На правах рукописи

Карелин Дмитрий Леонидович

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ МАШИН

Специальность: 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Казань – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Казанский государственный энергетический университет», на кафедре «Энергетическое машиностроение».

Научный консультант: **Гуреев Виктор Михайлович,**
д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО «КНИТУ им. А. Н. Туполева - КАИ».

Официальные оппоненты: **Исаев Сергей Александрович,**
д.ф.-м.н., профессор, ФГБОУ ВО «СПбГУГА», профессор кафедры «Механики», заведующий лабораторией «Фундаментальных исследований»;

Хисамеев Ибрагим Габдулхакович,
д.т.н., профессор, член-корреспондент РАН, заведующий кафедрой «Холодильной техники и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ»;

Федяев Владимир Леонидович,
д.т.н., заведующий лабораторией моделирования технологических процессов, ФГБУН «Институт механики и машиностроения Казанского научного центра РАН».

Ведущая организация: Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ».

Защита состоится 22 сентября 2021 года в 10.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.079.02, созданного на базе ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева – КАИ», по адресу: 420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева – КАИ» http://old.kai.ru/science/disser/.

Автореферат разослан «__» _____ 2021 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета Д 212.079.02,
доктор технических наук Билалов Тимур Ренатович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Эффективность «традиционных» систем охлаждения определяется, главным образом, разностью температур между охлаждаемым телом и охлаждающей средой. Так как в большинстве случаев охлаждающей средой для тепловых машин является окружающий воздух или вода, то параметры охлаждающей среды известны достаточно точно и диапазон их изменения определен. Уменьшение температурного напора вследствие приближения температуры охлаждаемого тела к температуре охлаждающей среды, резко снижает эффективность процессов теплообмена в теплообменных аппаратах систем охлаждения, что приводит к существенному росту их массогабаритных показателей и снижению удельной энергоэффективности. При уменьшении температурного напора до минимума - системы охлаждения становятся неработоспособными. Решение данной проблемы возможно принудительным снижением температуры охлаждающей среды относительно температуры охлаждаемого тела с использованием теплофизических процессов с высокой интенсивностью теплообмена, таких, как фазовые переходы рабочего агента.

Результаты исследований термодинамических процессов и циклов с фазовыми переходами высокотемпературных рабочих агентов, позволяют решить вполне определенные задачи, стоящие перед высокотехнологичным производством, связанные с разрешением проблемы качественного улучшения технических характеристик систем охлаждения и трансформации тепловой энергии, эффективность функционирования которых во многом определяется внешними условиями, уменьшающими температурный напор в теплообменных аппаратах при сезонном повышении температуры окружающей среды. Особенно остро проблема охлаждения энергетических устройств использованием обычных методов стоит для элементов силовых электрических машин, тяговых приводов мобильной техники, системах охлаждения электрических станций, системах утилизации отходящих газов энергетических и технологических установок и т. д.

Наличие в энергетических комплексах множества блоков и агрегатов, с отличающейся друг от друга тепловой мощностью, термическим и гидравлическим сопротивлением и температурными режимами работы, затрудняет процесс проектирования систем охлаждения и требует использования специальных методов балансирования напоров теплоносителя для обеспечения заданного теплового режима работы каждого элемента системы. Эффективность охлаждения каждого элемента, либо группы элементов, входящих в энергетическую установку, в зависимости от температуры окружающей среды, обеспечивается использованием нескольких нагнетателей и теплообменников параллельно, что приводит к увеличению числа контуров охлаждения. Подобное решение снижает эффективность систем охлаждения, повышает энергетические затраты и увеличивает габариты систем охлаждения, что не целесообразно для мобильной техники.

Анализ современного состояния исследований в данной области позволяет получить представление о различных подходах в методах повышения эффективности систем охлаждения и существующих методиках их расчетов применительно к тепловым и электрическим двигателям, блокам аккумуляторных батарей, генераторам, силовым преобразователям для мобильной техники, тепловым

электрическим станциям и т.д., а также способам оценки интенсификации теплообмена в элементах систем охлаждения.

Вопросам повышения эффективности систем охлаждения за счет интенсификации процесса теплообмена в канале теплообменника путем турбулизации искусственно созданными профилями, рассматривались в работах: Леонтьева А.И., Калинина Э. К., Исаева С.А., Дрейцера Г. А., Гортышова Ю. Ф., Тарасевича С. Э., Попова И. А., Гуреева В. М., Олимпиева В.В., Шанина Ю. И., Нагоги Г. П., Hwang S. D., Федорова И. Г., Мубянина К. Л., Manglik R. M., Митрофановой О. В., Sivashanmugam P., Маскинской А. Ю., Беленького М. Я. и др., путем увеличения температурного напора в теплообменных аппаратах посвящены работы авторов: Мкртумяна Э. А., Патрахальцева Н. Н., Кривова В. Г., Кравченка С. А., Левина М. И., Ливенцева Ф. Л., Липатова В. Е., Жукова В. А. и др., оптимизации расположения теплообменных аппаратов в многоконтурной системе охлаждения Байгалиева Б. Е., Гортышова Ю. Ф., и др., а также анализу и оптимизации параметров системы терморегулирования с фазовым переходом рабочего агента для гибридных электромобилей посвящены работы авторов: Javani N., Dincer I., Naterer G. F., Dilay E., Vargas JVC, Nunes T. K., и др.

Несмотря на большое количество проведенных исследований и опубликованных научных трудов по данной тематике, содержащиеся в них аналитические исследования и экспериментальные результаты получены в основном для отдельных элементов систем охлаждения. Недостаточно изученными остаются вопросы стабилизации теплового состояния охлаждаемого объекта при наличии больших термических сопротивлений и малых температурных напоров в системе охлаждения, обеспечения температур охлаждения теплоносителей до значений близких или равных температуре окружающей среды, а также повышения эффективности охлаждения путем увеличения температурного напора в теплообменном аппарате за счет использования фазового перехода рабочего агента и балансирования мощности потоков теплоносителя в многоконтурных системах охлаждения без использования дросселирующих устройств.

