

где $dU_{\text{ут.щп},i}$ – внутренняя энергия поступающего или выходящего газа через зазор цилиндропоршневого уплотнения, Дж;

$dU_{\text{ут.кл},i}$ – внутренняя энергия поступающего или выходящего газа через зазор в закрытом клапане, Дж.

Движение среды через неплотности описывается уравнением несжимаемой жидкости с применением коэффициента сжимаемости [26]:

$$\frac{dm_{\text{ут.щп},i}}{d\tau} = \varepsilon_i \cdot (\pi \cdot D_{\text{ц}} \cdot \delta_{\text{эк}}(P_i, S_i, \tau_i)) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot \Delta P_i}, \quad (3.24)$$

где ε_i – коэффициент расширения газа; ΔP_i – разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; ρ_i – плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра компрессорной ступени, м; $\delta_{\text{эк}}=f(P_j, S_j, \tau_j)$ – эквивалентный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, являющийся совокупностью результатов расчётной модели напряженно-деформированного состояния стенок цилиндра тихоходной ступени длинноходового поршневого компрессора (радиальных перемещений).

То же самое необходимо учесть и для клапанов. Параметры утечек через клапаны учтены из ранее полученных данных в работе [233].

Уравнение массовых потоков через закрытый клапан [27, 248]:

$$\frac{dm_{\text{ут.кл},i}}{d\tau} = \varepsilon_i \cdot (\pi \cdot D(h_i) \cdot \delta_{\text{эк}}) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot \Delta P_i}. \quad (3.25)$$

Площадь в седле на i -ом промежутке, функция, полученная при реализации модели работы клапана в программном комплексе ANSYS)[27].

$$T_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^k (dm_i \cdot T_{H,i})}{\sum_{i=1}^k dm_i}. \quad (3.26)$$

Изотермический индикаторный КПД определяется отношением работы идеального изотермического компрессора к величине индикаторной работы [162]:

$$\eta = \frac{P_{\text{вс}} \cdot \bar{V}_h \cdot \ln\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{вс}}}\right)}{L_{\text{инд}}} = \frac{L_{\text{из.инд}}}{L_{\text{инд}}}, \quad (3.27)$$

где \bar{V}_h – рабочий объём ступени, м³/с;

$P_{\text{вс}}$ – давление всасывания, Па;

P_n – давление нагнетания, Па;

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

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

Действительная производительность ступени – V_e получена с учётом утечек. Таким образом, коэффициент подачи определяется как отношение действительной производительности к производительности идеальной тихоходной ступени при идентичных условиях всасывания, режимных и конструктивных параметрах [162]:

$$\lambda = \frac{V_e}{V_h}. \quad (3.28)$$

Таким образом, представленная система уравнений позволяет воссоздать все процессы, протекающие в рабочей камере тихоходной поршневой ступени без учёта теплообмена.

Методика расчёта теплопередачи

Аналитическое решение данной задачи затруднительно без принятия допущений, существенно влияющих на результаты расчётов. В связи с этим для решения подобных задач широко применяются такие численные методы, как метод конечных разностей (или метод сеток), метод конечных объёмов и метод конечных элементов [5, 46, 48, 63, 72, 108, 111, 126, 133, 135, 173, 178, 179, 200].

Обозначим температуру элемента (в узловой точке) – $T_{y,j,k,i}$, где j – порядковый номер расчётного шага, или его ещё называют номером временного слоя; y, i, k – номера элементов для пространственных многомерных задач, определённых в декартовой системе координат. Пусть элементы, на которые разбиты детали, формирующие рабочую камеру, расположены по сетке с шагом X . Составим для такого элемента уравнение теплового баланса (рис.3.2,3.3) [212, 216]:

$$dQ_1 + dQ_2 - dQ_3 - dQ_4 - dQ_5 - dQ_6 = dQ_7, \quad (3.29)$$

где dQ_1 – тепловой поток от соседнего элемента по оси i , Дж;

dQ_2 – тепловой поток к соседнему элементу по оси i , Дж;

dQ_3 – тепловой поток, идущий к соседнему элементу по оси y вверх, Дж;

dQ_4 – тепловой поток, идущий к соседнему элементу по оси y вниз, Дж;

dQ_5 – тепловой поток, идущий к соседнему элементу по оси k слева, Дж;
 dQ_6 – тепловой поток, идущий к соседнему элементу по оси k справа, Дж;
 dQ_7 – тепло, идущее на изменение внутренней энергии элемента y,j,k,i , Дж.

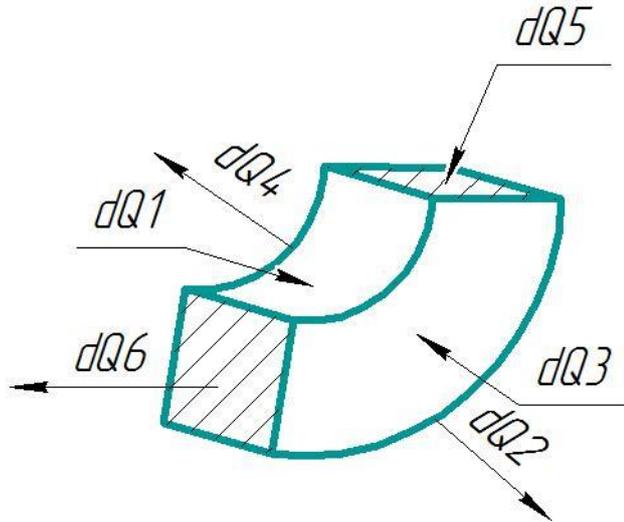


Рисунок 3.2 – Элемент с подводимыми и отводимыми потоками тепла

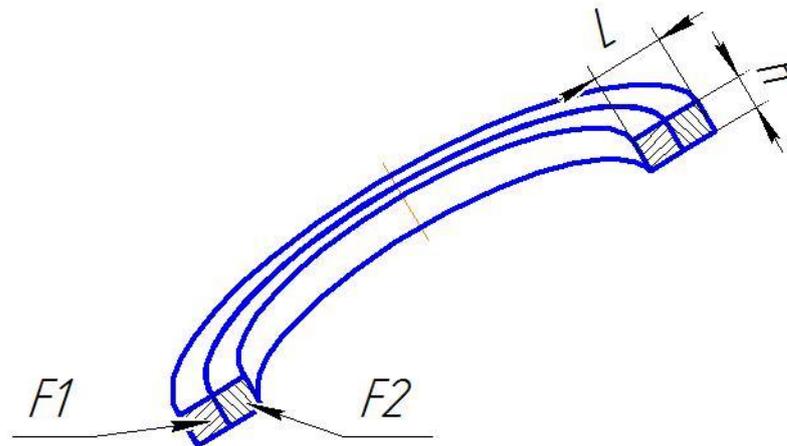


Рисунок 3.3 – Вид элемента, на которые разбиты детали цилиндра поршневого агрегата при симметричной схеме

Решая уравнение (3.29), мы находим единственное неизвестное $T_{y,i,k,j+1}$.

В нашем случае объектом исследования является поршневой агрегат простого действия. Для его теплового расчёта проведём разбивку на расчётные элементы деталей, формирующих рабочую камеру: поршень, цилиндр, крышка цилиндра.

Для сходимости данного метода с устойчивым алгоритмом решения вводят ограничения по времени dt и по шагу сетки X , то есть для данного размера элемента закон изменения функции является линейной величиной. Существует

следующая зависимость, позволяющая выбрать интересующие нас параметры таким образом, чтобы численное решение данным методом сходилось [212]:

$$d\tau \leq \frac{X^2 \cdot C_p \cdot \rho}{2 \cdot \lambda}, \quad (3.30)$$

При выполнении условия (3.30) погрешность данного метода не превышает 5% [212].

Данная методика реализована в программном пакете PASCAL.

Коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры

Коэффициент теплоотдачи [169]:

$$\alpha = \lambda \cdot (\rho/\mu)^x W^x D_{\text{ЭКВ}}^{1-x}, \quad (3.31)$$

где λ , μ , $D_{\text{ЭКВ}}$ и W – текущие значения соответственно коэффициента теплопроводности, динамической вязкости, эквивалентного диаметра цилиндра и условной скорости газа в рабочей камере; x – эмпирический коэффициент, для поршневых компрессоров чаще этот коэффициент принимается равным – 0,6.

Достоинство данной формулы в том, что эмпирический коэффициент x можно подобрать для конкретного режима и конструкции.

Таким образом, уравнение (3.31) приобретает вид [169]:

$$\begin{aligned} \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,27} W^{0,27} D_{\text{ЭКВ}}^{0,73} \text{ (для воздуха);} \\ \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,8} W^{0,8} D_{\text{ЭКВ}}^{0,2} \text{ (для двуокиси углерода);} \\ \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,15} W^{0,15} D_{\text{ЭКВ}}^{0,85} \text{ (для гелия);} \\ \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,35} W^{0,35} D_{\text{ЭКВ}}^{0,65} \text{ (для метана)} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Анализ полученных данных показал, что коэффициент x , определяемый экспериментально, существенно отличается для различных газов. На примере четырех рассмотренных газов можно сделать вывод о том, что для более лёгких газов (гелий) данный коэффициент имеет меньшее значение и близок к 0, в то время как для более тяжёлых он увеличивается.

3.3 Реализация математической модели

Представленная система дифференциальных уравнений – решается как задача Коши [178]. При её решении начальные условия известны в момент времени t_0 и далее необходимо описать поведение системы при $t \geq t_0$.

Первый этап построения численного метода решения задачи Коши состоит в замене отрезка области непрерывного изменения аргумента τ – множеством, которое состоит из конечного числа точек $\tau_0 < \tau_1 < \tau_2 < \dots < \tau_n$ и называется сеткой, где $h = \tau_n - \tau_{n-1}$ – шаг сетки. Следующий этап в построении численного метода состоит в замене задачи Коши её дискретным аналогом – системой уравнений, решая которую можно последовательно находить значения y_1, y_2, \dots, y_n сеточной функции y , играющие роль приближений к значениям решения задачи Коши [72, 179].

Простейшим одношаговым методом замены дифференциальных уравнений дискретными аналогами является метод Эйлера [72, 178, 179]. При условии равенства шага этот метод наиболее быстрый по сравнению с другими методами, поскольку функция вычисляется всего один раз на каждом шаге, но и самый неточный. Этот метод первого порядка точности, его погрешность убывает пропорционально первой степени шага, то есть при уменьшении шага в 10 раз точность также возрастёт в десять раз. Поэтому для достижения точности приходится уменьшать шаг, что ведёт к увеличению машинного времени.

Проведённые исследования подтвердили обоснованность выбора метода Эйлера в качестве расчётного числового метода.

3.4 Верификация обобщённой методики расчёта

Проведённая модернизация методики расчёта по сравнению с известными работами [83, 118, 140, 169, 198] учитывает изменяющийся зазор в цилиндропоршневом уплотнении, связанный с деформацией цилиндра и износом самих уплотнений, учитывает теплообмен с окружающей средой, учитывает динамику клапана с эластомерным элементом.

На рис. 3.4–3.12 приведены кривые, описывающие изменения мгновенных параметров газа в рабочей камере.

На рис.3.15–3.16 приведены значения температуры нагнетания в стандартной точке.

На рис.3.17–3.21 приведены значения коэффициента подачи и кпд.

Данные представлены для воздуха и диоксида углерода.

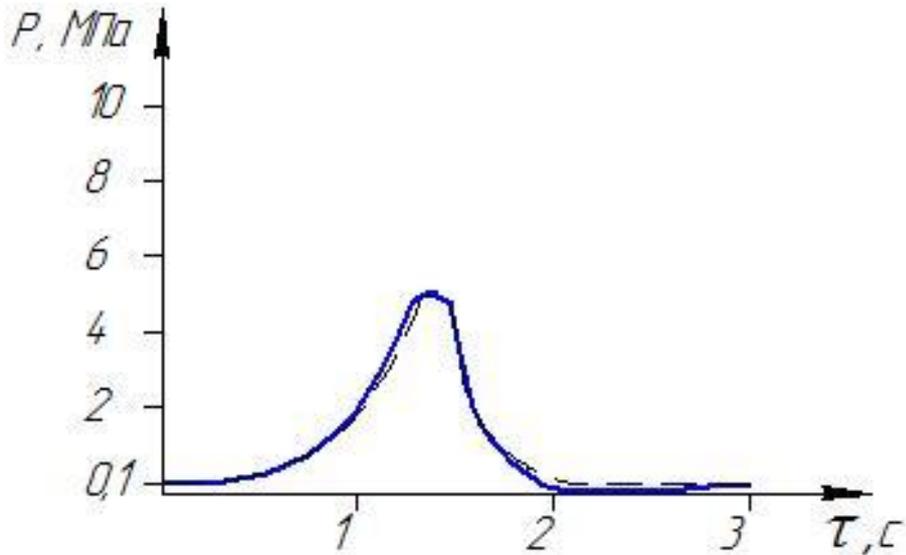


Рисунок 3.4 – Мгновенное давление для воздуха

— эксперимент;----- теория

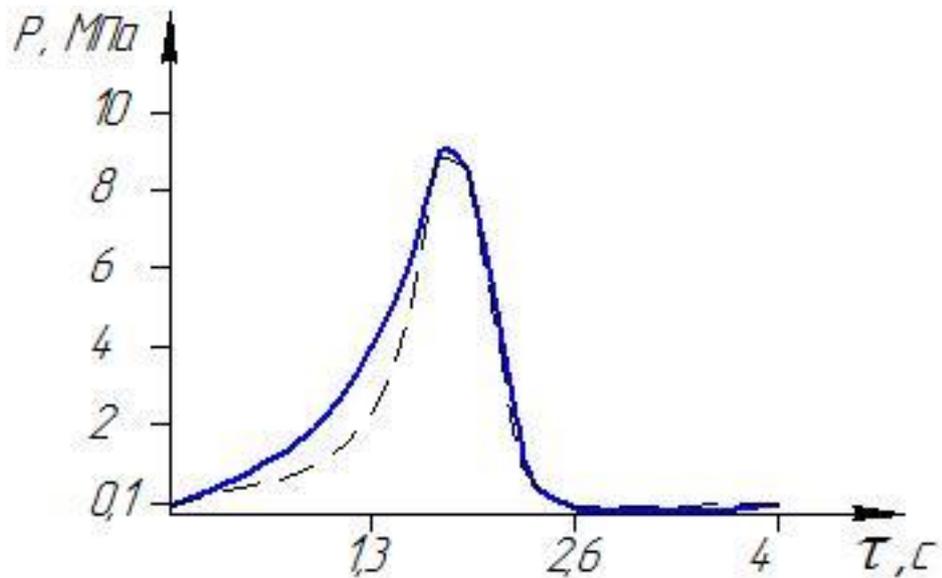


Рисунок 3.5 – Мгновенное давление для воздуха

— эксперимент;----- теория

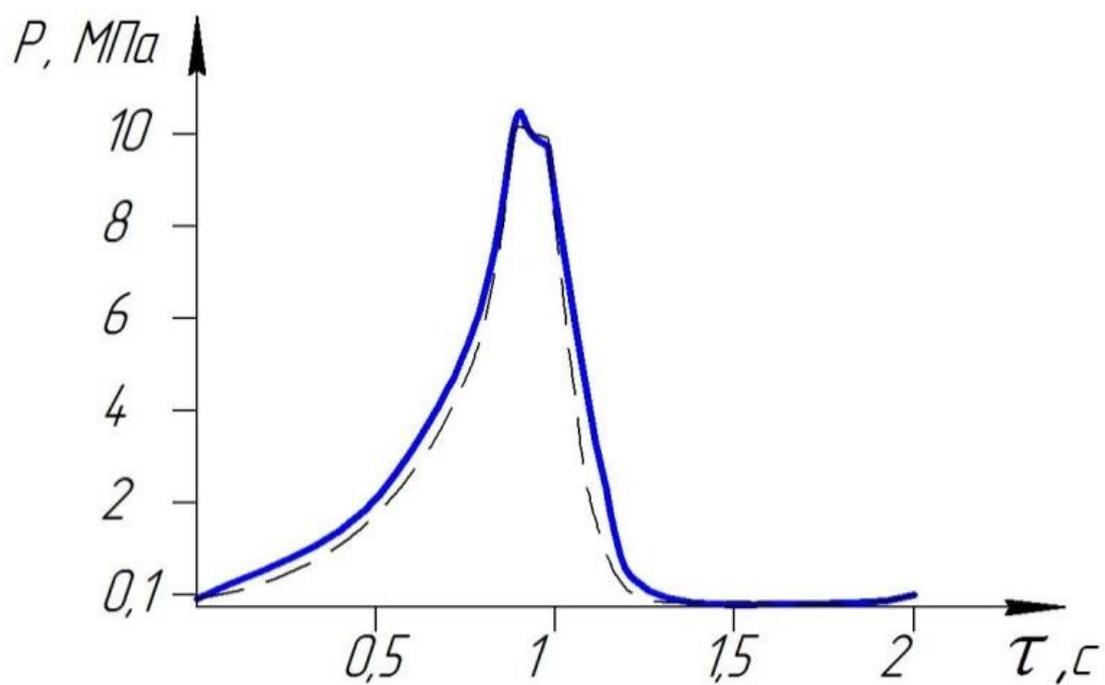


Рисунок 3.6 – Мгновенное давление для воздуха

— эксперимент;----- теория

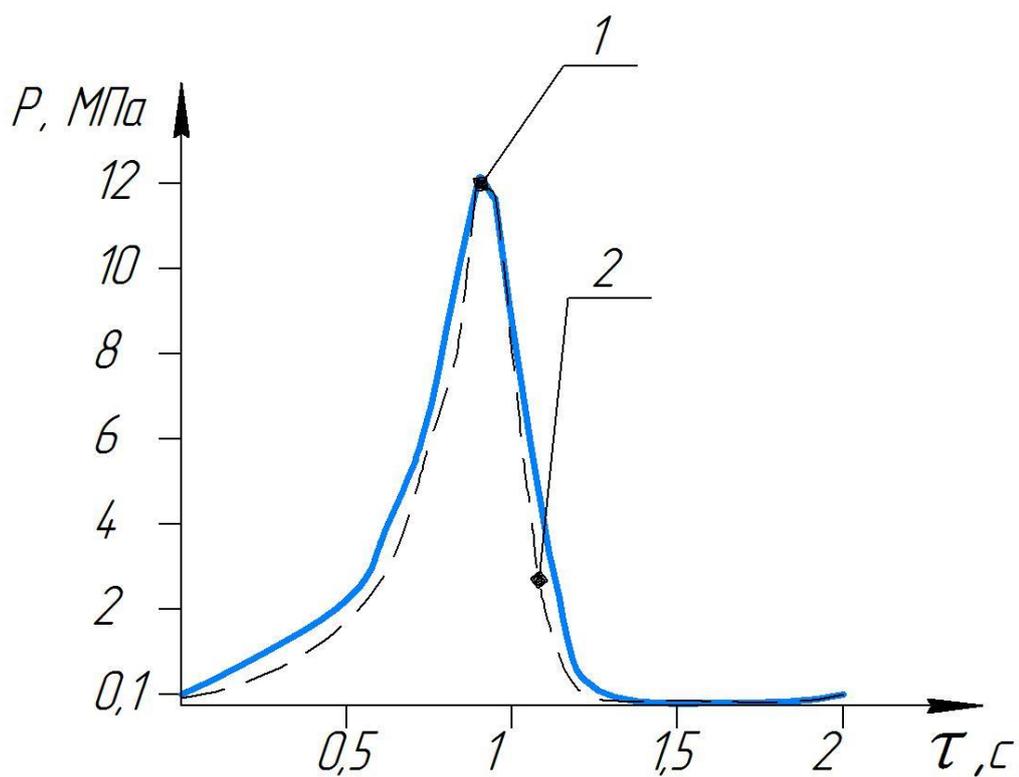


Рисунок 3.7 – Мгновенное давление для диоксида углерода

— эксперимент;----- теория

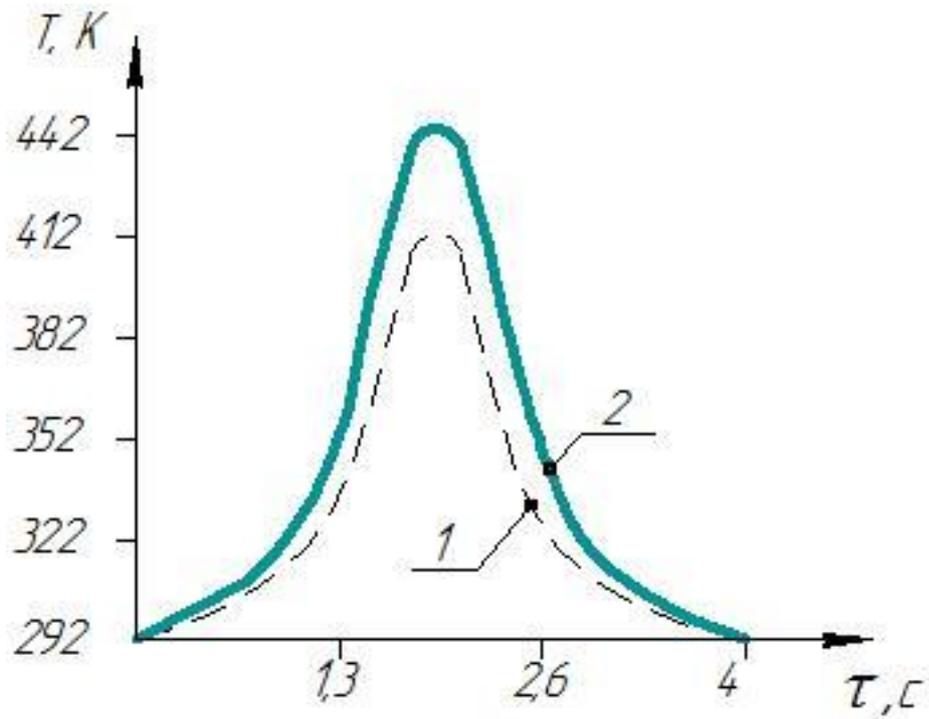


Рисунок 3.8 – Мгновенная температура для диоксида углерода
———— эксперимент; - - - - - теория

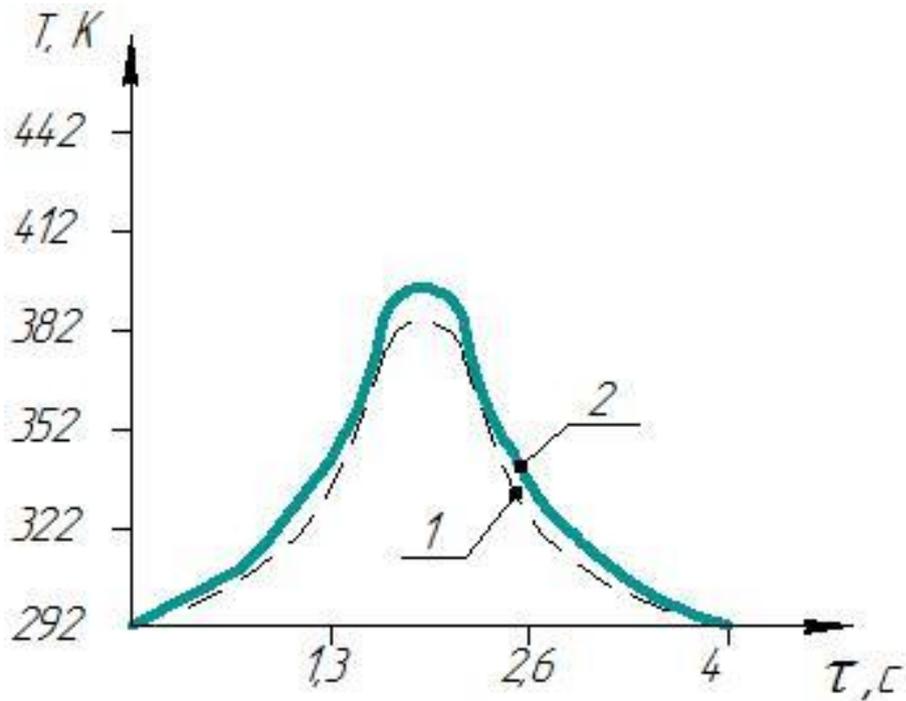


Рисунок 3.9 – Мгновенная температура для воздуха
———— эксперимент; - - - - - теория

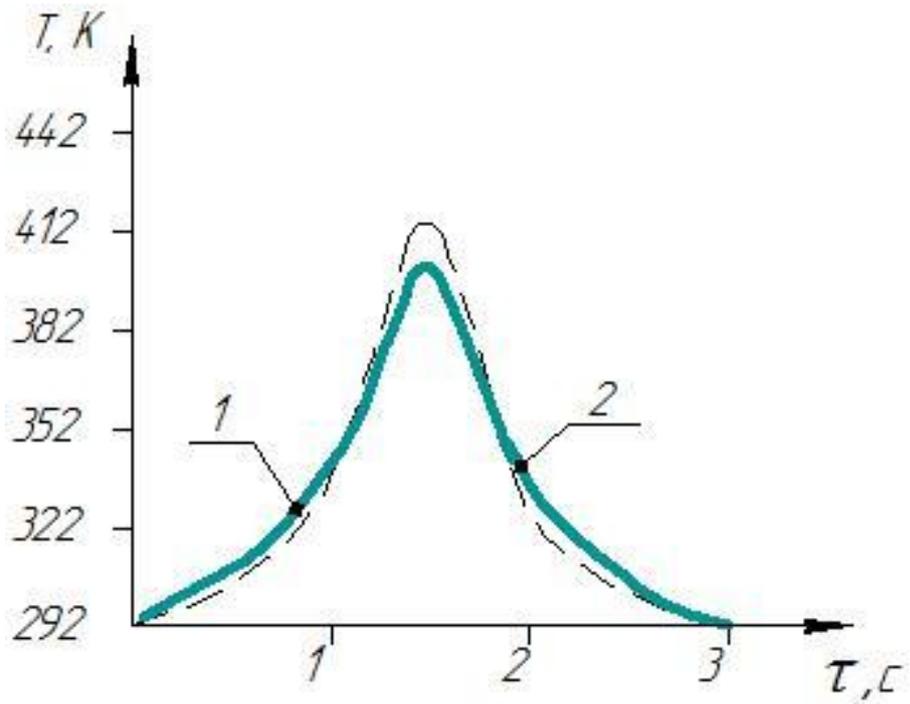


Рисунок 3.10 – Мгновенная температура для воздуха

— эксперимент; - - - - - теория

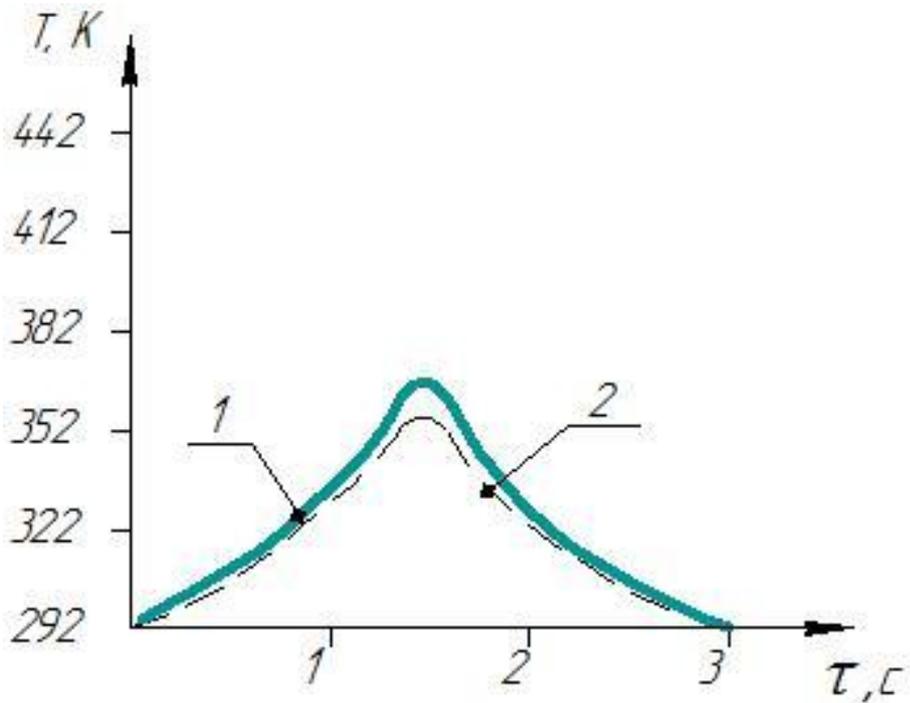


Рисунок 3.11 – Мгновенная температура для метана

— эксперимент; - - - - - теория

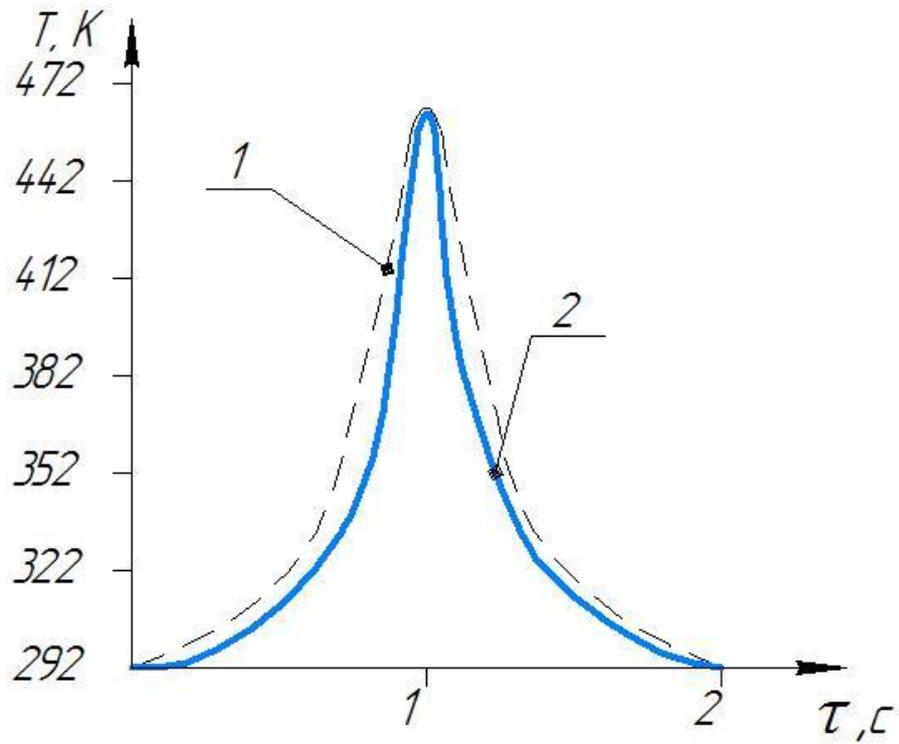


Рисунок 3.12 – Мгновенная температура для диоксида углерода

— эксперимент; - - - - - теория

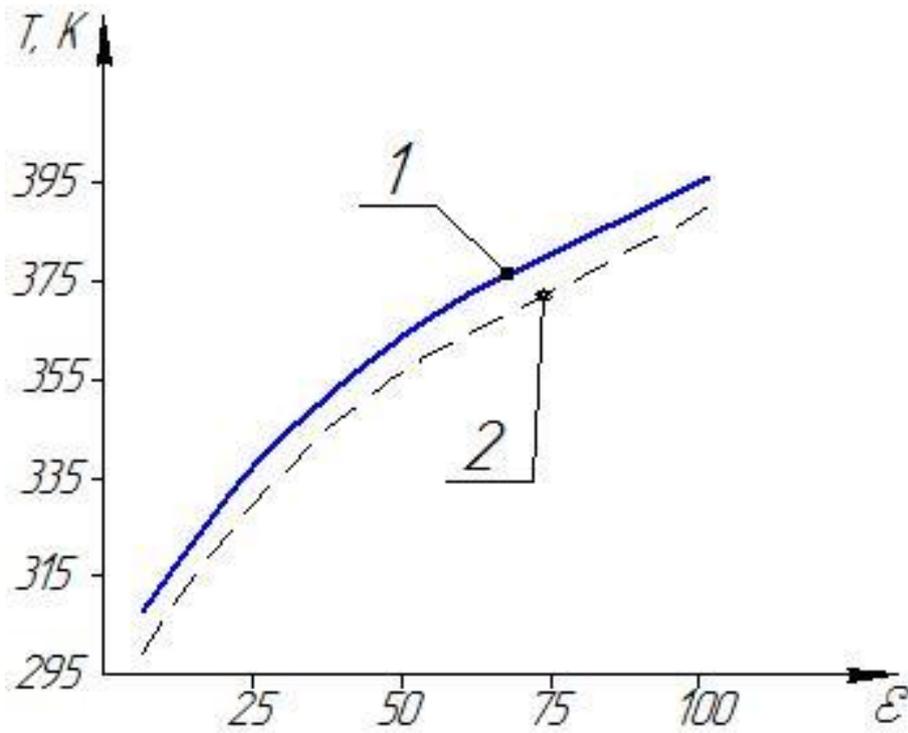


Рисунок 3.13 – Температура в стандартной точке для воздуха

— эксперимент; - - - - - теория

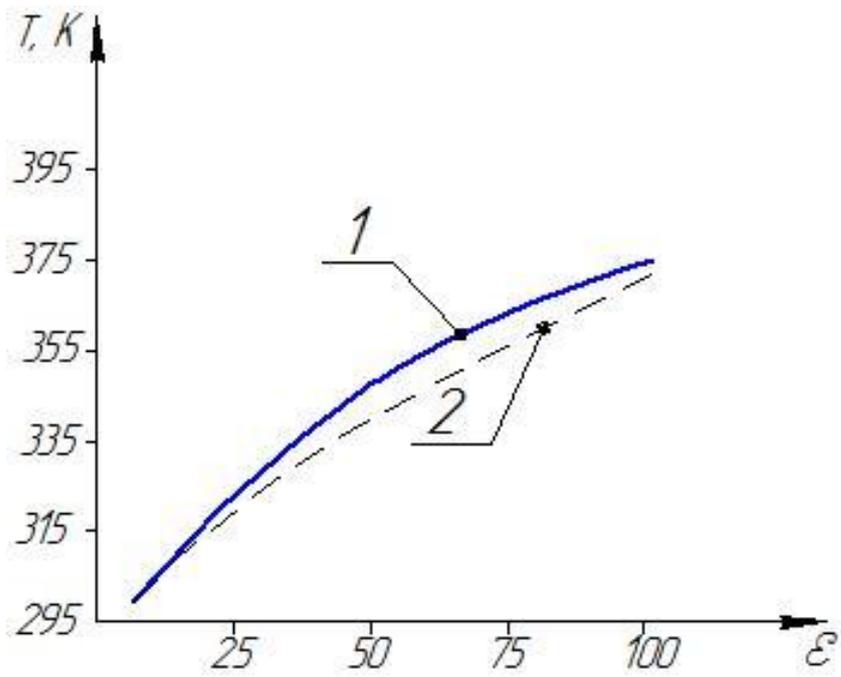


Рисунок 3.14 – Температура в стандартной точке для воздуха

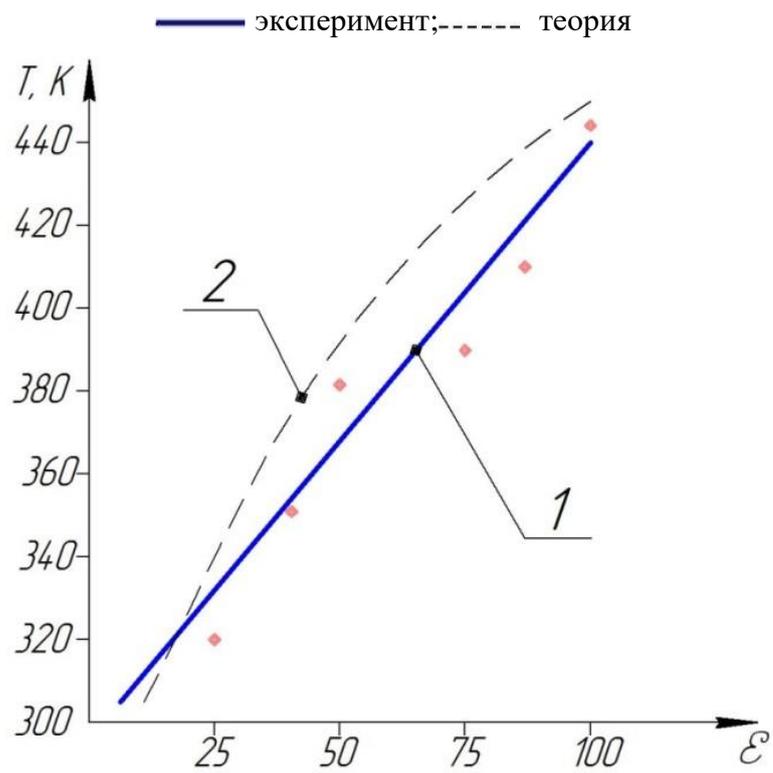


Рисунок 3.15 – Температура в стандартной точке для воздуха

— эксперимент; - - - - - теория

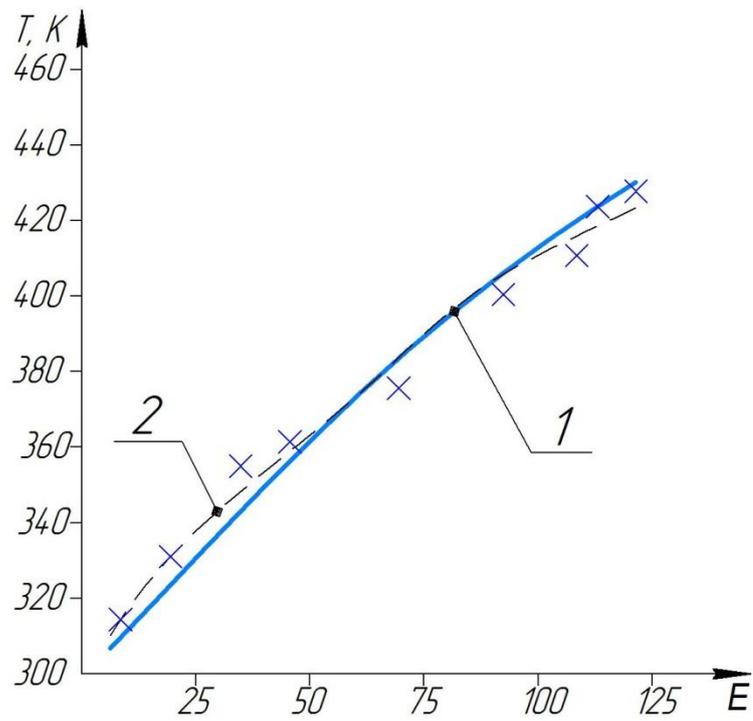


Рисунок 3.16 – Температура в стандартной точке для диоксида углерода

— эксперимент; - - - - - теория

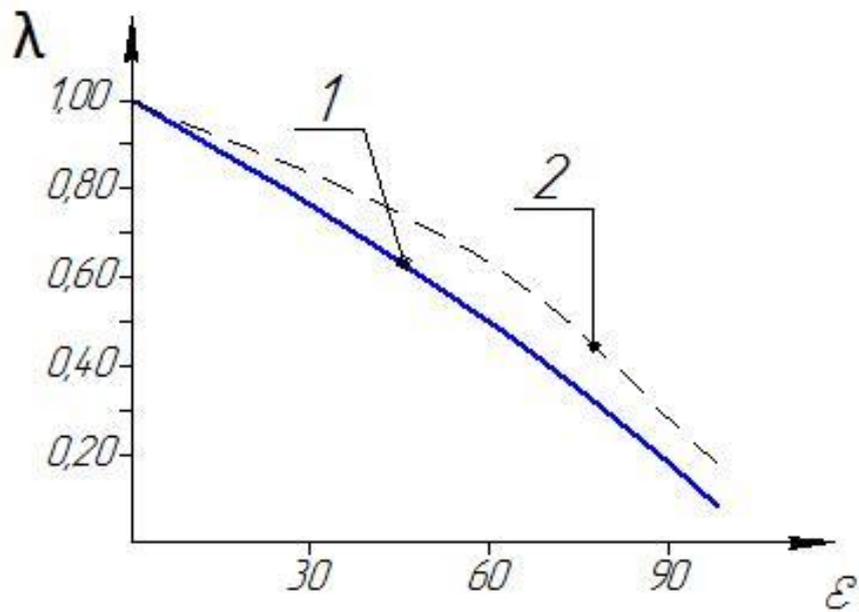


Рисунок 3.17 – Коэффициент подачи для воздуха
(время цикла четыре секунды)

— эксперимент; - - - - - теория

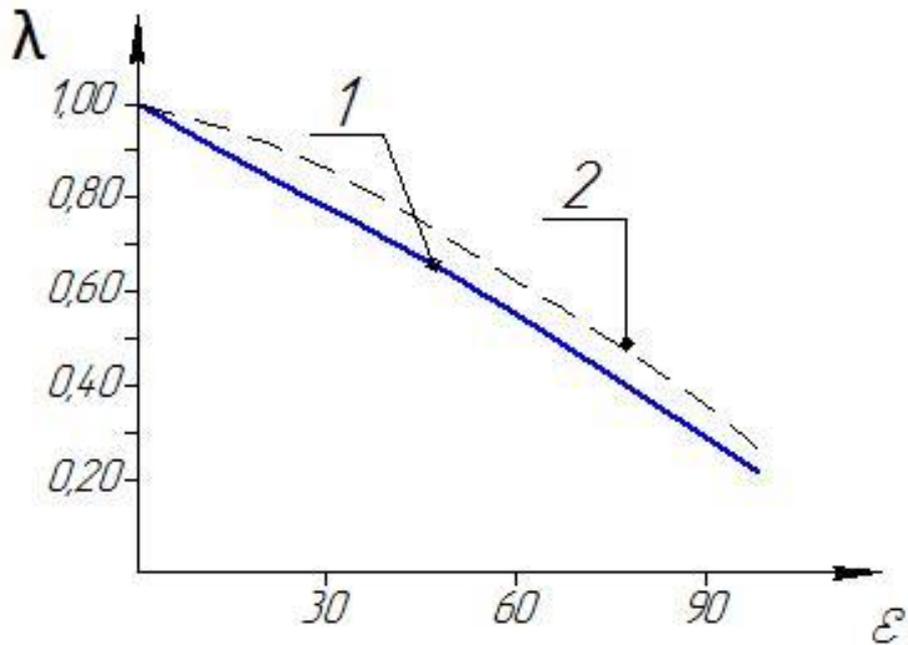


Рисунок 3.18 – Коэффициент подачи для воздуха
(время цикла три секунды)

— эксперимент; - - - - - теория

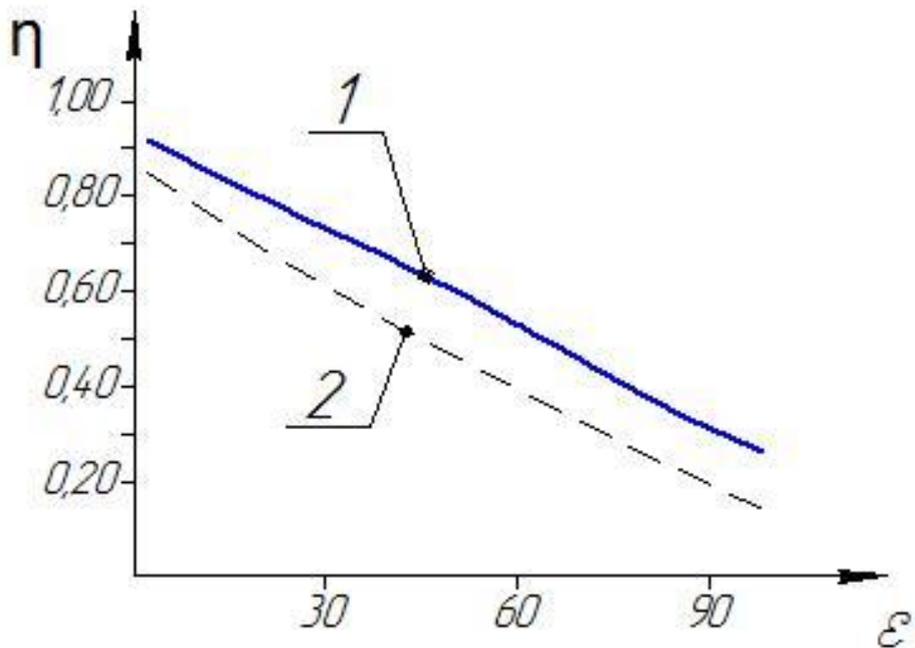


Рисунок 3.19 – Изотермический индикаторный КПД для воздуха
(время цикла четыре секунды)

— эксперимент; - - - - - теория

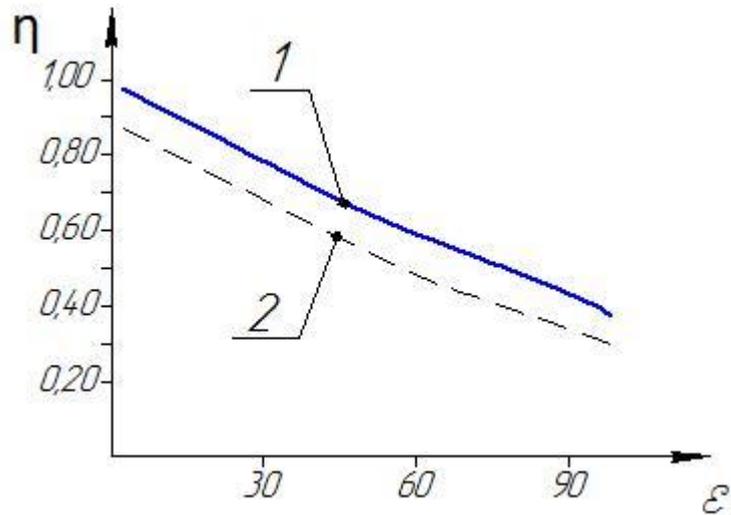


Рисунок 3.20 – Изотермический индикаторный КПД для воздуха
(время цикла три секунды)

— эксперимент; ---- теория

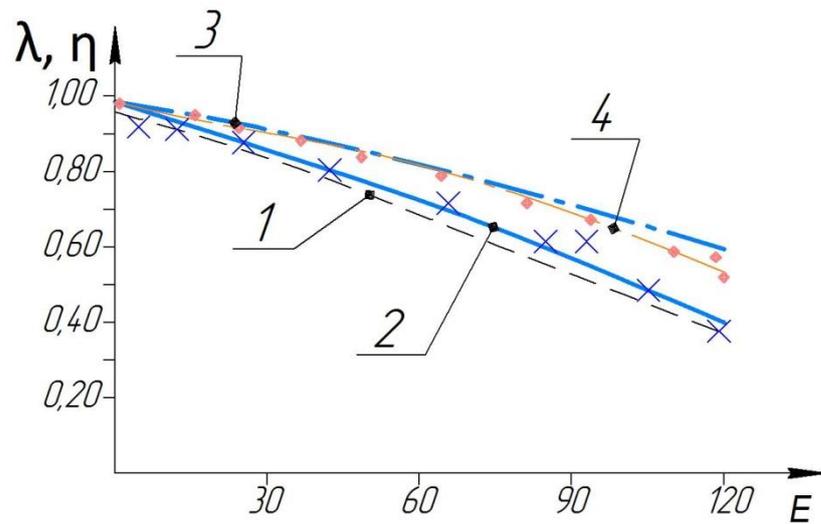


Рисунок 3.21 – Влияние степени повышения давления на изотермический индикаторный КПД
(1,2) и коэффициента подачи (3,4) (время цикла две секунды)
для диоксида углерода: 1,3 – теория; 2,4 – эксперимент

Проведённый анализ позволил сравнить данные эксперимента и расчёта при этом разница результатов по определению давления в рабочей камере не превышает 2,5 %, а температуры не более 10%, по определению средней температуры не более 6%, а для интегральных характеристик разница результатов не более 12%.

Результаты экспериментальных исследований для других газов подробно описаны в главе 8.

Таким образом, создана и верифицирована обобщённая модель расчёта рабочего процесса исследуемых компрессоров. Модель содержит уточнённые уравнения по динамике газораспределительных органов, с учётом зависимости периметра прилегания запорного органа к седлу клапана; уточнённые зависимости, позволяющие определять массовые потоки через цилиндропоршневые уплотнения с учётом деформируемого состояния цилиндрической части рабочей камеры и работы манжетного уплотнения; уравнения коэффициента теплоотдачи.

4 Экспериментальные исследования малорасходных тихоходных длинноходовых компрессоров и их основных функциональных элементов

Целью экспериментальных исследований является всестороннее изучение рабочих процессов тихоходных длинноходовых ступеней при давлении нагнетания до 12МПа и получение данных для верификации обобщённой модели расчёта рабочих процессов компрессорной ступени (глава 3) и отдельных функциональных элементов конструкции (глава 2); для создания усовершенствованной методики расчёта производительности тихоходной компрессорной ступени и доказательств основных положений, выносимых на защиту.

4.1 Подготовка средств измерения

Проведение экспериментальных исследований рабочего процесса поршневой компрессорной ступени традиционно требует определения параметров газа в рабочей камере – давления и температуры, а также интегральных характеристик – производительности, КПД, номинальных давлений и температуры на всасывании и нагнетании. В настоящей работе описан ряд не типовых, уникальных экспериментов, связанных с исследованием деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры, продувок самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений; выполнены исследования процессов колебаний газа в коммуникациях тихоходных поршневых ступеней. Исходя из потребностей проводимых исследований и на основании анализа существующих типов средств измерений (глава 1) подготовка средств измерения подробно описана в источниках [140, 199].

Необходимо подчеркнуть, что все средства измерения были тарированы с помощью приборов, принадлежащих кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология». Общая погрешность измерений составила (не более): для деформаций – 1,15%, для давления – 1%, для температуры – 1,5 %, для расхода – 1,5%.

4.2 Исследование рабочих процессов тихоходных компрессорных ступеней

Был создан макетный образец поршневого тихоходного компрессора и стенд для определения мгновенных параметров рабочего тела и получения данных для расчёта интегральных характеристик.

Измерительная схема лабораторного экспериментального стенда тихоходной длинноходовой ступени представлены на рисунке 4.1. Фотография стенда представлена на рисунке 4.2.

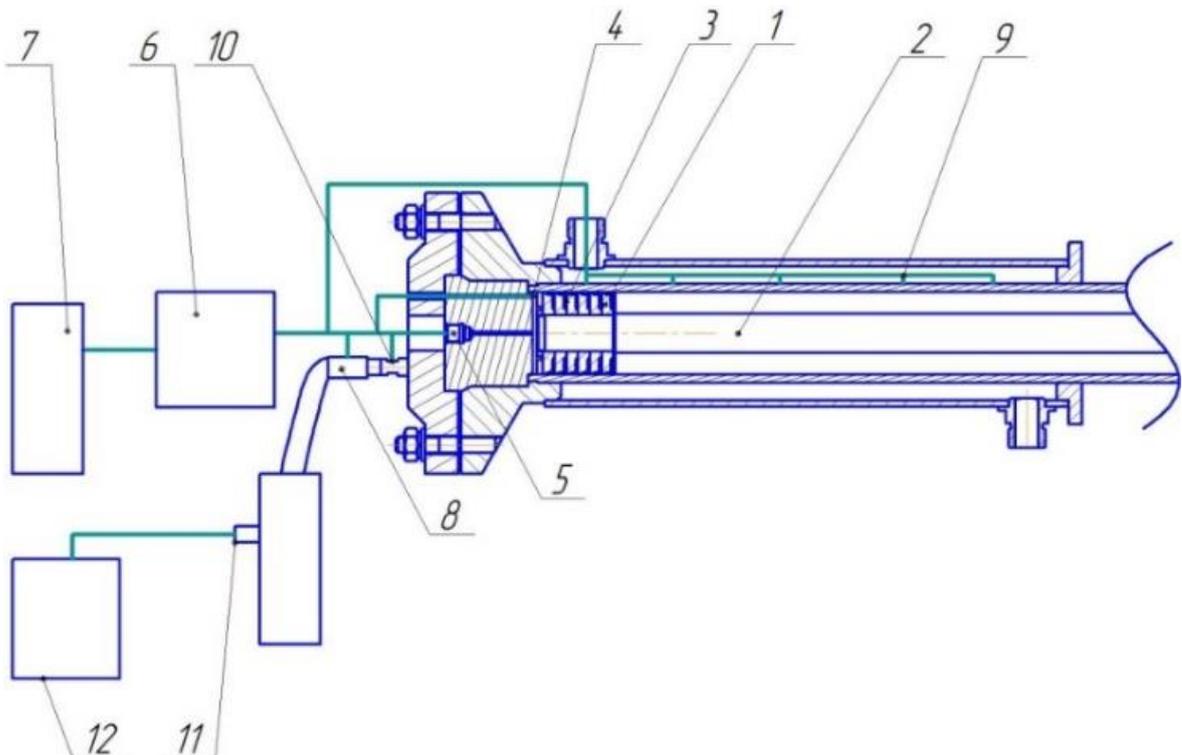


Рисунок 4.1 – Измерительная схема экспериментального стенда тихоходной длинноходовой ступени при сжатии воздуха:

1 – поршень; 2 – шток; 3 – манжетные уплотнения; 4,10 – датчик температуры; 5,11 – датчик давления; 6 – усилитель сигнала; 7 – цифровой запоминающий осциллограф; 8 – датчик расхода; 9 – термопары; 12 – мультиметр

Основные результаты, полученные на данном стенде, представлены ниже.

Параметры макетного образца: диаметр 5 см и ход 50 см; внешнее охлаждение цилиндра – водяное; температура воды – 288...295 К; сжимаемый газ – воздух, диоксид углерода, гелий, метан; температура всасываемого газа – 288...295 К; давление всасывания: 0,1 МПа – для воздуха, 0,15...0,2 МПа – для других испытуемых газов; давление до 120 атмосфер.

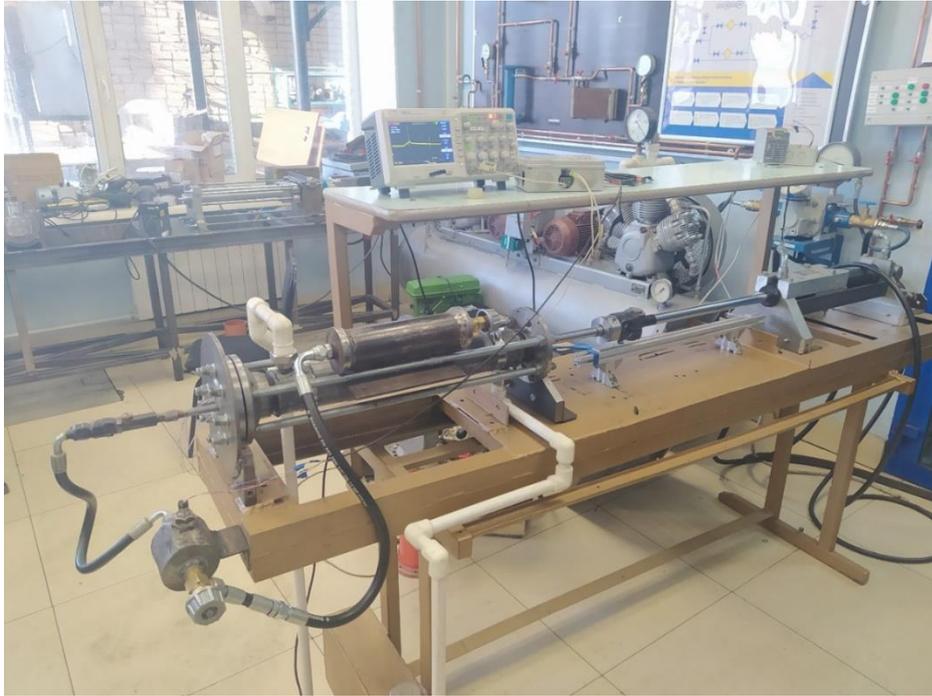


Рисунок 4.2 – Фотография макетного образца и стенда для его испытаний

На рисунках 4.3–4.6 представлены основные экспериментальные результаты: как диаграммы мгновенных параметров состояния газа в рабочей камере, так и интегральные характеристики тихоходной ступени.

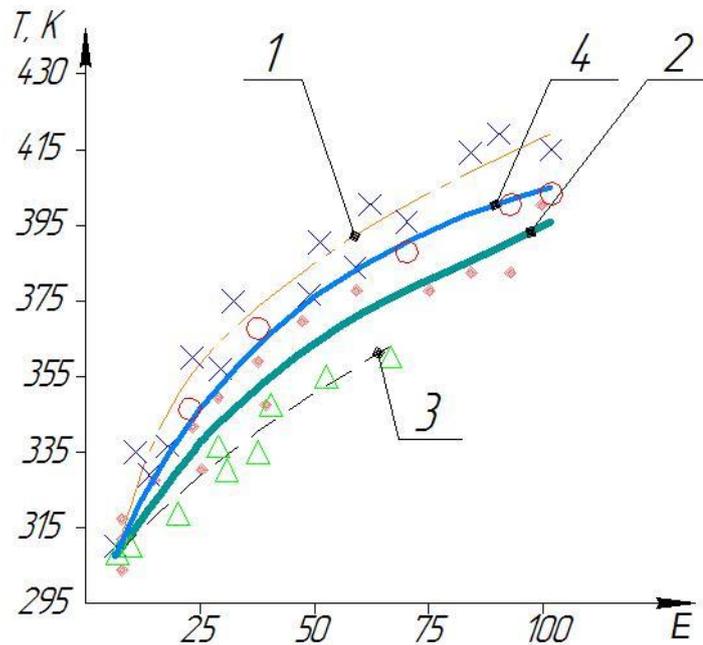


Рисунок 4.3 – Температура нагнетания при отношении давления до 100:

1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – гелий; 4 – метан

На рисунке 4.3 изображены экспериментальные кривые, характеризующие повышение температуры газа при повышении давления (время цикла 3 с).

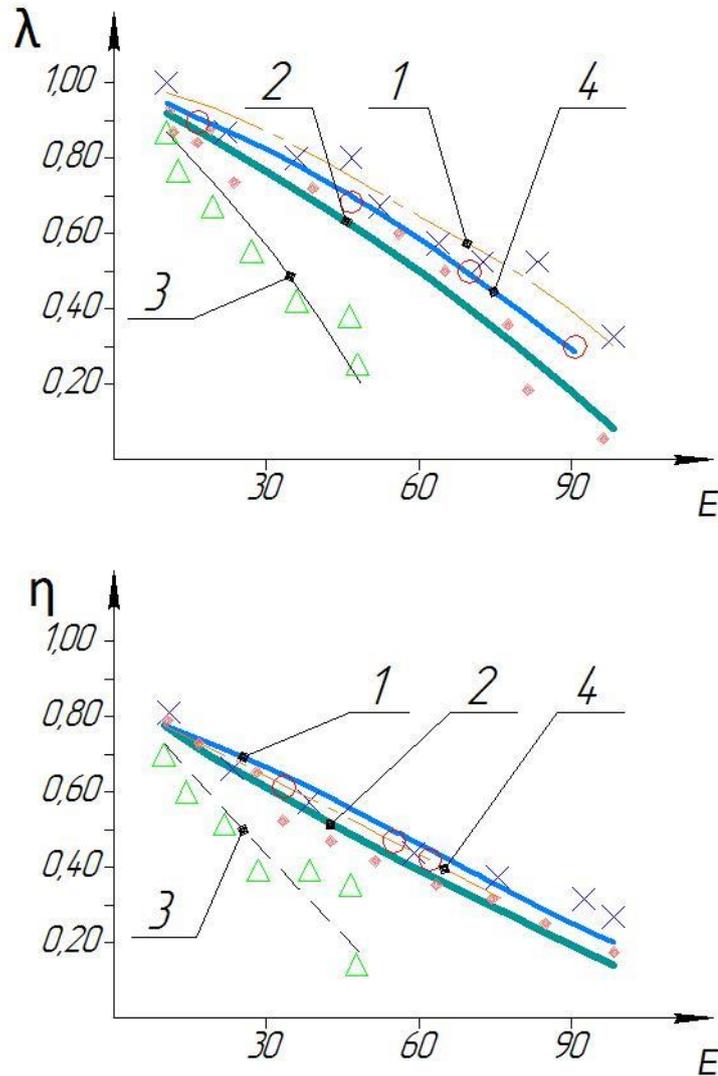


Рисунок 4.4 – Производительность и КПД при отношении давления до 100:

1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – гелий; 4 – метан

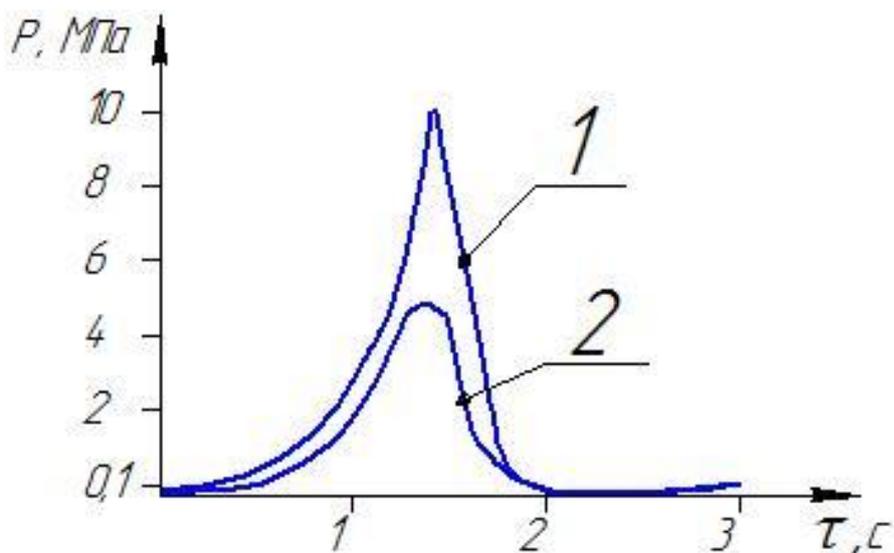


Рисунок 4.5 – Параметры мгновенного давления за цикл

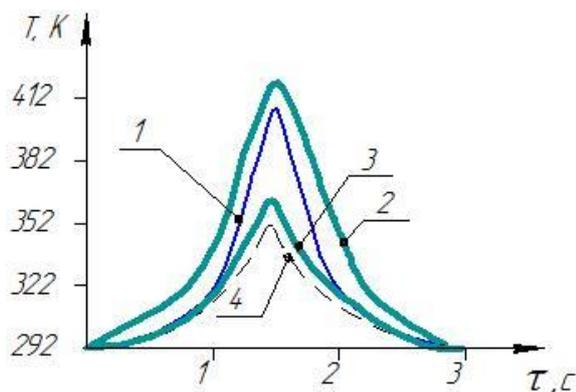


Рисунок 4.6 – Параметры мгновенной температуры

1 – воздушное охлаждение, 2 – жидкостное охлаждение ($P_n=10\text{МПа}$);
 3 – воздушное охлаждение, 4 – жидкостное охлаждение ($P_n=6\text{МПа}$)

Полученные экспериментальные данные позволили доказать работоспособность разработанной ступени сжатия и верифицировать обобщённую методику расчёта.

4.3 Исследование герметичности клапанов и цилиндропоршневых уплотнений

Важными испытаниями являются получения значений эквивалентного зазора для клапанной группы и цилиндропоршневого уплотнения [49, 199].

Схема стенда представлена на рисунке 4.7.

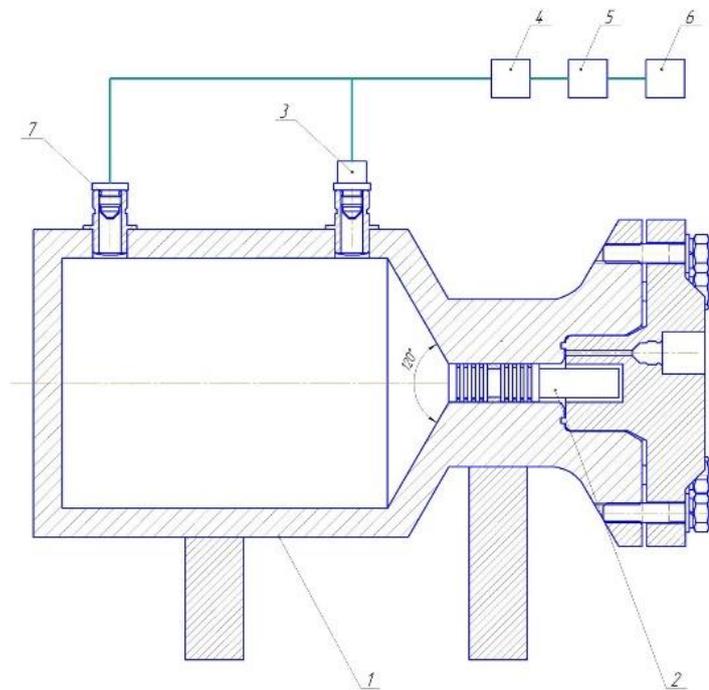


Рисунок 4.7 – Стенд по определению эквивалентного зазора:

1 – стенд; 2 – поршень; 3 – датчик давления; 4 – усилитель; 5 – цифровой осциллограф; 6 – персональный компьютер; 7 – датчик температуры

Фотография стенда представлена на рисунке 4.8.



Рисунок 4.8 – Фото стенда

На рисунках 4.9–4.12 изображены возможные варианты уплотнения.



Рисунок 4.9 – Плунжер

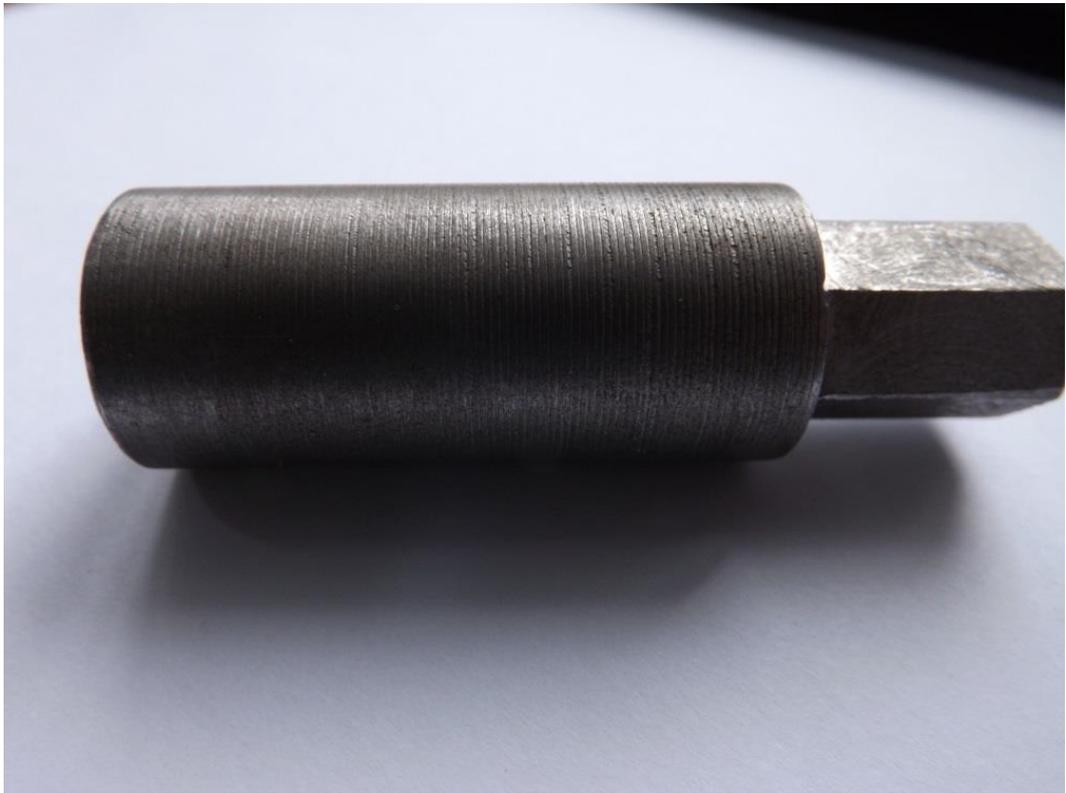


Рисунок 4.10 – Лабиринтное уплотнение



Рисунок 4.11 – Кольца



Рисунок 4.12 – Манжеты

Определение утечек через зазоры можно описать известным уравнением:

$$M = \Phi \cdot \varepsilon_p \sqrt{\rho_1 (P_1 - P_2)}, \quad (4.1)$$

где Φ – эквивалентная площадь, м²;

P_1, P_2 – давление до и после исследуемого зазора, Па;

ρ_1 – плотность, кг/м³;

ε_p – коэффициент сжимаемости.

В формуле эквивалентной площади учитывается коэффициент расхода α :

$$\Phi = \alpha f. \quad (4.2)$$

Учитывая равенство принимаемого зазора по всему периметру (P) прилегания запорного органа к седлу:

$$\delta_{\text{эк}} = \Phi / P = \alpha \delta_y, \quad (4.3)$$

где δ_y – условный зазор в клапане, м.

Значения полученных величин зазоров в клапанах представлены на рисунках 4.13- 4.15.

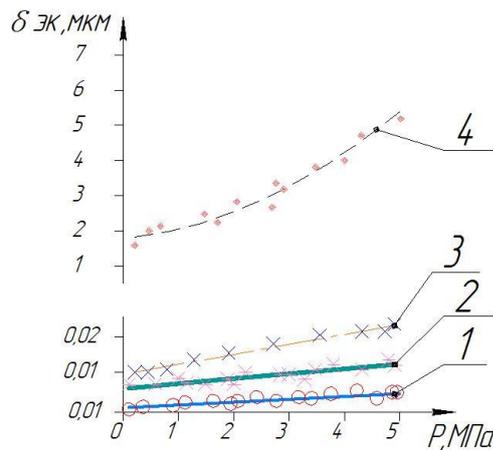


Рисунок 4.13 – Эквивалентный зазор (воздух): 1 – манжеты; 2 – кольца; 3 – лабиринт;

4 – плунжер

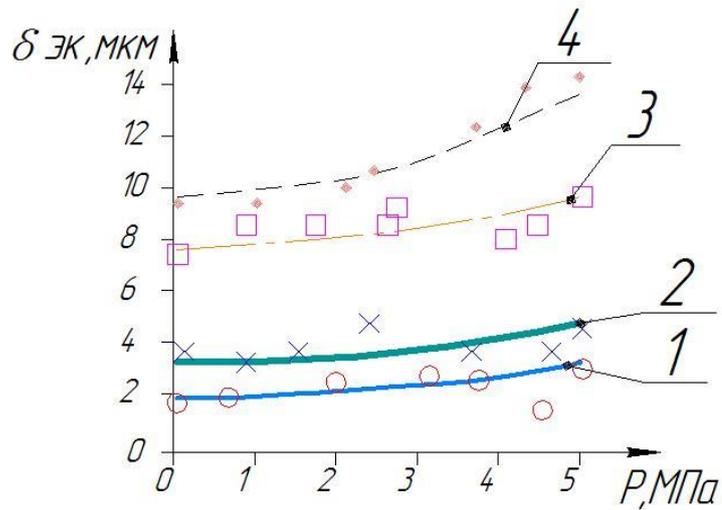


Рисунок 4.14 – Эквивалентный зазор (гелий): 1 – манжеты; 2 – кольца; 3 – лабиринт; 4 – плунжер

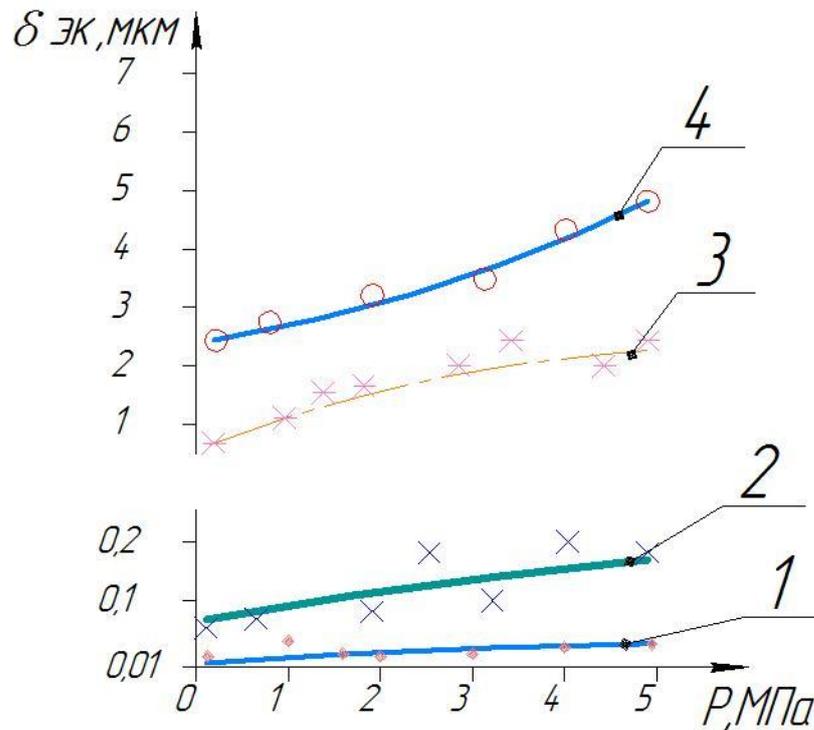


Рисунок 4.15 – Эквивалентный зазор (диоксид углерода): 1 – манжеты; 2 – кольца; 3 – лабиринт; 4 – плунжер

Наилучшим уплотнением для исследуемого компрессора является манжетное уплотнение. Полученные величины зазоров использованы в качестве функциональной зависимости в обобщённой модели расчёта (утечки). Погрешность измерения не более 2,64%.

