

На правах рукописи

ЮША Владимир Леонидович

СОЗДАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ КОМПРЕССОРОВ
ОБЪЁМНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ АВТОНОМНЫХ МОБИЛЬНЫХ
УСТАНОВОК

05.04.06 – Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук



Москва-2008

2

Работа выполнена в Омском государственном техническом университете

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор,
Прилуцкий Игорь Кирович

доктор технических наук, профессор,
Хрусталёв Борис Сергеевич

доктор технических наук, профессор,
Калнинь Игорь Мартынович

Ведущая организация:

ЗАО «НИИтурбокомпрессор
им. В.Б. Шнеппа», г. Казань

Защита состоится «19» ноября 2008 г. в 14:30 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.16 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Лефортовская набережная, д.1, ф-т «Энергомашиностроение».

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, учёному секретарю диссертационного совета Д 212.141.16

Автореферат разослан «10» октября 2008 г.

Желающие присутствовать на защите должны заблаговременно известить совет письмами заинтересованных организаций на имя председателя совета.

Учёный секретарь
диссертационного совета Д 212.141.16.
кандидат технических наук, доцент

 М.А. Колосов

1453



1846258

Юша В. П. Создание и совершенствование

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

ть работы.

Применения автономных мобильных установок для выработки сжатого газа (далее МКУ) постоянно расширяется и включает в себя передвижные воздушные компрессорные установки общего назначения; специальные компрессорные установки, в том числе передвижные воздушные и азотные установки среднего и высокого давления для обслуживания месторождений нефти и газа и газонефтепроводов; передвижные газонаполнительные станции, в том числе АГНКС; малорасходные компрессорные установки для транспортных средств и систем жизнеобеспечения; компрессионные холодильные установки для рефрижераторных объектов; модульные компрессорные станции контейнерного типа, а также МКУ специального назначения. В данном диссертационном исследовании рассматриваются преимущественно воздушные передвижные, переносные и транспортные компрессорные установки с поршневыми, роторно-поршневыми и роторными компрессорными ступенями производительностью от 0,5 до 100 $\text{nm}^3/\text{мин}$ и с давлением нагнетания до 10 МПа.

Как показал обзорный анализ научных и технических достижений в области проектирования компрессорной техники, в настоящее время из всей совокупности требований, предъявляемых к МКУ, наиболее актуальными становятся повышение их мобильности и автономности, обеспечивающие высокую транспортабельность (малый вес, малые габаритные размеры, возможность транспортирования с высокой скоростью, высокая проходимость по бездорожью) и малое время перевода из походного состояния в рабочее и обратно; надёжность, большие межремонтные периоды, минимальный ЗИП, максимальное время работы при фиксированном количестве возимого запаса топлива; возможность эксплуатации в широком диапазоне атмосферных условий без дополнительной подготовки и применения специальных предпусковых систем; приспособленность к жёстким условиям транспортировки (температура, давление, инерционные перегрузки, вибрация, ударные воздействия, изменение пространственной ориентации и т. п.); простоту обслуживания и эксплуатации при минимальном количестве обслуживающего персонала или при полном его отсутствии.

Это невозможно без совершенствования основных структурных элементов МКУ – компрессорных ступеней, что связано с необходимостью дальнейшего изучения процессов тепло- и массообмена, протекающих в рабочей камере поршневых, роторно-поршневых и роторных компрессоров и отражающих особенности конструкции компрессорной ступени и её элементов, условия её функционирования в составе МКУ.

Научной проблемой, решаемой в данном диссертационном исследовании, является создание научной базы для повышения мобильности

и автономности МКУ путём совершенствования рабочих процессов ступеней поршневых, роторно-поршневых и роторных компрессоров.

Значимость этой научной проблемы отражена:

- в тематике госбюджетной фундаментальной НИР 1.11.07 «Разработка методов экспериментального исследования теплового и газодинамического взаимодействия газового потока с микрооребрёнными и перфорированными объектами»;

- в тематике госбюджетных НИОКР «Разработка конструкторской документации на нестандартные аппараты технологического стенда пропитки (Т-8). Разработка технического задания на обследование систем теплообмена на установках риформинга в части аппаратурного обеспечения» (договор № 63/933 от 16.04.2003 г.) и «Разработка конструкторской документации и изготовление нестандартных функциональных элементов для процессов пропитки катализаторов риформинга, осушки и очистки водородсодержащего газа. Технологические модели усовершенствования процесса риформинга» (договор № 264/113/04 от 01.02.2004 г.), выполненных в рамках государственного контракта № 02.190.11.09 от 11.04.2003 г. и содержащих анализ взаимного влияния объёмной компрессорной ступени и элементов технологических систем, в том числе теплообменного оборуования;

- в тематике госбюджетных и договорных НИР «Поисковые исследования путей создания комбинированного двигателя нового типа на основе использования роторно-поршневого газогенератора и газотурбинной расширительной машины» (государственный контракт № 1551 от 24.03.2008 г. на основании постановления Правительства РФ № 771-35 от 10.11.2007 г.), «Разработка и исследование базового образца двухроторного компрессора» (договор № 947/48 от 03.02.1989 г.), «Модернизация компрессорной установки КУ-10М1» (договор № 199/252 от 03.02.1999 г.), «Анализ энергетической и экологической эффективности основных технологических систем АОЗТ «ЭКООЙЛ» (договор № 89 от 01.03.1999 г.), «Экспертный анализ эффективности компрессорных систем» (договор № 465-7у/18с от 01.10.1999 г.), «Разработка системы теплообмена для передвижных установок с поршневыми компрессорами и изготовление теплообменных аппаратов» (договор № 445/425 от 25.04.2005 г.), «Разработка ряда дожимающих компрессоров для передвижных компрессорных станций» (договор № 603 от 24.07.2006 г.), «Разработка мобильной компрессорной азотной установки МКАУ» (договор № 147 от 15.08.2007 г.), предметом которых явились исследование и совершенствование систем охлаждения, узлов газораспределения и уплотнения, а также конструктивных схем объёмных компрессорных ступеней и взаимосвязанных с ними систем МКУ.

Цель работы.

Научное обоснование и определение основных направлений повышения мобильности и автономности МКУ путём совершенствования рабочих процессов ступеней объёмных компрессоров.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи.

1. Обосновать требования к компрессорным ступеням объёмного принципа действия, предназначенных для мобильных установок.
2. Провести классификацию бессмазочных компрессорных ступеней, использующих в качестве сжимаемого рабочего тела смесь газа с капельной жидкостью (так называемое газожидкостное рабочее тело) или газ при отсутствии в нём капельной жидкости (так называемое «сухое» рабочее тело) и выявить их отличительные особенности по сравнению со смазываемыми ступенями, влияющие на рабочий процесс.
3. Разработать математические модели рабочих процессов бессмазочных компрессорных ступеней объёмного действия с «сухим» и газожидкостным рабочим телом, учитывающих их отличительные особенности по сравнению со смазываемыми ступенями, в том числе при наличии микроорегбрения на поверхностях рабочей камеры, при использовании самодействующих перфорированных клапанов с малым определяющим размером проточной части и при их размещении на подвижных деталях, при наличии уплотнительных узлов с гладкими и лабиринтными плоскими зазорами, при подаче в рабочую камеру низкотемпературной капельной жидкости на основе воды.
4. Исследовать влияние микроорегбрения на поверхностях рабочей камеры ступени на рабочий процесс этой ступени, на процессы теплопередачи в её стенках и на их температурные поля.
5. Исследовать взаимосвязь конструктивных параметров перфорированных самодействующих клапанов с малым определяющим размером проточной части с рабочим процессом ступени, газодинамическими и динамическими характеристиками клапана.
6. Исследовать газодинамические характеристики плоских щелевых зазоров при гладких поверхностях формирующих их стенок и при наличии на этих стенках микрорельефа (лабиринтные бесконтактные уплотнения с гладкой втулкой) и их влияние на рабочий процесс ступени.
7. Исследовать рабочие процессы компрессорных ступеней объёмного действия при подаче в их проточную часть низкотемпературной капельной жидкости на основе воды.
8. На основании результатов проведённых теоретических и экспериментальных исследований рабочих процессов бессмазочных компрессорных ступеней объёмного действия определить основные направления повышения мобильности и автономности МКУ путём совершенствования рабочих процессов таких ступеней.
9. Разработать научно-обоснованные рекомендации по созданию конструкций бессмазочных компрессорных ступеней объёмного действия для МКУ и их основных функциональных систем и элементов; оценить перспективы дальнейшего совершенствования машин такого типа.

Объектом исследования являются бессмазочные ступени поршневых и роторных компрессорных машин в составе передвижных, переносных и

транспортных компрессорных установок; предметом исследования - рабочие процессы бесшмазочных ступеней поршневых и роторных компрессоров с однофазным («сухим») и газожидкостным рабочим телом, предназначенных для мобильных установок.

Методы исследований включают натурный эксперимент по исследованию рабочих процессов компрессорных ступеней объёмного действия и их отдельных составляющих с использованием компьютерных технологий обработки его результатов; аналитические методы расчёта и анализа, математическое моделирование рабочих процессов бесшмазочных поршневых и роторных ступеней с однофазным и газожидкостным гетерогенным рабочим телом.

Научная новизна работы. В диссертации впервые предложена общая методологическая концепция повышения мобильности и автономности МКУ, основанная на совершенствовании рабочих процессов бесшмазочных компрессорных ступеней объёмного действия с «сухим» и газожидкостным рабочим телом, в том числе путём обеспечения рациональных соотношений между определяющими размерами элементов проточной части ступени и их компоновки.

Основные научные результаты работы.

1. Разработаны математические модели рабочих процессов бесшмазочных компрессорных ступеней объёмного действия с «сухим» и газожидкостным рабочим телом, учитывающих их отличительные особенности по сравнению со смазываемыми ступенями, в том числе при наличии микрооребрения на поверхностях рабочей камеры, при использовании самодействующих перфорированных клапанов с малым определяющим размером проточной части и при их размещении на подвижных деталях, при наличии уплотнительных узлов с гладкими и лабиринтными плоскими зазорами, при подаче в рабочую камеру низкосамерзающей капельной жидкости на основе воды.
2. Получены результаты исследования влияния микрооребрения на стенках рабочей камеры компрессорной ступени при отсутствии капельной жидкости в проточной части на изменение параметров состояния газа при протекании рабочего процесса, температурного состояния стенок рабочей камеры, интегральных характеристик ступени по сравнению с гладкими стенками рабочей камеры; получены результаты оценки влияния системы охлаждения ступени на мобильность и автономность МКУ.
3. Получены результаты исследования влияния геометрических параметров многоканальных самодействующих клапанов перфорированного типа на рабочие процессы бесшмазочной компрессорной ступени и их интегральные характеристики, на динамические характеристики клапана и связанные с ними возможности повышения мобильности и автономности МКУ, в том числе на основе вновь полученных трёхпараметрических зависимостей для определения коэффициента расхода таких клапанов.
4. Получены результаты исследования влияния геометрических параметров плоских щелевых зазоров в бесконтактных уплотнительных

узлах рабочей камеры бесшмазочной компрессорной ступени на её рабочие процессы, интегральные характеристики и связанные с ними возможности снижения значимости трибологических факторов и соответствующего повышения мобильности и автономности МКУ, в том числе на основе вновь полученных трёхпараметрических зависимостей для определения коэффициента расхода таких зазоров.

