

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

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Омск 2024

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Омский государственный технический университет»

**Научный консультант:** доктор технических наук, профессор  
**Юша Владимир Леонидович**

**Официальные оппоненты:**

**Пронин Владимир Александрович**

доктор технических наук, профессор, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики», профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы»

**Никифоров Александр Георгиевич**

доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Смоленская государственная сельскохозяйственная академия» (ФГБОУ ВО Смоленская ГСХА), профессор кафедры «Механизации»

**Елагин Михаил Юрьевич**

доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тульский государственный университет», профессор кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство»

**Ведущая организация:** федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», г. Москва

Защита состоится «17» мая 2024 г. в 14:00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.312.11, созданного на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Казанский национальный исследовательский технологический университет» по адресу: 420015, Казань, ул. Карла Маркса, 68, Зал заседаний Ученого совета (А-330).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет», а также на официальном сайте <https://www.kstu.ru/servlet/contentblob?id=483646>.

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 г.

Ученый секретарь диссертационного совета 24.2.312.11,  
д.т.н., доцент



А.В. Герасимов

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

### **Актуальность темы исследования**

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. Современные компрессоры, обеспечивающие давление нагнетания 1-15 МПа позволяют проработать в автономных условиях не более 10 тыс. ч., 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, а в отдельных случаях – 80 000 часов. Такие показатели ресурса в настоящее время не удаётся обеспечить по причине отказов основных функциональных элементов компрессорных ступеней – клапанов, 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. Кроме этого, безусловными критериями конкурентоспособности компрессорного оборудования остаются его себестоимость, технологичность, импортонезависимость.

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.

Учитывая вышесказанное, актуальность данной работы заключается в отсутствии научно-технологического задела для создания малорасходных бесшмазочных компрессоров среднего и высокого давления, существенно превосходящих разработанные 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 импортонезависимость 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.

### **Степень разработанности темы**

За рубежом созданием поршневых компрессоров с отсутствием смазки цилиндрической части рабочей камеры активно начали заниматься с начала 30-х годов 20 века. В СССР главным разработчиком компрессоров без смазки постановлением правительства №464 от 14.05.1964 г. был определен ЛенНИИхиммаш, в котором была создана специализированная лаборатория "Компрессоры без смазки". За период работы данного предприятия разработаны многие применяемые в современных машинах антифрикционные материалы, позволяющие обеспечить ресурс работы в 4000...8000 часов. Разработкой бессмазочных поршневых уплотнений, внедрением конструкций и методов их расчёта в нашей стране в различные годы занимались такие учёные как А.В. Захаренко, И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Ю.К. Машков, А.П. Болштянский; за рубежом - Ward I.R., Walty F.D., Gene Gilbert, Na Miao, Yinshui Liu и многие другие. Производством бессмазочных поршневых уплотнений и компрессоров на их базе успешно занимаются 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. Важнейшими конструктивными элементами, определяющими ресурс и энергетическую эффективность компрессорной ступени, являются самодействующие клапаны. Проблемами повышения ресурсных и газодинамических характеристик клапанов занимались такие авторы, как Н.А. Доллежал, 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. В настоящее время наиболее известными разработчиками клапанов являются такие фирмы, как ИЛКОМ, AGV Compressor Solution, KENTEK Finland, Noerbiger и др. Уровень ресурса современных самодействующих клапанов достигает 25000 часов. 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 АВАС Group, Remeza, Atlas Copco, Hitachi, HYUNDAI, Дрессер-Рэнд. Гарантированный ресурс непрерывной работы представленных компрессоров составляет 6000...12000 часов.

При решении задачи повышения ресурса и автономности компрессорного оборудования безусловно должна быть обеспечена его высокая энергоэффективность: для современных компрессоров рассматриваемого типа индикаторный изотермический КПД может достигать 0,8, полный

изотермический КПД  $-0,75$ . Удельные параметры малорасходных поршневых компрессоров ведущих производителей имеют следующие значения: удельная мощность - в пределах  $5...12$  кВт/(м<sup>3</sup>/мин); удельная металлоёмкость  $100...150$  кг/(м<sup>3</sup>/мин). Вопросам повышения энергоэффективности компрессорного оборудования уделялось пристальное внимание в исследованиях таких учёных как Френкель М.И., Фотин Б.С., Пластинин П.И., Прилуцкий И.К., Хрусталева Б.С., Кабаков А.Н., Щерба В.Е., Парфёнов В.П., Юша В.Л., Walty F.D., Cochran W.G., Vetter H., Khamankar S.D., MacLaren John F., Luszczycki M., Hafner J., Gaspersic B. и др.

Таким образом, несмотря на имеющийся научно-технологический задел в отечественном и зарубежном компрессоростроении, в настоящее время отсутствуют технологии, обеспечивающие создание бесшумных 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 все возрастающих требований к отечественному машиностроению.

### **Цель диссертационной работы**

Научное обоснование и определение основных направлений повышения ресурса и обеспечения высокой технологичности и энергоэффективности бесшумных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления для условий длительной автономной эксплуатации.

### **Задачи:**

1. Обосновать целесообразность и доказать возможность создания бесшумных 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 бесшумных тихоходных длинноходовых компрессоров среднего и высокого давления.

3. Разработать обобщённую модель рабочих процессов поршневых бесшумных 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 бесшмазочных 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 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 бесшмазочных 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 бесшмазочных 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 бесшмазочных 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 бесшумных 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; проверка 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.

#### **Личный вклад автора**

Автором сформулирована научная проблема, цель и задачи диссертационного исследования, выполнен анализ полученных результатов и разработаны рекомендации по повышению характеристик малорасходных бесшумных компрессоров среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых поршневых ступеней, разработана инженерная методика расчёта производительности и динамики таких ступеней. Под руководством и с участием автора разработаны запатентованные конструкции компрессорной ступени с повышенным ресурсом и повышенным отношением давления нагнетания к давлению всасывания, а также конструкции функциональных элементов такой ступени; выполнены теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов бесшумных тихоходных длинноходовых поршневых ступеней и их отдельных функциональных элементов, в том числе при циклически деформируемом состоянии цилиндрической части рабочей камеры, эластомерных элементов клапанов и цилиндропоршневого уплотнения, сформулированы задачи по совершенствованию и промышленному освоению бесшумных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления на базе поршневых тихоходных длинноходовых ступеней.

#### **Основные положения диссертации, 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 бесшумных 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.

**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 работы**

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, 2012–2023г.г.); 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 «Ученые Омска – региону» (г. Омск, 2021 г.), Всероссийской научно-технической молодежной конференции посвященной 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.

Работа выполнена при поддержке 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”.

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано 150 научных печатных работ, из них 37 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ; 40 в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science; получены 13 патентов на полезную модель, 6 патентов на изобретение и 3 программы для ЭВМ.

### **Соответствие паспорту специальности**

Тема работы полностью соответствует п. 1, 2, 3 и 4 паспорта специальности 2.5.10. Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы.

### **Структура и объём работы**

Диссертация состоит из введения, 9 глав, заключения, списка использованных источников. Содержит 325 страниц текста, 238 рисунков, 42 таблицы. Список использованных источников содержит 298 наименований.

### **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность диссертационного исследования, сформулирована научная проблема, научная новизна и практическая ценность, представлено краткое содержание диссертации.

**В 1 главе** выполнен обзорный анализ существующих компрессорных технологий для сжатия газов до средних и высоких давлений и конструктивных решений для их реализации (многоступенчатые поршневые компрессоры (МПК), мембранные компрессора (МК), а также компрессоры кратковременно-периодического действия (ПКПД); выявлены достижимые эксплуатационные параметры этого оборудования. Так, для малорасходных МПК, как правило, гарантированный ресурс непрерывной работы составляет не более 12000 часов, изотермический КПД – 0,7...0,85, коэффициент применяемости до 0,94; коэффициент повторяемости 12...16, удельная мощность - в пределах 5...12 кВт/(м<sup>3</sup>/мин); удельная металлоёмкость 100...150кг/(м<sup>3</sup>/мин). Для МК гарантированный ресурс непрерывной работы составляет не более 5000...6000 часов, изотермический КПД – около 0,85, коэффициент применяемости до 0,94, коэффициент повторяемости - 12...16, удельная мощность находится в пределах 20...50 кВт/(м<sup>3</sup>/мин); удельная металлоёмкость 3000...4000кг/(м<sup>3</sup>/мин). У ПКПД ресурс обычно не превышает 2500 часов, параметры по энергоэффективности и унификации не отличаются от параметров МПК, удельные показатели: удельная мощность находится в пределах 8-80 кВт/(м<sup>3</sup>/мин); удельная металлоёмкость 100...400 кг/(м<sup>3</sup>/мин).