Для закрытых клапанов утечки в значительной степени зависят от качества соприкасающихся поверхностей запорного органа и седла, проведённой предварительной приработке, условий работы (давление и температура, скорость посадки). Ухудшение герметичности обычно связано с загрязнением места контакта, деформациям запорного органа, образовавшегося при многократном соударении с седлом, выкрашиванием поверхности седла или даже с поломкой запорного органа.

Количественное выражение соответствия клапана установленным требованиям осуществляется замером условного зазора, значения которого для существующих клапанов лежит в диапазоне 1,0 мкм и ниже [115, 162]. Обычно по времени истечения определённого количества рабочего тела удаётся определить интересующий параметр. Как показали многочисленные исследования работоспособные клапаны быстроходных машин не годятся по условиям герметичности тихоходных машин из-за длительности процесса сжатия. Задачей является определить конфигурацию или конструктивное исполнение клапана, подходящего для работы в тихоходных условиях и получение новых критериев работоспособности клапана для исследуемого компрессора.

В тихоходном компрессоре применяются грибковые клапаны с различного вида тарелками, как в металлическом исполнении, так и с эластомерными элементами [162, 169, 207, 209]. Было применено следующее сочетание материалов и конструкций запорных органов и сёдел:

- клапан металлический – металлическое седло (грибкового типа и плоские клапаны);
- клапан металлический – фторопластовое седло (клапаны грибкового типа);
- клапан латунный – металлическое седло (клапаны грибкового типа).
- клапан металлический конусный;
- клапан с эластомерным элементом в виде тора;
- клапан с конусным эластомерным элементом.

Для представленных конструкций клапанов были получены эквивалентные зазоры, результаты продувок представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры клапанов [199, 197, 233]

Клапаны	Эквивалентный зазор, мкм
Стальной	0,45
Плоский	0,5
Латунный	0,68
Фторопластовые сёдла	0,31
Конусный стальной	0,46
Клапан с эластомерным элементом в виде тора	0,081
Клапан с конусным эластомерным элементом	0,055

Как видно из таблицы 4.1 значения зазоров вполне удовлетворяют существующим представлениям о рабочих поверхностях самодействующих клапанов [115, 209]. Однако даже те зазоры, которые были получены для металлических сочетаний седла и запорного элемента не всегда удовлетворяют условиям герметичности, который определяется коэффициентом подачи и для современных поршневых машин находится на уровне 0,7 и выше. Как будет показано ниже только клапаны с эластомерными элементами позволяют значительно повысить герметичность рабочей камеры тихоходных компрессоров. На основании проведённых исследований можно констатировать, что для исследуемых машин необходимо назначать более жёсткие требования по эквивалентному зазору чем для быстроходным компрессоров. Эквивалентный зазор для тихоходных схем должен удовлетворять требованиям – 0,1 мкм и менее.

Данные по зазорам в элементах клапанов применены в обобщённой модели расчёта для получения точных данных об утечках через зазор между поршнем и цилиндром, это позволит корректно определять интегральные характеристики компрессора [251, 255].

В дальнейшем это позволит создать практические рекомендации по совершенствованию систем газораспределения как тихоходных машин, так и существующих быстроходных агрегатов. В настоящее время ведутся работы по

определению наилучшей конфигурации эластомерного элемента, целью максимального уменьшения периметра прилегания запорного органа к седлу.

4.4 Исследование деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры

При проведении данного эксперимента определялись деформации в различных поясах по длине цилиндра. На рисунках 4.16–4.18 представлены фотографии экспериментального стенда [42].



Рисунок 4.16 – Стенд с расположенными по длине цилиндра тензодатчиками

Были определены деформации при координатах 30, 175 и 390 мм, считая от клапанной плиты. В установке были использованы компенсационные тензодатчики, учитывающие влияние температуры нагрева гидроцилиндра.

Полученные осциллограммы, отражающие деформации представлены на рисунке 4.19.

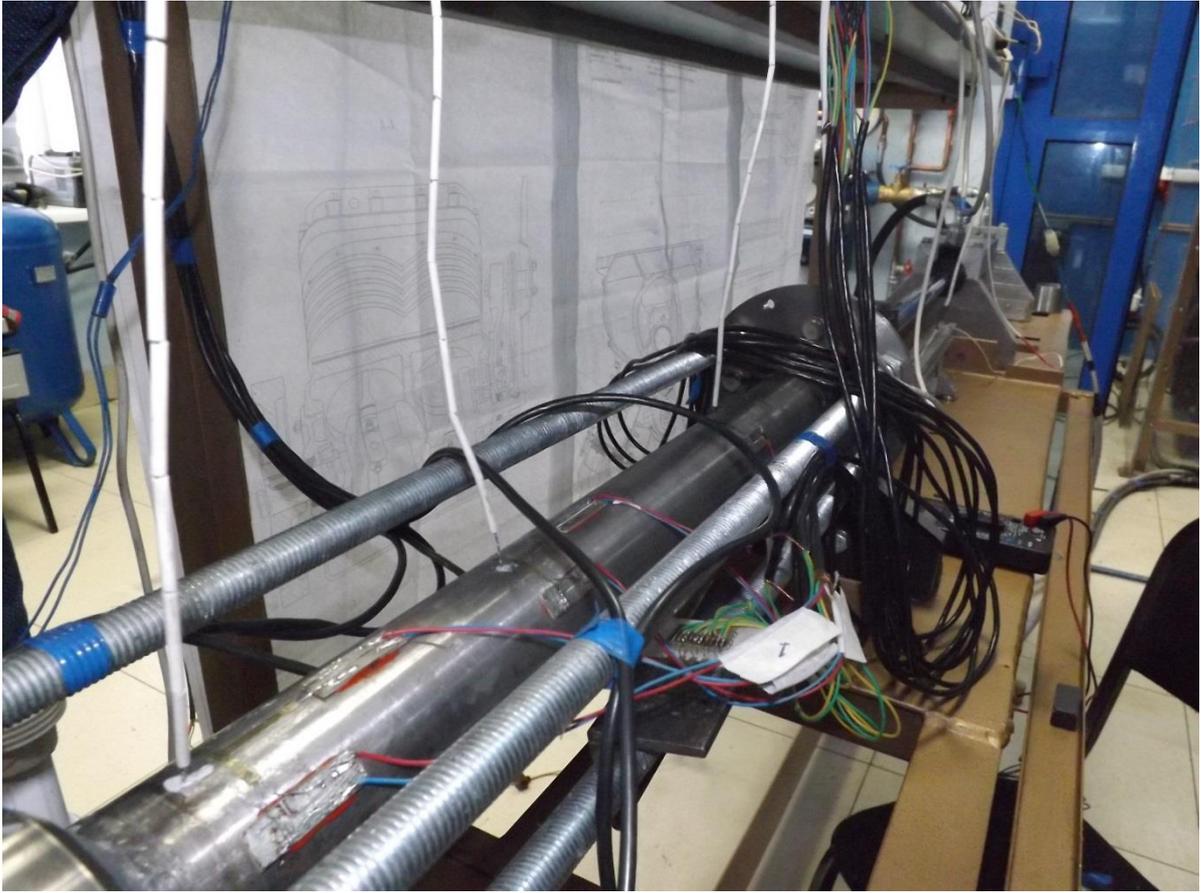
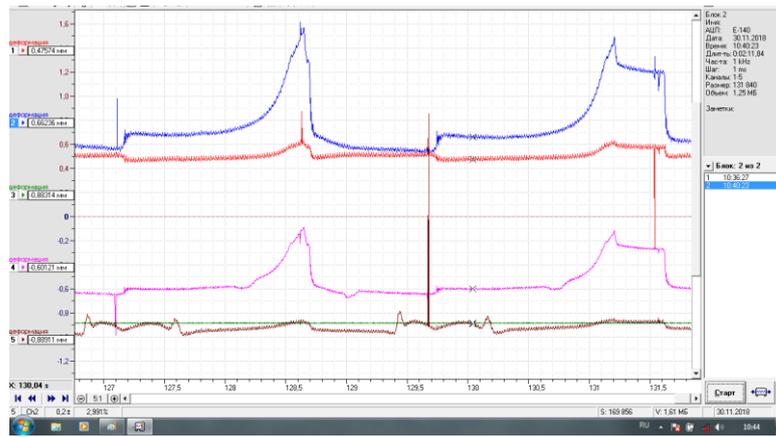


Рисунок 4.17 – Вид цилиндра с датчиками деформаций



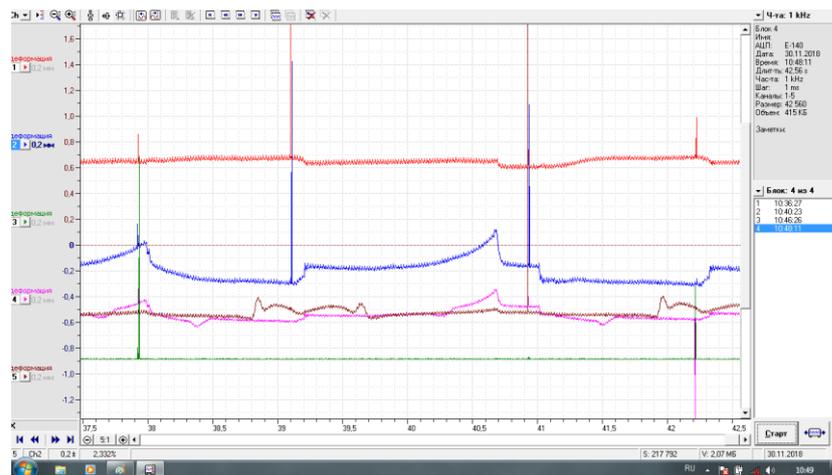
Рисунок 4.18 – Вид стенда со стороны привода



а



б



в

Рисунок 4.19 – Вид диаграмм измерения радиальных и продольных деформаций в трёх поясах цилиндра: а– давление 100 атм.; б – давление 70 атм.; в– давление 30 атм.

Графики на рисунке 4.19 подтвердили теорию, изложенную в главе 2. Как и предполагалось значительная длина цилиндра при небольшой толщине стенок приводит к ощутимым радиальным деформациям, которые не учитываются для схем с отношением хода поршня к диаметру менее 1 или близкого к этому значению. Для длинноходовых компрессоров не учёт этих деформаций и соответственно возникающих зазоров приводит к большой погрешности в расчётах интегральных характеристик, достигающей в некоторых случаях 20%.

4.5 Исследование рабочих процессов двухступенчатого поршневого компрессора на базе тихоходных компрессорных ступеней

Экспериментальные и теоретические исследования тихоходных компрессоров показали, что при давлении нагнетания 10,0...12,0 МПа интегральные характеристики тихоходной компрессорной ступени становятся недопустимо низкими, что объясняется главным образом влиянием перетечек [49, 193, 199, 233]. Поэтому актуально проведение исследования многоступенчатых поршневых компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней и анализ их эффективности по сравнению с быстроходными поршневыми многоступенчатыми компрессорами. В общем случае критериями эффективности могут стать массогабаритные характеристики, ресурс и надёжность, энергоэффективность, технологичность и др. Однако на сегодняшний день полностью отсутствует информация по проектированию многоступенчатых поршневых компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней и невозможен какой-либо сравнительный анализ. В связи с этим в представленной работе проведена экспериментальная оценка влияния соотношения давлений нагнетания и всасывания, в том числе при изменении давления всасывания, на интегральные характеристики тихоходных длинноходовых ступеней.

Объектом исследования является поршневая тихоходная длинноходовая компрессорная ступень со следующими параметрами: диаметр цилиндра – 0,05 м, ход поршня – 0,5 м, температура газа на всасывании – 290К, давление всасывания

– 0,5...2,0 МПа, давление нагнетания – до 10,0 МПа; температура охлаждающей воды – 290К, сжимаемый газ – воздух.

Методика исследования [55]

Для проведения экспериментальных исследований разработан экспериментальный стенд с линейным (гидравлическим) приводом. Линейным приводом в данной схеме служит гидравлический привод. Для имитации работы второй ступени на всасывание подавался воздух с требуемым давлением 0,5...2,0 МПа. Для этого в составе стенда имеется баллон со сжатым воздухом под давлением около 5МПа, с помощью редуктора можно уменьшать давление, подаваемое на всасывание, тем самым будет имитироваться работа второй ступени сжатия. Датчик давления 5 и датчик температуры 4 используются для определения соответственно давления и температуры сжимаемого газа.

Сигнал с датчика температуры и датчика давления поступает на цифровой осциллограф 7 через усилитель 6.

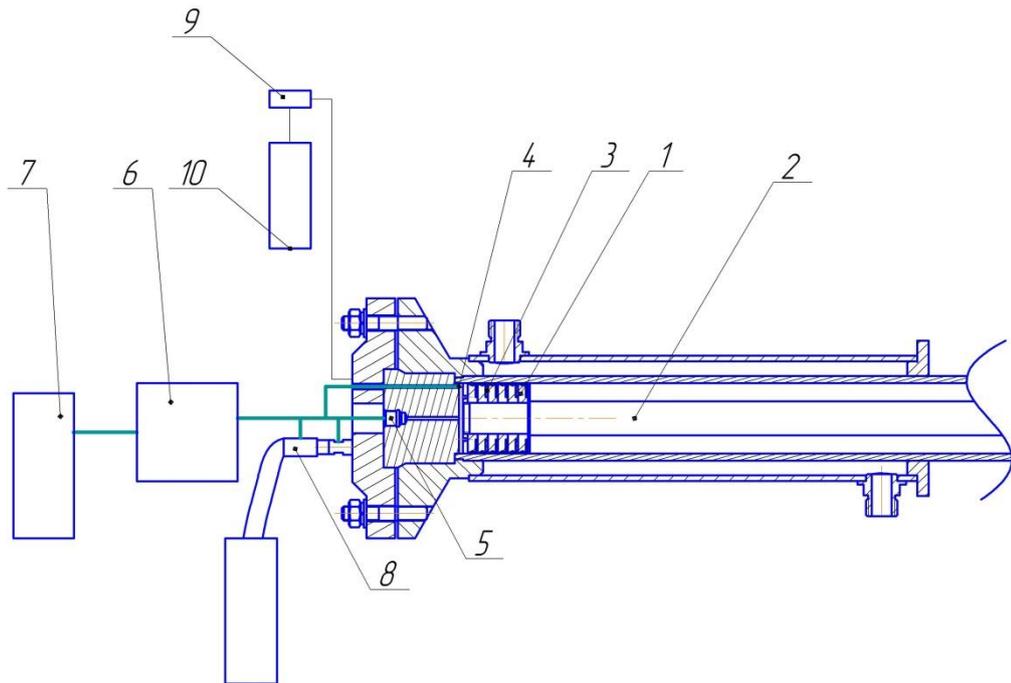


Рисунок 4.20 – Принципиальная схема моделирования второй ступени сжатия



Рисунок 4.21 – Фотография стенда при моделировании работы второй ступени сжатия

В результате проведённых экспериментальных исследований получены интегральные характеристики, отражающие влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания на среднюю температуру газа, коэффициент подачи и индикаторный КПД ступени (рисунки 4.22–4.27). Эти характеристики получены для режима работы экспериментального компрессора при давлении всасывания 0,1 МПа и давлении нагнетания 10,0 МПа; при этом межступенчатое давление изменялось с целью анализа изменения характеристик каждой из

ступеней. То есть для первой ступени фиксировалось давление всасывания (0,1 МПа) и изменялось давление нагнетания, а для второй ступени фиксировалось давление нагнетания (10,0 МПа) и изменялось давление всасывания, испытания проводились на воздухе.

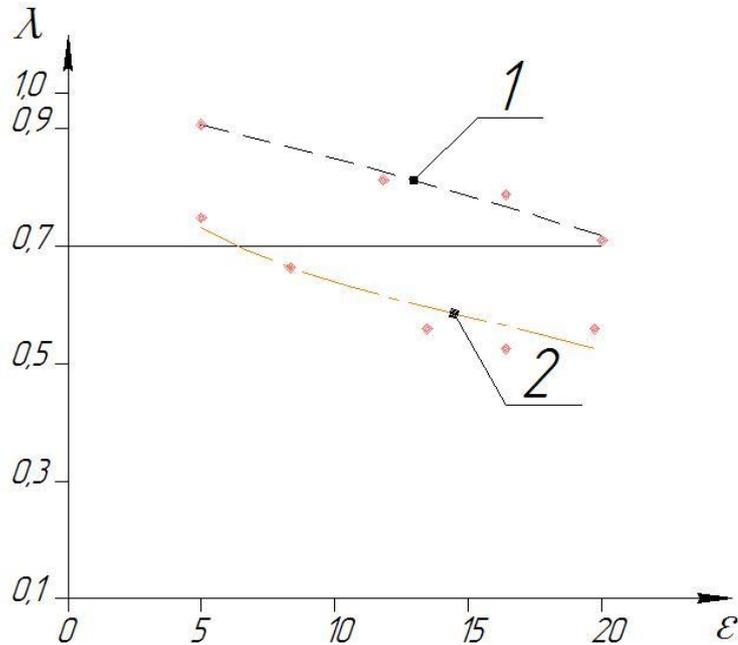


Рисунок 4.22 – Значения производительности от повышения давления в ступени при времени цикла $\tau=2$ с:

1 – первая ступень; 2 – вторая ступень

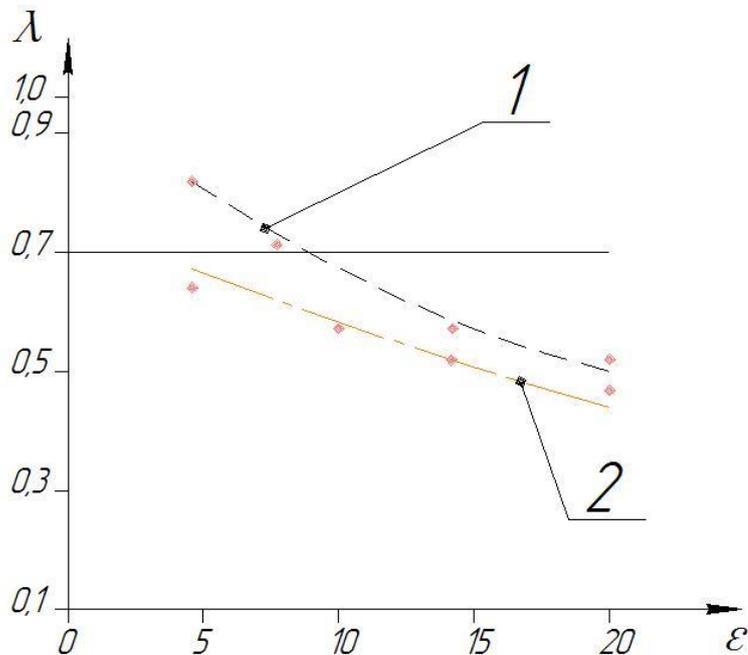


Рисунок 4.23 – Значения производительности от повышения давления в ступени при времени цикла $\tau=3$ с:

1 – первая ступень; 2 – вторая ступень

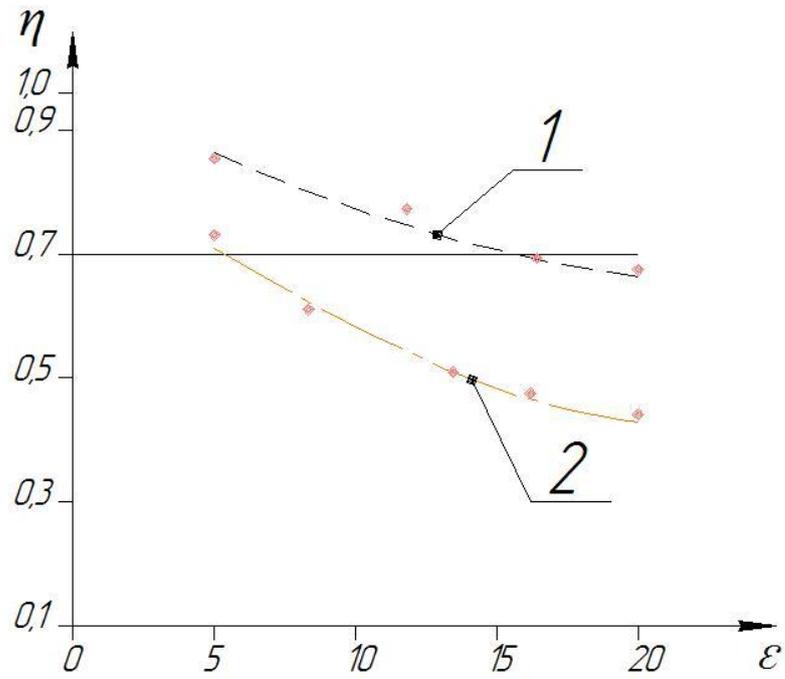


Рисунок 4.24 – Значения изотермического КПД от повышения давления в ступени при времени цикла $\tau=2\text{с}$:
 1 – первая ступень; 2 – вторая ступень

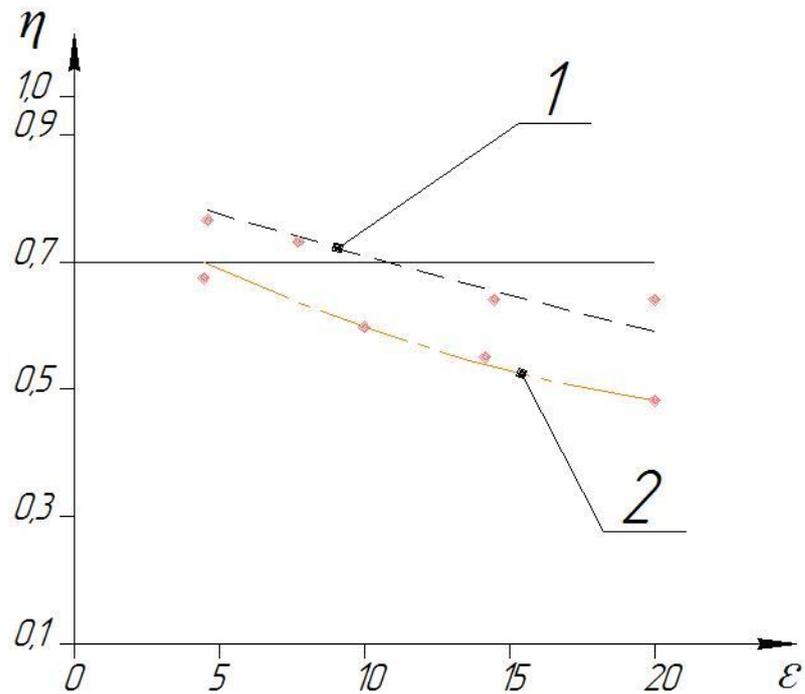


Рисунок 4.25 – Значения изотермического КПД от повышения давления в ступени при времени цикла $\tau=3\text{с}$:
 1 – первая ступень; 2 – вторая ступень

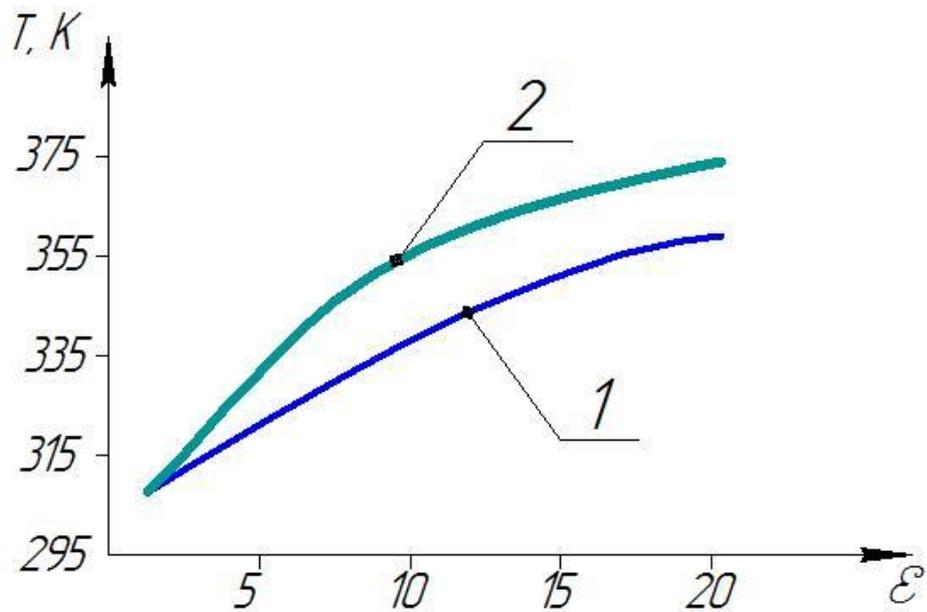


Рисунок 4.26 – Температура на нагнетании, $\tau=2\text{с}$:

1 – первая ступень; 2 – вторая ступень

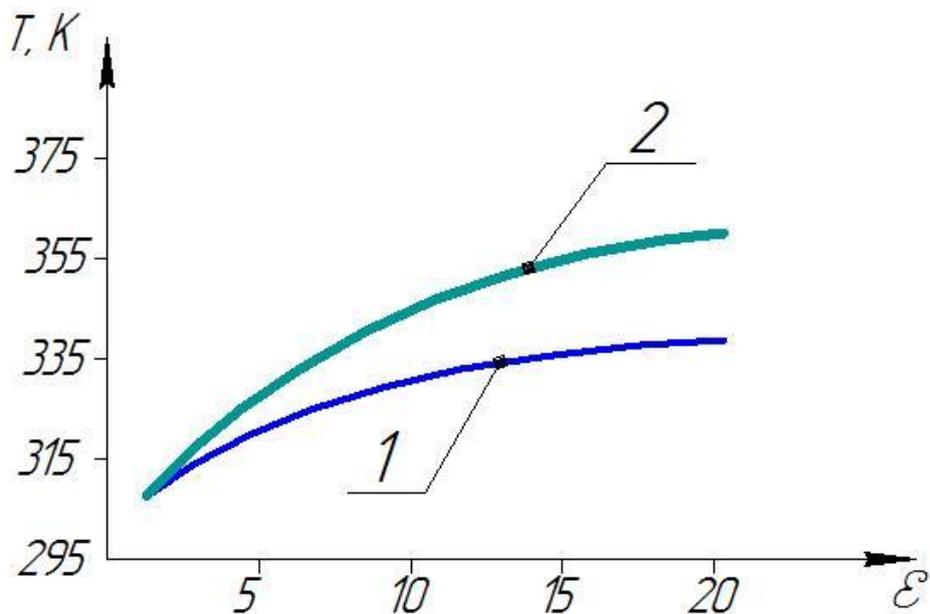


Рисунок 4.27 – Температура на нагнетании, $\tau=3\text{с}$:

1 – первая ступень; 2 – вторая ступень

Как уже было оговорено ранее, приемлемым показателем, характеризующим производительность компрессора можно считать коэффициент подачи более 0,7. Таким образом в двухступенчатом компрессоре можно получить давление 12...15МПа при диаметре цилиндра равном 5 см. Максимальным диаметром возможным для получения высоких давлений в тихоходном компрессоре с точки

зрения допустимой температуры на выходе из компрессора является размер 8 см. Для этого значения потолок давления нагнетания может быть повышен до 20 МПа.

Таким образом, теоретически показано, что в отличие от классической теории поршневых компрессоров [162, 209], рациональное распределение величины отношения давлений нагнетания и всасывания между ступенями в тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатах может быть существенно неравномерно. Например, как показали результаты проведённого экспериментального исследования, если установить нижний допустимый предел по значению коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД 0,7 и более для тихоходных компрессоров распределение повышения давления между ступенями для рассмотренных газов будет выглядеть следующим образом: для первой ступени отношение давлений может достигать 100 ... 120, начиная с 50, а для второй от 3 до 20. Причём для гелия значения имеют минимальные параметры и для первой и для второй ступени, а для диоксида углерода наибольшие. По-видимому, в отличие от быстроходных ступеней, в тихоходных ступенях определяющим фактором становится разность между давлениями нагнетания и всасывания, а не их отношение, что обусловлено интенсивным массообменом через неплотности рабочей камеры.

Тем не менее даже первый эксперимент показал, что при создании многоступенчатых компрессоров на базе тихоходных ступеней возможно снизить количество рабочих камер сжатия по сравнению с быстроходным вариантом для давлений до 15 МПа на 2 или три ступени. Конечно, при повышении давления нагнетания компрессора очевидно в последующих ступенях будет снижаться достижимое значение отношений давлений. Эти исследования будут представлены в девятой главе. Тем не менее при идентичном исполнении ступеней сжатия можно будет достичь хороших показателей технологичности и снизить массогабаритные характеристики.

При этом можно учесть ещё одно технологическое преимущество таких машин – при одинаковой конструкции ступеней сжатия данные агрегаты могут работать и как одноступенчатый, и как многоступенчатые.

4.6 Исследование колебаний давления газа в коммуникациях тихоходного малорасходного компрессора

Одним из больших вопросов при изучении поршневых компрессоров является исследование влияния колебаний давления газа в коммуникациях компрессора на его работу. Для быстроходных компрессорных ступеней сжатия получено большое количество результатов с конкретными рекомендациями по проектированию всасывающих и нагнетательных трубопроводов. Для тихоходных длинноходовых компрессорных машин такие исследования не проводились. В работе [40] представлена апробированная методика проведения экспериментов по определению пульсаций давления в коммуникациях быстроходных компрессорных ступеней. Данная методика применена в настоящей работе.

Для измерения параметров газа в коммуникациях тихоходного компрессора применялись: датчики давления ЗОНД-20 ИД-К3 [267] – для определения величины колебаний давления в нагнетательных и всасывающих трубопроводах; датчики температуры на основе бусинкового термистора – для определения температуры и плотности газа; датчики Д16Т – для определения номинальных давлений на линии всасывания и линии нагнетания. Исследуемый трубопровод выполнен длиной 1 м, с возможностью измерения параметров газа в трёх точках (на расстоянии 0,15; 0,5; 0,9 м от клапанов). При выходе тихоходной компрессорной ступени на режим фиксировались данные с датчиков давления и температуры, сигнал с которых через усилитель передавался на электронный осциллограф.

Схема экспериментальной установки представлена рисунке 4.28.

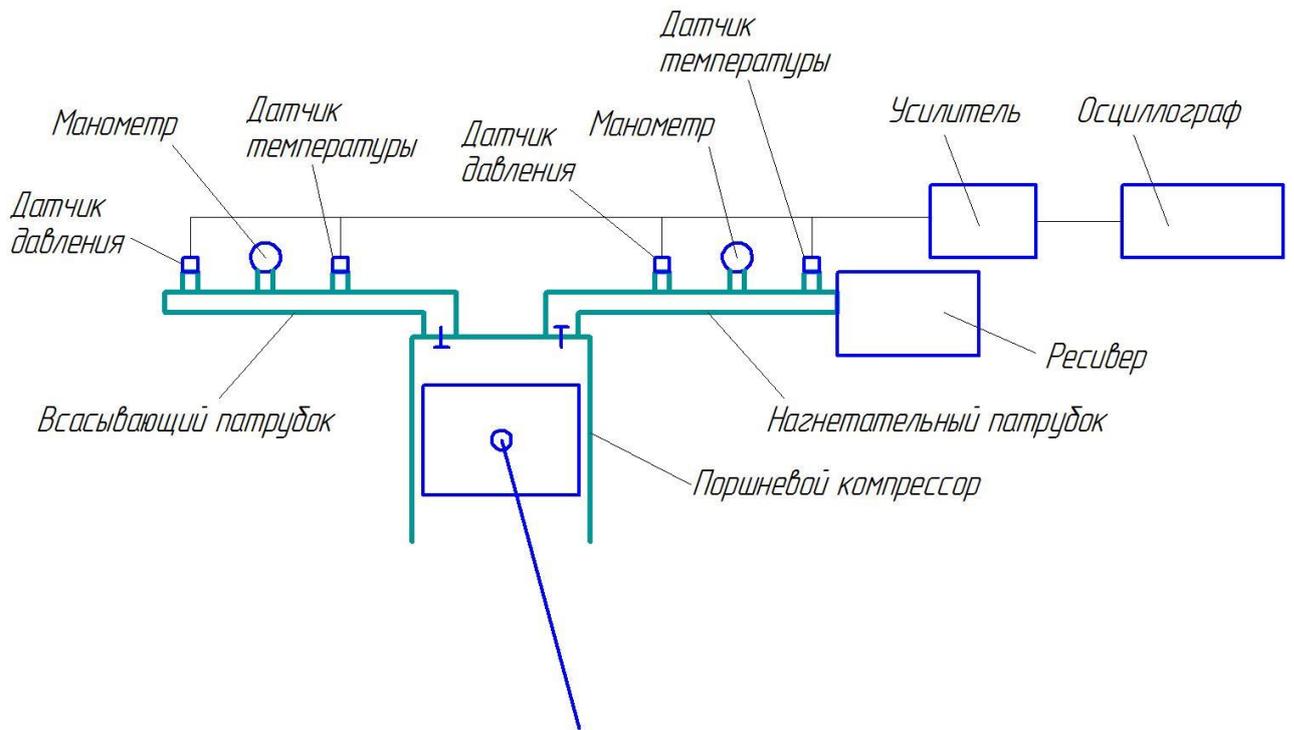


Рисунок 4.28 – Схема стенда



Рисунок 4.29 – Фотография стенда

На рисунках 4.30 и 4.31 представлены виды осциллограмм, изменение давления в коммуникациях компрессора – линии всасывания и линии нагнетания.

Всасывание осуществлялось из атмосферы диаметры трубопроводов составляли $\frac{1}{2}$ “ при параметрах ступени – диаметр 5 см и ход поршня 50 см.

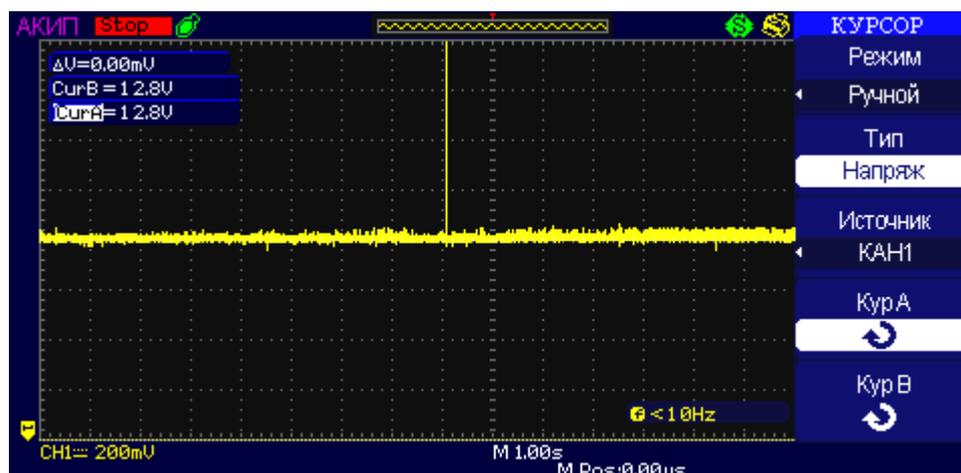


Рисунок 4.30 – Изменение давления во всасывающем трубопроводе при времени цикла 4 с

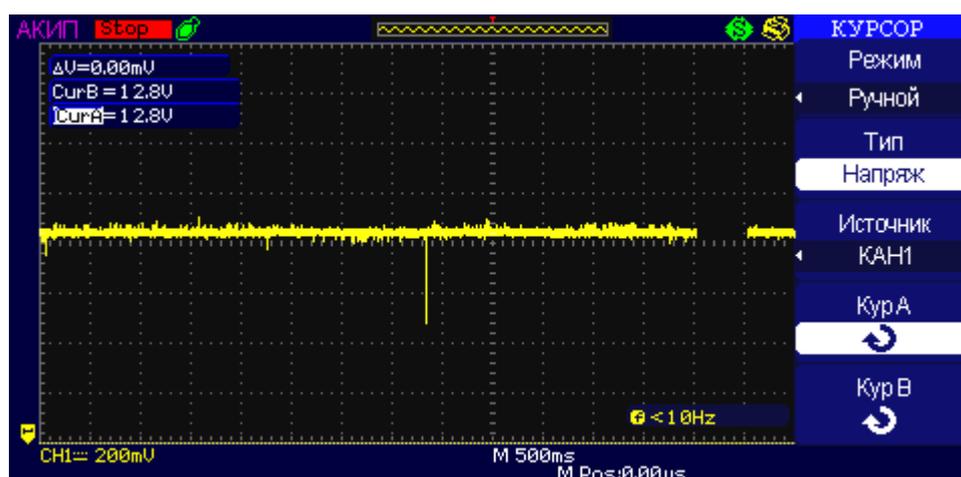


Рисунок 4.31 – Изменение давления во всасывающем трубопроводе при времени цикла 2 с

Анализ представленных параметров давления газа во всасывающем патрубке говорит о том, что пульсации давления газа отсутствуют, то есть в соответствии с известными расчётами [62, 68, 160, 209] амплитуда колебаний давления газа не превышает 300...500 Па.

На рисунках 4.32–4.34 представлены виды осциллограмм, представляющих собой колебания давления в нагнетательном трубопроводе.

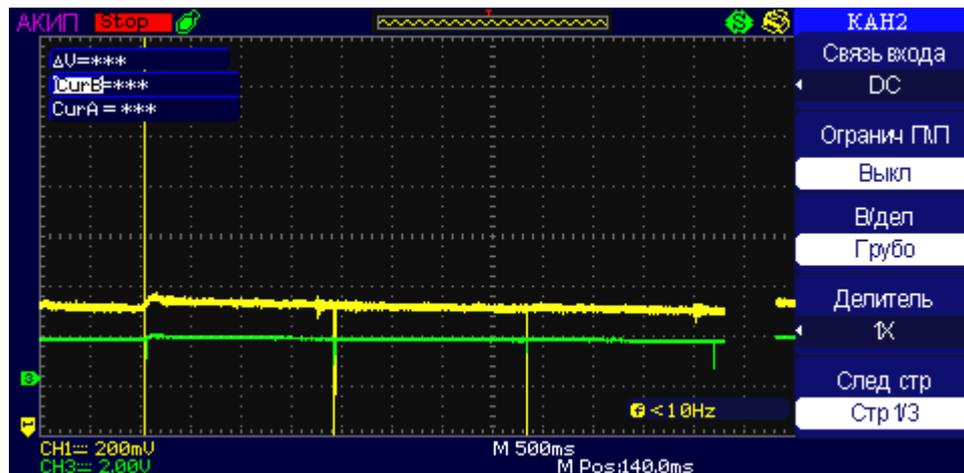


Рисунок 4.32 – Изменение давления в нагнетательном трубопроводе при времени цикла 4 с и давлении нагнетания 10МПа

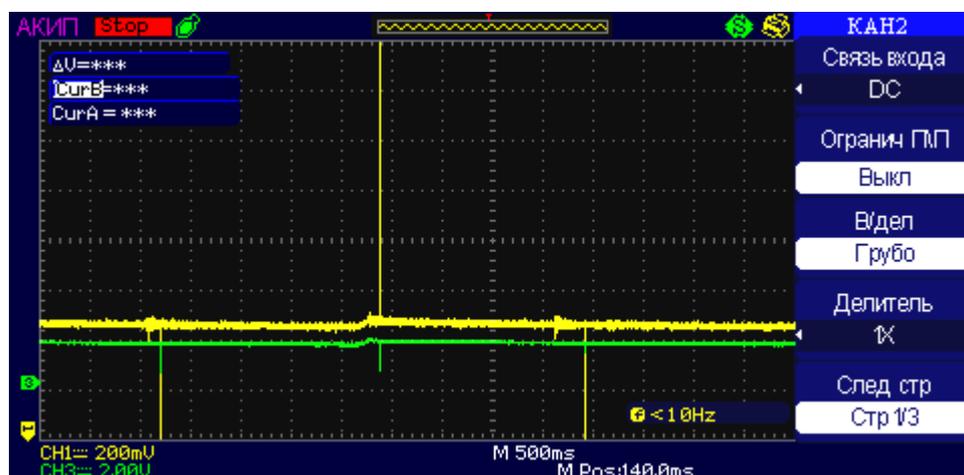


Рисунок 4.33 – Изменение давления в нагнетательном трубопроводе при времени цикла 4 с и давлении нагнетания 7МПа

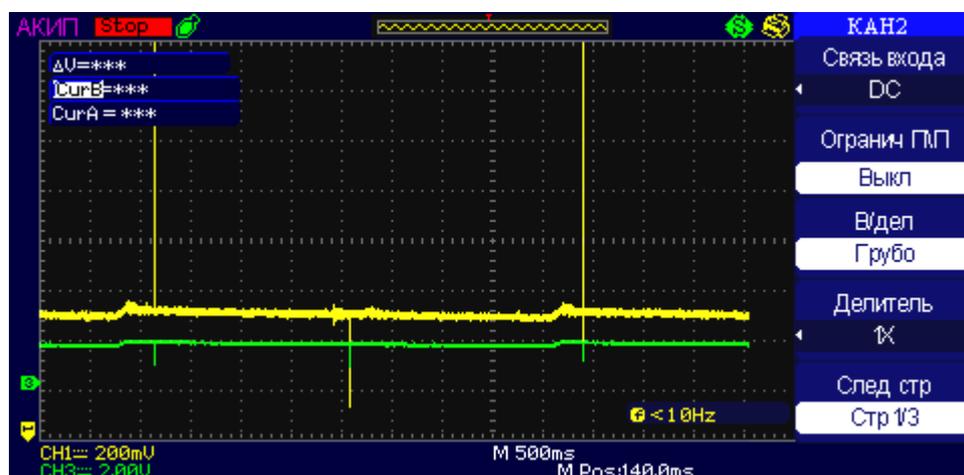


Рисунок 4.34 – Изменение давления в нагнетательном трубопроводе при времени цикла 2с и давлении нагнетания 10МПа

На осциллограммах, представленных на рисунках 4.32...4.34 (линия нагнетания), происходит резкое возрастание давления, но незначительное по амплитуде – это период нагнетания, то есть порция газа поступает в ресивер. Данный промежуток времени не превышает 5% всего времени цикла, затем следует стабилизация давления в трубопроводе и на протяжении остальной части цикла давление не изменяется.

При проектировании трубопроводов на основе акустического расчёта выбор схемы и расчёт размеров трубопроводов связаны с определением частот свободных колебаний столба газа в трубопроводе. Акустический расчёт, позволяет так сконструировать трубопроводы, чтобы резонансные колебания не возникали. Надо отметить, что ранее были осуществлены предварительные исследования и получены длины нагнетательного и всасывающего трубопроводов, соответствующих резонансам при режимах работы и конструкции рекомендуемых для тихоходных ступеней сжатия. Было показано, что длины должны составлять сотни метров, что для настоящих конструкций невозможно.

Экспериментальные исследования по амплитуде и характеру пульсаций газа в трубопроводах показали их значительное различие по сравнению с быстроходными компрессорными ступенями. Количественное совпадение экспериментальных данных с расчётом амплитуд колебаний, проведённых по известной зависимости, говорит об адекватности полученных данных.

Отсутствие учёта колебаний газа не приводило ранее к значительной погрешности расчёта параметров рабочего процесса тихоходных компрессорных ступеней. Как подтвердили экспериментальные исследования тихоходных компрессорных ступеней, колебания давления в коммуникациях незначительны, поэтому нет смысла усложнять существующую методику расчёта и вводить уточняющие уравнения.

4.7 Обработка результатов экспериментального исследования

Как наиболее наглядное представление результатов экспериментального исследования является графическое изображение полученных зависимостей.

Особенностью настоящих экспериментальных исследований является получение непрерывных зависимостей изменения параметров рабочего тела в камере сжатия, таких как температура и давление. Получения интегральных характеристик методом косвенного измерения – коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД, результаты прямого измерения средняя температура нагнетаемого газа. При этом повторить идентично один и тот же эксперимент не представляется возможным по причине затрат времени выхода на режим экспериментальной установки – до получаса, и изменении при этом окружающих условий.

В соответствие с ГОСТ Р 8.736-2011 проводилась обработка многократных прямых измерений:

Среднее значение измеряемой величины, допустим температуры, определяем по формуле:

$$\bar{T} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i \quad (4.4)$$

Среднеквадратичное отклонение измеряемой величины определим:

$$S_{\bar{T}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2}{n(n-1)}} \quad (4.5)$$

Наиболее наглядны и просты в восприятии плоские графики в прямоугольной системе координат. На плоскости в соответствии с полученными значениями переменной и функции наносят экспериментальные точки. Полученное множество точек, если между переменной и функцией просматривается положительная корреляция, может быть преобразовано в кривую регрессии. Используя метод наименьших квадратов, при котором необходимо добиться минимальной суммы квадратов отклонений значений аппроксимирующей функции от экспериментального значения. Получение аппроксимирующих функций в ручную довольно трудоёмко при нелинейной зависимости, поэтому в настоящее время довольно часто применяется программа “STATISTICA” или EXEL.

Для оценки полученных результатов необходимо исключить грубые ошибки в экспериментальной выборке точек. При этом обычно строят доверительный интервал, участки с выпадающими точками из данного интервала необходимо проверить (повторить эксперимент). При принятии доверительной вероятности $P=0,95$ определяем коэффициент Стьюдента и по значению среднеквадратичной ошибки s находим значение модуль доверительного интервала:

$$\Delta T = s \cdot t(P, k) \quad (4.6)$$

При оценке погрешности измерения при независимых приборах измерения используют среднеквадратичную зависимость общей погрешности от относительных погрешностей отдельных приборов, входящих в измерительную цепочку.

Для проверки математической модели применяется критерий Фишера:

$$F = \frac{S_T^2}{S_{\text{э}}^2}, \quad (4.7)$$

где S_T – дисперсия, характеризующая ошибку математической модели;

$S_{\text{э}}$ – дисперсия, характеризующая ошибку эксперимента.

При значении $F < F_{TAB}$ модели считается адекватной.

Для таких величин как мгновенная температура и мгновенное давление выполняются таблицы следующего вида.

Табл.

$P_{\text{э}}$	P_T	τ

Здесь параметр $P_{\text{э}}$ – значение экспериментальной точки, P_T – параметр теоретической точки для значения времени - τ .

$$S_T^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{Ti} - P_{\text{э}i})^2}{(n-1)} \quad (4.8)$$

$$S^2_{\text{э}} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{\text{э}i} - \bar{P}_i)^2}{(n-1)} \quad (4.9)$$

Систематическая погрешность измерения какого-либо параметра:

$$\delta_{\text{т}} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2} \quad (4.10)$$

Полученные экспериментальные данные позволили полностью верифицировать создаваемую обобщённую модель расчёта малорасходных поршневых ступеней с особенностями функционирования основных функциональных элементов адаптированной к четырём исследуемым газам – воздух, диоксид углерода, гелий, метан, дать представление о возможностях перехода к многоступенчатому сжатию в таких ступенях и характере колебательных явлений в коммуникациях тихоходной поршневой ступени.

5 Повышение энергоэффективности малорасходных бесшумных компрессоров

Улучшение энергетических характеристик является одной из основных целей данной работы. Создание тихоходных компрессорных ступеней с описанными ранее конструктивными и режимными параметрами даёт возможность применить подходы к повышению энергоэффективности тихоходных компрессоров, которые недоступны для быстроходных компрессорных машин. К тому же принятые параметры и режимы работы тихоходной ступени сами по себе, как будет показано ниже, позволяют повысить энергетические показатели ступени по сравнению с существующими аналогами.

Анализ результатов исследования проводился с помощью обобщённой модели расчёта, представленной в главе 3.

5.1 Интегральные характеристики

Изменение температуры при сжатии газа в тихоходном компрессоре значительно отличается от параметров характерных для быстроходных машин, где в общем-то реализуется адиабатное сжатие (рисунки 5.1, 5.2).

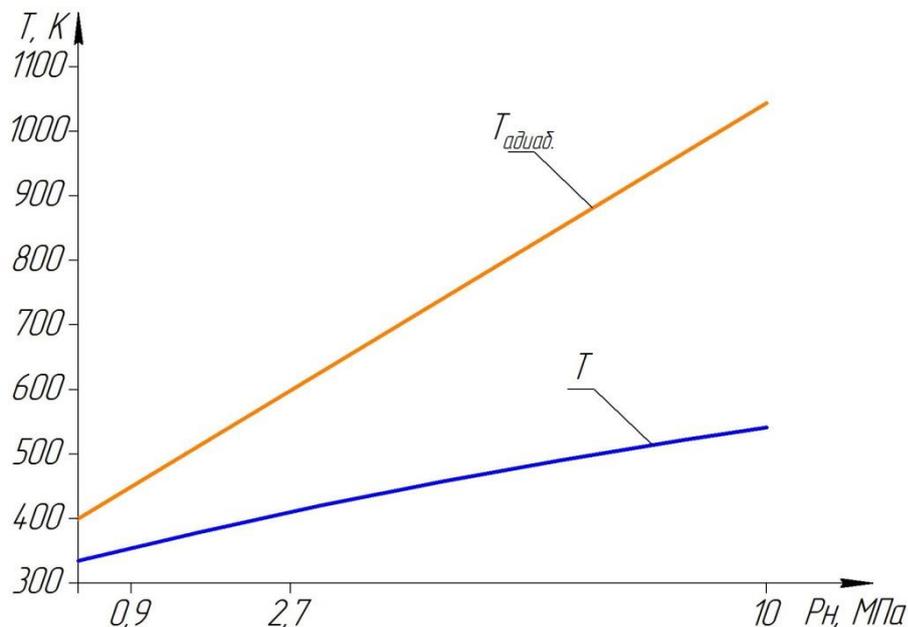


Рисунок 5.1 – Значения осредненной температуры нагнетаемого газа при обеспечении времени цикла $\tau = 2$ с

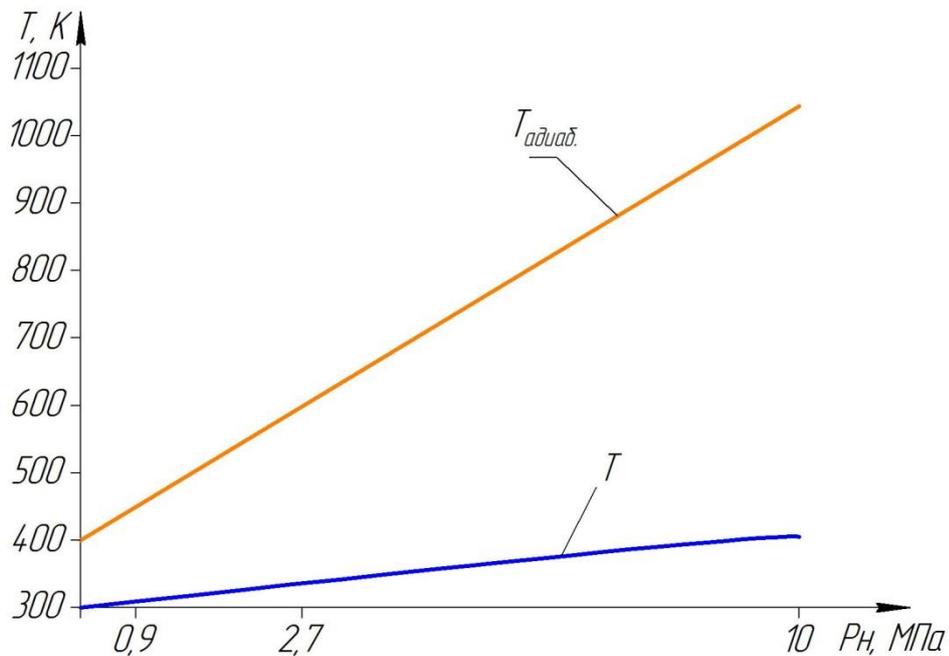


Рисунок 5.2 – Значения осредненной температуры нагнетаемого газа при обеспечении времени цикла $\tau = 4$ с

Так, представленные на рисунках 5.1 и 5.2 результаты показали, что снижение температуры в тихоходных машинах по сравнению с быстроходными может составить до 2 ...2,5 раз при высоких давлениях нагнетания.

Для анализа энергоэффективности тихоходных компрессорных ступеней нагляднее всего применять индикаторные диаграммы. Так на рисунках 5.3 и 5.4 представлены индикаторные диаграммы воздушных тихоходной и быстроходной ступеней. Надо отметить, что кривые 1 получены экспериментально, а кривые 2 – при моделировании рабочего процесса быстроходной ступени с адиабатным сжатием и отношением давлений в ступени, равным 100, в которой не учитывается влияние температуры на конструктивные элементы поршневой ступени.

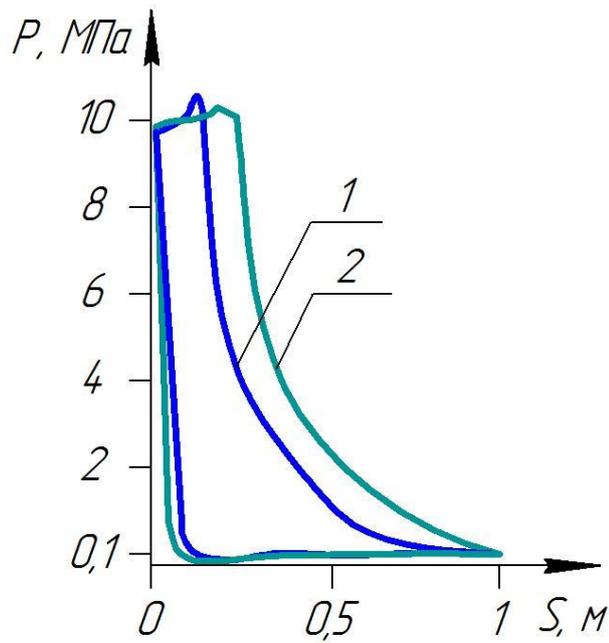


Рисунок 5.3 – Диаграмма $D_{ц} = 0,05\text{м}$,

давление нагнетания 10,0 МПа, ход поршня 0,5 м:

1 – рабочий процесс в тихоходной длинноходовой ступени при $\tau = 4\text{с}$;

2 – рабочий процесс в адиабатной ступени при $\tau = 0,04\text{ с}$

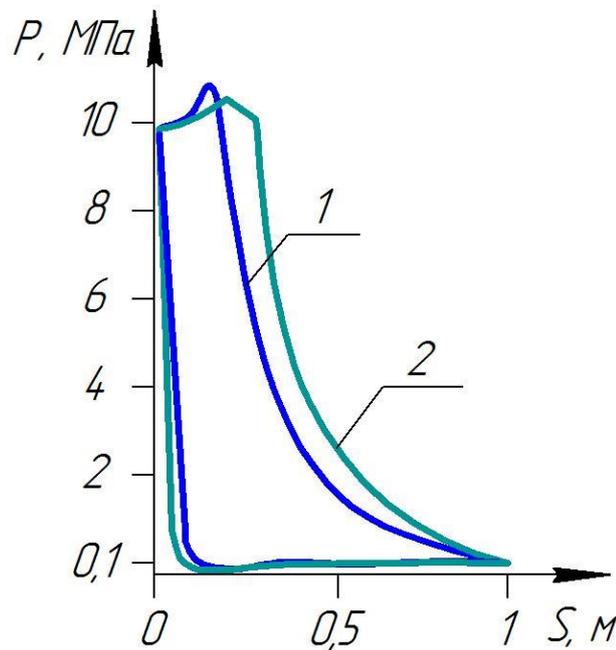


Рисунок 5.4 – Диаграмма $D_{ц} = 0,05\text{м}$,

давление нагнетания 10,0 МПа, ход поршня 0,5 м:

1 – рабочий процесс в тихоходной длинноходовой ступени при $\tau = 2\text{ с}$;

2 – рабочий процесс в адиабатной ступени при $\tau = 0,04\text{ с}$

Анализ диаграмм, представленных на рисунках 5.3 и 5.4, показывает, что тихоходные ступени имеют меньшие затраты энергии на сжатие газа по сравнению с быстроходными ступенями, если бы в них было осуществлено сжатие до 10МПа в одной ступени несмотря на температуру газа более 1000К. Чем ближе процесс к изотермическому, тем больше выигрыш по индикаторной мощности, а это, как показали, исследования происходит при более длительном времени цикла. Уменьшение индикаторной мощности в тихоходных ступенях по сравнению с адиабатным сжатием может достигать 40 % (при времени цикла 4 с) и до 30% (при времени цикла 2 с). Таким образом, применение тихоходных ступеней сжатия само по себе позволяет снизить уровень потребляемой мощности по сравнению с существующими поршневыми агрегатами.

Проанализируем рабочий процесс многоступенчатых компрессоров. На рисунках 5.5 и 5.6 представлены индикаторные диаграммы тихоходной одноступенчатой компрессорной машины и четырёхступенчатого поршневого компрессора.

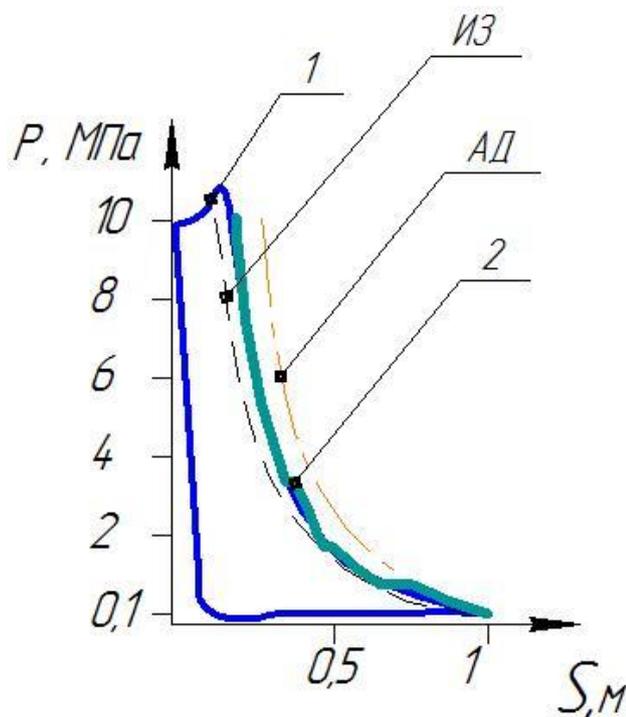


Рисунок 5.5 – Диаграмма $D_{ц} = 0,05м$,

давление нагнетания 10,0 МПа, ход поршня 0,5 м:

1 – рабочий процесс в тихоходной длинноходовой ступени при $\tau = 2с$;

2 – рабочий процесс четырёхступенчатого поршневого компрессора при $\tau = 0,04с$

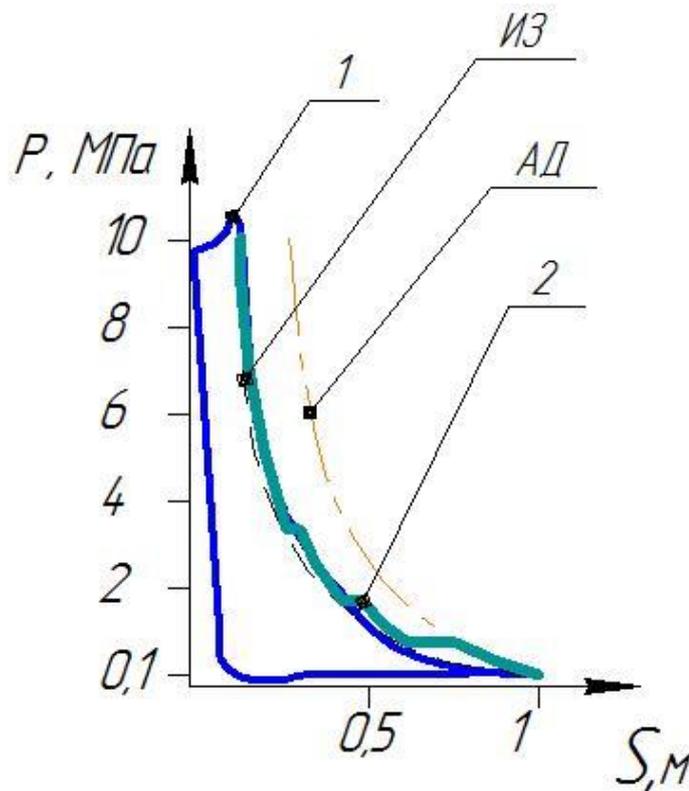


Рисунок 5.6 – Диаграмма $D_{ц} = 0,05\text{м}$,

давление нагнетания 10,0 МПа, ход поршня 0,5 м:

1 – рабочий процесс в тихоходной длинноходовой ступени при $\tau = 4\text{с}$;

2 – рабочий процесс четырёхступенчатого поршневого компрессора при $\tau = 0,04\text{с}$

Анализ графиков на рисунках 5.5, 5.6 показывает, что и перед многоступенчатыми компрессорами тихоходные поршневые ступени имеют преимущество в индикаторной работе, которое в зависимости от конструкции и режима работы ступени составляет 7...15%.

Что же касается интегральных характеристик тихоходных компрессоров, то они в значительной степени зависят от конструктивных и режимных параметров ступени. Для таких параметров, как средняя температура нагнетаемого газа существует ограничение, связанное с работоспособностью деталей, формирующих рабочую камеру, и материалов цилиндропоршневых уплотнений. Для существующих материалов температуру ограничивают 430 К. Что же касается коэффициента подачи и изотермического КПД, их уровень может быть принят проектировщиком или заказчиком из различных соображений и является весьма субъективным. Автор настоящего исследования остановился на уровне 70

% как на минимальном значении, ниже которого существующие компрессоры считаются неэффективными [162].

5.2 Анализ влияния режима регулирования скорости перемещения поршня на эффективность рабочего процесса компрессора

Значительное повышение давление в одноступенчатом компрессоре приводит к пропорциональному изменению нагрузки на приводной электродвигатель. Поэтому необходимо стремиться к уменьшению колебаний приводной мощности. Длительность цикла в несколько секунд позволяет обеспечить изменение скорости поршня за цикл, что невозможно обеспечить при существующем уровне развития технологий для быстроходных машин.

Принцип создания закона регулирования прост – при больших давлениях в процессе сжатия и нагнетания скорость должна быть уменьшена, при низких давлениях в процессе обратного расширения и всасывания скорость можно увеличить. [7, 98, 101, 219]. Полученные результаты представлены на рисунках 5.7–5.9.

На рисунке 5.7 представлены развёрнутые индикаторные диаграммы при различном соотношении времени движения первую половину цикла и вторую.

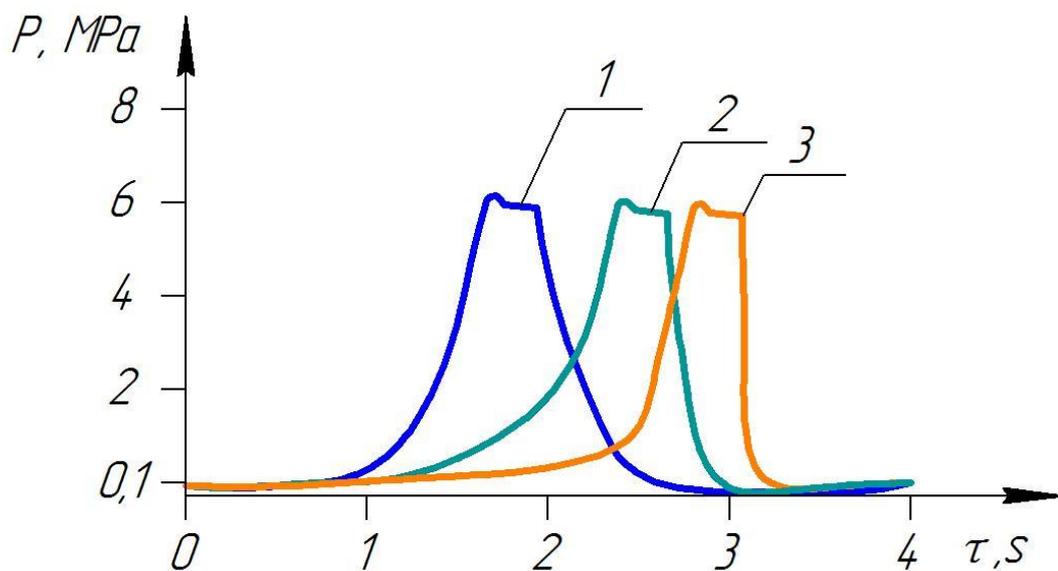


Рисунок 5.7 – Развёрнутые индикаторные диаграммы соотношения времени сжатия и всасывания:

1 –1:1; 2 –2:1; 3 –3:1

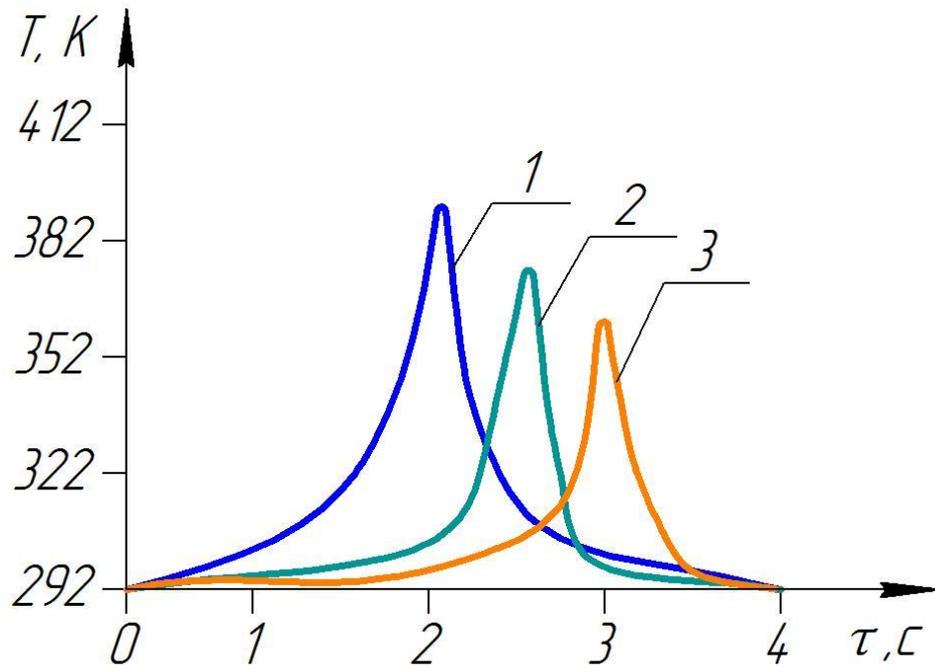


Рисунок 5.8 – Зависимости мгновенной температуры газа в рабочей камере за время цикла при $D_{ц} = 0,02$ м; $S = 0,8$ м; $P_{н} = 6$ МПа при соотношении времени сжатия и всасывания:

1 – 1:1; 2 – 2:1; 3 – 3:1

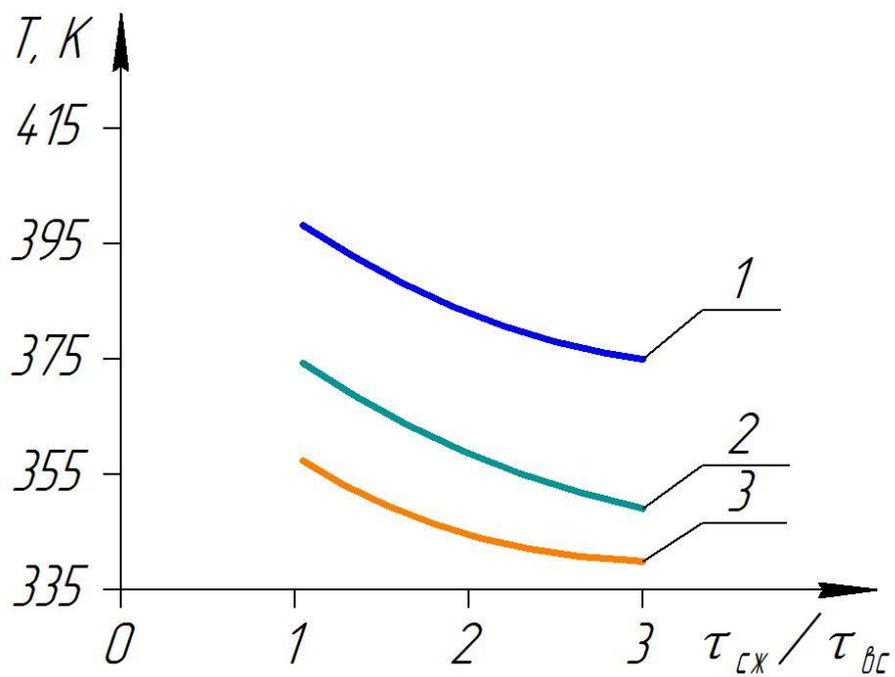


Рисунок 5.9 – Зависимости средней температуры нагнетаемого газа от соотношения времени сжатия и всасывания при $D_{ц} = 0,02$ м; $S = 0,8$ м; $P_{н} = 6$ МПа и времени цикла:

1 – 2 с; 2 – 3 с; 3 – 4 с

На рисунке 5.9 показано как меняется средняя температура нагнетания при различном соотношении времени движения поршня в одну сторону и в другую - рисунок 5.10.

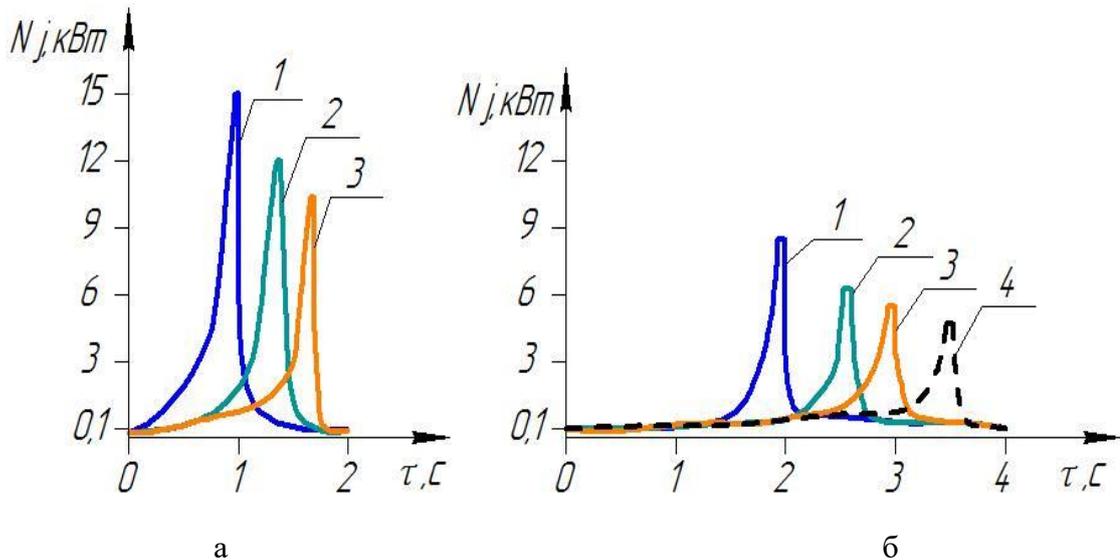


Рисунок 5.10 – Влияние соотношения времени прямого хода и времени обратного хода на изменение мгновенной индикаторной мощности ступени за время цикла при давлении нагнетания 10 МПа и ходе поршня 0,8 м:

$$a - \tau = 2\text{с: } 1 - \tau_{\text{сж}} / \tau_{\text{вс}} = 1:1, 2 - \tau_{\text{сж}} / \tau_{\text{вс}} = 2:1, 3 - \tau_{\text{сж}} / \tau_{\text{вс}} = 3:1;$$

$$б - \tau = 4\text{с: } 1 - \tau_{\text{сж}} / \tau_{\text{вс}} = 1:1; 2 - \tau_{\text{сж}} / \tau_{\text{вс}} = 2:1; 3 - \tau_{\text{сж}} / \tau_{\text{вс}} = 3:1; 4 - \tau_{\text{сж}} / \tau_{\text{вс}} = 6:1$$

С учетом работы гидравлического привода можно обеспечить закон движения с максимально уменьшенными амплитудами колебаниями мощности - рис. 5.11.

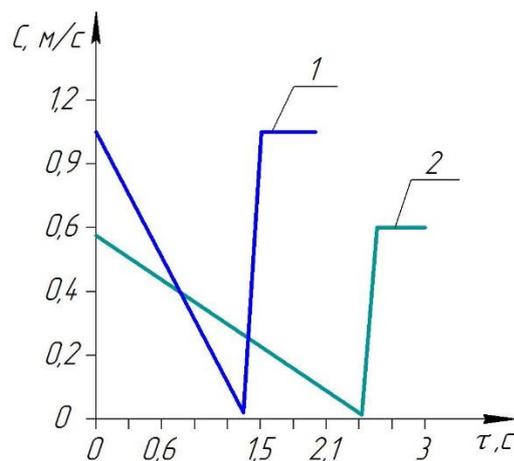


Рисунок 5.11 – График изменения скорости поршня от времени для обеспечения постоянной индикаторной мощности при $P_H = 10$ МПа; $D_{\text{ц}} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м и времени цикла:

$$1 - 2\text{ с; } 2 - 3\text{ с}$$

Так на рисунке 5.12 представлена характеристика шестерёнчатого насоса НШ-32 при обеспечении постоянной мощности привода [134, 180].