Учитывая тенденцию увеличения значений параметров удельных характеристик энергетических установок и силовых машин, а также растущий интерес к внедрению электродинамических силовых приводов, в том числе и в мобильную технику, вопросы проектирования и оценки энергетической эффективности концептуально новых многоконтурных систем охлаждения на основе методов численного моделирования процессов тепломассопереноса и внедрения перспективных термодинамических циклов с фазовыми переходами и балансирования мощности потоков теплоносителя в многоконтурных системах охлаждения остаются **актуальной проблемой,** особенно для условий малых температурных перепадов между теплоносителями и охладителями.

Объект исследования – многоконтурная система охлаждения энергетических установок на базе холодильной парожидкостной компрессионной машины и объемного делителя потока теплоносителя.

Предмет исследования – метод повышения теплогидравлической эффективности многоконтурных систем охлаждения энергетических установок, реализованный посредством использования парокомпрессионных машин с фазовым переходом рабочего агента и балансирования мощности потоков теплоносителя; влияния

технических параметров парокомпрессионной машины на динамические и статические характеристики системы охлаждения, а также термодинамических циклов и параметров рабочего агента на тепловую производительность парожидкостных компрессионных машин в зависимости от диапазона рабочих температур.

Цель диссертационной работы – повышение теплогидравлической эффективности систем охлаждения сложных технических устройств, путем использования интенсивных процессов тепло- массообмена и увеличения температурного напора, между охлаждаемым объектом и охлаждающей средой, парокомпрессионными холодильными машинами и балансирования мощности потоков теплоносителя.

Для достижения поставленной **цели** и решения научной **проблемы** сформулированы следующие **основные задачи** исследования:

1. Провести анализ современного состояния схемных и конструктивных решений, технических характеристик различных систем охлаждения и проблем их разработки, методов расчета, оценки и оптимизации их параметров. Изучить методы интенсификации процессов теплообмена в теплообменных аппаратах, а также методы прогнозирования величины теплоотдачи и гидравлического сопротивления в интенсифицированных каналах. Проанализировать теоретические данные о наиболее перспективных методах и средствах повышения эффективности многоконтурных систем охлаждения.

2. Основываясь на полученных теоретических данных, обосновать метод повышения теплогидравлической эффективности многоконтурных систем охлаждения с использованием парокомпрессионных установок с фазовым переходом рабочего агента. Разработать математические модели и провести численные исследования параметров термодинамических циклов парожидкостной компрессионной системы охлаждения при многоступенчатом и каскадном сжатии высокотемпературных рабочих агентов с целью выявления наиболее эффективных из них для применения в парожидкостном компрессионном контуре системы охлаждения с учетом диапазона рабочих температур. Разработать на основе полученных данных уточненные методики расчета компрессоров для парожидкостной компрессионной системы охлаждения.

3. Разработать динамическую и статическую математические модели тепловых и гидродинамических процессов в парокомпрессионной системе охлаждения для расчета ее переходных и статических характеристик.

4. Разработать и обосновать метод оценки эффективности новых и модернизированных систем охлаждения по «разностным» и относительным энергетическим показателям для анализа системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой и «традиционной» многоконтурной системы охлаждения. Разработать и обосновать метод балансирования мощности потоков теплоносителя в многоконтурной системе охлаждения.

5. Разработать методику экспериментального исследования процессов в парокомпрессионной и «традиционной» системах охлаждения. Получить опытным путем энергетические характеристики системы охлаждения с учетом изменения массового расхода и температуры охлаждающего воздуха. Обобщить экспериментальные данные и верифицировать математическую статическую модель многоконтурной парокомпрессионной системы охлаждения.

6. Разработать теоретические основы расчета парокомпрессионной системы охлаждения, балансирования мощности потоков теплоносителя в многоконтурной схеме системы охлаждения и сформулировать практические рекомендации для анализа теплогидравлической эффективности данных систем на этапе проектирования.

Методы исследования. При решении поставленных в работе задач использовались: теоретические методы численного анализа и имитационного моделирования физических процессов, основанные на использовании функций интерполяции данных; графоаналитический метод обработки экспериментальных данных; численный метод решения дифференциальных уравнений Рунге-Кутты четвертого порядка; метод физического эксперимента.

Научная новизна диссертационной работы состоит в разработке методов и средств качественного повышения технических характеристик систем, отвечающих за стабилизацию теплового состояния энергетических машин, основ проектирования и оценки динамических и статических параметров и энергетической эффективности концептуально новой многоконтурной системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой и объемным делителем потока теплоносителя.

Новыми научными результатами, **выносимыми на защиту,** являются определяющие новизну решенных задач и, соответствующие пп. 3, 6 и 9 паспорта специальности 01.04.14, достижения:

1. Новый метод повышения эффективности систем охлаждения, основанный на увеличении температурного напора в радиаторе теплообмена с окружающей средой, за счет работы, дополнительно внедренного в неё, контура с парожидкостной компрессионной установкой, позволяющего охлаждать энергетические машины при повышенных температурах окружающей среды.

2. Новая статическая математическая модель системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой, основанная на аналитических и критериальных уравнениях теплообмена, учитывающая изменение теплофизических свойства рабочего агента с изменением температуры, позволяющая рассчитывать параметры системы в зависимости от массового расхода и температуры окружающей среды.

3. Новая динамическая модель для исследования переходных характеристик парожидкостных компрессионных систем охлаждения, учитывающая режимы двухфазных течений при кипении и массу рабочего агента в теплообменниках, испарителе и конденсаторе при номинальном режиме работы.

4. Разработан способ (по патенту РФ № 2562825) разделения и баланса мощности потоков теплоносителя в многоконтурной системе охлаждения, а также устройство (по патенту РФ № 154276) и математическая модель объемного делителя, позволяющие уменьшить потребную мощность жидкостного нагнетателя.

5. Разработан и обоснован метод оценки эффективности систем охлаждения, основанный на сравнении относительных энергетических показателей элементов системы в целом, позволяющий на стадии проектирования определить их рациональные эксплуатационные параметры, обеспечивающие лучший тепловой режим охлаждаемых энергетических установок высокомобильных и стационарных машин.

6. Впервые сформулировано и научно обосновано техническое решение новой многоконтурной системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой и объемным делителем потока теплоносителя.