5. Получены результаты исследования влияния свойств и параметров капельной жидкости, в том числе низкотемпературной жидкости на основе воды, подаваемой в проточную часть ступеней винтового и роторно-поршневого компрессоров, на рабочий процесс и внешние характеристики таких ступеней и связанные с ними возможности повышения мобильности и автономности МКУ.

Достоверность полученных результатов подтверждается сопоставительным анализом расчётных данных с собственными экспериментами и известными опубликованными экспериментальными и расчётными результатами; применением расчётных методик, основанных на фундаментальных законах физики и экспериментально подтверждённых эмпирических соотношениях; использованием стандартной и многократно апробированной аппаратуры, расчётом погрешностей измерений и верификацией полученных результатов.

Практическая ценность результатов работы состоит в разработке программ расчёта рабочих процессов бесшмазочных компрессорных ступеней; методик экспериментальных исследований рабочих процессов компрессорных ступеней и их основных узлов, а также экспериментальных стендов для их реализации; в получении результатов проведённых теоретических и экспериментальных исследований; в разработке рекомендаций по созданию и совершенствованию конструкций бесшмазочных компрессорных ступеней и их основных систем и узлов и в их использовании в практике расчёта, проектирования, разработки и модернизации компрессорных ступеней объёмного действия (ОАО УКЗ, г. Екатеринбург; ФГУП ОМО им. П.И. Баранова, г. Омск; ФГУП ПО «Полёт», г. Омск; ООО НТК «Криогенная техника», г. Омск), а также в учебном процессе при подготовке учебных курсов «Теория, расчёт и конструирование поршневых компрессоров», «Теория, расчёт и конструирование роторных компрессоров», «Компрессорные станции» (ГОУ ВПО «Омский государственный технический университет»).

На защиту выносятся:

1. Научно обоснованные основные направления повышения мобильности и автономности МКУ путём совершенствования рабочих процессов ступеней объёмных компрессоров, в том числе за счёт обеспечения рациональных соотношений между определяющими размерами элементов проточной части ступени, её основных и дополнительных конструктивных элементов.
2. Результаты исследования нестационарных процессов теплопередачи в рабочей камере бесшмазочной компрессорной ступени, в том числе результаты анализа влияния микроорегирования на стенках проточной части

ступени на рабочий процесс ступени, на снижение температуры нагнетания и изменение температурного поля стенок рабочей камеры, взаимосвязи интенсификации отвода тепла от сжимаемого газа в рабочей камере с соответствующим изменением режимных и конструктивных параметров системы внешнего охлаждения ступени.

3. Результаты исследования рабочих процессов бесшмазочных ступеней с перфорированными клапанами, газодинамических и динамических характеристик последних, в том числе результаты анализа взаимосвязи снижения определяющего размера проточной части таких клапанов при неизменной суммарной площади их проходного сечения и возможности повышения быстроходности ступени без снижения ресурса клапанов и ухудшения экономичности рабочего процесса.

4. Результаты исследования рабочих процессов бесшмазочных ступеней с бесконтактными узлами уплотнения в рабочей камере и газодинамических характеристик плоских щелевых зазоров гладкого и лабиринтного типа (с гладкой втулкой), в том числе результаты анализа влияния геометрических параметров проточной части таких зазоров на их пропускную способность и взаимосвязи пропускной способности зазоров с интегральными характеристиками компрессорной ступени, режимными и конструктивными параметрами ступени и рабочей камеры.

5. Результаты исследования рабочих процессов ступеней с подачей капельной жидкости в их проточную часть, в том числе процессов теплообменного, массообменного и газодинамического взаимодействия капельной жидкости с потоком газа в рабочей камере при различных свойствах и параметрах жидкости, а также при различных конструктивных и режимных параметрах ступеней роторных и роторно-поршневых компрессоров.

6. Результаты синтеза новых технических решений, основанные на результатах проведенных научных исследований и касающиеся схем и конструкций проточной части бесшмазочных ступеней компрессоров объёмного принципа действия, предназначенных для МКУ, их основных систем и узлов.

Личный вклад диссертанта состоит в постановке задач, в анализе и обобщении результатов, в разработке рекомендаций и внедрении полученных результатов в производство и в учебный процесс, в руководстве созданием экспериментальных стендов и проведением экспериментальных исследований рабочих процессов ступеней поршневых, роторно-поршневых и винтовых компрессоров и их составляющих (процессов теплообмена между газом и стенками рабочей камеры, на которых выполнены микроорезбрения; процессов течения газа через многоканальные клапаны перфорированного типа и плоские щелевые зазоры при наличии на их образующих поверхностях микрорельефа; динамики клапана, размещённого на подвижных деталях) и в непосредственном участии в этих работах; в разработке математических моделей объёмных ступеней с гетерогенным газожидкостным рабочим телом и с однофазным газовым («сухим») рабочим

телом и расчётных методик на их основе, в проведении расчётно-теоретических исследований рабочих процессов ступеней поршневых, роторно-поршневых и винтовых компрессоров.

Апробация работы. Результаты исследований по теме диссертации докладывались и обсуждались на VII Всесоюзной научно – технической конференции «Повышение технического уровня и долговечности компрессоров и компрессорных установок» (Казань; 1986); 5-м семинаре кафедр и групп теплофизического профиля вузов Сибири и Дальнего Востока (Кемерово; 1986); VIII Всесоюзной научно – технической конференции «Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливо – энергетического комплекса» (Сумы; 1989); XII Международной научно – технической конференции по компрессорной технике (Казань; 2001); II Международной научно – технической конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург; 2003); XIII Международной научно – технической конференции «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке» (Сумы; 2004); III, IV, V VI Международных научно – технических конференциях «Динамика систем, механизмов и машин» (Омск; 1999, 2002, 2004, 2007); XIV Международной научно – технической конференции по компрессорной технике (Казань; 2007); 59-й Международной научно – технической конференции ААИ «Автомобили, специальные и технологические машины для Сибири и Крайнего Севера» (Омск; 2007); а также на научных и научно-технических семинарах кафедры «Компрессорные и холодильные машины и установки» ГОУ ВПО «Омский государственный технический университет», кафедры Э-5 Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Автор выражает глубокую признательность своим учителям: докторам технических наук, профессорам А.Н. Кабакову, Б.С. Фотину , П.И. Пластинину за постоянное внимание, поддержку и ценные советы при проведении исследований и подготовке диссертации.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 60 печатных работ, в том числе: 1 монография, 14 статей в центральных журналах, входящих в рекомендуемый список ВАКа; более 20 авторских свидетельств и патентов на изобретения; 3 свидетельства об отраслевой регистрации разработки (программ расчёта); 17 статей и тезисов, вошедших в научно-технические сборники, а также в сборники трудов и тезисов Международных научных конференций.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, списка обозначений, семи глав, заключения, списка использованной литературы из 322 наименований. Общий объём диссертации составляет 426 страниц, в том числе 260 страниц основного машинописного текста, 211 рисунков и 8 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы научная проблема, научная новизна, выносимые на защиту основные научные положения. Представлена структура комплекса теоретических, экспериментальных исследований и прикладных разработок, составляющих представленную диссертацию. Изложена структура диссертации и краткая характеристика её основных разделов.

Первая глава посвящена обзорному анализу состояния научных и прикладных исследований рабочих процессов компрессорных ступеней объёмного принципа действия, их взаимосвязи с конструкциями компрессорных машин и МКУ.

Различие между МКУ и стационарными компрессорными установками определяется особыми требованиями, предъявляемыми к компрессорной технике при её эксплуатации в мобильных условиях. Многочисленность прямых и косвенных функциональных связей между агрегатами и системами выпускаемых в настоящее время МКУ во многом определяется техническим несовершенством компрессорных ступеней и компрессорных машин в целом, всё многообразие которых целесообразно классифицировать следующим образом: поршневые и роторные компрессоры со смазываемой проточной частью (в том числе так называемые «маслозаполненные» роторные машины); поршневые и роторные компрессоры с несмазываемой проточной частью (в том числе поршневые компрессоры с полным отсутствием жидкой смазки в компрессоре; поршневые компрессоры со смазкой механизма движения и «сухой» проточной частью; роторные компрессоры с «сухой» проточной частью (т.е. при отсутствии в ней какой-либо капельной жидкости) и с подачей в проточную часть несмазывающей жидкости).

Одним из направлений совершенствования объёмных компрессорных ступеней может являться обеспечение рациональных соотношений между определяющими размерами элементов проточной части ступени; при этом к последним относятся и жидкость, взаимодействующая с газовым потоком и оказывающая влияние на тепло- и массообменные процессы. Основываясь на результатах проведённого анализа и используя элементы эвристических поисковых схем, научные аспекты предполагаемой возможности совершенствования рабочих процессов компрессорных ступеней и связанного с этим улучшения технических характеристик МКУ можно сформулировать в виде следующих предположений:

- если в проточной части компрессорной ступени отсутствует капельная и плёночная жидкость (в том числе в её рабочей камере), то применение элементов микрооребра на стенках, формирующих эту проточную часть, позволяет улучшить охлаждение газа и тем самым снизить тепловую нагрузку на теплообменное оборудование МКУ и улучшить характеристики ступени;
- если в бесконтактных узлах уплотнения «сухих» компрессорных ступеней использовать протяжённые (вдоль направления течения газа)

плоские щелевые зазоры гладкого или «лабиринтного» типа, то это позволит улучшить трибологические характеристики ступени и повысить её быстроходность при сохранении минимально допустимой величины массовых потоков газа через узлы уплотнения;

- если в рабочей камере компрессорной ступени отсутствует капельная и плёночная жидкость, то использование в узлах газораспределения самодействующих клапанов с малым определяющим размером проходного сечения позволит улучшить динамические характеристики таких клапанов при сохранении их пропускной способности и за счёт этого обеспечит возможность повышения быстроходности компрессорной ступени.

- если в компрессорной ступени с газожидкостным рабочим телом подбирать жидкости с заданными свойствами и реализовать рациональные схемы их подачи в рабочую камеру, то это позволит без использования вспомогательных предпусковых систем расширить область рабочих отрицательных температур атмосферного воздуха и без использования дополнительных систем распыливания жидкости обеспечивать её требуемую дисперсность.

Исследование рабочих процессов бесшмазочных ступеней поршневых и роторных компрессоров с «сухим» и газожидкостным рабочим телом с целью проверки этих предположений составляет основную научную проблематику данной диссертационной работы.

Разработкой и совершенствованием теоретических и экспериментальных методов исследования этих рабочих процессов и связанных с ними методов проектирования компрессоров занимались многие поколения советских и российских учёных и инженеров. Основные достижения в этой области связаны с именами таких учёных, как Н.А. Доллежал, К.И. Страхович, М.И. Френкель, С.Е. Захаренко, Т.Ф. Кондратьева, Б.С. Фотин, И.А. Сакун, Р.М. Сухомлинов, П.И. Пластинин, И.К. Прилуцкий, И.Б. Пирумов, И.Г. Хисамеев, Б.С. Хрусталёв, Л.Г. Кузнецов, И.И. Новиков, В.П. Захаренко и др.