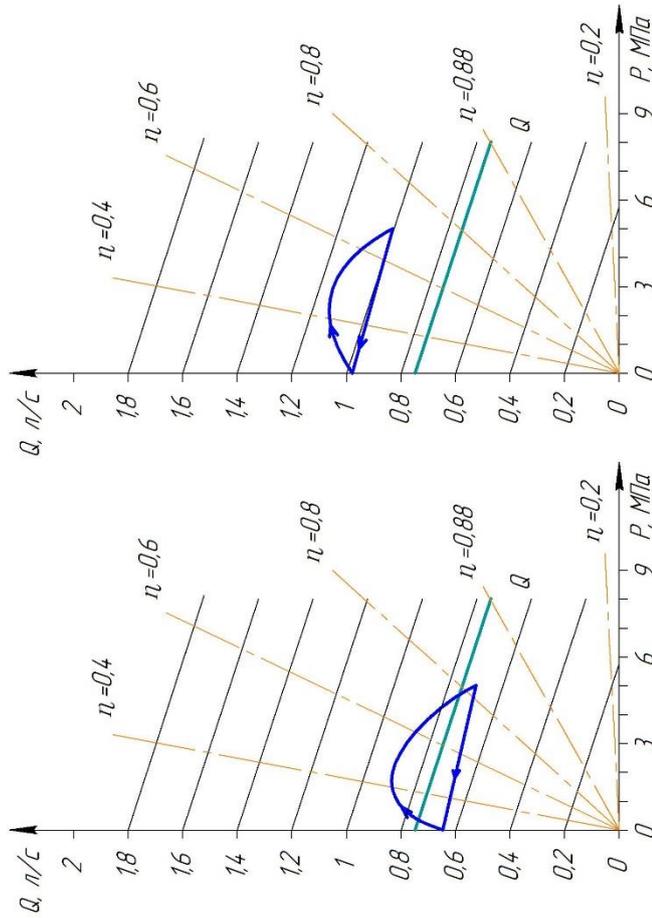


Рисунок 5.12 – Изменение характеристики привода при его постоянной мощности:
а)
б)

Постоянная мощность гидравлического привода получена из соотношения:

$$N = \frac{\Delta p_H \cdot Q_{ж}}{\eta} \quad (5.1)$$

Примером рационального закона перемещения является функция [30, 281]:

$$S(\tau) = -0,0492 \cdot \tau^2 + 0,4201 \cdot \tau - 0,4514. \quad (5.2)$$

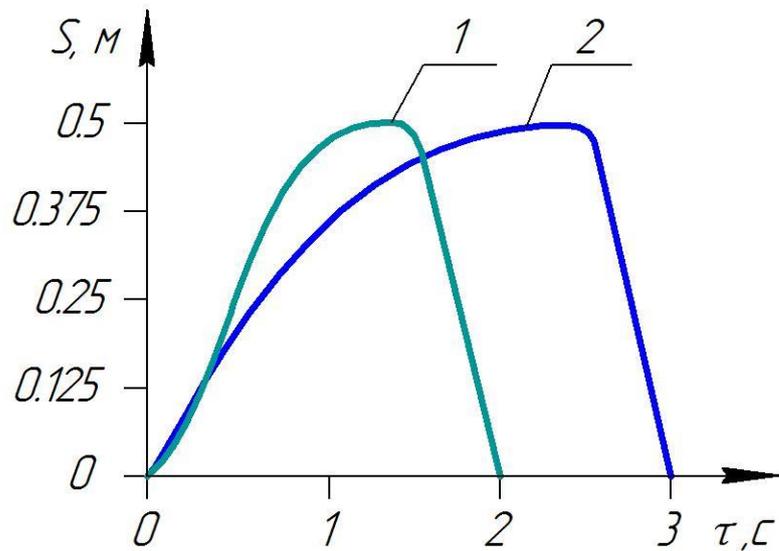


Рисунок 5.13 – Зависимость перемещения от времени
для обеспечения постоянной мощности
при $P_n = 10$ МПа; $D_{ц} = 0,05$ м, $S = 0,5$ м и времени цикла:
1 – 2 с; 2 – 3 с

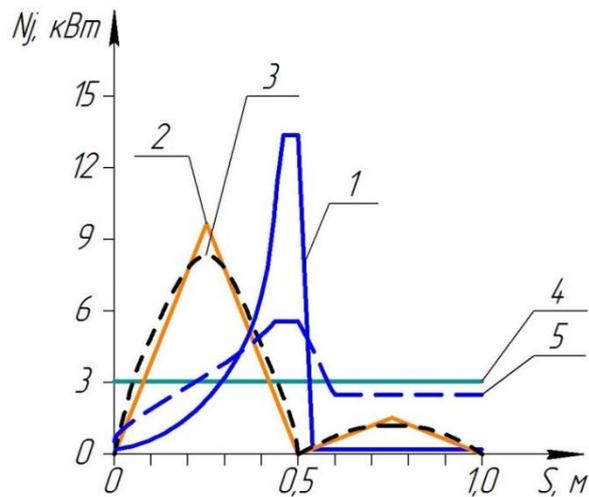


Рисунок 5.14 – Графики изменения мощности агрегата за время цикла:
1 – движение с постоянной по модулю скоростью; 2 – линейный закон; 3 – синусоидальный
закон; 4 – закон движения с постоянной мощностью агрегата; 5 – синтезируемая зависимость

Обеспечение закона движения применимого с особенностью функционирования гидравлического привода позволяет снизить колебания мощности приводного двигателя в 3...5 раз, к тому же это благоприятно влияет на интегральные характеристики ступени сжатия – снижение температуры и повышение КПД (рисунок 5.15).

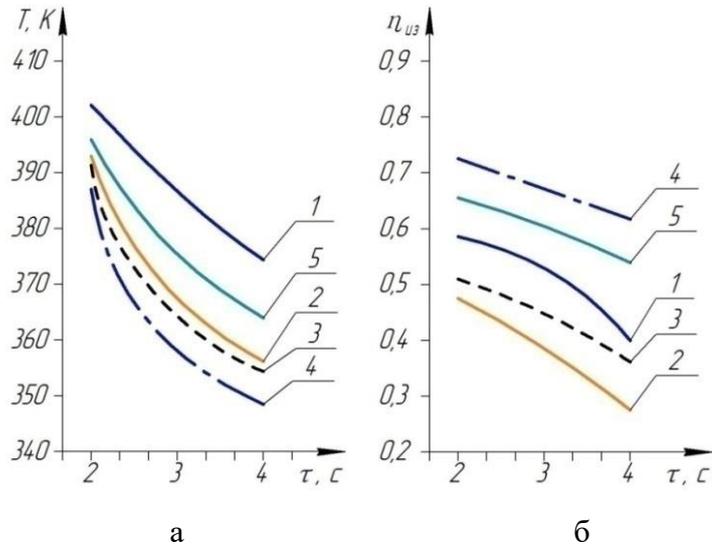


Рисунок 5.15 – Графики изменения температуры нагнетаемого газа (а)

и изотермического КПД (б) за время цикла:

1 – движение с постоянной по модулю скоростью; 2 – линейный закон; 3 – синусоидальный закон; 4 – рациональный закон; 5 – закон движения с постоянной мощностью агрегата

Таким образом, итогом данного исследования является значительное снижение массогабаритных показателей всего агрегата при использовании рационального закона движения поршня (рисунок 5.16) [33].

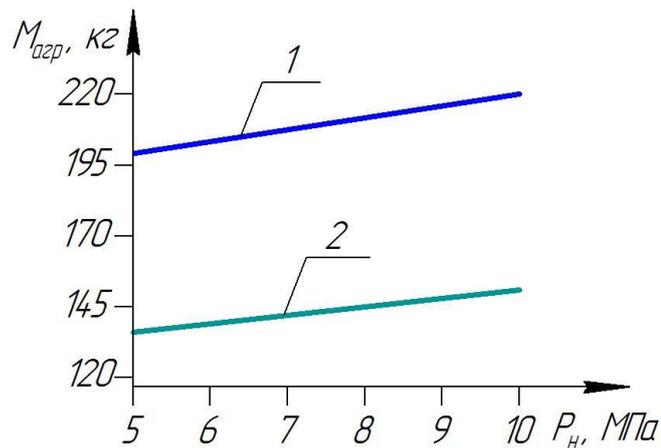


Рисунок 5.16 – Зависимость массы тихоходного длинноходового компрессорного агрегата с гидроприводом от давления нагнетания:

1 – режим без регулирования привода при постоянной скорости поршня; 2 – режим при реализации закона движения поршня, обеспечивающего постоянную мощность привода

В таблице 5.2 представлены данные по уменьшению массы тихоходных агрегатов за счёт выбора двигателя с меньшей установочной мощностью.

Таблица 5.2 – Замена существующих компрессоров на тихоходные с улучшенными характеристиками

Давление всасывания, кПа	100	100–150	100	100	100	500	200	200	100	200
Давление нагнетания, МПа	10	4	10	6,4	10	15,1	6,4	22	10	20
Производительность, м³/ч	180	30	15	3	10	5,5	13,2	20	111	9,8
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	50	7,5	10	4	7,5	2,6	4,7	11,4	33,8	5,4
Отечественные и зарубежные объекты аналогичного назначения										
Вид объемных компрессоров	Поршневые компрессоры				Мембранные компрессоры					
Наименование показателей, единицы	ШВ-3/100 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	КП-500/40, ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	ЭКГ0,25 /100, ОАО «Компрессор», г. Санкт-Петербург	SV200 /64 J.A. Becker & Sohne, Германия	КСВД-М 2-10/0.3-200, НПП «Ковинт», г. Санкт-Петербург	МКZ185 -5/120-15 «Hofer» Германия	1,6 МК-12/64 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	4,0 МК-20/220 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	ИнтехГ мБх № 16, Германия	1,6 МК-8/200 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург
Масса, кг	2000	200	600	120	1750	850	840	1830	5000	900

Число ступеней сжатия	4	2	4	2	4	2	2	4	1	2
Габариты	2400x1250 x1500 (V= 4,5 м ³)	850x640 x700 (V= 0,38 м ³)	950x770 x960 (V= 0,71 м ³)	650x565 x610 (V= 0,224 м ³)	1900x1100 x1300 (V= 2,72 м ³)	1500x1000 x1000 (V= 1,5 м ³)	1580x800 x1250 (V= 1,58 м ³)	2100x960 x1360 (V= 2,74 м ³)	3700x200 0x2000 (V= 14,8 м ³)	1600x800 x1250 (V= 1,6 м ³)
Поршневой малорасходный одноступенчатый компрессорный агрегат с линейным гидроприводом										
Масса, кг	1970	180	270	90	480	180	220	990	4370	486
Число ступеней сжатия	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Габариты	23 цилиндра (4,37 м ³)	2 цилиндра (0,38 м ³)	3 цилиндра (0,63 м ³)	1 цилиндр (0,19 м ³)	1 цилиндр (1,00 м ³)	2 цилиндра (0,38 м ³)	3 цилиндра (0,86 м ³)	8 цилиндров (1,8 м ³)	17 цилиндров (3,3 м ³)	4 цилиндра (0,84 м ³)
Поршневой малорасходный одноступенчатый компрессорный агрегат с линейным гидроприводом (при реализации рационального закона движения выходного звена)										
Масса, кг	1600	155	240	80	450	155	200	880	3800	450
Число ступеней сжатия	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Габариты	23 цилиндра (4,37 м ³)	2 цилиндра (0,38 м ³)	3 цилиндра (0,63 м ³)	1 цилиндр (0,19 м ³)	1 цилиндр (1,00 м ³)	2 цилиндра (0,38 м ³)	3 цилиндра (0,86 м ³)	8 цилиндров (1,8 м ³)	17 цилиндров (3,3 м ³)	4 цилиндра (0,84 м ³)

Таким образом, режим работы агрегата при постоянной мощности привода приводит к улучшению интегральных характеристик ступени и уменьшению мгновенной индикаторной мощности ступени по сравнению с режимом работы с постоянной скоростью движения выходного звена.

5.3 Определение эффективных режимов внешнего охлаждения

Рассмотрим ещё один важный вопрос – это влияние интенсивности внешнего охлаждения на интегральные характеристики поршневой компрессорной ступени, и в частности на индикаторный изотермический КПД.

На рисунках 5.17, 5.18 изображены зависимости температуры от интенсивности внешнего охлаждения.

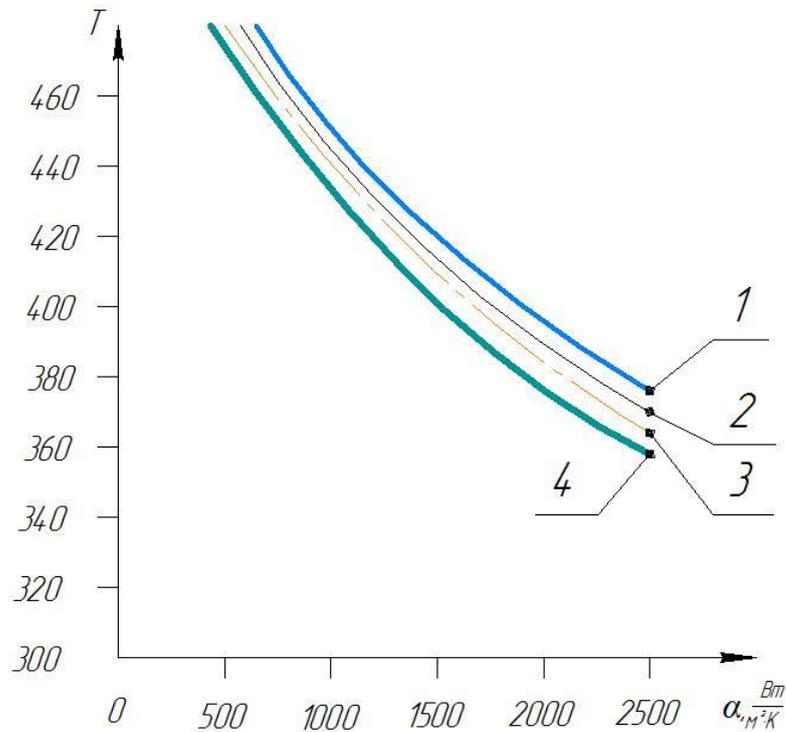


Рисунок 5.17 – Зависимость средней температуры газа от внешнего коэффициента теплоотдачи при времени цикла 4 с ($D_{ц}=0,05\text{ м}$, $S=1,0\text{ м}$, $P_{н}=7\text{ МПа}$):
 1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – метан; 4 – гелий

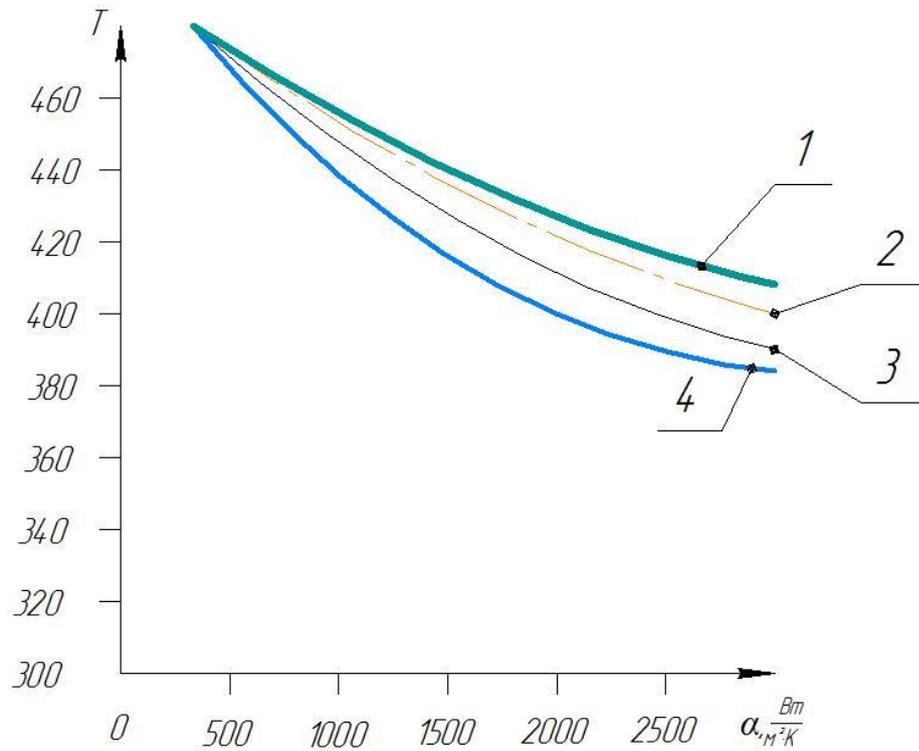


Рисунок 5.18 – Зависимость средней температуры газа от величины внешнего коэффициента теплоотдачи при времени цикла 2 с ($D_{\text{ц}}=0,05\text{ м}$, $S=0,5\text{ м}$, $P_{\text{н}}=7\text{ МПа}$):

1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – метан; 4 – гелий

Анализ графиков показывает, что для получения приемлемой температуры порядка 430К коэффициент теплоотдачи должен лежать в пределах 1500...2500 $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}$.

На рисунках 5.19, 5.20 представлены примеры графиков изменения коэффициента подачи от величины внешнего коэффициента теплоотдачи.

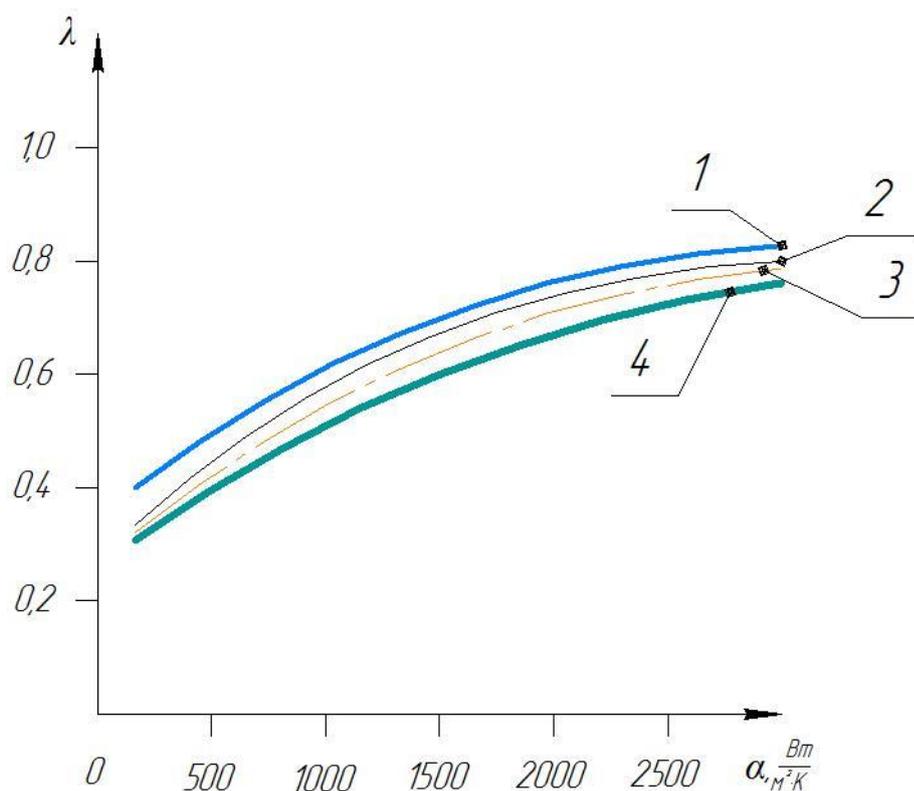


Рисунок 5.19 – Зависимость производительности от интенсивности внешнего охлаждения при времени цикла 4 с ($D_{ц}=0,08$ м, $S=0,5$ м, $P_{н}=5$ МПа):

1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – метан; 4 – гелий

Анализ графиков показывает, что для получения приемлемого значения коэффициента подачи порядка 70% коэффициент теплоотдачи должен лежать в пределах 1000...2000 Вт/м²·К.

На рисунках 5.21, 5.22 представлены графики изменения индикаторного изотермического КПД от величины внешнего коэффициента теплоотдачи.

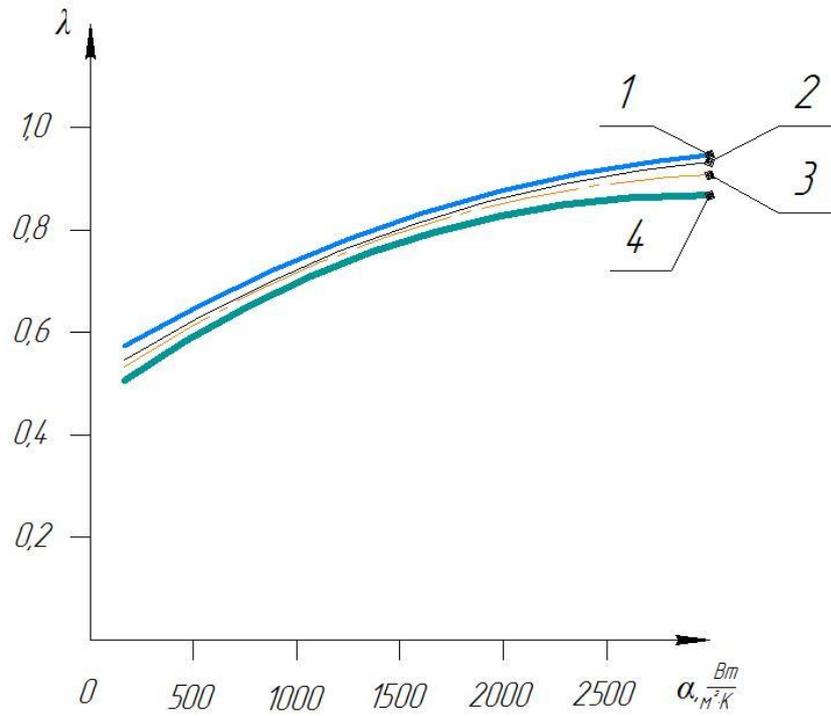


Рисунок 5.20 – Зависимость производительности от интенсивности внешнего охлаждения при времени цикла 2 с ($D_{ц}=0,08$ м, $S=1,0$ м, $P_{н}=5$ МПа):

1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – метан; 4 – гелий

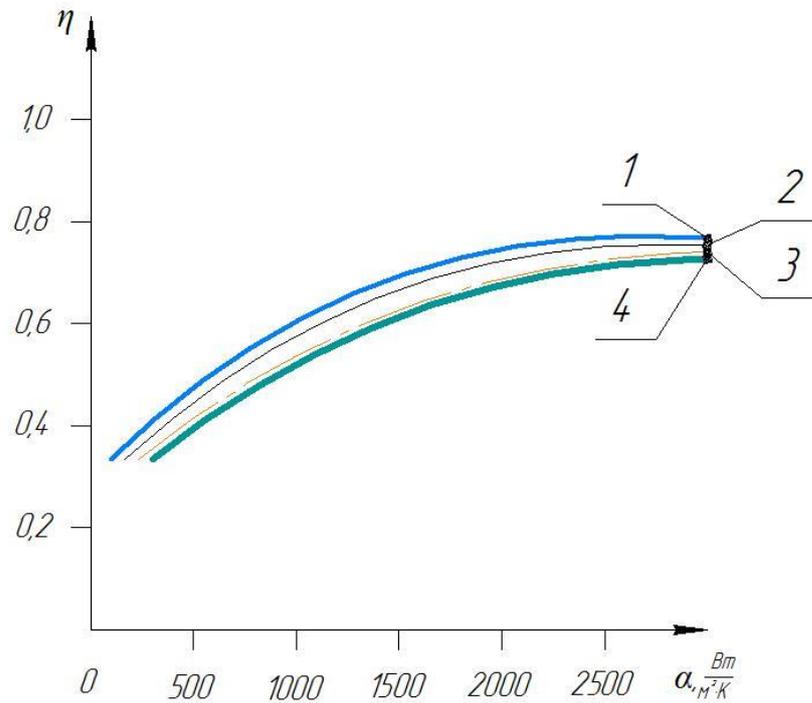


Рисунок 5.21 – Зависимость КПД от интенсивности внешнего охлаждения при времени цикла 4 с ($D_{ц}=0,08$ м, $S=0,5$ м, $P_{н}=5$ МПа):

1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – метан; 4 – гелий

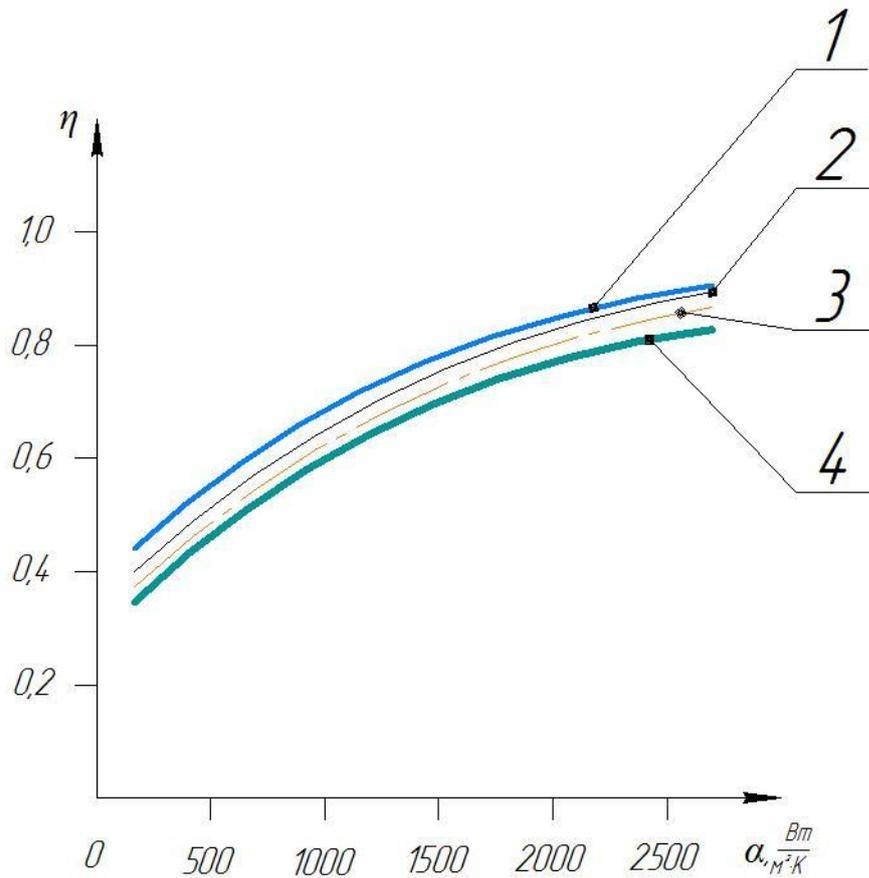


Рисунок 5.22 – Зависимость кпд от интенсивности внешнего охлаждения при времени цикла 2 с ($D_{ц}=0,08$ м, $S=1,0$ м, $P_{н}=5$ МПа):

1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – метан; 4 – гелий

Анализ графиков показывает, что для получения приемлемого значения индикаторного изотермического КПД порядка 70% коэффициент теплоотдачи должен лежать в пределах 1200...1800 Вт/м²·К.

Таким образом, можно рекомендовать диапазон коэффициента теплоотдачи в пределах 1000...2000 Вт/м²·К для получения наилучших показателей энергоэффективности. Нужно отметить, что данные значения коэффициента теплоотдачи могут быть получены при охлаждении жидкостью [35, 89].

Проведённые исследования позволили определить пути повышения энергоэффективности малорасходных поршневых ступеней за счёт обеспечения режима работы и охлаждения. Создаваемый компрессор позволяет снизить энергопотребление по сравнению с существующими быстрходными аналогами, а при необходимости и дальнейшем технологическом прогрессе с возникновением

более совершенных, устойчивых к высоким температурам материалов получать больше энергии от рекуперации тепла при реализации адиабатного сжатия.

6 Повышение технологичности малорасходных компрессоров

Современные машины для получения высоких давлений нагнетаемого газа с отношением давлений нагнетания к давлению всасывания 100 и более довольно сложны, что связано с наличием 3 или 4 ступеней сжатия и сопутствующих межступенчатых коммуникаций и оборудования [65, 162, 191, 207, 209, 215, 216, 237]. Проблемы с взаимозаменяемостью и номенклатурой деталей значительно снижают технологичность многоступенчатых машин. Повысить технологичность при рассмотрении предложенной конструкции представляется возможным за счёт применения одноступенчатого или многоступенчатого сжатия с использованием идентичных по конструкции ступеней [36, 47, 51].

6.1 Разработка конструкций и типоразмерного ряда тихоходных компрессоров

Проведённые многочисленные экспериментальные исследования и последующий параметрический анализ с помощью верифицированной методики расчёта позволили создать действующие опытные образцы тихоходных малорасходных поршневых ступеней, позволяющие получать давление до 10...12 МПа в одной ступени [36, 37, 153]. Первая ступень (рис.6.1–6.3) имела следующую конструкцию: диаметр цилиндра $D_{ц}=20$ мм; ход поршня $S=500$ мм; время цикла 0,8...6,0 с, масса 21 кг, условный занимаемый объём 0,012 м³. На данной ступени были получены параметры рабочего процесса: $P_{н}=1...10$ МПа; $T_{н}<340$ К.

На рисунках 6.4,6.5 представлена ступень с диаметром цилиндра $D_{ц}=50$ мм; ходом поршня $S=500$ мм; временем цикла 2...4 с, массой 47 кг, условным занимаемым объёмом 0,028 м³. На данной ступени были достигнуты следующие параметры: $P_{н}=1...12$ МПа; $T_{н}<430$ К.

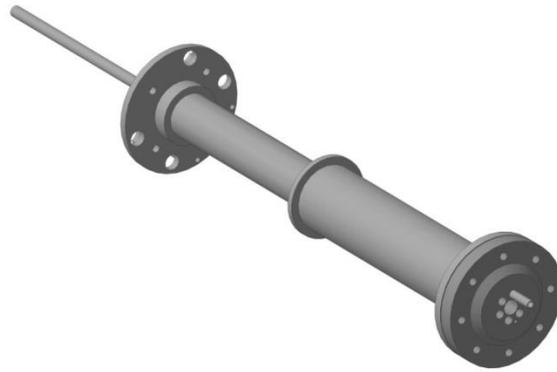


Рисунок 6.1 – Тихоходная ступень с параметром $\psi=25$



Рисунок 6.2 – Фотография тихоходной ступени с параметром $\psi=25$

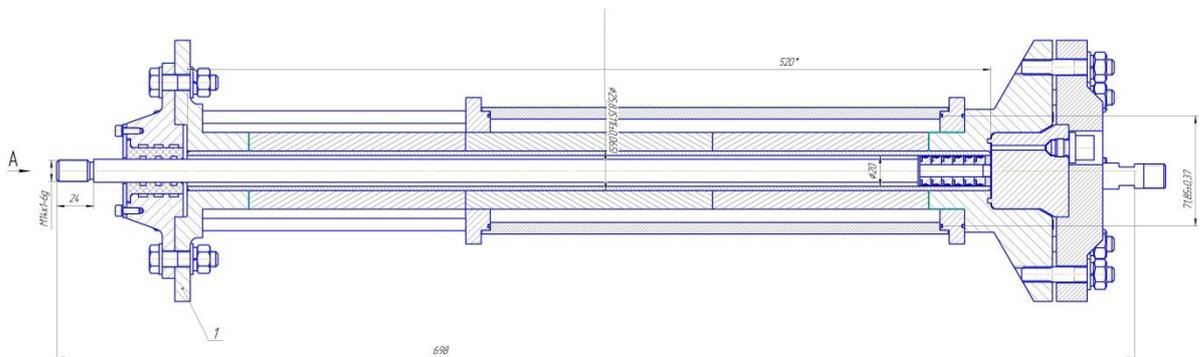


Рисунок 6.3 – Общий вид ступени с диаметром цилиндра 20 мм и ходом 500 мм

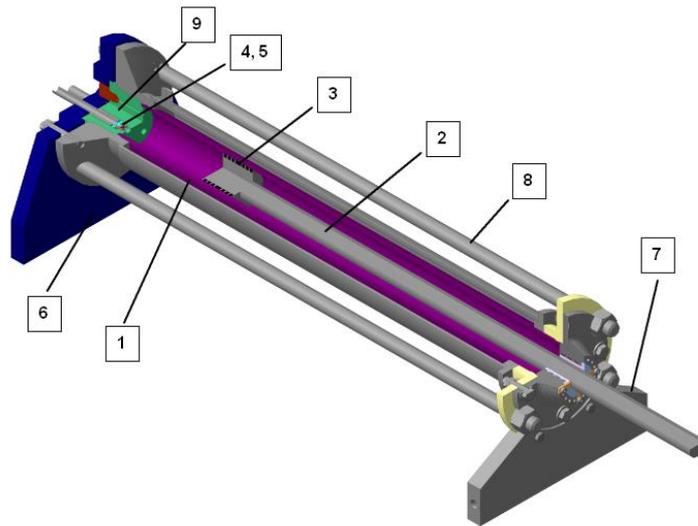
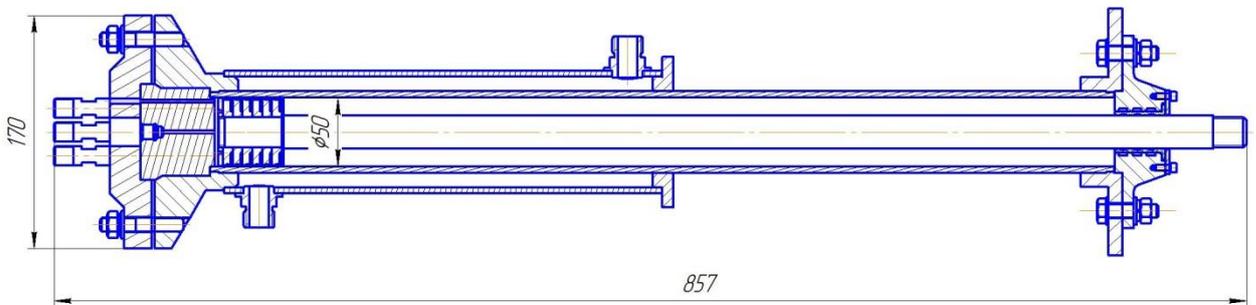
Рисунок 6.4 – Ступень с $\psi=10$:

Рисунок 6.5 – Общий вид ступени с диаметром цилиндра 50 мм и ходом 500 мм

В статье [54] представлена история конструирования таких ступеней, начиная с цилиндра диаметром 150 мм и ходом 200мм. Однако влияние длительного времени цикла на производительность ступени оказалось слишком велико, что в итоге привело к созданию двух последних вариантов (рис. 6.1–6.5). На базе которых была верифицирована методика расчёта таких ступеней и по полученным данным проведены исследования с определением эффективных диапазонов режимных и конструктивных параметров таких ступеней.

Для определения эффективных диапазонов конструктивных и режимных параметров было выбрано три критерия, которым должна соответствовать конструкция: $T_{\text{газа}} < 430 \text{ K}$, $\lambda \geq 0,7$ и $\eta \geq 0,7$. Результаты проведённого анализа представлены на рисунках 6.6–6.11.

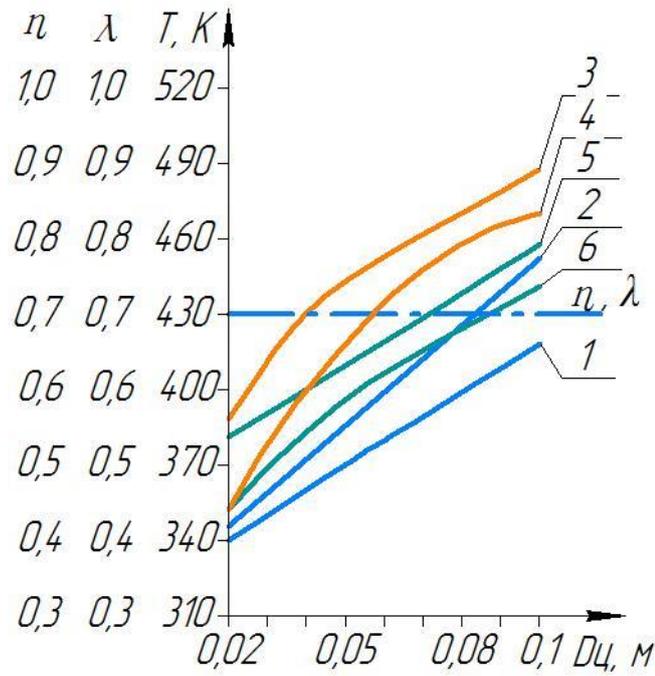


Рисунок 6.6 – Температура (1,2), коэффициента подачи (3,4) и КПД (5,6) при переменном диаметре ($S = 0,5$, $\tau = 3$ с):
линии 1,3,5 для давления 50 атм., линии 2,4,6 для давления 70 атм.

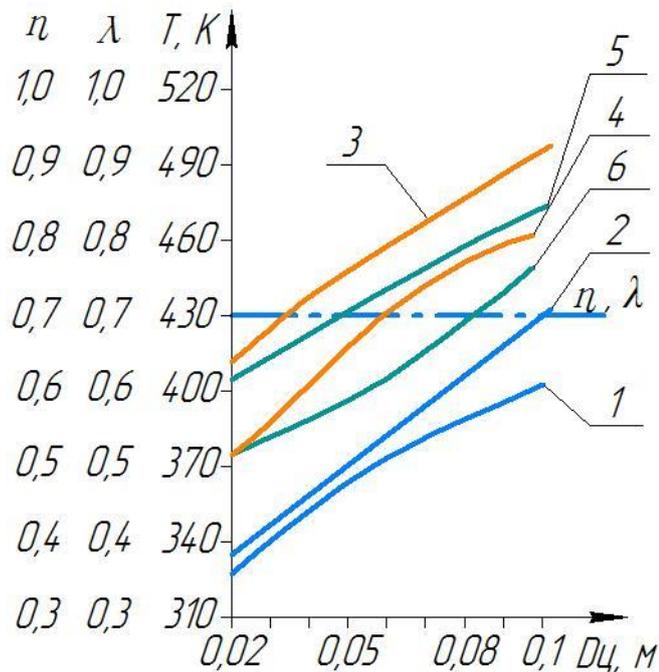


Рисунок 6.7 – Температура (1,2), коэффициента подачи (3,4) и КПД (5,6) при переменном диаметре ($S = 0,8$, $\tau = 3$ с):
линии 1,3,5 для давления 50 атм., линии 2,4,6 для давления 70 атм.

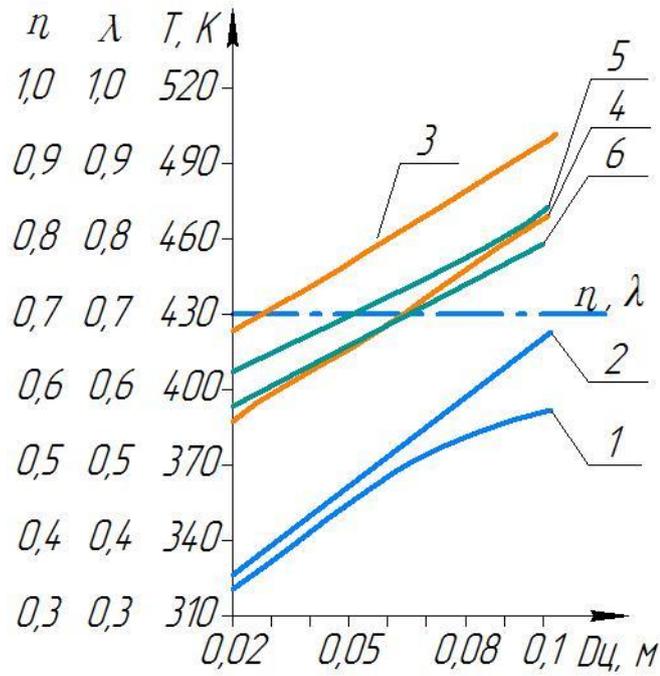


Рисунок 6.8 – Температура (1,2), коэффициента подачи (3,4) и КПД (5,6) при переменном диаметре ($S = 1,0$, $\tau = 3$ с):
линии 1,3,5 для давления 50 атм., линии 2,4,6 для давления 70 атм.

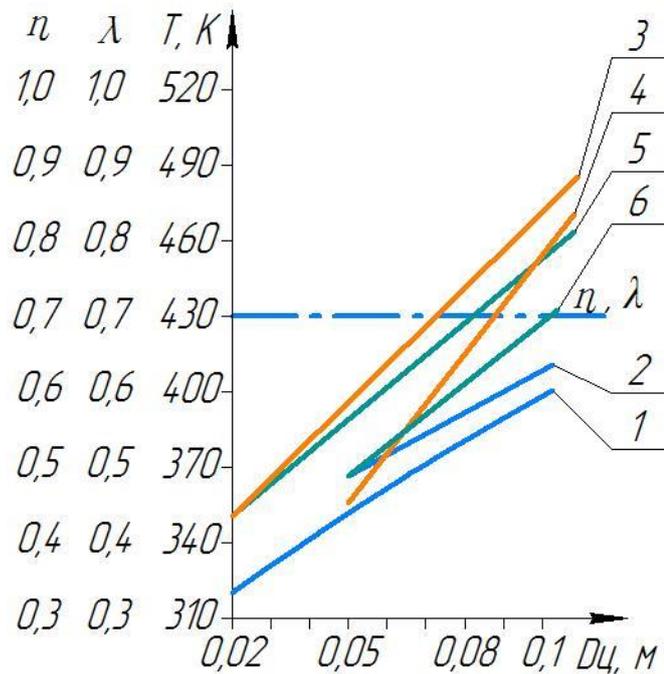


Рисунок 6.9 – Температура (1,2), коэффициента подачи (3,4) и КПД (5,6) при переменном диаметре ($S = 0,5$, $\tau = 4$ с):
линии 1,3,5 для давления 50 атм., линии 2,4,6 для давления 70 атм.

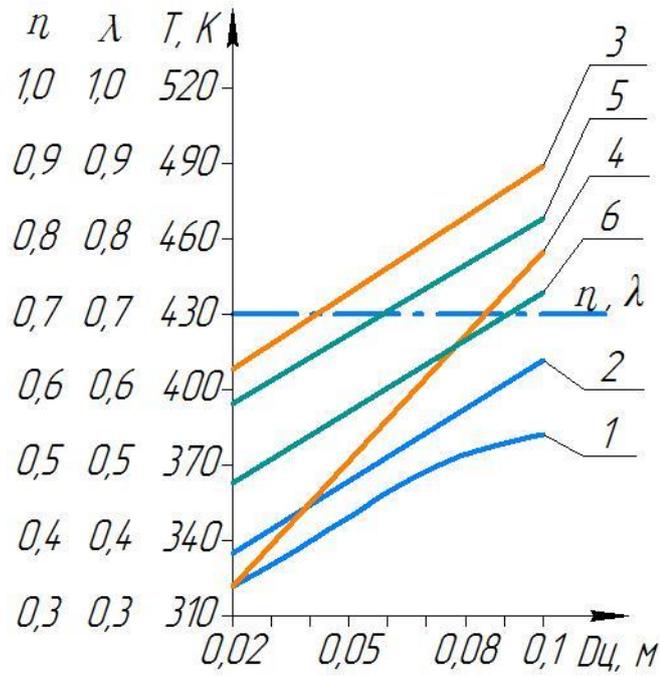


Рисунок 6.10 – Температура (1,2), коэффициента подачи (3,4) и КПД (5,6) при переменном диаметре ($S = 0,8$, $\tau = 4$ с):
линии 1,3,5 для давления 50 атм., линии 2,4,6 для давления 70 атм.

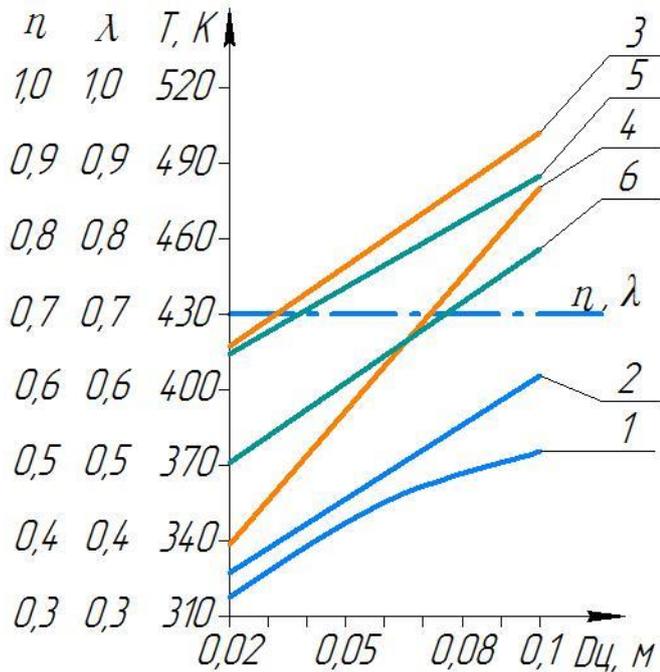


Рисунок 6.11 – Температура (1,2), коэффициента подачи (3,4) и КПД (5,6) при переменном диаметре ($S = 1,0$, $\tau = 4$ с):
линии 1,3,5 для давления 50 атм., линии 2,4,6 для давления 70 атм.

Был проведён анализ на основании комбинации предварительно полученных результатов: $D_{ц}=0,02...0,08$; $S=0,2...1$ м; $\tau = 2...6$ с.

Анализ позволил сформулировать ключевые рекомендации по проектированию тихоходных длинноходовых компрессоров: $S_{п}/D_{ц} > 10$ при $D_{ц}=0,02...0,08$ м, $\tau = 2...4$.

Необходимо учитывать, что данные рекомендации получены на основании субъективных представлениях автора настоящей работы об эффективности поршневых бесшмазочных машин.

Учитывая обозначенные выше приемлемые значения интегральных характеристик, для каждого из рассмотренных режимов работы ступени получены эффективные диапазоны основных конструктивных и режимных параметров (рисунок 6.12): при $\tau = 2$ с: $D_{ц} = 0,02$ м, $S = 0,8$ м – $V_e = 0,317$ м³/ч; $D_{ц} = 0,05$ м, $S = 0,5...0,8$ м – $V_e = 1,23...2,11$ м³/ч; при $\tau = 3$: $D_{ц} = 0,05$ м, $S = 0,8$ м – $V_e = 1,32$ м³/ч; $D_{ц} = 0,08$ м, $S = 0,2...0,8$ м – $V_e = 1,0...4,1$ м³/ч; при $\tau = 4$: $D_{ц} = 0,05$ м, $S = 0,8$ м – $V_e = 1,35$ м³/ч; $D_{ц} = 0,08$ м, $S = 0,8$ м – $V_e = 2,89$ м³/ч.

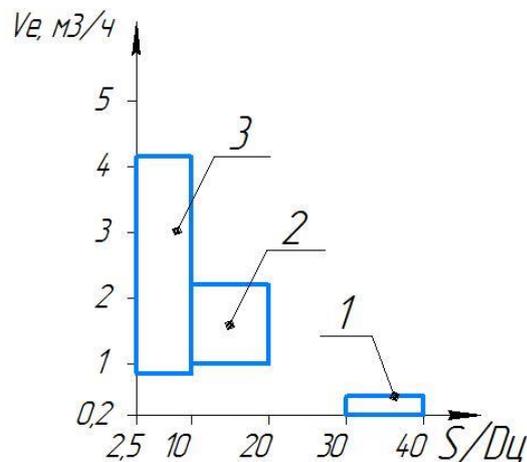


Рисунок 6.12 – Производительности компрессора при:

1– $D_{ц} = 0,02$ м; 2 – $D_{ц} = 0,05$ м; 3– $D_{ц} = 0,08$ м

Области работы компрессоров, представленные на рисунке 6.12 позволили рекомендовать унифицированные ряды диаметров на базе трех типоразмеров, обозначили применение того или иного типоразмера в зависимости от требуемой производительности. Рекомендуемые типоразмеры ступени: $D_{ц} = 0,02$; $0,05$; $0,08$ и $S_{max} = 0,8...1,0$ м. Представленные параметры ступени соответствуют ряду предпочтительных чисел в соответствии с [78].

Как было показано ранее основные показатели унификации изделия [144, 192] имеют следующие значения:

- коэффициент унификации $K_{ун}$ определяет процент стандартных, унифицированных и заимствованных деталей [129]: $K_{ун} = 0,91$;
- коэффициент применяемости $K_{пр}$ служит показателем, оценивающим процент наименований стандартных $N_{ст}$, унифицированных $N_{ун}$ и заимствованных $N_з$ деталей от суммарного количества типов деталей $N_{общ}$ [130]: $K_{пр} = 0,63$;
- коэффициент повторяемости $K_{повт}$ показывает отношение числа применяемых деталей в изделии к общему числу наименований [129]: $K_{повт} = 3,25$.

В соответствии с приведёнными выше рисунками все основные детали компрессорной ступени: цилиндр, фланцы, поршень-шток, клапанная плита, клапаны – являются телами вращения, изготавливаемыми методом точения. Номенклатура деталей у разрабатываемых ступеней намного меньше, чем у существующих аналогов, а детали поршневых ступеней из предлагаемого типоразмерного ряда могут быть выполнены масштабированием. Всё это говорит о технологичности конструкции.

6.2 Разработка системы охлаждения тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессоров

При использовании тонкостенного цилиндра возникает задача определения параметров рубашки охлаждения тихоходного компрессора [164, 165]. В поршневых компрессорах известно, что внешнее охлаждение не снижает температуру газа, а лишь выравнивает поле температур деталей компрессора [19, 29], для тихоходных машин это не так [29, 34].

Применение внешнего охлаждения при длительном времени сжатия [29, 34], позволяет значительно понизить температура газа на выходе из компрессора [29, 34, 67, 165].

На рисунках 6.13, 6.14 приведены расчётные схемы, в которых отражено охлаждение цилиндра компрессора по всей длине и на участке, расположенном в верхней части цилиндра.

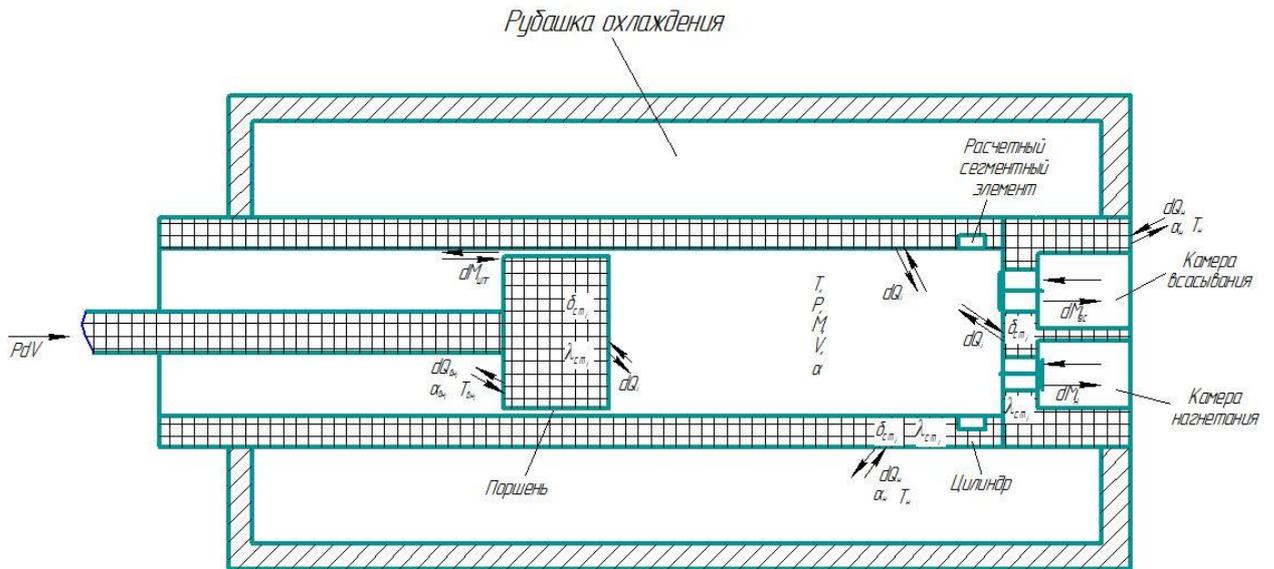


Рисунок 6.13 – Расчётная схема охлаждения цилиндра по всей длине

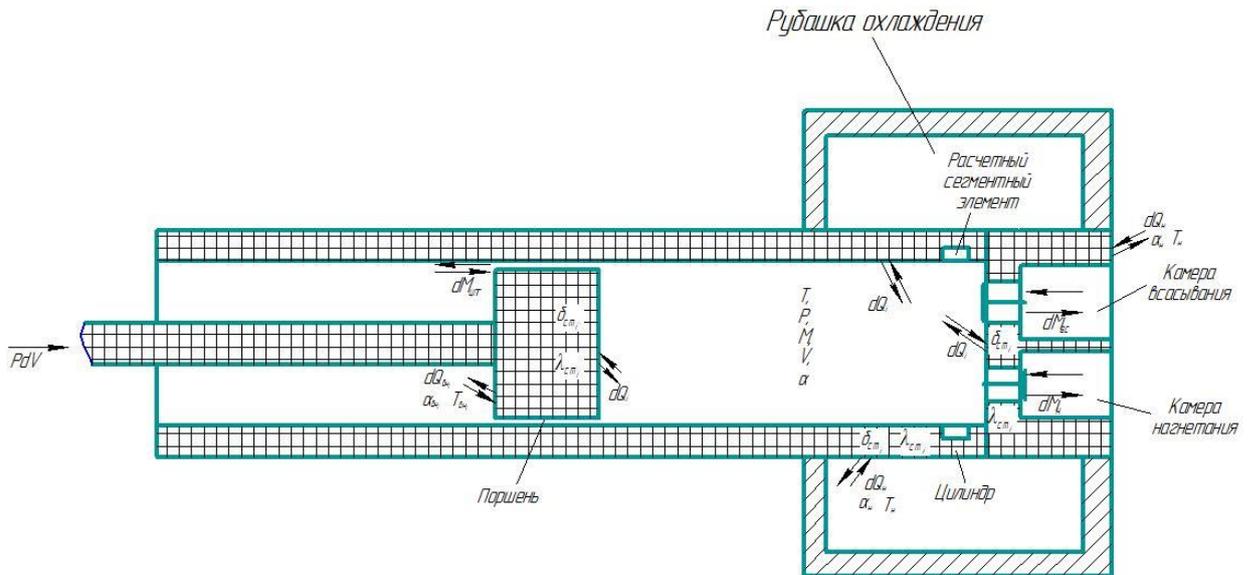


Рисунок 6.14 – Расчётная схема охлаждения верхней части цилиндра

Расчёты температуры газа на выходе изображены на рисунках 6.15–6.18.

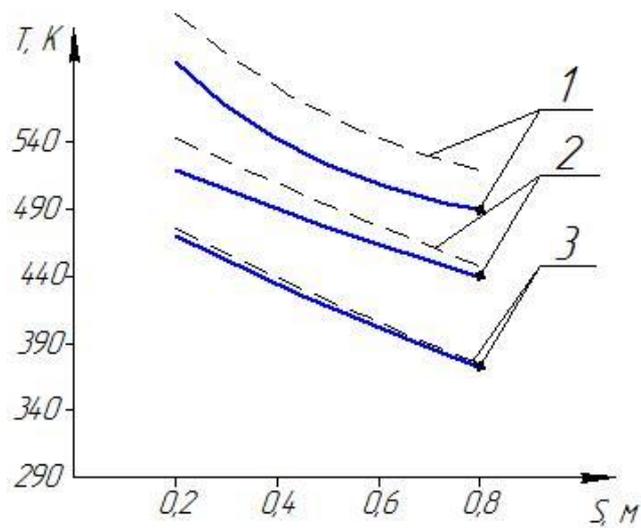


Рисунок 6.15 – Температура газа при различном ходе поршня
(диаметр 20 мм, давление нагнетания 100 атм.):

1 – 0,5 с; 2 – 1 с; 3 – 2 с

— охлаждение по всей поверхности;

----- охлаждение верхней части

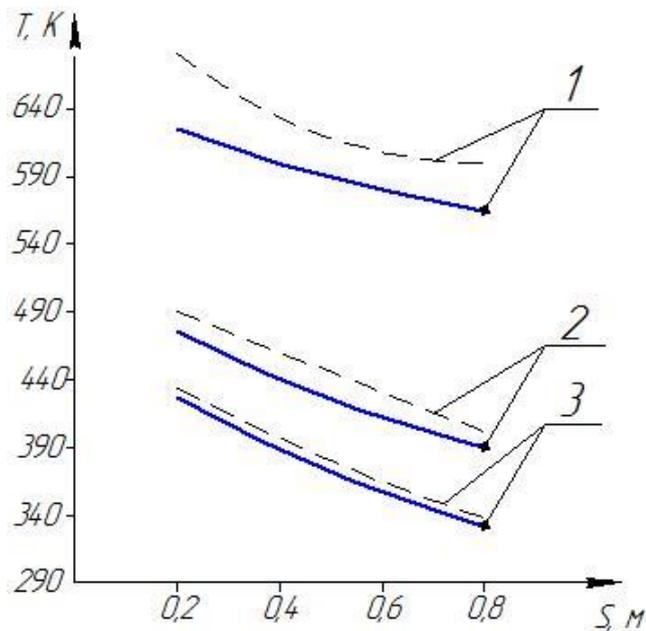


Рисунок 6.16 – Температура газа при различном ходе поршня
(диаметр 20 мм, давление нагнетания 100 атм.):

1 – 1 с; 2 – 2 с; 3 – 3 с

— охлаждение по всей поверхности;

----- охлаждение верхней части

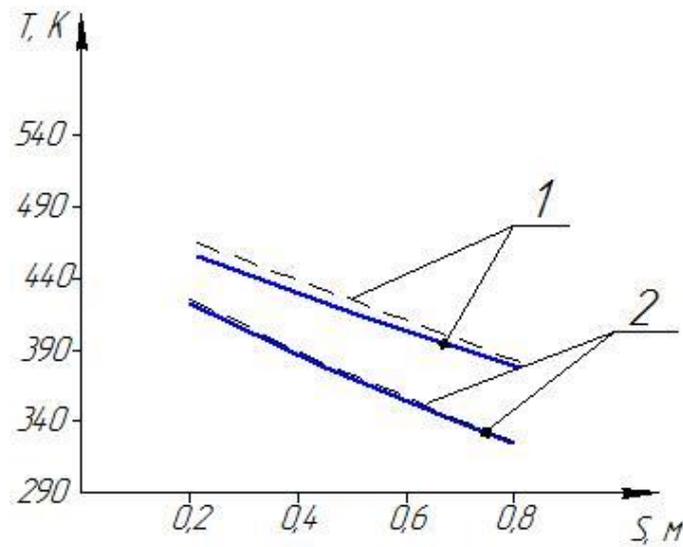


Рисунок 6.17 – Температура газа при различном ходе поршня
(диаметр 20 мм, давление нагнетания 60 атм.):

1 – 1 с; 2 – 2 с

— охлаждение по всей поверхности;
----- охлаждение верхней части

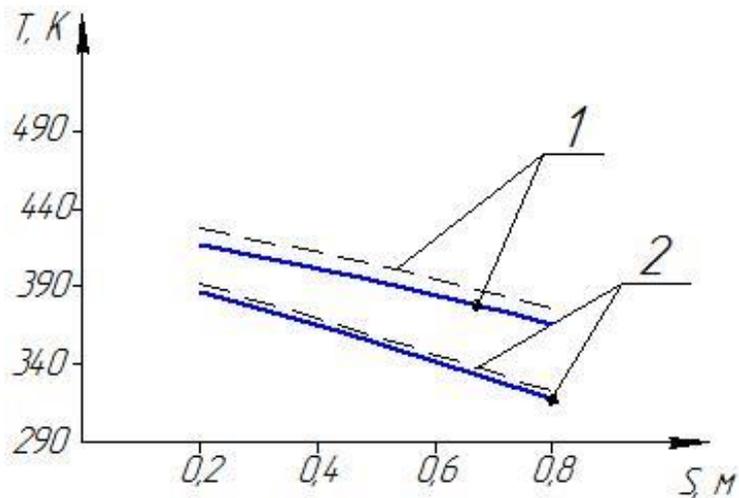


Рисунок 6.18 – Температура газа при различном ходе поршня
(диаметр 20 мм, давление нагнетания 60 атм.) при времени цикла:

1 – 2 с; 2 – 3 с

— охлаждение по всей поверхности;
----- охлаждение верхней части

Таким образом применение рубашки охлаждения только на верхней трети цилиндра, даёт возможность получить приемлемую температуру газа менее чем на 5 % превышающее значение при охлаждении по всей поверхности цилиндра.

6.3 Применение тонкостенных трубных профилей в конструкциях малорасходных длинноходовых тихоходных компрессоров

В настоящее время исследования технологии получения низкой шероховатости на значительной длине внутренней поверхности трубы позволило констатировать факт, значительных трудной изготовления таких конструкций. Рассмотрим решения данной проблемы при параметрах ступени сжатия, принятой автором: ход поршня $S = 0,5$ м; диаметр цилиндра $D_{ц} = 0,05$ м [238-241]. Рубашку охлаждения расположим на верхней трети цилиндра (рисунок 6.19). Материал трубы нержавеющая сталь [172].

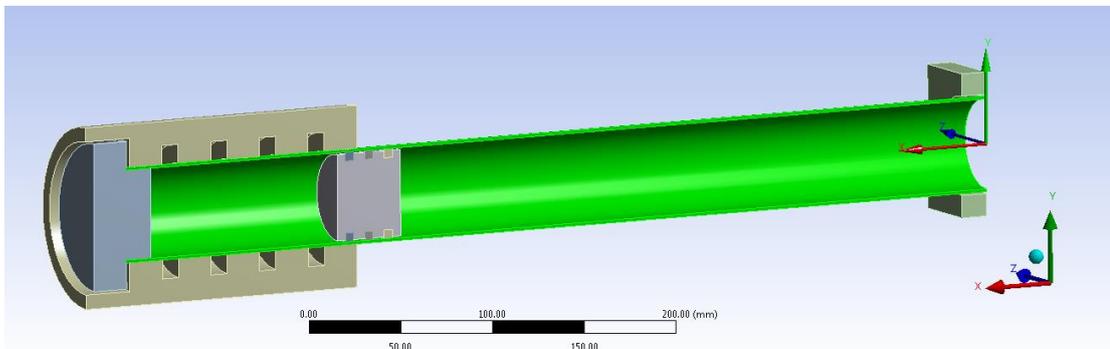


Рисунок 6.19 – Схема компрессора с охлаждением на верхней части цилиндра

Для тонкостенных оболочек при определении кольцевых напряжений справедлива формула [196]:

$$\sigma_t = [p] \cdot \frac{D_{ц}}{2 \cdot \delta}, \quad (6.1)$$

Рубашка охлаждения является в данном случае и упрочняющей обоймой [295].

Величина эквивалентных напряжений [292]:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_m^2 - \sigma_t \cdot \sigma_m}, \quad (6.2)$$

где σ_m – напряжения в стенках цилиндра, действующие вдоль его оси, МПа.

В работе [45] представлена конечно-разностная модель компрессора (рисунок 6.20).

На рисунках 6.21 и 6.22 показаны полученные результаты расчёта деформаций и напряжений соответственно (давление 12МПа) [283].

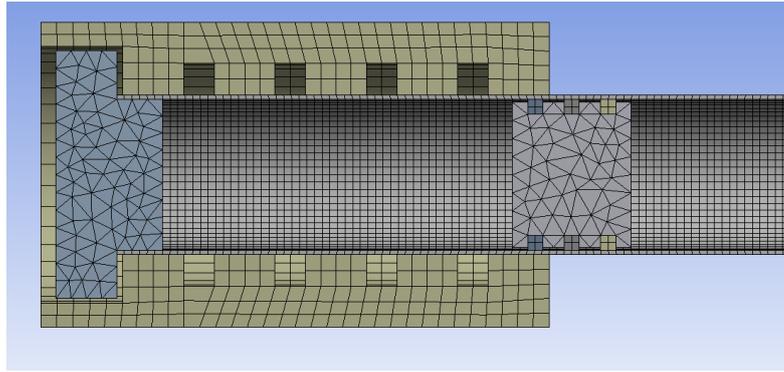


Рисунок 6.20 – Конечно-разностная модель поршневого компрессора

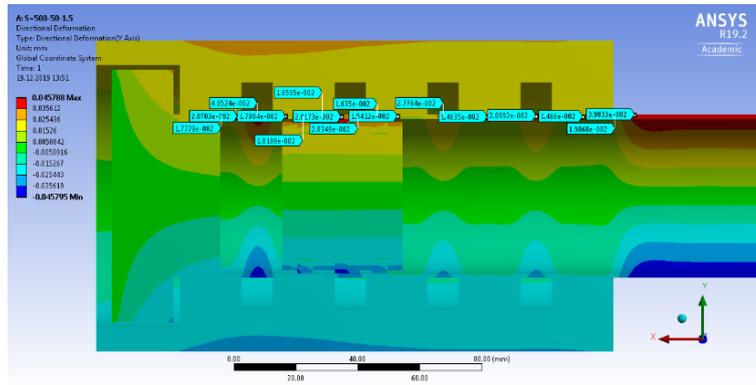


Рисунок 6.21 – Результаты расчёта

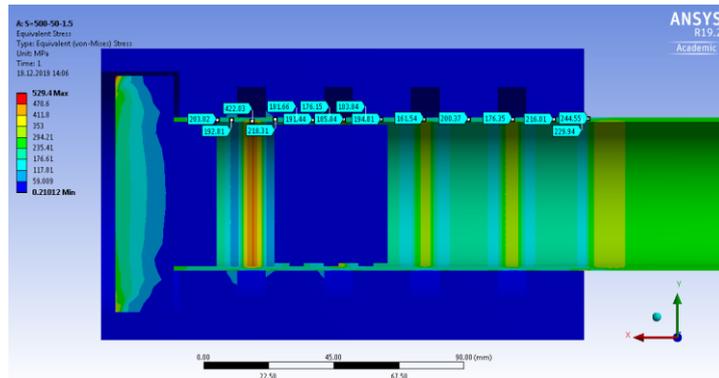


Рисунок 6.22 – Результаты расчёта

На рисунках 6.23...6.26 представлены данные об эквивалентных напряжениях и деформациях при давлении 12МПа.

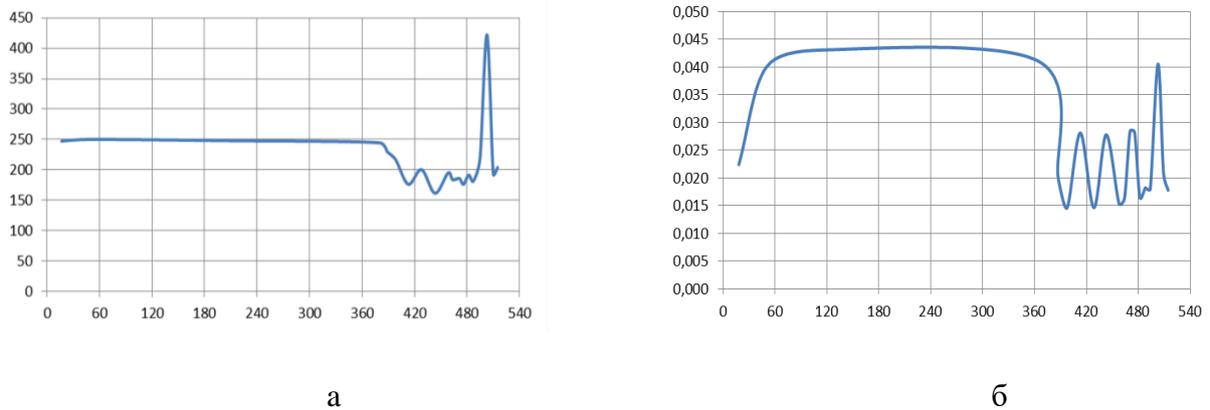


Рисунок 6.23 – Компрессор с охлаждением и с закреплением со стороны клапанной плиты:
а – эквивалентные напряжения, МПа; б – деформации, мм

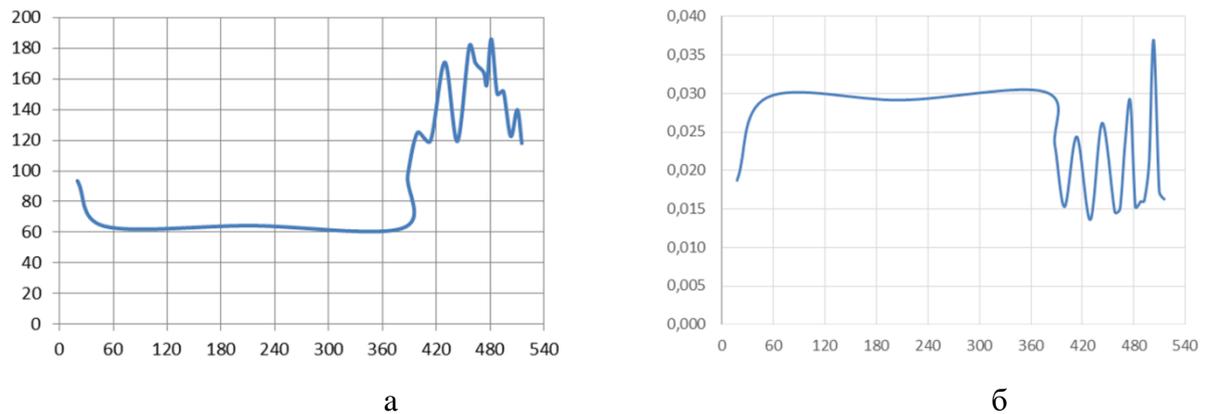


Рисунок 6.24 – Компрессор с охлаждением и без закрепления со стороны клапанной плиты:
а – эквивалентные напряжения, МПа; б – деформации, мм

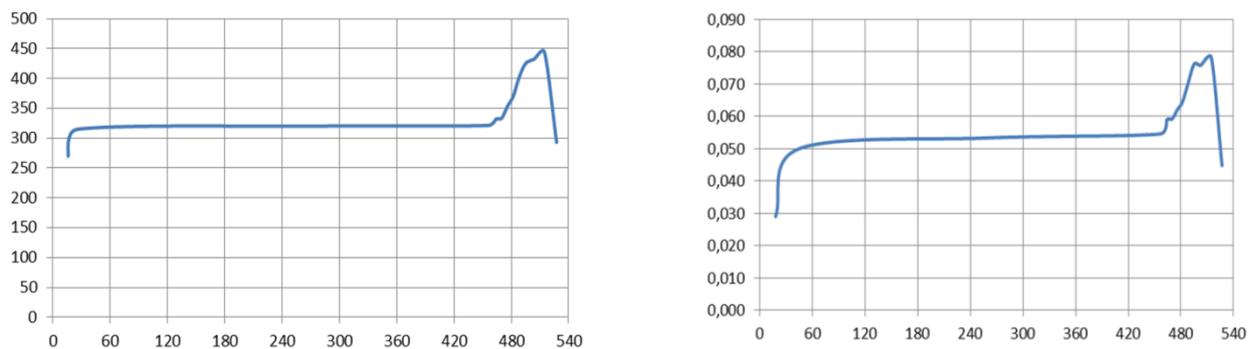
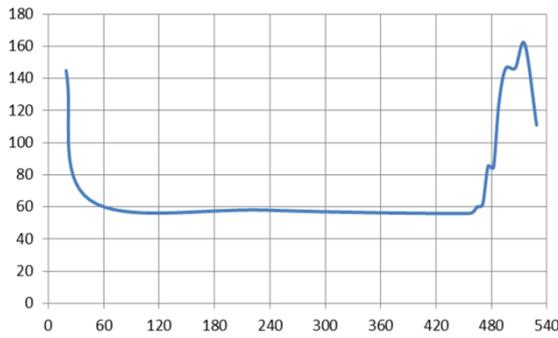
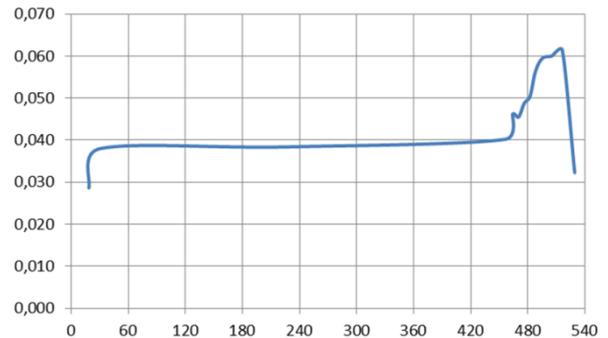


Рисунок 6.25 – Компрессор без охлаждения и с закреплением со стороны клапанной плиты:
а – эквивалентные напряжения, МПа; б – деформации, мм



а



б

Рисунок 6.26 – Компрессор без охлаждения и без закрепления со стороны клапанной плиты
а – эквивалентные напряжения, МПа; б – деформации, мм

Результаты исследования (рисунки 6.23...6.26) показали, что закрепление цилиндра со стороны клапанной плиты приводит к значительным эквивалентным напряжениям в конструкции до 450 МПа. При фиксации компрессорной ступени со стороны привода напряжения в 3 раза меньше – 160...180 МПа. Соответственно и деформации цилиндра пропорционально изменяются.

6.4 Исследование тепловых режимов в межступенчатых коммуникациях воздушных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней

Получение значительных давлений газа связано с проблемой повышения температуры – это является одной из основных причин перехода к сжатию газа в многоступенчатых машинах [162, 207]. Современные конструкции одноступенчатых тихоходных длинноходовых компрессоров позволяют получать такие давления в одной ступени сжатия [51, 83, 155, 254, 297]. Тем не менее температура газа в этом случае составляет 400...420 К. В связи с этим при использовании многоцилиндровой схемы или же при реализации в перспективе многоступенчатого сжатия газ обязательно должен быть охлажден. Рассматриваемые компрессоры являются малорасходными, что может позволить осуществить охлаждение после сжатия в тихоходной ступени непосредственно в коммуникациях между ступенями сжатия. Проводимые исследования преследовали цель определения материалов и длин трубопроводов нагнетания,

позволяющих значительно снизить температуру газа на выходе из ступени сжатия и сделать её близкой к начальной температуре всасывания.