7. Впервые обосновано конструктивное решение ротационного компрессора (по патенту РФ № 170001), обеспечивающего в одном устройстве режим двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением рабочего агента, и уточнена методика его расчёта.

Достоверность результатов диссертационной работы подтверждается полнотой и обстоятельностью анализа современного состояния исследований в области систем обеспечивающих тепловое состояние энергетических машин; корректностью выбора исходных допущений и ограничений при решении задач по математическому моделированию и численному исследованию; строгостью использования современного математического аппарата при решении поставленных задач; корректным применением известных и апробированных практикой критериальных уравнений теплоотдачи; удовлетворительным совпадением расчетных и экспериментальных данных; практическим применением и использованием полученных решений в технических проектах; широкой публикацией и апробацией основных защищаемых положений работы на международном, всероссийском, отраслевом уровнях.

Практическая значимость.

1. Разработан ряд технических решений и рекомендаций по методам повышения эффективности систем охлаждения установок трансформации тепловой, механической и электрической энергии при повышенных температурах окружающей среды, с использованием парокомпрессионных машин с фазовым переходом рабочего агента и балансировкой мощности потоков теплоносителя.

2. Создан пакет прикладных программ расчета энергетических параметров циклов каскадного и многоступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением рабочего агента и расчета технических и энергетических параметров системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой и их оптимизации.

3. Получены карты эффективности при различных термодинамических циклах работы парокомпрессионных машин с фазовыми переходами нескольких высокотемпературных рабочих агентов: R-152a (нормальная температура кипения T_0 = -24,55°C, критическая температура $T_{КР}$ = 113,26°C), R-245fa (T_0 = 15,1°C, $T_{КР}$ = 154,05°C), R-245ca (T_0 = 25°C, $T_{КР}$ = 174,42°C), R-132b (T_0 = 46,8°C, $T_{КР}$ = 218°C), R-523a (T_0 = 27,1°C, $T_{КР}$ = 183,68°C), гексафторбензол (T_0 = 80,1°C, $T_{КР}$ = 242,9°C).

4. Запатентован метод (№ 2562825 от 2015.09.10) разделения потока теплоносителя и балансирования его мощности и устройство (№ 154276 от 2015.08.20) разделения потока теплоносителя, для использования в многоконтурной системе охлаждения, обеспечивающий снижение затрат энергии на работу нагнетателя.

5. Разработаны и использованы методики: расчета параметров термодинамического цикла парожидкостной компрессионной установки; сравнительной оценки эффективности новых и модернизированных систем охлаждения по «разностным» и относительным энергетическим показателям при проектировании и внедрении системы охлаждения установки пиролиза органических и бытовых отходов

жизнедеятельности человека ИВЭР «ЭКОСила».

Реализация результатов исследования. Материал диссертации представляет собой теоретическое обобщение рада научных трудов автора в данном направлении за более чем 9-летний период. Основные положения диссертации использовались при разработке опытного образца многоосного тягача КАМАЗ-7850, при проектировании системы охлаждения установки пиролиза органических и бытовых отходов для ИВЭР «ЭКОСила», при разработке системы стабилизации теплового состояния двигателя Cummins ISLe400_50 в составе автомобиля (Шасси) КАМАЗ-65225-RT, в курсе лекций повышения квалификации сотрудников НТЦ ПАО «КАМАЗ», а также внедрены в учебный процесс Набережночелнинского института (филиала) КФУ, что отражено в учебных пособиях и лекциях по направлениям 13.03.01 бакалавриата и 13.04.01 магистратуры.

Апробация работы. Основные положения диссертации были апробированы и доложены на следующих конференциях: Международной научно-практической конференции (Курск, 2014); XXVII-й международной научно практической конференции «Фундаментальные и прикладные исследования: проблемы и результаты» (Новосибирск, 2016); Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли» (Казань, 2016); Международной научно-практической конференции «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы – 2016» (Казань, 2016); Всероссийской научно-практической конференции «Научно-технические проблемы современного двигателестроения» (Уфа, 2016); Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг-2017» (Санкт-Петербург, 2017); Международном научно-техническом форуме первые международные Косыгинские чтения-2017 «Современные задачи инженерных наук» (Москва, 2017); XXIII-е Туполевские чтения: Международной молодежной научной конференции (Казань, 2017); Международной конференции «Энергосбережение. Наука и образование» (Набережные Челны, 2017); Международной научно-практической конференции «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы – 2017» (Казань, 2017); Международной научно-технической конференции «КазахстанхХолод-2019» (Алматы, 2019); Международной научной конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» (Омск, 2019); Международной научно-практической конференции «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы – 2019» (Казань, 2019); III-й Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 2020).

Итоги диссертационной работы были доложены и одобрены на заседаниях кафедр «Энергетическое машиностроение» КГЭУ, «Теплотехники и энергетического машиностроения» КНИТУ им. А. Н. Туполева – КАИ, «Машиностроение», Набережночелнинского института (филиал) К(П)ФУ, Научно-техническом совете НТЦ ПАО «КАМАЗ».

Публикации. Результаты исследований по теме диссертации опубликованы в 38-х печатных работах, в том числе 13-и в изданиях из списка рекомендованного ВАК, 7-и в зарубежных изданиях, цитируемых в SCOPUS и WoS, 1-а в электронном журнале, 3-х патентах РФ.

Личный вклад автора в диссертационную работу состоит: в постановке цели и задач исследований по тематике научной проблемы; в получении исходных данных для математического моделирования и экспериментального исследования; в разработке и создании экспериментальных стендов; в разработке и обосновании методов и методик расчета параметров термодинамического цикла парожидкостной компрессионной установки, сравнительной оценке эффективности новых и модернизированных систем охлаждения, балансирования мощности потоков теплоносителя в многоконтурной системе охлаждения, экспериментального исследования рассматриваемых системах охлаждения и непосредственном его проведении; в непосредственном участии в анализе и обобщении полученных экспериментальных результатов; апробации результатов исследования и подготовке основных публикаций по выполненной работе.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 245 источников и 7-ти приложений, содержит 361 страницу, в том числе 74 рисунков, 13 таблиц, 46 страниц приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи работы, научная новизна и выносимые на защиту научные результаты, показана практическая значимость полученных результатов и данные по их апробации и публикации в научных изданиях. Приведены данные о структуре и объеме диссертации.