Наиболее полная классификация, алгоритмы и математическое описание, уровни схематизации и анализ эффективности применения тех или иных вариантов математических моделей для различных задач применительно к однофазному рабочему телу представлены в работах П.И. Пластинина и Б.С. Хрусталёва; применительно к газожидкостному рабочему телу – в работах В.Е. Щербы

В списке учёных, внёсших вклад в развитие фундаментальных основ теории самодействующих клапанов и в развитие прикладных направлений этой проблематики, прежде всего необходимо отметить Н.А. Доллежала, М.И. Френкеля, Т.Ф. Кондратьеву, Б.С. Фотина, И.К. Прилуцкого, И.Б. Пирумова, Б.С. Хрусталёва, В.П. Исакова, а также Э.Х. Маху, Д. Фрашетта, П. Грольера и др. В основе существующих методик расчёта процессов теплообмена в рабочей камере компрессорной ступени лежат результаты исследований В. Нуссельта, Н.Р. Брилинга, Г.Б. Розенблита, Г. Вошни, Х. Цафа, Г. Хохенберга, А.А. Чиркова, Р.М. и М.Р.Петриченко, Р.З. Кавтарадзе, А.Г. Гагарина, П.И. Пластинина, С.В. Федоренко, И.К.

Прилуцкого, Б.С. Фотина, А.И. Науменко. В работах А.Н. Кабакова, Г.Н. Калугина, В.С. Калекина, В.П. Парфёнова, С.Р. Вестфалла и других учёных рассматриваются прикладные вопросы, связанные с повышением эффективности систем охлаждения компрессорных машин и установок. Процессы течения газов через зазоры и пропускная способность последних являлись объектами фундаментальных и прикладных исследований, в разное время выполненных В.И. Алёшиным, А.В. Богачёвой, А.П. Болштынским, А.Л. Верным, Б.Я. Гинзбургом, И.П. Гинзбургом, К. Гранке, С.Е. Захаренко, Н.М. Зотовым, А.Т. Канищевым, И.А. Сакуном, В.В., Стукаловым А.М. Тарасовым, А.А. Шаруниным, А. Эгли и др.

Имеющаяся на сегодняшний день теоретическая и экспериментальная научно-исследовательская методологическая база позволяет решать широкий круг вопросов в рамках представленной диссертационной работы. Вместе с тем, специфика новых технических решений, увеличение быстроходности ступени, отсутствие смазки в её проточной части вносят существенные изменения в рабочие процессы, в условия функционирования конструктивных элементов, в том числе узлов газораспределения и уплотнения, систем охлаждения. Этот немаловажный фактор отражён в сформулированных выше предположениях и предполагает необходимость проведения дополнительных расчётно-экспериментальных исследований, а в ряде случаев и совершенствования теоретических и экспериментальных методов исследования рассматриваемых объектов. По результатам проведённого анализа были сформулированы цель и основные задачи диссертационной работы.

Во второй главе представлены разработанные математические модели рабочих процессов компрессорных ступеней объёмного действия: математическая модель рабочего процесса ступени объёмного компрессора с гетерогенным газожидкостным рабочим телом (ГЖРТ) и математическая модель рабочего процесса бессмазочной ступени объёмного компрессора с однофазным рабочим телом.

Математические модели объёмной ступени с ГЖРТ (рассмотрены ступени винтового компрессора (ВК) и роторно-поршневого компрессора с двумя коаксиальными нелинейно синхронизированными роторами (РКНС)) учитывают геометрические, конструктивные и режимные особенности ступеней роторных и роторно-поршневых компрессоров (ВК, РКНС), динамику капельной жидкости в её проточной части и массообмен газожидкостной смеси через неплотности рабочей камеры.

При разработке этих математических моделей были приняты следующие допущения: газовая среда непрерывна и подчиняется законам идеального газа; давление рабочего тела в полостях всасывания и нагнетания имеет постоянное значение; капельная жидкость представляет собой систему взвешенных в потоке капель сферической формы одинакового диаметра; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным и квазистационарным; процессы межфазного массообмена в рабочих полостях квазистационарны;

нагрев пленки жидкости происходит с постоянной температурой на поверхности и внутри слоя жидкости; абсолютное движение газовой фазы в рабочей полости роторного компрессора определяется её переносным и относительным движением; на движение капель не влияет гидродинамическое взаимодействие между ними; воздействие на каплю силы Магнуса, гидромеханических, диффузионных и реактивных сил пренебрежимо мало; при взаимодействии с поверхностями корпуса жидкость осаждается в виде пленки, равномерно распределенной по поверхности; срыв пленки с поверхности рабочей камеры и коагуляция капель в газовом потоке отсутствуют; при дроблении частиц жидкости вращающимися поверхностями роторов размер вторичных частиц полностью определяется величиной скорости столкновения жидкости и ротора.

Условия однозначности, отражающие особенности рабочего процесса рассматриваемых компрессорных ступеней с газожидкостным рабочим телом, включают в себя: геометрические условия, которые характеризуют форму и размеры проточной части роторного компрессора, рабочих зазоров и газораспределительных органов, обусловленных его конструкцией; физические условия, характеризующие физические свойства рабочего тела, которые прежде всего зависят от рода веществ, составляющих рабочее тело (в рассматриваемом случае таковыми являются воздух и жидкость); начальные условия, характеризующие параметры рабочего тела в начальный момент рабочего процесса (для газа такими условиями являются его параметры в начале процесса всасывания, которые принимаются равными параметрам газа в камере всасывания; для жидкости – параметры капель в момент поступления в рабочую полость из устройства впрыска); граничные условия, характеризующие взаимодействие рабочего тела с окружающей средой (такими условиями являются параметры рабочего тела в камерах всасывания и нагнетания и в соседних рабочих камерах, температура поверхностей деталей компрессора, взаимодействующих с рабочим телом, а также параметры жидкости перед устройством впрыска).

Основными расчётными уравнениями в данных моделях являлись следующие:

$$dU = dQ - dL + i_{np} dM_{np} + i_0 dM_0 + i_{фпр} dM_{фпр} - i_{фо} dM_{фо}; \quad (1)$$

$$dQ = [\alpha_k (T_{повк} - T) F_k N_k + \alpha_{пл} (T_{пл} - T) F_{пл} + \alpha_{ст} (T_{ст} - T) F_{ст}] d\tau; \quad (2)$$

$$U_{n+1} = U_n + dU; \quad (3) \quad M_{n+1} = M_n + dM_{np} - dM_0 + dM_{фпр} - dM_{фо}; \quad (4)$$

$$T = (U - dM_{фпро} r_0) / (MC_v); \quad (5) \quad P = MRT / V; \quad (6)$$

$$M_{жл+1} = M_{жл} - dM_{фпр} + dM_{фо} - dM_{жо} + dM_{жпр}; \quad (7)$$

$$dT_{\text{повк}} = \left[\alpha_{\kappa} F_{\kappa} (T - T_{\text{повк}}) d\tau - \frac{dM_{\text{фпро}} r_0}{N_{\kappa}} - \frac{4\pi \lambda_{\text{ж}} r_{\delta} r_{\delta'} (T_{\text{повк}} - T_{\delta'}) d\tau}{\delta} \right] / (C_{\text{ж}\delta} \rho_{\text{ж}\delta} V_{\text{ж}\delta}) ; \quad (8)$$

$$T_{\text{повк } n+1} = T_{\text{повк } n} + dT_{\text{повк}} ; \quad (9)$$

$$r_{\kappa} = \{3M_{\text{жк}} / [4\pi(N_{\kappa} + N_{\text{кпр}} - N_{\text{ко}})\rho_{\text{жк}}]\}^{1/3} ; (10) \quad m_{\kappa} d\vec{V}_{\kappa} / d\tau = \sum_{i=1}^n \vec{P}_i, \quad (11)$$

а также уравнения смешения для капельной и плёночной жидкости, расхода газа и газожидкостной смеси через зазоры и окна газораспределения, изменения геометрических параметров элементов проточной части ступени, замыкающие систему расчётных уравнений.

Здесь P , T , V , M , U , C , ρ , λ , α – давление, температура, объём, масса, внутренняя энергия, теплоёмкость, плотность, коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи; Q , L – количество теплоты, подводимой к газу, и контурная работа, учитывающая геометрическое изменение объёма рабочей камеры и изменение объёма, обусловленное изменением количества жидкости в рабочей камере; F – площадь теплообмена, r_0 – удельная теплота парообразования; r , m , $\vec{V}_{\kappa}$, N – радиус, масса, скорость капли и их количество; $\sum_{i=1}^n P_i$ – сумма сил, действующих на каплю; индекс δ относится к параметрам шарового слоя капли жидкости, индексы «ж, к, пл» относятся к жидкой фазе, индекс «ф» – к межфазному массообмену, индексы «пр, о» обозначают присоединяемые или отделяемые массы; уравнение (7) приведено в общем виде и справедливо как для плёночной, так и для капельной жидкости.

Во избежание излишнего загромождения соотношений (1)...(11) в ряде случаев условно не указана индексация расчётного шага ($n, n+1$).

Разработанные математические модели рабочего процесса ступеней винтового и роторно-поршневого компрессора с впрыском жидкости позволяют рассчитывать текущие параметры газа и жидкости, интегральные характеристики и показатели эффективности ступеней.

Разработанные математические модели рабочего процесса бесшмазочных ступеней поршневого компрессора (ПК) и роторно-поршневого компрессора (РКНС) при отсутствии в их проточной части капельной жидкости (так называемые «сухие» ступени) учитывают геометрические, конструктивные и режимные особенности ступеней поршневых и роторно-поршневых компрессоров (ПК, РКНС) с «сухой» проточной частью, в том числе процессы нестационарной теплопередачи через стенки рабочей камеры при наличии микрооребрения на её внутренних поверхностях, процессы течения газа через бесконтактные уплотнительные узлы в рабочей камере ступени с плоскими щелевыми зазорами, как при гладких образующих поверхностях, так и при наличии на последних микро рельефа лабиринтного типа; процессы

течения газа через проточную часть многоканального самодействующего клапана перфорированного типа как с неподвижным седлом, так и с седлом, расположенным на подвижных деталях, формирующих рабочую камеру ступени (поршень, ротор).