На рисунках 6.27, 6.28 представлена реализации модели охлаждения газа движущегося по трубопроводу нагнетания.

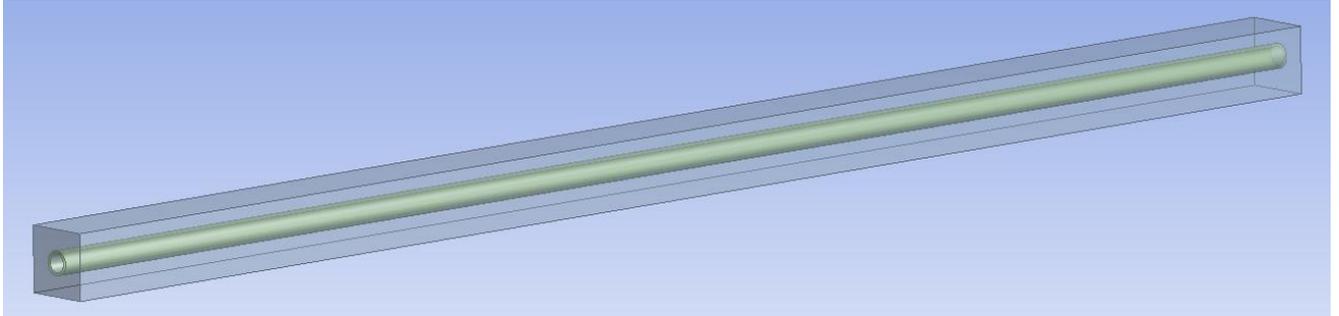


Рисунок 6.27 – Схема трубопровода с окружающей средой

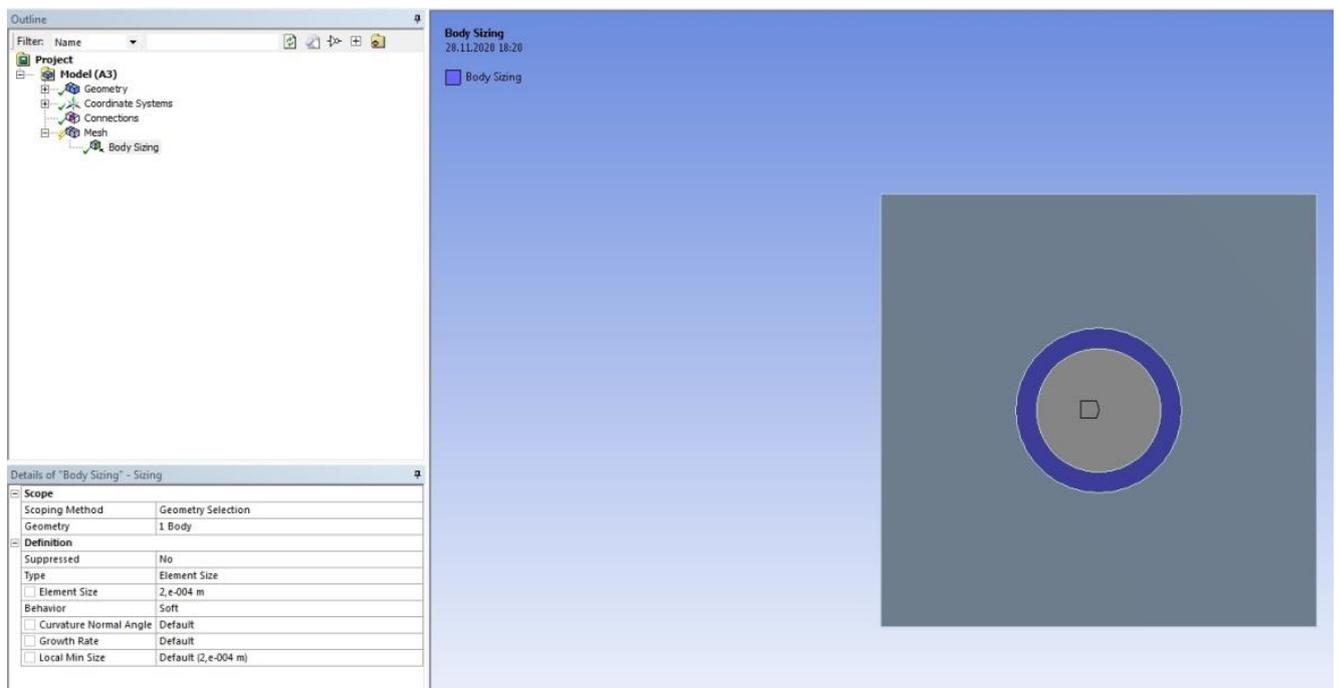


Рисунок 6.28 – Модель трубы

На рисунке 6.29 изображена модель с разбивкой трубопровода на конечные элементы, а модель отражающая охлаждения на рисунке 6.30.

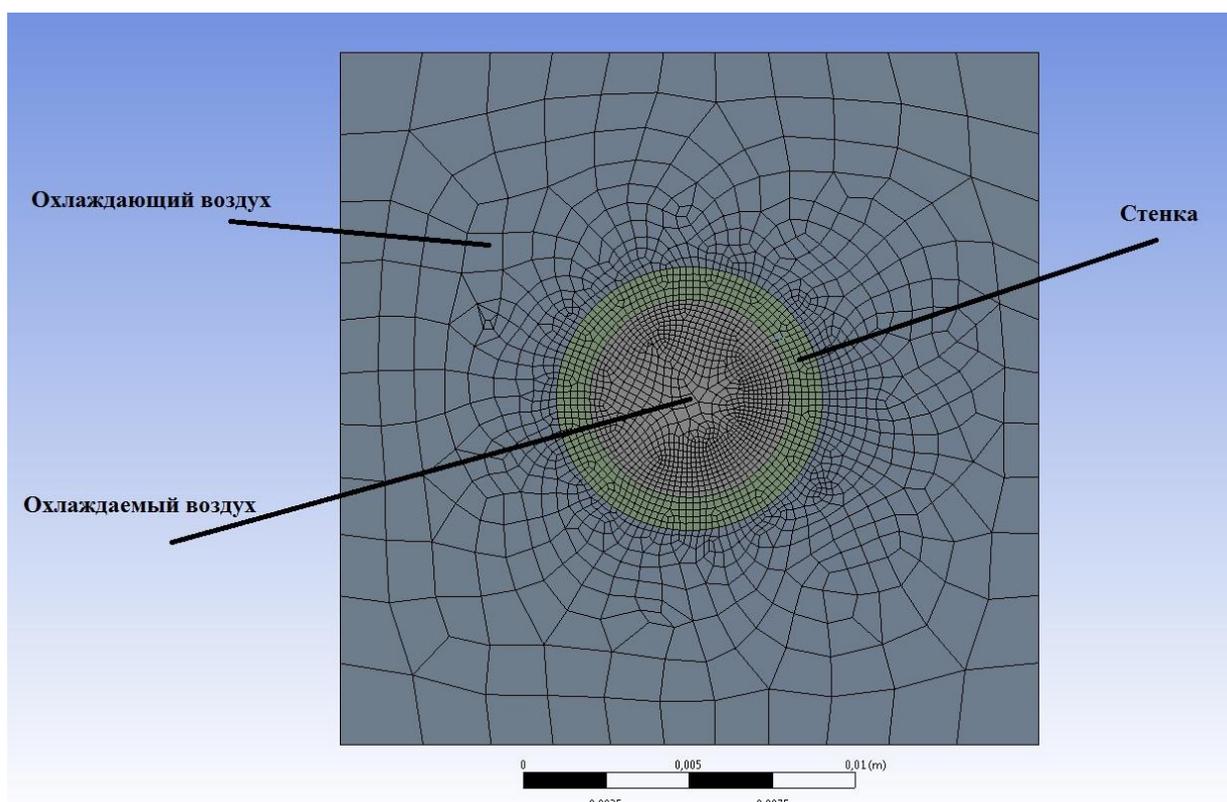


Рисунок 6.29 – Конечно-разностная модель

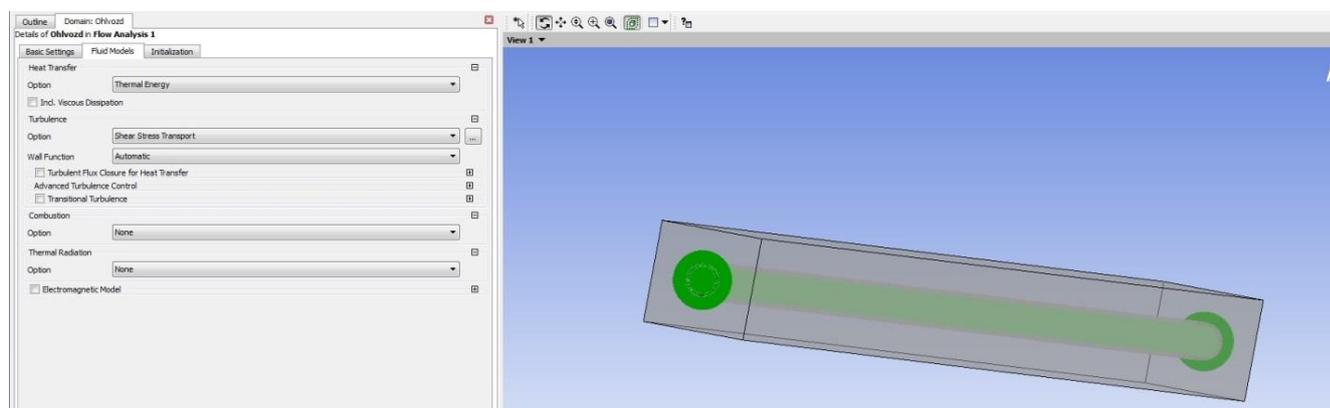


Рисунок 6.30 – Модель охлаждаемого воздуха

Реализация модели представлена на рисунках 6.31, 6.32. Диаметр трубопровода принимался равным 1 см с толщиной стенки 0,1 см.

Из представленных рисунков видно снижение температуры газа при движении внутри трубопровода. Причем наиболее быстрое падение температуры происходит у стенок трубопровода, центральная часть движущегося газа охлаждается дольше, то есть модель показывает качественно верное протекание

процесса. Условием конечного охлаждения газа было достижение температуры на 5...10 К больше температуры газа на всасывании.

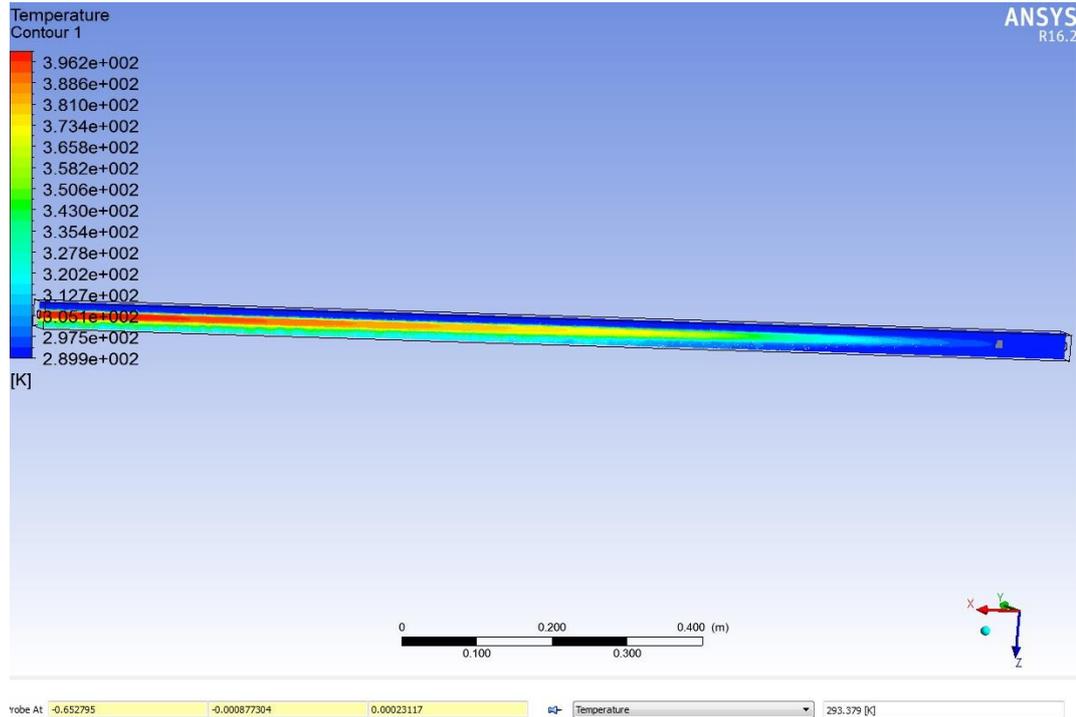


Рисунок 6.31 – Снижение температуры движущегося газа (материал трубопровода алюминий)

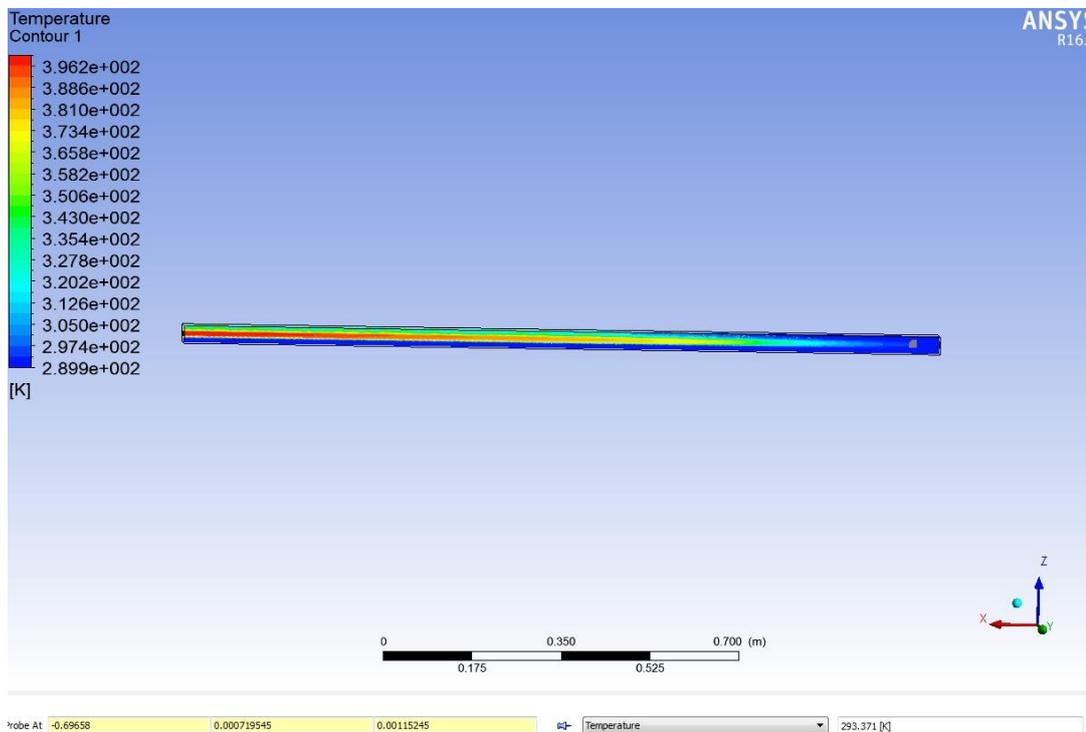


Рисунок 6.32 – Снижение температуры движущегося газа (материал трубопровода резина)

Проведённые исследования для различных материалов трубопроводов позволили рассчитать необходимые их длины с обеспечением требуемой температуры в конце трубопровода (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Основные показатели для трубопровода диаметром 10 мм при давлении 10МПа

Материал трубопровода	Длина, необходимая для охлаждения, м	Скорость в трубопроводе, м/с
Алюминий	1,23	12,7
Медь	1,18	12,5
Сталь	1,32	12,6
Резина	1,43	12,6

Результаты исследований доказали, что в тихоходных компрессорах при реализации многоступенчатых и многоцилиндровых схем установка межступенчатого теплообменного оборудования не требуется, роль теплообменного оборудования могут выполнить межступенчатые коммуникации. Было установлено, что в трубопроводах из алюминия при длине 1,23 м, из меди – 1,18 м, из стали – 1,32 м, а из резины – 1,43 м достигается требуемый температурный режим для давлений до 120 атм. включительно.

6.5 Унификация компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней

При создании конструкций компрессоров особо важное значение имеет унификация узлов и деталей для ряда машин, производимых на заводе, которая создаёт значительные преимущества при организации производства вследствие:

- уменьшения количества типов рам, корпусов, коленчатых валов, цилиндров и других трудоёмких и технологически сложных деталей;
- увеличения количества однородных деталей, которые возможно изготавливать крупными партиями или приобретать их в порядке кооперирования на других специализированных заводах.

Унификация также облегчает переход с одной конструкции на другую в пределах данного типа. В этом случае заново проектируют только те узлы и

детали, которые должны определить новые параметры компрессора по производительности и давлению или же повысить его конструктивные и эксплуатационные качества.

Все остальные узлы и детали используются без изменения от основной базовой конструкции. На компрессорном заводе производится разработка ряда новых конструкций компрессоров с широким применением унифицированных узлов и деталей. Объектами унификации могут служить коленчатые валы, крейцкопфы, цилиндры, рамы, клапаны, маслососы и другие детали.

В разрабатываемой поршневой ступени основные детали являются унифицированными: цилиндры, шток-поршни, клапаны, фланцы, цилиндропоршневые уплотнения, втулки и опоры.

Расчёт показателей стандартизации и унификации

Расчёт показателей стандартизации и унификации предусматривает расчёт количественных показателей уровня стандартизации и унификации, то есть коэффициента применяемости $K_{пр}$ и коэффициента повторяемости $K_{п}$.

Коэффициент применяемости $K_{пр}$:

$$K_{пр} = \frac{n - n_0}{n} \cdot 100\% , \quad (6.3)$$

Коэффициент повторяемости $K_{п}$:

$$K_{п} = \frac{N}{n} \quad (6.4)$$

Например, для станции компрессорной «СКАВ7,5 ПТ» АО «Компрессор», г. Санкт-Петербург: $n = 2382$, $n_0 = 286$, $N = 3349,3$.

Результаты расчетов следующие:

$$K_{пр} = \frac{2382 - 286}{2382} \times 100\% = 88\%$$

$$K_{п} = \frac{3349,3}{2382} = 14,06$$

Для мембранных компрессоров при анализе получены следующие данные: $K_{пр}$ до 0,94; $K_{пов} = 12 \dots 16$.

Для тихоходных малорасходных ступеней $K_{пр} = 0,99$ и $K_{пов} = 15,25$, как было показано в первой главе. То есть разработанная квазиизотермическая ступень сжатия находится на передовом уровне по показателям унификации.

Повышение технологичности конструкции тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессорных ступеней становится возможным при изготовлении из стандартных профилей.

Учитывая проблемы технологического характера, связанные с получением гладкой внутренней поверхности цилиндра на значительной длине, было принято решение применение стандартного профиля с требуемым параметром шероховатости. Такой профиль применяется в медицинском оборудовании и изготовлен из стали 03X17H14M3. Такие профили применимы до давления в 60 атм. Применение профиля в качестве цилиндра тихоходного компрессора с давлением в 120 атм. возможно при установке рубашки охлаждения на верхней части цилиндра (в районе клапанной плиты).

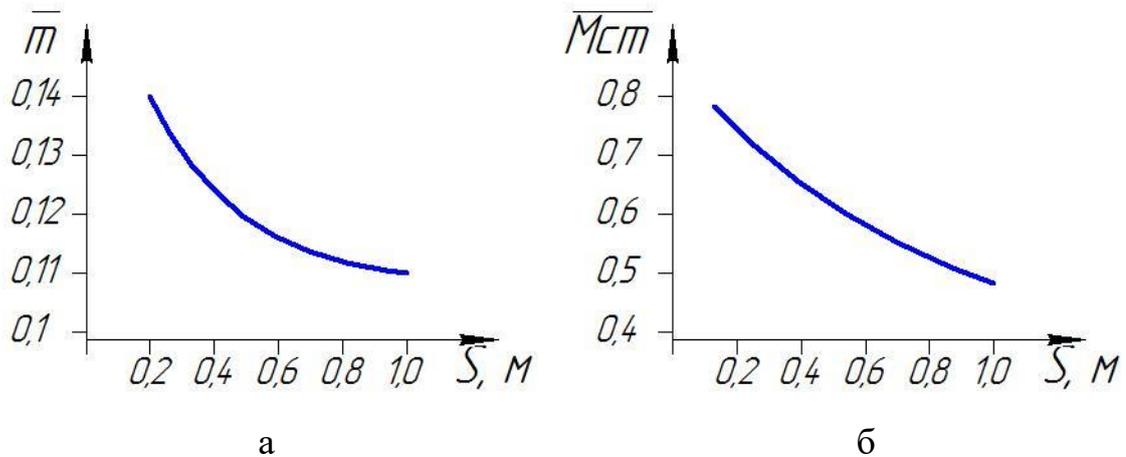


Рисунок 6.33 – Снижение массы цилиндрической оболочки (а) и компрессора в целом (б)

При проведении анализа изменения массы (рисунок 6.33) введены понятия относительной массы цилиндра $\bar{m} = \frac{m_{тон}}{M_{тол}}$ ($m_{тон}$ – масса тонкостенного цилиндра с рубашкой охлаждения; $M_{тол}$ – масса толстостенного цилиндра с рубашкой охлаждения) и относительной массы ступени $\bar{Mcm} = \frac{m_{тон.ст}}{M_{тол.ст}}$ ($m_{тон.ст}$ – масса ступени с тонкостенным цилиндром; $M_{тол.ст}$ – масса ступени с толстостенным цилиндром).

Таким образом организация эффективного охлаждения в верхней части (в районе клапанной плиты) при использовании стандартного трубного профиля позволяет снизить его массу до 9 раз, а массу компрессора до раз если использовать его непродолжительное время, например в космических объектах не возвращаемых с орбиты.

6.6 Поиск оптимального соотношения конструктивных и режимных параметров в тихоходных компрессорах

При работе с заказчиком нередко возникает необходимость осуществлять подбор оборудования на основании индивидуальных (субъективных) предпочтений. При этом из всего многообразия однотипного оборудования требуется выделить несколько вариантов, наилучшим образом решающих поставленные задачи. Желательно, чтобы при этом процесс выбора был автоматизирован, то есть занимал немного времени. Такой подход предположительно увеличит интерес к продаваемому изделию.

Опираясь на базу данных, полученных с помощью обобщённой методики расчёта, были проведены исследования и создана программа расчёта наилучшего решения по набору критериев, определяемых заказчиком.

Для реализации поставленной цели представляет интерес так называемый Симплекс-метод [205, 255]. Суть данного метода сводится к получению функции, зависящей от принятых заказчиком критериев с учётом значимости каждого критерия, расчёту функции для каждого элемента из базы данных и выбору элемента, для которого искомая функция принимает максимальное значение [255]:

$$F(A_i) = \sum_{i=1}^n a_i f_i(A_i), \quad (6.5)$$

где A_i – критерий поиска;

a_i – вес (значимость критерия);

$f_i(A_i)$ – нормируемый параметр:

$$f_i(A_i) = \frac{f_n(A_i) - \min(f_n(A_i))}{\max(f_n(A_i)) - \min(f_n(A_i))} \quad (6.6)$$

$$\min(f_n(A_i)) \neq \max(f_n(A_i))$$

$f_n(A_i)$ – значение параметра;

$\max(f_n(A_i))$ – максимальное значение параметра в рассматриваемом диапазоне;

$\min(f_n(A_i))$ – минимальное значение параметра в рассматриваемом диапазоне.

На основании общепринятых критериев эффективности рабочих процессов поршневых компрессорных ступеней в качестве определяющих критериев были приняты: температура, коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД. Дополнительно в качестве потенциально интересных критериев для заказчика можно принять массу и объём ступени. Тогда для данного примера искомая функция будет иметь следующий вид:

$$F(T, \lambda, \eta, m, V) = a_T \cdot T^{\text{норм}} + a_\lambda * \lambda^{\text{норм}} + a_\eta * \eta^{\text{норм}} + a_m * m^{\text{норм}} + a_V * V^{\text{норм}} \quad (6.7)$$

На самом деле критериев, по которым может быть осуществлён выбор рациональной конструкции тихоходной ступени, много, и они могут быть использованы в различных сочетаниях в зависимости от поставленной задачи.

Методика поиска рационального решения, основанная на симплекс-методе, реализована в программе EXEL.

Из всей полученной базы данных исключены компрессорные ступени, не соответствующие мировым требованиям по значениям коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД (значения менее 0,7), а также ступени с недопустимо большой температурой нагнетаемого газа (более 430К). Для большей наглядности выбраны лучшие решения. И на основании данного массива продемонстрирована работа программы.

Программа работает следующим образом: база данных поршневых ступеней заносится в EXELc указанием интересующих параметров поршневой ступени (рисунок 6.34).

Для каждого критерия задаётся значимость и диапазон значений величины критерия.

Компрессор	Температура	Коэффициент подачи	КПД	Масса	Габариты	
Компрессор 1 D=0.05, S=0.5	400	0,66	0,65	5	0,001	1
Компрессор 2 D=0.05, S=0.8	395	0,73	0,77	8	0,0016	9
Компрессор 3 D=0.05, S=1	390	0,8	0,81	10	0,002	2
Компрессор 4 D=0.08, S=0.5	425	0,82	0,85	12,8	0,0026	8
Компрессор 5 D=0.08, S=0.8	418	0,9	0,88	20,5	0,0042	3
Компрессор 6 D=0.08, S=1	410	0,92	0,91	25,6	0,0053	4
Компрессор 7 D=0.1, S=0.5	430	0,88	0,89	15	0,0033	7
Компрессор 8 D=0.1, S=0.8	422	0,9	0,92	17	0,004	6
Компрессор 9 D=0.1, S=1.0	415	0,92	0,94	18	0,0045	5

Рисунок 6.34 – Результаты расчёта с градацией по наибольшему значению целевой функции

В данном случае в качестве примера расчёт выполнен для следующих параметров: $P_H=6\text{МПа}$, $V=0,002\text{ м}^3/\text{с}$. При весе критериев $a_T=0,2$, $a_\lambda=0,2$, $a_\eta=0,3$, $a_m=0,2$, $a_V=0,1$.

Программа выбирает наилучшее решение по максимальному значению функции (6.7) и выполняет ранжирование объектов в базе данных (рисунок 6.34).

На рисунке 6.35 представлен вид программного окна.

Окно параметров ×

Температура	Коэффициент подачи	КПД	Масса	Габариты		
Значимость параметра:						
<input type="text" value="0,9"/>	<input type="text" value="0,05"/>	<input type="text" value="0,04"/>	<input type="text" value="0,005"/>	<input type="text" value="0,005"/>		
<input type="text" value="390"/> – <input type="text" value="425"/>	<input type="text" value="0,2"/> – <input type="text" value="0,6"/>	<input type="text" value="0,10"/> – <input type="text" value="0,60"/>	<input type="text" value="1"/> – <input type="text" value="60"/>	<input type="text" value="0,001"/> – <input type="text" value="1"/>		
№	Столбца:	Температура	Коэффициент	КПД	Масса	Габариты
		<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value="3"/>	<input type="text" value="4"/>	<input type="text" value="5"/>	<input type="text" value="6"/>
Диапазон строк:		<input type="text" value="1"/> – <input type="text" value="7"/>				
Поиск значений						
Показать		Сохранить в файл		Выход		

Рисунок 6.35 – Вид программного окна

На данную программу получено свидетельство – № 2021664528; заявл. 21.09.2021; опубл. 23.09.2021).

Таким образом можно сделать следующие выводы:

1. Диапазон конструктивных и режимных параметров тихоходных ступеней: $S_{\text{п}}/D_{\text{ц}} > 10$, $\tau = 2...4$ с при $D_{\text{ц}} = 0,02; 0,05; 0,08$ м и с водяным внешним охлаждением цилиндра.

2. Для упрощения изготовления цилиндрической части и снижения массы поршневой ступени предлагается использовать стандартные трубные профили с требуемым параметром шероховатости внутренней поверхности при конструкции рубашки охлаждения, выполненной только на верхней трети цилиндрической части рабочей камеры и с жёстким закреплением цилиндра со стороны привода.

3. Для реализации работы ступени без теплообменников с обеспечением требуемой температуры газа необходимо выполнять трубопроводы нагнетания диаметром 10 мм из алюминия длиной 1,23 м, из меди – 1,18 м, из стали – 1,32 м, а из резины – 1,43 м.

4. Разработана программа, позволяющая подбирать оптимальные параметры компрессорной ступени в зависимости от интересующих целей.

7 Повышение ресурса малорасходных компрессоров за счёт улучшения ресурсных показателей наиболее ответственных узлов

Как было показано ранее, время непрерывной работы поршневых компрессоров зависит от выхода из строя основных функциональных узлов. Так, на первом месте стоят поршневые несмазываемые уплотнения, ресурс которых доходит до 12 000 ч, самодействующие клапаны по длительности работы стоят на втором месте – срок службы не превышает 25 000 ч, и наибольшим ресурсом обладают подшипники – до 60 000 ч. В связи с этим в работе поставлена цель – «подтянуть» ресурс первых двух узлов и создать компрессор с общим ресурсом не менее 60 000 ч и перспективным ресурсом не менее 100 000 ч для обеспечения потребностей автономных условий эксплуатации.

Предпосылкой к увеличенному ресурсу работы являются режимные параметры разрабатываемой малорасходной ступени – длительное время цикла, которое в некоторых случаях имеет значения на два порядка больше по сравнению с параметрами работы серийно выпускаемых поршневых компрессоров.

Для получения столь значительных показателей ресурса нужно дать рекомендации по диапазонам изменения параметров при проектировании узлов ступени, которые позволят достичь ресурса в 60 000...100 000 ч. Это будет показано ниже на основании результатов экспериментальных и теоретических исследований.

7.1 Повышение ресурса цилиндропоршневых уплотнений

Для существующих цилиндропоршневых уплотнений бессмазочных поршневых компрессорных ступеней ресурс составляет до 12 000 ч. При этом известны зависимости для определения прогнозного ресурса, в которых основными факторами, влияющими на долговечность, являются скорость

движения, нагрузка и температура [120]. При работе тихоходных ступеней такие параметры, как давление нагнетания, температура в зоне трения очень близки по значениям к одноимённым параметрам быстроходных ступеней, поэтому определяющую роль будет играть скорость движения поршня. По сравнению с известными результатами скорость в тихоходных ступенях в 5...10 раз ниже, что позволяет сразу повысить прогнозный ресурс до 50 000 ч.

При этом в литературе, находящейся в открытом доступе, нет информации по рекомендуемой толщине стенок манжеты. Создание манжеты с достаточной толщиной стенки также позволит увеличить ресурс.

Одним из способов повышения ресурса, по мнению автора данного исследования, является умышленное увеличение количества манжет. При работе уплотнения первые манжеты будут изнашиваться раньше, а рабочее количество манжет будет сокращаться до того момента, пока утечки не возрастут до критического уровня.

Данные направления повышения ресурса нужно подтвердить экспериментально и расчётами.

7.1.1 Экспериментальные исследования материалов цилиндропоршневых уплотнений

Проведённые экспериментальные исследования по трению образцов представлены в работе [32]. Результаты исследований бессмазочных материалов (Криолон-3, Ф4К15М5, Флубон -20) представлены в таблице 7.1.

Режимы работы имитировали нагрузку, температуру и скорость движения при работе ступени с давлением нагнетания 12 МПа и временем цикла 2...4 с.

При этом получены значения износа 0,3720; 0,3847; 0,059 мм/1000 ч для материалов криолон-3, Ф4К15, Флубон -20 соответственно.

Минимальная толщина стенки манжеты ограничена исключительно технологией изготовления, и для основных бессмазочных материалов составляет 0,4 мм.

Таблица 7.1 – Результаты экспериментального исследования износа самосмазывающихся материалов

Материал	M1, г	M2, г	Δm , г	Плотность, кг/м ³	Радиальный износ (30 ч), мм	Радиальный износ в час, мм	Радиальный износ в 1000 ч, мм
Ф4К15М5	17,9825	17,9764	$6,1 \cdot 10^{-6}$	2200	0,0115	0,00038	0,3847
Криолон-3	15,1043	15,0984	$5,9 \cdot 10^{-6}$	2200	0,0111	0,00037	0,3720
Флубон-20 (Ф4УВ20)	16,1687	16,1678	$9 \cdot 10^{-7}$	2100	0,0017	0,000059	0,059

Максимальная толщина стенки находится исходя из следующего условия: контактное давление должно быть больше, чем максимальное давление в рабочей камере, то есть уплотняющий элемент под действием давления рабочей среды не должен отходить от поверхности цилиндра. При увеличении рабочего давления должно и расти усилие поджатия уплотняющего элемента.

На рисунке 7.1 представлена зависимость контактного давления от радиальной толщины для материала Ф4К15. Видно, что контактное давление в разы больше, чем максимальное давление в рабочей камере, соответственно условие герметичности выполняется.

На рисунке 7.2 представлено изменение величины контактного давления по длине манжеты при радиальной толщине 4,5 мм, как видно, величина контактного давления меньше, чем максимальное давление $P_{ц}$, соответственно условие герметичности нарушается [53].

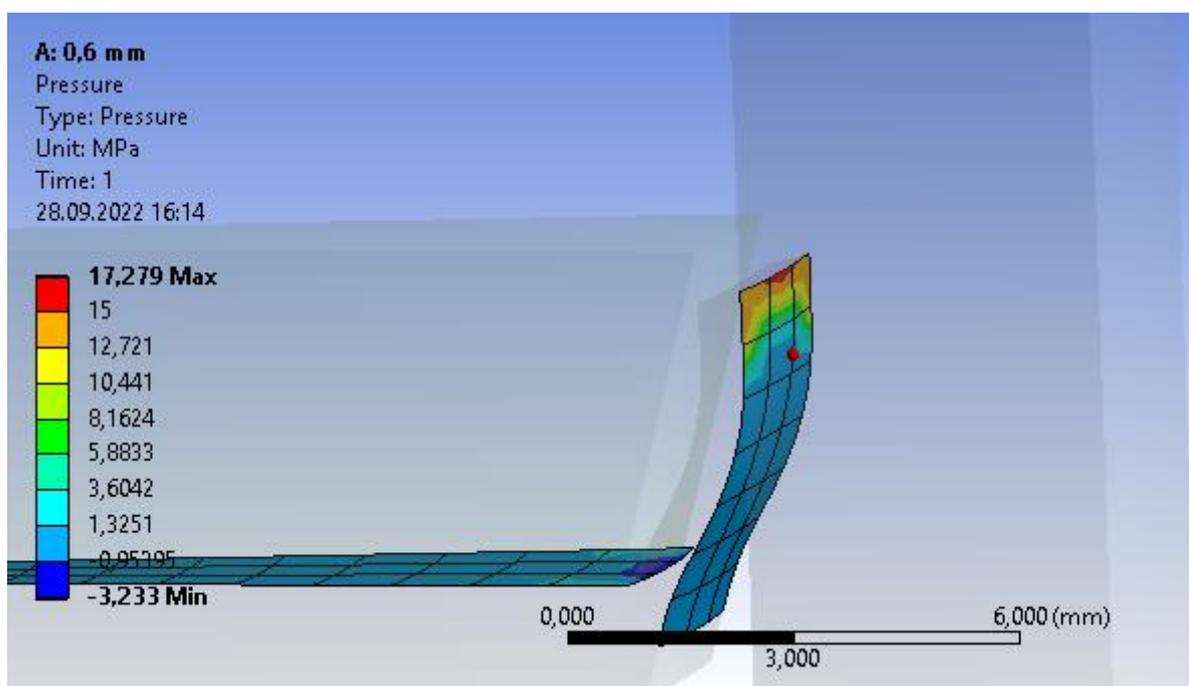


Рисунок 7.1 – Величина контактного давления при толщине 0,6 мм

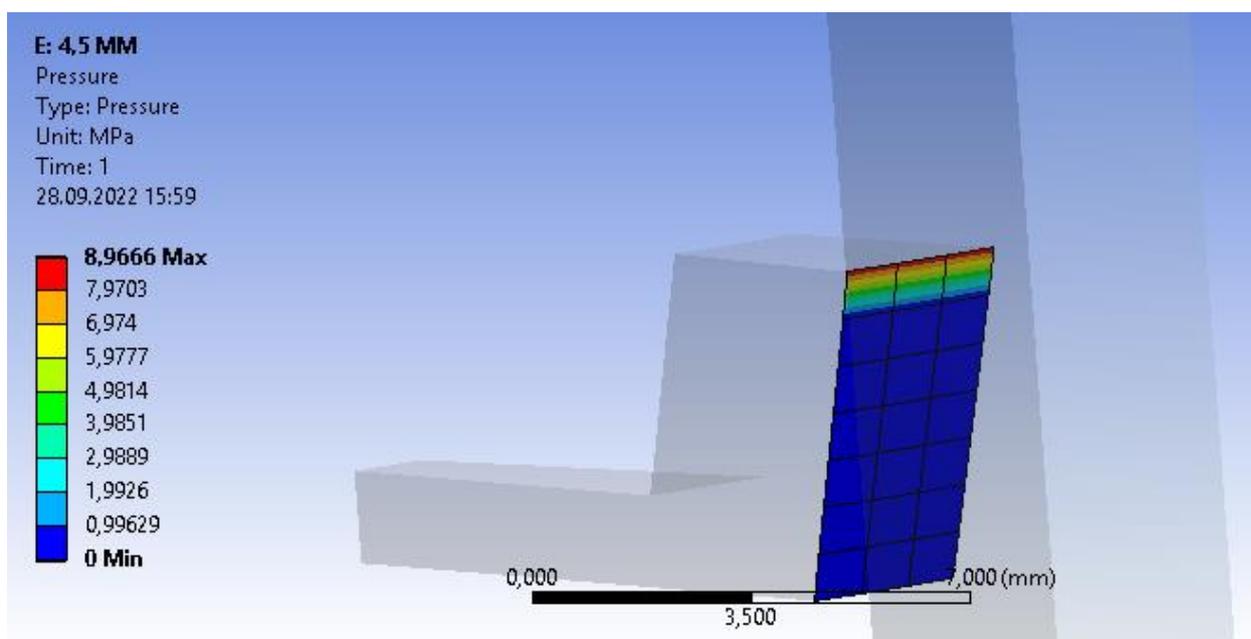


Рисунок 7.2 – Величина контактного давления при толщине 4,5 мм

Моделирование работы манжет позволило получить максимальные толщины трущихся кромок, обеспечивающих следующий ресурс: не менее 14 000 часов – для материалов Ф4К15 и Криолон-3, не менее 60 000 часов для материала Флубон-20.

7.1.2 Исследования конструкций манжетных уплотнений

В данном разделе рассмотрены результаты экспериментальных исследований по определению минимального количества манжет в соответствии с критерием, обеспечивающим минимально допустимую производительность, характеризующимся коэффициентом подачи не менее 0,7.

Видно, что при пакете в 7 манжет кривая практически становится горизонтальной для всех режимов с давлением 10...12 МПа, то есть дальнейшее увеличение количества манжет не позволяет повысить производительность ступени, а лишь увеличивает ресурс.

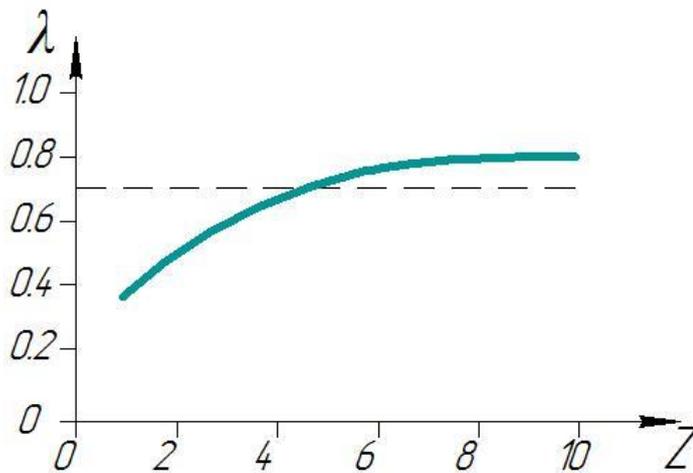


Рисунок 7.3 – Зависимость коэффициента подачи от количества манжет при $P_n = 10$ МПа и $\tau = 2$ с

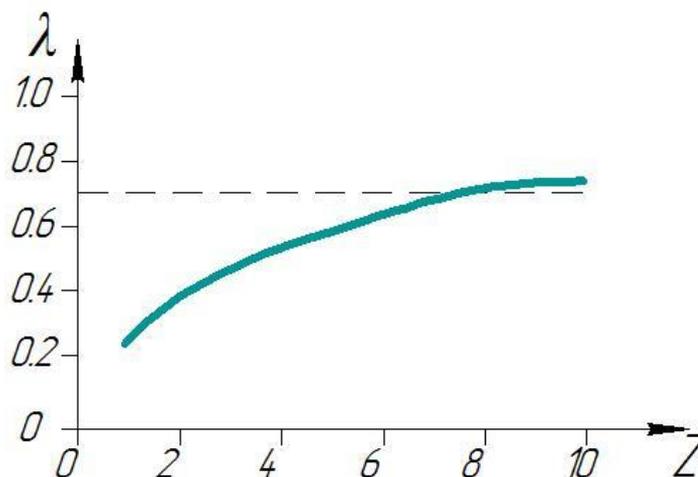


Рисунок 7.4 – Зависимость коэффициента подачи от количества манжет при $P_n = 10$ МПа и $\tau = 4$ с

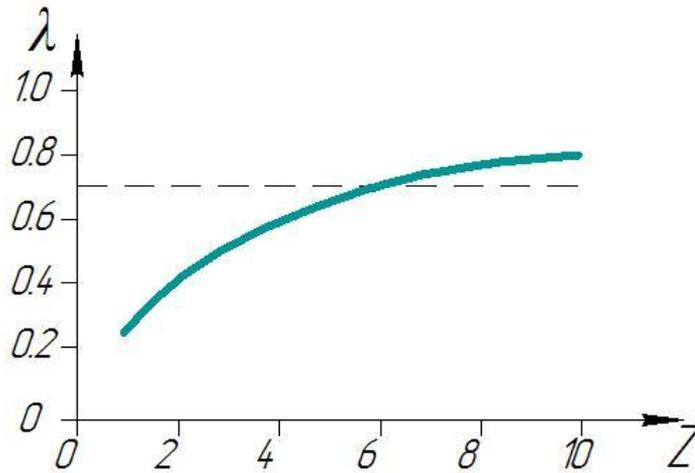


Рисунок 7.5 – Зависимость коэффициента подачи от количества манжет при $P_n = 12$ МПа и $\tau = 2$ с

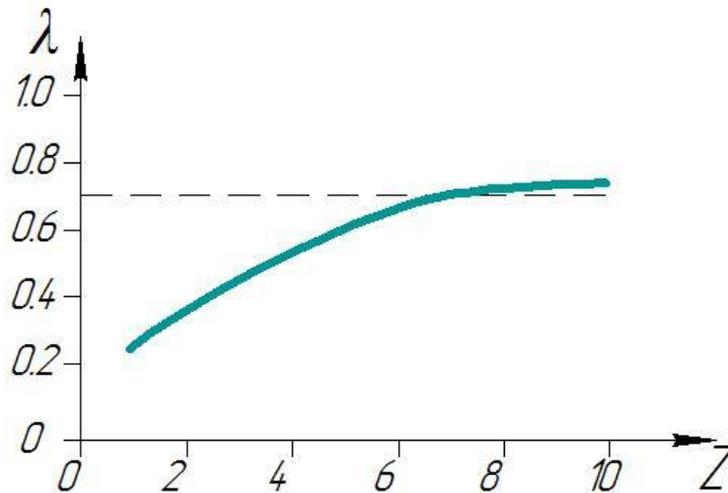


Рисунок 7.6 – Зависимость коэффициента подачи от количества манжет при $P_n = 12$ МПа и $\tau = 4$ с

Созданная модель работы наборного уплотнения, учитывающая постепенный, неравномерный износ каждого уплотнения, осуществляет переход от одного режима к другому при выходе первых манжет из работы. Однако наличие манжет, фактически не участвующих в герметизации рабочей камеры, приводит к работе их как дроссельных втулок, дросселирующих газ перед первой рабочей манжетой, уменьшая давление перед ней и, соответственно, перепад давления на манжете, а следовательно, и износ манжет. Программа позволяет получить прогноз работы уплотнения и полный ресурс при минимально допустимом значении коэффициента подачи.

Рассмотрим, как при этом будет изменяться габарит ступени на примере материала - Флубон-20 при диаметре ступени 50 мм.

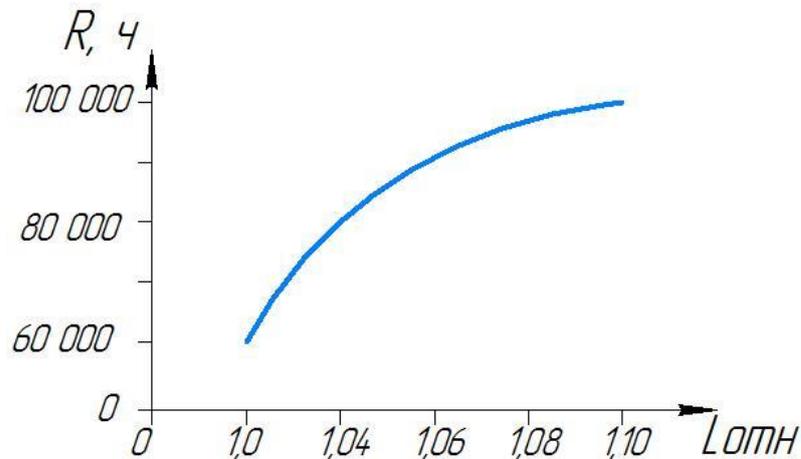


Рисунок 7.7 – Значение прогнозного ресурса от относительной величины длины ступени при $P_n = 12$ МПа и $\tau = 4$ с

Представленные на рисунке 7.7 данные показали, что получение ресурса в 100 000 ч, по сравнению с базовым показателем ресурса, может быть достигнуто за счёт увеличения габарита ступени на 10 % (на рисунке $L_{отн}$ – отношение длины с увеличенным количеством манжет к длине ступени при 10 манжетах). Полученные данные показали, что установка 14 манжетных уплотнений из материала Флубон-20 при конструкции манжет, описанных в работе [6], позволяет достичь ресурса 100 000 часов.

7.2 Повышение ресурса самодействующих клапанов

Как и для манжетного уплотнения, ресурс самодействующих клапанов во многом определяется скоростью удара запорного органа.

Применение металлических материалов в клапанах тихоходных ступеней не позволяет получить требуемые показатели по герметичности рабочей камеры. Герметичность может быть обеспечена за счёт использования эластомерных элементов [28, 248], которые при этом одновременно играют и роль демпфера для запорного органа.

Полученные скорости посадки запорного органа на седло и при ударе об ограничитель значительно ниже значений в известных конструкциях клапанов [248], что делает актуальным исследование ресурса клапана с повышенной герметичностью (рисунок 7.8).

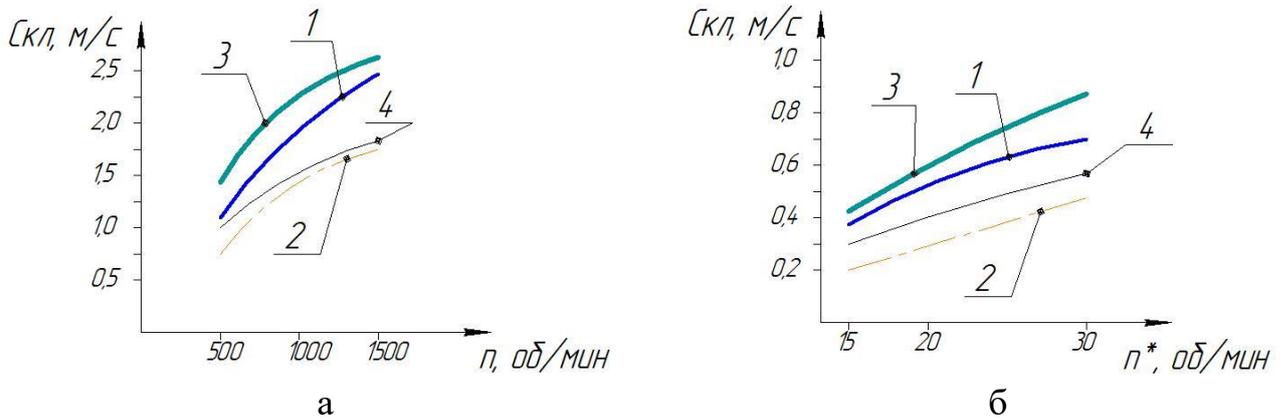


Рисунок 7.8 – Зависимость скорости удара пластины нагнетательного клапана от «частоты вращения коленчатого вала – n^* »:

- а – 1 – об ограничитель подъёма при $P_n = 0,3$ МПа; 2 – о седло при $P_n = 0,3$ МПа; 3 – об ограничитель подъёма при $P_n = 0,5$ МПа; 4 – о седло при $P_n = 0,5$ МПа;
 б – 1 – об ограничитель подъёма при $P_n = 5$ МПа; 2 – о седло при $P_n = 5$ МПа; 3 – об ограничитель подъёма при $P_n = 10$ МПа; 4 – о седло при $P_n = 10$ МПа

В качестве эластомерного элемента применены различные резины, способные выдерживать температуру не менее $+150$ °С и имеющие значительный ресурс при циклическом нагружении.

По назначению резины подразделяются на резины общего и специального назначения. В группу резин общего назначения входят синтетические каучуки: бутадиеновый (СКВ), бутадиен-стирольный (СКС), изопреновый (СКИ), дивинильный (СКД).

При этом для резин имеет место кривая усталости, позволяющая спрогнозировать ресурс в зависимости от значений деформаций в процессе циклического нагружения (рисунок 7.9).

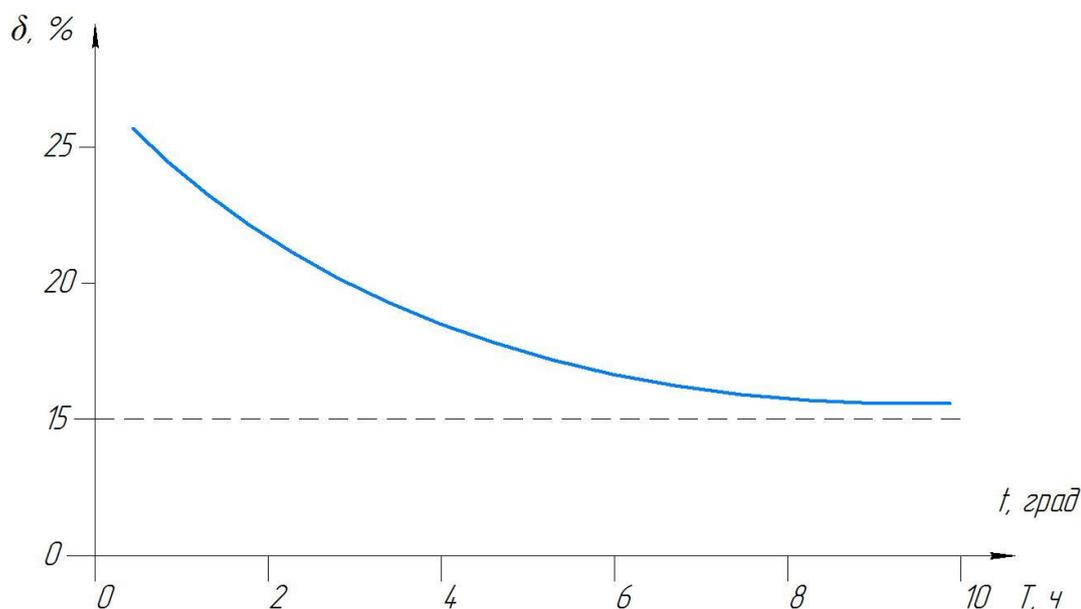


Рисунок 7.9 – Кривая усталости для синтетического каучука СКВ

При создании эластомерных элементов, основанных на синтетических каучуках, с повышенным ресурсом работы определяющую роль играет технология изготовления.

Примеры современных синтетических смесей с ресурсом их работы представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Влияние режима изготовления резиновой смеси на сопротивление резин разрастанию трещин при многократном изгибе

Каучук	Порядок каучуков	N_p , тыс. циклов
СКД	–	8
НК	–	51
СКД+НК (1:1)	Добавление НК в маточную смесь СКД, содержащую все ингредиенты	91
СКД+НК (1:1)	Смешение НК и СКД, ввод ингредиентов	372
СКД+НК (1:1)	Совмещение маточных смесей НК и СКД	13220
СКД+НК (1:1)	Добавление СКД в маточную смесь НК, содержащую все ингредиенты	325412

Применение резиновой смеси на основе синтетических дивинильных каучуков позволяет осуществить более 300 000 000 циклов при 150 °С, что соответствует – 150 000...300 000 ч непрерывной работы. При этом деформации эластомерного элемента не должны превышать 40 %.

Результаты проведённых исследований, представленные на рисунке 7.10, показали уровень деформаций при работе самодействующих клапанов с эластомерными элементами менее 30 %.

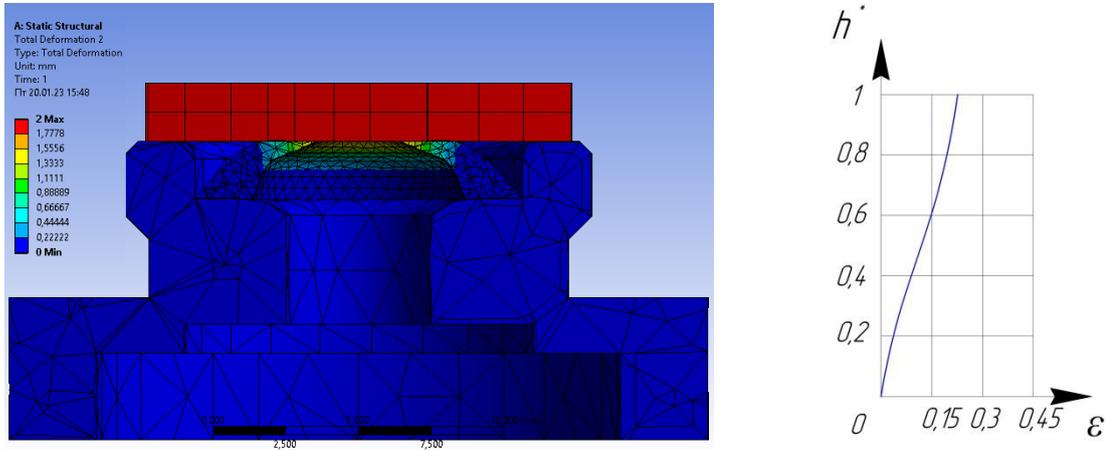


Рисунок 7.10 – Деформированное состояние эластомерного элемента на основе синтетических дивинильных каучуков

На рисунке 7.10 представлен график изменения относительного перемещения пластины клапана ($h^* = \frac{h}{h_0}$, где h – текущее положение запорного органа; h_0 – максимальное перемещение запорного органа) от относительных деформаций эластомерного элемента клапана ε . Относительные деформации эластомерного элемента клапана ε в данном случае составляют 23,22 %.

Также проведены экспериментальные исследования по моделированию работы клапанов. Экспериментальный стенд представлен на рисунке 7.11.

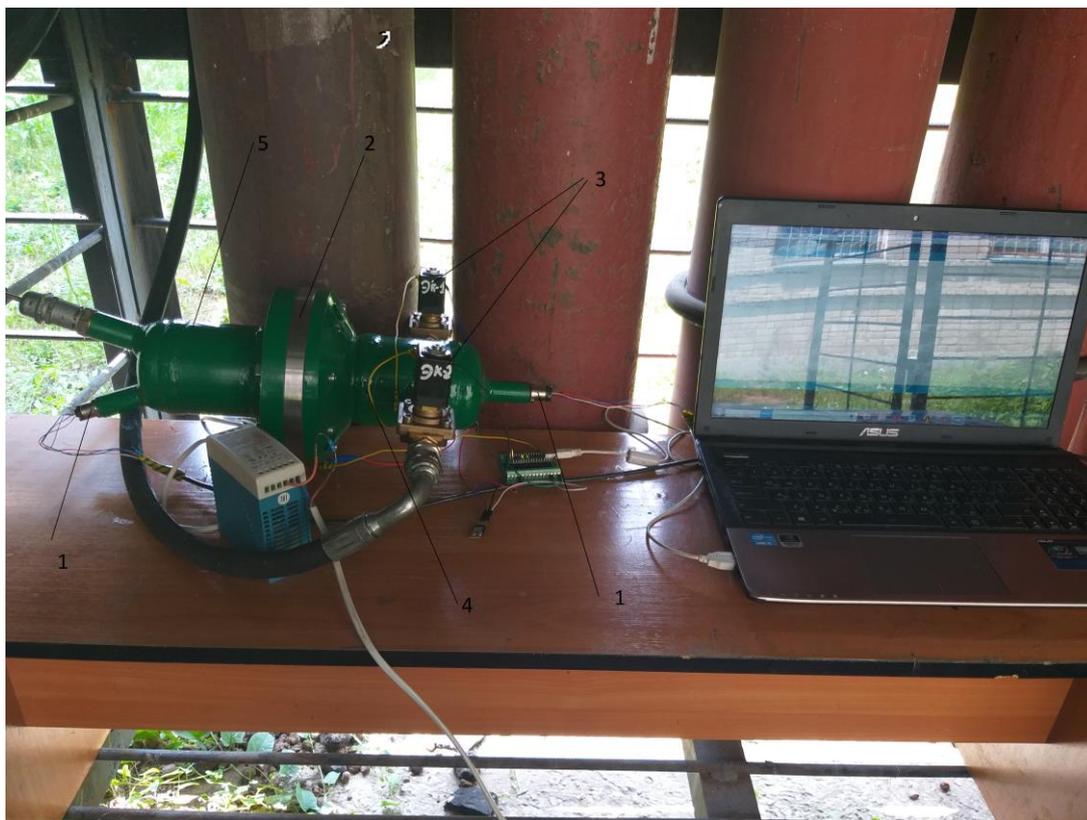


Рисунок 7.11 – Фотография экспериментального стенда ресурсных испытаний клапанов

Принцип работы экспериментального стенда. Из баллонов со сжатым воздухом газ поступает на электромагнитный клапан 3, который дозированно пропускает воздух в стенд для ресурсных испытаний самодействующих клапанов, состоящий из нагнетательной части 4 и буферной части 5, между которыми установлена клапанная плита с самодействующими клапанами 2. Сбрасывается газ через второй электромагнитный клапан 3. Таким образом, с помощью электромагнитных клапанов имитируется рабочий процесс поршневого компрессора, то есть процессы нагнетания и всасывания. Буферная часть 5 служит для накопления газа, который перетекает через открытые самодействующие клапаны из нагнетательной части 4. Таким образом, буферная часть 5 имитирует нагнетательный трубопровод с буферной ёмкостью. Для поддержания постоянного давления после самодействующих клапанов в буферной части 5 установлен предохранительный клапан. Давление в нагнетательной части 3 и буферной части 5 фиксируется датчиками давления серии Д16.

Разработанный стенд для испытания клапанов на ресурс работы полностью автоматизированный, не требует постоянного присутствия персонала. Испытания проводились в течение 5 месяцев. В итоге общая наработка самодействующих клапанов составила 3000 часов.

До и после испытания клапанов для определения их работоспособности и прогнозирования ресурса работы проводились статические продувки, а также исследования структурно-морфологических характеристик и рельефа поверхности эластомерного элемента клапана.

Согласно статическим продувкам различных трёх пар самодействующих клапанов, условный зазор остался без изменений в пределах 0,05...0,06 мкм.

Предоставленные материалы резины были детально изучены методом термического анализа (ТА), проведённого в режиме измерений кривых ТГ (термогравиметрия) – ДТГ (дифференциальная термогравиметрия) – ДТА (дифференциальный анализ тепловыделения или теплопоглощения).

Измерения производились на атомно-силовом микроскопе MFP-3DSA (Asylum Research) в полуконтактном режиме сканирования на воздухе (относительная влажность 50 %, температура 23 °С) с использованием зондового датчика НА_HR(NT-MDTSI) с резонансной частотой 380 кГц.

Изображения получены с поверхности образца. На рисунке 7.12 представлено обзорное топографическое изображение площадью 30×30 мкм² и параметры шероховатости поверхности, рассчитанные по данному изображению, а также топографические (слева) и фазово-контрастные (справа) изображения площадью 10×10 , 3×3 мкм².

На фазово-контрастных изображениях тёмные участки соответствуют местам расположения частиц твёрдого наполнителя.

Вывод: исследование методом АСМ показало, что испытываемые образцы имеют существенно различные количественные значения параметров шероховатости поверхности и отличаются по фазово-контрастным изображениям. Наименьшим значением шероховатости обладает образец 3.

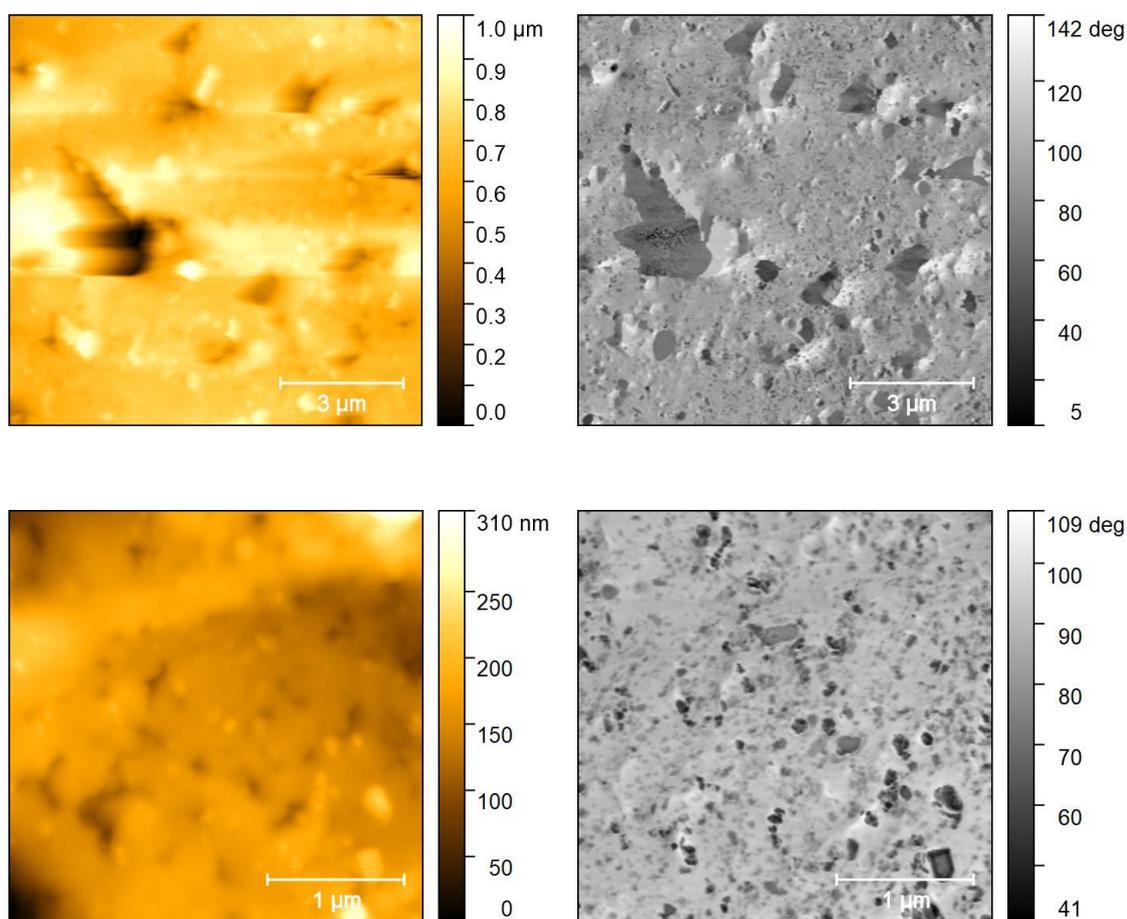
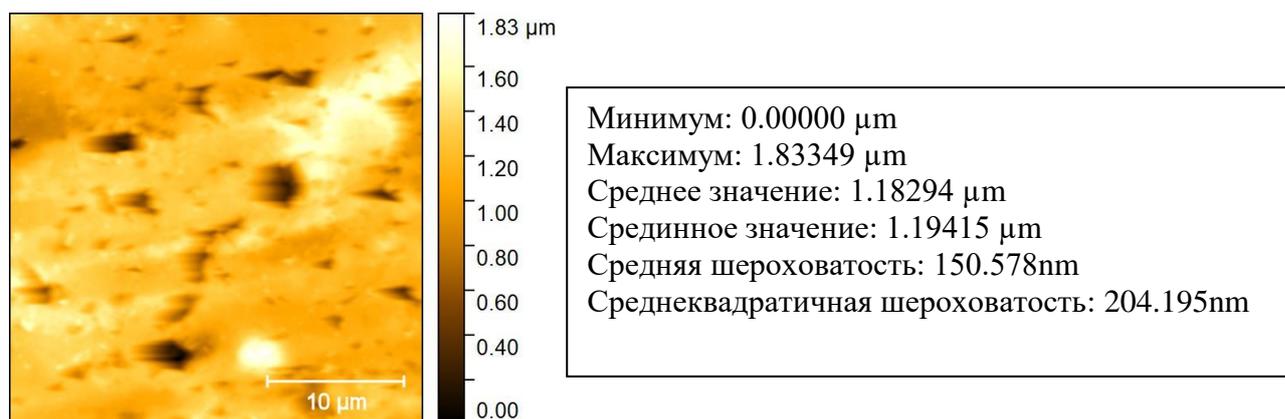


Рисунок 7.12 – Изображение поверхности образца

Как следует из анализа фазово-контрастных изображений, для всех образцов характерно равномерное распределение частиц наполнителя в матрице. Наличие трещин не зафиксировано.

Таким образом, подтверждена прогнозная работа клапана в течение не менее 100 000 ч.

7.3 Повышение ресурса цилиндра поршней ступени

В данном разделе уделено внимание исследованию возможного достижимого ресурса работы цилиндра поршневой ступени, работающего при периодическом нагружении давлением. Известны данные ряда исследований по уменьшению массогабаритных параметров за счёт уменьшения толщины стенки цилиндра. В работах [42, 289] предложена конструкция компрессорной ступени с давлением нагнетания до 10 МПа и конструкцией цилиндра с толщиной стенки 1,5 мм. Данное решение, по мнению автора, верное и подтверждено как теоретическими расчётами, так и экспериментально [42]. Однако совершенно при этом не гарантирована работа поршневой ступени в течение продолжительного времени.

В связи с особенностями функционирования тихоходных поршневых ступеней [31, 254, 256] цилиндр компрессора подвергается циклическим нагрузкам с периодом цикла от 2 до 4 с, частотой цикла $f = 0,25 \dots 0,5$ Гц. Долговечность цилиндра при работе в штатном режиме не должна быть ниже 100 000 ч, т. е. $9 \cdot 10^7 \dots 18 \cdot 10^7$ циклов. При такой постановке обычно уровень допустимых напряжений более низкий в сравнении с пределом текучести материала.

Наиболее важным является тот факт, что максимальная величина допускаемых циклических напряжений оказывается намного меньше характеристик прочности, определённых при одноосном растяжении.

Определение долговечности [58, 182]:

- определение коэффициента запаса усталостной прочности для детали без трещины;
- оценка несущей способности конструкции при наличии трещины с известными формой и размерами.

Для различных материалов приняты различные базы испытаний: для стальных образцов $N_6 = 10^7$ циклов, а для цветных металлов 10^8 циклов и т. д.

$$\sigma_{-1}^m N_6 = \sigma^m N. \quad (7.1)$$

Уравнение (7.1) позволяет определить число циклов до разрушения для циклических напряжений, превышающих предел выносливости.

В данной работе для анализа возможности усталостного разрушения цилиндра компрессора применяется модуль расчёта усталостной долговечности [17].

Методика создания модели, задания нагружения и условий закрепления подробно представлена в работе [1].

На рисунке 7.13 приведена расчётная схема цилиндра компрессора длиной 500 мм, диаметром 50 мм и толщиной стенки 1,5 мм. Наибольшее давление в зоне нагнетания 12 МПа.

Цилиндрическая оболочка компрессора изготовлена из стали 12Х18Н10Т.

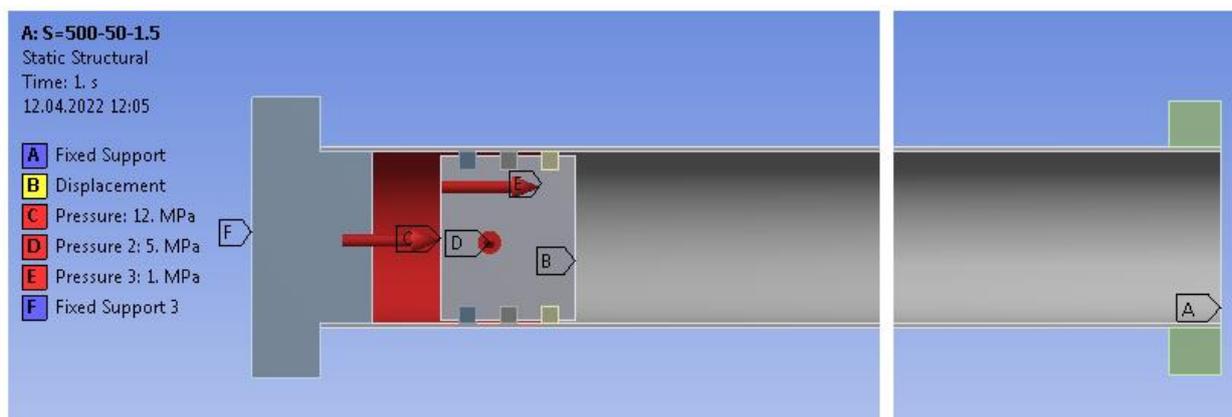


Рисунок 7.13 – Расчётная схема цилиндра компрессора в ANSYS Workbench

Механические характеристики стали заданы в модуле Engineering Data. Усталостная кривая $\sigma - N$ задана как Property – S-N Curve по табличным данным (Tabular) на рисунке 7.14.

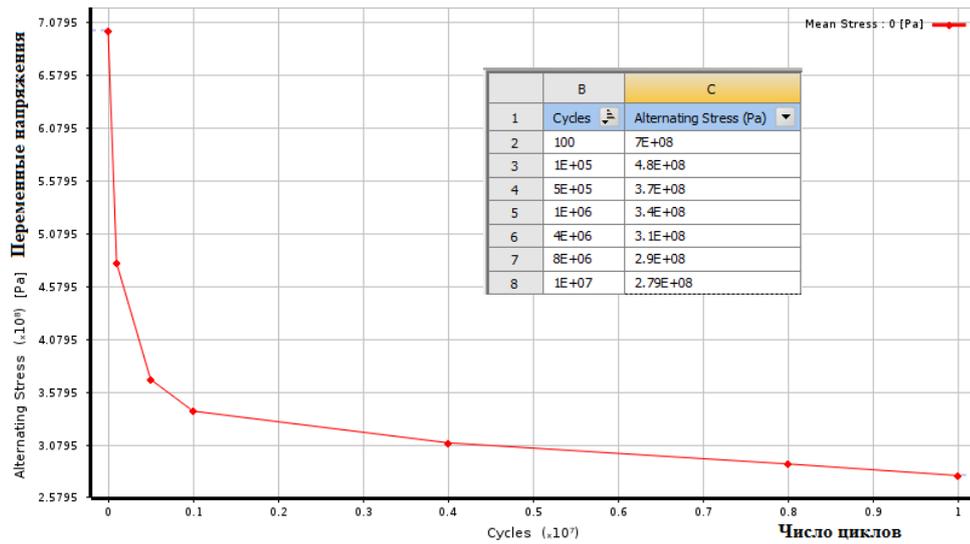


Рисунок 7.14 – Кривая усталости для стали 12X18H10T

Исследовалось влияние толщины стенки цилиндра на его прочностные свойства. Для варианта толщины стенки 1,5 мм на рисунке 7.15 показаны эквивалентные напряжения по Мизесу.