Установлено, что обеспечение повышенного отношения давления нагнетания к давлению всасывания в одноступенчатых компрессорах возможно при величине относительного мёртвого объёма не более 0,9% и показателе политропы сжатия не более 1,08, то есть при использовании поршневых тихоходных длинноходовых компрессоров (ТДК). Особенностью их

функционирования является длительное время цикла (более 2 с), то есть ступени тихоходные и отношение длины хода поршня к диаметру цилиндра не менее 10 - длинноходовые. Преимущества такой конструкции перед существующими аналогами: возможность получения высоких давлений нагнетания в одной ступени при удовлетворительных температурных режимах работы компрессора; возможность обеспечения повышенного ресурса работы поршневых уплотнений за счёт низкой скорости движения поршня; возможность обеспечения высокой технологичности; возможность высокой степени уравниваемости; возможность реализации энергоэффективных законов движения поршня. К недостаткам существующих ТДК можно отнести неспособность конструкций поршневых уплотнений и клапанов обеспечить герметичность рабочей камеры при времени цикла более 2 с; повышенные поршневые усилия по сравнению с МПК; недостаточно высокие показатели по ресурсу и технологичности.

Таблица 1 – Сопоставление характеристик малорасходных компрессоров среднего и высокого давления

Характеристики	МПК	МК	ПКПД	ТДК (прогноз)
Максимальная температура, °С	170	170	140	<b>160</b>
Поршневые усилия	+	-	+	-
Унификация	Кпр = 0,8...0,97; Кпов >12			<b>Кпр = 0,99 Кпов &gt;15</b>
Энергоэффективность (изотермический индикаторный КПД)	0,7...0,8	0,85	0,6	<b>0,7...0,95</b>
Удельная мощность, кВт/(м <sup>3</sup> ·мин)	5...6,5	20...50	8-80	<b>4</b>
Удельная масса, кг/(м <sup>3</sup> ·мин)	100...150	3000...4000	100...400	<b>150</b>
Количество систем, узлов и деталей	- -	- -	+	+
Ресурс	12 000	5000...6000	2500	<b>100 000</b>

Сопоставление положительных и отрицательных факторов рассмотренных конструкций позволяет говорить о высокой конкурентоспособности малорасходных компрессоров на базе ТДК; основным преимуществом ТДК по сравнению с МПК, МК и ПКПД является возможность обеспечения повышенного ресурса работы, высокой энергоэффективности и технологичности. Однако эти преимущества требуют реализации в виде новых технических решений.

Общее состояние научно-технических разработок отмечено выше. Теоретические и экспериментальные методы исследования рабочих процессов и функционирования основных элементов поршневых компрессоров широко представлены в мировой и отечественной практике компрессоростроения, в том числе в работах таких авторов как Френкель М.И., Фотин Б.С., Пластинин П.И., Прилуцкий И.К., Хрусталева Б.С., Тимошенко С.П., Мяченков В.И., Кабаков

А.Н., Калекин В.С., Щерба В.Е., Болштянский А.П., Юша В.Л., Donnell L.H., Давиденкова Н.Н., Касаткина Б.С., Махутова Н.А., Павлова П.А., Rosen B.W., Hashin Z. и многих др. Исследованию рабочих процессов ТДК посвящены работы Громова А.Ю., Недовенчаного А.В., Титова Д.С. Однако данные пилотные работы с участием автора настоящей диссертации посвящены лишь оценке принципов создания компрессоров с повышенным отношением давления нагнетания к давлению всасывания и не позволяют решить проблему обеспечения повышенного ресурса и высокой энергоэффективности и технологичности рассматриваемого объекта.

Проведённый анализ применяемых в компрессоростроении методов теоретических и экспериментальных исследований позволил обосновать целесообразность применения комбинированных моделей расчёта (рабочий процесс ТДК 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), определить инструментальную и методологическую базу для проведения экспериментальных исследований.

По результатам проведённого аналитического обзора сформулированы цель и задачи диссертационного исследования.

Во **2 главе** представлены модели основных функциональных элементов ТДК (клапаны, цилиндропоршневое уплотнение и гильза цилиндра), определяющие её ресурс, технологичность и энергоэффективность, и результаты их верификации.

Модель функционирования самодействующих клапанов с эластомерными элементами позволяет вычислить изменение геометрии эластомерного элемента при его деформации.

Полученные результаты по уменьшению периметра зазора для рассматриваемого профиля эластомерного элемента после его деформации при закрытом клапане представлены на рисунке 1. Для рассмотренной конфигурации эластомерного элемента уменьшение периметра может составить до 40% по сравнению с номинальным.

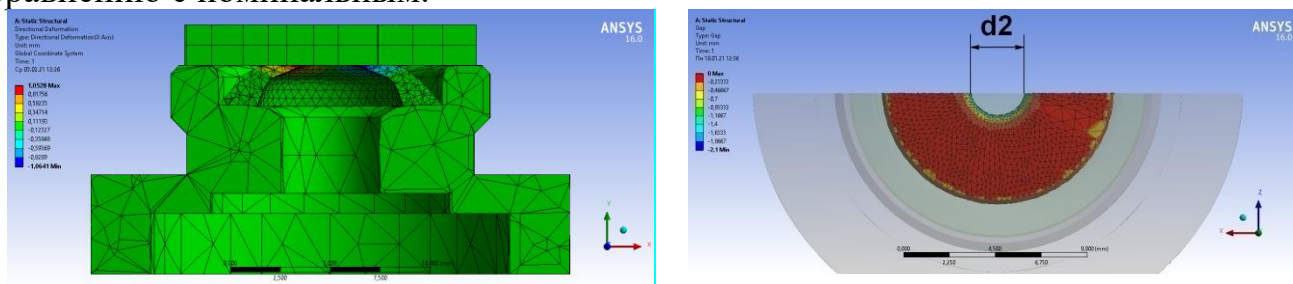


Рисунок 1 – Деформированное состояние эластомерного элемента клапана.  
Клапан закрыт

Применительно к рассматриваемому эластомерному элементу получена функция изменения диаметра щели между седлом и запорным элементом, применимая в обобщённой модели расчёта ТДК (формула (1) - пример данной функции для  $P_H=12,0$  МПа):

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

б) при  $0,6 < h < 0$ ,  $D(h_j) = -0,0019 \cdot h^3 + 0,0069 \cdot h^2 - 0,0017 \cdot h + 0,00195$ ; (1)

в) при  $h = 0$ ,  $D(h_j) = d2$ .

Так, представленные на рисунке 2 экспериментальная и теоретическая кривые, характеризующие изменение периметра щели в клапане, показали различие полученных результатов не более 11%.

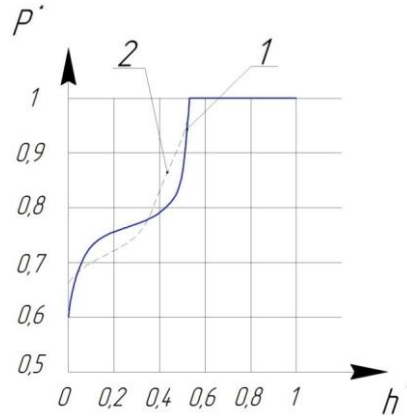


Рисунок 2 – Зависимость изменения относительного периметра от относительного перемещения пластины клапана: 1-теория; 2 - эксперимент

Для определения массового расхода газа через зазор между цилиндропоршневым уплотнением и стенкой цилиндра была разработана математическая модель 3-го уровня, которая позволяет оценить 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. Полученные функции перепада давлений на цилиндропоршневом уплотнении в зависимости от значения текущего времени  $T_j$  используются в модели расчёта параметров рабочего процесса ТДК в виде:

$$\Delta P_m = f(P_j, \delta_j, T_j) \quad (2)$$

Разработана модель расчёта радиальных деформаций стенок цилиндра, позволяющая получить зависимости  $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$  для разных условий закрепления, материалов, температур, конструкций рубашки охлаждения. Погрешность при этом не превышает 15%.