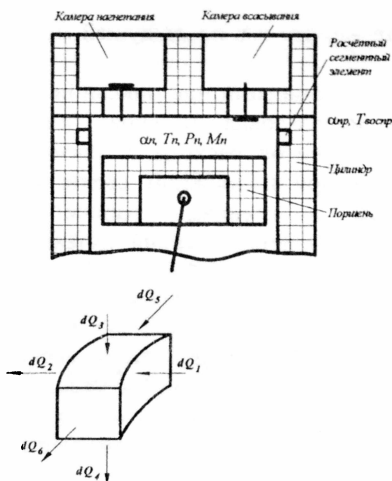


Рис. 1. Несимметричная схема ступени поршневого компрессора с сегментным расчётным элементом

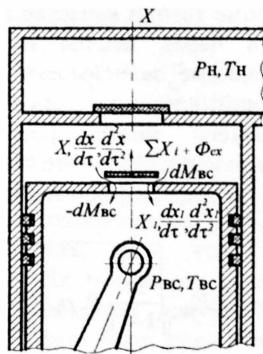


Рис. 2. Расчётная схема ступени поршневого компрессора с прямоточной системой газораспределения

При разработке этих математических моделей были приняты следующие допущения: газовая среда непрерывна и гомогенна; моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистатичны; 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 и квазистационарным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный и может быть описан формулой Ньютона – Рихмана при идентичности коэффициентов теплоотдачи на всех теплообменных поверхностях рабочей камеры; мгновенный тепловой поток через теплообменные поверхности, на которых имеется микрооребрение, пропорционален мгновенному коэффициенту теплоотдачи, определяемому по эмпирическим зависимостям, полученным применительно к гладким поверхностям, и площади микрооребрённой теплообменной поверхности; теплообмен на внешних поверхностях стенок деталей, формирующих рабочую камеру, определяется при постоянном по времени коэффициенте теплоотдачи, выбранном для рассматриваемого участка теплообменной

поверхности; в стенках рабочей камеры отсутствуют внутренние источники тепла; перепад давления, действующий на запорные органы, не зависит от числа клапанов и места их установки в рабочей камере; эффект прилипания запорного органа при контакте с седлом и ограничителем подъёма пренебрежимо мал; движение жёсткого запорного органа рассматривается в одномассовой постановке.

Основные расчётные уравнения те же, что и в предыдущей модели (без учёта жидкой фазы).

Кроме того, в качестве замыкающих уравнений при описании массовых потоков через зазоры и клапаны использовались вновь полученные эмпирические зависимости для коэффициентов расхода, а также система уравнений динамики запорного органа при подвижном седле; процессы теплообмена между рабочим газом и стенками рабочей камеры рассматривались с учётом внешнего охлаждения ступени путём решения задачи нестационарной теплопередачи через стенки рабочей камеры.

$$dM_{zn} = \mu_{zn} F_{zn} \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_n \rho_n \left[\left(\frac{P_{1n}}{P_n} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_{1n}}{P_n} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\tau; \quad F_{z, \text{ок}} = f(\varphi); \quad (12)$$

$$dM_n = \mu_n \varepsilon_{pn} F_n \sqrt{2 \rho_n \Delta P_n} d\tau; \quad F_{\text{щ}} = f(h_{30}); \quad F_c = f(N; d_c); \quad (13)$$

$$\mu_z = f(\text{Re}; \delta_3/l_3); \quad \mu_3 = f(\text{Re}; \delta_3/l_3; N); \quad \mu_{\text{кл}} = f(\text{Re}; F_{\text{щ}}/F_c; N); \quad (14)$$

В уравнениях (12...14) μ – коэффициент расхода; F – площадь проходного сечения; N – количество отверстий в седле клапана и количество канавок на поверхности лабиринтного зазора; h_{30} , d_c – высота подъёма запорного органа и определяющий размер канала в седле; δ_3 , l_3 – высота и глубина зазора; индекс «з» относится к щелевому зазору между подвижными деталями рабочей камеры, индексы «щ, с, кл» – к клапану и элементам его проточной части.

$$\begin{aligned} md^2x/d\tau^2 &= \sum X_i + \Phi_{ex} + \Phi_{cx}; \\ md^2y/d\tau^2 &= \sum Y_i + \Phi_{ey} + \Phi_{cy}; \quad (15) \quad \sum \bar{P}_i = \bar{P}_r + \bar{P}_{np} + \bar{P}_{\Sigma r} + \bar{G}; \quad (16) \\ md^2z/d\tau^2 &= \sum Z_i + \Phi_{ez} + \Phi_{cz}; \end{aligned}$$

Здесь m – приведённая масса запорного органа; $d^2x/d\tau^2$, $d^2y/d\tau^2$, $d^2z/d\tau^2$ – проекции относительного ускорения запорного органа; $\sum X_i$, $\sum Y_i$, $\sum Z_i$ – проекции геометрической суммы сил $\sum \bar{P}_i$, приложенных к центру масс запорного органа; Φ_{ex} , Φ_{ey} , Φ_{ez} – проекции переносной силы инерции $\bar{\Phi}_e$; Φ_{cx} ,

$\Phi_{\text{ор}}, \Phi_{\text{сз}}$ – проекции кориолисовой силы инерции $\overline{\Phi}_c$; $\overline{P}_r$ – газовая сила; $\overline{P}_{\text{пр}}$ – сила упругости пружины; $\overline{P}_{\Sigma \text{тр}}$ – суммарная сила трения запорного органа о газ и направляющие; $\overline{G}$ – сила тяжести.

$$\begin{aligned} \frac{dt_1}{d\tau} + \tau_{r1} \frac{d^2 t_1}{d\tau^2} &= \frac{1}{c_1 \rho_1} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_1 \frac{dt_1}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_1 \frac{dt_1}{dy} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_1 \frac{dt_1}{dz} \right) \right] \\ &\dots\dots\dots; \\ \frac{dt_m}{d\tau} + \tau_{rm} \frac{d^2 t_m}{d\tau^2} &= \frac{1}{c_m \rho_m} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_m \frac{dt_m}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_m \frac{dt_m}{dy} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_m \frac{dt_m}{dz} \right) \right] \end{aligned} \quad (17)$$

В уравнениях (17), в общем виде описывающих процессы нестационарной теплопроводности с граничными условиями третьего рода для совокупности локальных участков некоторой теплообменной поверхности, τ_r – время релаксации, c – теплоёмкость, ρ – плотность, λ – коэффициент теплопроводности, зависящий от температуры. Их численное решение в соответствии с расчётной схемой (рис.1) и принятыми допущениями в рамках разработанной математической модели может быть представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned} \sum_{p=1}^6 dQ_{i,j,k,n}^p &= dQ_{i,j,k,n}; \quad dQ_{i,j,k,n} = m_{i,j,k} C_p (T_{i,j,n+1} - T_{i,j,n}) d\tau; \\ dQ_{i,j,k,n} &= \lambda / \delta (T_{i-1,n} - T_{i,n}) F_p d\tau; \\ dQ_{\text{вн}} &= \alpha_{\text{вн}} (T - T_r) F d\tau; \quad dQ_{\text{н}} = \alpha_{\text{н}} (T - T_r) F d\tau, \end{aligned} \quad (18)$$

где $dQ_{i,j,k,n}$ – элементарное количество теплоты, затрачиваемое на изменение внутренней энергии элемента с координатами i, j, k в момент времени n ; $dQ_{i,j,k,n}^p$ – элементарное количество теплоты, подводимое к элементу с координатами i, j, k в момент времени n через грань p ; T и F – температура и площадь гладкой или оребрённой теплообменной поверхности; F_p – площадь грани p расчётного элемента; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи на поверхности элементарного участка, граничащей с внешней охлаждающей средой; $\alpha_{\text{вн}}$ – мгновенный коэффициент теплоотдачи на поверхности элементарного участка, граничащей с рабочим газом, рассчитываемый по известным зависимостям для гладкой поверхности рабочей камеры; кривизна (в частности, цилиндричность) стенок учитывается соотношением площадей соответствующих граней расчётных элементов.

Результаты сравнения расчётных и экспериментальных индикаторных диаграмм бессмазочных ступеней ПК и РКНС, а также результаты сравнения их расчётных и экспериментальных интегральных характеристик показали, что разработанные тестируемые модели правильно описывают качественную

картину физических процессов, сопровождающих работу этих ступеней, и с достаточной точностью обеспечивают количественное описание основных характеристик. Это позволяет говорить об адекватности разработанных моделей реальным объектам исследования.

В третьей главе представлены результаты экспериментального исследования рабочих процессов компрессорных ступеней объёмного действия и их отдельных составляющих, а также методики проведения этих исследований и экспериментальные стенды для их реализации. При экспериментальном исследовании объектами испытаний были поршневые (ПК), винтовые (ВК), двухроторные с нелинейной синхронизацией роторов (РКНС) ступени. Испытания проводились с целью исследования рабочих процессов этих компрессоров и влияния режимных и конструктивных параметров на их интегральные характеристики; для оценки адекватности разработанных методик расчёта этих объектов; для выявления особенностей работы и общей оценки их функциональной эффективности. Были созданы три стенда, позволяющие измерять производительность и потребляемую мощность компрессора, параметры состояния рабочего газа в камерах всасывания и нагнетания, температуры стенок ступени, параметры состояния жидкости перед компрессором и её расход, мгновенное давление газа в рабочей камере, а также мгновенную температуру рабочего газа в рабочей камере при испытаниях поршневой ступени. При этом использовалась многократно апробированная для такого рода исследований аппаратура и датчики. Анализ процессов, протекающих в рабочей камере ступени, производился на основе индикаторных диаграмм, одна из которых представлена на рис. 3.

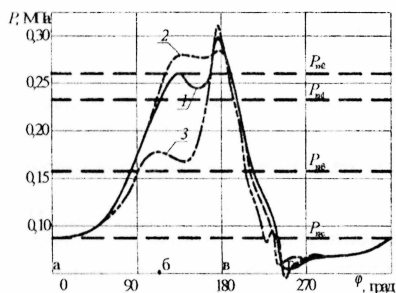


Рис. 3. Развёрнутые индикаторные диаграммы РКНС при подаче масла в рабочую камеру:

$\bar{G}_1 \approx 0,13$ кг/с; $n_{об} = 24$ об/с; 1 – $P_H = 0,2$ МПа;
2 – $P_H = 0,25$ МПа; 3 – $P_H = 0,12$ МПа

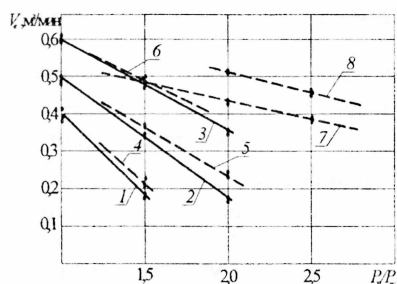


Рис.4. Зависимость действительной производительности РКНС от степени повышения давления: 1, 2, 3 – $\bar{G}_1 \approx 0$ кг/с;
4, 5, 6 – $\bar{G}_1 \approx 0,065$ кг/с;
7, 8 – $\bar{G}_1 \approx 0,13$ кг/с; 1, 4, 7 – $n_{об} = 24$ об/с;
2, 5, 8 – $n_{об} = 33$ об/с; 3, 6 – $n_{об} = 40$ об/с

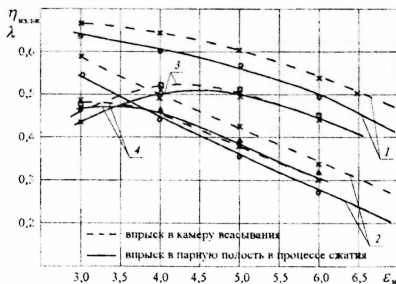


Рис. 5. Влияние места расположения точки впрыска воды на эффективность рабочего процесса ВК: 1, 2 – коэффициент подачи; 3, 4 – изотермический КПД; 1, 3 – $n_1 = 86$ л/с; $d_{впр} = 4$ кг жидкости/кг воздуха; 2, 4 – $n_1 = 42$ л/с, $d_{впр} = 7$ кг жидкости/кг воздуха.