В первой главе приведён аналитический обзор схемных и технических решений существующих и перспективных систем охлаждения, проведено сравнение их достоинств и недостатков, результатов научных исследований методов интенсификации тепломассообменных процессов и обеспечения допустимых тепловых режимов работы энергетических машин, рассмотрены предпосылки выбора направления научного исследования, обоснована актуальность и необходимость решения поставленных в диссертационной работе задач.

Во второй главе представлена методика расчета параметров термодинамического цикла парожидкостных компрессионных систем охлаждения (ПЖК СО), позволяющая определять эффективность и целесообразность применения данных систем для охлаждения конкретных энергетических машин с учетом условий окружающей среды в сравнении с «традиционными» системами охлаждения. Представлены математические модели для многоступенчатого с полным промежуточным охлаждением и каскадного циклов работы ПЖК СО, позволяющие на стадии ее проектирования оценивать затраты энергии на осуществление рабочего процесса и подобрать холодильные агенты из условия наибольшей энергетической эффективности в заданном температурном диапазоне работы охлаждаемой энергетической установки.

Изложены основные отличия методики расчета технических параметров новой конструкции двухступенчатого ротационного компрессора (Из. № 2016116212), в котором реализован цикл двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением рабочего агента в одном цилиндре, повышающего энергетическую эффективность ПЖК СО.

Тепловой баланс рассматриваемой системы охлаждения, схема принципиальная и термодинамический цикл которой, представлены на рисунке 1, для определения температуры конденсации $T_К$ рабочего агента, когда система охлаждения обеспечивает заданную холодопроизводительность, имеет следующий вид:

$$Q_В = Q_К = Q_И + Q_{Ком}, \qquad (1)$$

где $Q_В = G_В \cdot Cp_В \cdot \Delta T_В$ - теплота, получаемая окружающей средой от рабочего агента СО, Вт; $Q_К$ - теплота, отдаваемая рабочим агентом окружающей среде в теплообменнике-конденсаторе (Т-К), Вт; $Q_И = G_{Ком} \cdot q_И$ - теплота, получаемая СО от теплоносителя в теплообменнике-испарителе (Т-И) рабочим агентом, Вт; $Q_{Ком} = G_{Ком} \cdot L_{Ком}$ - теплота, полученная системой охлаждения от компрессора, Вт.

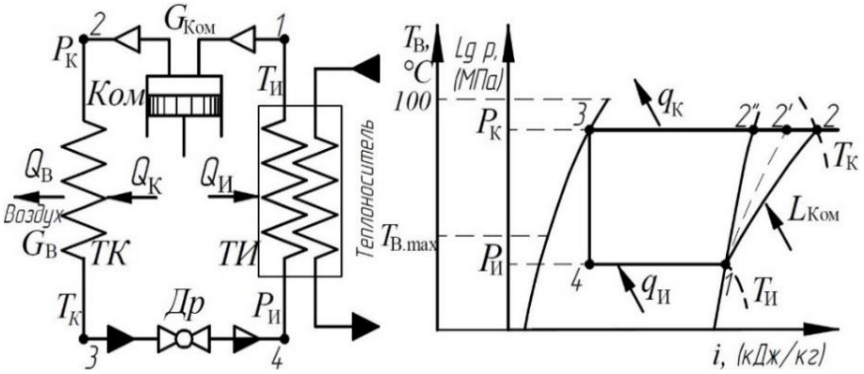


Рисунок 1 – Схема принципиальная и термодинамический цикл ПЖК СО

После подстановки значений всех составляющих в уравнение теплового баланса ПЖК СО (1), массовый расход воздуха $G_{В_i}$, необходимый для отвода в окружающую среду тепла, полученного всей СО, который для цикла с одноступенчатым сжатием и интервала расчета **i** (заданного от температуры $T_К^{P_0}$ кипения рабочего агента при атмосферном давлении до температуры $T_{КР}$ в критической точке), а также температурного напора $\Delta T_К$ принятого для Т-К из условия обеспечения требуемой холодопроизводительности СО, запишется в следующем виде:

$$G_{В_i} = \mu_i \cdot G_{Ком} \cdot \left(q_{И_a} + L_{Ком_i}\right) \Big/ \left(Cp_В \cdot \left(\Delta T_{В_i} - \Delta T_К\right)\right), \qquad (2)$$

где $\mu_i = \left(i_1^{interp}\left(Tи_1\right) - i_3^{interp}\left(Tк_a\right)\right) \Big/ \left(i_1^{interp}\left(Tи_1\right) - i_3^{interp}\left(Tк_i\right)\right)$- коэффициент, учитывающий изменение массового расхода рабочего агента из-за меняющейся удельной холодопроизводительности $q_И$; $G_{Ком} = Q_И / q_{И_a}$ - массовый расход рабочего агента при температуре конденсации $T_К$ в рабочей точке 3 цикла ПЖК СО (рис. 1), соответствующей температуре кипения воды $T_{Воды}^{100°C}$, выбранной в качестве граничной точки для оценки применимости ПЖК СО для поршневых ДВС; $q_{И_a} = i_1^{interp}\left(Tи_1\right) - i_3^{interp}\left(Tк_a\right)$ - удельное количество холода, производимое в цикле ПЖК СО при **a**-порядковом номере итерации определения параметров рабочего агента, соответствующих температуре кипения воды $T_{Воды}^{100°C}$ в принятом интервале расчета **i**; $i^{interp}\left(Tи\right)$ - функции для определения энтальпии по значению температуры испарения рабочего агента путем интерполяции табличных данных его термодинамических свойств; $L_{Ком_i}$ - удельная индикаторная работа компрессора, кДж/кг; $\Delta T_{В_i} = T_{К_i} - T_{В.max}$ - изменение разности температур воздуха

на входе в идеальный Т-К и температуры конденсации рабочего агента; $\Delta T_К$ - температурный напор в Т-К, °С.