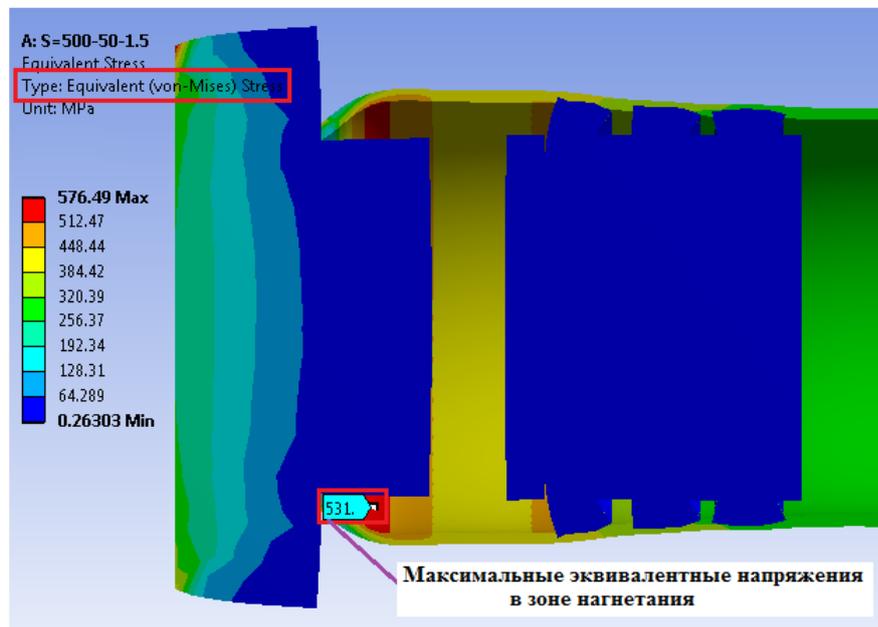


Рисунок 7.15 – Эквивалентные напряжения по Мизесу (von-Mises) при толщине 1,5 мм

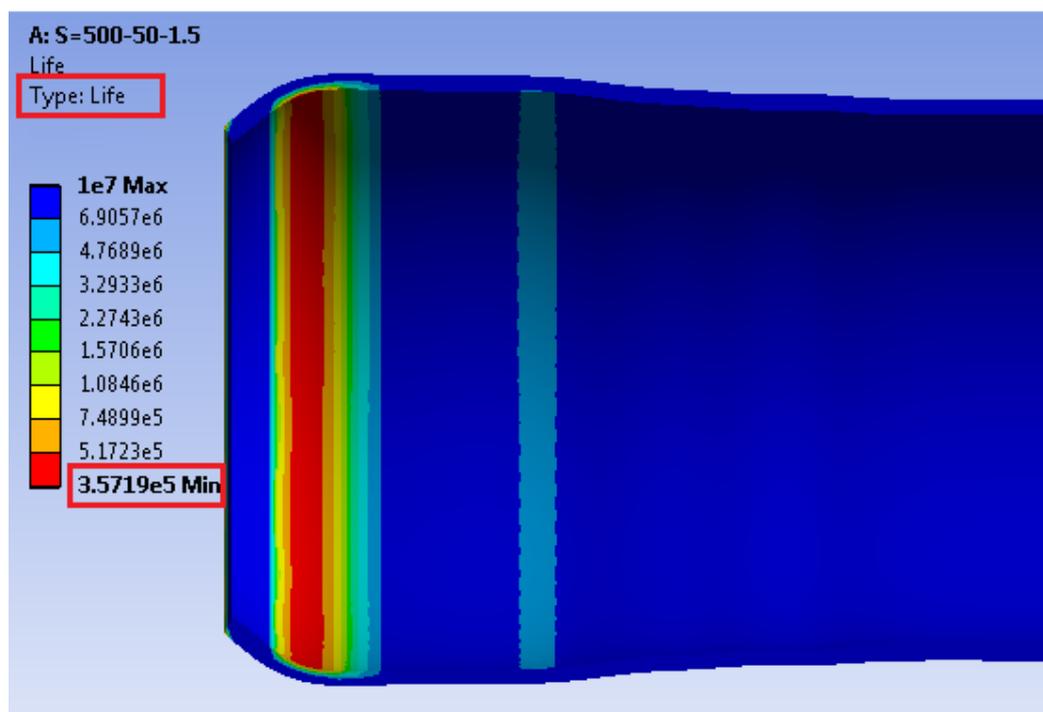


Рисунок 7.16 – Число циклов нагружения при толщине 1,5 мм

Представленные на рисунках 7.15, 7.16 результаты показывают, что при толщине цилиндра 1,5 мм число циклов нагружения составляет ориентировочно 350 000, что соответствует времени непрерывной работы порядка 400 ч.

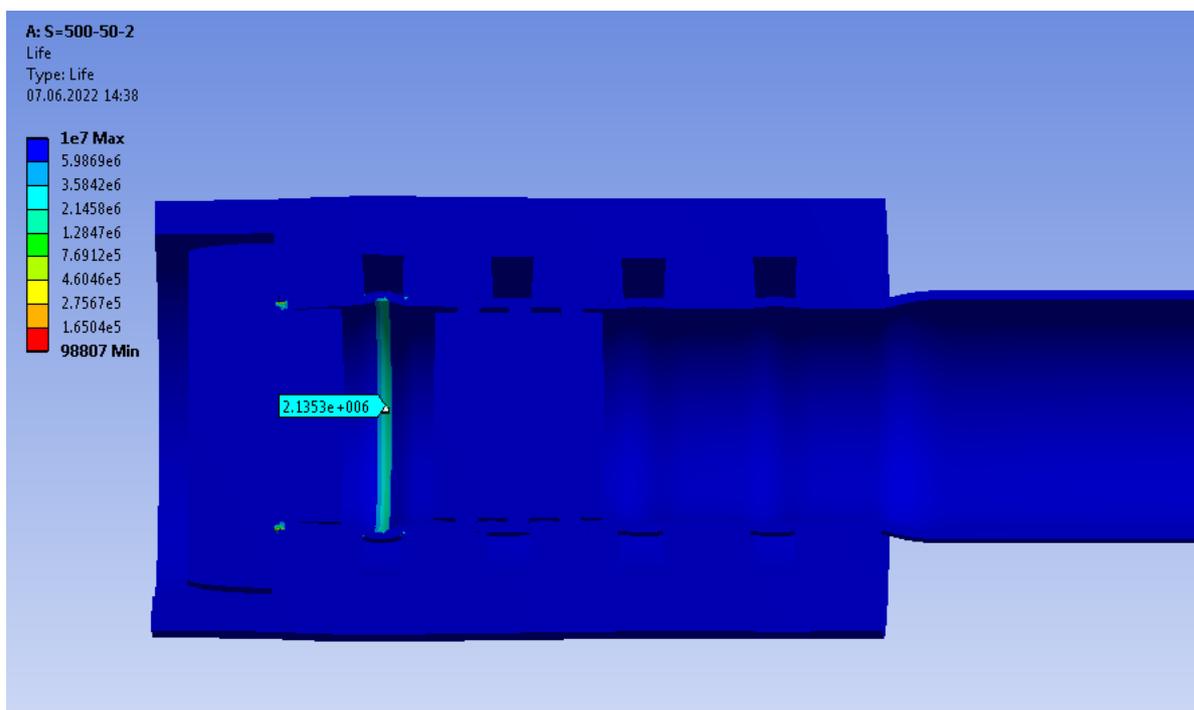


Рисунок 7.17 – Число циклов нагружения при толщине 2,0 мм

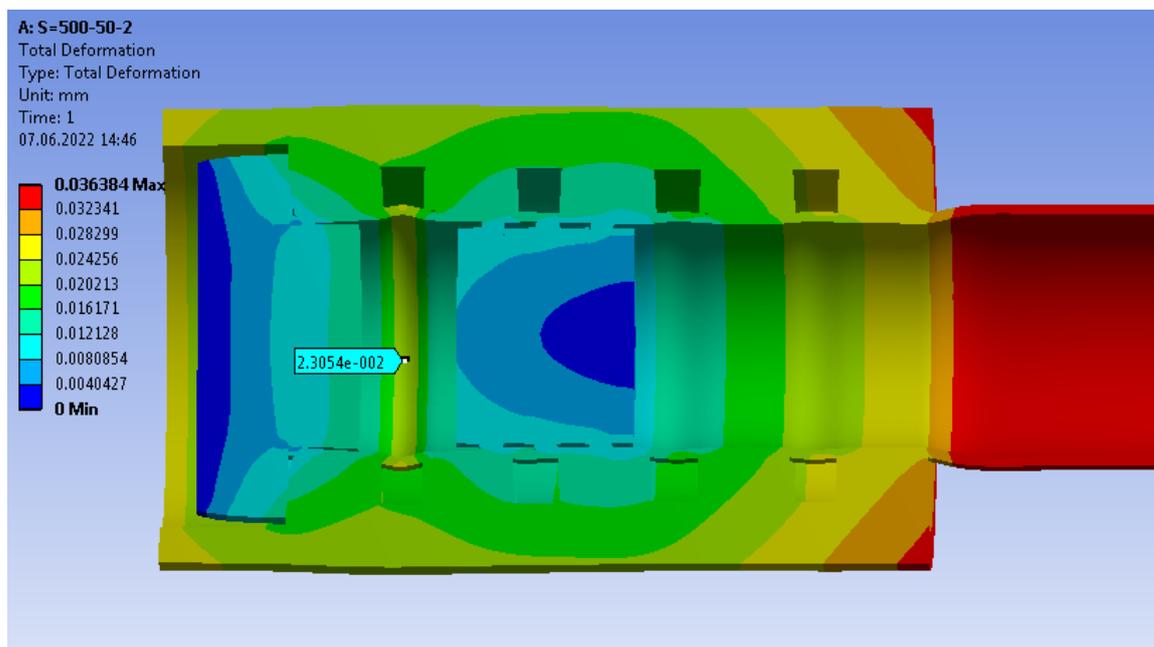


Рисунок 7.18 – Деформация цилиндра при толщине 2,0 мм

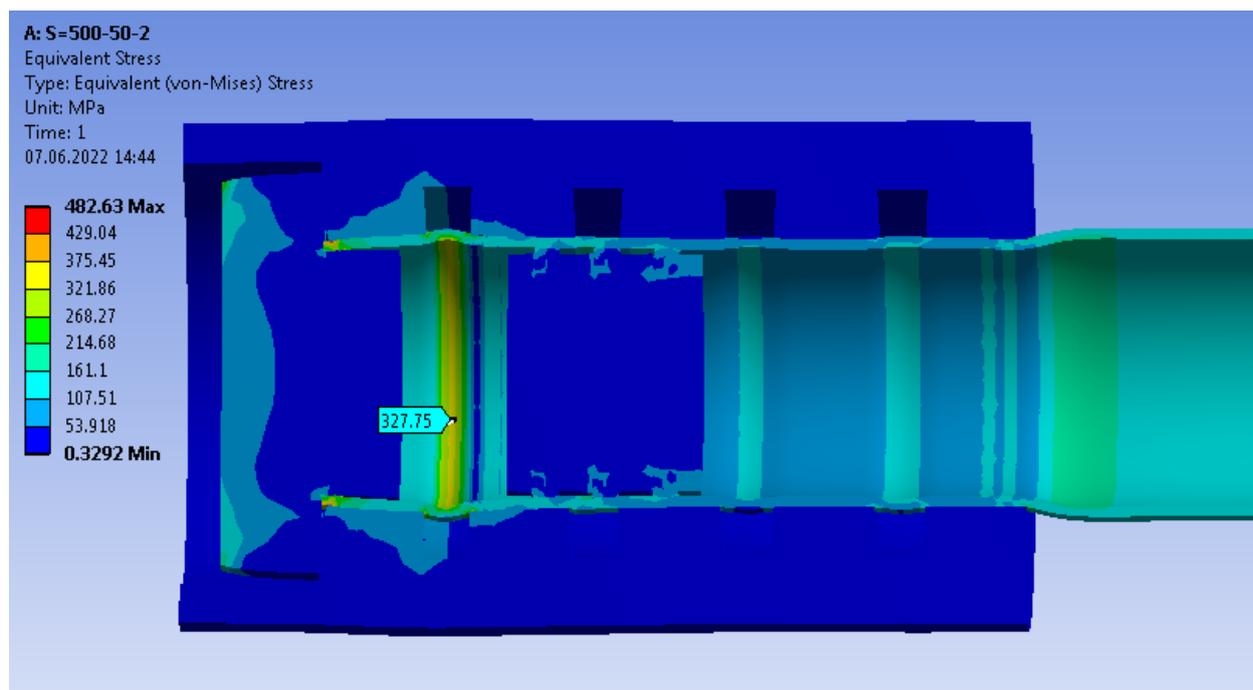


Рисунок 7.19 – Эквивалентные напряжения при толщине 2,0 мм

Представленные на рисунках 7.17–7.19 результаты показывают, что при толщине цилиндра 2,0 мм число циклов нагружения составляет ориентировочно 2 130 000, что соответствует времени непрерывной работы порядка 2400 ч.

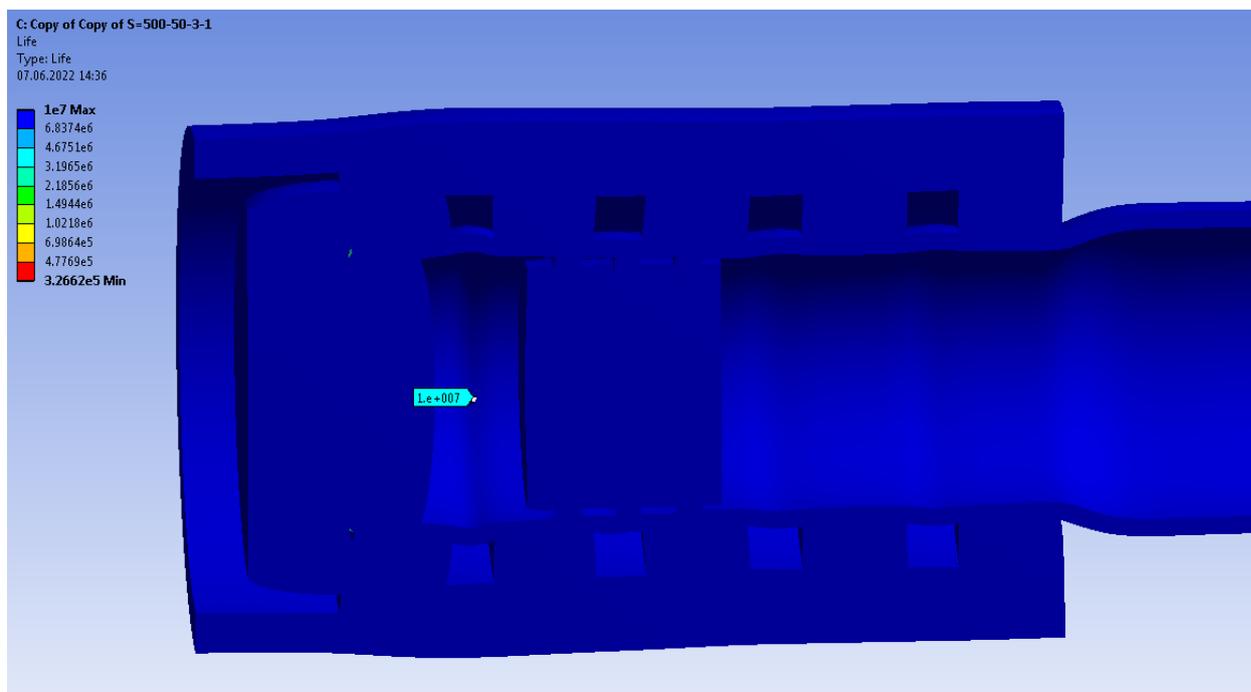


Рисунок 7.20 – Число циклов нагружения при толщине 3,0 мм

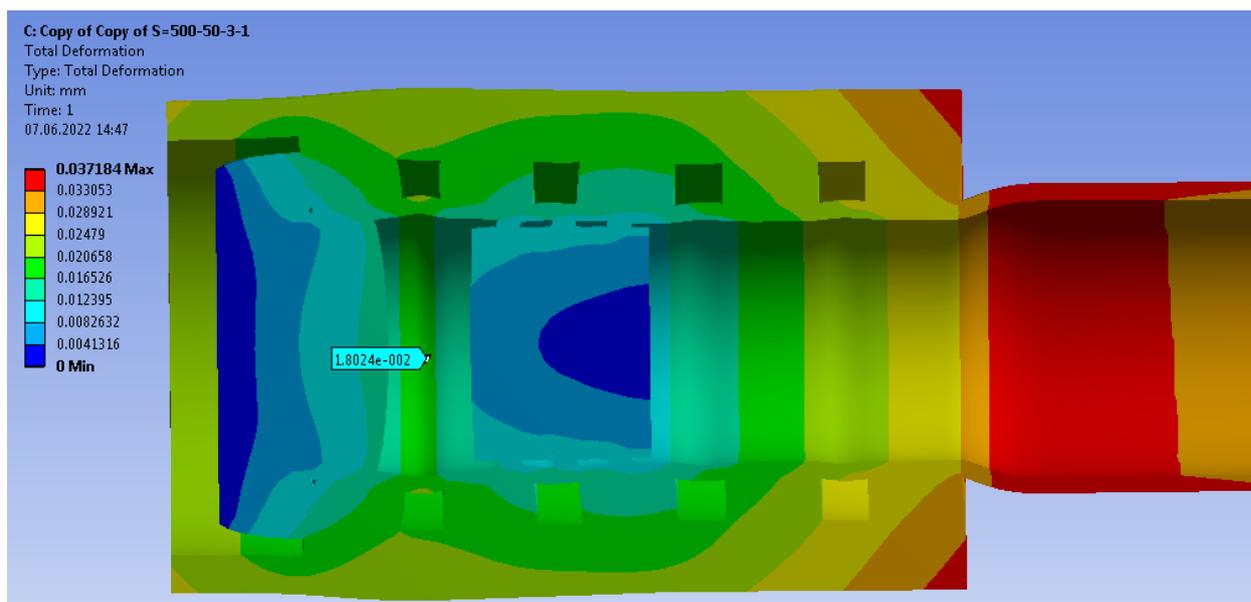


Рисунок 7.21 – Деформация цилиндра при толщине 3,0 мм

Представленные на рисунках 7.20–7.22 результаты показывают, что при толщине цилиндра 3,0 мм число циклов нагружения достигает критического уровня в 10 000 000, что соответствует условно «бесконечному» времени непрерывной работы, и может быть проиллюстрировано графиком, изображённым на рисунке 7.23.

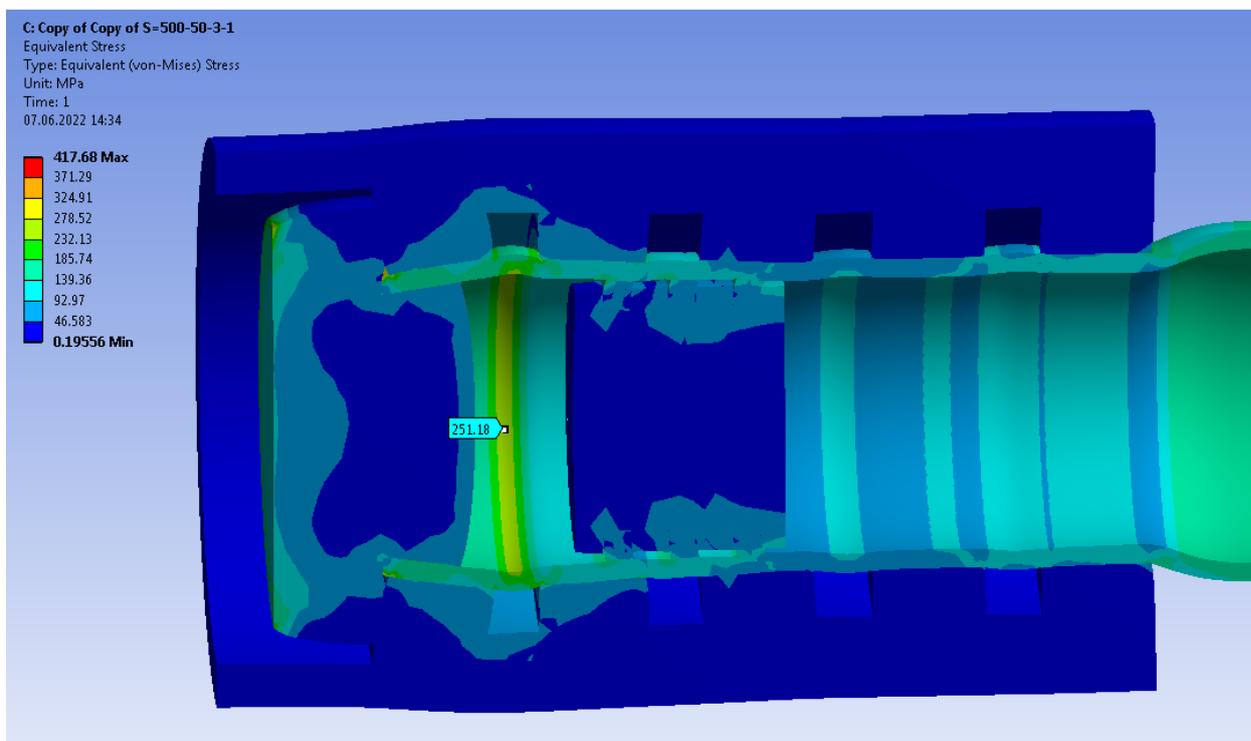


Рисунок 7.22 – Эквивалентные напряжения при толщине 3,0 мм

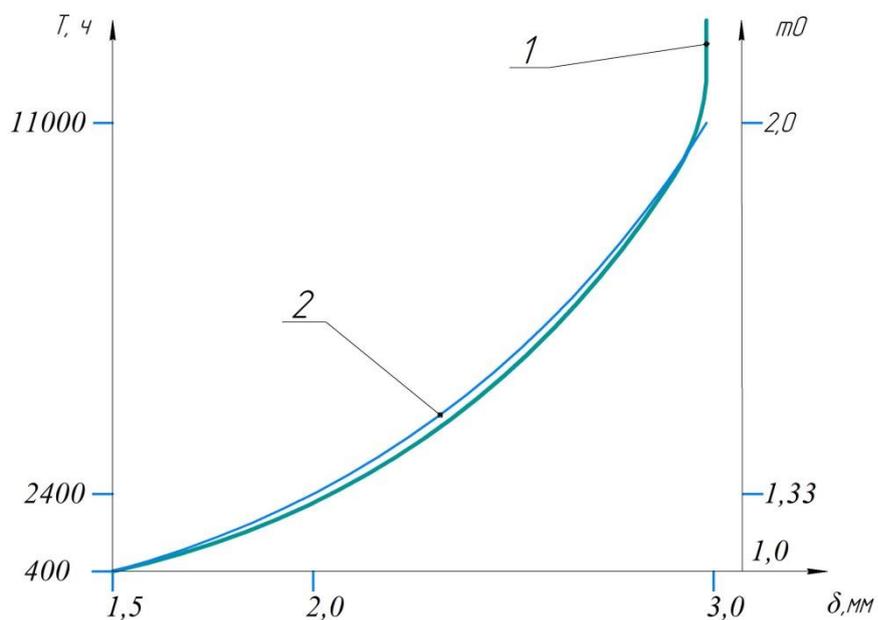


Рисунок 7.23 – Зависимость ресурса ступени (1) и относительной массы (2) от толщины стенки

На рисунке 7.23 видно, что для конкретных условий работы ступени есть толщина стенки, в данном случае около 3 мм, превышать которую не имеет смысла, поскольку это не позволит увеличить ресурс, а лишь утяжелит ступень

(линия 1). Линия 2 показывает изменение относительной массы цилиндра m_0 (отношение массы цилиндра при произвольной толщине стенки к массе при толщине стенки 1,5 мм). Таким образом, в зависимости от требуемого ресурса при данных условиях работы масса может снизиться в два раза.

Проведённые исследования на основе экспериментально полученной кривой усталости для стали 12Х18Н10Т позволили дать рекомендации по проектной толщине цилиндра малорасходной поршневой тихоходной ступени в зависимости от требуемого ресурса при давлении нагнетания 12 МПа. При поставленной цели с достижением ресурса в 100 000 ч толщина цилиндра должна быть 3 мм, это позволит создать машину с минимальными массогабаритными параметрами.

Проведённые исследования показали возможность работы тихоходной длинноходовой компрессорной ступени в течение 100 000 ч при высоких давлениях нагнетания во всех рекомендуемых диапазонах режимных и конструктивных параметров за счёт совершенствования работы основных функциональных элементов тихоходной ступени:

- манжетных уплотнений (принятой конструкции) в количестве не менее 14;
- клапанов с эластомерными элементами из резиновой смеси на основе синтетических дивинильных каучуков;
- цилиндров из стали 12Х18Н10Т с толщиной стенки 3 мм.

8 Особенности методики расчёта поршневых малорасходных тихоходных компрессоров

В данной главе рассмотрены особенности реализации существующей методики расчёта поршневых ступеней и компрессоров [162].

Первая часть посвящена расчёту производительности, вторая – особенностям расчёта суммарной поршневой силы.

8.1 Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров

В главе представлена обобщённая методика расчёта действительной производительности тихоходных длинноходовых воздушных и газовых компрессорных ступеней сжатия, основанная на определении коэффициента подачи как совокупности коэффициентов, отражающих влияние различных факторов на потерю производительности. Методика учитывает конструктивные и режимные особенности тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней сжатия и существенно отличается от аналогичной методики, применяемой для расчёта быстроходных ступеней поршневых компрессоров.

В известной методике расчёта, применяемой для расчёта геометрии ступеней быстроходных поршневых компрессоров, выражение, определяющее коэффициент подачи, может быть представлено в следующем виде [162, 208]:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{вл} \cdot \lambda_{пл}, \quad (8.1)$$

где λ_0 – объёмный коэффициент;

$\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования;

λ_m – коэффициент подогрева;

$\lambda_{вл}$ – коэффициент влажности;

$\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности.

Объёмный коэффициент

Описание изменения параметров газа в рабочей камере выполняют одним из трёх известных способов: на основании схематизации политропного процесса при $n = \text{const}$, на основании уравнений сохранения энергии и массы для расчётной схемы с сосредоточенными параметрами, на основании расчётной схемы с распределёнными параметрами [261, 275].

Накопленный объём теоретических и экспериментальных результатов по исследованию рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней привёл к необходимости разработки уточнённой методики расчёта поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени на основе принципа схематизации [162, 208].

Для конструкторских и проектировочных расчётов, в которых определяют индикаторную мощность и производительность, обычно используют первый метод, когда считают, что процесс сжатия и расширения можно описать политропами с постоянными показателями. Причём для определения индикаторной мощности действительные процессы сжатия и расширения могут быть заменены эквивалентными политропными процессами на основании метода получения равноценных площадей средней части индикаторной диаграммы, полученной экспериментально, а для определения производительности используют так называемые политропы конечных параметров [162, 208, 209].

Рассмотрим вопрос об уточнении методики расчёта показателей политропы схематизированных рабочих процессов поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней на основании экспериментально полученных данных.

В силу существенного различия режимных и конструктивных параметров тихоходных ступеней сжатия и существующих быстроходных компрессоров можно предположить, что политропы сжатия и обратного расширения также будут определяться по различным зависимостям.

Одной из основных особенностей тихоходных длинноходовых ступеней является малый относительный мёртвый объём a_m .

На рисунке 8.1 представлен эскиз втулки клапанов. Данная деталь присутствует в конструкции экспериментальной малорасходной ступени. Мёртвый объём в данном случае представлен полостью I (уплотняющий пояс) и полостями II (каналы в клапанах).

В данном случае относительный мёртвый объём (a_m) составил 0,26 %. В усовершенствованных конструкциях втулок клапанов мёртвый объём ещё был уменьшен.

Таким образом, для разрабатываемых ступеней a_m составляет 0,1...0,3 %. Причём принятая конструкция содержит эластичный элемент на торце поршня [155], что практически исключает наличие линейного мёртвого объёма. Таким образом, относительный мёртвый объём состоит из мёртвого объёма в каналах клапанов и мёртвого объёма в зазоре между поршнем и зеркалом цилиндра.

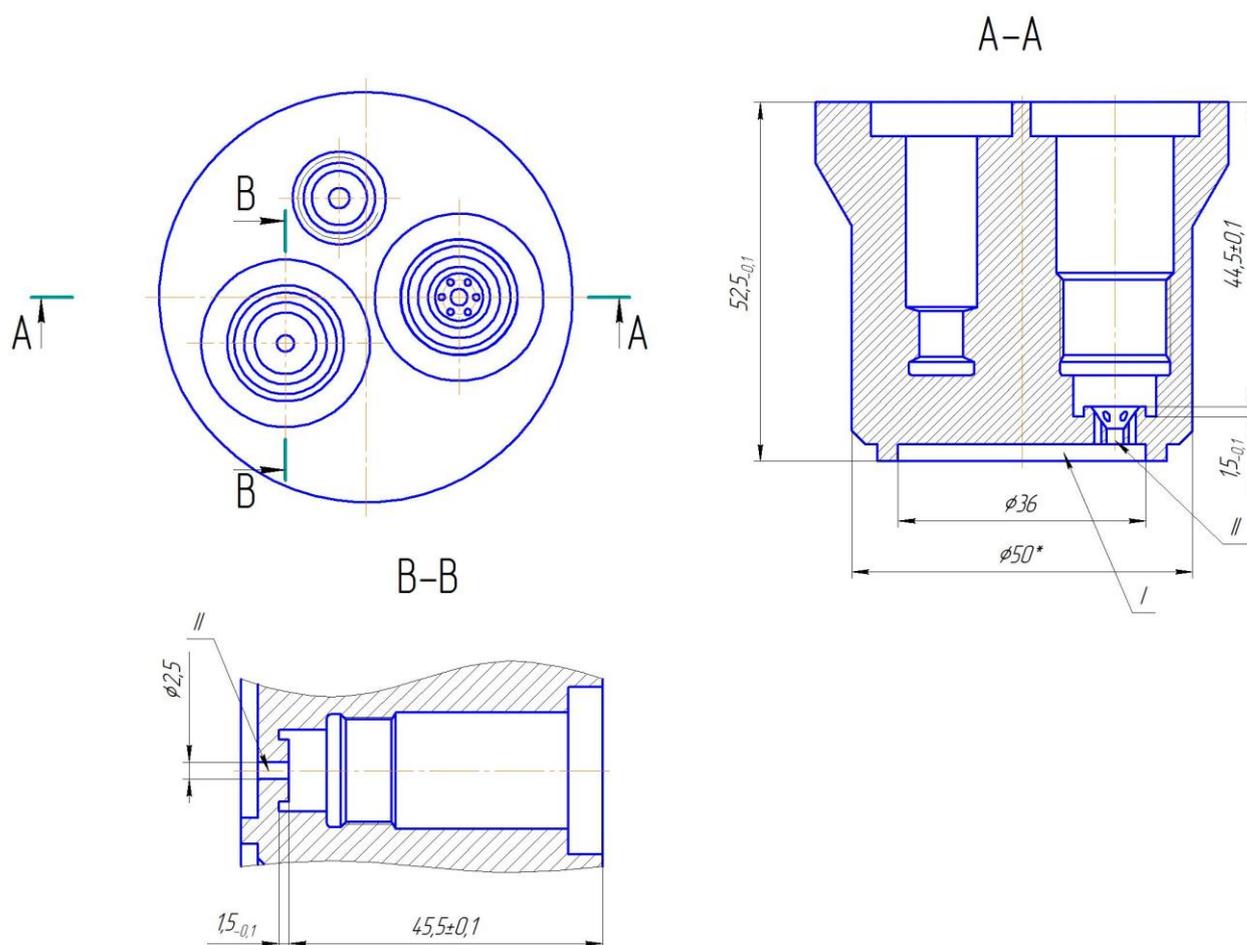


Рисунок 8.1 – Втулка клапанов

Известна простая формула [83, 162, 208, 209, 261, 275] для определения показателя политропы сжатия с учётом неплотностей рабочей камеры, данная

формула является простой, поскольку она содержит только начальные и конечные параметры рабочего тела, которые известны из условий работы компрессора.

На рисунках 8.2...8.35 (1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – гелий; 4 – метан) представлены экспериментальные и теоретические данные по температурному режиму работы ступени, коэффициенту подачи и изотермическому КПД (зависимости, полученные расчётным путём, изображены без экспериментальных точек).

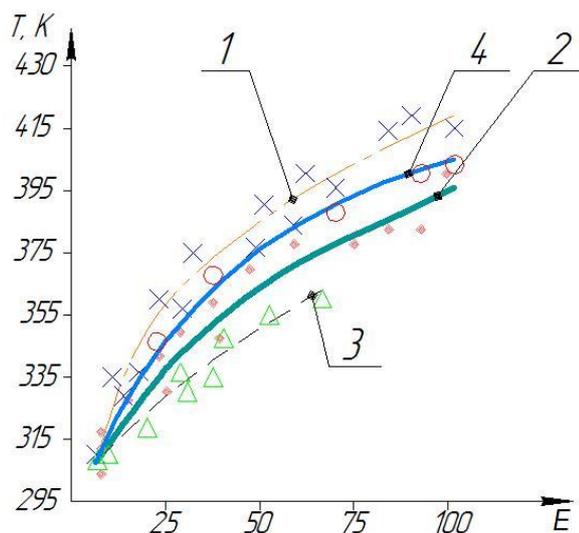


Рисунок 8.2 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра

при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

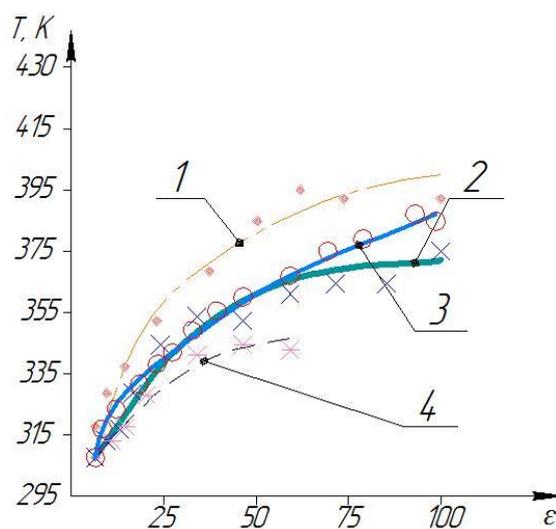


Рисунок 8.3 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра

при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

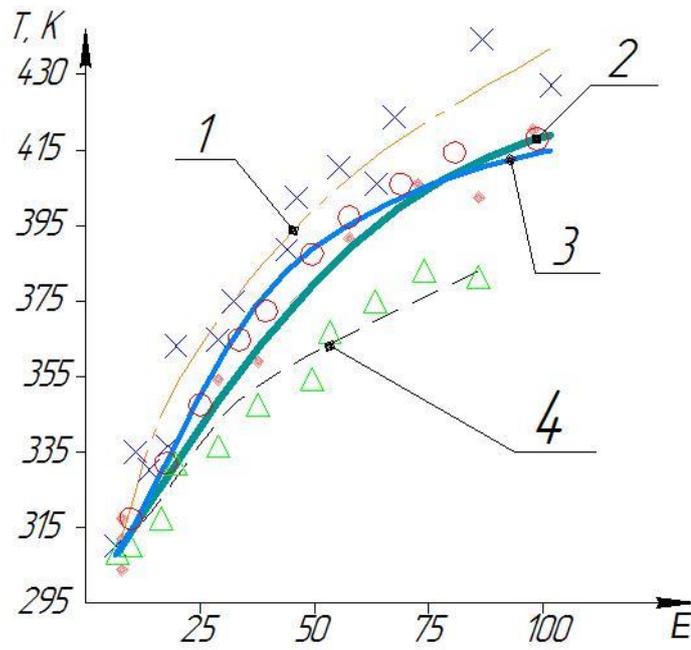


Рисунок 8.4 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{\text{ц}} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

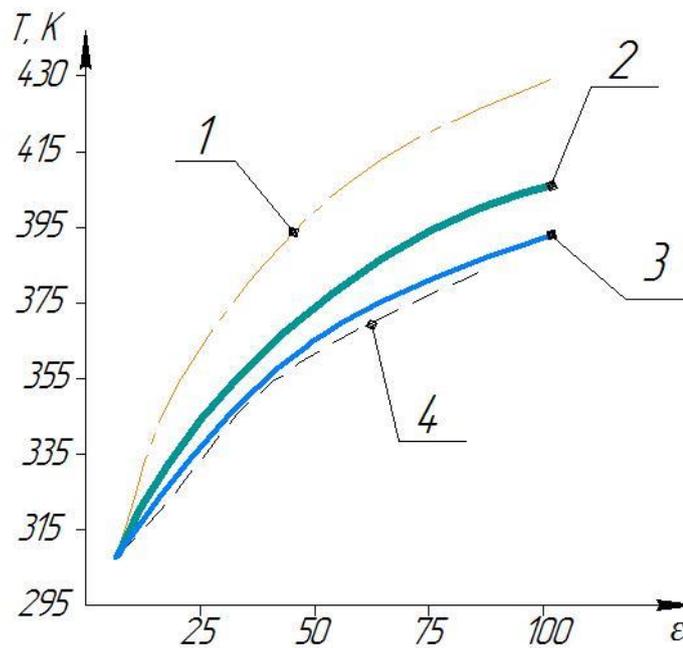


Рисунок 8.5 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{\text{ц}} = 0,05$ м; $S = 1$ м:

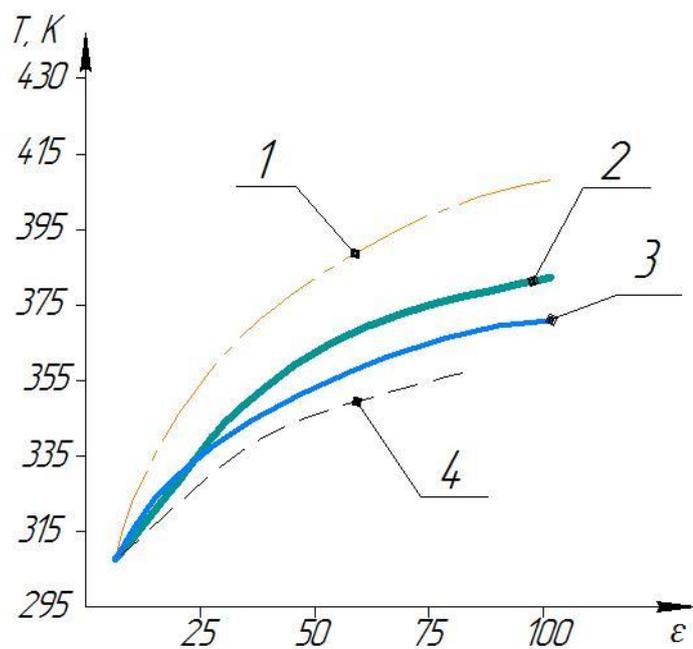


Рисунок 8.6 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

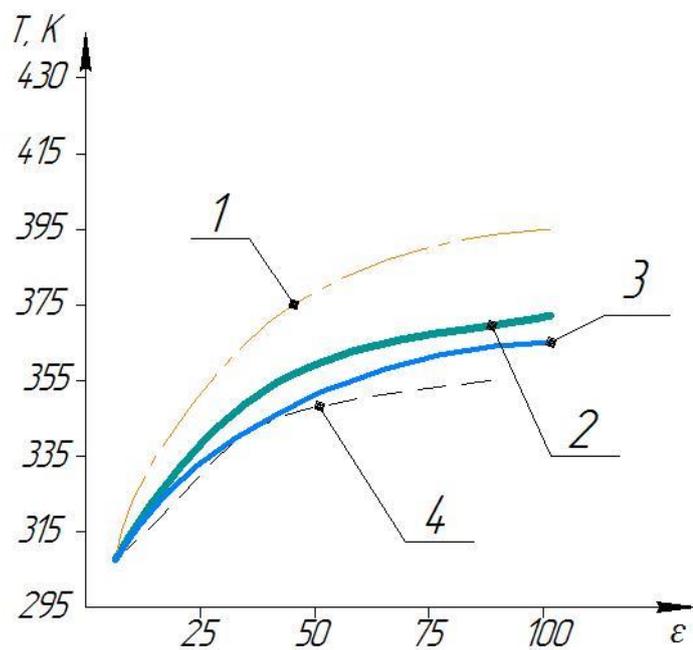


Рисунок 8.7 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

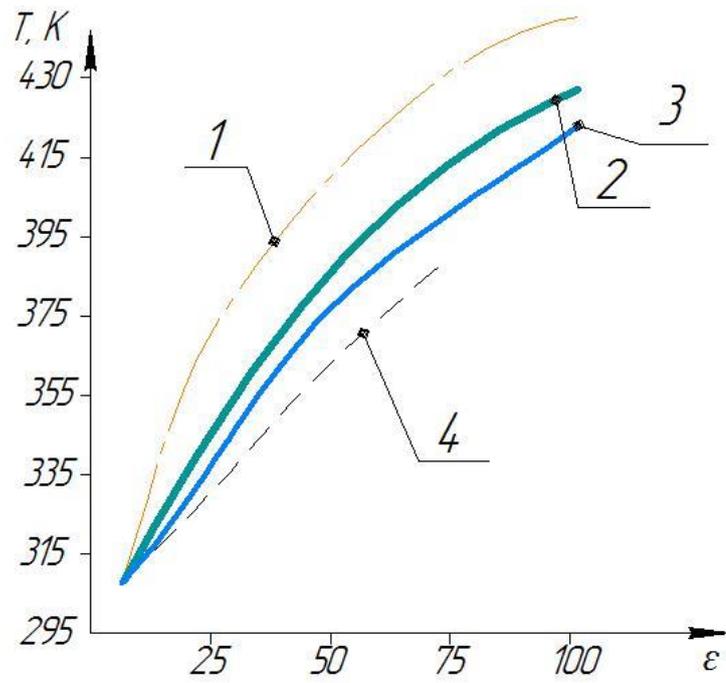


Рисунок 8.8 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{\text{ц}} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

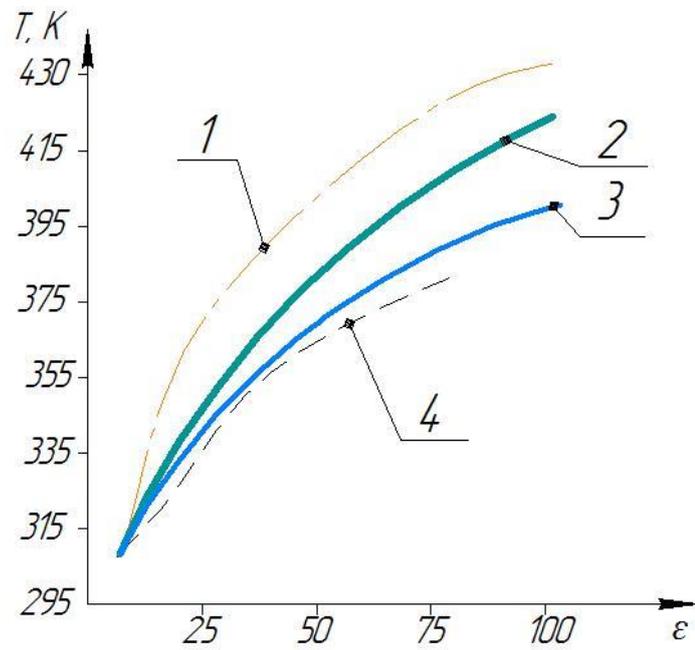


Рисунок 8.9 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{\text{ц}} = 0,08$ м; $S = 1$ м

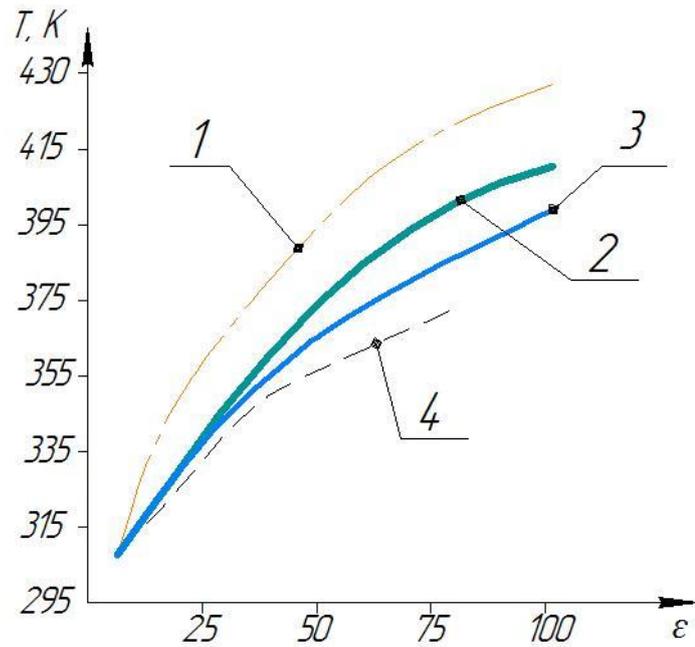


Рисунок 8.10 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

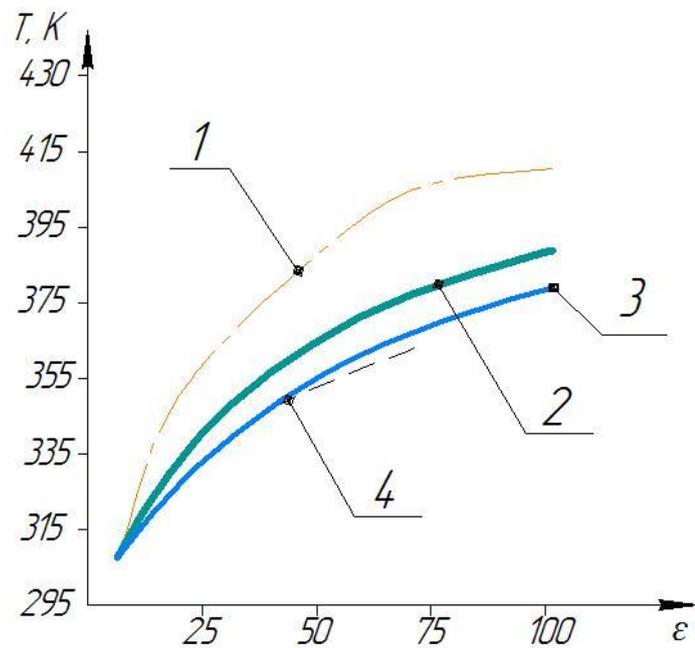


Рисунок 8.11 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

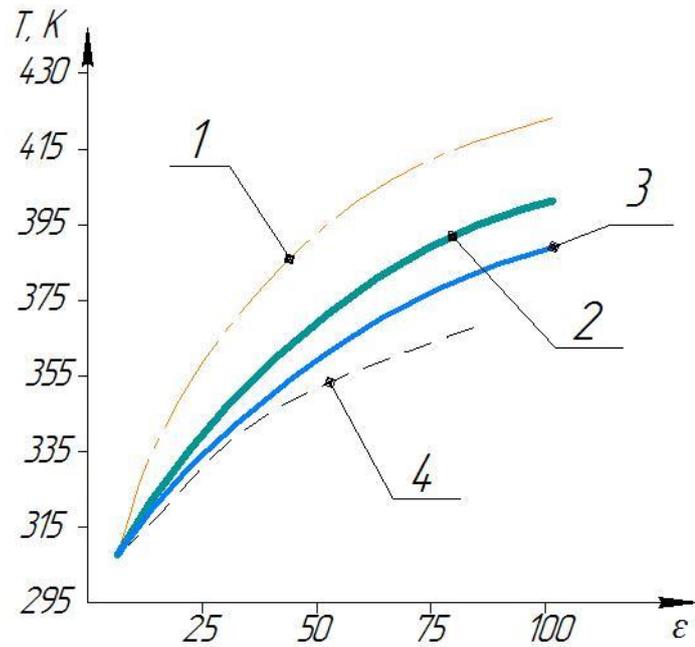


Рисунок 8.12 – Зависимость средней температуры нагретаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1$ м

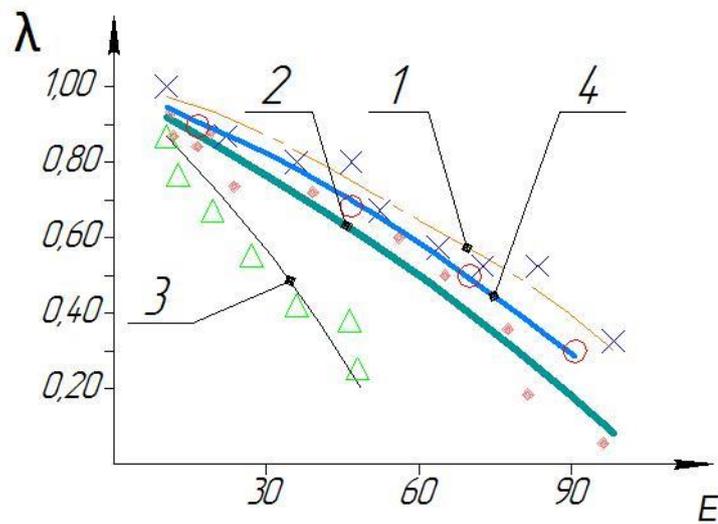


Рисунок 8.13 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

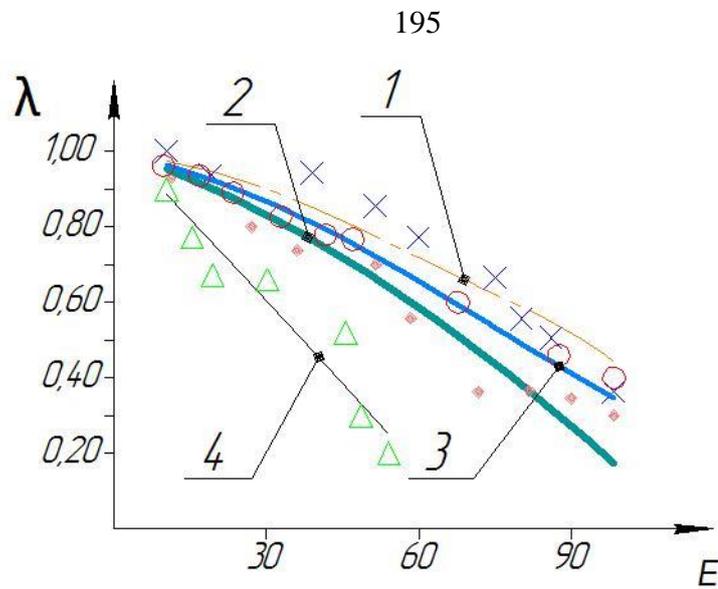


Рисунок 8.14 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

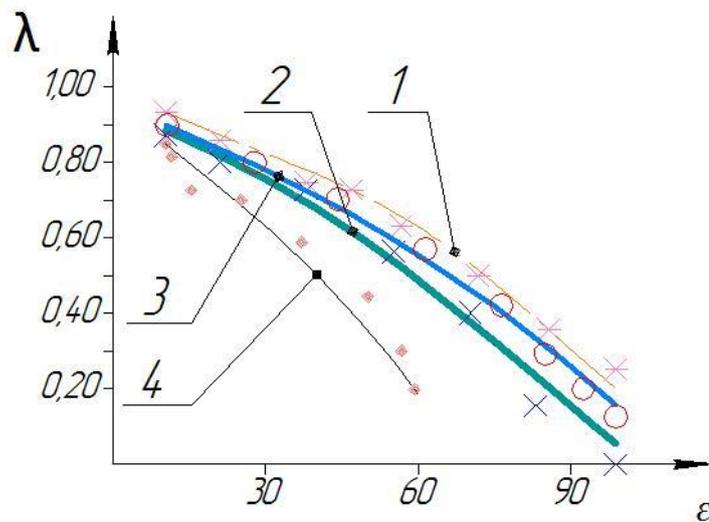


Рисунок 8.15 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

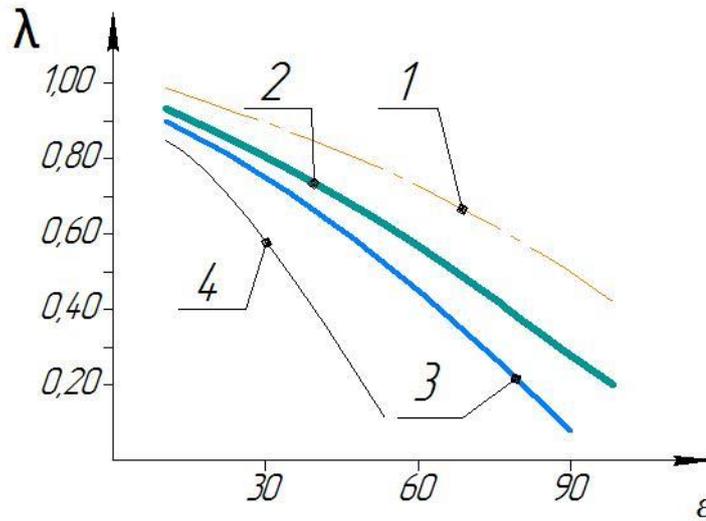


Рисунок 8.16 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

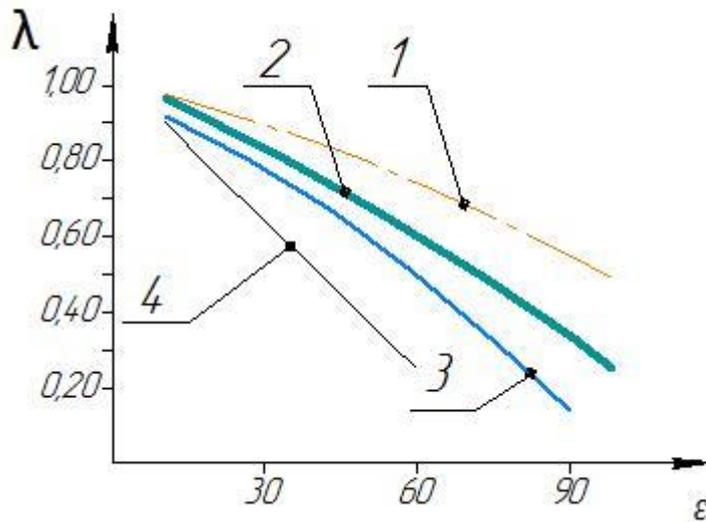


Рисунок 8.17 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

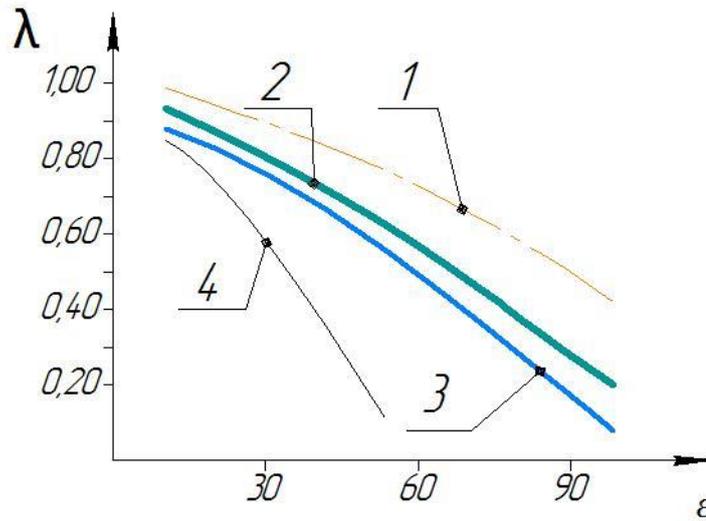


Рисунок 8.18 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

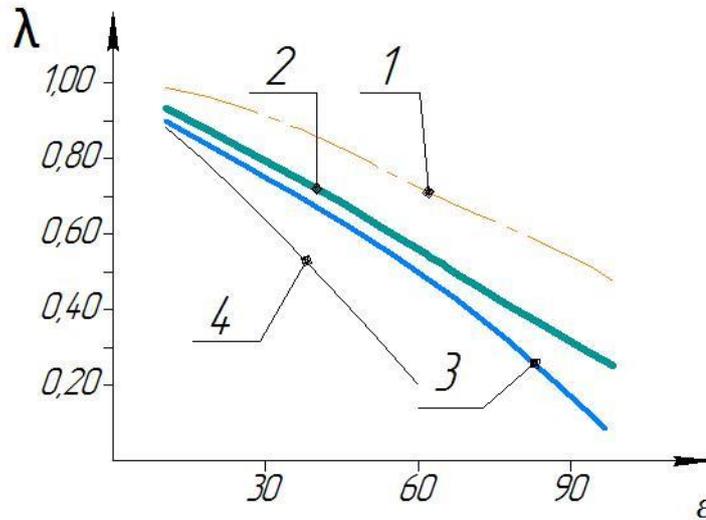


Рисунок 8.19 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1$ м

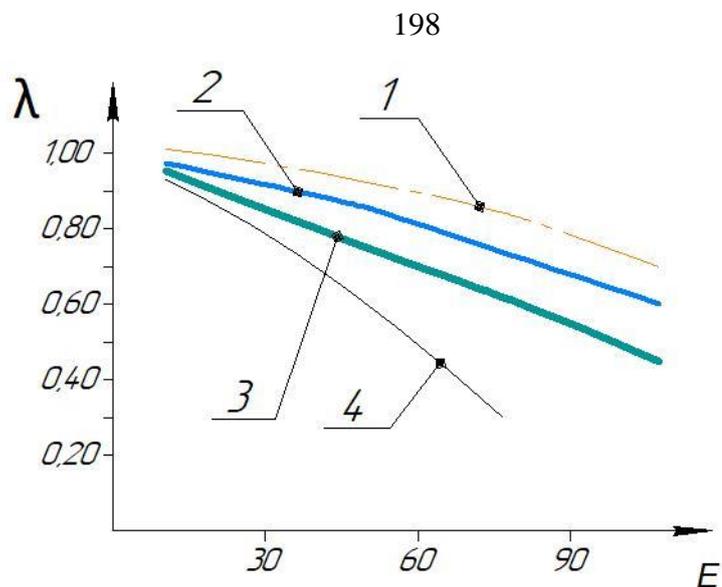


Рисунок 8.20 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1$ м

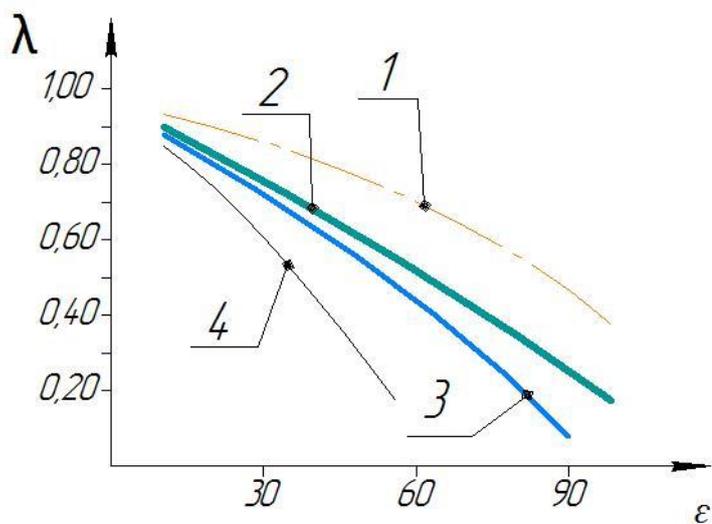


Рисунок 8.21 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

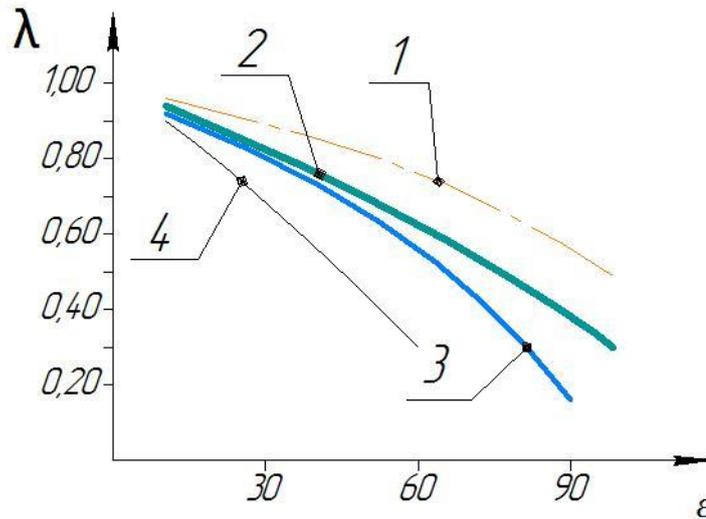


Рисунок 8.22 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

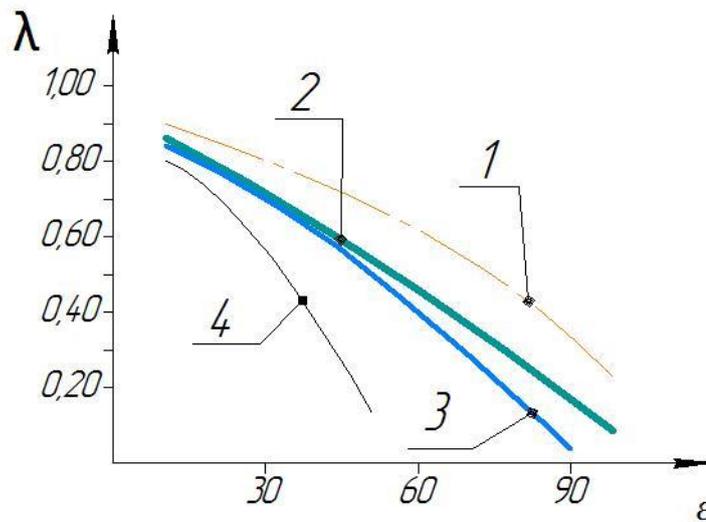


Рисунок 8.23 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

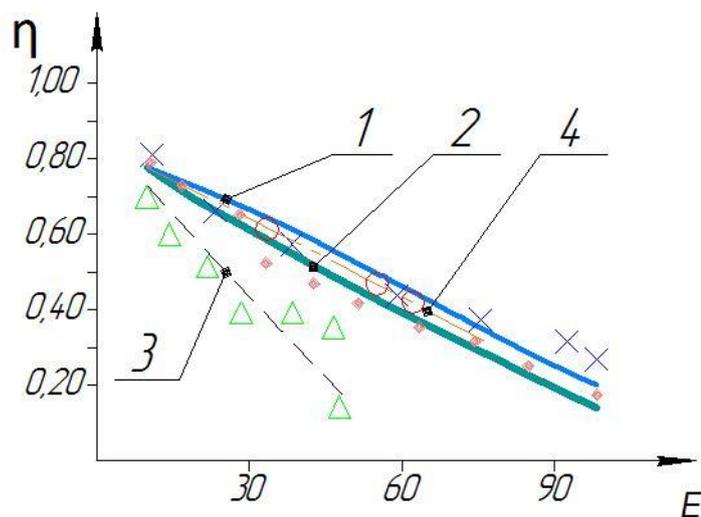


Рисунок 8.24 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

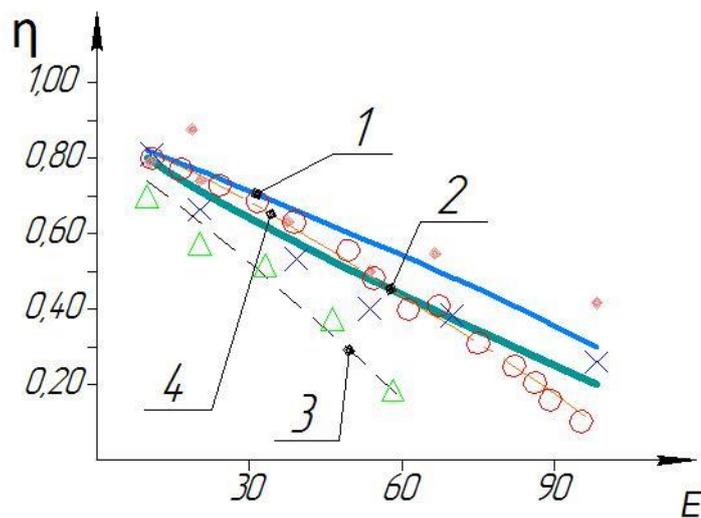


Рисунок 8.25 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

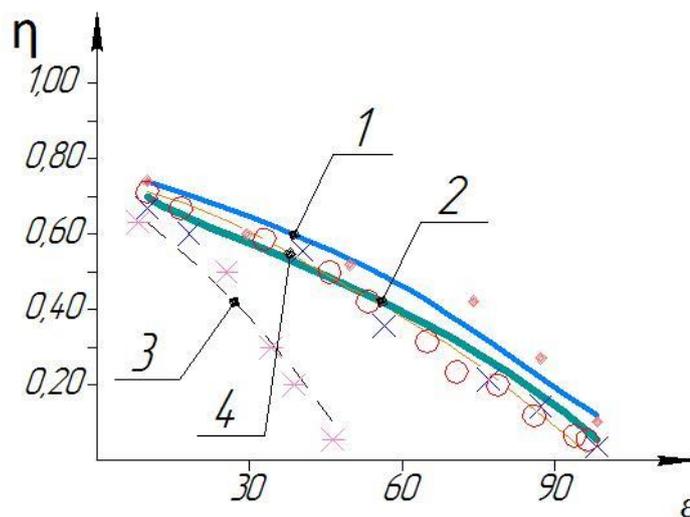


Рисунок 8.26 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м

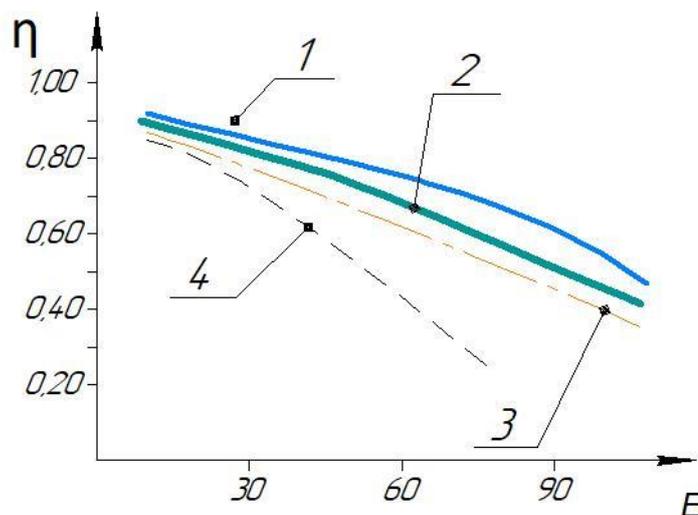


Рисунок 8.27 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

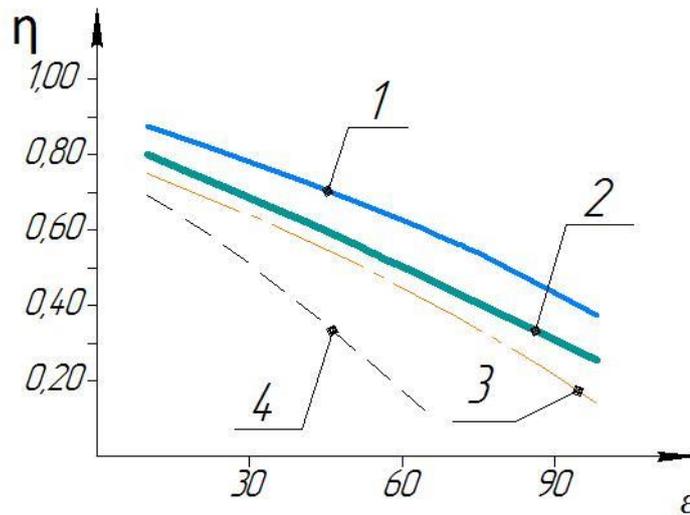


Рисунок 8.28 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

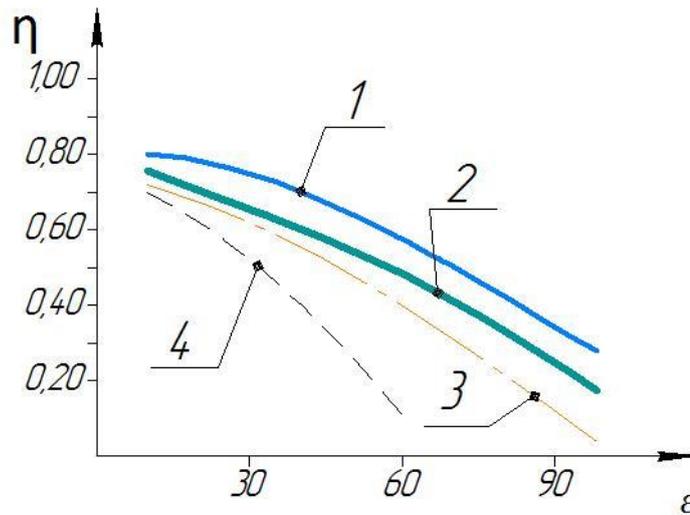


Рисунок 8.29 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1$ м

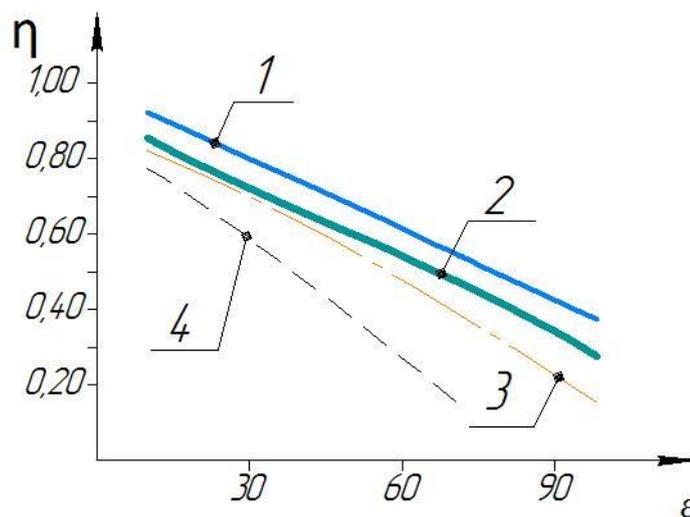


Рисунок 8.30 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1$ м

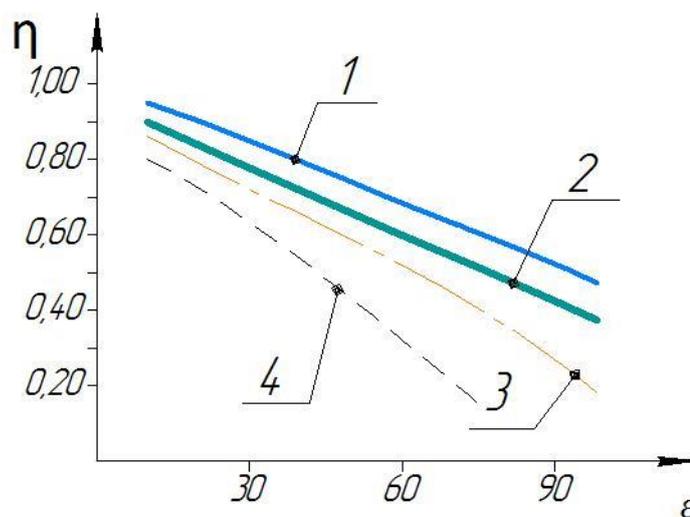


Рисунок 8.31 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1$ м
 1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – метан; 4 – гелий

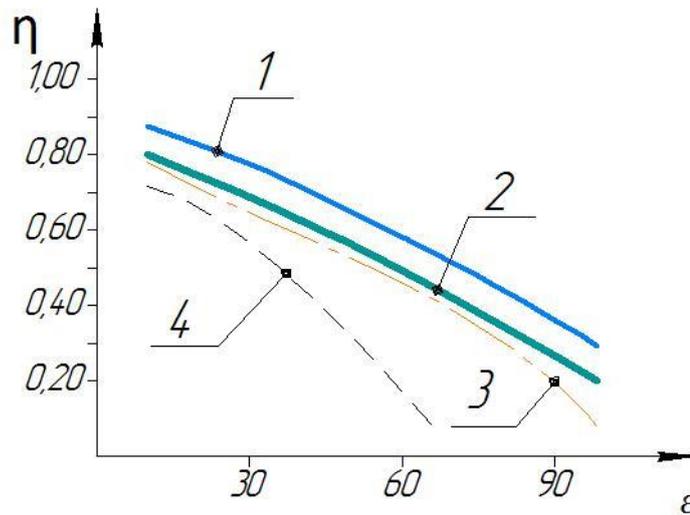


Рисунок 8.32 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1$ м

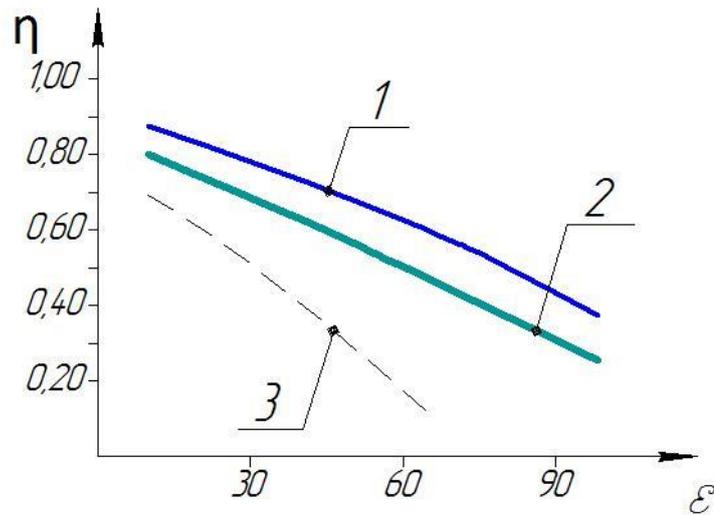


Рисунок 8.33 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

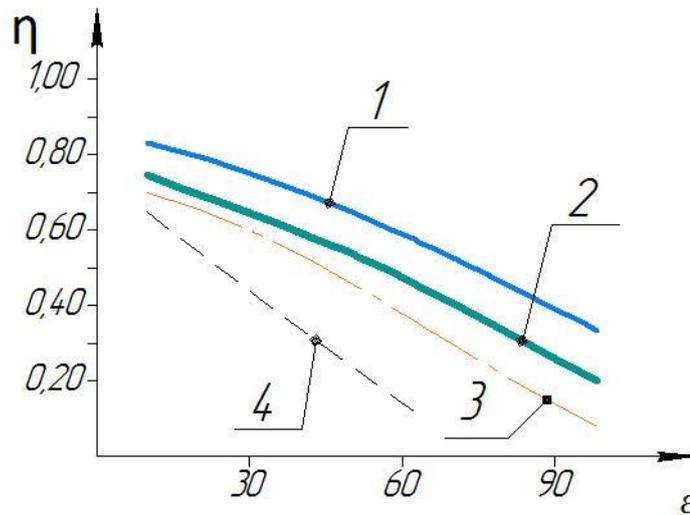


Рисунок 8.34 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

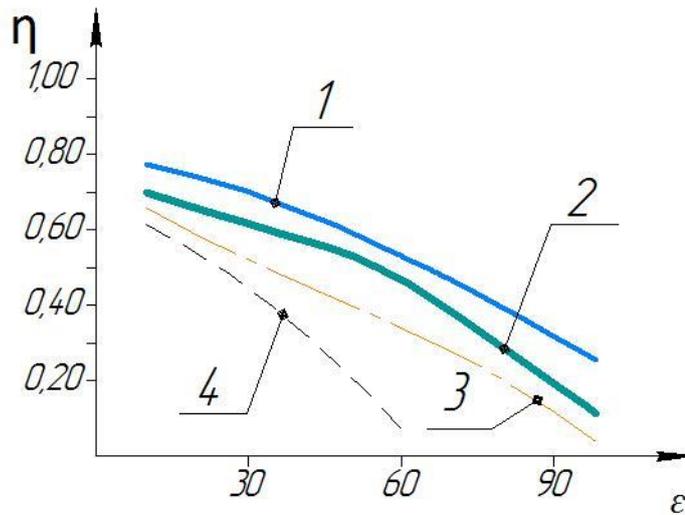


Рисунок 8.35 – Зависимость изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра при времени цикла $\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м

На рисунке 8.36 представлен пример схематизации, основанный на равенстве площадей действительной и схематизированной индикаторной диаграммы, для одного из режимов работы ступени с рабочим телом – диоксид углерода.