Таким образом, в обобщённой модели расчёта рабочего процесса ТДК в качестве приложений используются зависимости для определения функциональных характеристик клапанов и цилиндропоршневых уплотнений следующего вида:  $D(h_j)$ ;  $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$ ;  $\Delta P_m = f(P_j, \delta_j, T_j)$ .

В 3 главе представлена обобщённая модель расчёта рабочего процесса ТДК с упругодеформируемым цилиндром, самодействующими клапанами и поршневыми уплотнениями, содержащими эластомерные деформируемые элементы с использованием уточнённой математической модели рабочего процесса ТДК, в которой учитывается нестационарная теплопередача через стенки цилиндра применительно к основным размерам и параметрам ТДК, изменяющаяся величина площади зазоров в закрытых клапанах и в уплотнении цилиндропоршневой группы, перетечки газа через закрытые клапаны. Обобщённая расчётная схема поршневой ступени представлена на рисунке 3.

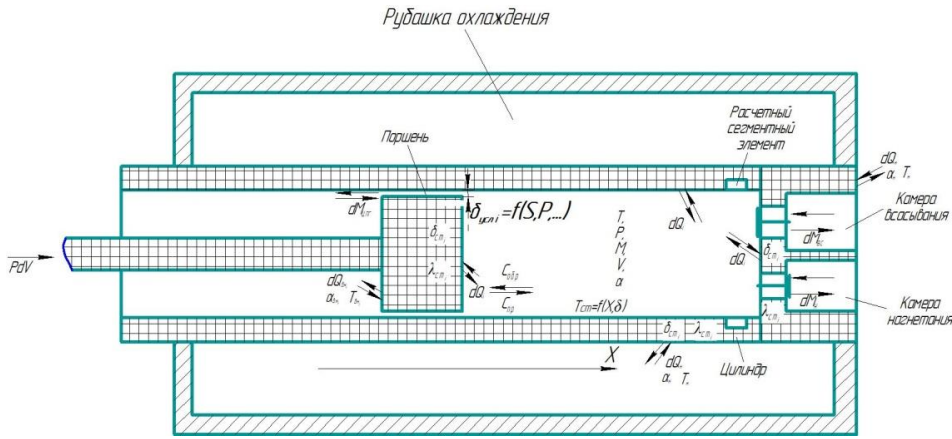


Рисунок 3 – Расчетная схема рабочего процесса ТДК

Приняты следующие упрощающие допущения: газовая среда непрерывна и гомогенна; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры.

Основные расчётные уравнения:

$$P_j = \frac{\xi_j \times m_j \times R \times U_j}{V_j \times C_{v,j}} \quad (3)$$

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \times i_j}{d\tau}, \quad (4)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}, \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \times S_D \times \frac{dx}{d\tau^2}, \quad (6)$$

В выражениях (3–6)  $U_0$  – начальное значение внутренней энергии газа, Дж;  $dU_j$  – изменение внутренней энергии газа, Дж;  $dQ_j$  – элементарный тепловой поток, К;  $dL_j$  – работа, совершённая над газом или самим газом, Дж;  $dm_j$  – изменение массы газа в рабочей камере, кг;  $i_j$  – энтальпия газа, Дж/кг;  $R$  – газовая постоянная, Дж/К·кг;  $\xi_j$  – коэффициент сжимаемости реального газа;  $V_j$  – объём газа, м<sup>3</sup>;  $C_{v,j}$  – объёмная теплоёмкость газа, Дж/м<sup>3</sup>·К.

Закон сохранения массы газа в рабочей камере ТДК описывается уравнением (7) и учитывает как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через циклически изменяющиеся зазоры в цилиндропоршневой группе и зазоры в закрытых клапанах:

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j \quad (7)$$



В качестве уточнения в данную методику в выражение для расчёта массового потока газа через закрытый клапан вводится изменяемая величина периметра прилегания запорного органа к седлу ( $\pi \cdot D(h_j)$ ):

$$\frac{dm_{ym,kl,j}}{dt} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j \cdot (\pi \cdot D(h_j) \cdot \delta_p) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (8)$$

и элементарные массовые потоки через цилиндропоршневое уплотнение:

$$\frac{dm_{yn,j}}{dt} = \alpha_j \times \varepsilon_j \times (D_u \times \delta_p(P_j, S_j, \tau_j)) \times \sqrt{2 \times \rho_j \times \Delta P_j}, \quad (9)$$

В выражениях (7-9)  $m_0$  – начальная масса газа в рабочей камере, кг;  $m_j$  – текущая масса газа в рабочей камере, кг;  $\alpha_j$  – коэффициент расхода;  $\varepsilon_j$  – коэффициент расширения газа;  $\Delta P_j$  – разность давлений газа до и после клапана или щели, Па;  $f_j$  – площадь проходного сечения в клапане, м<sup>2</sup>;  $\rho_j$  – плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $D_u$  – диаметр цилиндра КС, м.

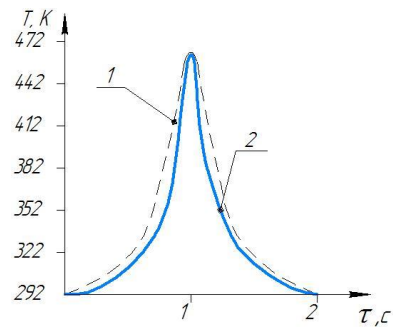
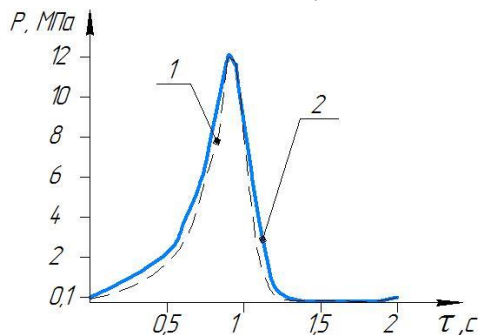
Уравнение динамики запорного органа содержит дополнительное слагаемое – силу упругости, действующую со стороны эластомерного элемента:

$$m_{nl} \cdot \frac{d^2 \vec{h}_j}{d\tau^2} = \vec{F}_{z,j} + \vec{F}_{np,j} + \vec{F}_{mp,j} + \vec{G} + \vec{F}_{эл,j}, \quad (10)$$

Процессы теплообмена описываются законом Фурье и уравнением Ньютона-Рихмана. За основу приняты известные эмпирические соотношения для расчёта коэффициента теплоотдачи в цилиндре поршневого компрессора. Проведённые экспериментальные исследования позволили адаптировать формулу Прилуцкого И.К. для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры. Уточнённое уравнение для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры ТДК для исследуемых газов имеет вид:

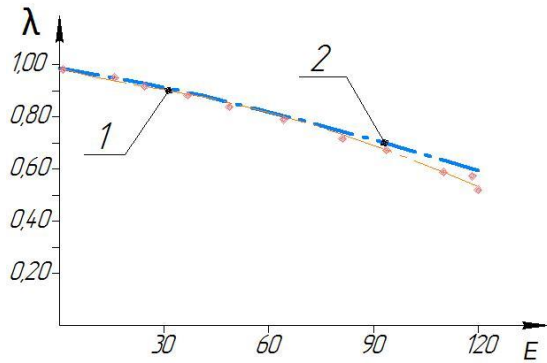
$$\begin{aligned} \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,27} W^{0,27} D^{0,73}_{экв} \text{ - воздух} \\ \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,8} W^{0,8} D^{0,2}_{экв} \text{ - двуокись углерода} \\ \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,15} W^{0,15} D^{0,85}_{экв} \text{ - гелий} \\ \alpha &= \lambda \cdot (\rho/\mu)^{0,35} W^{0,35} D^{0,65}_{экв} \text{ - метан} \end{aligned} \quad (11)$$

На рис. 4 представлены данные сопоставления теоретических и экспериментальных исследований проверки, расхождение между результатами составляет не более 12%.