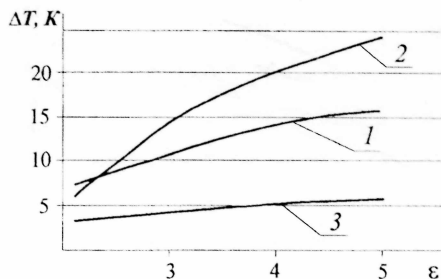


Рис. 6. Снижение температуры нагнетания ступени при использовании микроорезбрения в рабочей камере по сравнению с «гладким» вариантом её конструкции (результаты эксперимента): 1 – $D_u = 0,02$ м и 2 – $D_u = 0,085$ м – водяное охлаждение цилиндра; 3 – $D_u = 0,085$ м – воздушное охлаждение цилиндра.

Полученные интегральные характеристики наглядно отражают влияние величины давления нагнетания, количества впрыскиваемой жидкости и скорости вращения приводного вала на производительность компрессора и коэффициент подачи. В «сухом» режиме рабочий процесс экспериментального образца РКНС крайне неэффективен из-за интенсивного массообмена сжимаемого воздуха через зазоры в рабочей камере. Интенсивный массообмен в рабочей камере при «сухом» режиме обуславливает также заметный подогрев всасываемого воздуха и связанную с этим высокую температуру нагнетания.

Проведённый эксперимент показал, что выбор точки впрыска жидкости в ступень является одной из задач, которую необходимо решить при разработке её конструкции.

К наиболее важным результатам экспериментального исследования ступени ПК следует отнести сравнение результатов её испытаний при гладкой поверхности рабочей камеры и при наличии на ней микроорезбрения (параметры микроорезбрения изменялись в пределах $h_p = 0,8 \dots 1,4$ мм и $S_p = 0,2 \dots 0,8$ мм), которое показало реальное снижение температуры нагнетания на $5 \dots 25$ К.

При экспериментальном исследовании пропускной способности самодействующих клапанов (грибковые и дисковые перфорированного типа) и плоских шелевых зазоров (гладких и лабиринтного типа) в качестве экспериментальной методики использовался известный и многократно апробированный другими авторами метод статических продувок.

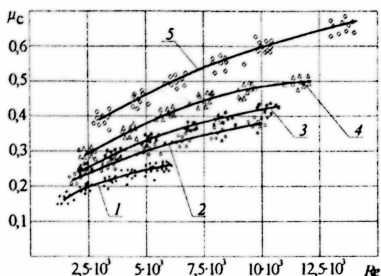


Рис. 7. Сравнение результатов статических продувок экспериментального образца перфорированного дискового клапана и результатов расчёта коэффициента расхода по полученной эмпирической зависимости: $z = 20$; $d = 1,5$ мм; $1 - f_{ш}/f_c = 0,48$; $2 - f_{ш}/f_c = 0,747$; $3 - f_{ш}/f_c = 0,933$; $4 - f_{ш}/f_c = 1,23$; $5 - f_{ш}/f_c = 2,13$

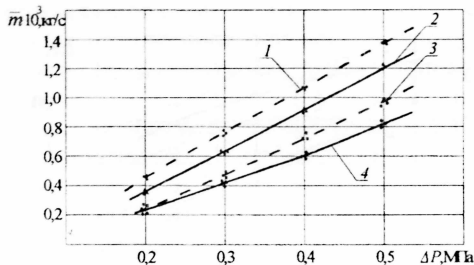


Рис. 8. Влияние количества поперечных канавок на поверхности плоского щелевого зазора на расход воздуха через этот зазор: $l = 50$ мм; $b = 50$ мм; $\delta = 0,07$; $1 - N = 0$; $2 - N = 5$; $3 - N = 9$; $4 - N = 18$

Для определения коэффициентов расхода рассматриваемых объектов были получены следующие эмпирические соотношения:

$$\mu_{ш} = 0,0133(h/d_c)^{-0,43} Re^{0,32} \quad \text{— для грибового клапана,}$$

здесь $Re = v d_{ш}/\nu$ — число Рейнольдса; v — скорость газа в определяющем сечении; ν — вязкость газа; $d_{ш} = 2h$ — определяющий размер щели; h — высота подъема запорного органа;

$$\mu_c = C_2 Re^{-\varepsilon} (f_{ш}/f_c)^{\gamma_1} N^{\omega} \quad \text{— для дискового перфорированного клапана,}$$

здесь $Re = v d_c/\nu$; d_c — диаметр отверстия в седле; N — количество отверстий в седле клапана; $C_2 \approx 0,0018$; $\varepsilon \approx -0,35$; $\gamma_1 \approx 0,44$; $\omega \approx 0,75$;

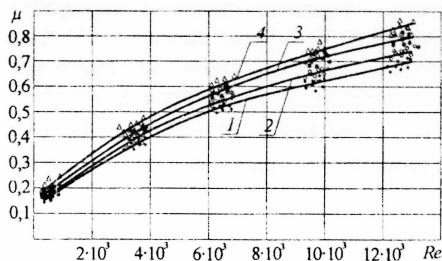
$$\mu = C_1 Re^{-\varepsilon} (\delta/b)^{-\gamma} \quad \text{— для плоского щелевого зазора,}$$

здесь $Re = 2v\delta/\nu$; δ — высота зазора; применительно к уравнению Сен-Венана — Ванцеля $C_1 \approx 0,045$; $\varepsilon \approx 0,43$; $\gamma \approx 0,2$;

$$\mu = a_0 Re^{a_1} (\delta/b)^{a_2} N^{a_3} \quad \text{— для плоского щелевого зазора с лабиринтными поперечными канавками на одной из поверхностей,}$$

здесь $a_0 \approx 0,016$; $a_1 \approx 0,47$; $a_2 \approx 0,076$; $a_3 \approx -0,11$ (применительно к уравнению Сен-Венана — Ванцеля), $a_0 \approx 0,35$; $a_1 \approx 0,22$; $a_2 \approx 0,33$; $a_3 \approx 0,33$ (применительно к уравнению Стодолы), $N = b/l$ — количество гладких участков между канавками, расположенными в зазоре равномерно.

а)



б)

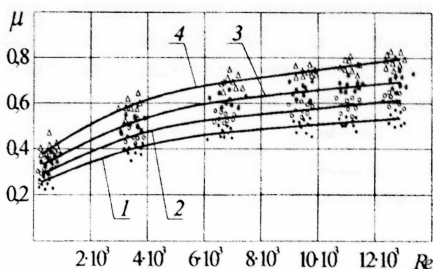


Рис. 9. Сравнение результатов статических продувок исследуемых лабиринтных зазоров и результатов расчёта коэффициента расхода по полученной эмпирической зависимости: а) применительно к уравнению Сен-Венана – Ванцеля; 1 – $\delta/l = 0,0014$; $N = 5$; 2 – $\delta/l = 0,003$; $N = 5$; 3 – $\delta/l = 0,0035$; $N = 3$; 4 – $\delta/l = 0,0075$; $N = 3$; б) применительно к уравнению Стодолы; 1 – $\delta/l = 0,0014$; $N = 5$; 2 – $\delta/l = 0,002$; $N = 5$; 3 – $\delta/l = 0,005$; $N = 3$; 4 – $\delta/l = 0,0075$; $N = 3$

Наряду с известным влиянием числа Рейнольдса, а также конструктивных соотношений $(f_{\text{ш}}/f_c)$, (h/d_c) , (δ/b) экспериментально подтверждено влияние на величину коэффициента расхода количества отверстий в седле перфорированного клапана и количества канавок на поверхности зазора лабиринтного типа.

При проведении диссертационного исследования были апробированы вновь разработанные методы исследования процессов тепло- и массообмена в рабочей камере ступени объёмного компрессора, основанные на применении известных принципов идентификации. Наиболее значимые результаты получены при экспериментальной сравнительной оценке осреднённых по локальному участку поверхности рабочей камеры ступени коэффициентов теплоотдачи при наличии и при отсутствии на ней микроорегбрения. В результате проведённых экспериментов были получены средние температуры гладкого днища поршня (300...307 К); средние температуры сменных дисков крышки цилиндра при гладком и оребрённом исполнении (300...325 К); диаграммы мгновенных давлений воздуха в рабочей камере; диаграммы мгновенных температур воздуха в рабочей камере (рис. 10). При воздушном охлаждении максимальная температура воздуха в рабочей камере в случае оребрённого сменного диска ниже, чем в случае гладкого сменного диска, на 12...20 К, а при водяном охлаждении эта разница может достигать 30 К. В случае гладкой поверхности сменного диска водяное охлаждение по сравнению с воздушным обеспечивает снижение максимальной температуры воздуха в рабочей камере лишь на 3...5 К. Получены диаграммы изменения элементарного количества теплоты, отводимой от воздуха к поверхностям рабочей камеры или подводимой к

нему (рис. 11) и графики, отражающие зависимость температур сменного диска и воздуха (рис. 12). Эти результаты показывают, что при наличии микрооребрения элементарное количество теплоты через поверхность увеличивается по сравнению с гладкой поверхностью пропорционально коэффициенту оребрения. Более наглядно это следует из сравнения диаграмм мгновенного коэффициента теплоотдачи к поверхности сменного диска (рис. 13, здесь α_{np} – условный коэффициент теплоотдачи к микрооребрённой поверхности сменного диска, приведённый к площади его гладкой поверхности).

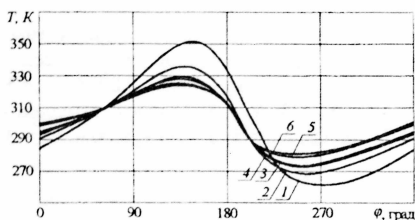


Рис. 10. Диаграммы мгновенных температур воздуха в экспериментальной рабочей камере при водяном охлаждении диска: максимальное давление в рабочей камере – 0,485 МПа; 1 – гладкая поверхность; 2 – коэффициент оребрения 2,24; 3 – коэффициент оребрения 2,94; 4 – коэффициент оребрения 3,16; 5 – коэффициент оребрения 3,74; 6 – коэффициент оребрения 4,12

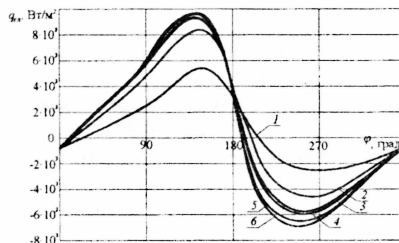


Рис. 11. Плотность теплового потока через поверхность сменного диска, приведённая к площади его гладкой поверхности: охлаждение сменного диска – водяное; максимальное давление в рабочей камере – 0,485 МПа; 1 – гладкая поверхность; 2 – коэффициент оребрения 2,24; 3 – коэффициент оребрения 2,94; 4 – коэффициент оребрения 3,16; 5 – коэффициент оребрения 3,74; 6 – коэффициент оребрения 4,12.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что в рамках разработанной математической модели рабочего процесса бесшмазочной ступени поршневого компрессора с сосредоточенными параметрами при расчёте процессов теплообмена в рабочей камере с микрооребрёнными поверхностями следует использовать мгновенный коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый по известным эмпирическим соотношениям для гладкой поверхности, а за величину расчётной площади теплообменной поверхности принимать полную площадь поверхности с учётом её оребрения.