Количество теплоты, отводимое ПЖК СО от теплоносителя охлаждаемого объекта при использовании реального Т-К, определяется по выражению:

$$\Delta Q_i = \eta_{ТК} \cdot G_{В_i} \cdot Cp_В \cdot \Delta T_{В_i} - \mu_i \cdot G_{Ком} \cdot L_{Ком_i} \qquad (3)$$

где $\eta_{ТК}$ - КПД теплообменника-конденсатора.

На основании изложенной методики, автором был разработан алгоритм расчета (рис. 2) температуры конденсации $T_К$ рабочего агента и реализована программа расчета в среде MathCAD (лицензия: MathCAD Education-University Edition, Customer № 145250; полный листинг программы расчета представлен в приложении А диссертации на 4-х листах).

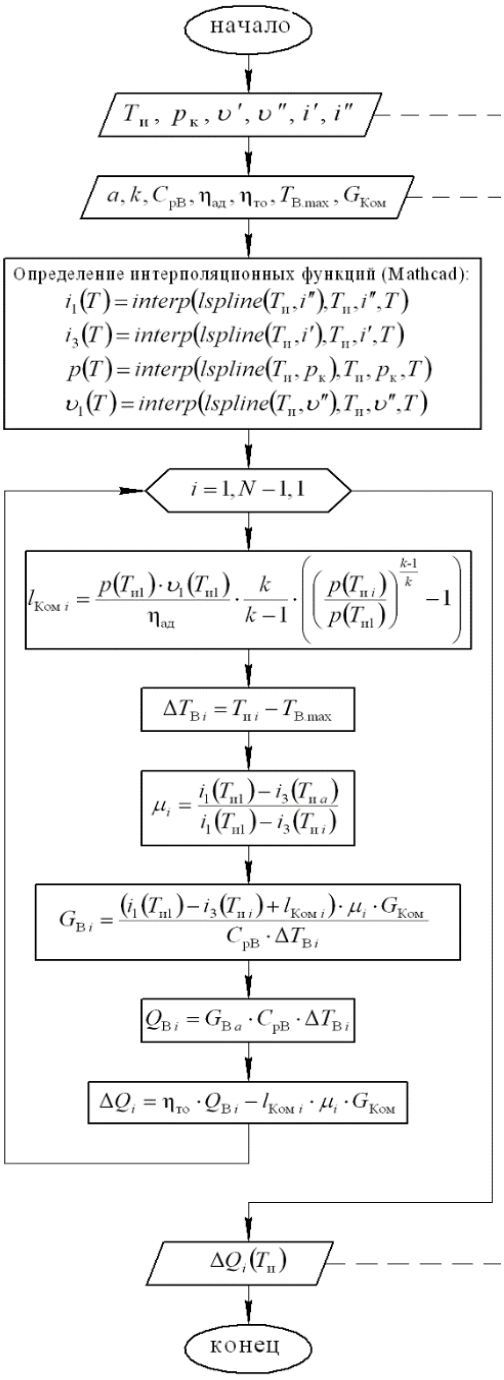


Рисунок 2 – Фрагмент алгоритма расчета температуры конденсации $T_К$ рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе ПЖК СО

На рисунке 3 представлены результаты расчета количества теплоты $\Delta Q = f(T_К)$ по выражению (3) для Гексафторбензола (T_0=80,1°С, $T_{КР}$=242,9°С), при максимальной температуре воздуха $T_{В.max}$=50°С и заданной отводимой теплоте от охлаждаемого объекта в 100 кВт (Мини-ТЭЦ на базе газопоршневого двигателя КАМАЗ-820.20-200), термодинамического цикла с одноступенчатым сжатием, по которым определяется соответствующая температура конденсации $T_К$ рабочего агента.

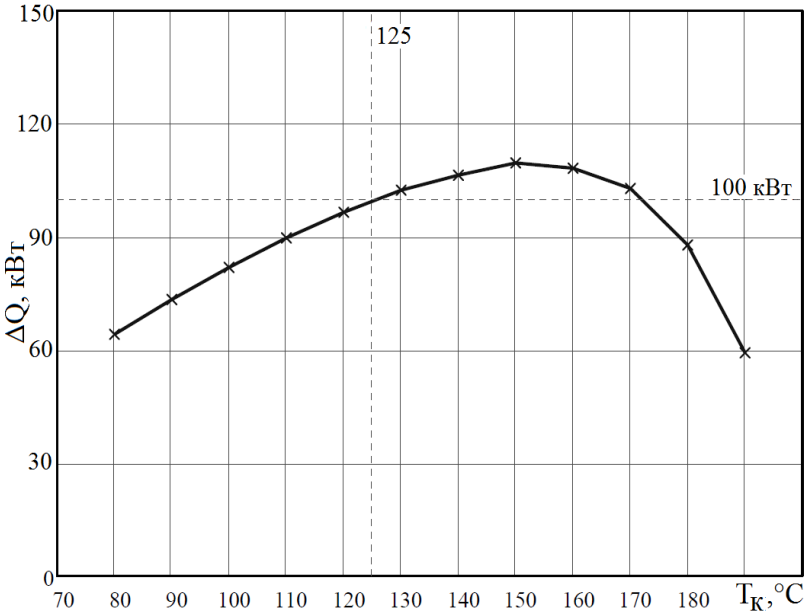


Рисунок 3 – Количество отводимой теплоты ПЖК СО в атмосферу от охлаждаемого объекта

При возрастании требуемой температуры конденсации рабочего агента в **одноступенчатом цикле сжатия** повышается давление конденсации рабочего агента, при этом в компрессоре увеличивается степень сжатия $\pi_{Ком}$ и уменьшается коэффициент подачи $\lambda_{Ком}$, что в свою очередь снижает его производительность. Соответственно для компенсации снижения производительности компрессора необходимо увеличение его рабочего объема.