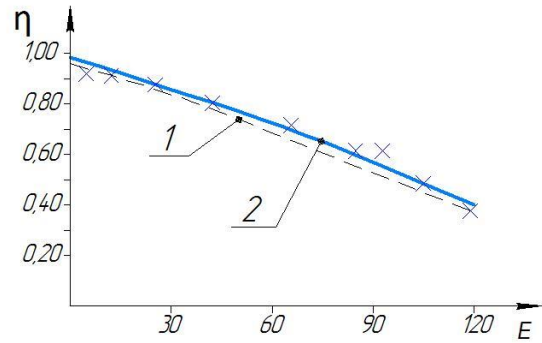


Индикаторная диаграмма ( $P_n = 12$  МПа;  $\tau = 2$  с)      Температурная диаграмма ( $P_n = 12$  МПа;  $\tau = 2$  с)





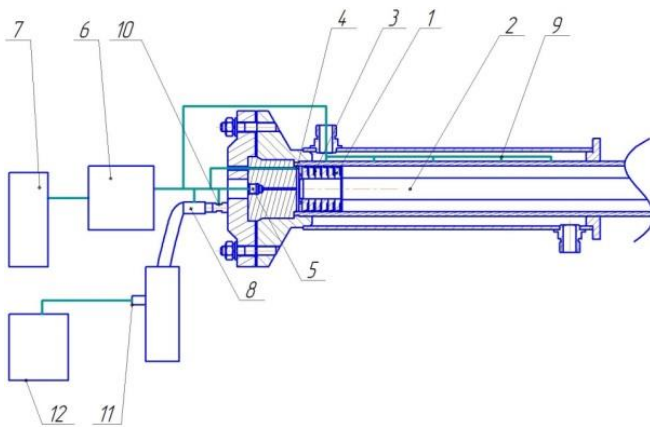
Влияние повышения давления на коэффициент подачи



Влияние повышения давления на индикаторный изотермический КПД

Рисунок 4 – Результаты сравнения экспериментальных и теоретических результатов определения текущих параметров состояния и интегральных характеристик ТДК при сжатии диоксида углерода: 1 - экспериментальная кривая; 2 - теоретическая кривая

В 4 главе представлены методики экспериментального исследования и стенды для их реализации, разработанные под руководством автора.



а



б

Рисунок 5 – Измерительная схема и общий вид экспериментального стенда: 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. б) газовой длинноходовой ступени: 1 – поршень; 2 – шток; 3 – манжетные уплотнения; 4 – датчик температуры; 5 – датчик давления; 6 – усилитель сигнала; 7 – цифровой запоминающий осциллограф; 8 – датчик расхода; 9 - редуктор; 10 – баллон. Получены результаты экспериментальных исследований рабочих процессов ТДК и интегральных характеристик с учётом деформированного состояния эластомерного элемента самодействующего клапана и изменяющегося зазора в цилиндропоршневом уплотнении.

Основной стенд (рис. 5) обеспечивает выполнение следующих измерений: продольных и радиальных деформаций, мгновенного давления и температуры в рабочей камере, средней температуры нагнетаемого газа и давления; производительности. Данные с датчиков передавались на цифровой запоминающий осциллограф через усилитель. Общая погрешность измерений

составила (не более): для деформаций – 1,15%, для давления – 1%, для температуры – 1,5 %, для расхода –1,5%.

Некоторые из полученных результатов экспериментальных исследований ТДК представлены на рис.6-8.

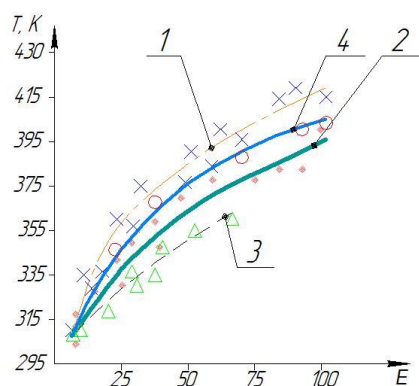


Рисунок 6 – Зависимость средней температуры нагнетаемого газа от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра: 1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – гелий; 4 – метан

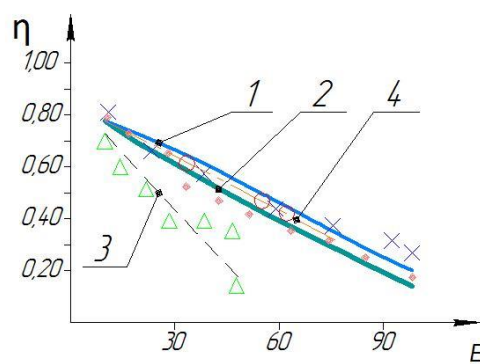
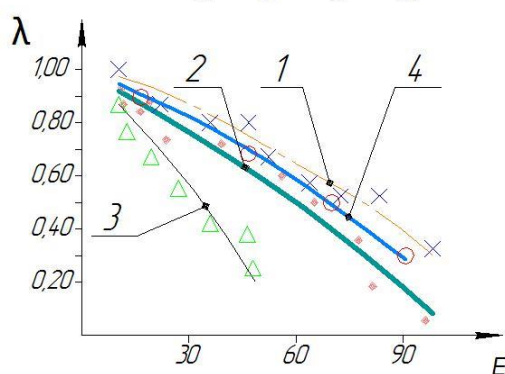


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД от степени повышения давления при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра ( $\tau=4$  с): 1 – диоксид углерода; 2 – воздух; 3 – гелий; 4 – метан

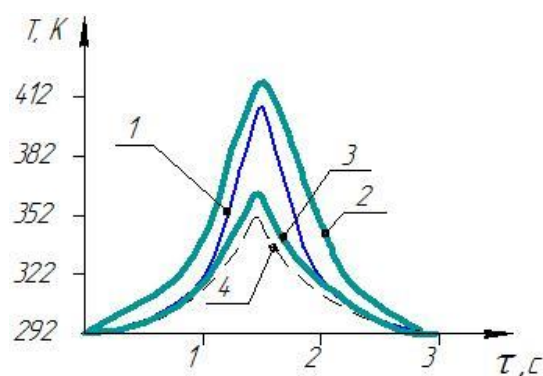
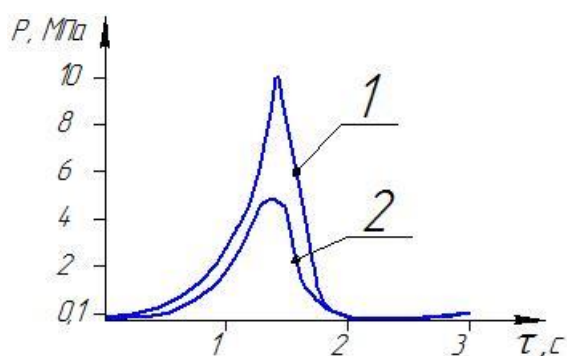


Рисунок 8 – Мгновенное давление и температура в рабочей камере за время цикла. Для давления: 1 –  $P_n=10,0$  МПа; 2 –  $P_n=6,0$  МПа. Для температуры: 1 – режим без охлаждения, 2 – режим с охлаждением ( $P_n=10$  МПа); 3 – режим без охлаждения, 4 – режим с охлаждением ( $P_n=6$  МПа)

Для исследования процессов течения газа через неплотности рабочей камеры был разработан экспериментальный стенд продувок цилиндро-поршневых уплотнений и клапанов. Некоторые из полученных экспериментальных результатов представлены на рисунке 9 и в табл.2.