Политропа n_c , проведённая из точки 1, имеющая постоянную величину показателя и заключающая площадь 1-2-a-b-1, равную площади заключённой

действительной кривой процесса сжатия $1'-2'-a-b-1'$, называется эквивалентной политропой процесса сжатия [162].

Политропа p_r , проведённая из точки 3, имеющая постоянную величину показателя и заключающая площадь 3-a-b-4, равную площади заключённой действительной кривой процесса обратного расширения $3'-a-b-4'$, называется эквивалентной политропой процесса обратного расширения [162].

В таблицах 8.1...8.8 сведены данные по расчётам эквивалентных политроп для исследуемых газов.

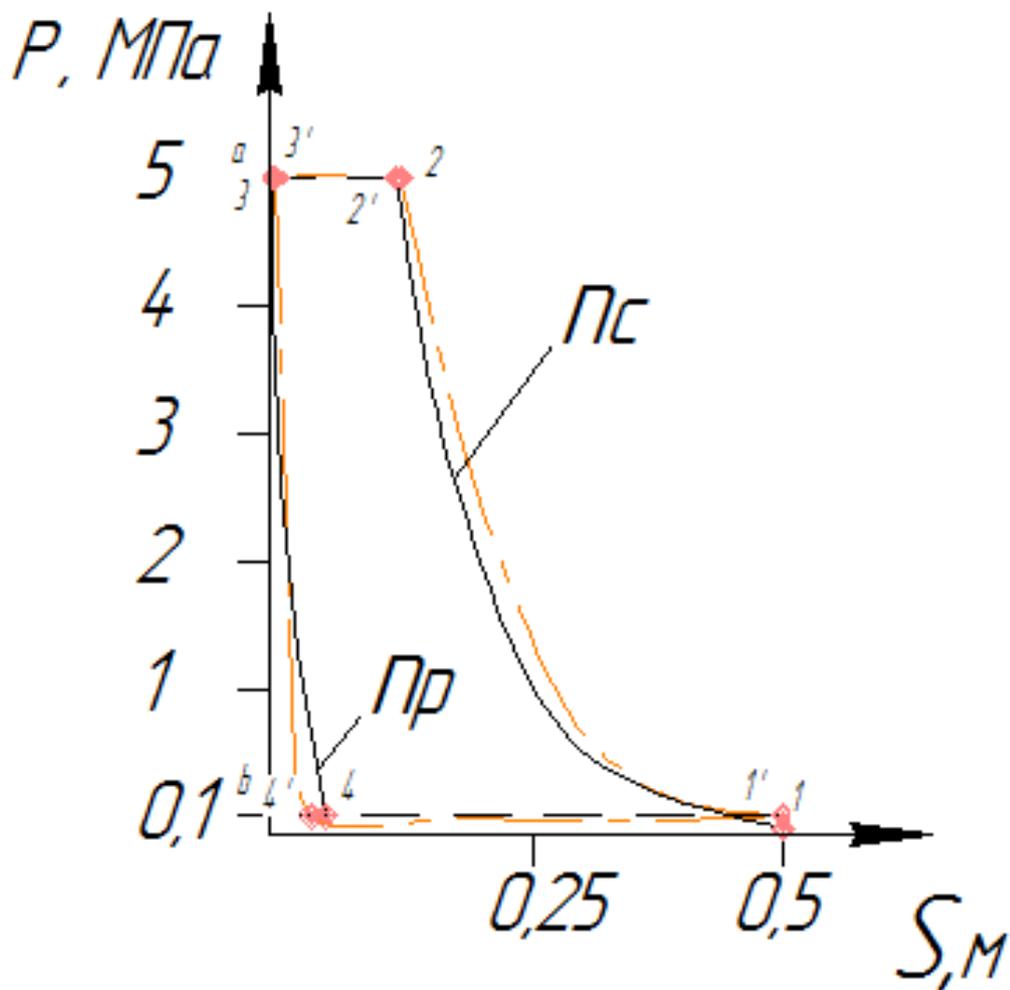


Рисунок 8.36 – Пример схематизации рабочего процесса по эквивалентным политропам при $P_{вс} = 0,1$ МПа; $P_{н} = 5$ МПа; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $\tau = 3$ с, рабочее тело – диоксид углерода

Таблица 8.1 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы сжатия для воздуха

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,08
$P_H = 1$ МПа	1,10
$P_H = 3$ МПа	1,11
$P_H = 5$ МПа	1,13
$P_H = 7$ МПа	1,16
$P_H = 10$ МПа	1,20
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,10
$P_H = 1$ МПа	1,11
$P_H = 3$ МПа	1,11
$P_H = 5$ МПа	1,15
$P_H = 7$ МПа	1,18
$P_H = 10$ МПа	1,22
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,06
$P_H = 1$ МПа	1,08
$P_H = 3$ МПа	1,10
$P_H = 5$ МПа	1,12
$P_H = 7$ МПа	1,14
$P_H = 10$ МПа	1,18
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,09
$P_H = 1$ МПа	1,10
$P_H = 3$ МПа	1,10
$P_H = 5$ МПа	1,14
$P_H = 7$ МПа	1,17
$P_H = 10$ МПа	1,20
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,08

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,19
$\tau = 4 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,18
$\tau = 2 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,19
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,19
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,23
$\tau = 3 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,21
$\tau = 4 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,19
$\tau = 2 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,11

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,19
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,20
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,20
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,18

Таблица 8.2 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы сжатия для гелия

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,14

$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,06
$P_H = 1$ МПа	1,08
$P_H = 3$ МПа	1,10
$P_H = 5$ МПа	1,11
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,06
$P_H = 1$ МПа	1,08
$P_H = 3$ МПа	1,09
$P_H = 5$ МПа	1,11
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,05
$P_H = 1$ МПа	1,08
$P_H = 3$ МПа	1,09
$P_H = 5$ МПа	1,10
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,04
$P_H = 1$ МПа	1,06
$P_H = 3$ МПа	1,08
$P_H = 5$ МПа	1,09
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,11
$P_H = 1$ МПа	1,14
$P_H = 3$ МПа	1,16
$P_H = 5$ МПа	1,19
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,10
$P_H = 1$ МПа	1,12
$P_H = 3$ МПа	1,14
$P_H = 5$ МПа	1,17
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,09
$P_H = 1$ МПа	1,10
$P_H = 3$ МПа	1,11
$P_H = 5$ МПа	1,15

$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,10
$P_H = 1$ МПа	1,12
$P_H = 3$ МПа	1,14
$P_H = 5$ МПа	1,16
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,09
$P_H = 1$ МПа	1,11
$P_H = 3$ МПа	1,13
$P_H = 5$ МПа	1,15
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,08
$P_H = 1$ МПа	1,09
$P_H = 3$ МПа	1,10
$P_H = 5$ МПа	1,12

Таблица 8.3 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы сжатия для диоксида углерода

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,17
$P_H = 1$ МПа	1,20
$P_H = 3$ МПа	1,22
$P_H = 5$ МПа	1,23
$P_H = 7$ МПа	1,25
$P_H = 10$ МПа	1,28
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,18
$P_H = 1$ МПа	1,22
$P_H = 3$ МПа	1,24
$P_H = 5$ МПа	1,26
$P_H = 7$ МПа	1,27
$P_H = 10$ МПа	1,30

$\tau = 4 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,05 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_{\text{H}} = 0,5 \text{ МПа}$	1,15
$P_{\text{H}} = 1 \text{ МПа}$	1,17
$P_{\text{H}} = 3 \text{ МПа}$	1,19
$P_{\text{H}} = 5 \text{ МПа}$	1,20
$P_{\text{H}} = 7 \text{ МПа}$	1,21
$P_{\text{H}} = 10 \text{ МПа}$	1,22
$\tau = 2 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_{\text{H}} = 0,5 \text{ МПа}$	1,17
$P_{\text{H}} = 1 \text{ МПа}$	1,20
$P_{\text{H}} = 3 \text{ МПа}$	1,21
$P_{\text{H}} = 5 \text{ МПа}$	1,24
$P_{\text{H}} = 7 \text{ МПа}$	1,25
$P_{\text{H}} = 10 \text{ МПа}$	1,28
$\tau = 3 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_{\text{H}} = 0,5 \text{ МПа}$	1,15
$P_{\text{H}} = 1 \text{ МПа}$	1,18
$P_{\text{H}} = 3 \text{ МПа}$	1,20
$P_{\text{H}} = 5 \text{ МПа}$	1,21
$P_{\text{H}} = 7 \text{ МПа}$	1,23
$P_{\text{H}} = 10 \text{ МПа}$	1,25
$\tau = 4 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_{\text{H}} = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_{\text{H}} = 1 \text{ МПа}$	1,12
$P_{\text{H}} = 3 \text{ МПа}$	1,15
$P_{\text{H}} = 5 \text{ МПа}$	1,18
$P_{\text{H}} = 7 \text{ МПа}$	1,20
$P_{\text{H}} = 10 \text{ МПа}$	1,21
$\tau = 2 \text{ с; } D_{\text{ц}} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_{\text{H}} = 0,5 \text{ МПа}$	1,23
$P_{\text{H}} = 1 \text{ МПа}$	1,25
$P_{\text{H}} = 3 \text{ МПа}$	1,28
$P_{\text{H}} = 5 \text{ МПа}$	1,30
$P_{\text{H}} = 7 \text{ МПа}$	1,31
$P_{\text{H}} = 10 \text{ МПа}$	1,35

$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,21
$P_H = 1$ МПа	1,23
$P_H = 3$ МПа	1,25
$P_H = 5$ МПа	1,29
$P_H = 7$ МПа	1,30
$P_H = 10$ МПа	1,33
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,20
$P_H = 1$ МПа	1,21
$P_H = 3$ МПа	1,23
$P_H = 5$ МПа	1,27
$P_H = 7$ МПа	1,29
$P_H = 10$ МПа	1,31
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,20
$P_H = 1$ МПа	1,23
$P_H = 3$ МПа	1,26
$P_H = 5$ МПа	1,28
$P_H = 7$ МПа	1,30
$P_H = 10$ МПа	1,33
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,18
$P_H = 1$ МПа	1,20
$P_H = 3$ МПа	1,22
$P_H = 5$ МПа	1,25
$P_H = 7$ МПа	1,28
$P_H = 10$ МПа	1,31
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,08$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,17
$P_H = 1$ МПа	1,20
$P_H = 3$ МПа	1,21
$P_H = 5$ МПа	1,22
$P_H = 7$ МПа	1,25
$P_H = 10$ МПа	1,27

Таблица 8.4 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы сжатия для метана

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,07
$P_H = 1$ МПа	1,08
$P_H = 3$ МПа	1,09
$P_H = 5$ МПа	1,11
$P_H = 7$ МПа	1,15
$P_H = 10$ МПа	1,16
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,08
$P_H = 1$ МПа	1,10
$P_H = 3$ МПа	1,11
$P_H = 5$ МПа	1,13
$P_H = 7$ МПа	1,17
$P_H = 10$ МПа	1,20
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,04
$P_H = 1$ МПа	1,07
$P_H = 3$ МПа	1,09
$P_H = 5$ МПа	1,10
$P_H = 7$ МПа	1,11
$P_H = 10$ МПа	1,12
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,07
$P_H = 1$ МПа	1,09
$P_H = 3$ МПа	1,10
$P_H = 5$ МПа	1,12
$P_H = 7$ МПа	1,14
$P_H = 10$ МПа	1,17
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	

$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,16
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,20
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,19
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	

$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,18
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,15

Таблица 8.5 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы обратного расширения для воздуха

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,16
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,14
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,18
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,16
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,15
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,16
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,14
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12

Таблица 8.6 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы обратного асширения для гелия

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06

$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,07
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,15
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,16
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11

Таблица 8.7 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы обратного расширения для диоксида углерода

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,20
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,19
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,22
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,19
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,17

$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,21
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,18
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,21
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,24
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,28
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,30
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,20
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,22
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,25
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,27
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,20

$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,22
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,25
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,20
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,21
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,25
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,27
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,17
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,20
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,21
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,23
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,20
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,22

Таблица 8.8 – Результаты расчётов показателя эквивалентной политропы обратного расширения для метана

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11

$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,15
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,16
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,07

$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,09
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,15
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,14
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,15
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,12

$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11

Проведя анализ полученных результатов для рассматриваемых конструктивных и режимных параметров и учитывая методику, изложенную в работе [32], с погрешностью до 8 % возможно дать следующие рекомендации для определения коэффициентов политропы при расчёте энергетических параметров поршневой ступени с учётом коэффициента адиабаты – воздуха, гелия, диоксида углерода и метана соответственно $k_B, k_{He}, k_{CO_2}, k_{CH_4}$:

$$\begin{aligned}
 n_{cB} &= (0,77...0,82)k_B \\
 n_{cHe} &= (0,64...0,68)k_{He} \\
 n_{cCO_2} &= (0,9...0,98)k_{CO_2} \\
 n_{cCH_4} &= (0,8...0,91)k_{CH_4}
 \end{aligned} \tag{8.2}$$

$$\begin{aligned}
 n_{pB} &= (0,93...0,95)n_{cB} \\
 n_{pHe} &= (0,94...0,97)n_{cHe} \\
 n_{pCO_2} &= (0,94...0,96)n_{cCO_2} \\
 n_{pCH_4} &= (0,98...0,99)n_{cCH_4}
 \end{aligned} \tag{8.3}$$

Таким образом, для тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней показатели эквивалентных политроп исследуемых газов составляют:

для воздуха: $n_{cB} = 1,08...1,15$ и $n_{pB} = 1,04...1,09$;

для гелия: $n_{cHe} = 1,06...1,12$ и $n_{pHe} = 1,02...1,08$;

для диоксида углерода: $n_{cCO_2} = 1,08...1,2$ и $n_{pCO_2} = 1,05...1,12$;

для метана: $n_{cCH_4} = 1,04...1,17$ и $n_{pCH_4} = 1,02...1,15$.

В классической теории [162], принятой для быстроходных поршневых компрессоров, показатели эквивалентных политроп имеют более высокие значения:

$$n_c = (0,92...0,98)k - \begin{matrix} n_{cB} = 1,29...1,37 \\ n_{cHe} = 1,53...1,63 \\ n_{cCO_2} = 1,18...1,25 \\ n_{cCH_4} = 1,2...1,27 \end{matrix}$$

$$n_p = (0,94...0,98)n_c - \begin{matrix} n_{pB} = 1,21...1,34 \\ n_{pHe} = 1,44...1,6 \\ n_{pCO_2} = 1,1...1,22 \\ n_{pCH_4} = 1,13...1,24 \end{matrix}$$

Сравнительный анализ показывает принципиальное различие рабочих процессов тихоходных ступеней, которые близки к изотермическому, тогда как рабочие процессы быстроходных поршневых компрессоров близки к адиабатным.

При расчёте объёмного коэффициента, необходимого для определения производительности компрессора, применяется так называемая схема по политропе конечных параметров (см. процесс 3-4, рисунок 8.37).

Политропами конечных параметров называют условные политропические зависимости с постоянным показателем, начальные и конечные параметры которых совпадают с действительными [162].

В таблицах 8.9...8.12 сведены данные по расчётам политроп конечных параметров для исследуемых газов.

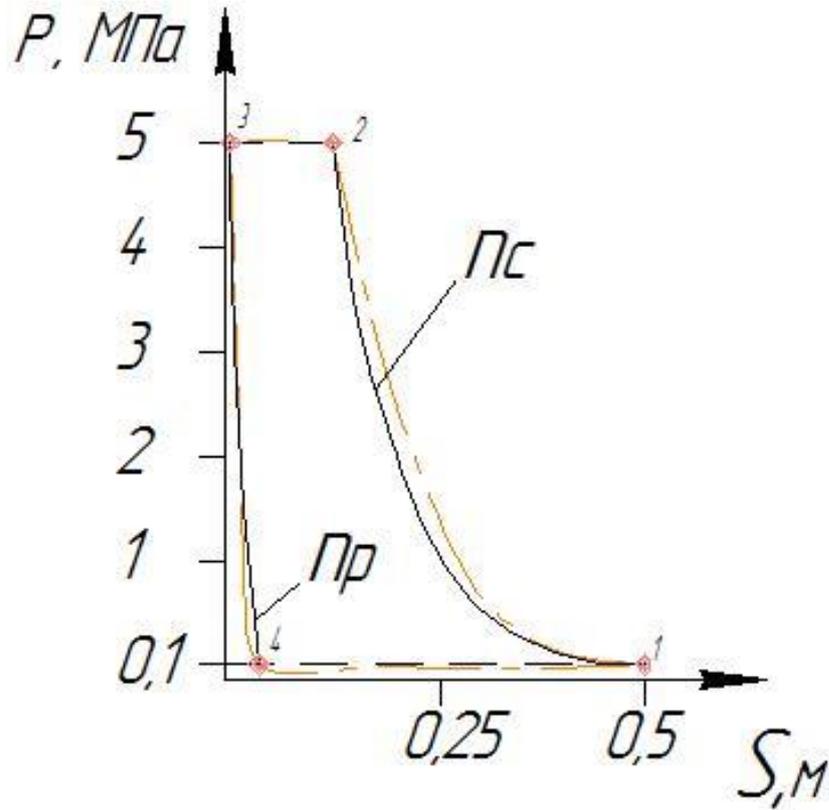


Рисунок 8.37 – Пример схематизации по политропе конечных параметров при $P_{вс} = 0,1$ МПа; $P_{н} = 5$ МПа; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $\tau = 3$ с, рабочее тело – гелий

Таблица 8.9 – Результаты расчётов показателя политропы конечных параметров для воздуха

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_{н} = 0,5$ МПа	1,04
$P_{н} = 1$ МПа	1,06
$P_{н} = 3$ МПа	1,09
$P_{н} = 5$ МПа	1,11
$P_{н} = 7$ МПа	1,12
$P_{н} = 10$ МПа	1,12
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_{н} = 0,5$ МПа	1,05
$P_{н} = 1$ МПа	1,07
$P_{н} = 3$ МПа	1,09
$P_{н} = 5$ МПа	1,12

$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12

$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,14
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08

$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,10

Таблица 8.10 – Результаты расчётов показателя политропы конечных параметров для гелия

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,087
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,07

Таблица 8.11 – Результаты расчётов показателя политропы конечных параметров для диоксида углерода

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,07
$P_H = 1$ МПа	1,10
$P_H = 3$ МПа	1,12
$P_H = 5$ МПа	1,13
$P_H = 7$ МПа	1,14
$P_H = 10$ МПа	1,15
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,08
$P_H = 1$ МПа	1,12
$P_H = 3$ МПа	1,14
$P_H = 5$ МПа	1,15
$P_H = 7$ МПа	1,16
$P_H = 10$ МПа	1,17
$\tau = 4$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,05
$P_H = 1$ МПа	1,08
$P_H = 3$ МПа	1,10
$P_H = 5$ МПа	1,11
$P_H = 7$ МПа	1,12
$P_H = 12$ МПа	1,14
$\tau = 2$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,07
$P_H = 1$ МПа	1,11
$P_H = 3$ МПа	1,12
$P_H = 5$ МПа	1,13
$P_H = 7$ МПа	1,14
$P_H = 10$ МПа	1,15
$\tau = 3$ с; $D_{ц} = 0,05$ м; $S = 1,0$ м	
$P_H = 0,5$ МПа	1,06

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 12 \text{ МПа}$	1,13
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,18
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,19
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 12 \text{ МПа}$	1,17
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,15
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,09

$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,15
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,16
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,18
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,12
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,14
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,16
$\tau = 4 \text{ с}; D_{ц} = 0,08 \text{ м}; S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,13
$P_H = 12 \text{ МПа}$	1,14

Таблица 8.12 – Результаты расчётов показателя политропы конечных параметров для метана

Рассмотренный режим	Значение коэфф. политропы
$\tau = 3 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 2 \text{ с}; D_{ц} = 0,05 \text{ м}; S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08

$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,05 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,08

$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,11
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,12
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 0,5 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,06
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 2 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,10
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,11
$\tau = 3 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,03
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,05
$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,09
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,10
$\tau = 4 \text{ с; } D_{ц} = 0,08 \text{ м; } S = 1,0 \text{ м}$	
$P_H = 0,5 \text{ МПа}$	1,02
$P_H = 1 \text{ МПа}$	1,04
$P_H = 3 \text{ МПа}$	1,05

$P_H = 5 \text{ МПа}$	1,07
$P_H = 7 \text{ МПа}$	1,08
$P_H = 10 \text{ МПа}$	1,09

Проведя анализ полученных результатов для рассматриваемых конструктивных и режимных параметров и учитывая методику, изложенную в работе [162], с погрешностью до 10 % возможно дать следующие рекомендации для расчётов показателей политропы конечных параметров по известной формуле [162, 208]:

$$m = 1 + A(k - 1), \quad (8.4)$$

где A – коэффициент, который для рассматриваемой области давлений нагнетания можно принять:

для воздуха – $A = 0,125$ и $m \approx 1.05$

для гелия – $A = 0,08$ и $m \approx 1.05$

для диоксида углерода – $A = 0,36$ и $m \approx 1.1$

для метана – $A = 0,2$ и $m \approx 1.1$

В классической теории [162] коэффициент A меняет своё значение в зависимости от давления всасывания:

при $P_{вс} < 0,15 \text{ МПа}$ – $A = 0,5$;

при $P_{вс} > 3 \text{ МПа}$ – $A = 1$.

Проведённые экспериментальные исследования позволили сделать первый шаг по уточнению существующей методики расчёта поршневых компрессорных ступеней.

Определение показателей политропы показало актуальность поставленной задачи, поскольку полученные результаты для тихоходных компрессорных ступеней значительно отличаются от принятых зависимостей для быстроходных ступеней.

Коэффициент дросселирования

Гидравлические потери газа на всасывании уменьшают производительность, поскольку в рабочем процессе теряется часть хода поршня от нижней мёртвой

точки до точки, соответствующей давлению всасывания, этот отрезок поршень проходит при давлении в рабочей камере меньше давления всасывания (рисунок 8.38).

Проведённые экспериментальные исследования на разработанном экспериментальном стенде позволили определить длину данного отрезка по отношению к длине отрезка, характеризующего всасывание (рисунок 8.38).

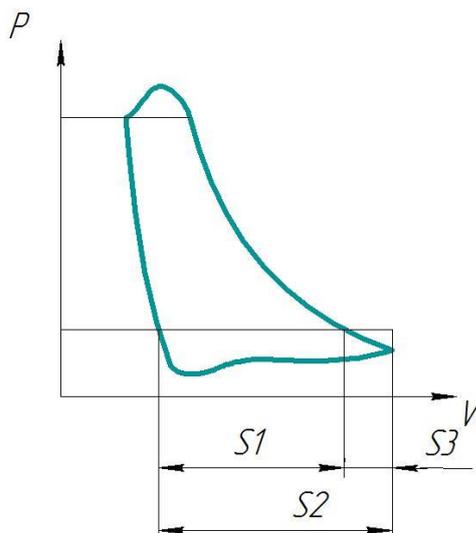


Рисунок 8.38 – Иллюстрация к определению коэффициента дросселирования

$$\lambda_{op} = \frac{S1}{S2} \quad (8.5)$$

На рисунке 8.39 представлена экспериментально полученная индикаторная диаграмма для воздуха при давлении нагнетания 5 МПа, времени цикла 3 с. По диаграмме видно, что дроссельные потери на всасывании практически отсутствуют. В тихоходных ступенях значительно меньше скорость движения поршня (0,3...0,5 м/с) по сравнению с существующими быстроходными поршневыми ступенями (2...7 м/с), соответственно из уравнения неразрывности вытекает, что и скорость газа через клапан меньше. Этот факт и обуславливает небольшие дроссельные потери.

Также на рисунках 8.40...8.45 представлены примеры полученных индикаторных диаграмм для различных газов.

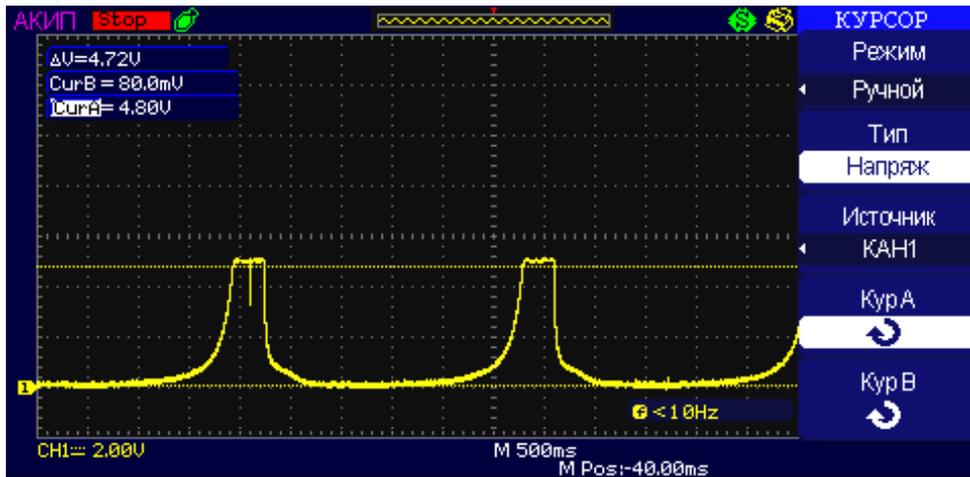


Рисунок 8.39 – Вид индикаторной диаграммы на осциллографе $P_n = 5$ МПа, $\tau = 3$ с (воздух)

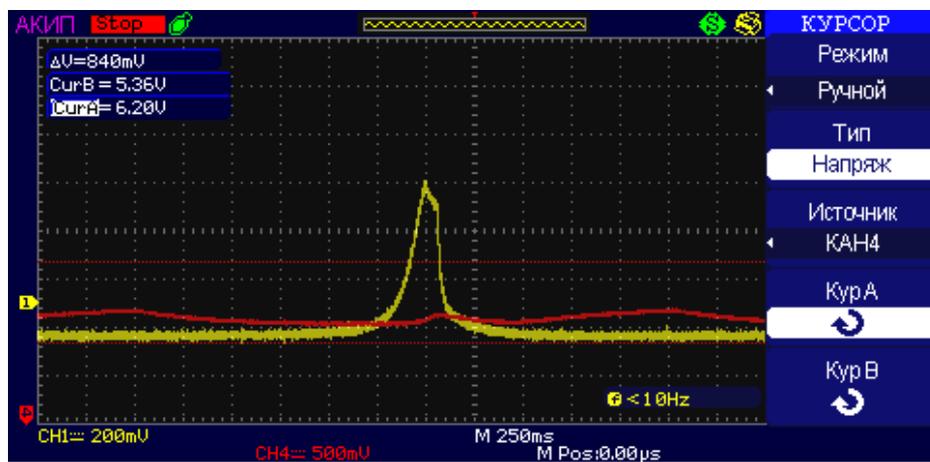


Рисунок 8.40 – Вид индикаторной диаграммы на осциллографе $P_n = 10$ МПа, $\tau = 3$ с (воздух)

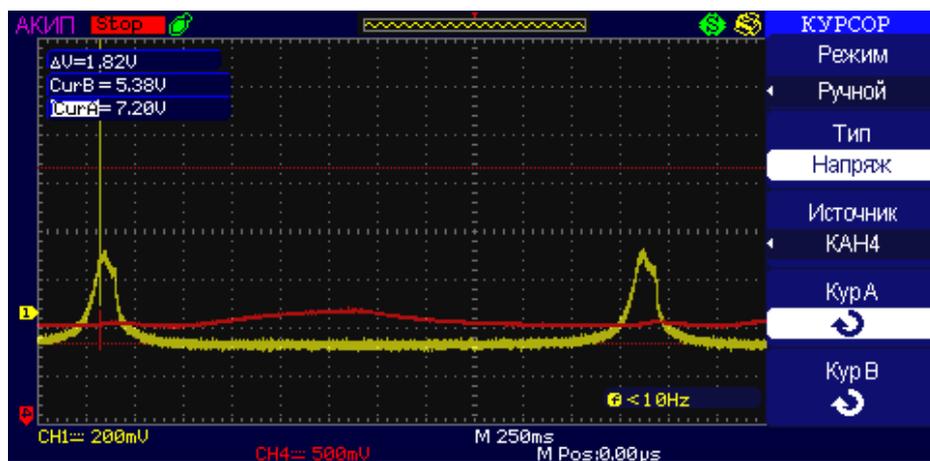


Рисунок 8.41 – Вид индикаторной диаграммы на осциллографе $P_n = 10$ МПа, $\tau = 2$ с (воздух)

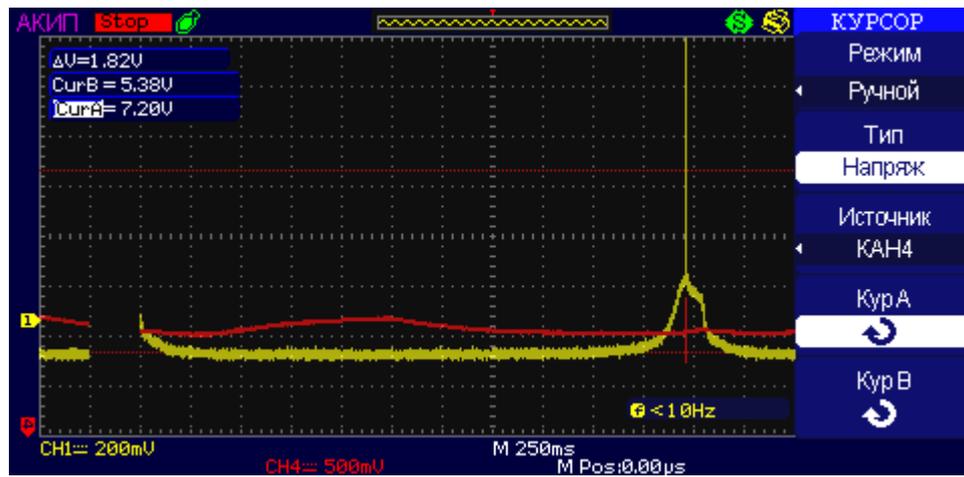


Рисунок 8.42 – Вид индикаторной диаграммы на осциллографе $P_H = 3$ МПа, $\tau = 3$ с (гелий)

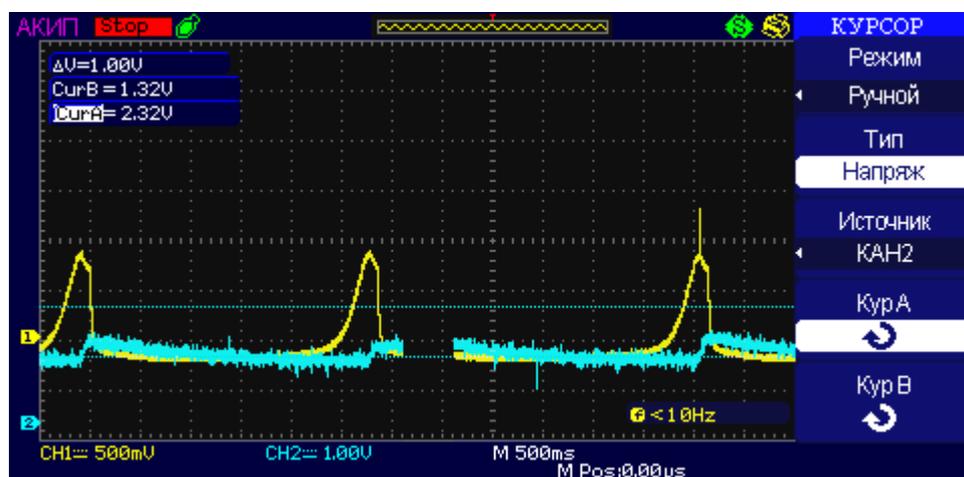


Рисунок 8.43 – Вид индикаторной диаграммы на осциллографе $P_H = 7$ МПа, $\tau = 2$ с (метан)

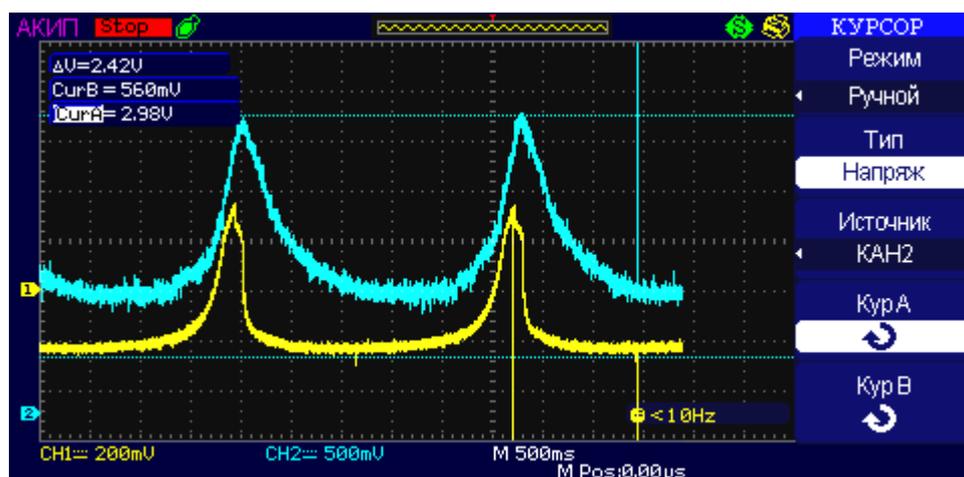


Рисунок 8.44 – Вид индикаторной диаграммы на осциллографе $P_H = 12$ МПа, $\tau = 3$ (диоксид углерода)

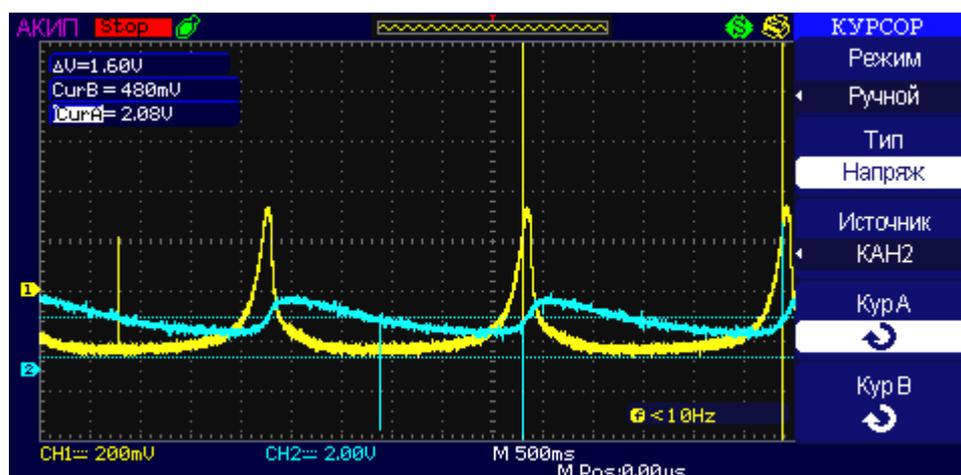


Рисунок 8.45 – Вид индикаторной диаграммы на осциллографе $P_H = 12$ МПа, $\tau = 2$ с
(диоксид углерода)

Обработанные экспериментальные данные с определением коэффициента дросселирования представлены в таблице 8.13.

Таблица 8.13 – Данные по дроссельным потерям во всасывающих клапанах тихоходных ступеней сжатия

№ экс.	P_H , МПа	Время цикла, с	$\lambda_{др}$
1	5	3	0,99
2	10	3	0,985
3	10	2	0,982
4	3	3	0,995
5	7	2	0,987
6	12	3	0,984
7	12	2	0,981

Получаемые при этом значения коэффициента дросселирования близки к **0,98** с погрешностью 10 % для всех газов.

Коэффициент подогрева

Подогрев всасываемого газа от горячих деталей рабочей камеры приводит к его расширению и уменьшению новой порции газа, поступающего в цилиндр.

Экспериментально определена температура всасываемого газа.

Коэффициент же подогрева определяется как отношение температуры газа без подогрева к температуре с учётом подогрева.

$$\lambda_T = \frac{T_{вс}}{T_{вс\ n}} \quad (8.6)$$

Учитывая экспериментальные данные (рисунки 8.46...8.51), получаем соотношения, близкие к значению 0,93 для воздуха и 0,88 для CO₂.

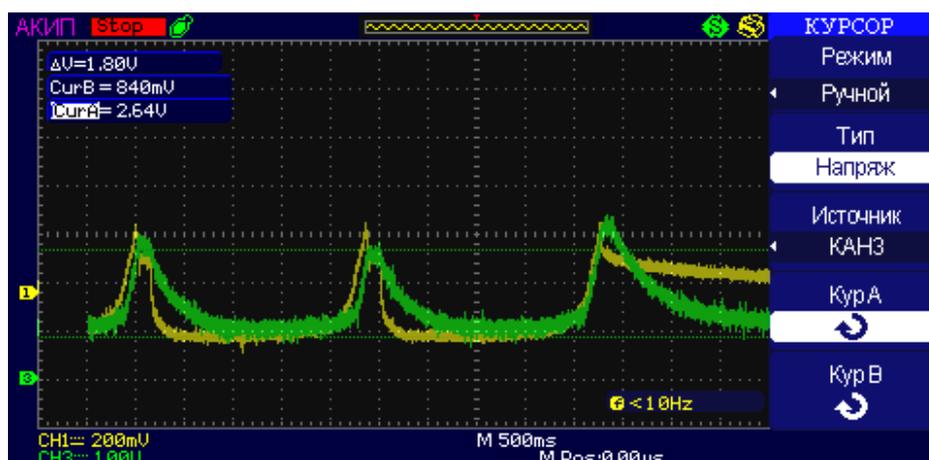


Рисунок 8.46 – Вид диаграммы мгновенной температуры (1), совмещённой с индикаторной диаграммой (2) на осциллографе при давлении нагнетаний 5 МПа, время цикла 3 с (воздух)

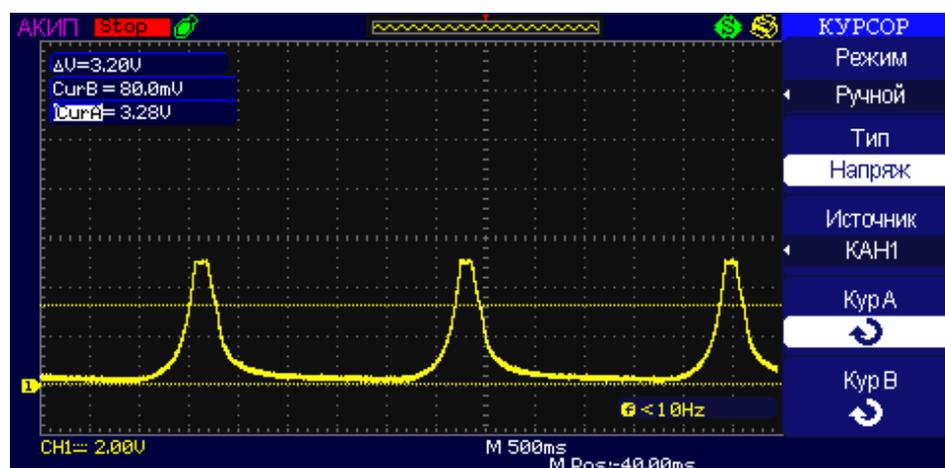


Рисунок 8.47 – Вид диаграммы мгновенной температуры, на осциллографе при давлении нагнетаний 3 МПа, время цикла 3 с (метан)

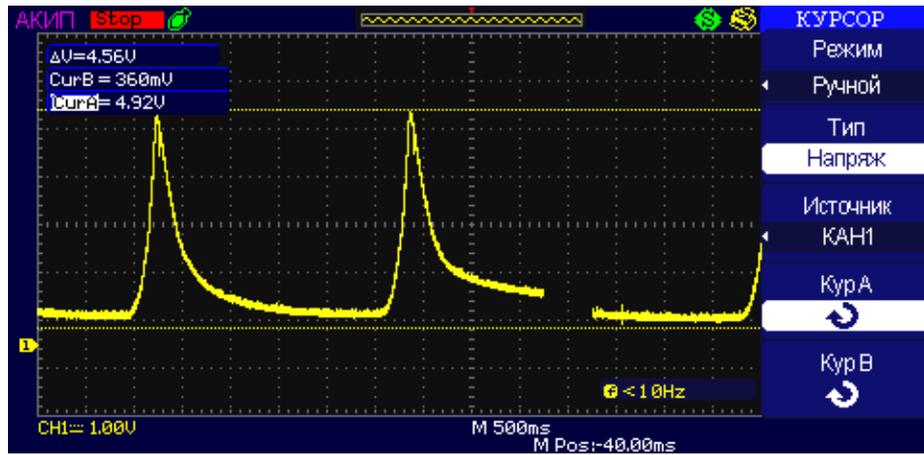


Рисунок 8.48 – Вид диаграммы мгновенной температуры на осциллографе при давлении нагнетаний 12 МПа, время цикла 3 с (диоксид углерода)

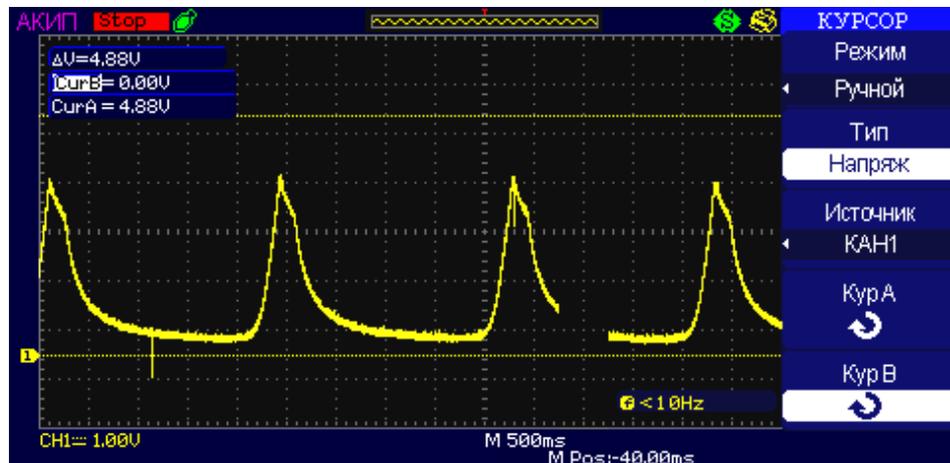


Рисунок 8.49 – Вид диаграммы мгновенной температуры на осциллографе при давлении нагнетаний 10 МПа, время цикла 2 с (диоксид углерода)

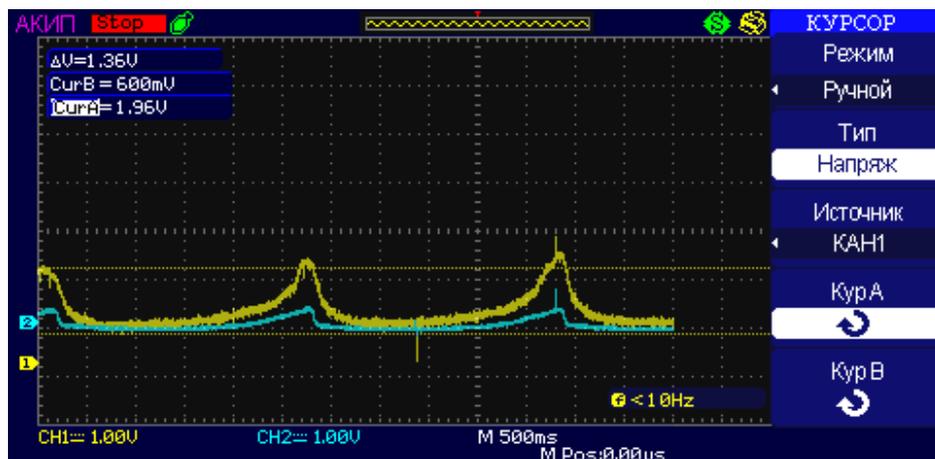


Рисунок 8.50 – Вид диаграммы мгновенной температуры (1), совмещённой с индикаторной диаграммой (2) на осциллографе при давлении нагнетаний 2 МПа, время цикла 4 с (гелий)

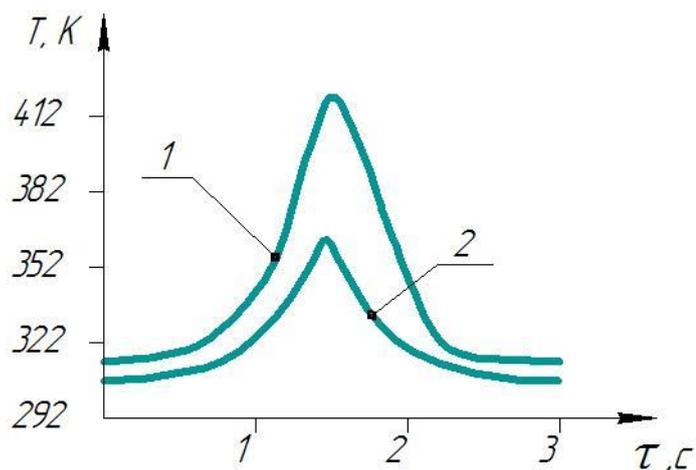


Рисунок 8.51 – График изменения температуры в рабочей камере за время цикла:
1 – при $P_n = 10$ МПа; 2 – при $P_n = 6$ МПа (воздух)

В таблице 8.14 представлены обработанные экспериментальные данные с определением коэффициента подогрева.

Таблица 8.14 – Данные по коэффициенту подогрева

№ экс.	P_n , МПа	Время цикла, с	λ_T
1	5	3	0,92
2	3	3	0,96
3	12	3	0,88
4	10	2	0,9
5	2	4	0,98
6	10	3	0,9
7	6	3	0,91

Учитывая экспериментальные данные (рисунки 8.46...8.51), получаем формулу для определения коэффициента подогрева:

$$\lambda_T = 1 - 0,001(\varepsilon_u - 1), \quad (8.7)$$

где ε_u – степень повышения давления в цилиндре.

Погрешность формулы не превышает 8 %.

Коэффициент влажности

Коэффициент влажности будет определяться по стандартной методике и приниматься равным 0,99: $\lambda_{в,л} = 0,99$.

Подставим значения всех коэффициентов в формулу для расчёта коэффициента подачи

Коэффициент плотности

Коэффициент плотности экспериментально получить невозможно без учёта влияния других факторов.

Рассмотрим два подхода, позволяющих получить значения коэффициента плотности.

Первый подход заключается в определении коэффициента плотности по экспериментально полученному значению общего коэффициента подачи и четырём его составляющим:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{вл} \cdot \lambda_{пл} \quad \text{т.е.} \quad \lambda_{пл} = \frac{\lambda}{\lambda_0 \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{вл}} \quad (8.8)$$

Второй подход заключается в использовании модернизированной методики расчёта.

Воспользуемся и тем и другим методом и сравним полученные результаты:

Учитывая экспериментальные данные по коэффициенту подачи и значения его составляющих (объёмного коэффициента, коэффициента дросселирования, коэффициента подогрева и коэффициента влажности), заполним таблицы 8.15, 8.16.

Таблица 8.15 – Составляющие коэффициента подачи ($D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $\tau = 3$ с)

Составляющие коэффициента подачи	$\varepsilon = 5$	$\varepsilon = 100$
λ_0	0,996	0,92
$\lambda_{др}$	0,99	0,985
λ_T	0,985	0,9
$\lambda_{вл}$	0,99	0,99
λ	0,95	0,15
$\lambda_{пл} = \lambda / (\lambda_0 \lambda_{др} \lambda_T \lambda_{вл})$	0,98	0,19

Таблица 8.16 – Составляющие коэффициента подачи ($D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $\tau = 2$ с)

Составляющие коэффициента подачи	$\varepsilon = 5$	$\varepsilon = 100$
λ_0	0,99	0,97
$\lambda_{др}$	0,99	0,98
$\lambda_{т}$	0,99	0,97
$\lambda_{вл}$	0,99	0,99
λ	0,96	0,21
$\lambda_{пл} = \lambda_0 \lambda_{др} \lambda_{т} \lambda_{вл}$	0,99	0,23

Учитывая данные, полученные экспериментальным путём (таблица 8.17), и теоретические данные, полученные с помощью модернизированной методики расчёта при исключении утечек через неплотности рабочей камеры, определяем зависимость для расчёта коэффициента плотности (формула (8.8)).

Таблица 8.17 – Составляющие коэффициента подачи ($D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $\tau = 2$ с)

Составляющие коэффициента подачи	$\varepsilon = 5$	$\varepsilon = 10$	$\varepsilon = 20$	$\varepsilon = 50$	$\varepsilon = 100$
$\lambda' = \lambda_0 \lambda_{др} \lambda_{т} \lambda_{вл}$	0,98	0,968	0,94	0,87	0,75
λ	0,96	0,9	0,83	0,58	0,14
$\lambda_{пл} = \lambda / \lambda'$	0,98	0,92	0,84	0,6	0,187

Таблица 8.18 – Составляющие коэффициента подачи ($D_{ц} = 0,05$ м; $S = 0,5$ м; $\tau = 3$ с)

Составляющие коэффициента подачи	$\varepsilon = 5$	$\varepsilon = 10$	$\varepsilon = 20$	$\varepsilon = 50$	$\varepsilon = 100$
$\lambda' = \lambda_0 \lambda_{др} \lambda_{т} \lambda_{вл}$	0,97	0,94	0,9	0,8	0,74
λ	0,95	0,88	0,8	0,5	0,14
$\lambda_{пл} = \lambda / \lambda'$	0,98	0,93	0,88	0,62	0,18

Коэффициент плотности удобно представить в виде уравнения:

$$\lambda_{пл} = 1 - x \cdot \varepsilon_{ц}, \quad (8.9)$$

где x – эмпирический коэффициент, полученный для рассматриваемых режимов и конструктивных диапазонов ступеней;

– **0,008** – для воздуха;

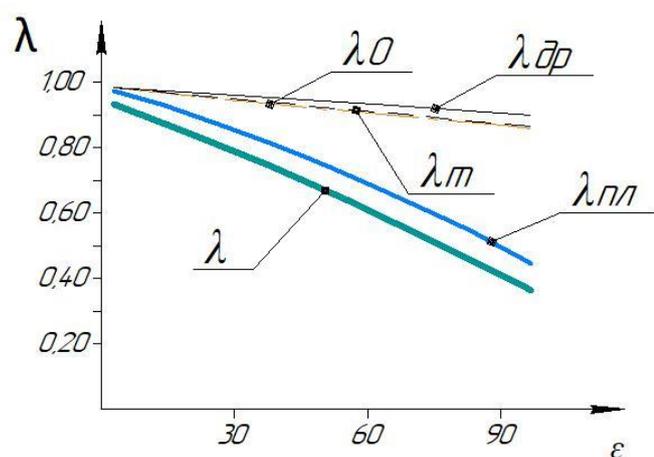
– **0,01** – для гелия;

– **0,002** – для диоксида углерода;

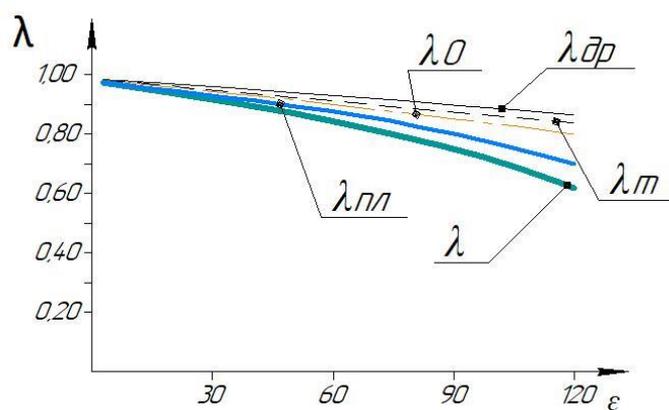
– **0,003** – для метана. Тогда выражение для коэффициента плотности для воздуха будет иметь вид:

$$\lambda_{пл} = 1 - 0,008 \cdot \varepsilon_u, \quad (8.10)$$

Погрешность расчёта коэффициента плотности по формуле (8.10) не превышает 12 %.



а



б

Рисунок 8.52 – Зависимость коэффициента подачи от отношения давлений в ступени: а – для воздуха, б – для диоксида углерода

Ранее проведённые исследования на основе определения величин условных зазоров в закрытых клапанах и цилиндропоршневом уплотнении показали, что

доля утечек через клапаны составляет 0,6...0,8 от общего значения утечек, то есть имеет основное влияние.

Представленные результаты (рисунок 8.52) показывают кардинальное различие влияния отдельных факторов на потери производительности традиционных быстроходных ступеней поршневых компрессоров и рассматриваемых тихоходных быстроходных. Как известно, в быстроходных поршневых компрессорных ступенях при их удовлетворительном техническом состоянии определяющим фактором является мёртвый объём, влияние которого на потери производительности отражает объёмный коэффициент. В рассматриваемых же тихоходных ступенях данный фактор минимизирован за счёт увеличения отношения величины хода поршня к его диаметру; при этом наиболее значимым фактором становится коэффициент плотности, определяемый интенсивностью массообмена через зазоры в закрытых клапанах и в цилиндропоршневом уплотнении.

Анализ и обработка результатов проведённых ранее экспериментальных исследований позволили разработать методику расчёта действительной производительности тихоходных длинноходовых воздушных компрессорных ступеней сжатия, основанную на принципах схематизации рабочих процессов и разделения потерь. Показано, что в отличие от быстроходных поршневых компрессоров, для рассматриваемого объекта наиболее значимым фактором, определяющим потери производительности, является коэффициент плотности, отражающий рост влияния массообмена через зазоры в рабочей камере при увеличении времени рабочего цикла ступени.

Полученную методику для рассматриваемых газов можно представить в виде таблицы 8.19.

Таблица 8.19 – Данные для расчёта производительности малорасходных тихоходных ступеней

Газ	n_c	n_p	a_m	m	λ_0	$\lambda_{др}$	λ_T	$\lambda_{вЛ}$	$\lambda_{III} = 1 - x \cdot \varepsilon_u,$
Воздух	$n_{cB} = 1.08...1.15$	$n_{pB} = 1.04...1,09$	0,001...0,003	1.05	$\lambda_0 = 1 - a_m \left(\left(\frac{P_u}{P_{вс}} \right)^{1/m} - 1 \right),$	0,98	$\lambda_T = 1 - 0,001(\varepsilon_u - 1),$	0,99	$x = 0,008$
Гелий	$n_{cHe} = 1.06...1.12$	$n_{pHe} = 1.02...1,08$		1.05					$x = 0,01$
Диоксид углерода	$n_{cCO_2} = 1.08...1.2$	$n_{pCO_2} = 1.05...1,12$		1.1					$x = 0,002$
Метан	$n_{cCH_4} = 1.04...1.17$	$n_{pCH_4} = 1.02...1,15$		1.06					$x = 0,003$

Со временем планируется расширить перечень исследуемых газов. Поэтому в настоящее время для расчёта ступени при сжатии газа, не вошедшего в исследуемый перечень, можно осуществлять “прикидочный” расчёт, взяв за основу наиболее похожий по свойствам газ.

8.2 Методика расчёта суммарной поршневой силы для тихоходных агрегатов с гидравлическим приводом

Существующие методики расчёта компрессорных агрегатов, используемые для быстроходных схем, рассчитаны на применение в качестве приводов асинхронных или синхронных электродвигателей. Достаточная на сегодняшний день проработка конструкций тихоходных поршневых ступеней привела к тому, что для проектирования новых машин необходимо создание методики расчёта, отражающей особенности функционирования приводов.

Рассмотрим пример с использованием существующей методики расчёта [208] для оппозитной базы М160.

Суммарная сила P_{Σ} , направленная вдоль оси цилиндра, определяется по формуле:

$$P_{\Sigma} = P_{Г'} + P_{Г''} + P_{тр} + I_s \quad (8.11)$$

где $P_{Г'}$ – газовая сила, действующая на поршень со стороны крышки, кН;

$P_{Г''}$ – газовая сила, действующая на поршень со стороны механизма движения, кН.

Сила инерции I_s рассчитывается по формуле

$$I_s = m_s r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (8.12)$$

Силу трения $P_{тр}$ в рядах полагают постоянной по модулю и меняющую знак в мёртвых точках. Для её расчета воспользуемся формулой

$$P_{тр} = \frac{0,6 \cdot N_n \cdot (1 - \eta_{мех})}{2 \cdot S_n \cdot n \cdot \eta_{мех}} \quad (8.13)$$

где N_n – индикаторная мощность, кВт;

$\eta_{мех}$ – механический КПД.

Газовые силы $P_{Г'}$ и $P_{Г''}$ определяем из уравнения политропного процесса [83].

Полученная диаграмма имеет привычный вид (рисунок 8.53) [162].

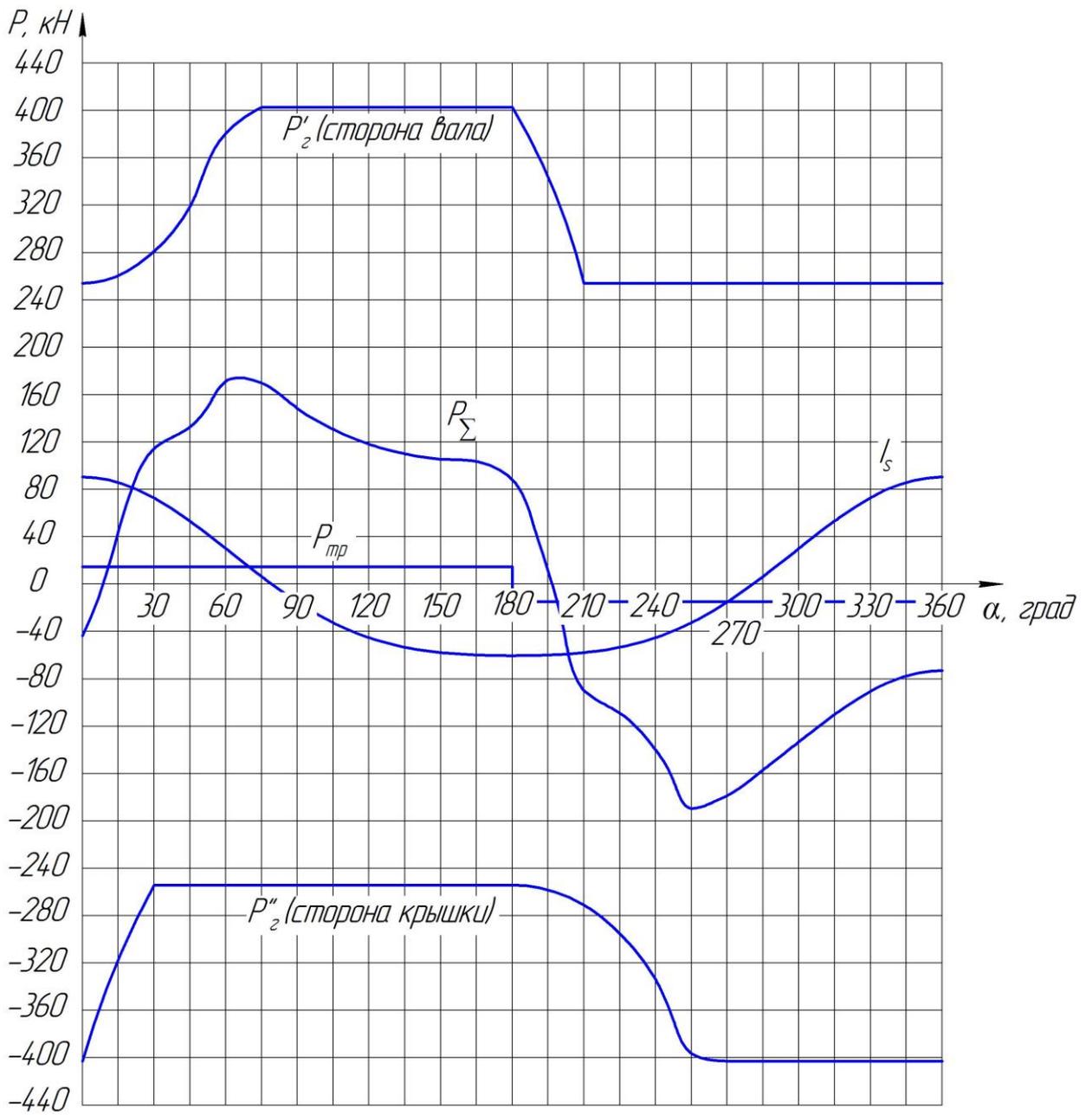


Рисунок 8.53 – Диаграмма суммарной поршневой силы для базы M160

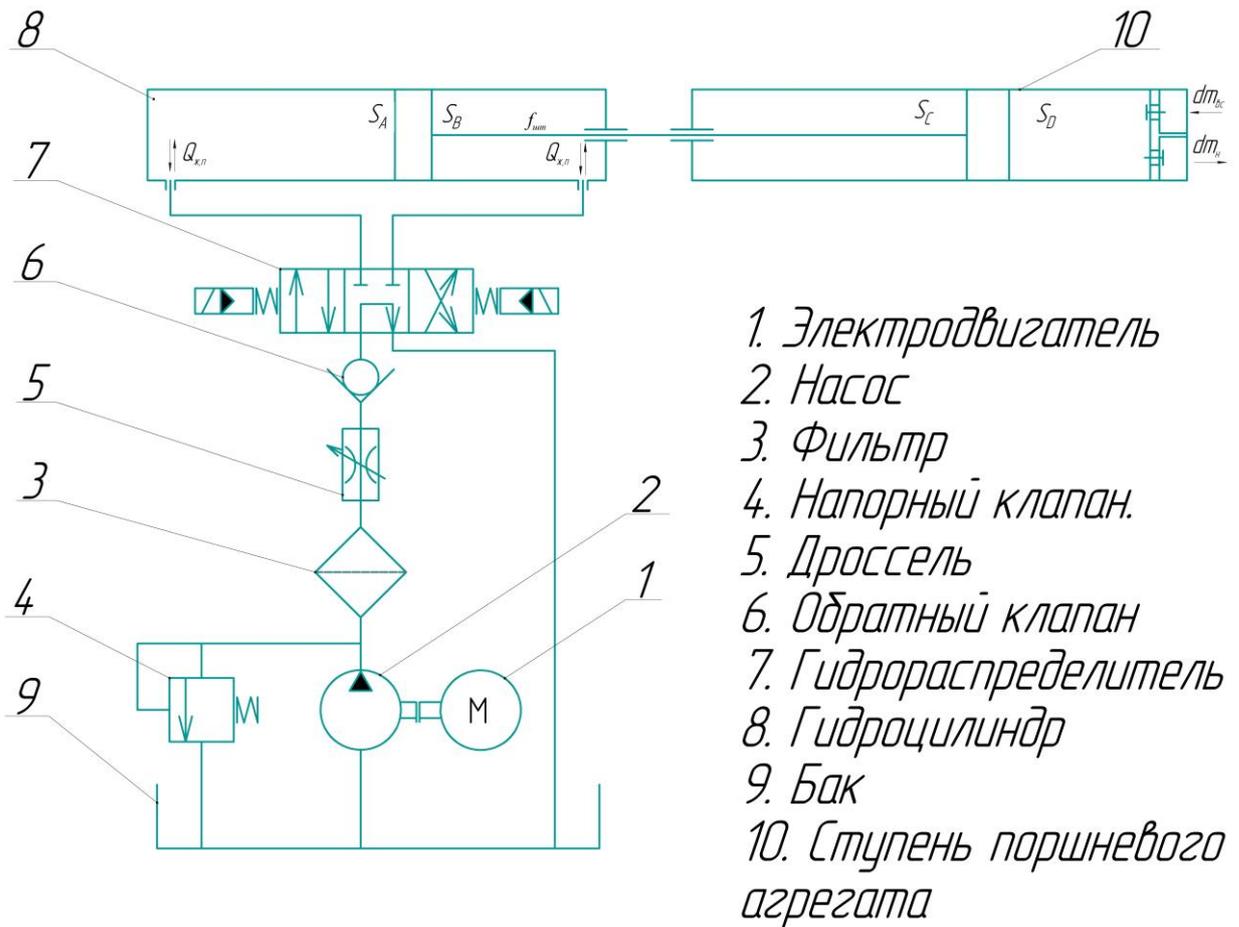


Рисунок 8.54 – Схема ступени с линейным гидравлическим приводом

В данной схеме реализована жёсткая связь штока поршневой ступени со штоком гидравлического цилиндра. Поэтому для данной системы уравнение суммарной поршневой силы будет иметь следующий вид [41]:

$$P_{\Sigma} = P_{TPct} + P_{TPnp} + P_{\Gamma} + P' + I_{Sct} + I_{Spr} + P_{TPum} , \quad (8.14)$$

где P_{TPct} – сила трения в поршневой ступени, Н;

P_{TPnp} – сила трения в приводном гидроцилиндре, Н;

$P_{TPшт}$ – сила трения штока о направляющую, Н;

I_{Sct} – сила инерции поступательно движущихся масс ступени, Н;

I_{Spr} – сила инерции поступательно движущихся масс приводного гидроцилиндра, Н;

P_{Γ} – газовая сила, Н;

P' – сила, действующая со стороны штока в поршневой ступени, Н (фактически сила атмосферного давления).

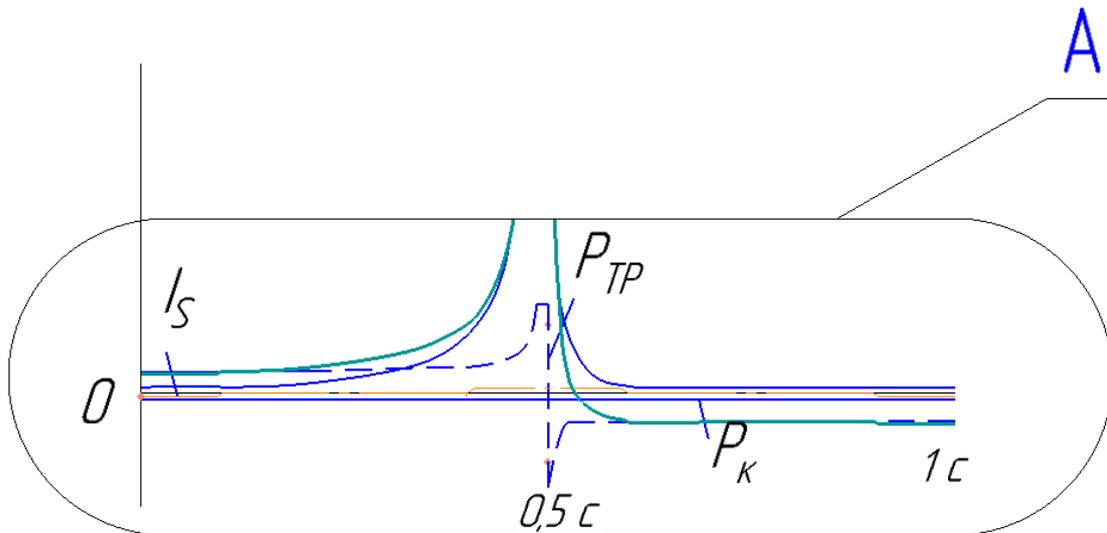


Рисунок 8.55 – Вид А

Разработанная методика позволяет определить суммарную поршневую силу при использовании гидравлического привода. Уравнения для определения суммарной поршневой силы при использовании других типов приводов будут похожи на полученное уравнение и поэтому в данной работе не рассматриваются. Данной тематике посвящена работа А. В. Недовенчаного, включающая в себя описание исследования динамики при различных типах приводов, а также исследований энергоэффективных законов движения при использовании того или иного привода.

Разработанная инженерная методика позволит с учётом выявленных особенностей осуществлять проектирование геометрии рабочей камеры и выполнять динамический расчёт при использовании гидравлического привода.

9 Перспективные направления развития поршневых компрессоров на базе малорасходных тихоходных ступеней сжатия

В заключительной главе подводится итог проведённого исследования в виде перспективных направлений развития малорасходных ступеней сжатия. В главе представлены перспективные направления исследования и совершенствования тихоходных компрессоров.

9.1 Перспективы создания многоступенчатых поршневых компрессоров на базе малорасходных тихоходных ступеней

Ранее речь шла только об одноступенчатых тихоходных машинах. Однако как было показано, режимы работы при давлениях 12МПа и более возможны, но уступают по своей эффективности существующим многоступенчатым машинам. Очевидно, что неизбежен переход к многоступенчатому сжатию и как показали экспериментальные исследования, представленные в главе 4, на сегодняшний момент можно дать лишь ориентировочную оценку по распределению отношения давления между ступенями в тихоходной поршневой машине.

9.1.1 Рекомендации по выбору числа ступеней сжатия

Методика расчёта тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов в некоторой степени отличается от принятой в настоящее время [291]. Связано это с отличными от существующих поршневых компрессоров конструктивными и режимными параметрами работы ступеней сжатия.

Рассмотрим влияние распределения степени повышения давления между ступенями на коэффициент подачи в каждой из ступеней при неизменном отношении давлений в компрессоре для двухступенчатого агрегата. Давление нагнетания примем 10МПа.

Изменение λ от ε показано на рис. 9.1...9.4.

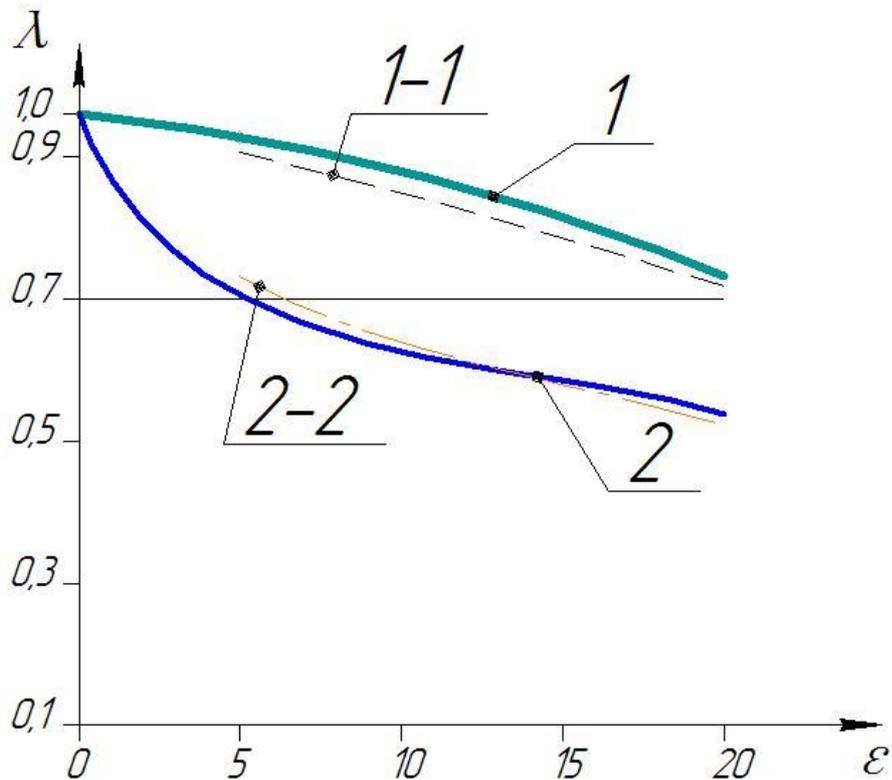


Рисунок 9.1 – Зависимость коэффициента подачи от отношения давлений

в ступени $P_n=10\text{МПа}$; $D_{ц}=0,05$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$:

1 – первая ступень сжатия (ϵI) расчёт; 2 – вторая ступень сжатия (ϵII) расчёт; 1-1 – первая ступень сжатия (ϵI) эксперимент; 2-2 – вторая ступень сжатия (ϵII) эксперимент

Для многоступенчатого компрессорного агрегата давление нагнетания можно определить по соотношению

$$P_n = P_{\text{вс}} \cdot \epsilon I \cdot \epsilon II, \quad (9.1)$$

где $P_{\text{вс}}$ – давление всасывания, МПа;

ϵI – степень повышения давления в первой ступени;

ϵII – степень повышения давления во второй ступени.