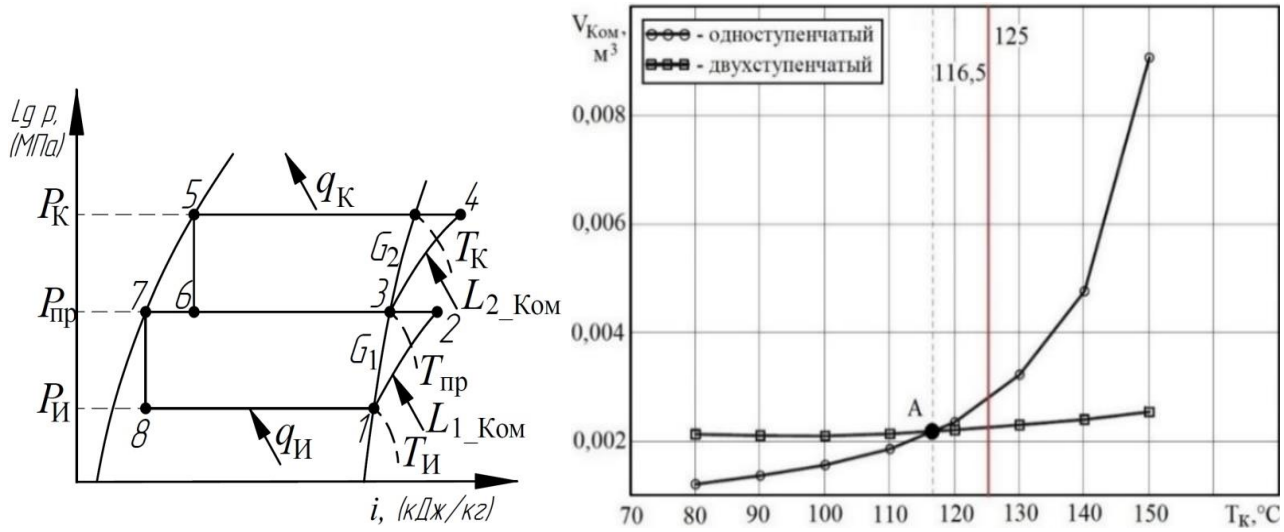
Требуемый рабочий объем компрессора, при одноступенчатом сжатии рабочего агента, определяется по выражению, м^3/ кДж: $V_{Ком_i} = \upsilon_{вс} \Big/ \left(q_{И_i} \cdot \lambda_{Ком_i} \right)$ (4)

При **двухступенчатом цикле сжатии** рабочего агента до одинакового конечного давления в сравнении с одноступенчатым сжатием, степень повышения давления в каждой ступени меньше, а коэффициент подачи компрессора больше. Следовательно, существует граница, после которой при повышении давления рабочий объем компрессора двухступенчатого сжатия (рис. 4 а) с полным промежуточным охлаждением рабочего агента меньше одноступенчатого и определяется следующим выражением, м^3/кДж:

$$V_{Ком_i} = \left(\mu_i\right) \Big/ q_{И_i} \cdot \left(\upsilon 1_{ВС} / \lambda 1_i + \left(\mu_{G_i} \cdot \upsilon 2_{вс_i} \right) \Big/ \lambda 1_i \right), \qquad (5)$$

где $\mu_i = i_1^{interp}\left(Ти_1\right) - i_5^{interp}\left(Тк_а\right) \Big/ i_1^{interp}\left(Ти_1\right) - i_7^{interp}\left(T_{ПР_i}\right)$ - коэффициент, учитывающий изменение массы рабочего агента в интервале расчета **i**; $\mu_{G_i} = \left(i_1^{interp}\left(Ти_1\right) + L_{1_Ком_i} \right) - i_7^{interp}\left(T_{ПР_i}\right) \Big/ i_3^{interp}\left(T_{ПР_i}\right) - i_6^{interp}\left(T_{ПР_i}\right)$ - коэффициент, учитывающий изменение массы рабочего агента на дополнительную его часть, испарившуюся в промежуточном сосуде при температуре $T_{ПР_i} = \sqrt{T_К^{P_0} \cdot T_{К_i}}$.

По выражениям (4) и (5) строятся зависимости (рис. 4 б) $V_{Ком} = f\left(T_К\right)$ для **одноступенчатого** и **двухступенчатого** сжатия с полным промежуточным охлаждением рабочего агента. Если точка **А** (см. рис. 3 б) расположена справа от линии конденсации, полученной по зависимости (3), что означает меньший объем компрессора одноступенчатого сжатия по сравнению с двухступенчатым и для ПЖК СО принимается одноступенчатый термодинамический цикл сжатия.



а) б)

Рисунок 4 – Процесс двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением рабочего агента: а - Термодинамический цикл; б - Рабочий объем компрессора

Если точка **А** (на рис. 4 б) расположена слева, соответственно принимается цикл двухступенчатого сжатия рабочего агента. При этом пересчитывается количество тепла, отводимого СО от теплоносителя охлаждаемого объекта по выражению (3) с учетом скорректированного массового расхода $G_{\mathrm{B_i}}$ воздуха, по выражению (2), в котором удельная работа компрессора подсчитана по математической модели (6), содержащей функции интерполяции данных таблиц термодинамических свойств рабочего агента:

$$L_{\mathrm{a,i}} = \sum_{\mathrm{m}=1}^{\mathrm{a}} \left(\begin{array}{l} \left(\prod_{\mathrm{n}=1}^{\mathrm{m}} \left(\mu_{G_{\mathrm{n}-1}} \right) \right) \cdot \left(P_1 \cdot \left(\dfrac{P_{\mathrm{m,i+1}}^{\mathrm{interp}}(T_{\mathrm{m,i+1}})}{P^{\mathrm{interp}}(T_1)} \right)^{\frac{\mathrm{m}-1}{\mathrm{m}}} \right) \cdot \left(\nu^{\mathrm{interp}} \left(\dfrac{P_{\mathrm{m,i+1}}^{\mathrm{interp}}(T_{\mathrm{m,i+1}})}{P^{\mathrm{interp}}(T_1)} \right)^{\frac{\mathrm{m}-1}{\mathrm{m}}} \right) \times \\ \times \dfrac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\sqrt[\mathrm{m}]{\dfrac{P_{\mathrm{m,i+1}}^{\mathrm{interp}}(T_{\mathrm{m,i+1}})}{P^{\mathrm{interp}}(T_1)}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \end{array} \right), \qquad (6)$$

где $\mathbf{i} \in 1 \ldots T_{\max}$ – интервал расчета, $T_{\max}$ – максимальное значение температуры на линии насыщения рабочего агента, до которой производится расчет; **а** – число ступеней изоэнтропного сжатия в компрессоре СО; μ_{Gn} – коэффициент изменения массы рабочего агента при условии $\mu_{G0} = 1$.