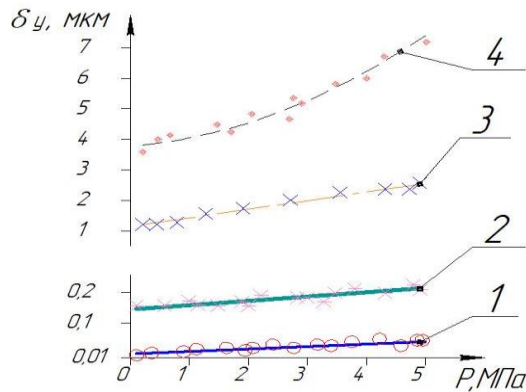


Рисунок 9 –Изменение зазора от перепада давления (рабочий газ - воздух): 1 – манжета; 2 – кольцо; 3 – лабиринт; 4 – плунжерная пара

Полученные результаты показывают, что применение эластомерных конструктивных элементов может позволить существенно снизить интенсивность газовых потоков через неплотности рабочей камеры, что имеет определяющее значение для рассматриваемого объекта исследования.

Таблица 2 – Условные зазоры клапанов в закрытом состоянии

Конструкция клапана	Условный зазор, мкм
Стальной клапан	0,45
Плоский клапан	0,5
Латунный клапан	0,68
Фторопластовое седло	0,31
Конусный стальной клапан	0,46
Клапан с эластомерным элементов в виде тора	0,081
Клапан с эластомерным элементов в виде конуса	0,055

Величина кольцевых деформаций стенки цилиндра  $\varepsilon^{\text{эксп}}$  определялась методом тензометрирования, и затем рассчитывались радиальные перемещения  $\Delta R^{\text{эксп}}$  по формуле:  $\Delta R^{\text{эксп}} = \varepsilon^{\text{эксп}} \cdot R$ . Расхождение между экспериментальными и расчётными результатами составляет не более 15%.

Кроме этого, были проведены экспериментальные исследования рабочих процессов двухступенчатого ПК на базе ТДК и получены интегральные характеристики, отражающие влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания на среднюю температуру газа, коэффициент подачи и индикаторный КПД ступени (рис.10).

Эти характеристики получены для давления нагнетания 10,0 МПа при давлении всасывания 0,1 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. Известно, что, в отличие от классической теории поршневых компрессоров, рациональное распределение отношения давлений между ступенями в МПК на базе ТДК может быть существенно неравномерным. Например, как показали результаты проведённого экспериментального исследования, при выборе в качестве минимально допустимых величин коэффициента подачи и КПД около 0,7, рекомендуемое

отношение давления нагнетания к давлению всасывания для первой ступени составляет от 10 до 50, а для второй – от 3 до 20 (при условии обеспечения допустимых температур нагнетания). Это позволяет предположить, что в ТДК определяющим фактором становится разность между давлениями нагнетания и всасывания, а не их отношение (как в быстроходных), что обусловлено интенсивным массообменом через неплотности рабочей камеры.

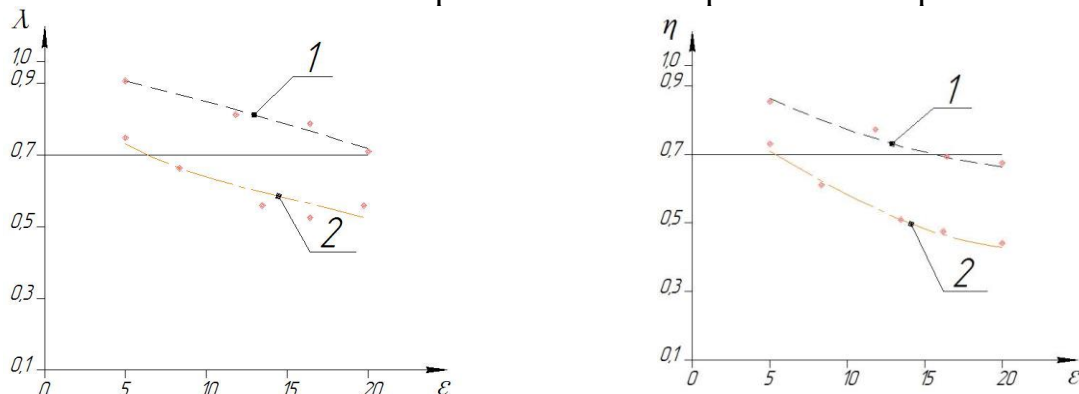


Рисунок 10 – Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания на коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД при времени цикла  $\tau=2\text{с}$ : 1 – первая ступень; 2 – вторая ступень

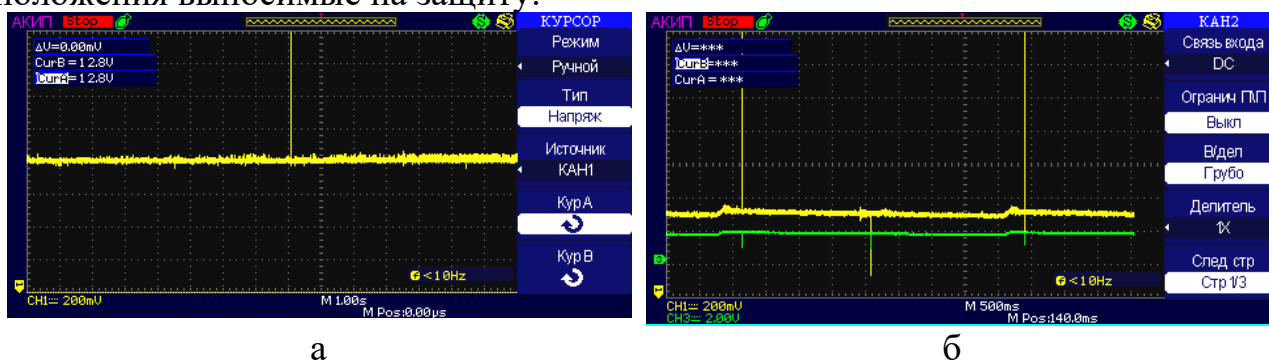
Одним из важных факторов, влияющих на работу поршневых компрессоров, являются пульсации давления газа в коммуникациях компрессора. Применительно к ТДК такие исследования ранее не проводились.

На рисунке 11 представлены примеры осциллограмм, иллюстрирующих колебания давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводе при всасывании атмосферного воздуха в ТДК с диаметром цилиндра 0,05 м и ходом поршня 0,5 м, время цикла 4 с, диаметр патрубков нагнетания и всасывания - 15 мм. Анализ представленных параметров изменения давления газа во всасывающем патрубке говорит о том, что пульсации давления газа в нём практически отсутствуют (амплитуда колебаний не превышает 300...500 Па – рис. 11а). На осциллограмме, представленной на рис. 11б, виден скачок давления в момент нагнетания сжатого газа, что по времени составляет около 5 % времени цикла; в связи с этим давление в нагнетательном патрубке можно считать постоянным, то есть не учитывать колебания давления газа.

Полученные результаты экспериментальных исследований 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 известным зависимостям, подтверждает достоверность полученных результатов. Отсутствие учёта колебаний газа при расчёте рабочего процесса ТДК ранее не приводило к значительной погрешности результатов. Как подтвердили экспериментальные исследования ТДК колебания давления в её коммуникациях незначительны, поэтому не имеет смысла усложнять существующую методику расчёта и вводить уточняющие уравнения.

Полученные экспериментальные данные позволили проверить разработанную обобщённую модель расчёта малорасходных ТДК

рассматриваемого типа; дать представление о возможностях перехода к многоступенчатому сжатию с использованием таких ТДК, оценить характер пульсаций давления газа в коммуникациях ТДК и подтвердить основные положения выносимые на защиту.



а

б

Рисунок 11 – Изменение давления во всасывающем трубопроводе при атмосферном давлении (а) и в нагнетательном трубопроводе при давлении нагнетания 10,0 МПа (б) при времени цикла 4 с

Вопросы экспериментального исследования ресурса основных функциональных компонентов ТДК рассмотрены в 7 главе.

В пятой главе выполнен анализ основных направлений повышения энергетических характеристик рассматриваемых малорасходных компрессоров.

Проанализируем выигрыш в работе при реальных условиях эксплуатации многоступенчатых компрессорных ступеней. На рисунке 12 представлены индикаторные диаграммы ТДК и четырехступенчатого МПК; видно, что индикаторная работа у ТДК меньше на 7...15% по сравнению с МПК.