Произведение множителей $\epsilon I \cdot \epsilon II$ постоянно и равно 100, а вот значения ϵI и ϵII изменяются, например: (5 и 20), (10 и 10), (20 и 5) соответственно для первой и второй ступеней.

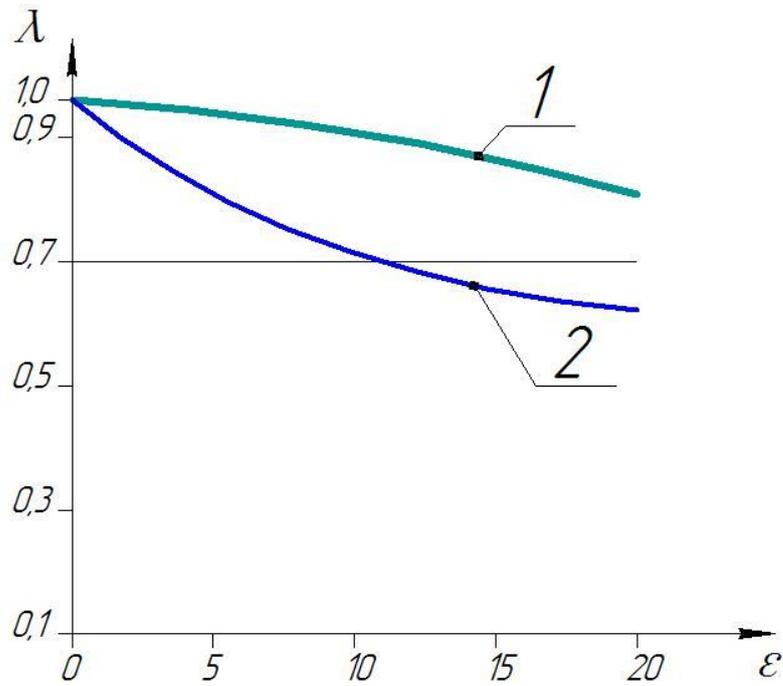


Рисунок 9.2 – Зависимость коэффициента подачи от отношения давлений в ступени $P_H=10\text{МПа}$; $D_H=0,08$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$:

1 – первая ступень сжатия (ϵI); 2 – вторая ступень сжатия (ϵII)

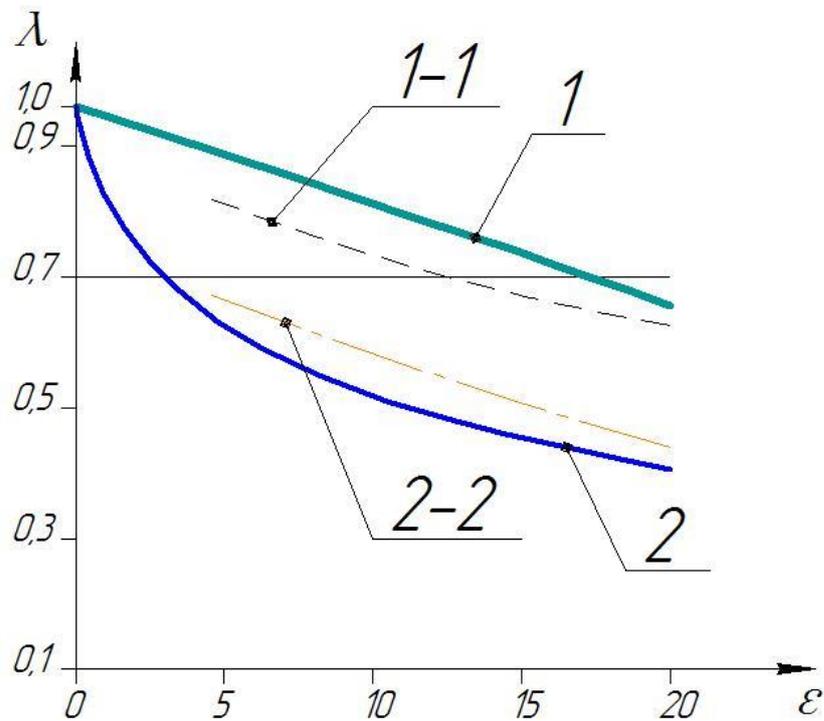


Рисунок 9.3 – Зависимость коэффициента подачи от отношения давлений в ступени $P_H=10\text{МПа}$; $D_H=0,05$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=3\text{с}$:

1 – первая ступень сжатия (ϵI) расчёт; 2 – вторая ступень сжатия (ϵII) расчёт; 1-1 – первая ступень сжатия (ϵI) эксперимент; 2-2 – вторая ступень сжатия (ϵII) эксперимент

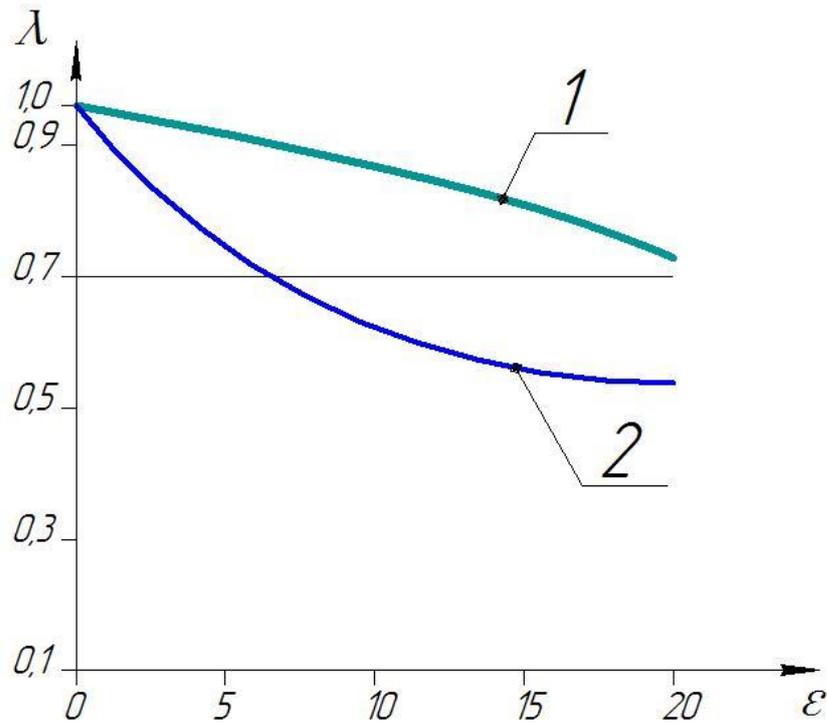


Рисунок 9.4 – Зависимость коэффициента подачи от отношения давлений в ступени $P_n=10$ МПа; $D_n=0,08$; $S=0,5$ м; $\tau=3$ с:

1 – первая ступень сжатия (ϵI); 2 – вторая ступень сжатия (ϵII)

Поскольку разработанный экспериментальный стенд с диаметром ступени 0,05 м, то для данного типоразмера были проведены подтверждающие натурные испытания. Методика экспериментального исследования описана ранее в главе 4. Для имитации работы второй ступени на всасывание подавался воздух с требуемым давлением 0,5...2МПа. Полученные экспериментальные кривые представлены на рисунках 9.1, 9.3. Погрешность расчётных результатов по сравнению с экспериментальными результатами составила не более 8%.

Если принять минимальное значение коэффициента подачи в ступени 0,7, то получается, что в двухступенчатом тихоходном агрегате при диаметре цилиндра 0,05 м можно получить давление 7...12 МПа, для диаметра 0,08 – 12...20МПа.

Визуализация результатов представлена на рисунке 9.5.

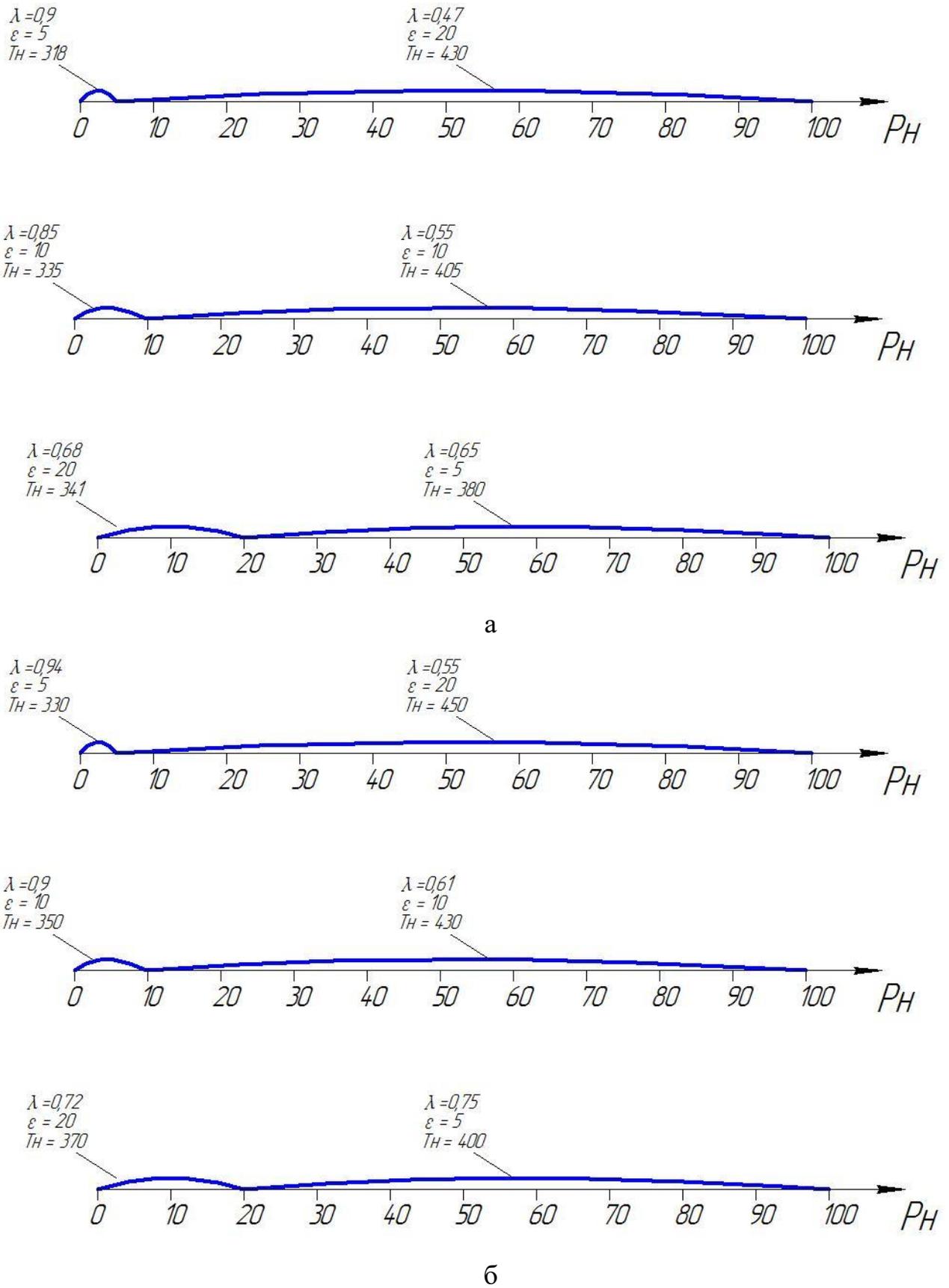


Рисунок 9.5 – Характеристики ступеней при моделировании двухступенчатого сжатия:

а – $D_{ц} = 0,05$; $S = 0,5\text{м}$; $\tau = 3\text{с}$; б – $D_{ц} = 0,05$; $S = 0,5\text{м}$; $\tau = 2\text{с}$

Полученные результаты, представленные на рисунках 9.1...9.4, показали существенную неравномерность распределения степени повышения давления между ступенями, что, по-видимому, обусловлено значительными утечками газа через неплотности рабочей камеры.

Предположение о невозможности применения методики расчёта быстроходных поршневых компрессорных агрегатов для расчёта тихоходных компрессорных ступеней было подтверждено экспериментально и с помощью верифицированной методики расчёта.

9.1.2 Определение количества ступеней сжатия в зависимости от конечного давления

При определении количества ступеней сжатия для тихоходных длинноходовых агрегатов необходимо учитывать, что коэффициент подачи не должен быть ниже 0,7.

На рисунке 9.6 представлены зависимости коэффициента подачи от степени повышения давления для первой ступени сжатия при давлении всасывания 0,1МПа.

Проведенные ранее исследования показали, что для достижения высоких давлений нагнетания целесообразно применение диаметров цилиндров 0,02...0,08 м, отношение хода поршня к диаметру цилиндра – не менее 10 времени цикла 2...4 с.

Учитывая данные, приведённые на рисунке 9.6, можно рекомендовать применение одноступенчатых компрессорных агрегатов на базе тихоходных длинноходовых поршневых ступеней с давлением нагнетания от 3 до 8 МПа в зависимости от режима работы ступени. Отметим, что работа ступени на режимах, представленных на рисунке 9.6, проходит при допустимой температуре нагнетания и не превышает 430К. На рисунке 9.6 приведены графики изменения температуры для некоторых режимов (кривые 1-1, 3-1, 5-1).

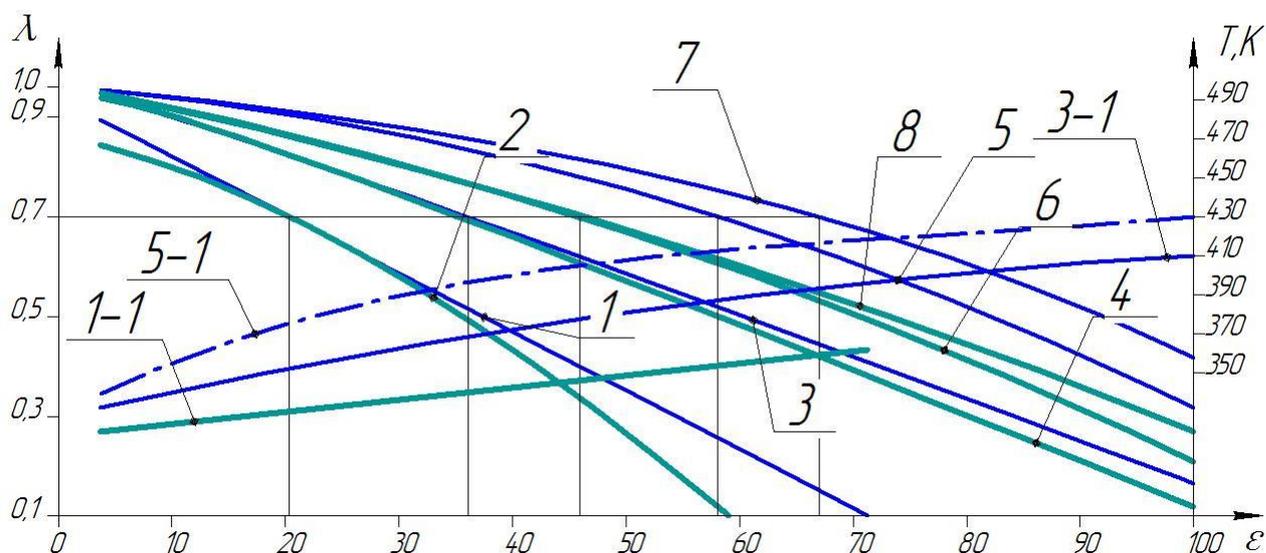


Рисунок 9.6 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления
в первой ступени сжатия:

коэффициент подачи

1– $D_{ц}=0,02\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$; 2– $D_{ц}=0,02\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=3\text{с}$; 3– $D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,5\text{м}$;

$\tau=2\text{с}$; 4– $D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=3\text{с}$; 5– $D_{ц}=0,08\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$; 6– $D_{ц}=0,08\text{м}$;

$S=0,5\text{м}$; $\tau=3\text{с}$; 7– $D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=1,0\text{м}$; $\tau=2\text{с}$; 8– $D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=1,0\text{м}$; $\tau=3\text{с}$

температура

1-1 – $D_{ц}=0,02\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$; 3-1 – $D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$;

5-1 – $D_{ц}=0,08\text{м}$; $S=0,5\text{м}$; $\tau=2\text{с}$

Если более детально рассмотреть полученные результаты, то очевидно и подтверждено экспериментально, что для больших диаметров в первой ступени можно сжать газ до более высоких давлений. Так для диаметров цилиндра 0,02; 0,05; 0,08м соответственно получаем максимальные давления в одной ступени 3; 5; 8МПа. Увеличение же хода поршня в разумных пределах ещё может расширить этот интервал, ход поршня может достичь 1 м (дальнейшее повышение приводит к различным проблемам в приводе). Для диаметра цилиндра 0,05м графики представлены на рисунке 9.6.

Для эффективных диапазонов режимных и конструктивных параметров тенденции вполне ясны и могут быть представлены в виде рекомендаций:

– для диаметра цилиндра 0,02...0,05 при $\psi=10$ давление нагнетания в первой ступени можно принимать соответственно 1...3 МПа, при $10 \leq \psi \leq 20$ давление нагнетания в первой ступени можно принимать соответственно 1...6 МПа;

– для диаметра цилиндра 0,05...0,08 при $\psi=10$ давление нагнетания в первой ступени можно принимать соответственно 5...8 МПа, при $10 \leq \psi \leq 20$ давление нагнетания в первой ступени можно принимать соответственно 4...10 МПа.

Рассмотрим применение многоступенчатого сжатия на базе тихоходных длинноходовых ступеней.

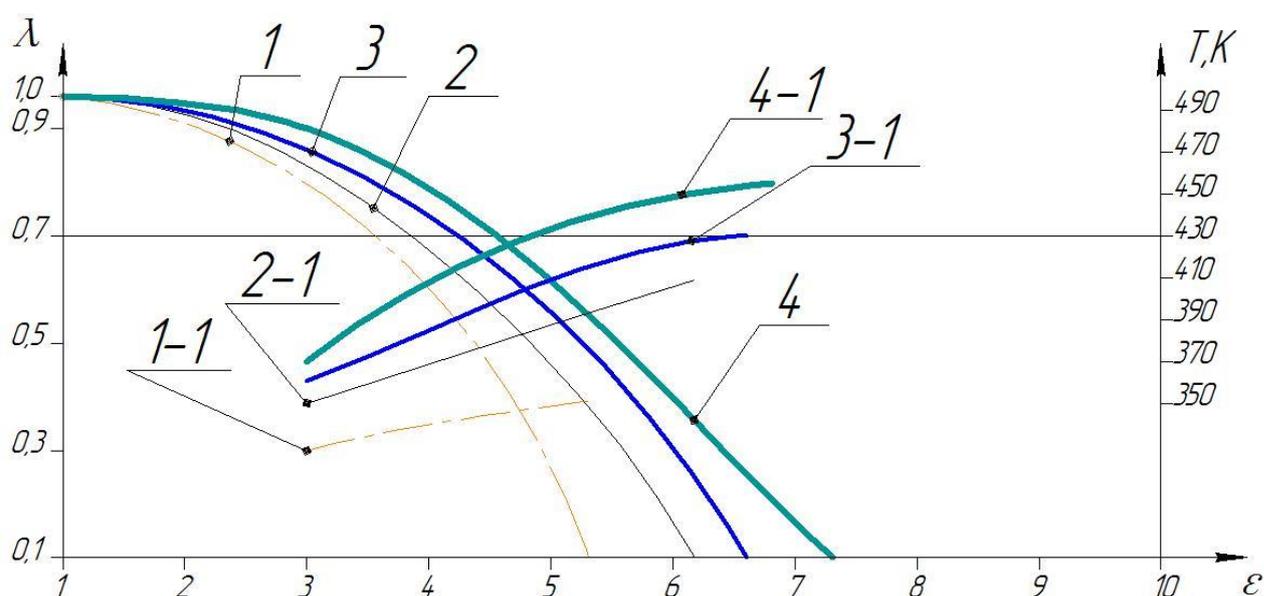


Рисунок 9.7 – Зависимость коэффициента подачи и температуры нагнетания от степени повышения давления при ходе поршня $S=0,5$ м для второй ступени сжатия:

коэффициент подачи

1- $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=3$ с; 2- $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=3$ с; 3- $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=2$ с; 4- $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=2$ с;

температура

1-1- $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=3$ с; 2-1 - $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=3$ с; 3-1 - $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=2$ с; 4-1 - $D_{ц}=0,08$ м;
 $\tau=2$ с

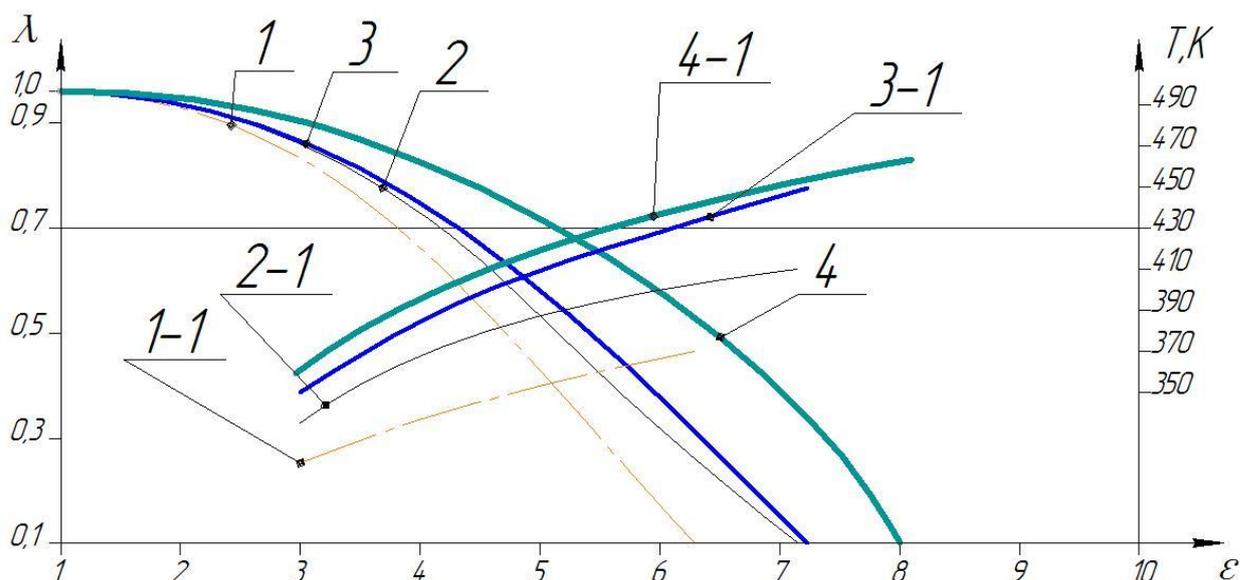


Рисунок 9.8 – Зависимость коэффициента подачи и температуры нагнетания от степени повышения давления при ходе поршня $S=1,0$ м для второй ступени сжатия:

коэффициент подачи

1– $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=3$ с; 2– $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=3$ с; 3– $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=2$ с; 4– $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=2$ с;

температура

1-1 – $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=3$ с; 2-1 – $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=3$ с; 3-1 – $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=2$ с; 4-1 – $D_{ц}=0,08$ м;
 $\tau=2$ с

Анализ зависимостей на рисунке 9.8 показывает, что степень повышения давления во второй ступени не должна превышать 4. Также во второй ступени сжатия наблюдается ухудшение теплового режима ступени, что связано с ростом массы сжимаемого газа.

Более детальные рекомендации при анализе рисунков 9.7 и 9.8 выглядят следующим образом.

Если же принять давление после первой ступени для диаметра 0,08 м 4,5МПа при $\psi=12$, давление может составить порядка 16МПа после второй ступени.

Заказчик или проектировщик может сделать выбор: применять одноступенчатое сжатие или многоступенчатое. Чтобы получить давление нагнетания 10МПа, используя ступени со следующими конструктивными и режимными параметрами: $D_{ц}=0,05$ м; $S=0,5$ м; $\tau=2$ с, для получения одинаковой производительности (с учётом коэффициентов подачи при одноступенчатом и двухступенчатом сжатии) потребуется 6 цилиндров при одноступенчатом сжатии

и по одному цилиндру при двухступенчатом сжатии (учитывая идентичность конструкции всех ступеней сжатия с различным ходом поршня), то есть масса и габариты при переходе к многоступенчатому сжатию на базе тихоходных длинноходовых поршневых ступеней уменьшаются в 3 раза.

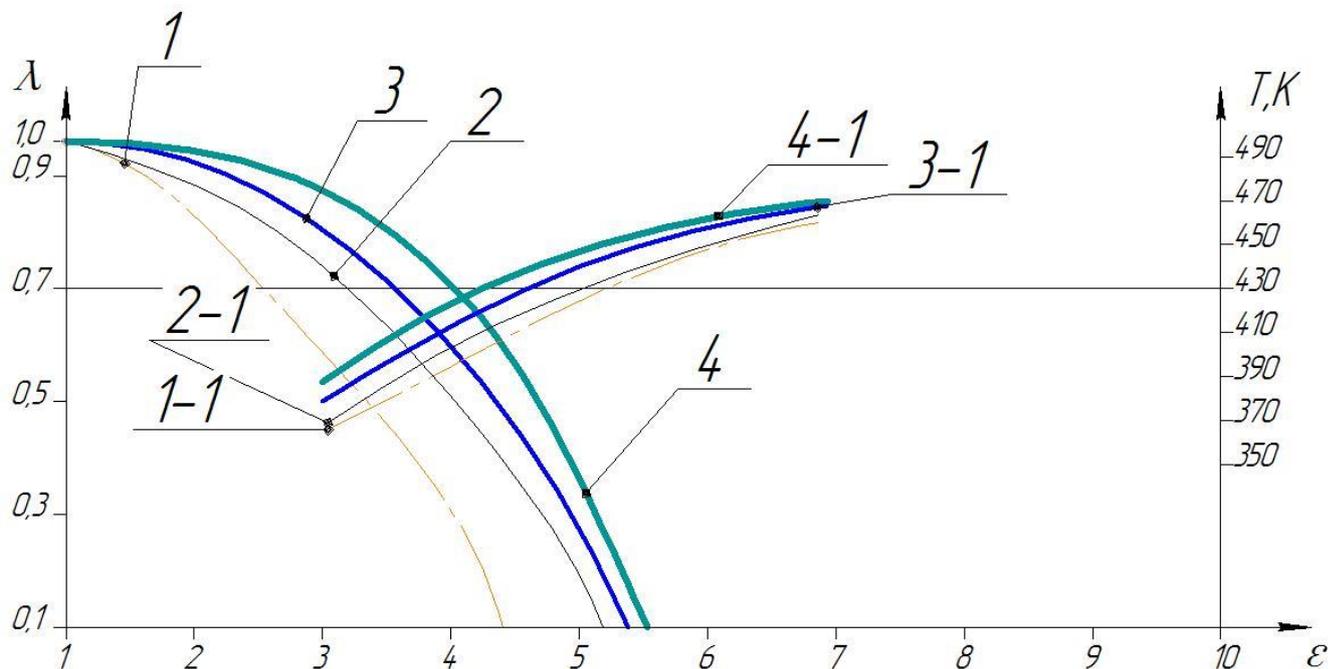


Рисунок 9.9 – Зависимость коэффициента подачи и температуры нагнетания от степени повышения давления при ходе поршня $S=0,5$ м для третьей ступени сжатия (давление всасывания 12 и 16МПа соответственно для диаметра цилиндра 0,05 и 0,08м):

коэффициент подачи

$$1-D_{ц}=0,05\text{м}; \tau=3\text{с}; 2-D_{ц}=0,08\text{м}; \tau=3\text{с}; 3-D_{ц}=0,05\text{м}; \tau=2\text{с}; 4-D_{ц}=0,08\text{м}; \tau=2\text{с};$$

температура

$$1-1-D_{ц}=0,05\text{м}; \tau=3\text{с}; 2-1-D_{ц}=0,08\text{м}; \tau=3\text{с}; 3-1-D_{ц}=0,05\text{м}; \tau=2\text{с}; 4-1-D_{ц}=0,08\text{м};$$

$$\tau = 2 \text{ с}$$

Для третьей ступени сжатия давление всасывания принимаем равным 12 МПа для диаметра цилиндра 0,05м и $\psi=10$; 15 МПа, для диаметра цилиндра 0,05м и $10 \leq \psi \leq 20$; 16МПа при $10 \leq \psi \leq 12$.

При анализе рисунка 9.9 видно, что степень повышения давления в третьей ступени не может превышать 3, то есть утечки в процессе сжатия становятся весьма значительными, что не позволяет осуществлять рабочий процесс при большей степени повышения давления.

Если рассмотреть сжатие в четвертой ступени (рисунок 9.10) с давлением всасывания 36 и 72МПа то степень повышения давления не превышает 2. Поэтому можно сделать вывод о том, что предельным давлением нагнетания для многоступенчатых компрессорных агрегатов на базе тихоходных длинноходовых ступеней в настоящее время является давление порядка 70МПа для диаметров 0,05м и 140МПа для диаметров 0,08 м.

При этом коэффициент подачи для ступеней с 2 по 4 можно принимать 0,7.

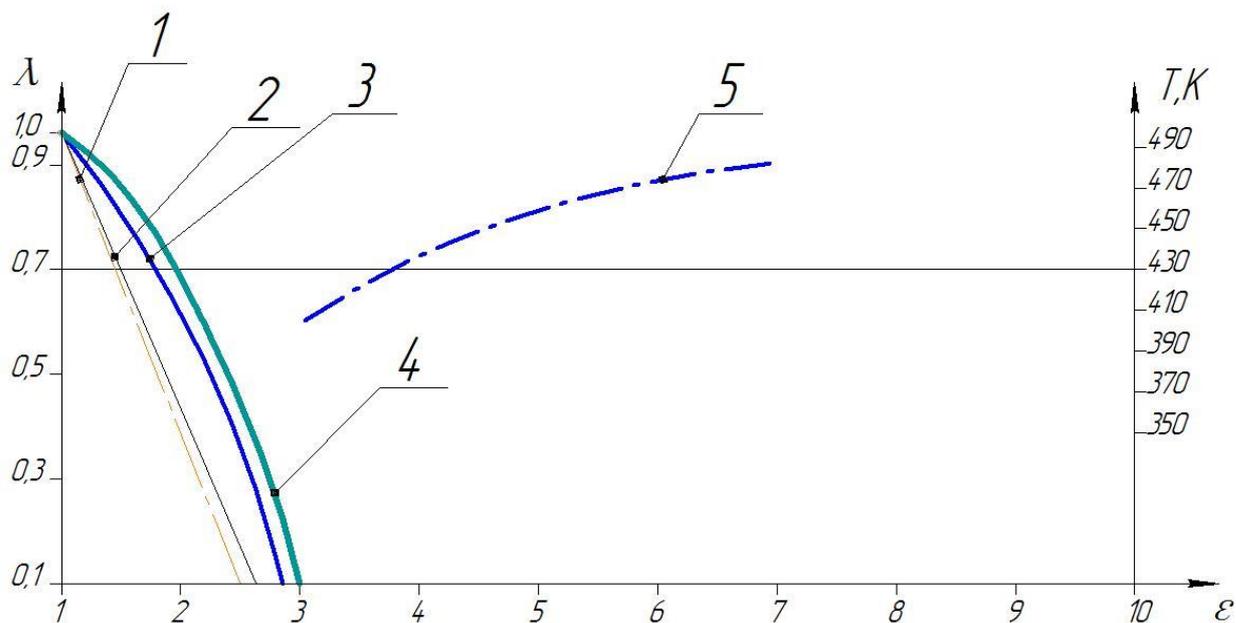


Рисунок 9.10 – Зависимость коэффициента подачи и температуры нагнетания от степени повышения давления при ходе поршня $S=1,0$ м для четвертой ступени сжатия:

коэффициент подачи

1 – $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=3$ с; 2 – $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=3$ с; 3 – $D_{ц}=0,05$ м; $\tau=2$ с; 4 – $D_{ц}=0,08$ м; $\tau=2$ с;

температура; 5 – для всех рассмотренных режимов

Для первой ступени можно рекомендовать $\varepsilon_1=30\dots70$, а для ступеней, начиная со второй, можно использовать зависимость:

$$\varepsilon_{i+1}=6-i,$$

где i – порядковый номер ступени.

Тогда $\varepsilon_2=4$; $\varepsilon_3=3$; $\varepsilon_4=2$.

Очевидно, что в отличие от «классической теории», разработанной для быстроходных поршневых компрессоров, степень повышения давления в поршневых компрессорах на базе тихоходных длинноходовых ступеней

уменьшается от первой ступени сжатия к последующим. Главную роль в определении степени повышения давления в тихоходной ступени играют утечки газа через неплотности рабочей камеры. При этом снижение количества тихоходных ступеней сжатия по сравнению с быстроходными обеспечивается в диапазоне давлений нагнетания примерно до 7,0 МПа (при других критериях эффективности ступеней эта величина может корректироваться). В таблице 9.1 представлены рекомендации по выбору числа ступеней сжатия в зависимости от давления нагнетания (при атмосферном давлении всасывания) для быстроходных компрессоров (по известным рекомендациям [162]) и для тихоходных длинноходовых компрессоров (по результатам расчётов).

Таблица 9.1 – Рекомендации по выбору числа ступеней сжатия

Тип компрессора \ Pн, МПа	0,3	0,9	3,0	15,0	40,0	100,0
Быстроходные компрессоры [112,162]	1	2	2...3	3...4	4...5	5...6
Тихоходные длинноходовые компрессоры	1	1	1	1...2	2...3	3...4

Проведённые теоретические исследования показали существенную неравномерность в распределении степени повышения давления между ступенями для воздушных тихоходных компрессорных агрегатов. Так, в рассматриваемом случае для первой ступени рациональный диапазон величины отношения давления нагнетания к давлению всасывания составляет $\epsilon_1 = 30 \dots 70$, для второй ступени – $\epsilon_2 = 3,5 \dots 4,5$, для третьей ступени – $\epsilon_3 = 2,5 \dots 4,0$, для четвертой ступени – $\epsilon_4 = 1,5 \dots 2,5$. При этом перепад давления по ступеням составляет: для первой ступени 3,0...7,0 МПа, для второй ступени – 8,0...12,0 МПа, для третьей

ступени – 24,0...58,0 МПа, для четвертой ступени – 36,0...72,0 МПа. Общее количество ступеней в компрессорах на базе тихоходных ступеней может быть снижено на 2...3 ступени по сравнению с быстроходными агрегатами.

При этом все теоретические исследования требуют подтверждения при проведении экспериментальных исследований и создания теории расчёта многоступенчатых компрессоров на базе тихоходных ступеней сжатия для различных рабочих тел.

9.2 Применение тихоходных поршневых ступеней в машинах с конденсацией рабочего тела

Как было показано в предыдущих главах, получаемые параметры газа на нагнетании в тихоходных ступенях, а именно высокое давление и при этом относительно низкая температура, могут быть полезны в установках, где используется конденсация рабочего тела, например в холодильных с небольшой мощностью, в частности для систем жизнеобеспечения космических аппаратов.

В условиях повышенных требований к энергоэффективности и экологической безопасности пароконденсационных холодильных машин прослеживается тенденция к применению трех из пяти «базовых» природных рабочих веществ: аммиак (R717), диоксид углерода (R744) и пропан (R290) [214].

Исследования Н.Н. Кошкина и В.И.Пекарева [119] показывают, что при впрыскивании парожидкостного хладагента в рабочую полость, независимо от типа компрессора, процесс сжатия может протекать по правой пограничной кривой (линия сухого насыщенного пара). В этом случае снижаются необратимые потери процесса сжатия, а эффективность холодильного цикла определяется режимом работы машины и термодинамическими свойствами рабочего тела. Так, например, при температуре кипения $T_0 = -15^\circ\text{C}$ и конденсации $T_K = +15^\circ\text{C}$ в зависимости от хладагента увеличение теоретического холодильного коэффициента ϵ по сравнению с адиабатным сжатием составляло от 2 до 12,5% [112, 119]. При этом наибольший эффект достигался для R717 – хладагента со сравнительно наибольшим потенциалом скрытой теплоты парообразования.

В последующих работах [159, 159], посвященных исследованию винтового маслозаполненного компрессора с впрыском парожидкостного рабочего вещества в рабочую камеру в диапазоне температур кипения $-30...+0$ °C и конденсации $+25...+45$ °C, было подтверждено, что охлаждение рабочего вещества в процессе сжатия ведёт к изменению этой работы. В ходе теоретического эксперимента процессов сжатия с впрыском масла и жидкого рабочего тела прирост относительной работы сжатия (до 8%) при впрыске хладагента уменьшался (до 4%) по мере приближения точки впрыска к окну нагнетания (с учётом степени сухости впрыскиваемого хладагента) компрессора; из-за скоротечности процесса сжатия (около 0,01 с) капли впрыскиваемого хладагента не успевают существенно нагреться и испариться, охлаждение газа происходит за счёт смешения с паровой фазой впрыскиваемого хладагента после предварительного дросселирования; расчёт процесса сжатия в области влажного пара хладагента был затруднён. Отдельно отмечено, что снижение показателя политропы сжатия при интенсифицированном охлаждении процесса имеет перспективы снижения массогабаритных показателей холодильной машины с маслозаполненной рабочей камерой компрессора, в том числе за счёт полного отказа от маслоохладителя. При исследовании влияния свойств хладагентов на процесс сжатия с впрыском установлено, что хладагенты с повышенными значениями скрытой теплоты парообразования (например, R717) имеют наименьший прирост работы сжатия компрессора с впрыском парожидкостного рабочего вещества, что объясняется более интенсивным теплоотводом при вскипании впрыскиваемой жидкости с образованием относительно малого количества пара, ухудшающего энергетические характеристики компрессора. Вышесказанное позволяет сделать вывод, что при увеличении времени рабочего цикла представляется возможным раскрыть сравнительно большой потенциал скрытой теплоты парообразования холодильных агентов.

В таблице 9.2 представлены отношения давлений нагнетания и всасывания для указанных выше рабочих тел и режимных параметров.

Таблица 9.2 – Степени сжатия природных хладагентов в зависимости от температуры кипения

Хладагент	Степень сжатия		
	$T_{01} = +6^{\circ}\text{C}$	$T_{02} = -30^{\circ}\text{C}$	$T_{03} = -50^{\circ}\text{C}$
R717	2,5	11,3	33,1
R290	2,2	7,3	17,3
R744	2,1	5,9	12,4

В отдельных случаях появляется возможность обеспечить квазиизотермическое сжатие при отсутствии дополнительной охлаждающей или смазывающей жидкости в проточной части компрессора. Как показали предварительные теоретические и экспериментальные исследования, применение в компрессорных агрегатах бессмазочных длинноходовых поршневых ступеней с продолжительным рабочим циклом и интенсивным внешним охлаждением позволяет обеспечить сверхнизкие температуры нагнетания даже при сравнительно высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания [44, 162, 296].

Проведём теоретическую оценку холодильных циклов при различных процессах сжатия в компрессоре (рисунок 9.11).

Результаты предварительных расчётов показали, что во всех случаях уменьшение температуры нагнетания (политропы процесса сжатия) позволяло снизить индикаторную мощность идеального политропного компрессора. При этом эффект снижения температуры нагнетания ярко выражен для хладагентов с высоким показателем адиабаты R717 и R744 – повышение холодильного коэффициента до 8% и 6% для высокотемпературных применений систем кондиционирования ($T_0=+6^{\circ}\text{C}$) и до 31% и 20% для низкотемпературных морозильных холодильных машин ($T_{03}=-50^{\circ}\text{C}$) соответственно.

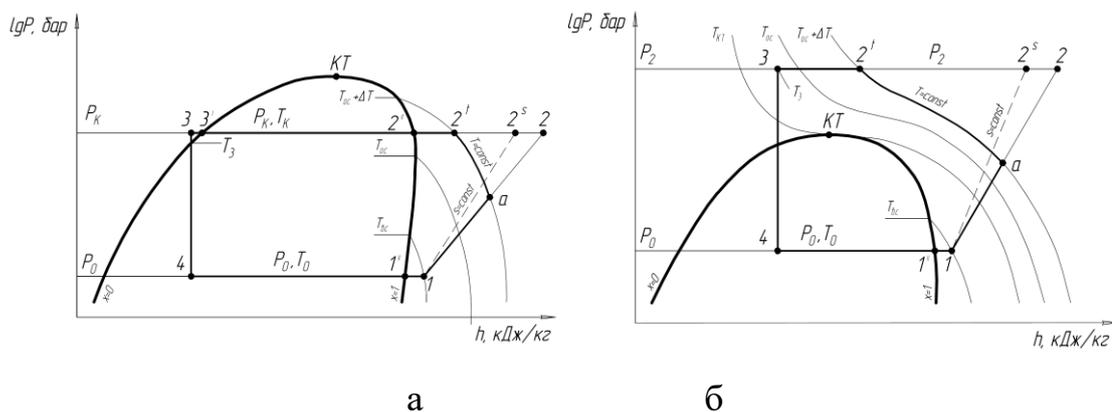


Рисунок 9.11 – Диаграммы $lgP-h$ к описанию квазиизотермического сжатия хладагентов:
а – субкритический цикл, б – сверхкритический цикл

Благодаря сравнительно большим значениям скрытой теплоты конденсации R290 по отношению к теоретической удельной работе сжатия снижение температуры нагнетания по мере приближения к правой пограничной кривой для R290 приводило к незначительному выигрышу тепловой мощности конденсатора. Снижение же тепловой мощности (теплообменной поверхности) конденсатора / газоохладителя для рабочих веществ R717 и R744 имело у обоих хладагентов примерно одинаковый характер – от 1 до 8,5% для средней и низкой температур кипения. Таким образом, применение R744 и R717 позволяет повысить холодильный коэффициент и снизить массогабаритные характеристики теплообменного и компрессорного оборудования холодильных машин при приближении политропы сжатия к правой пограничной кривой. При этом увеличение степени сжатия ступени усиливает данный эффект. Отдельно стоит отметить, что возможность повышения холодильного коэффициента за счёт снижения политропы сжатия R744 имеет перспективы снижения расчётного давления транскритических холодильных установок, работающих на перспективном для отрасли R744.

Необходимо, однако, подчеркнуть, что отличительные особенности действительного рабочего процесса тихоходного поршневого компрессора могут внести свои поправки в представленные выше выводы и рекомендации [44, 162, 296]. В качестве примера рассмотрим рабочий процесс такого компрессора при

сжатию двуокси углерода (рисунок 9.12). Как видно из представленных диаграмм, изменение температуры газа в рабочей камере характеризуется не только его интенсивным охлаждением во время процесса сжатия, но и существенным охлаждением в процессе нагнетания. К этому добавляется дополнительное снижение температуры газа в процессе обратного расширения. Наряду с более интенсивным массообменом через неплотности рабочей камеры, это вносит значительные отличия в рабочий процесс по сравнению с быстроходными компрессорами.

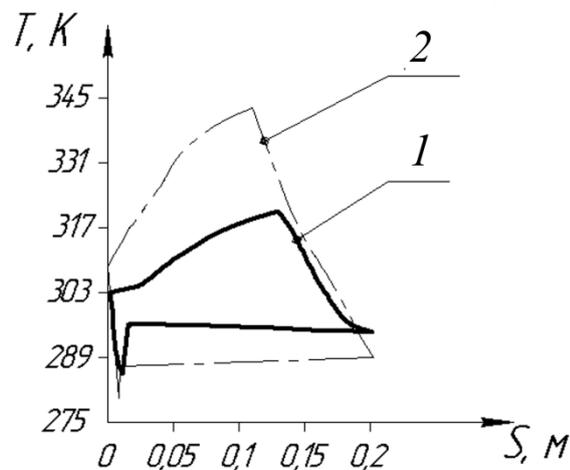


Рисунок 9.12 – Диаграммы изменения температуры в рабочей камере тихоходного (1) и быстроходного (2) поршневого бесшмазочного компрессора при сжатии R744:

$$T_{вс}=+16^{\circ}\text{C}; \text{ время цикла } \tau=0,25\text{c}; \alpha=2000 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Применительно к рассматриваемому случаю становится актуальным определение некоторого «условного (квазиизотермического) показателя политропы сжатия», без которого невозможна разработка корректной инженерной методики расчёта холодильных циклов, подобных описанному выше, и индикаторной мощности компрессора в этом цикле. По-видимому, это одна из ближайших задач при исследовании компрессоров такого типа. Важно подчеркнуть, что при этом одним из важнейших факторов остаётся существенно более низкая, чем в быстроходных компрессорах, величина средней температуры нагнетания; это подтверждает возможность отказаться от дополнительного охлаждения сжатого газа после ступени или, по меньшей мере, существенно

снизить массу и габаритные размеры конденсатора (газоохладителя R744), т.е. добиться тех же результатов, что и при впрыске жидкости в рабочую камеру [119, 158, 159].

Таким образом, применение природных хладагентов R744 и R717 позволяет повысить холодильный коэффициент и снизить массогабаритные характеристики теплообменного и компрессорного оборудования пароконденсационных холодильных машин при приближении процесса сжатия к правой пограничной кривой. При этом увеличение степени повышения давления ступени усиливает данный эффект. Реализация такого процесса сжатия возможна в бессмазочной тихоходной ступени поршневого компрессора с интенсивным внешним охлаждением.

Одним из направлений исследований таких компрессоров может являться рабочий процесс, при котором будет реализована полная или частичная конденсация рабочего тела в рабочей камере при протекании процесса сжатия.

9.3 Создание перспективных приводов длинноходовых поршневых ступеней

В связи со значительной длиной хода тихоходных поршневых ступеней, как показано в работе [140], применение двигателей с вращающимся ротором приводит к значительному росту массогабаритных показателей.

В связи с этим для таких машин нашли применение линейные приводы: гидравлические, электромеханические, электромагнитные, предназначенные для приведения в действие поршня в компрессорной ступени по линейному возвратно-поступательному закону движения [11, 194]. В промышленности основными сферами использования линейных приводов являются: машиностроение, станкостроение, металлургия, нефтедобыча, гидротехнические сооружения.

Одним из перспективных линейных приводов можно считать гидравлический привод, применяемый во всех ранее представленных экспериментах. Основными преимуществами гидроприводов являются малые габариты и малый вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности, а также возможность

непрерывного регулирования в широком диапазоне выходной скорости и высокой степени её редукации, простота управления, плавность, равномерность и устойчивость движения, большой срок службы гидроагрегатов. Благодаря тому, что передача энергии осуществляется по трубопроводам, гидросистемы обладают хорошими коммутационными качествами [2, 8].

Основными недостатками при работе с тихоходными ступенями можно назвать большие массогабаритные параметры, однако при этом данный тип привода обеспечивает требуемые режимные параметры, особенно важно – сочетание большой скорости и большой нагрузки.

Одним из линейных приводов является электромеханический тип привода. Он состоит из гибридного шагового двигателя и линейной передачи (рисунок 9.13).



Рисунок 9.13 – Конструкция тихоходного агрегата с электромеханическим приводом

Однако, из-за тихоходности данного привода пока не удалось получить отношение давлений в данном агрегате более 50.

Совместно с сотрудниками кафедры «Электрическая техника» ОмГТУ были проведены пробные эксперименты по осуществлению работы тихоходной ступени с линейным магнитоэлектрическим двигателем (ЛМЭД) [156, 157, 255].

Магнитная система линейного магнитоэлектрического двигателя представлена на рисунках 9.14, 9.15 [255].

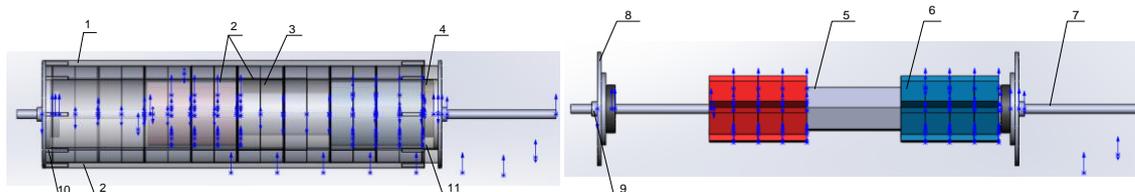


Рисунок 9.14 – Конструкция магнитной системы линейного магнитоэлектрического двигателя: 1 – корпус; 2 – внешний магнитопровод; 3 – катушки (секционированная обмотка); 4 – демпфер; 5 – внутренний магнитопровод; 6 – постоянные магниты; 7 – шток; 8 – крышки; 9 – подшипник качения (линейного перемещения); 10 – крепёжные элементы; 11 – каркас обмотки

Экспериментальным путём установлено, что статическое электромагнитное усилие, развиваемое двигателем, составляет 2000 Н.

Рабочие параметры агрегата: диаметр цилиндра компрессорной ступени гидроцилиндра – 0,02 м; ход поршня – 0,2 м; диаметр штока – 0,015 м; тип клапанов – тарельчатые; температура всасывания – 290 К; давление всасывания – 0,1 МПа; давление нагнетания – 2 МПа; температура охлаждающей среды – 290 К; охлаждающая среда – вода; физические условия – сжимаемый газ – воздух; время рабочего цикла – 2...4 с.

Подведя итог применения трёх типов линейных приводов, можно сопоставить их удельные энергетические характеристики (таблица 9.3).

Таблица 9.3 – Удельные массогабаритные характеристики апробированных линейных приводов тихоходных поршневых ступеней

Тип привода	Удельные характеристики	
	N/m, кВт/кг	N/V, кВт/ м ³
Гидравлический	0,0780	0,10
Электромеханический	0,0250	5,00
Магнитоэлектрический	0,0017	2,35

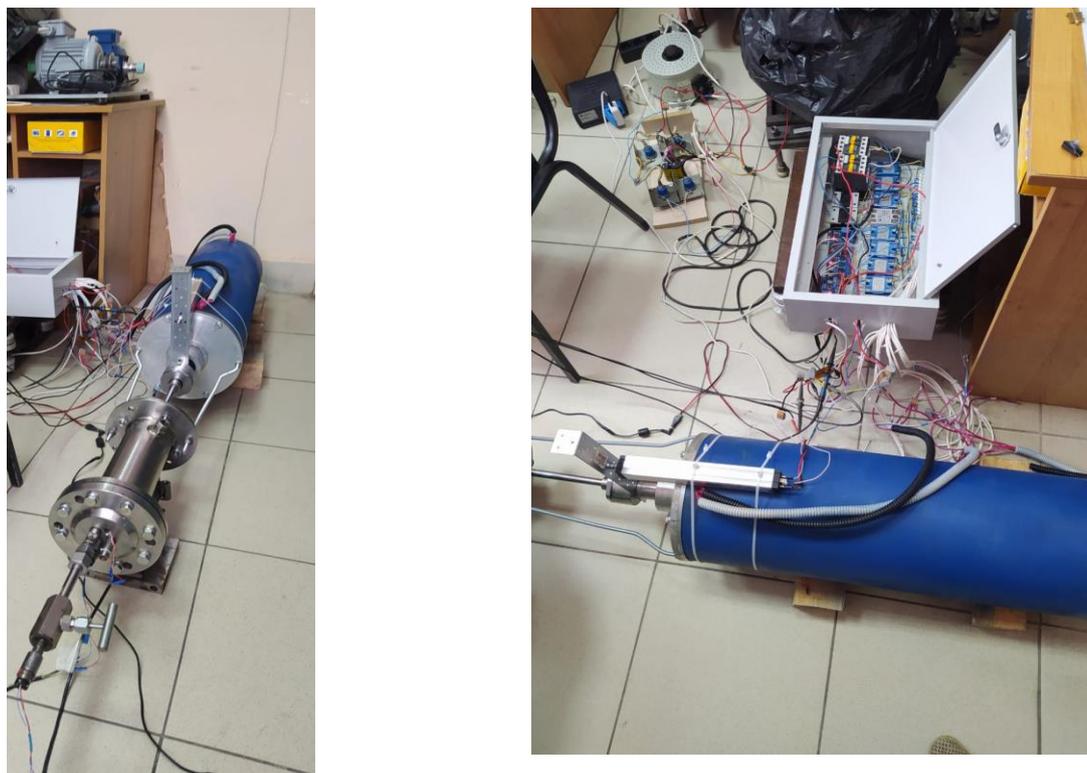


Рисунок 9.15 – Фотографии стенда

Таким образом, наиболее эффективным приводом, с точки зрения массогабаритных параметров, является электромеханический. Поэтому последующие исследования в данном направлении должны быть направлены на совершенствование электромеханических приводов с достижением требуемых скоростей и усилий одновременно.

9.4 Создание многоцилиндровых компрессорных машин с длительным (бесконечно большим) межремонтным сроком

В связи с малой производительностью одной тихоходной компрессорной ступени (порядка $0,001 \text{ нм}^3/\text{с}$) в дальнейшем, вероятно, возникнет вопрос об увеличении производительности.

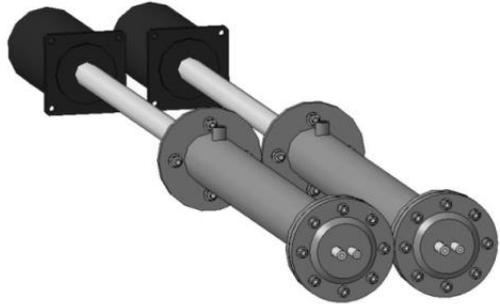
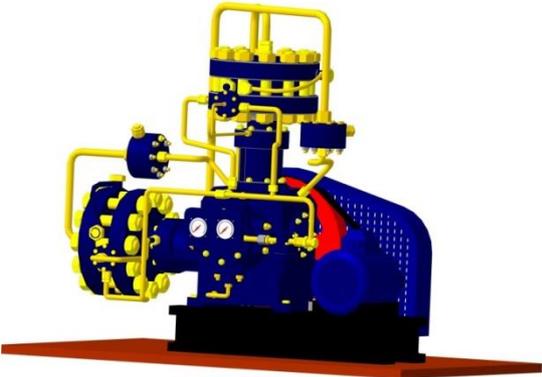
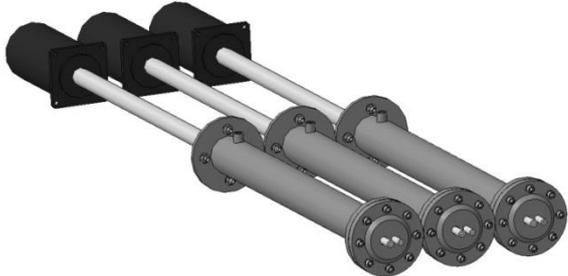
Решение данного вопроса возможно за счёт создания многоцилиндровых компрессорных агрегатов на базе разработанных тихоходных длинноходовых ступеней.

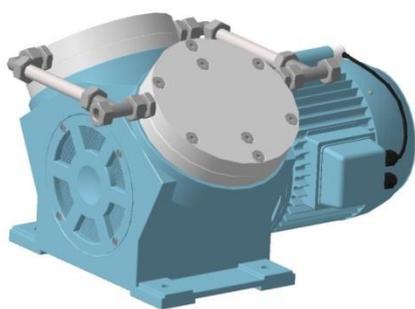
В многоцилиндровых агрегатах каждая ступень или группа ступеней имеет собственный привод, поэтому в соответствии с заранее составленным планом (графиком) можно выводить поочередно небольшую часть ступеней для

осуществления планового ремонта, при этом производительность агрегата будет пропорционально уменьшаться, что невозможно сделать для существующих агрегатов. При этом, зная производственную загрузку компрессора, можно совмещать изменение производительности с плановым техническим обслуживанием.

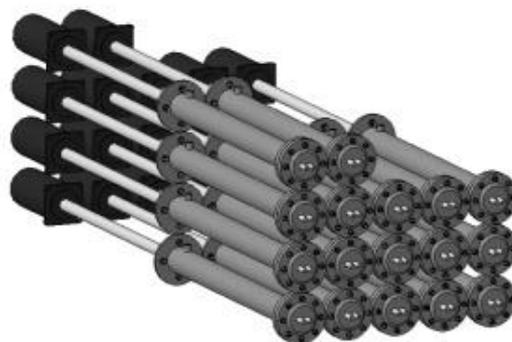
В таблице 9.4 представлены модели существующих агрегатов и аналогичные схемы на базе тихоходных ступеней.

Таблица 9.4 – Сравнительная характеристика существующих и тихоходных поршневых компрессоров

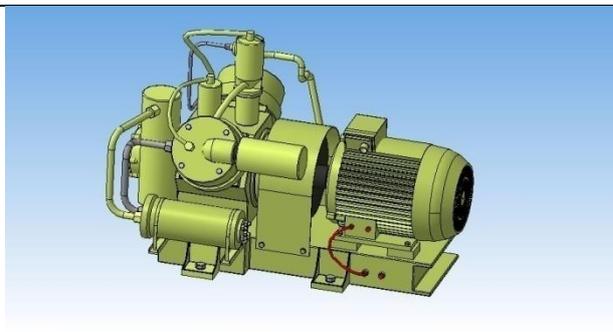
Существующий компрессор	Тихоходный компрессор
 <p data-bbox="331 1238 695 1384">1,6 МК-8/200 ОАО «УКЗ» Размеры: $V=1,6 \text{ м}^3$ Масса: 900 кг</p>	 <p data-bbox="866 1238 1417 1384">2 цилиндра ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,8 \text{ м}$; $\tau=0,5 \text{ с}$) Размеры: $V=0,36 \text{ м}^3$ Масса: 180 кг</p>
 <p data-bbox="331 1816 695 1962">4,0МК-20/220 ОАО «УКЗ» Размеры: $V=2,74 \text{ м}^3$ Масса: 1830 кг</p>	 <p data-bbox="866 1787 1433 1933">3 цилиндра ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,8 \text{ м}$; $\tau=0,25 \text{ с}$) Размеры: $V=0,57 \text{ м}^3$ Масса: 270 кг</p>



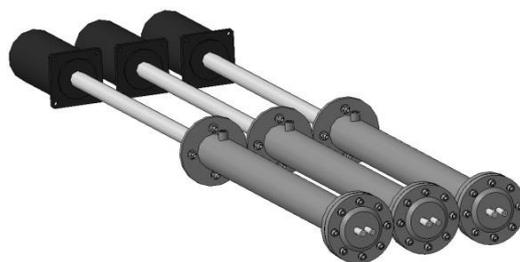
Мембранный компрессор ИнтехГМБх № 16,
Германия
Размеры: $V=14,8 \text{ м}^3$
Масса: 5000 кг



17 цилиндра ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,8 \text{ м}$; $\tau=0,5 \text{ с}$)
Размеры: $V=3,57 \text{ м}^3$
Масса: 1530 кг



ЭКГ0,25/100, ОАО «Компрессор»,
г. Санкт- Петербург (водород)
Размеры: $V=0,71 \text{ м}^3$
Масса: 600 кг



3 цилиндра ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,8 \text{ м}$; $\tau=0,25 \text{ с}$)
Размеры: $V=0,57 \text{ м}^3$
Масса: 270 кг

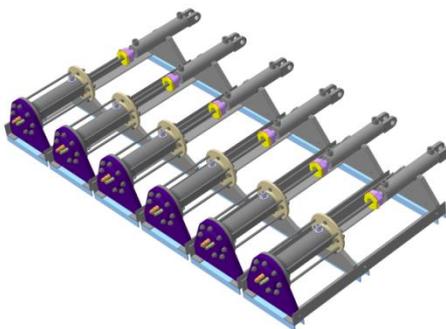
Таблица 9.5 – Сравнительный анализ существующих и многоцилиндровых тихоходных агрегатов

Показатель, единицы измерения	Отечественные объекты аналогичного назначения							
	1,6 МК-8/200 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	КП-500/40, ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	SV200/641.A. Becker & Sohne (Германия)	МКЗ185-5/120-15 «Hofer» Германия (водород)	1,6 МК-12/64 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	4,0МК-20/220 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург	Мембранный компрессор ИнтехГмбХ № 16, Германия	КУ ВШ-4,2/200 ОАО «УКЗ», г. Екатеринбург
Давление всасывания, кПа	200	100...150	100	500	200	200	100	100
Давление нагнетания, МПа	20	4	6,4	15,1	6,4	22	10	20
Производительность, м ³ /ч	9,8	30	3	5,5	13,2	20	111	252
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	5,4	7,5	4	2,6	4,7	11,4	33,8	85
Масса, кг	900	200	120	–	840	1830	5000	2800
Число ступеней сжатия	2	2	2	2	2	4	1	
Габариты	1600×800× 1250 (V=1,6 м ³)	850×640×700 (V=0,38 м ³)	650×565×610 (V=0,224 м ³)	1500×1000× 1000 (V=1,5 м ³)	1580×800× 1250 (V=1,58 м ³)	2100×960× 1360 (V=2,74 м ³)	3700×2000× 2000 (V=14,8 м ³)	2300×1550× 1600 (V=5,7 м ³)
Характеристики тихоходных компрессоров	4 цилиндра (d _ц =0,02м; S=1 м; τ=0,25 с) общей массой 486 кг (0,84 м ³)	2 цилиндра (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=0,25 с) общей массой 180 кг (0,38 м ³)	1 цилиндр (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=0,25 с) общей массой 90 кг (0,19 м ³)	2 цилиндра (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=1 с) общей массой 180 кг (0,38 м ³)	3 цилиндра (d _ц =0,02м; S=0,8 м; τ=0,125 с) общей массой 220 кг (0,86 м ³)	8 цилиндров (d _ц =0,02м; S=1 м; τ=0,25 с) общей массой 990 кг (1,8 м ³)	36 цилиндров (d _ц =0,02м; S=1 м; τ=0,25 с) общей массой 4370 кг (7,6 м ³)	50 цилиндров (d _ц =0,02м; S=0,8 м; τ=0,125 с) общей массой 3300 кг (12 м ³)
	2 цилиндра (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=0,5 с) общей массой 180 кг (0,38 м ³)				1 цилиндр (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=0,25 с) общей массой 90 кг (0,19 м ³)	3 цилиндра (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=0,25 с) общей массой 300 кг (0,57 м ³)	17 цилиндров (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=0,5 с) общей массой 1530 кг (3,23 м ³)	37 цилиндров (d _ц =0,05м; S=0,8 м; τ=0,5 с) общей массой 3330 кг (7,03 м ³)

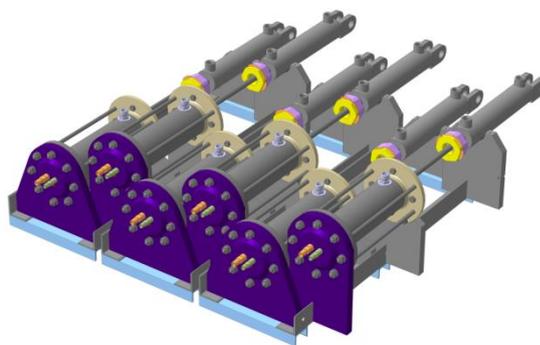
К тому же создание многоцилиндровых агрегатов позволяет «пофантазировать» на тему компоновок. В зависимости от места размещения многоцилиндрового компрессорного агрегата можно менять компоновку (схему размещения) для уменьшения занимаемого места компрессорным агрегатом.



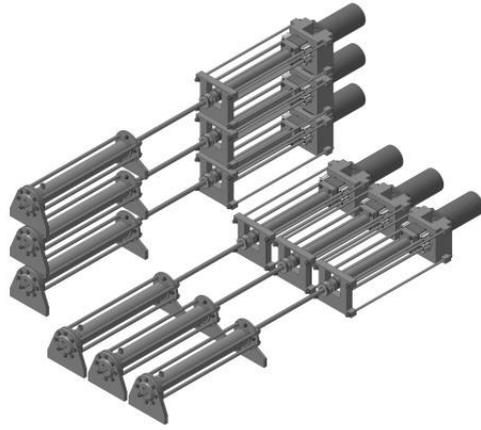
а



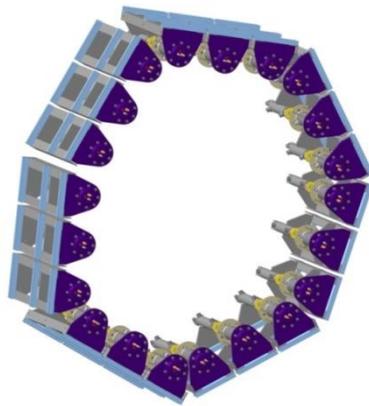
б



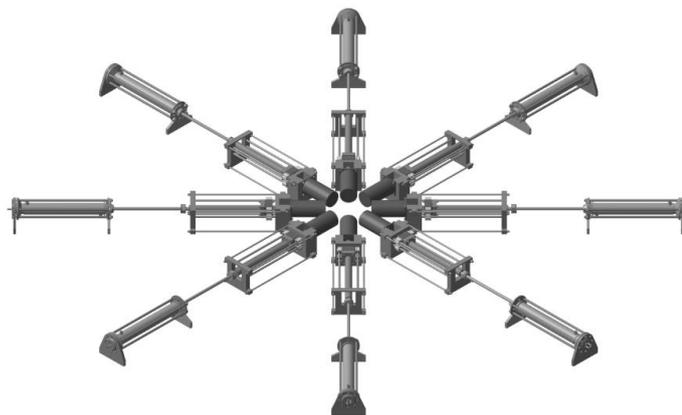
в



Г



Д



Е

Рисунок 9.16 – Возможная компоновка многоцилиндровых компрессоров:
 а – вертикальная схема; б – горизонтальная схема; в – схема в ряд;
 г – L-образная схема; д – по кругу; е – «веер»

Если, к примеру, рассмотреть нефтегазовую отрасль, работа компрессорного оборудования в которой сопровождается 100%-ным резервированием, то простои оборудования по причинам поломок и ремонтов могут привести к ощутимым финансовым потерям.

В многоцилиндровых агрегатах каждая ступень или группа ступеней имеет собственный привод, поэтому в соответствии с заранее составленным планом (графиком) можно выводить поочередно небольшую часть ступеней для осуществления планового ремонта, при этом производительность агрегата будет пропорционально уменьшаться. Так, если рассмотреть 14-цилиндровый агрегат, представленный на рисунке 9.17, в котором каждая из ступеней имеет свой привод, то вывод на ТО (техническое обслуживание) одной из ступеней уменьшит производительность на 7,2%, что невозможно сделать для существующих агрегатов. При этом, зная производственную загрузку компрессора, можно совмещать изменение производительности с плановым ТО.

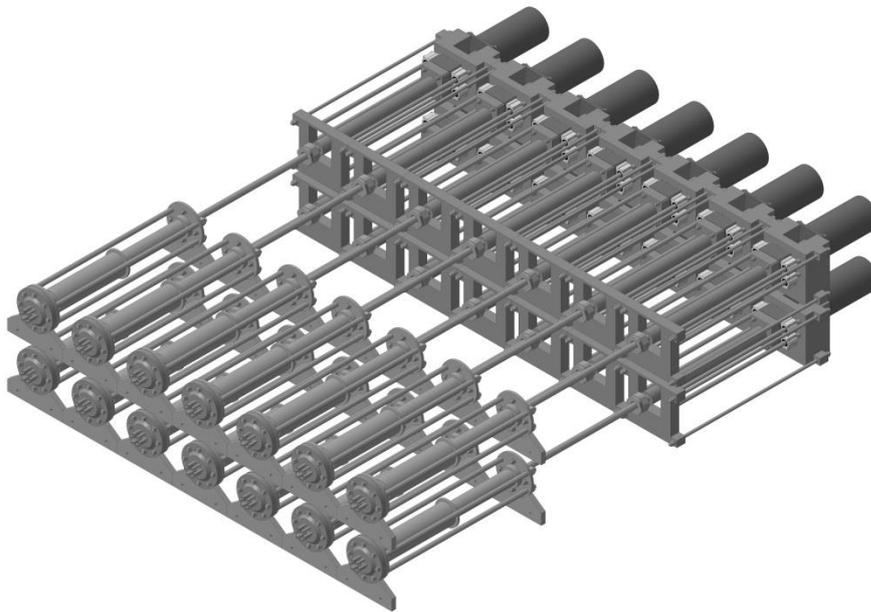


Рисунок 9.17 – 14-цилиндровый тихоходный агрегат

Таким образом, интерес представляет изучение работы многоцилиндрового компрессора с точки зрения работы коммуникаций, компоновки и определения надёжности.

9.5 Создание компрессоров для сжатия опасных газов на базе тихоходных ступеней

Применение газов, к которым на тех или иных производствах предъявляются специальные требования [75], весьма разнообразно. К таким газам можно отнести пожаро-, взрывоопасные, ядовитые и дорогие газы. Большое внимание в таких компрессорах уделяется герметичности.

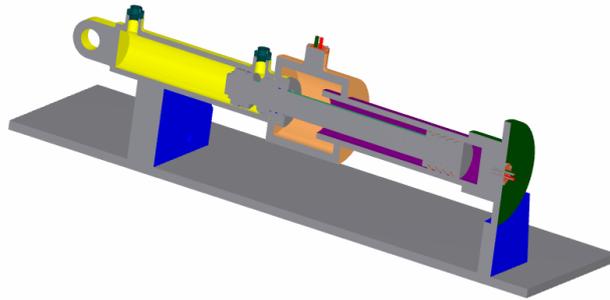


Рисунок 9.18 – 3D-модель тихоходной ступени

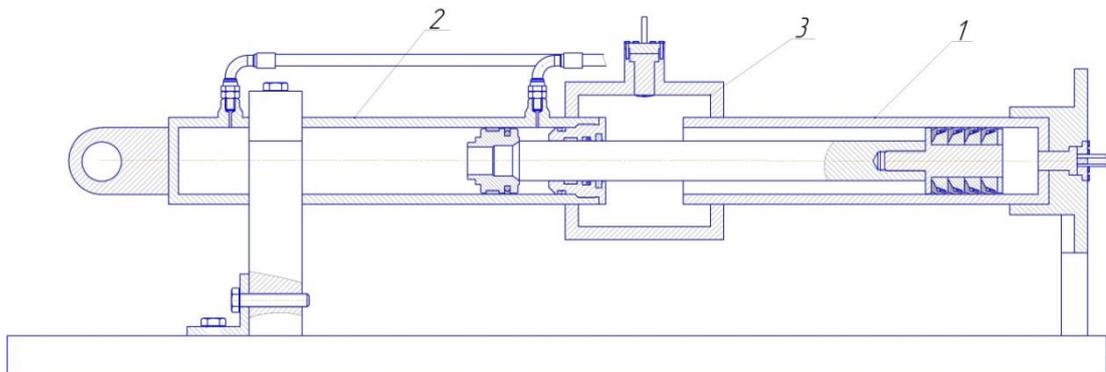


Рисунок 9.19 – Чертёж тихоходного агрегата для сжатия пожароопасных и ядовитых газов:

1 – тихоходная ступень; *2* – приводной гидроцилиндр; *3* – защитный кожух

На рисунках 9.18 и 9.19 представлены 3D-модель разработанной ступени и чертёж. Особенностью конструкции данной ступени является наличие защитного кожуха, обеспечивающего герметичность компрессорной ступени и привода. В данном кожухе устанавливается датчик – анализатор газов и штуцеры для продувки.

На рисунках 9.20–9.25 представлены зависимости температуры и коэффициента подачи сжимаемого газа от степени повышения давления при различных значениях хода поршня.