Далее рассматривается **каскадный цикл СО** (рис. 5), в котором нижняя и верхняя ветви каскада связаны между собой посредством процесса теплопередачи в промежуточном теплообменнике *ПТ*.

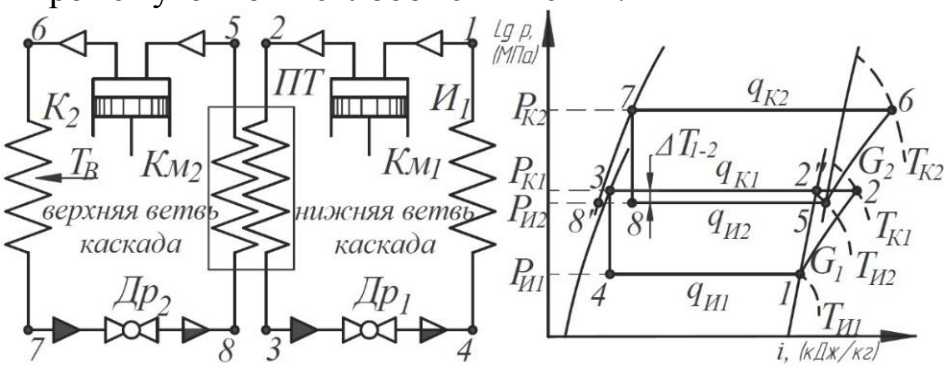


Рисунок 5 – Каскадная система охлаждения, схема принципиальная и термодинамический цикл

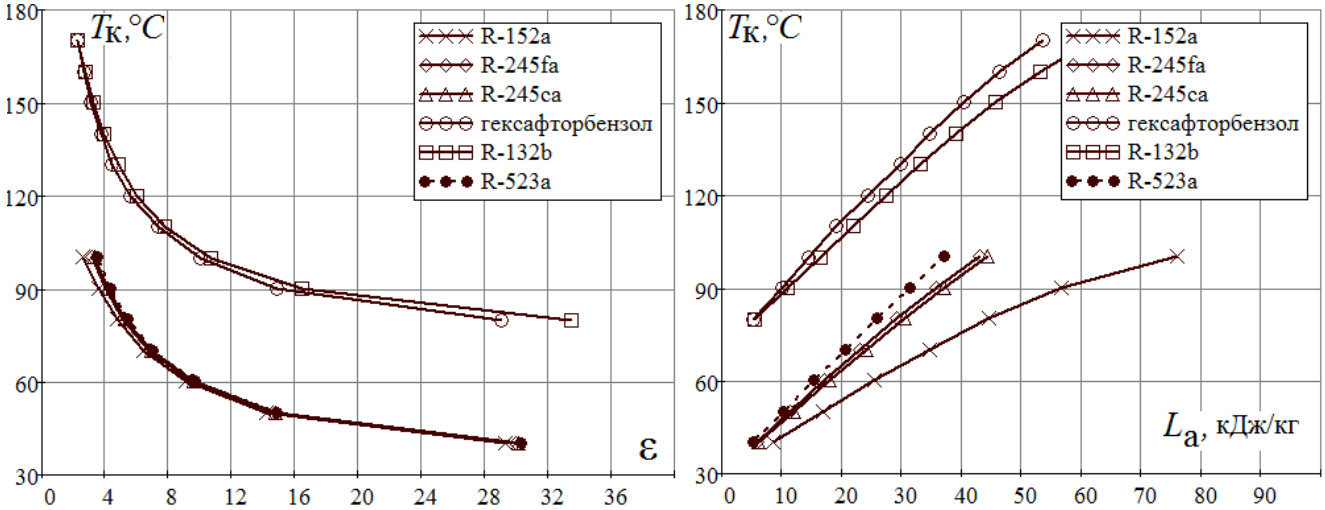
Математическая модель для расчета затрат энергии на работу сжатия рабочего агента в каскадной машине с **а**-числом каскадов, при условии $\mu_0 = 1$, имеет вид.

$$L_{\mathrm{a}} = \sum_{\mathrm{m}=1}^{\mathrm{a}} \left(\left(\prod_{\mathrm{n}=1}^{\mathrm{m}} \left(\mu_{\mathrm{i}-1} \right) \right) \cdot P_{\mathrm{И}}^{\mathrm{interp}} \left(T_{\mathrm{Иm,i}} \right) \cdot \nu_{\mathrm{И}}^{\mathrm{interp}} \left(T_{\mathrm{Иm,i}} \right) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{P_{\mathrm{К}}^{\mathrm{interp}} \left(T_{\mathrm{Кm,i}} \right)}{P_{\mathrm{И}}^{\mathrm{interp}} \left(T_{\mathrm{Иm,i}} \right)} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right), \quad (7)$$

где $\mathbf{i} \in 1 \ldots T_{\max}$ – диапазон расчета верхней ветви каскада (для нижних ветвей каскада **i** принимает только крайние значения $T_{\mathrm{И}}$ и $T_{\mathrm{К}}$); $\mathbf{a} \geq 2$ – число каскадов; **m** – порядковое число каскада.