При длительном времени цикла обеспечение режима движения с большей скоростью при низком давлении и низкой скоростью при высоком давлении позволяет снизить колебания мощности (рисунки 13). Для гидравлического привода определены законы движения поршня, позволяющие максимально снизить потребляемую мощность. В качестве примера закон перемещения поршня для случая, представленного на рисунке 13, можно описать соотношением (12).

$$S(\tau) = -0,0492 \cdot \tau^2 + 0,4201 \cdot \tau - 0,4514, \quad (12)$$

При реализации рационального закона движения снижение колебаний мощности достигает 3 – 5 раз по сравнению с режимом движения поршня с постоянной скоростью (рис.13).



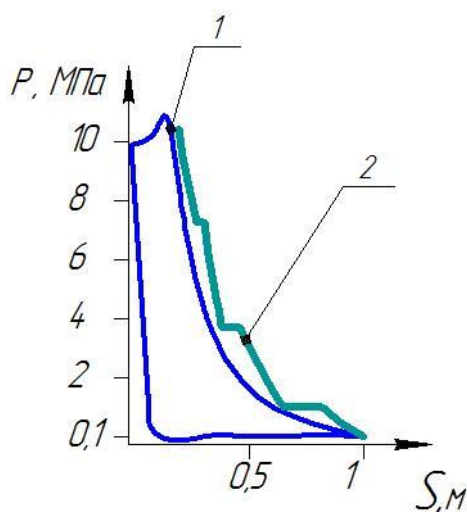


Рисунок 12 – Индикаторная диаграмма при  $D_{ц} = 0,05\text{ м}$ ,  $S_{п} = 0,5\text{ м}$ ;  $P_{н} = 10,0\text{ МПа}$ :

1 – рабочий процесс в тихоходной ТДК при  $\tau = 2\text{ с}$ ;  
2 – рабочий процесс четырехступенчатого МПК при  $\tau = 0,04\text{ с}$

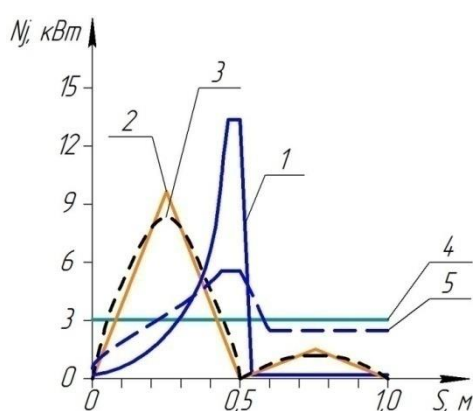


Рисунок 13 – Зависимость мощности от времени: 1 – движение с постоянной по модулю скоростью; 2 – линейный закон; 3 – синусоидальный закон; 4 – закон движения с постоянной мощностью агрегата; 5 – рациональный закон

Рассмотрен ещё один важный вопрос – влияние интенсивности внешнего охлаждения на интегральные характеристики поршневой компрессорной ступени, в том числе на индикаторный изотермический КПД. Можно рекомендовать диапазон коэффициента теплоотдачи на внешней поверхности охлаждаемого цилиндра в пределах  $1000 \dots 2000\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  для получения наилучших показателей энергоэффективности. Такие величины коэффициента теплоотдачи вполне достижимы, например, при охлаждении жидкостью.

В **шестой главе** обоснованы уникальные возможности повышения технологичности ТДК. На рисунке 14 представлены результаты параметрического анализа, отражающие влияние выбора диаметра цилиндра на эффективность рабочего процесса ТДК при заданных ограничениях по температуре нагнетаемого газа  $T_{\text{газа}} < 430\text{ К}$ , коэффициенту подачи  $\lambda \geq 0,7$ , и индикаторному изотермическому КПД  $\eta \geq 0,7$ . Их анализ позволяет рекомендовать при конструировании ТДК следующие параметры:  $S_{п}/D_{ц} > 10$  при диаметре цилиндра от 20 до 80 мм,  $\tau = 2 \dots 4\text{ с}$  при водяном внешнем охлаждении. Данные рекомендации справедливы с учётом принятых ограничений. Проведённые исследования по уменьшению длины охлаждаемой части цилиндра позволят снизить металлоёмкость конструкции. В связи с этим для данных режимов работ рубашка охлаждения может быть выполнена только на верхней трети цилиндрической части рабочей камеры.

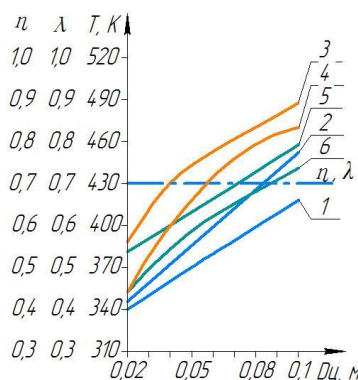


Рисунок 14 – Значения температуры нагнетания 1,2), коэффициента подачи (3,4) и индикаторного КПД (5,6) в зависимости от диаметра цилиндра при ходе поршня  $S = 0,5$  м и времени цикла  $\tau = 3$  с: параметры 1,3,5 –  $P_H = 5,0$  МПа, параметры 2,4,6 –  $P_H = 7,0$  МПа

Анализ напряженно-деформированного состояния цилиндра ТДК показывает, что рост эквивалентных напряжений в стенках цилиндра для вариантов конструкции с закреплением цилиндра со стороны клапанной группы и рост радиальных перемещений стенок цилиндра для вариантов конструкции с рубашкой охлаждения на верхней трети цилиндра обусловлен, в первую очередь, температурными воздействиями со стороны рабочего газа. В этой связи можно рекомендовать конструкцию тихоходной компрессорной ступени длинноходового поршневого агрегата с рубашкой охлаждения без закрепления цилиндра со стороны клапанной группы при использовании технологичного покупного трубного профиля (рис. 15).

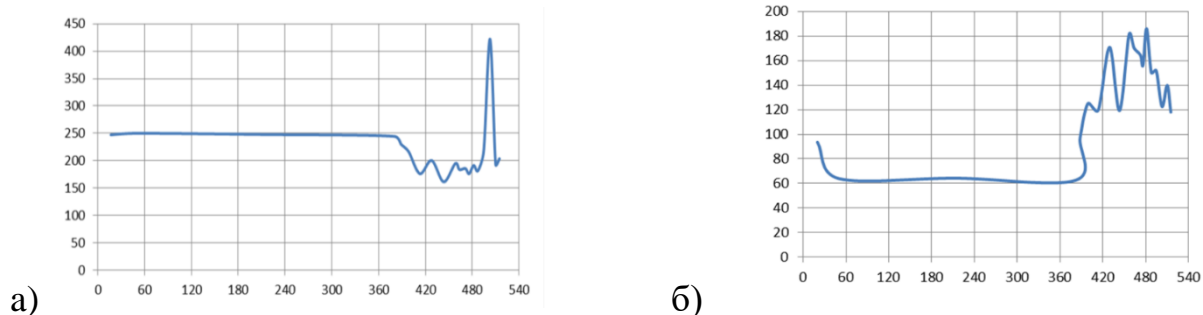


Рисунок 15 – Напряженное состояние цилиндра ТДК с рубашкой охлаждения при давлении 10 МПа:

- а) с закреплением цилиндра со стороны клапанной группы; б) без закрепления цилиндра со стороны клапанной группы

Для создания более простой конструкции компрессора определено, что между ступенями МПК на базе ТДК возможно использовать трубопроводы для эффективного охлаждения газа без применения теплообменных аппаратов. Рассмотрены модели трубопроводов из алюминия, меди, стали и резины. Необходимая температура охлаждения была достигнута во всех рассматриваемых случаях. В трубопроводе диаметром 10 мм из алюминия требуемая температура была достигнута при длине 1,23 м., из меди – 1,18 м., из стали – 1,32 м., а из резины – 1,43 м.

В седьмой главе представлены результаты исследований, направленных на обеспечение ресурса ТДК не менее 100 000 часов. При этом рассмотрена работа основных функциональных элементов: цилиндра, клапанов и манжетного уплотнения.