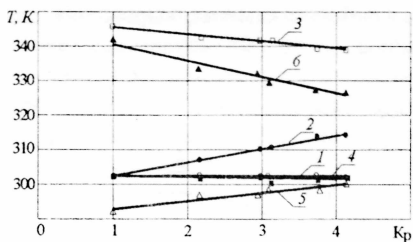


Рис. 12. Влияние величины коэффициента оребрения сменного диска на температуры воздуха и поверхностей рабочей камеры: максимальное давление воздуха в рабочей камере 0,485 МПа; 1, 2, 3 – воздушное охлаждение диска; 4, 5, 6 – водяное охлаждение диска; 1, 4 – температура поршня; 2, 5 – температура сменного диска; 3, 6 – максимальная температура воздуха в рабочей камере.

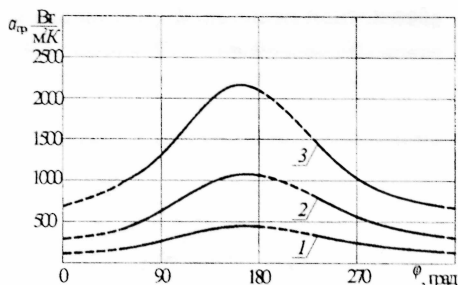


Рис. 13. Условный коэффициент теплоотдачи между воздухом и поверхностью теплообмена сменного диска: охлаждение диска водяное; максимальное давление воздуха в рабочей камере – 0,485 МПа; 1 – гладкая поверхность; 2 – коэффициент оребрения 2,24; 3 – коэффициент оребрения 4,12.

В четвёртой главе представлен анализ эффективности систем охлаждения компрессорных ступеней объёмного действия.

На основе известных интегральных соотношений для идеального политропического компрессора получены аналитические зависимости, отражающие влияние режимных параметров ступени и эффективности её охлаждения на весовые и массогабаритные параметры теплообменного оборудования МКУ. Результаты предварительного анализа показали, что в зависимости от величины показателя политропы сжатия снижение веса теплообменного оборудования может достигать 30...60 %, снижение его габаритных размеров – 15...30 %.

При анализе охлаждения бесшмазочной ступени «сухого» типа с использованием разработанной математической модели основное внимание уделялось возможности интенсификации охлаждения газа в такой ступени за счёт оребрения внутренних поверхностей её рабочей камеры. Результаты расчетов показывают, что относительная высота ребер $\bar{h}_p = h_p/S_p$ является определяющим конструктивным параметром микрооребрения; практически значимое снижение температуры нагнетания происходит при увеличении $\bar{h}_p$ в интервале 0...6 и может составить более 40 K, при этом величина λ и $\eta_{инд}$ может снизиться на 4...5 %; дальнейшее же увеличение $\bar{h}_p$ не приводит к заметному снижению температуры нагнетания, а интегральные характеристики ступени при этом продолжают заметно ухудшаться. Большое значение приобретает соотношение между абсолютной величиной дополнительного мёртвого объёма в межрёберном пространстве и

абсолютной величиной описанного объёма рабочей камеры, выражение для которого удобно записать в виде $a_{mp} = h_p/2S_n$.

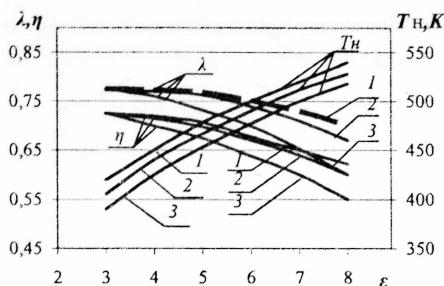


Рис. 14. Влияние степени повышения давления в ступени на её характеристики и температуру нагнетания при наличии и отсутствии микроорезбрения: 1 – $h_p/S_p = 0$; 2 – $h_p/S_p = 3$; 3 – $h_p/S_p = 10$

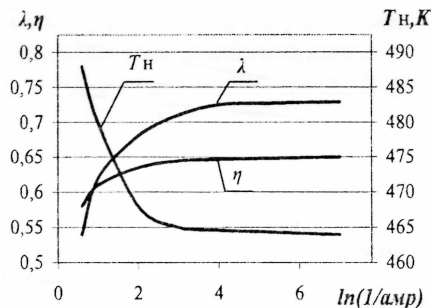


Рис. 15. Влияние масштабного фактора на характеристики ступени с микроорезбрением: $D_n = 0,085$ м, $h_p/S_p = 4$, $\varepsilon = 4$, $T_{ac} = 293$ К, $T_{cm} = 313$ К

При интенсификации теплоотвода от рабочего газа к стенкам рабочей камеры за счёт микроорезбрения последних возрастает значимость внешнего охлаждения рабочей камеры и становится актуальной оценка области рациональных значений условного коэффициента теплоотдачи для наружной поверхности рабочей камеры ступени поршневого компрессора ($\alpha_n^* = k_p \times \alpha_{nл}$), а также режимных и конструктивных параметров ступени, для которых целесообразно обеспечивать требуемые α_n^* . Количество отводимой теплоты при использовании внутреннего микроорезбрения возрастает в 4...7 раз по сравнению с «гладкой» рабочей камерой в зависимости от порядкового номера ступени; при этом «приведённая к гладкой поверхности» плотность теплового потока в первой ступени воздушного поршневого компрессора не выходит за пределы 5000...6000 Вт/м², а в четвёртой ступени может превышать 10⁴ Вт/м².

Теплопроводность конструкционного материала и толщина стенки также влияют на циклическую пульсацию температуры её внутренней поверхности и температурный режим ступени в целом: если для стали температура стенки в верхней части цилиндра изменяется за время рабочего цикла на 1...2 К, то для меди это изменение возрастает до 6...8 К. Учитывая, что прочностной фактор часто имеет превалирующее значение, необходимо обеспечивать режим внешнего охлаждения с учётом фактической толщины стенки цилиндра.

В отличие от ступеней с гладкой поверхностью стенок рабочей камеры при наличии внутреннего микроорезбрения температура нагнетаемого воздуха существенно зависит от целого ряда факторов, в частности, от α_n^* ,

D_y, P_{ac} . Так, при $D_y = 0,04$ м снижение температуры нагнетаемого воздуха может составлять 40...50 К, а для $D_y > 0,2$ м температурный режим ступени за счёт превалирующего влияния подогрева газа в процессе всасывания может даже ухудшиться. Наибольшее снижение температуры нагнетания в рассматриваемом диапазоне конструктивных и режимных параметров достигается при $\alpha_n^* \leq 10^4$ Вт/(м²·К).

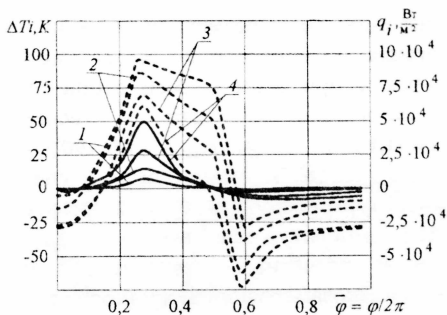


Рис. 16. Изменение мгновенной разности между осреднёнными температурами газа и стенки рабочей камеры и осреднённой по поверхности рабочей камеры плотности теплового потока за время рабочего цикла (приведённой к «гладкой» поверхности):

1 - $P_{ac} = 0,1$ МПа; $P_n = 0,3$ МПа, $D_y = 0,2$ м; 2 - $P_{ac} = 0,3$ МПа; $P_n = 0,9$ МПа, $D_y = 0,115$ м; 3 - $P_{ac} = 0,9$ МПа; $P_n = 2,7$ МПа, $D_y = 0,066$ м; 4 - $P_{ac} = 2,7$ МПа; $P_n = 8,1$ МПа, $D_y = 0,04$ м;

— — — — — $-\Delta T_i$; ————— $-q_i$

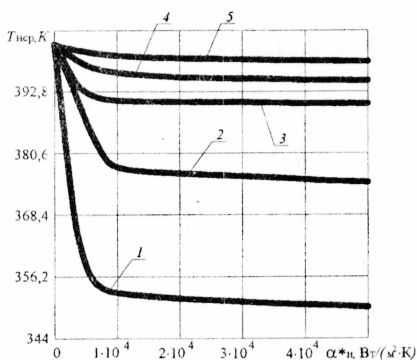


Рис. 17. Влияние интенсивности внешнего охлаждения ступени (α_n^*) на температуру нагнетания ($P_{ac} = 0,1$ МПа; $P_n = 0,3$ МПа): 1 - $D_y = 0,04$ м; 2 - $D_y = 0,08$ м; 3 - $D_y = 0,2$ м; 4 - $D_y = 0,36$ м; 1...4 - имеется внутреннее микрооребрение; 5 - ступень без внутреннего микрооребрения

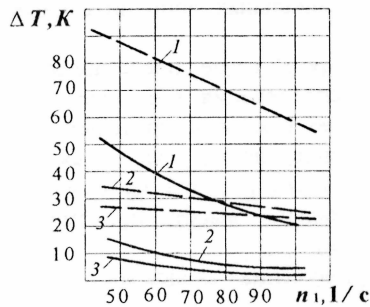


Рис. 18. Приращение температуры воздуха в ступени с ГЖРТ:

1 - $d_{enp} = 3$ кг жидкости/кг воздуха;
2 - $d_{enp} = 9$ кг жидкости/кг воздуха;
3 - $d_{enp} = 15$ кг жидкости/кг воздуха;
--- масло; ——— вода

Анализ охлаждения ступени с ГЖРТ показал, что на режимах работы, близких к оптимальным, впрыск воды обеспечивает величину температуры нагнетаемого воздуха на (3...5) К меньшую, чем при впрыске масла. Количество впрыскиваемой воды также существенно влияет на температурные режимы ступени: если при оптимальных $d_{впр}$ температура воздуха в ступени возрастает на 20...25 К, то при снижении $d_{впр}$ до 3 кг/кг – уже на 35...55 К. Запоздывание подачи жидкости в рабочую камеру после начала сжатия в ней может привести к снижению экономичности работы ступени на 5...20 % и к резкому возрастанию температуры нагнетания. В рабочей камере быстроходных роторных компрессоров имеет место интенсивное дробление жидкости роторами; при этом размер вторичных капель определяется скоростью столкновения жидкости и твердой поверхности и для расчетных режимов лежит в диапазоне $r_{ксп} \in (30...90) \cdot 10^{-6}$ м. При недоохлаждении жидкости на 15...30 К экономичность ступени снижается на 3...4 %, а приращение температуры воздуха в ступени при этом на 10...25 К выше, чем в случае равенства температур всасываемого воздуха и впрыскиваемой жидкости. Сравнение расчетных результатов для компрессоров с подачей в рабочую камеру низкотемпературной жидкости типа Асол – К с результатами расчётов для маслозаполненных и водозаполненных компрессоров показывают, что такие машины сравнимы с водозаполненными по эффективности охлаждения рабочего газа и при этом позволяют эксплуатировать компрессор при отрицательных атмосферных температурах без специальных дополнительных устройств для предпускового разогрева МКУ.