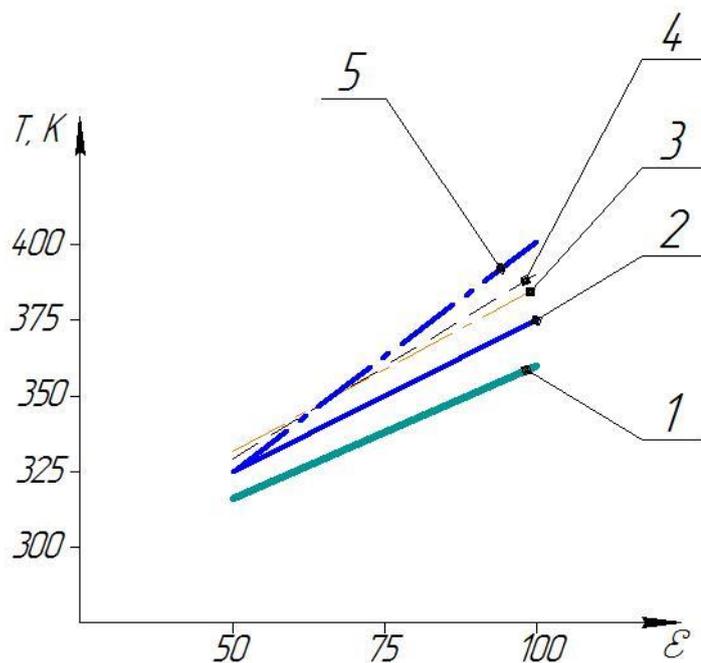


Рисунок 9.20 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,5\text{м}$, $\tau = 2\text{ с}$):
1 – водород; 2 – аммиак; 3 – метан; 4 – кислород; 5 – пропан

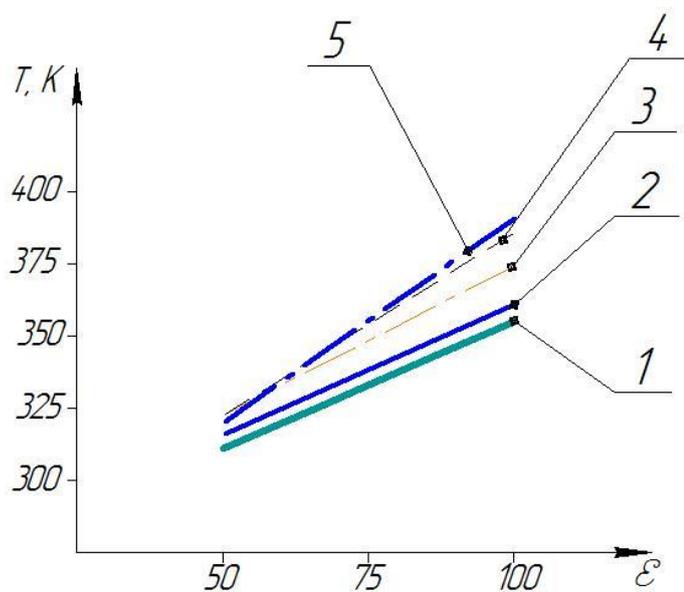


Рисунок 9.21 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,8\text{м}$, $\tau = 2\text{ с}$):
1 – водород; 2 – аммиак; 3 – метан; 4 – кислород; 5 – пропан

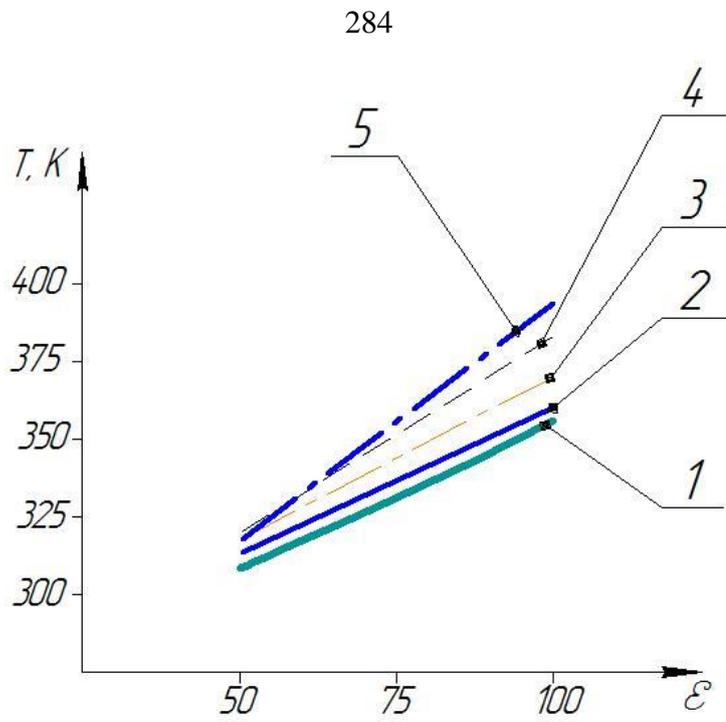


Рисунок 9.22 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=1,0\text{м}$, $\tau = 2\text{ с}$):
 1 – водород; 2 – аммиак; 3 – метан; 4 – кислород; 5 – пропан

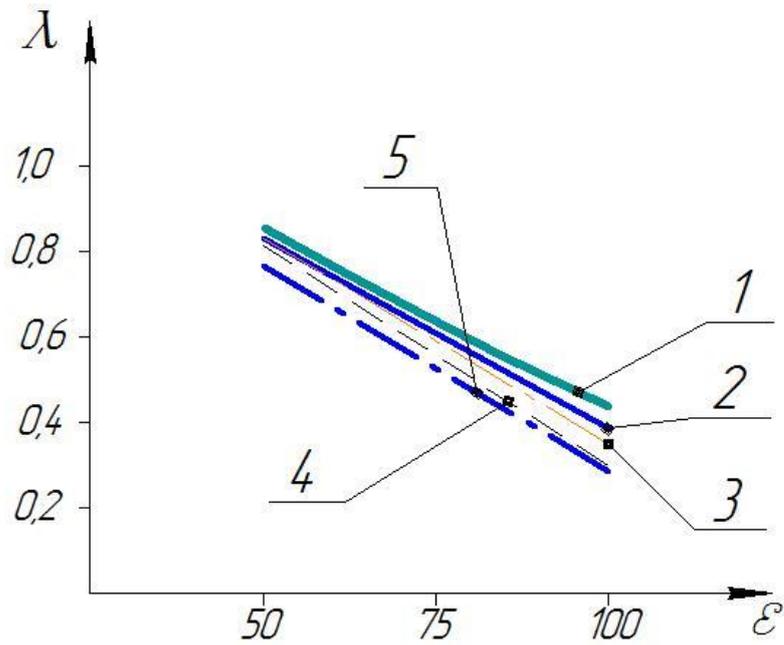


Рисунок 9.23 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,5\text{м}$, $\tau = 2\text{ с}$):
 1 – водород; 2 – аммиак; 3 – метан; 4 – кислород; 5 – пропан

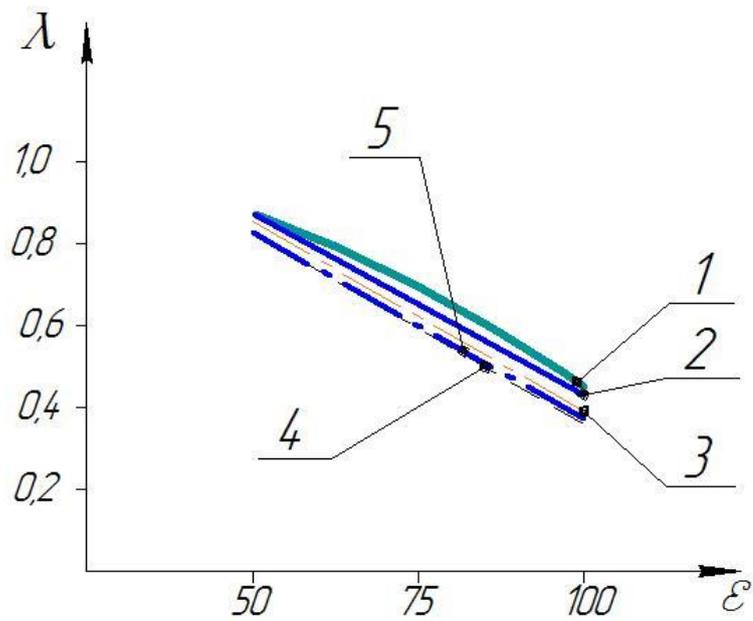


Рисунок 9.24 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=0,8\text{м}$, $\tau = 2\text{ с}$): 1 – водород; 2 – аммиак; 3 – метан; 4 – кислород; 5 – пропан

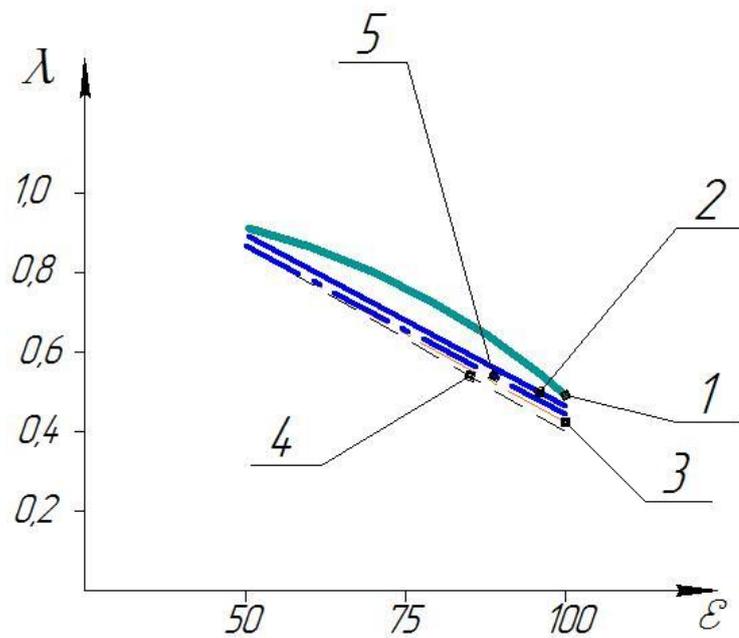


Рисунок 9.25 – Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления ($D_{ц}=0,05\text{м}$; $S=1,0\text{м}$, $\tau = 2\text{ с}$): 1 – водород; 2 – аммиак; 3 – метан; 4 – кислород; 5 – пропан

В таблице 9.6 представлены характеристики исследуемых газов.

Таблица 9.6 – Характеристики опасных газов

Опасный газ	Характеристики газа				
	k	R , Дж/кг·К	C_p , Дж/кг·К	λ , Вт/м·К	μ , Па·с
Аммиак	1,31	488	2244	0,023	0,000013
Пропан	1,2	189	1863	0,01	0,00001
Водород	1,404	4125	14270	0,163	0,00001
Кислород	1,399	260	913	0,024	0,000024
Метан	1,3	519	2483	0,03	0,000013

Как видно из представленных выше графиков, наилучшими характеристиками при сжатии (низкая температура и высокий коэффициент подачи) обладают газы с меньшим значением коэффициента адиабаты – пропан, наихудшими – водород.

Компрессорные ступени для сжатия опасных и ядовитых газов могут быть изготовлены по технологии ступеней двойного действия, что требует доработки методики расчёта, учитывающей перетечки газа из одной камеры в другую.

Дальнейшее повышение технического уровня тихоходных компрессорных ступеней может быть осуществлено за счёт создания многоцилиндровых компрессоров с образованием единой рабочей камеры (патент № RU 2 770 341), позволяющих увеличить ресурс и создать условия для регулирования скорости изменения объёма рабочей камеры каким угодно образом; создания компрессорно-расширительной машины с абсолютно герметичным контуром (заявка №2022112672/12); разработка поршневого агрегата с системой управления, встроенной в корпус агрегата (заявка №2022112672/12). При этом перспективным направлением является изучение рабочих процессов в многоступенчатых компрессорах на базе тихоходных одноступенчатых машин с идентичным исполнением всех ступеней сжатия и создание единой теории расчёта тихоходных объёмных машин с решением вопросов уравнивания.

Отмеченные перспективные направления имеют важное прикладное значение для различных отраслей техники, требуют новых научно-технических решений и будут рассмотрены в ближайшей перспективе.

9.6 Внедрение результатов исследования

Полученные результаты внедрены на следующих предприятиях:

АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника» (г. Омск):

1. Обобщённая методика расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессоров.

Методика расчёта производительности применена специалистами предприятия при совместном создании макетного образца ТДК и создании компрессорного теплообменного модуля КВО.9667.00.000 для систем жизнеобеспечения подводных лодок.

2. Результаты исследования опытного образца воздушного тихоходного малорасходного поршневого компрессора с давлением нагнетания до 10МПа.

Рекомендации по конструированию (конструктивные и режимные параметры ТДК), а также перспективные конструкции цилиндропоршневого уплотнения и самодействующих клапанов с эластомерными элементами применены в конструкции макетного образца.

3. Конструкции использованы при создании компрессорно-теплообменного модуля КВО.9667.00.000 для систем жизнеобеспечения подводных лодок.

Рекомендации по конструированию (конструктивные и режимные параметры ТДК), а также перспективные конструкции цилиндропоршневого уплотнения и самодействующих клапанов с эластомерными элементами применены в конструкции компрессорно-теплообменного модуля КВО.9667.00.000 для систем жизнеобеспечения подводных лодок.

АО «Компрессор» (г. Санкт – Петербург):

1. Разработка технических предложений по выполнению конструктивных схем альтернативных газовых и холодильных систем для кораблей и судов.

Приняты к перспективному использованию схемы расположения ТДК по окружности подводных морских объектов.

2. Экспериментальные данные по исследованию длинноходовых сухих поршневых компрессоров для сжатия смеси кислорода, углекислого газа и водорода.

Создан макетный образец с промышленно выпускаемым трубным профилем из нержавеющей стали для агрессивных сред и параметрами шероховатости $Ra < 0,25$ мкм.

АО «Омский каучук» (г. Омск):

1. Технические предложения по организации системы охлаждения компримируемых газов для компрессорного технологического оборудования, применяемого на предприятии, и для перспективных проектов по модернизации такого оборудования.

По предложенной методике рассчитаны параметры эффективного коэффициента теплоотдачи (расход охлаждающей жидкости) на внешней поверхности рабочей камеры для водородных компрессоров К1-К3.

2. Технические предложения по увеличению ресурса полимерных конструктивных элементов несмазываемых ступеней поршневых компрессоров.

Для водородных компрессоров К1-К3 на основании разработанных рекомендаций созданы поршневые уплотнения из материала Флубон – 20.

3. Результаты расчётно-параметрического прогнозного анализа влияния изменения эксплуатационных условий на режимные параметры и интегральные характеристики компрессорного оборудования.

На основании предложенной модели расчёта сделаны выводы о необходимом уровне снижения производительности при изменении технологических параметров (температуры и давления всасывания) и представлены прогнозные интегральные характеристики водородных компрессоров К1-К3.

АО «Газпромнефть – ОНПЗ» (г. Омск):

1. Технические предложения по организации системы охлаждения компримируемых газов для компрессорного технологического оборудования, применяемого на предприятии.

По предложенной методике рассчитаны параметры эффективного коэффициента теплоотдачи (расход охлаждающей жидкости) на внешней поверхности рабочей камеры (компрессор 1TZL320 производства NEUMAN &

ESSER GmbH & Co. KG Maschinenfabrik, установка гидроочистки и депарафинизации дизельного топлива).

2. Технические предложения по увеличению ресурса полимерных конструктивных элементов.

Для водородных компрессоров (компрессор 1TZL320 производства NEUMAN & ESSER GmbH & Co. KG Maschinenfabrik, установка гидроочистки и депарафинизации дизельного топлива; компрессор 4JBK Секция С-100 установки КТ-1/1) на основании разработанных рекомендаций созданы поршневые уплотнения из материала Флубон – 20, Флувиз-20.

3. Схемные решения многоцилиндровых компрессоров на базе тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней.

Для водородных компрессоров предложены схемы замены на многоцилиндровые одноступенчатые ТДК с повышенными интегральными характеристиками и возможностью осуществления функционирования без резерва.

Заключение

Полученные результаты экспериментальных и теоретических исследований позволяют создать бесшумные малорасходные компрессоры среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых ступеней с улучшенными ресурсными, энергетическими и технологическими характеристиками. Основные результаты:

1. Обоснована целесообразность, теоретически и экспериментально подтверждена возможность создания поршневых компрессоров с повышенным ресурсом автономной эксплуатации не менее 100 000 ч, реализующих повышение давления от 0,1 до 12,0 МПа в одной ступени при температуре нагнетания не выше 430 К.

2. Разработаны математические модели рабочих процессов самодействующих клапанов и цилиндропоршневого уплотнения, в том числе с эластомерными конструктивными элементами, циклически деформируемых стенок цилиндра, нестационарной теплопередачи через стенки цилиндра, результатом которых явились функциональные зависимости, применённые в обобщённой методике расчёта поршневой ступени.

3. Разработана обобщённая модель расчёта рабочего процесса малорасходных бесшумных компрессоров среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых ступеней. Модель содержит уточнённые зависимости для расчёта динамики газораспределительных органов с учётом изменения периметра прилегания запорного органа к седлу клапана; для определения массовых потоков через неплотности в клапанах и цилиндропоршневых уплотнений, в том числе с учётом циклической деформации их конструктивных элементов; для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры таких рабочих газов, как воздух, диоксид углерод, гелий и метан в диапазоне давлений нагнетания от 0,1 до 12,0 МПа, времени рабочего цикла 2...6 с, величине хода поршня 0,2...1,0 м; диаметре цилиндра 0,01...0,08 м. Разработано программное обеспечение для её реализации.

4. Разработаны экспериментальные методики, созданы стенды для их реализации и выполнены экспериментальные исследования рабочих процессов тихоходного длинноходового компрессора, процессов при реализации многоступенчатого сжатия на базе тихоходных длинноходовых ступеней, истечения газов через неплотности клапанов и цилиндропоршневых уплотнений, упругодеформированного состояния стенок цилиндра, пульсаций давления газа в коммуникациях малорасходного тихоходного длинноходового поршневого компрессора.

5. Теоретически и экспериментально исследована взаимосвязь конструктивных и режимных параметров бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров, их основных функциональных элементов и их влияние на интегральные, а также влияние циклической деформации конструктивных элементов клапанов, цилиндропоршневых уплотнений и цилиндров на энергетические, массогабаритные и ресурсные характеристики бессмазочных тихоходных длинноходовых компрессоров. Показано, что наряду с выбором основных размеров и параметров компрессора определяющее влияние на энергоэффективность малорасходных поршневых ступеней оказывает закон движения поршня и интенсивность внешнего охлаждения ступени. При идентичных с быстроходными ступенями режимах работы вновь созданная ступень позволяет снизить энергопотребление по сравнению с существующими быстроходными многоступенчатыми аналогами до 15% при величине индикаторного КПД не менее 0,7.

6. Усовершенствована существующая инженерная методика расчёта производительности поршневых компрессоров применительно к тихоходным длинноходовым ступеням среднего и высокого давления, в том числе уточнены зависимости для определения отдельных составляющих потерь производительности; выявлено и обосновано перераспределение значимости влияния отдельных факторов на потери производительности.

7. Показана возможность определения оптимальных основных размеров и параметров малорасходных поршневых бессмазочных тихоходных

длинноходовых компрессоров среднего и высокого давления в зависимости от принятых критериев оптимизации.

8. Разработаны рекомендации по проектированию тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров: соотношение $S/D > 10$ при $D = 0,02 \dots 0,08$ м и времени цикла от 2 до 4 с при интенсивном внешнем охлаждении с обеспечением коэффициента теплоотдачи в пределах $1000 \dots 2000$ Вт/м²·К позволяет достигать давления нагнетания до 12,0 МПа в одной ступени; для упрощения изготовления цилиндрической части и снижения массы поршневой ступени предлагается использовать стандартные трубные профили с требуемым параметром шероховатости внутренней поверхности при конструкции рубашки охлаждения, выполненной только на верхней трети цилиндрической части рабочей камеры и жёстким закреплением цилиндра со стороны привода; для реализации работы ступени без теплообменников с обеспечением требуемой температуры газа необходимо выполнять трубопроводы нагнетания, размеры которых зависят от свойств конструкционного материала (например, для экспериментального образца КС при $D_y = 0,01$ м длина трубопровода из алюминия должна быть не менее 1,23 м, из меди – не менее 1,18 м, из стали – не менее 1,32 м.

9. Установлено, что применение бессмазочных поршневых тихоходных длинноходовых компрессоров позволяет обеспечить гарантированный ресурс не менее 100 000 часов, снизить массу ступени в два раза по сравнению с существующими аналогами; при непродолжительном времени работы до 1000 ч масса ступени может быть снижена в 8...9 раз. При этом уровень унификации таких компрессоров характеризуется значениями коэффициентов применимости не менее 0,98 и повторяемости более 15.

10. Выполнено обоснование необходимости и целесообразности совершенствования и промышленного освоения бессмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления на базе поршневых тихоходных длинноходовых ступеней в целях обеспечения технологической импортнезависимости РФ в рассматриваемой области техники, в том числе

создания унифицированной базы технологических и воздушных компрессоров для нужд нефтеперерабатывающих и химических предприятий, многоступенчатых агрегатов на базе тихоходных ступеней с повышенным давлением нагнетания, низкотемпературных систем и систем сжижения газа, транспортных и стационарных комплексов с повышенным ресурсом работы для автономных условий эксплуатации, компрессорно-расширительных агрегатов для систем малой энергетики.

Методика расчёта рабочего процесса малорасходных бесшмазочных компрессоров среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых ступеней внедрена в учебный процесс ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет», а разработанные рекомендации по проектированию и эксплуатации – в АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника» (г. Омск), АО «Газпромнефть – ОНПЗ», АО «Омский каучук» и АО «Компрессор» (г. Санкт-Петербург).

Библиографический список

1. Аистов, И.П. Оценка нагруженного состояния цилиндра ступени тихоходного поршневого агрегата с учетом температурного воздействия / И.П. Аистов, К.А. Вансович // В сборнике: Проблемы машиноведения. Материалы III Международной научно-технической конференции. – 2019. – С.8–14.
2. Алексеева, Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т.В. Алексеева. – М.: Машиностроение, 1966. – 148 с.
3. Алтухов, С.М. О долговечности работы мембран компрессоров / С.М. Алтухов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1965. – № 5. – С.8–11.
4. Алтухов, С.М. Мембранные компрессоры / С.М. Алтухов, В.А. Румянцев // Изд. «Машиностроение» - Москва, 1967. – 129 с.
5. 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.
6. Анализ напряжено-деформированного состояния манжетного цилиндропоршневого уплотнения при различном угле раскрытия // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2021. Вып. 2. – С.599–605.
7. Андриюшенко, О.А. Электронные программируемые реле серий EASY и MFD-Titan / О.А. Андриюшенко, В.А. Водичев. – Одесса : Одесский национальный политехнический университет, 2006. – 223 с.
8. Анисимов, А.В. Динамика гидросистем: учебное пособие / В.Л. Кондрашев, К.А. Лиходед, М.Э. Шошиашвили. / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ) – Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ), 2012. – 131 с.
9. АО «УКЗ» [Электронный ресурс]: мембранные компрессоры / компания. – электронный каталог. – 2022. – URL: <http://www.ukz.ru/catalog/kompressornye-stancii/membrannye-kompressory/> (дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.
10. АО НТК Криогенная техника [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. – URL: <https://cryontk.ru/> (дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.

11. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / И.И. Артоболевский – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
12. Афонская, В.В. Твердость и долговечность кольцевых пластин клапанов поршневых компрессоров. / В.В. Афонская, К.С. Москвитин, Л.Я. Пищик, Б.А. Горьков // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1982. – № I. – С.20–21.
13. Байков, И.Р. Диагностирование технического состояния поршневых компрессоров / И.Р. Байков, С.В. Китаев, Ш.З. Файрушин // Журнал энергобезопасность и энергосбережение – Московский институт энергобезопасности и энергосбережения, 2015. – №3 (63). – С.28–30.
14. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. – М: «Издательский дом Альянс», 2010. – 423 с.: ил.
15. Бежанишвили, Э.М. Кашкин М.П. Увеличение надежности компрессоров АВ22, АУ45, АУУ90 путем повышения долговечности пластин нагнетательных клапанов. / Компрессор, и холодильн. машиностроение. Реф. сб. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, – 1973. – № 3 – С.11–12.
16. Беляев, Н.М. Методы нестационарной теплопроводности / Н.М. Беляев, А.А. Рядно – М.: Высш. шк., 1978. – 328 с.
17. Берендеев, Н.Н. Методы решения задач усталости в пакете ANSYS Workbench / Учебно-методическое пособие. / Н.Н. Берендеев. – Нижний Новгород. – 2020. – 73 с.
18. Беркман, Б.А. Расчет на прочность самодействующих клапанов поршневого компрессора. / Б.А. Беркман // Вестник машиностроения – 1964. – № 10. – С.13–18.
19. Берман, Я.А. Системы охлаждения компрессорных установок / Я.А. Берман. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд – ние. – 1984. – 288 с.

20. Берман, Я.А. О влиянии испарительного охлаждения газа на изотермный к.п.д. компрессора / Я.А. Берман, В.Г. Булыгин, А.П. Рафалович // Труды ВНИИкомпресормаш. – Сумы, 1977. – С.69–75.
21. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
22. Близнаков, А.М. Подводный спорт / А.М. Близнаков, А.А. Печатин, В.П. Максименко, В.Д. Суловикин, А.А. Брызгалов и др. // Издание «Физкультура и спорт». – Москва, 1959. – 199 с.
23. БЛМ Синерджи [Электронный ресурс]: Вакуумный мембранный компрессор МЕКО230/280/ компания – электронный каталог. – 2007. –URL: https://blms.ru/membrannye_kompressory (дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.
24. Болштянский, А.П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А.П. Болштянский, В.Д. Белый, С.Э. Дорошевич. – Омск: ОмГТУ, 2002. – 406 с.
25. Борисоглебский, А.Н. К расчету процессов всасывания и нагнетания поршневых компрессоров/ А.Н. Борисоглебский, Р.В. Кузьмин // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1965. – № II. – С.6–11.
26. Бусаров, С.С. Анализ температурного состояния интенсивно охлаждаемой длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора / С.С. Бусаров, В.Л. Юша, А.В. Недовенчанный [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2016. – № 9. – С.8–11.
27. Бусаров, С. С. Анализ эффективности применения поршневых уплотнений в тихоходных насосных агрегатах на основе анализа деформированного состояния цилиндрической части камеры сжатия / С.С. Бусаров, Д.С. Титов, И.П. Аистов, К.А. Вансович // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2020. – Т.4, №2. – С.64–71.

28. Бусаров, И. С. Влияние деформации проточной части эластомерных элементов самодействующих клапанов на характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней / И.С. Бусаров, С.С. Бусаров, В.Л. Юша // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2021. – Т. 5, № 4. – С.33–38.

29. Бусаров, И.С. Экспериментальное определение коэффициента отскока пластины клапана с эластомерными элементами в поршневой тихоходной компрессорной ступени / И.С. Бусаров, С.С. Бусаров, В.Л. Юша // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2020. – Т.4, №2. – С.104–110.

30. Бусаров, С.С. Повышение эффективности компрессорного, оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... канд. техн. наук. / С.С. Бусаров. – Омск. – 2008. – 213 с.

31. Бусаров, С.С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней / С.С. Бусаров, В.Л. Юша // Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – №1. – С.22–25.

32. Бусаров, С.С. Теоретические рекомендации по выбору толщины стенки манжетного уплотнения работающего без смазки / С.С. Бусаров, Р.Э. Кобыльский, Н.Г. Синицин // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2022. – № 3. – С.103–111.

33. Бусаров, С.С. Снижение массогабаритных параметров тихоходного длинноходового агрегата с линейным гидравлическим приводом за счёт улучшения его энергетических характеристик / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, И.С. Бусаров // Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – №2. – С.13–16.

34. Бусаров, С.С. Определение эффективного диапазона конструктивных и режимных параметров поршневых длинноходовых компрессорных ступеней / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, А.А. Капелюховская // Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – №2. – С.17–21.

35. Бусаров, С.С. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики

одноступенчатого компрессорного агрегата / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Д.С. Титов [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2019. – № 11. – С.26–35.

36. Бусаров, С.С. Экспериментальное исследование поршневого длинноходового компрессорного агрегата с электромеханическим приводом / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Р.Э. Кобыльский[и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2021. – №2. – С.32–35.

37. Бусаров, С.С. Особенности реализации многоступенчатого сжатия в воздушных компрессорных агрегатах на базе тихоходных длинноходовых ступеней / С.С. Бусаров, В.Л. Юша // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2021. – №7. – С.27–30.

38. Бусаров, С.С. Исследование процессов теплообмена в длинноходовых, тихоходных компрессорах с учетом влияния расположения клапанов / С.С. Бусаров, Ю.К. Машков, А.В. Недовенчаный, Н.Ю. Федосеева // Омский научный вестник. Серия «Приборы, машины и технологии». – 2013. – №3(123). – С.222–225.

39. Бусаров, С.С. Экспериментальная оценка индикаторного коэффициента подачи поршневой длинноходовой компрессорной ступени/ С.С. Бусаров, В.Л. Юша // Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – №3. – С.39–41.

40. Бусаров, С.С. Верификация методики расчёта деформаций стенок цилиндра тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых агрегатов / С.С. Бусаров, И.П. Аистов, Д.С. Титов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2019. – Т. 25. – № 3. – С.97–107.

41. Бусаров, С.С. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора / С.С. Бусаров, Р.Ю. Гошля, А.Ю. Громов, А.В. Недовенчаный, И.С. Бусаров, Д.С. Титов // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – №6. – С.6–10.

42. Бусаров, С.С. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // С.С. Бусаров, В.Л. Юша // Научно-технические

ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. – 2018. – Т. 24, № 4. – С.80–89.

43. Бусаров, С.С. Эволюция конструкций тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней и актуальность их развития / С.С. Бусаров // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2021. – Вып. 12. – С.464–469. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-12-464-469.

44. Бусаров, С.С. Исследование влияния закона перемещения поршня на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата при сжатии различных газов / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Д.С. Титов // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2019. Вып. 12. – С.250–256.

45. Бусаров, С.С. Оценка взаимосвязи между законом перемещения поршня тихоходной длинноходовой ступени и характеристиками привода компрессорного агрегата / С.С. Бусаров, В.Л. Юша, А.В. Недовенчаный // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – № 2. – С.11–15.

46. Бусаров, С.С. Оценка влияния неплотностей цилиндропоршневых уплотнений на рабочий процесс длинноходовых поршневых насосных агрегатов / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Д.С. Титов, И.С. Дёмин // Омский научный вестник. – 2019. – №1 (163). – С.5–10.

47. 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.7–10.

48. Бусаров, С.С. Параметрический анализ рабочих процессов тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессорных ступеней на базе верифицированной методики расчёта / С.С. Бусаров, В.К. Васильев, И.С. Бусаров [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2017. – №4 (154). – С.40–44.

49. Бусаров, С.С. Параметрический анализ рабочих процессов холодильных и газовых тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессорных

ступеней / С.С. Бусаров, Д.С. Титов, В.К. Васильев [и др.] // КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2017: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. – Алматы: АТУ, 2017. – С.47.

50. Бусаров, С.С. Проблемы уравнивания агрегатов на базе тихоходных длинноходовой ступеней / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, В.Л. Юша [и др.]// Проблемы машиноведения: материалы III Междунар. науч.-техн. конф. (23-24 апр. 2019 г., Омск, Россия): в 2 ч. / Минобрауки России [и др.]; [науч. ред. П.Д. Балакин]. – 2019. Ч2. – С.146–154.

51. Бусаров, С.С. Рабочие характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней при использовании самодействующих клапанов с эластомерными элементами / С.С. Бусаров, И.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, И.П. Аистов // Компрессорная техника и пневматика. – 2021. – №3. – С.29–32.

52. Бусаров, С.С. Ресурс работы тихоходных длинноходовых ступеней компрессорных агрегатов и возможные пути его увеличения / С.С. Бусаров, В.Л. Юша, А.В. Недовенчаный [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2019. – Т.3, №1. – С.42–49.

53. Бусаров, С.С. Статические продувки клапанов тихоходных длинноходовыхбессмазочных поршневых компрессорных ступеней / С.С. Бусаров, В.К. Васильев, И.С. Бусаров, [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2017. – №2 (152). – С.72–76.

54. 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.

55. Бусаров, С.С. Экспериментальное определение деформаций цилиндра тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых агрегатов / С.С. Бусаров, Д.С. Титов, И.П. Аистов [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2019. – №1. – С.20–23.

56. Бэр, Г.Д. Техническая термодинамика / Г.Д. Бэр. – М., 1977. – 518 с.

57. Вакс, А.И. Подводные лодки. Системы погружения и всплытия [Электронный ресурс] / А.И. Вакс, В.А. Мурадян, Ф.Р. Сагайдаков– электронная книга. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, Судостроение, 2001. – 125 с. (Серия «Опыт»). –URL: <https://flot.com/publications/books/shelf/submarines/p9.htm> (дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.

58. Вансович, К.А. Применение упругопластической модели роста усталостных трещин для расчета остаточного ресурса ступенчатых валов / К.А. Вансович, И.П. Аистов // В сборнике: Проблемы машиноведения. Материалы III Международной научно-технической конференции. – 2019. – С.62–69.

59. Вахромеев, А.М. Определение циклической долговечности материалов и конструкций транспортных средств: методические указания / А.М. Вахромеев. – М.: МАДИ, 2015. – 64 с.

60. Видякин, Ю.А. Колебания и вибрация в поршневых компрессорах [Текст] / Ю.А. Видякин, Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова, А.Г. Платонов. — Ленинград : Машиностроение, 1972 – 224 с.

61. Воздушные компрессоры в открытом космосе [Электронный ресурс]: Завод ЧКЗ-Поволжье/ – статья. – 2022. –URL: <https://chkz-kazan.ru/stati/vozdushnyye-kompressory-v-otkrytom-kosmose/> (дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.

62. Воронков, С.С. Математическая модель рабочего процесса высокооборотного двухступенчатого поршневого компрессора с учетом нестационарных явлений в коммуникациях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1982. – 16 с.

63. 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.

64. Воропай, П.И. Влияние влажного сжатия на порообразование и параметры рабочего процесса газового компрессора 5 КГ- 100/13 / П.И. Воропай, А.А. Шленов // Газовая промышленность. – 1970. – № 2. – С.16–20.

65. Воропай, П.И. Повышение надёжности и экономичности поршневых компрессоров / П.И. Воропай., А.А. Шленов – М.: Недра, 1980. – 359 с.
66. Воропай, П.И. Эффективность различных способов охлаждения компрессорных цилиндров газомоторкомпрессоров / П.И. Воропай // Машины и нефтяное оборудование. – 1966. – № 5. – С.13–19.
67. Воропай, П.И. Эффективный способ охлаждения воздуха в поршневых компрессорах / П.И. Воропай // Промышленная энергетика. – 1963. – №12. – С.24–29.
68. Ганиев, Р.Ф. Стабилизация колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок. / Р.Ф. Ганиев, Х.Н. Низамов, А.И. Чучеров [и др.]. // Москва: Изд-во МГТУ, 1993. – 183 с.
69. Гендин, Г.С. Все о резисторах. Справочное издание. / Г.С. Гендин. – М. – 2000. – 192 с.
70. Геращенко, О.А. Температурные измерения: справ. / О.А. Геращенко, А.Н. Гордов. – Киев: Наукова думка. – 1984. – 493 с.
71. Герман, А.П. Влияние теплообмена между спинками цилиндра и воздухом работу поршневых компрессоров / А.П. Герман // Изд. АН СССР ОТН, 1947. – №12. – С.1605–1614.
72. Горбунов, С.К. Разностные схемы: введение в теорию / С.К. Горбунов, В.С. Рябенский. – М.: Наука, 1973. – 400 с.
73. Горбушкин, Ю.В. Системы охлаждения компрессорных установок [Текст]: метод.указ. / Ю.В. Горбушкин, А.С. Горшенин. – Самара: СамГТУ, 2008г. – 11 с.
74. Гордов, А.Н. Основы температурных измерений / А.Н. Гордов, О.М. Жагулло, А.Г. Иванова. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 304 с.
75. ГОСТ 12.1.011 «Правил устройства и безопасной эксплуатации поршневых компрессоров, работающих на взрывоопасных и токсичных газах», «Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов для горючих, токсичных и сжиженных газов».

76. ГОСТ 31843 – 2013. Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые. Общие технические требования [Текст]. – Введ. с 01.02.2015 – Москва: Стандартинформ, 2015. – 173 с.
77. ГОСТ 8.586.1-5 – 2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств [Текст]. – Введен впервые; Введ. 01.01.2007 – Москва: Изд-во стандартов, 2007. – 72 с.
78. ГОСТ 8032-84. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел. М.: Издательство стандартов, 1993.
79. ГОСТ 9515 – 81. Кольца поршневые металлические поршневых компрессоров [Текст]. – Взамен ГОСТ 9515-75; Введ. 01.01.1982 – Москва: Изд-во стандартов, 1982. – 14 с.
80. ГОСТ Р ИСО 8573-2 — 2019. Сжатый воздух. Методы контроля содержания масел в виде аэрозолей. – Взамен ГОСТ Р ИСО 8573-2 — 2005; Введ. с 29.08.2019. – Москва: Стандартинформ, 2019.
81. Грановский, В.С. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях / В.С. Грановский, Т.Н. Сирая. – Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.
82. Григолюк, Э.И. Устойчивость оболочек / Э.И. Григолюк, В.В. Кабанов // Москва: Наука, 1978. – 360 с.
83. Громов, А.Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. канд. техн. наук. Казань, 2017. – 213 с.
84. Долговечность подшипников [Электронный ресурс]: Подшипники России / сайт. URL: <http://samip.ru/2013/08/dolgovechnost-podshipnikov>. – Режим доступа: свободный.
85. Доллежалъ, Н.А. Расчет основных параметров самодействующих пластинчатых клапанов поршневого компрессора. / Н.А. Доллежалъ // Общее машиностроение, 1941. – № 9 – С.2–5.
86. Дубровский, В.В. Резисторы: справочник. / В.В. Дубровский. – М. – 1991. – 528 с.

87. Жданов, А.В. Обоснование основных конструктивных параметров гидравлических рулевых механизмов строительных и дорожных машин с шарнирно-сочлененной рамой: дисс. канд. техн. наук: 05.05.04. – Омск, 2007. – 207 с.
88. Жлыков, Г.П. Аппаратурное определение погрешностей цифровых приборов / Г.П.Жлыков. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 128 с.
89. Жускаускас, А.А. Теплопередача поперечно обтекаемых пучков труб / А.А. Жускаускас. – Вильнюс: Макалас, 1986. – 209 с.
90. Зайдель, А.Н. Погрешности измерения физических величин / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.
91. Зайдель, А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений. / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1968. – 96 с.
92. Зайцев, Ю.В. Полупроводниковые термоэлектрические преобразователи. / Ю. В. Зайцев. – М. – 1985. – 120 с.
93. Зарубин, В.С. Прикладные задачи термпрочности элементов конструкций / В.С. Зарубин. – М.: Машиностроение, 1985. – 296 с.
94. Захаренко, В.П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. ... док. наук / В.П. Захаренко. – 2001. – 341 с.
95. Захаренко, С.Е. К вопросу о протечках газа через щели / С.Е. Захаренко // Тр. ЛПИ. – 1953. – №2. – С.26–27.
96. Захаренко, С.Е. Поршневые компрессоры/ С.Е. Захаренко, С.А. Анисимов, В.А. Дмитриевский, Г.В. Карпов, Б.С. Фотин. под. ред. С.Е. Захаренко. М. – Л: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1961. – 457 с.
97. Захребетков, Ю.А. Термодинамический процесс при переменном количестве рабочего тела / Ю.А. Захребетков // Теплоэнергетика. – 1970. – №8. – С. 70–72.
98. Зеленов, А.Б. Автоматизированный электропривод и следящие системы / А.Б. Зеленов, А.В. Карочкин, Ю.П. Самчелев. – Харьков : Изд-во ХГУ, 1965. – 362 с.

99. Зубков, В.В. Совершенствование систем охлаждения поршневых компрессоров / В.В. Зубков, А.Х. Сафин, В.Г. Прошкин // М.: ЦИНТИхимнефтемаш. – 1978. – № 5. – 48 с.
100. Иванов, В.А. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Иванов. – ОмПИ., 1974. – 140 с.
101. Иванов, Г.М. Цифровая электрогидравлическая автоматика нового поколения / Г.М. Иванов, В.К. Свешников, И.В. Орлик // Гидравлика и пневматика. – 2006. – № 21. – С.3–8.
102. Измерение температур в технике: справ. Пособие / под общ. ред. Ф. Линевича. – М.: Металлургия, 1980. – 554 с.
103. Инновационное решение [Электронный ресурс]: Технический журнал / – Технический журнал SKF «Evolution» – 4.01.2017. –URL: <https://evolution.skf.com/ru/%D0%B8%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D1%86%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B5-%D1%80%D0%B5%D1%88%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5/> (дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.
104. Исаченко, В.П. Теплопередача. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел // Учебник для вузов, Изд. 3-е перераб. и доп. М., «Энергия», 1975 г. – 488 с.
105. Исследование рабочих процессов и отдельных узлов форсированного компрессора [Текст]: отчет о НИР/ ЛПИ им. Калинина; рук. Б.С. Фотин. – Инв. № 5729450. – Л., 1978. – 225 с.
106. Кабаков, А.Н. Рабочие процессы винтовых компрессоров с газожидкостным рабочим телом: учеб. пособие / А.Н. Кабаков, В.Л. Юша. – Омск: ОмПИ, 1988. – 80 с.
107. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие для ВУЗов / Р.З. Кавтарадзе. – М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.
108. Карташов, Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твёрдых тел / Э.М. Карташов. – М.: Высш. шк., 2001. – 549 с.

109. Кассандрова, О.Н. Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев – М.: Наука, 1970. – 104 с.

110. Ковалева, В.Д. Повышение энергоэффективности холодильного оборудования / В.Д. Ковалева; науч. рук. Ю.С. Петруша // Актуальные проблемы энергетики : материалы 74-й научно-технической конференции студентов и аспирантов / Белорусский национальный технический университет, Энергетический факультет ; ред. Т. Е. Жуковская. – Минск : БНТУ, 2018. – С.494–499.

111. Коздоба, Л.А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности / Л.А. Коздоба. – М: Наука, 1975. – 228 с.

112. Компания Danfoss [Электронный ресурс]: Программное обеспечение Coolselector@2 // URL: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.ru/knowledge-center/software/coolselector/#/> (дата обращения: 10.05.2017). – Режим доступа: свободный.

113. Компрессор поршневой [Электронный ресурс]: компрессоры, осушители, ресиверы, фильтры поставка и сервисное обслуживание / КОМПРАТЕХ. – электрон.каталог. – 2022. –URL: <https://compressing.ru/kompressory/kompressor-porshnevoy/>(дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.

114. Компрессорные станции. Дожимная компрессорная станция, дожимной компрессор аммиака [Электронный ресурс] / ИНТЕХ ГмбХ. – Электронные данные. – 2022. –URL: https://intech-gmbh.ru/gas_booster_station/ (дата обращения: 18.11.2022) – Режим доступа: свободный.

115. Кондратьева, Т.Ф., Клапаны поршневых компрессоров. / Т.Ф. Кондратьева, В.П. Исаков /– Л.: Машиностроение, 1983. – 158 с.

116. Константинов, В.Е. Разработка и внедрение методов повышения качества поршневых компрессоров электротехнического оборудования [Текст] / дис... канд. техн. наук: 08.00.20;/ Константинов Виталий Евгеньевич. — М., 1984. – 235 с.

117. Космонавтике необходима свобода [Электронный ресурс]: ведомости / – Электрон. газета. – 30.10.2015. – URL : <https://www.vedomosti.ru/opinion/articles/2015/12/01/619005-kosmonavtike-svoboda>(дата обращения: 18.11.2022). – Режим доступа: свободный.
118. 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.
119. Кошкин, Н.Н., Пекарев В.И. Теоретический анализ эффективности цикла при сжатии пара по пограничной линии // Исследования по термодинамике. – М.: Наука, 1973. – С.187–190.
120. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. –280 с. :ил.
121. Краснодарский компрессорный завод (ККЗ) [Электронный ресурс]: Азотные мембранные установки / компания. – электронный каталог. – 2008. –URL: <https://kkzav.ru/amu> (дата обращения: 30.12.2022). – Режим доступа: свободный.
122. Кушнырев, В.И. Техническая термодинамика и теплопередача / В.И. Кушнырев, В.И. Лебедев, В.А. Павленко // – М.: Стройиздат, 1986 – 463 с.
123. Ломова, О.С. Совершенствование межступенчатого охлаждения сжимаемого воздуха в поршневых компрессорах с использованием контактных теплообменников [Текст]: дис. канд. тех. наук. – Омск., 1999. – 175 с.
124. Максимов, В.А. Газовая смазка: перспективы применения в турбомашиностроении / В.А. Максимов. – Казань. – НИИТК, 2002. – 154 с.
125. Максимук, Б.Я. Исследование теплообмена в процессе расширения газа в поршневом компрессоре / Б.Я. Максимук, С.В. Самойлович // Газовая промышленность. – 1972. – №3. – С.22–25.
126. Мамонтов, М.А. Основы термодинамики тела переменной массы / М.А. Мамонтов. – Тула: Приок. кн. изд-во, 1970. – 87 с.
127. Мартынов, В.Н. Разработка и исследование насосно-компрессорных установок для сжатия газов и газожидкостных смесей [Текст] / дисс.....канд. техн.

наук:05.02.13; защищена 05.02.13/ Мартынов Владимир Николаевич. – М., 2009. – 254 с.

128. Меренков, Д.Ю. Совершенствование грибковых клапанов поршневых и мембранных микрокомпрессоров: дис. ... канд. техн. наук. / Д.Ю. Меренков. – Омск, 2004. – 215 с.

129. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении / С.А. Зайцев, А.Н. Толстов, Д.Д. Грибанов, А.Д. Куранов // Вологда: ИнфраИнженерия, 2014. – 288 с.

130. Метрология, стандартизация и сертификация на транспорте. / И.А. Иванов, С.В. Урушев, А.А. Воробьев, Д.П. Кононов // Вологда: Инфра Инженерия, 2015. – 336 с.

131. Михайлов, А.К. Компрессорные машины / А.К. Михайлов, В.П. Ворошилов. // Москва., Энергоатомиздат, 1989. – 36 с.

132. Михеев, М.А., Основы теплопередачи. / М.А. Михеев, И.М. Михеева // Изд. 2-е, стереотип. М., «Энергия», 1977. – 344 с.

133. Михлин, С.Г. Приближенные методы решения дифференциальных и интегральных уравнений / С.Г. Михлин. – М.: Наука, 1965. – 384 с.

134. Мукушев, Ш.К. Математическое описание системы объемного гидропривода рулевого управления / Ш.К. Мукушев, А.В. Жданов // Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации транспортных сооружений : Материалы I Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, 24–26 мая 2006 года, Т. 3, 2006. С.70–80.

135. 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.

136. Мышкин, Н.К. Трение, износ, смазка. Физические основы и технические приложения трибологии / Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 367 с.

137. Мюллер, Г.К. Анализ утечек и трения эластомерных уплотнений при возвратно-поступательном движении на основе гидродинамики жидкостной

пленки/ Г.К. Мюллер // Проблемы современной уплотнительной техники. – М.: Мир, 1967. – С.172–193.

138. Науменко, А.И. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. / А.И. Науменко. – М., 1974. – 180 с.

139. Науменко, А.М. Определение погрешностей технических измерений: учеб.пособие / А.М. Науменко, В.П. Улитенко. – Харьков: Харьк. авиац. ин – т, 1982. – 132 с.

140. Недовенчаний, А.В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. канд. техн. наук / А.В. Недовенчаний. – Омск, 2020. – 232 с.

141. Никитенко, Н.И. Исследование процессов тепло – и массообмена методом сеток / Н.И. Никитенко – Киев: Наукова думка, 1978. – 212 с.

142. Николаев, А.Ю. Устройство и работа электровоза ВЛ 80С / А.Ю. Николаев, Н.В. Сесявин : под ред. А. Ю. Николаев. – М.: Маршрут, 2006. – 512 с.

143. Новиков, И.И. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах / И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Б.С. Ландо; под общ. ред. И.И. Новикова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. – 238 с.: ил.

144. Ноздрин, В.С. Разработка и стандартизация программных средств. / В.С. Ноздрин // М.: МГИУ, 2011. – 46 с.

145. Носков, А.Н. Исследование энергетической эффективности циклов одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины на различных холодильных агентах [Текст] / А.Н. Носков. — Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2017. – 32 с.

146. Нуждин, А.С. Измерения в холодильной технике: справ. руководство / А.С. Нуждин, В.С. Ужанский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 368 с.

147. ООО "Фирма "ЦИН" [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. – URL: <https://cin.ru/> (дата обращения: 12.09.2022). – Режим доступа: свободный.

148. ООО «Джон Крейн – Искра» [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://johncraneiskra.ru/> (дата обращения:12.09.2022). – Режим доступа: свободный.

149. Оптимум [Электронный ресурс]: Мембранный компрессор НВМ-1,6К (380 В) / компания – электронный каталог. – 2000. –URL: <http://www.optimum-lab.ru/product/membrannyj-kompressor-nvm-1-6k-380-v/> (дата обращения: 12.09.2022). – Режим доступа: свободный.

150. Оптимум [Электронный ресурс]: Мембранный компрессор НВМ-5К (220 В) / компания – электронный каталог. – 2000. –URL: <http://www.optimum-lab.ru/product/membrannyj-kompressor-nvm-5k-220-v/> (дата обращения:12.09.2022). – Режим доступа: свободный.

151. Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учеб.для техн. вузов / Э.Д. Браун [и др.] ; под ред. А.В. Чичинадзе. – М. : Центр “Наука и техника”, 1995. – 778 с.

152. Остроухова, Н.И. Исследование теплового состояния элементов ступени поршневого компрессора [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. / Н.И. Остроухова – М., 1978. – 98 с.

153. 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.

154. Парфенов, В.П. Комбинированные системы охлаждения компрессорных установок / В.П. Парфенов, П.А. Мильштейн, В.А. Мышенко // Обзорная информация, - М.: ЦИНТИхимнефтемаш. Сер. ХМ-5. – 1990. – С.48.

155. Пат. 2694104 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/04. Поршневой компрессор / С.С. Бусаров, В.Л. Юша, А.В. Недовенчанный, Д.С. Титов, И.С. Бусаров, № 2018132179; заявл. 07.09.2018; опубл. 09.07.2019. Бюл. № 19.

156. Пат. №2707559 РФ. МПК H02K 21/14 (2006.01). Линейная магнитоэлектрическая машина/ А.А. Татевосян, С.С. Сиромеха, С.С. Бусаров. Заявка №2019117544. Оpubл. 28.11.2019, Бюл. №34. – 12 с.: ил.
157. Пат. №2720882 РФ. МПК. H02K 41/03 (2006.01) Электротехнический комплекс поршневого компрессора на основе линейной магнитоэлектрической машины /А.А. Татевосян, С.С. Бусаров, С.С. Сиромеха. Заявка №2019127825; Оpubл. 13.05.2020, Бюл. №14. – 12 с.: ил.
158. Пекарев, В.И. Влияние различных факторов на эффективность винтового компрессора при впрыскивании жидкости / В.И. Пекарев // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. – №2.
159. Пекарев, В.И. Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества / В.И. Пекарев, А.А. Матвеев // Вестник Международной академии холода. – 2013. №3 – С.52.
160. Перевозчиков, М.М. Повышение эффективности объёмного одноступенчатого компрессора на основе математической модели процессов при сжатии реального газа: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1997. – 16 с.
161. Пирумов, И.Б. Моделирование работы самодействующих клапанов и исследование напряженно-деформированного состояния клапанных пластин. Тезисы докладов ВНТС ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. Москва, 1978.
162. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. / П.И. Пластинин// В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.
163. Пластинин, П.И. Введение в математическое моделирование поршневых компрессоров: учеб. пособие / П.И. Пластинин, А.К. Твалчрелидзе. – М.: МВТУ им. Баумана, 1976. – 78 с.
164. Пластинин, П.И. Рабочие процессы объёмных компрессоров со впрыском жидкости / П.И. Пластинин, В.Е. Щерба // Итоги науки и техники. Сер. Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение / ВИНТИ. – 1996. – С.1–154.

165. Пластинин, П.И. Теория и расчёт поршневых компрессоров / П.И. Пластинин– М.: ВО «Агропромиздат», 1987. – 271 с.
166. Полимеры в узлах трения машин и приборов : справочник / А.В. Чичинадзе [и др.] ; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1988. – 328 с. : ил.
167. Полякова, Т.В., Состояние и перспективы водородной энергетики [Текст] / Т.В. Полякова// Экономика. – Вестник МГИМО Университета, 2012. – С. 156–164.
168. Приближенные методы математической физики: учеб. для вузов / под ред. В.С. Зарубина [и др.] – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 699 с.
169. Прилуцкий, И.К. Совершенствование систем газораспределения компрессорных и расширительных машин [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. Наук. / И.К. Прилуцкий. – СПб., 1997. – 32 с.
170. Птицын, Г.В. Повышение эффективности диагностирования гидроприводов строительно - дорожных машин по переходным характеристикам: дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Москва, 1999. – 128 с.
171. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / Под ред. Е.Ю. Малиновского. – М.: Машиностроение, 1980. – 216 с.
172. Расчетное значение допустимого давления в нержавеющей электросварных трубах, изготовленных из стали марки AISI 304L/316L (Bar) (pdf) // <https://www.rusevrosteel.ru>.
173. Рихтмайер, Р. Разностные методы решения краевых задач: пер. с англ. / Р. Рихтмайер, К. Мортон. – М.: Мир, 1972. – 420 с.
174. Рогельберг, И.Л. Сплавы для термопар: справ. изд / И.Л. Рогельберг, В.М. Бейлин. – М.: Metallurgia, 1983. – 360 с.
175. Розенблит, Г.Б. Исследование теплоотдачи от газа к стенке рабочего цилиндра дизеля / Г.Б. Розенблит // Вестник машиностроения. – 1962. – №2. – С. 22–26.

176. Рукавицын, А.Н. Исследование динамики мембранного компрессора с электромагнитным виброприводом [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. / А.Н. Рукавицын. – Курск., 2004. – 146 с.
177. Рыжиков, Л.Н. Исследование рабочих процессов поршневых компрессоров : дис. ... канд. техн. наук. / Л.Н. Рыжиков. – М., 1978. – 250 с.
178. Самарский, А.А. Методы решения сеточных уравнений / А.А. Самарский, Е.С. Николаев. – М.: Наука, 1978. – 592 с.
179. Самарский, А.А. Теория разностных схем / А.А. Самарский – М.: Наука, 1977. – 364 с.
180. Свешников, В.К. Гидрооборудование : международный справочник. Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. В 3-х кн. / В.К. Свешников. – М. : Изд-кий центр «Техинформ» МАИ». Кн. 1. Насосы и гидродвигатели. – 2010. – 552 с.
181. Семенов, А.Н. Технологичность конструкции изделия машиностроения / А.Н. Семенов. — Рыбинск: РГАТУ имени П.А. Соловьева, 2016. – 217 с.
182. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975 – 488 с.
183. Симонов, Ю.Н. Физика прочности и механические испытания металлов: курс лекций / Ю.Н. Симонов, М.Ю. Симонов. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2020. – 199 с.
184. Система охлаждения компрессоров Bitzer // Холодильная техника. – 2001. – № 4. – С.36–37.
185. Современная трибология: итоги и перспективы / Э.Д. Браун [и др.] ; отв. ред. К.В. Фролов. – М. : Изд-во ЛКИ, 2008. – 480 с.
186. Современные проблемы совершенствования средств измерения массы, силы, давления : сб. науч. тр. / под ред. И.С. Саленко. – Л: Энергоатомиздат. Ленингр. отд., 1990. – С.104.

187. Соложенцев, Е.Д. Идентификация схематизированного цикла поршневого компрессора / Е.Д. Соложенцев // Конструирование, исследование, технология и организация производства компрессорных машин. – Москва, 1978. – С.3–7.
188. Способ интенсификации процесса охлаждения герметичных компрессоров посредством виброслоя // Патент 2246038 РФ / С.В. Гришутин, В.В. Самогаев.
189. Справка по унификации компрессоров АО «КОМПРЕССОР», подписанная начальником ЦКБ А.В. Бураковым
190. Страус, В. Промышленная очистка газов / В. Страус. – М.: Химия, 1981. – 616 с.
191. Тарасов, В.М. Компрессорные станции / В.М. Тарасов. – М.: Стройиздат, 1983. – 78 с.
192. Тартаковский, Д.Ф., Метрология, стандартизация и технические средства измерений / Д.Ф. Тартаковский, А.С. Ястребов // Учеб. для вузов. — М.: Высшая школа, 2001. – 205 с.: ил.
193. Твелчрелидзе, А.К. Исследование влияния основных геометрических соотношений на экономическую эффективность поршневых компрессоров двойного действия общего назначения [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / А.К. Твелчрелидзе. – Москва, – 1974. – 16 с.
194. Теория механизмов и механика машин : учебник для вузов / [Г.А. Тимофеев и др.]; под ред. Г.А. Тимофеева. — 8-е изд. перераб. и доп. — Москва : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 566 с.
195. Тиль, Р. Электрические измерения неэлектрических величин: пер. с нем. / Р. Тиль. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 192 с.
196. Тимошенко, С.П. Пластинки и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер – М.: Либроком, 2009. – 640 с.
197. Титов, Д.С. Исследование влияния неплотностей рабочей камеры на рабочий процесс сверхтихоходных длинноходовых поршневых компрессорных и

насосных агрегатов / Д.С. Титов, И.С. Бусаров, С.С. Бусаров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2019. – №6. – С.25–27.

198. Титов, Д.С., Экспериментальное определение условных зазоров цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов / Д.С. Титов, И.С. Бусаров, С.С. Бусаров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2019. – Т.3, №1. – С.50–56.

199. Титов, Д.С. Разработка и исследование длинноходовой поршневой компрессорной ступени с упругодеформируемым тонкостенным цилиндром: дис. канд. техн. наук / Д.С. Титов. – Санкт-Петербург, 2022. – 197 с.

200. Тихонов, А.Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М., 1972. – 283 с.

201. Трение и модифицирование материалов трибосистем : учеб. пособие для вузов по специальности "Триботехника" / Ю.К. Машков [и др.] ; под. ред. Ю.К. Машкова ; РАН Сиб. отд-ние, Ин-т сенсор. микроэлектроники. – М. : Наука, 2000. – 280 с.

202. Трение, изнашивания и смазка. В 2 кн. Кн. 2 : справочник / В.В. Алисин [и др.] ; под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М. : Машиностроение, 1979. – 358 с. : ил.

203. Триботехническое материаловедение и триботехнология : учеб. пособие / Н.Е. Денисова [и др.] ; под редакцией Н.Е. Денисовой. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2006. – 247 с.

204. Федоренко, С.В. Исследование изменения температуры газа в цилиндрах поршневых компрессоров [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / С.В. Федоренко. – М., 1977. – 16 с.

205. Федоров, В.В. Теория оптимального эксперимента. / В.В. Федоров. – М.: Наука, 1971. – 283 с.

206. Федяков, Е.М. Измерение переменных давлений / Е.М. Федяков, В.К. Колтаков, Е.Е. Богдатыев. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 216 с.

207. Фотин, Б.С. Поршневые компрессоры / [и др.]: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности “Холодильные и компрессорные машины и установки”. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. – 372 с.
208. Фотин, Б.С. Рабочие процессы поршневых компрессоров: автореф. дис. канд. техн. наук / Б.С. Фотин. – Л.: ЛПИ им М.И. Калинина, 1974. – 34 с.
209. Френкель, М.И., Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования / М.И. Френкель – 3–е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.
210. Ходырев, А.И. Влияние впрыска жидкости на рабочий процесс поршневого компрессора / А.И. Ходырев, В.В. Муленко, О.С. Гацולהв // М.: ЦИНТИхимнефтемаш., 1986. – №11944-ХН. – 9 с.
211. Ходырев, А.И. Повышение эффективности работы поршневых компрессоров путем испарительного охлаждения сжимаемого газа [Текст] / дисс... канд. техн. наук. — М., 1984. — 216 с.
212. Холл, Дж. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений: пер. с англ. / Дж. Холл, Дж. Уатт. – М.: Мир, 1979. – 312 с.
213. Холодильные машины / А.В. Бараненко [и др.] - СПб.: Политехника, 1987. – 992 с.
214. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, Л.С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил.
215. 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.
216. Цветкова, Н.И. Опытное исследование теплоотдачи в двигателях внутреннего сгорания / Н.И. Цветкова // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1959. – №10. – С.84–90.

217. Челябинский компрессорный завод [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2000. – URL: <https://www.chkz.ru/> (дата обращения: 01.07.2022). – Режим доступа: свободный.
218. Чистяков, В.С. Краткий справочник по теплотехническим измерениям / В.С. Чистяков. – Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 320 с.
219. Шоланов, К.С. Синтез схемы строения и решение задачи позиционирования параллельного манипулятора платформенного типа / К.С. Шоланов // Мехатроника, автоматизация и управление. – 2014. – № 11. – С. 84–87.
220. Щерба, В.Е. Повышение эффективности работы объёмного компрессора с внешним сжатием путём впрыска жидкости / В.Е. Щерба // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1985. – №5. – С.71–76.
221. Щука, И.О. Повышение эксплуатационных свойств мембранного блока мембранно-плунжерного компрессора [Текст]: дис. канд. техн. наук / И.О. Щука // ОмГТУ. – Омск, 2012. – 162 с.
222. ЭКОНОМОС, [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. – URL: <http://www.eemg.ru/> (дата обращения: 03.07.2022). – Режим доступа: свободный
223. Электрические измерения неэлектрических величин. / под ред. Новицкого. – Л.: Энергия, 1975. – 576 с.
224. ЭЛКОНТ [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. – URL: <https://elcont-complect.ru/> (дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный
225. Юдин, Ю.В. Организация и математическое планирование эксперимента : учебное пособие / Ю.В. Юдин, М.В. Майсурадзе, Ф.В. Водолазский.— Екатеринбург : Изд-во Урал.ун-та, 2018. – 124 с.
226. Юша, В.Л. Экспериментальная оценка эффективности рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов / В.Л. Юша, А.В. Недовенчаный, С.С. Бусаров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2018. – №8. – С.27–29.

227. Юша, В.Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров / В.Л. Юша // – Новосибирск: Наука, 2006. – 286 с.
228. Юша, В.Л. Оценка негерметичности самодействующих клапанов с эластомерными конструктивными элементами и её влияния на рабочий процесс тихоходных поршневых компрессорных ступеней / В.Л. Юша, С.С. Бусаров, И.С. Бусаров // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – №3. – С.9–13.
229. Юша, В.Л. Анализ температурного режима тихоходной ступени при изменении соотношения времени прямого и обратного хода поршня / В.Л. Юша, С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2018. – Т. 2, № 4. – С.21–26.
230. Юша, В.Л. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бесшмазочных компрессоров / В.Л. Юша // Вестник международной академии холода. – 2004. – Вып.4. – С.53–60.
231. Юша, В.Л. Влияние микрооребрения на мгновенный коэффициент теплоотдачи в рабочей камере бесшмазочного поршневого компрессора / В.Л. Юша, С.С. Бусаров, Д.Г. Новиков // Химическое и нефтегазовое машиностроение – 2007. – №11 – С.19–21.
232. Юша, В.Л. Интенсификация внешнего охлаждения бесшмазочных компрессоров/ В.Л. Юша, С.С. Бусаров // Холодильная техника. – 2006. – №2. – С.24–28.
233. Юша, В.Л. Исследование процессов теплопередачи в ступени поршневого компрессора при несимметричном температурном поле/ В.Л. Юша, С.С. Бусаров, В. И. Криницкий // Известия Вузов. Горный журнал. – 2007. – №6. – С.59–66.
234. Юша, В.Л. К вопросу о влиянии охлаждения ступени компрессора объёмного действия на его конструктивные и эксплуатационные характеристики / В.Л. Юша. [и др.] / ОмГТУ. – Омск, 2001. – С.10.
235. Юша, В.Л. Повышение экономичности и безопасности работы винтового компрессора с газожидкостным рабочим телом. - дис. ... канд. техн. наук. / В.Л. Юша. – Омск, 1986. – 273 с.

236. 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.

237. Яцких, В.Г. Горные машины и комплексы / В.Г. Яцких и др. Изд. 4-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1974. – 416 с.

238. Aistov, I.P. Analysis of load conditions of piston pump unit cylinder under temperature effects / I.P. Aistov, K.A. Vansovich, S.S. Busarov, and D.S. Titov // Oil and Gas Engineering (2019). – AIP Conf. Proc. 2141. – P.030002-1–030002-7. – <https://doi.org/10.1063/1.5122056>.

239. Aistov, I.P. Analysis of temperature effect on deformation of low-speed compressor unit stage cylinder / I.P. Aistov, K.A. Vansovich, S.S. Busarov, Yu.N. Panin, and D.S. Titov // Oil and Gas Engineering (2019). AIP Conf. Proc. 2141. – P.030002-1–030002-7. <https://doi.org/10.1063/1.5122052>.

240. Aistov, I.P. Evaluation of Stress-Strain State of the Slow-Speed Compressor Cylinder / I.P. Aistov, K.A. Vansovich, S.S. Busarov, D.S. Titov // Oil and Gas Engineering (OGE-2018). – AIP Conf. Proc. 2007. – P.030064-1–030064-7.

241. Aistov, I.P. Assessment of the loaded state of the piston unit cylinder stage taking into account of temperature exposure / and K.A. Vansovich // J. Phys.: Conf. Ser. – 1260. – 112002 (2019). – <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1260/11/112002>.

242. An, X. Fatigue strength and analysis of diesel engine piston on finite element analysis //X.W. An, G. Hui / Advanced Material Research. 2010. Vol. 156. P.1086–1089.

243. Asseal [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://aesseal.su/cntnt/kontakti.html> (дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

244. AUTOR [Электронный ресурс]: Компрессор для аэрографии tnt-air AS-06/ компания. – электронный каталог. – 2022. –URL: <https://store.autornn.ru/?id=7615&sid=7598>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

245. AUTOR [Электронный ресурс]: компрессор мембранный JAS 1201/ компания. – электронный каталог. – 2022. –URL: <https://store.autornn.ru/compressor/jas/2/jas1201/> (дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.
246. Berton [Электронный ресурс]: компрессор HIBLOW HP-60/ компания. – электронный каталог. – 2000. –URL: <https://www.hiblow-compressors.ru/catalog/compressor/hiblow-hp/kompressor-hiblow-hp-60/> (дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный
247. Bland, J. "Statistics notes: measurement error / J. Bland, Douglas G. Altman Martin, //Bmj. –1996. – Vol. 313 (7059). – P.744.
248. Busarov, S.S. Studies of the effect of leaks of the working chamber on the working process of long-stroke ultra-low-speed piston compressor and pump units/ S.S. Busarov, I.S. Busarov, D.S. Titov// Chemical and Petroleum Engineering. – 2015. – Vol. 55, P.480–485. DOI: 10.1007/s10556-019-00649-y
249. 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>.
250. Busarov, S.S., Comparative Analysis of the Magnetolectric Drive with Linear Drives of Low-Speed Single-Stage Piston Units / S.S. Busarov, A.V. Nedovenchanyi, A.A. Tatevosyan// AIP Conference Proceedings 2285, 030066 – 2020. – P.030066-1–030066-8. Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/5.0027290>.
251. Busarov, S.S. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units/ S.S. Busarov, V.L. Yusha, I.S. Busarov, R.E. Kobilsky // Chemical and Petroleum Engineering. – 2020. – Vol. 56, Nos. 7-8, P.664–672. DOI 10.1007/s10556-020-00824-6.
252. 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:

Journal of Physics: Conf. Series 1260 (2019) 062026, P.1–8. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/6/062026.

253. Busarov, S.S. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors / S.S. Busarov, V.L. Yusha, V.G. Dengin, A.V. Nedovenchanyi, A.Yu. Gromov // International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2015 – P.264–269.

254. Busarov, S.S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor / V.L. Yusha, R.Yu. Goshlya, // International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016. – P.297–302.

255. Busarov, S.S. Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with the increased piston stroke / S.S. Busarov, V.L. Yusha, V.G. Den'gin V.I. Karagusov // 8thInternational Conference on Compressors and Coolants, 2013, Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. – P.22.

256. Chrustalev, B.S. and Bulanov, V.P. "Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases" / B.S. Chrustalev, V.B. Zdalinsky // (1996). International Compressor Engineering Conference. Paper 1108. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108>.

257. Cochran, W.G. Technometrics / W.G. Cochran – 10, No. 4 (Nov., 1968), P.637-666: <http://www.jstor.org/stable/1267450B>.

258. Compressed air spirales non lubrifiees // Mach. Prod. – 1993. – №596, Supl. – P.87.

259. Compressor Engineering Conference. Paper 295. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295>.

260. CPI [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://www.cpicompression.com/>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

261. Davies, R. Mathematical modeling of reciprocation air compressors / R. Davies, A. Bell // Mining Technol. – 1987. – 69, №795. – P.13–14.

262. 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.
263. DIN 11866-2016. Stainless steel components for aseptic applications in the chemical and pharmaceutical industry. Tubes // <http://www.standards.ru/document/6259831.aspx>.
264. E. Shashi Menon, Working Guide to Pump and Pumping Stations. 2010. – 304 p.
265. EUROTRAIN [Электронный ресурс]: AS09 Компрессор мембранный / компания. – электронный каталог. – 2022. – URL: <https://www.eurotrain.ru/catalog/aksessuary-dlya-modelirovaniya.html/nid/19074> (дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.
266. Freudenberg [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://aprb.ru/brand/freudenberg-simrit-merkel/>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.
267. 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.
268. GGB [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://www.tadviser.ru/index.php/%D0%9A%D0%BE%D0%BC%D0%BF%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D1%8F:GGB>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.
269. Gudimetal, P. Finite element analysis of reverse engineered internal combustion engine piston/ P. Gudimetal, C.V. Gopinath // Asian International Journal of Science and Technology in Production and Manufacturing Engineering. 2009. Vol. 2(4). P. 85–92.
270. Hafner, J. "Dynamic Modeling of Reciprocating Compressor" (1990). / J. Hafner, B. Gaspersic//International Compressor Engineering Conference. Paper 708. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/708>.

271. Kamatics [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://www.kaman.com/brands/kamatics/>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа, свободный.
272. Kaydon [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://www.kaydonbearings.com/>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.
273. Lokesh, S. Finite element analysis of piston in ANSYS/ S. Lokesh, S. Suneer, R. Taufeeque // International Journal of Modern Trends in Engineering and Research. 2015. Vol. 2. P.619–626.
274. "Low Flow Displacement Compressor:Thermodynamical Process Analysis" (1992)/ M.M. Perevozchikov, I.B. Pirumov, B.S. Chrustalyov, K.S. Ignatiev, A. Taha // International Compressor Engineering Conference. Paper 937. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/937>.
275. Luszczycski, M. "Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves" (1992). International Compressor Engineering Conference. Paper 918. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/918>.
276. MacLaren, John F. "Modelling of compressors and valves / Proceedings Institute of Refrigeration. – London/ 1974 – 1975.).
277. Madenci, E. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. – DOI 10.1007/978-1-4899-7550-8.
278. Martin, J. Statistics notes: measurement error. / J. Martin, D.G. Altman // Bmj313.7059 pp.: 744. (1996).
279. McCormac, Jack C. Structural Steel Design (4th ed.). Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall. ISBN 978-0-13-221816-0.
280. Modelling of Refrigeration Piston Compressors (2000). International Compressor Engineering Conference/ J.M. Corberan, J. Gonzalvez, J. Urchueguia, A. Calas // Paper 1436. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1436>.
281. Nedovenchanyi, A.V. Analysis of the operating cycle efficiency of the long-stroke slow stage under thechanging ratio of the piston forward and backward stroke time

/ A.V. Nedovenchanyi, V.L. Yusha, S.S. Busarov // AIP Conference Proceedings 2007, 030057 (2018); – P.030057-1–030057-6.

282. Plastinin, P. and Sergei Fedorenko. "Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques with a Mathematical Model" (1978). International.

283. Parker [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://www.parker.com.ru/>(дата обращения: 15.11.2022). – Режим доступа: свободный.

284. Pnevmat [Электронный ресурс]: Remington / интернет – магазин. – каталог. – 2013. –URL: <https://pnevmat24.ru/nasos-remington-k-vintovkam-рр-сhерну/>(дата обращения:15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

285. Seal-Jet [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://www.skf.com/group/products/industrial-seals/machined-seals/skf-seal-jet-dd-system>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

286. Semi-Hermetic Compressors Sprężarki pól hermetyczne Полугерметичные компрессоры [Электронный ресурс] / EMERSON climate Technologies. – электрон. каталог. – 2022. – URL: <https://copeland.su/files/DWM.pdf> (дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

287. Shamban [Электронный ресурс] / компания. – сайт. – 2022. –URL: <https://hydrohype.ru/products/busak-shamban-uplotneniya>(дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

288. Stream - современные полугерметичные поршневые компрессоры [Электронный ресурс] / EMERSON climate Technologies. – электрон. каталог. – 2022. –URL: https://copeland.su/files/TSH137-RU-1201_Stream_Broch_Final_LD_0.pdf (дата обращения: 15.09.2022). – Режим доступа: свободный.

289. Titov, D.S. Analysis of temperature effect on deformation of low-speed compressor unit stage cylinder / D.S. Titov, S.S. Busarov, I.S. Busarov. // AIP Conference Proceedings. – 2019. – P.030002-1–030002-7. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/1.5122052>

290. Vaishali, R.N. Stress analysis of piston using pressure load and thermal load / R.N. Vaishali, S.D. Khamankar // International Journal of Mechanical Engineering. 2015. Vol. 3. P.1–8.
291. Vetter, H. The Sulzer Oil-Free Labyrinth Piston Compressor» / H. Vetter // International Compressor Engineering Conference, Purdue University. – 1972. – P.221–228.
292. Von Mises Criterion (Maximum Distortion Energy Criterion). Engineer's edge. Retrieved 8 February 2018. https://www.engineersedge.com/material_science/von_mises.htm.
293. Walty, F.D. Поршневой компрессор без цилиндровой смазки/ F.D. Walty, / F.D. Walty //Engineering, IV. – 1954.
294. Yongjun, N. Finite Element Modeling and Analysis for Key Parts of a New type Internal Combustion Engine / N. Yongju // International Conferences on Computer Application and System Modeling. – 2010. Vol. 8. – P.181–184.
295. Yusha, V. L. Influence of wall thickness and properties of structural materials on the discharge temperature and strength characteristics of slow-speed long-stroke stages / V.L. Yusha, S.S. Busarov, I.P. Aistov, D.S. Titov and K.A. Vansovich // Oil and Gas Engineering (OGE-2017). – AIP Conf. Proc. 1876 – P.020040-1–020040-8.
296. Yusha, V.L. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors/ V.L. Yusha, S.S. Busarov, V.I. Karagusov // Chemical and Petroleum Engineering. – 2015. – Vol. 51. – P.177– 82. – doi:10.1007/s10556-015-0020-5.
297. Yusha, V.L. Analysis of thermal state of finitely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage / V.L. Yusha, S.S. Busarov, A.V. Nedovenchanyi, D.S. Sazhin, A.Yu. Gromov // Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 52, Nos. 9–10, January, 2017).
298. 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).