Для цилиндра поршневой ступени проведён расчёт на усталостную прочность. На рисунке 16 показано, что для принятого давления нагнетания 12,0

МПа существует величина толщины стенки, в данном случае 3 мм, превышать которую не имеет смысла, поскольку это не даст прибавление в ресурсе, а лишь утяжелит ступень (кривая 1). На этом рисунке кривая 2 показывает влияние толщины стенки на относительную массу цилиндра (при базовой толщине стенки 1,5 мм). Данные получены на основании кривой усталостной прочности с достижением базового числа циклов не менее  $10^7$ .

При проведении экспериментальных трибологических исследований были рассмотрены следующие материалы: Криолон-3, Ф4К15М5, Флубон 20 (таблица 3). Режимы работы имитировали нагрузку, температуру и скорость движения при работе ступени с давлением нагнетания 12,0 МПа и временем цикла 2...4с.

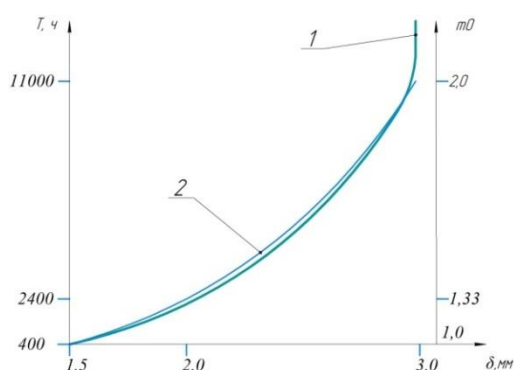


Рисунок 16 – Зависимость ресурса ТДК (1) и относительной массы цилиндра ТДК (2) от толщины стенки

Разработана методика функционирования уплотнения, учитывающая постепенный, неравномерный износ уплотнений, переход от одного режима к другому при постепенном износе и исключении из работы изношенных манжет. Однако наличие манжет, фактически не участвующих в герметизации рабочей камеры, приводит к работе их как дроссельных втулок, дросселирующих газ перед первой рабочей манжетой, уменьшая давления перед ней, перепад давления на манжете и соответственно износ манжет. Модель позволяет спрогнозировать режим работы уплотнения и получить полный ресурс при минимально допустимом значении коэффициента подачи. Представленные данные позволили показать, что обеспечение ресурса в 100 000 часов может быть достигнуто за счёт увеличения габарита ступени на 10% (на рисунке 17,  $L_{отн}$  – отношение длины ТДК с увеличенным количеством манжет к длине ТДК при 10 манжетах); при этом рекомендуется использовать 14 манжетных уплотнений из материала Флубон-20.

Таблица 3 – Результаты экспериментального исследования износа самосмазывающихся материалов

Материал	M1, грамм	M2, грамм	$\Delta m$ , грамм	Плотность* кг/м <sup>3</sup>	Радиальный износ (30 часов), мм	Радиальный износ в час, мм	Радиальный износ в 1000 час, 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	16,1687	16,1678	$9 \cdot 10^{-7}$	2100	0,0017	0,000059	0,059



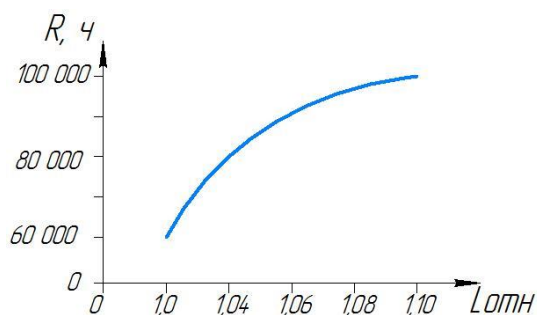


Рисунок 17 – Влияние относительной величины длины ступени на прогнозный ресурс манжетного уплотнения при  $P_H=12,0$  МПа и  $\tau=4$ с

Что касается работы самодействующих клапанов, то при скоростях поршня, характерных для ТДК, скорость посадки запорного также значительно ниже, чем у существующих аналогов. Это значительно снижает ударные нагрузки на конструкционные материалы. При этом для улучшения герметичности в конструкцию введён эластомерный элемент, дополнительно служащий и демпфером. При работе клапана эластомерный элемент подвержен упругим циклическим деформациям, согласно кривым усталости подобраны марки резиновых смесей, позволяющие обеспечивать ресурс не менее 100 000 ч.

В **восьмой** главе представлена уточнённая и адаптированная применительно к тихоходной ТДК методика расчёта производительности, основанная на получении адаптированных основанная на известных принципах схематизации и разделения потерь (таблица 4).

Таблица 4 – Данные для расчёта производительности ТДК

Газ	$n_c$	$n_p$	$a_m$	$m$	$\lambda_0$	$\lambda_{др}$	$\lambda_T$	$\lambda_{вл}$	$\lambda_{плл} = 1 - x \cdot \varepsilon_y$
Воздух	$n_{св} = 1.08...1.15$	$n_{рв} = 1.04...1.09$	0,001...0,003	1.05	$\lambda_0 = 1 - a_m \left( \frac{P_u}{P_{св}} \right)^m - 0,98$	0,98	$\lambda_T = 1 - 0,001(\varepsilon_y - 0,99)$	0,99	$x=0,008$
Гелий	$n_{сHe} = 1.06...1.12$	$n_{рHe} = 1.02...1,08$		1.05					$x=0,01$
Диоксид углерода	$n_{сCO_2} = 1.15...1.25$	$n_{рCO_2} = 1.08...1,2$		1.09					$x=0,005$
Метан	$n_{сCH_4} = 1.04...1.17$	$n_{рCH_4} = 1.02...1,15$		1.06					$x=0,003$

Представленная инженерная методика нашла применение при разработке подобных компрессорных ступеней на АО “НТК ”Криогенная техника” г. Омск и АО “Компрессор” г. Санкт-Петербург, а также в учебном процессе ОмГТУ в курсе “Теория, расчёт и конструирование поршневых компрессоров”. В ближайшей перспективе планируется расширить перечень газов, к которым будет применима данная методика.

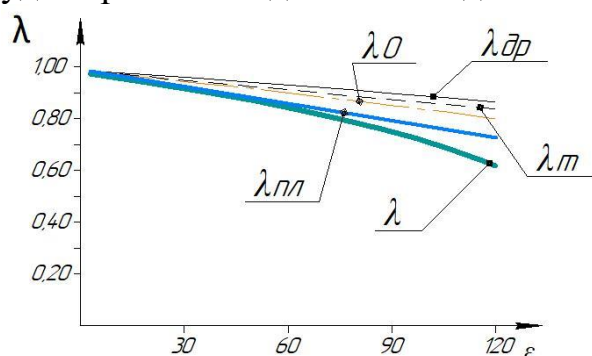


Рисунок 18 – Зависимость коэффициента подачи от  $\varepsilon$

Представленные результаты (рис. 18) показывают кардинальное различие влияния отдельных факторов на потери производительности традиционных быстроходных ступеней поршневых компрессоров и рассматриваемых ТДК. В рассматриваемых ТДК влияние мёртвого объёма минимизировано за счёт увеличения отношения величины хода поршня к его диаметру; при этом определяющим становится коэффициент плотности, определяемый интенсивностью массообмена через зазоры в закрытых клапанах и в цилиндропоршневом уплотнении.

В **девятой главе** выполнена оценка перспективных направлений развития компрессорной техники и технологии на базе ТДК и дальнейшего повышения их технического уровня: создание МПК высокого давления на базе унифицированных ступеней ограниченной номенклатуры; обеспечение ресурса автономной работы существенно превышающего 100000 часов; обеспечение полной динамической уравновешенности; реализацию рабочих процессов в области влажного пара применительно к низкотемпературным системам; разработка эффективного регулируемого линейного привода с требуемым диапазоном скоростей и мощности; создание герметичных газовых ступеней со встроенным линейным приводом; разработка совмещённых компрессорно-расширительных агрегатов для систем малой энергетики и др.