В пятой главе представлены результаты анализа эффективности узлов газораспределения поршневых и роторных компрессоров. Показано, что наиболее важными критериями оценки совершенства конструкции узлов газораспределения являются коэффициент использования площади поверхности рабочей камеры ступени, на которой они располагаются, и максимальная высота подъёма запорного органа (для самодействующего клапана).

Полученная зависимость $\tilde{f}_\Sigma \geq D \psi n_{oc} / [\mu (2RT\alpha)^{0.5}]$, (где $\tilde{f}_\Sigma = f_\Sigma / F_n$, то есть $\tilde{f}_\Sigma = \varphi_n$; μ – коэффициент расхода; α – величина относительных потерь давления) позволяет сделать принципиальные выводы о взаимосвязи пропускной способности узлов газораспределения с конструктивными, режимными факторами ступени и свойствами рабочего газа; теоретически обосновывает необходимость применения в быстроходных компрессорах многокамерных (многоцилиндровых) конструктивных схем.

Для условия $\alpha = idem$; $\mu \approx const$ получена зависимость $\varphi_n(\varphi) \geq C(\varphi) / [\mu (2RT\alpha)^{0.5}]$ (где $C(\varphi)$ – приведённая скорость движения замыкающего органа в рабочей камере), являющаяся условием рационального профилирования окон газораспределения.

Показано, что повышение быстроходности бесшмазочных ступеней объёмных компрессоров с самодействующими клапанами возможно путём

использования многоканальных схем узлов газораспределения, например, дисковых клапанов перфорированного типа.

Применение прямоточных компоновочных схем узлов газораспределения позволяет увеличить их пропускную способность.

При этом динамика запорного органа клапана, размещённого на подвижном элементе конструкции ступени (поршень, ротор) может существенно отличаться от динамики запорного органа неподвижного клапана (рис. 19).

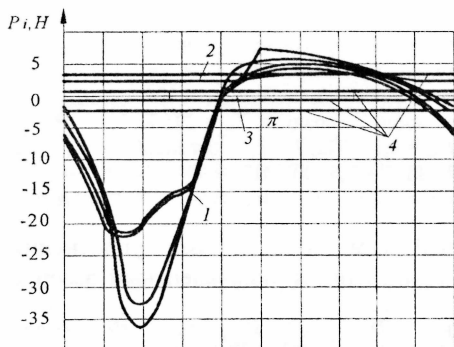


Рис. 19. Соотношение между силами, действующими на запорный орган клапана всасывания: 1 - газовая сила (для различной частоты вращения ротора - 12,5 об/с; 25 об/с и 37,5 об/с; 50 об/с); 2 - сила упругости пружины; 3 - сила, обусловленная неравномерностью вращения ротора (при радиальном направлении оси клапана равна нулю); 4 - центробежная сила (для различной ориентации запорного органа - в сторону оси вращения ротора и от оси вращения ротора)

В шестой главе представлены результаты анализа эффективности узлов уплотнения в рабочей камере ступеней объёмных компрессоров. Показано, что при прочих равных условиях суммарный периметр зазоров в узлах уплотнения является критерием оценки совершенства конструктивной схемы рабочей камеры. С этой точки зрения наиболее совершенной является конструкция поршневой ступени; наиболее близкой к ней является конструкция ступени РКНС. Этот показатель позволяет прогнозировать, что именно РКНС, как имеющий существенные преимущества перед ПК с точки зрения динамики и системы газораспределения (которая может быть как принудительной, так и самодействующей или комбинированной без усложнения конструкции ступени в целом), может оказаться наиболее перспективным применительно к МКУ.

Определяющим конструктивным параметром эффективности узла уплотнения бесконтактного типа является высота зазора; его глубина и наличие микрорельефа на образующих его поверхностях являются дополнительными факторами, снижающими его пропускную способность. В ступенях с ГЖРТ жидкость также является дополнительным фактором, влияющим на эффективность узлов уплотнения.

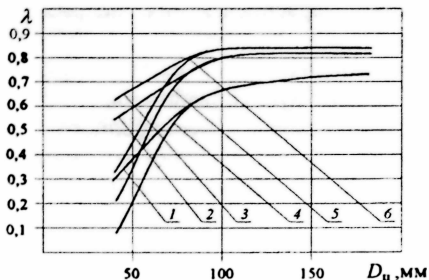


Рис. 20. Зависимость коэффициента подачи от диаметра цилиндра ступени: $n_{об} = 25$ об/с, $\varepsilon = 5$; 1 – зазор 70 мкм, глубина 5 мм; 2 – зазор 70 мкм, глубина 50 мм; 3 – зазор 70 мкм, глубина 50 мм, 16 канавок; 4 – зазор 117 мкм, глубина 5 мм; 5 – зазор 117 мкм, глубина 50 мм; 6 – зазор 117 мкм, глубина 50 мм, 16 канавок; 1, 2, 3, 4 – лабиринтные канавки отсутствуют

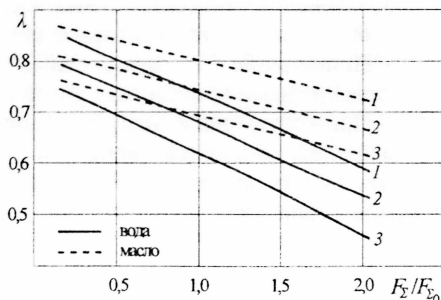


Рис. 21. Влияние величины суммарной площади проходного сечения зазоров в рабочей камере ВК на величину его коэффициента подачи: $n_1 = 100$ 1/с; $d_{впр} = 12$ кг жидк./кг воздуха. $T_{ж} = 295$ К; $T_{вс} = 295$ К; $P_{вс} = 0,1$ МПа; 1 – $P_n = 0,4$ МПа; 2 – $P_n = 0,6$ МПа; 3 – $P_n = 0,8$ МПа

Критерием герметичности рабочей камеры с узлами уплотнения бесконтактного типа может являться приведённый эквивалентный зазор с

относительной эквивалентной площадью $\bar{\Phi} = \sum_{i=1}^z \Phi_i / V_h$, где $\bar{\Phi}$ имеет

размерность $(\text{м/с})^{-1}$; Φ_i – эквивалентная площадь i -го зазора, м^2 ; z – количество зазоров; V_h – секундный описанный объём рабочей камеры, $\text{м}^3/\text{с}$. Показано, что для обеспечения требуемой величины коэффициента герметичности ступени $\lambda_r \geq \lambda_r^*$ необходимо, чтобы для проектируемой ступени величина $\bar{\Phi}_{пк}$ не превышала некоторого значения $\bar{\Phi}^*$.

При реализации предполагаемой конструкции ступени с узлами уплотнения бесконтактного типа необходимо оценить конструкторско-технологические возможности обеспечения требуемой высоты зазора из

условия: $\delta \leq \frac{\bar{\Phi}^* \cdot D_{ц} \cdot S_0 \cdot n_0}{4\mu'}$, где μ' – осреднённый за цикл коэффициент

расхода газа через плоский шелевой зазор.

В седьмой главе представлены результаты синтеза конструктивных схем бесшмазочных поршневых, роторно-поршневых и роторных компрессоров, полученные на основе проведённых обзорных и расчётно-экспериментальных исследований, а также результаты их апробации. Применительно к поршневым ступеням такими результатами являются конструкции перфорированных клапанов и рабочих камер с внутренним оребрением. Применительно к роторно-поршневым и роторным ступеням – конструкции и методика расчёта основных конструктивных параметров РКНС, конструкции и способы работы ВК. Конструирование элементов

проточной части бесшмазочных ступеней поршневых компрессоров, основанное на использовании конструктивных элементов с малыми определяющими размерами и их рациональной компоновке с учётом индивидуальных особенностей конструктивной схемы ступени и режима её работы, а также принцип разделения функций между отдельными конструктивными узлами роторных ступеней позволяют создавать компрессоры, соответствующие требованиям, предъявляемым к МКУ.

Проведена оценка перспективы совершенствования бесшмазочных ступеней поршневых и роторных компрессоров, предназначенных для мобильных условий эксплуатации. Применительно к поршневым компрессорам следует ожидать повышения их быстроходности при полном или частичном отсутствии смазки в узлах трения. Применительно к роторным компрессорам наиболее перспективным является создание быстроходных бесшмазочных ступеней малой производительности с эффективными узлами уплотнения в рабочей камере и системой их охлаждения. Показано, что одной из тенденций совершенствования МКУ является применение низкотемпературных жидкостей на основе воды и ступеней с простыми конструктивными схемами, в частности ротационно-пластинчатых компрессоров.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Основные научные и практические результаты работы можно сформулировать следующим образом.

1. На основании результатов проведённых исследований выполнено обоснование требований к компрессорным ступеням объёмного принципа действия, предназначенных для мобильных установок; показано, что приоритетными являются требования повышения мобильности и автономности таких установок.
2. Проведена классификация бесшмазочных компрессорных ступеней, использующих в качестве сжимаемого рабочего тела смесь газа с капельной жидкостью (так называемое газожидкостное рабочее тело) или газ при отсутствии в нём капельной жидкости (так называемое «сухое» рабочее тело) и определены их отличительные особенности по сравнению со смазываемыми ступенями, влияющие на рабочий процесс и позволяющие выполнить предъявляемые к МКУ требования.
3. Разработаны и реализованы в виде расчётных программ математические модели рабочих процессов бесшмазочных компрессорных ступеней объёмного действия с «сухим» и газожидкостным рабочим телом, учитывающих их отличительные особенности по сравнению со смазываемыми ступенями, в том числе при наличии микрооребра на поверхностях рабочей камеры, при использовании самодействующих перфорированных клапанов с малым определяющим размером проточной части и при их размещении на подвижных деталях, при наличии уплотнительных узлов с гладкими и лабиринтными плоскими зазорами, при

подаче в рабочую камеру низкотемпературной каплеобразующей жидкости на основе воды.

4. Проведены теоретические и экспериментальные исследования влияния микрошероховатости на поверхностях рабочей камеры ступени на рабочий процесс этой ступени, на процессы теплопередачи в её стенках и на их температурные поля; показано, что достигаемая таким образом интенсификация процесса отвода тепла от сжимаемого газа позволяет существенно снизить температуру нагнетания (до 40...50 K) и тем самым снизить тепловую нагрузку на внешнее теплообменное оборудование и на отдельные конструктивные элементы проточной части ступени.

5. Исследована взаимосвязь конструктивных параметров перфорированных самодействующих клапанов с малым определяющим размером проточной части с рабочим процессом ступени, газодинамическими и динамическими характеристиками клапана, в том числе при их размещении на подвижных узлах, формирующих проточную часть; показано, что применение многоканальных схем клапанов не приводит к увеличению индикаторных потерь в процессах всасывания и нагнетания, но при этом существенно (в 1,5...3 раза) снижает скорости соударения запорного органа с седлом и ограничителем подъёма, которые могут не превышать 1 м/с, и величину углов запаздывания, что в совокупности позволяет повышать быстроходность компрессорных ступеней с самодействующими клапанами.

6. Исследованы газодинамические характеристики плоских щелевых зазоров при гладких поверхностях формирующих их стенок и при наличии на этих стенках микрорельефа (лабиринтные бесконтактные уплотнения втулочного типа) и их влияние на рабочий процесс ступени; показано, что обеспечение рациональных геометрических параметров проточной части таких зазоров позволяет снизить их коэффициент расхода в 1,5...2 раза, однако применимость бесконтактных уплотнений в проточной части в значительной степени определяется величиной секундного описанного объёма рабочей камеры.

7. Проведены теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов компрессорных ступеней объёмного действия при подаче в их проточную часть низкотемпературной каплеобразующей жидкости на основе воды; показано, что возможно и целесообразно эффективное применение таких жидкостей в широком диапазоне атмосферных температур без выполнения дополнительных подготовительных работ и специального дополнительного оборудования.

8. На основании результатов проведённых теоретических и экспериментальных исследований рабочих процессов бесшумных компрессорных ступеней объёмного действия определены основные направления повышения мобильности и автономности МКУ путём совершенствования рабочих процессов таких ступеней:

- применение многокамерных (многоцилиндровых) конструктивных схем бесшумных ступеней, сопровождающееся уменьшением

определяющих размеров рабочей камеры при неизменной величине суммарного описанного объема и связанным с этим повышением эффективности систем охлаждения и газораспределения ступени и возрастанием требований к узлам уплотнения рабочей камеры (это обеспечивает возможность повышения их быстроходности и соответствующего снижения массы и габаритных размеров компрессора);

- применение индивидуальных компоновочных схем узлов газораспределения, в том числе с использованием неунифицированных самодействующих клапанов перфорированного типа (применительно к современным МКУ такие узлы газораспределения смогут обеспечить эффективную работу компрессора при 1500...2200 об/мин, что соответствует номинальным оборотам ДВС, применяемых в составе МКУ; это позволит на 20...25 % снизить массогабаритные параметры поршневых компрессоров; использование перфорированных клапанов обеспечит повышение номинальной частоты вращения приводного вала поршневых компрессоров для МКУ);

- при отсутствии в проточной части ступени капельной жидкости применение микрооребрения на поверхностях рабочей камеры и соответствующая рациональная организация системы внешнего охлаждения ступени (это позволяет повысить экономичность рабочего процесса и снизить тепловую нагрузку на внешнее теплообменное оборудование (на 10...20 %); при этом за счёт снижения количества возимого запаса топлива, веса (до 30...60 %) и габаритных размеров (до 15...30 %) теплообменного оборудования улучшаются весовые и габаритные характеристики МКУ, а за счёт улучшения теплового режима ступени повышается её ресурс и надёжность);

- применение бесконтактных узлов уплотнения в рабочей камере ступени в ограниченном диапазоне величин её описанного объема (за счёт рациональных геометрических параметров проточной части плоских щелевых зазоров в таких уплотнениях увеличение коэффициента подачи ступени может составить 5...40 %; это позволит повысить экономичность ступени, снизить её вес и габаритные размеры, уменьшить тепловую нагрузку на теплообменное оборудование);

- применение воды и низкотемпературных жидкостей на основе воды для подачи в проточную часть роторных и некоторых типов роторно-поршневых ступеней (их подача в рабочую камеру после окончания процесса всасывания (время запаздывания подачи жидкости в рабочую камеру не должно превышать 15...25 % от времени процесса сжатия) в грубодисперсном состоянии с последующим дроблением в рабочей камере подвижными деталями (размер вторичных капель – 30...100 мкм) позволяют снизить вес и габаритные размеры компрессорной ступени и теплообменного оборудования, минимизировать или полностью упразднить систему зимнего предпускового подогрева МКУ; повышает безопасность эксплуатации МКУ; при этом по сравнению с маслозаполненными ступенями рекомендуемое

увеличение номинальной частоты вращения приводного вала и величины относительного количества впрыскиваемой жидкости составляет 10...20 %).

9. Разработаны научно-обоснованные рекомендации по созданию конструкций бессмазочных компрессорных ступеней объёмного действия для МКУ и их основных функциональных систем и элементов, реализованные в виде запатентованных технических решений и конструкций, принятых к внедрению в промышленные образцы или внедрённых в опытно-экспериментальных установках; проведена оценка перспективы дальнейшего совершенствования компрессорных ступеней для МКУ.

Таким образом, наиболее перспективным направлением создания ступеней компрессоров объёмного действия для мобильных условий эксплуатации на основе совершенствования рабочих процессов состоит в применении бессмазочных конструкций (при полном отсутствии жидкости в проточной части и при газожидкостном рабочем теле) при обеспечении рациональных соотношений между определяющими размерами элементов проточной части ступени и их индивидуальной компоновки, в том числе путём реализации представленных выше рекомендаций, с учётом режимных и конструктивных параметров ступени, триботехнических, технологических и материаловедческих факторов с целью минимизации структуры МКУ, её систем и элементов и связанным с этим повышением мобильности и автономности, адаптированности к широкому диапазону атмосферных температур, условий транспортирования и хранения МКУ.

Основные научные труды автора по теме диссертации.

1. Кабаков А.Н., Юша В.Л. Определение производительности винтового компрессора с впрыском жидкости // Изв. вузов. Горный журнал. - 1987. - № 4. - С. 96-99.
2. Юша В.Л., Пахотин С.Ю. Анализ влияния основных геометрических соотношений рабочей камеры компрессора объёмного действия с нелинейной синхронизацией роторов на эффективность его рабочего процесса // Тепломассоперенос в системах холодильной техники: Межвуз. сб. науч. трудов – Л.: ЛТИХП, 1990. – С. 60 – 65.
3. Индицирование двухроторного компрессора с нелинейной синхронизацией роторов / В.Л. Юша, С.Ю. Пахотин, С.В. Кононов, И.С. Березин // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1994. - № 1. – С. 7-9.
4. Юша В.Л., Новиков Д.Г. Метод определения мгновенного коэффициента теплоотдачи к элементам поверхности рабочей камеры машины объёмного действия // Динамика систем. механизмов и машин: Материалы IV Международной научно-технической конференции. – Омск, 2002. – С. 438-439.
5. Метод определения мгновенного коэффициента расхода через клапаны и засоры в рабочей камере машины объёмного действия / В.Л. Юша, Д.Ю. Меренков, А.А. Гуров, А.В. Юша // Динамика систем, механизмов и машин: Материалы IV Междунар. науч. техн. конф. – Омск, 2002. - С. 440-441.

6. Юша В.Л., Новиков Д.Г. Влияние охлаждения ступени бесшмазочного поршневого компрессора на функционирование агрегатов малых холодильных машин // Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке: Сб. тр. II Междунар. науч. техн. конф. - СПб, 2003. - Том 1. - С. 73 - 74.
7. Юша В.Л., Танкин В.В. Оценка эффективности применения прямооточных систем газораспределения с самодействующими клапанами в быстроходных компрессорах // Компрессорная техника и пневматика. - 2004. - № 6. - С. 30-33.
8. Юша В.Л., Меренков Д.Ю. Анализ функционирования систем газораспределения микрокомпрессоров с грибовыми самодействующими клапанами // Компрессорная техника и пневматика. - 2004. - № 7. - С. 26-29.
9. Юша В.Л., Новиков Д.Г. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бесшмазочных компрессоров // Вестник международной академии холода. - 2004. - Вып. 4. - С. 8-11.
10. Особенности расчета и проектирования бесшмазочных малорасходных компрессоров объемного действия / В.Л. Юша, Д.Ю. Меренков, В.В. Танкин и др. // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: Труды XIII МНТК по компрессоростроению. - Сумы, 2004. - Том 2. - С. 10 - 17.
11. Юша В.Л., Бусаров С.С. Интенсификация внешнего охлаждения бесшмазочных компрессоров // Холодильная техника. - 2006. - № 2. - С. 24-28.
12. Юша В.Л., Гуров А.А., Беззатеев А.К. Оценка применимости бесконтактных уплотнений в рабочих камерах объемных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. - 2006. - № 2. - С. 48-51.
13. Юша В.Л., Январев И.А., Криницкий В.И. Уменьшение массогабаритных параметров теплообменного оборудования мобильных компрессорных установок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2006. - № 4. - С. 24-26.
14. Пластинин П.И., Юша В.Л., Бусаров С.С. Анализ нестационарных температурных полей в стенках цилиндра компрессорной ступени // Омский научный вестник. - 2006. - №5. - С. 96 - 101.
15. Юша В.Л. Системы охлаждения и газораспределения объемных компрессоров. - Новосибирск: Наука, 2006. - 236 с.
16. Юша В.Л. Анализ пропускной способности самодействующих многоканальных клапанов перфорированного типа // Компрессорная техника и пневматика. - 2007. - № 1. - С. 26-30.
17. Юша В.Л., Бусаров С.С., Криницкий В.И. Анализ процессов теплопередачи в ступени поршневого компрессора при несимметричном температурном поле // Изв. вузов. Горный журнал. - 2007. - № 6. - С. 59-66.
18. Юша В.Л. Тенденции совершенствования воздушных и специализированных технологических компрессорных установок на базе автомобильных шасси, предназначенных для эксплуатации в условиях Сибири и Крайнего Севера // Автомобили, специальные и технологические машины для Сибири и Крайнего Севера: Материалы 59-й Международной научно - технической

конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ). - Омск, 2007. – С. 296-303.

19. Влияние микрооребрения на мгновенный коэффициент теплоотдачи в рабочей камере бессмазочного поршневого компрессора / В.Л. Юша., Д.Г. Новиков, С.С. Бусаров, С.Г. Мельников // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2007. - № 11. – С. 19-21.
20. Системы охлаждения компрессорного оборудования дорожно-строительных машин и автотракторной техники для эксплуатации в условиях Сибири и Крайнего Севера / В.Л. Юша, С.В. Корнеев, С.С. Бусаров, Д.Г. Новиков // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (СибАДИ). – 2008. - Вып. 7. - С. 80 – 83.
21. Патент 2010982 (РФ). Машина объемного действия / В.Л. Юша // Открытия. Изобретения. – 1994. - № 7.
22. Патент 2014503 (РФ). Ротационный компрессор / В.Л. Юша // Открытия. Изобретения. – 1994. - № 11.
23. Патент 2231761 (РФ). Способ определения мгновенного коэффициента теплоотдачи к стенке рабочей камеры машины объемного действия / В.Л. Юша, Д.Г. Новиков // Б.И. - 2004. - № 18.
24. Патент 2244161 (РФ). Поршневой компрессор / В.Л. Юша., Д.Г. Новиков // Б.И. – 2005. - № 1.
25. Патент 2260711 (РФ). Клапан. / В.Л. Юша // Б.И. – 2005. - № 26.
26. Патент 2307953 (РФ). Поршневой компрессор. / В.Л. Юша, С.С. Бусаров // Б.И. – 2007. - № 28.