Например, создание многоцилиндровых компрессоров с образованием единой рабочей камерой патент № RU 2 770 341, позволяющих увеличить ресурс и создать условия для регулирования скорости изменения объёма рабочей камеры каким угодно образом. Создание компрессорно-расширительной машины с абсолютно герметичным контуром заявка №2022112672/12. Создание поршневого агрегата с системой управления встроенной в корпус агрегата заявка №2022112672/12. Изучение рабочих процессов в многоступенчатых компрессорах на базе тихоходных одноступенчатых машинах с идентичным исполнением всех ступеней сжатия и создание единой теории расчёта тихоходных объёмных машин с решением вопросов уравновешивания.

Отмеченные перспективные направления имеют важное прикладное значение для различных отраслей техники, требуют новых научно-технических решений и будут рассмотрены в ближайшей перспективе.

### **ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ**

Проведённые комплексные исследования позволяют создать бесшумных малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых ступеней с улучшенными ресурсными, энергетическими и технологическими характеристиками. Основными из них являются следующие:

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 бессмазочных компрессоров среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых ступеней. Методика 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/м<sup>2</sup>·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 и 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 применяемости 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 бессмазочных 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).

### **СПИСОК ОСНОВНЫХ РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

#### **Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК РФ**

1. 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.

2. Бусаров С.С. Анализ нагруженного состояния цилиндра ступени тихоходного поршневого агрегата при сжатии жидкостей и газов [текст] / С.С. Бусаров, Д.С. Титов, А.В. Недовенчаный, И.П. Аистов, К.А. Вансович // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2019. – № 1 (163). – С.5–10.

3. 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.

4. Бусаров С.С. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора [текст] / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, А.Ю. Громов, И.С. Бусаров, Д.С. Титов // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – № 6. – С.6–10.

5. Бусаров С.С. Анализ влияния закона движения поршня на рабочий процесс поршневых ступеней тихоходных длинноходовых одноступенчатых компрессорных агрегатов / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Д.С. Титов, И.С. Бусаров, И.П. Аистов // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – С.33–37.

6. Бусаров С.С. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата / С.С. Бусаров, В.Л. Юша, А.В. Недовенчаный, М.В. Силков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2019. – № 11. – С.26–35.

7. Бусаров С.С. Теоретическая оценка влияния систем охлаждения и рекуперации на энергоэффективность компрессорных агрегатов на базе поршневых длинноходовых ступеней / С.С. Бусаров, В.Л. Юша, Г.И. Чернов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2020. – № 2. – С.35–44.

8. Бусаров С.С. Эволюция конструкций тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней и актуальность их развития // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2021. – № 12. – С. 464–469.

9. Бусаров С.С. Рабочие характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней при использовании самодействующих клапанов с эластомерными элементами / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, И.С. Бусаров, И.П. Аистов // Компрессорная техника и пневматика. – 2021. – №3. – С.29–32.

10. 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, Н.Г. Сеницин, А.А. Панютин // Омский научный вестник. сер. авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2022. – Т. 6. № 2. – С.21–26.

11. Бусаров С.С. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора / С.С. Бусаров, Р.Э. Кобыльский, Н.Г. Сеницин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2022. – №2(141). – С.101–111.

12. Бусаров С. С. Экспериментальные исследования пульсаций давления в газовых коммуникациях малорасходных поршневых тихоходных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. – 2022. – №3. – С.24–27.

13. Бусаров С.С. Экспериментальное исследование поршневого длинноходового компрессорного агрегата с электромеханическим приводом / С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Р.Э. Кобыльский, И.С. Бусаров, К.А. Бакулин // Компрессорная техника и пневматика. – 2021. – №2. – С.32–35.

14. Бусаров С.С. Исследование тепловых режимов в межступенчатых коммуникациях воздушных компрессорных агрегатах на базе тихоходных длинноходовых ступеней / С.С. Бусаров, Н.Ю. Филькин, А.А. Панкратьев, Н.Г. Сеницин, К.А. Бакулин // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2021. – № 5. – С.33–38.

#### **Публикации в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science**

15. Busarov S.S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage [текст] / S.S. Busarov, A.V. Nedovenchanyi, V.L. Yusha, A.Yu. Gromov, B.S. Sazhin // Chemical and Petroleum Engineering – 2017. – Vol. 52. – P.597–601.

16. Busarov S.S. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases [текст] / S.S. Busarov, A.V. Nedovenchanyi, V.L. Yusha // Chemical and Petroleum Engineering–2018. – Vol. 54. – P.593–597.

17. Busarov S.S. Analysis of load conditions of piston pump unit cylinder under temperature effects / S.S. Busarov, D.S. Titov, I.P. Aistov, K.A. Vansovich // AIP Conference Proceedings. – 2019. – P.030006-1–030006-6. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1063/1.5122056>.

18. Busarov S.S. Problems equilibration of aggregates on the basis of slow moving stages / S.S. Busarov, V.L. Yusha, A.V. Nedovenchannyj, I.S. Busarov, R.E. Kobylsky // 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.

19. 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. Kobiylsky // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 2020. – Vol. 56. – P.644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6.

20. Busarov S.S. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages / S.S. Busarov, V.L. Yusha // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 2021. – Vol. 57. P.576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x.

#### **Публикации в других изданиях**

21. Busarov S.S. Implementing the principles of operating processes schematization and of performance losses distribution when designing long-stroke reciprocating compressor stages / S.S. Busarov, V.L. Yusha, N.Yu. Filkin, M.A. Fedorova, V.V. Denisenko, A.A. Goncharenko, V.B. Shipov, O.G. Bessonov // 12th International Conference on Compressors and their Systems City, University of London, 6 - 8 September 2021. – P.1–11. DOI:10.1088/1757-899X/1180/1/012016

22. Бусаров С.С. Экспериментальное определение условных зазоров цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов / С.С. Бусаров, Д.С. Титов, И.С. Бусаров // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. – 2019. – Т.3. №1. – С.50–56.

23. Бусаров С.С. Анализ влияния закона движения поршня на рабочий процесс поршневых ступеней тихоходных длинноходовых одноступенчатых компрессорных агрегатов [текст] / С.С. Бусаров, Д.С. Титов, А.В. Недовенчаный, И.П. Аистов, И.С. Бусаров // *Современные наукоемкие технологии*. – 2019. – №11. – С.33–37.

#### **Патенты и свидетельства**

24. Бусаров С.С. Линейный компрессор с регулируемым приводом: пат. 183290 Рос. Федерация: МПК F04 В 35/04/ А.В. Недовенчаный, В.Л. Юша, С.С. Бусаров, Д.С. Титов – 2018.– Бюл. № 26. – 9 с.

25. Бусаров С.С. Поршневой компрессор: пат. 175178 Рос. Федерация: МПК F04В 39/06. Д.С. Титов, В.Л. Юша, С.С. Бусаров, И.С. Бусаров – 2017. – Бюл. № 33.

26. Недовенчаный А.В. Поршневой компрессор: пат. 2621454 Рос. Федерация: МПК F04 В 39/06/ А.В. Недовенчаный, В.Л. Юша, С.С. Бусаров – 2017. – Бюл. № 16. – 4 с.

27. Бусаров С.С. Поршневой одноступенчатый компрессор высокого давления: Пат. 2 770 341 Российская Федерация, МПК7 F04В 27/00. Патентообладатели Юша В.Л., Бусаров С.С.. – № 2019135215; заявл. 01.11.2019; опубл. : 15.04.2022. Бюл. № 11.

28. Бусаров С.С. Методика моделирования рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2019661487 Рос. Федерация: Д.С. Титов, А.В. Недовенчаный, С.С. Бусаров– 2019.

29. Бусаров С.С. Оптимизация параметров компрессорной ступени: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. 2021665319

Российская Федерация. Заявитель и правообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный технический университет". – № 2021664528; заявл. 21.09.2021; опубл. 23.09.2021.

30. Бусаров С.С., Бусаров И.С., Юша В.Л. Методика численного расчета деформаций эластомерного элемента самодействующего клапана. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Российская Федерация. Заявитель и правообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный технический университет". – № 2022619792; заявл. 17.05.2022; опубл. 26.05.2022.