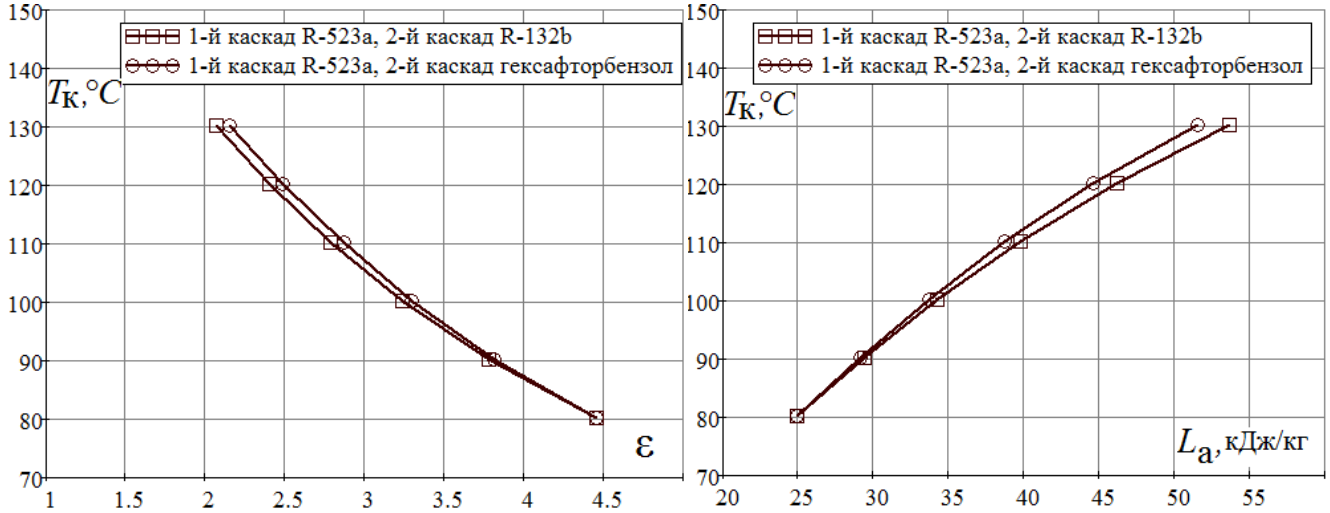
На основе математических моделей (6) и (7), была разработана программа расчета работы сжатия L_{a} компрессора и холодильного коэффициента ε в среде MatchCad v15 (листинг программы представлен в приложении В диссертации на 2 листа).

Результат расчета энергетических параметров ПЖК СО с использованием программы для некоторых высокотемпературных рабочих агентов: R-152a (нормальная температура кипения T_0 = -24,55°C, критическая температура $T_{КР}$ = 113,26°C, ODP = 0), R-245fa (T_0 = -24,55°C, $T_{КР}$ = 154,05°C, ODP = 0), R-245ca (T_0 = 25°C, $T_{КР}$ = 174,42°C, ODP = 0), R-132b (T_0 = 46,8°C, $T_{КР}$ = 218°C, ODP = 0,008-0,05), R-523a (T_0 = 27,1°C, $T_{КР}$ = 183,68°C, ODP = 0,018), гексафторбензол (T_0 = 80,1°C, $T_{КР}$ = 242,9°C, ODP = 0), представлен на рис. 6 и 7 в виде графических зависимостей $\varepsilon=f(T_K)$ и $L_a=f(T_K)$.



а) б)

Рисунок 6 – Зависимость холодильного коэффициента ε и работы сжатия L_a компрессора от температуры конденсирующегося пара рабочего агента при его двухступенчатом сжатии и полном промежуточном охлаждении



а) б)

Рисунок 7 – Зависимость холодильного коэффициента ε и работы сжатия L_a компрессора от температуры конденсирующегося пара рабочего агента для каскадного цикла

Из анализа результатов расчетов, (представленных на рисунках 6 а, б и 7 а, б, а также в таблице 1 для диапазонов температур конденсации рабочих агентов от 40 °C до 80 °C для одноступенчатого сжатия и от 80 °C до 120 °C для двухступенчатого сжатия) следует, что при одноступенчатом и двухступенчатом циклах сжатия рабочего агента в парокомпрессионных холодильных машинах, работающих при температурах охлаждения (испарения рабочего агента) менее

40°С, с точки зрения энергоэффективности предпочтительнее использование фреона R-523a, имеющего наибольшее значение холодильного коэффициента ε и наименьшие затраты энергии на работу L_a сжатия среди полутора десятка рассмотренных альтернативных рабочих агентов в указанном рабочем диапазоне температур их конденсации. В случае необходимости работы ПЖК СО при более высоких температурах испарения в рабочей области представляется целесообразнее применение озонобезопасного гексафторбензола по сравнению с фреоном R-132b несмотря на то, что последний имеет большее значение холодильного коэффициента и меньшие затраты энергии на работу сжатия. В каскадных циклах холодильных машин наиболее энергоэффективным (см. Таблицу 2) является вариант использования фреона R-523a в нижней ветви каскада и гексафторбензола в верхней ветви (см. рис. 7 а).

Таблица 1 – Затрата энергии и холодопроизводительность для рабочих агентов: R-152a, R-245fa, R-245ca, R-523a, R-132b и гексафторбензола при одноступенчатом цикле сжатия.

T, °C	R-152a		R-245fa		R-245ca		R-523a		R-132b		Гексафтор-бензол	
	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε
40	8.45	28.49	5.77	29.08	6.08	29.42	5.21	29.66	-	-	-	-
50	16.65	13.27	11.36	13.53	11.93	13.81	10.23	14.06	-	-	-	-
60	24.62	8.13	16.77	8.3	17.58	8.56	15.08	8.83	-	-	-	-
70	32.38	5.5	22.02	5.65	23.02	5.9	19.77	6.18	-	-	-	-
80	39.97	3.86	27.12	4.03	28.27	4.28	24.3	4.57	5.5	32.8	5.3	28.09
90	47.43	2.69	32.07	2.92	33.35	3.17	28.69	3.48	10.8	15.6	10.13	13.73
100	54.85	1.68	36.9	2.1	38.27	2.35	32.94	2.68	15.92	9.82	14.76	8.86
110	-	-	-	-	-	-	-	-	20.87	6.91	19.4	6.27
120	-	-	-	-	-	-	-	-	25.65	5.13	24.15	4.6

Таблица 2 – Затрата энергии и холодопроизводительность для рабочих агентов: R-152a, R-245fa, R-245ca, R-523a, R-132b и гексафторбензола при двухступенчатом цикле сжатия и полном промежуточном охлаждении рабочего агента.

T, °C	R-152a		R-245fa		R-245ca		R-523a		R-132b		Гексафтор-бензол	
	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε	l_a, кДж/кг	ε
40	8.6	29.16	5.88	29.8	6.2	30.02	5.3	30.16	-	-	-	-
50	17.16	14.07	11.66	14.45	12.26	14.63	10.49	14.76	-	-	-	-
60	25.89	8.97	17.45	9.28	18.29	9.45	15.63	9.59	-	-	-	-
70	35.22	6.34	23.53	6.62	24.57	6.79	20.95	6.94	-	-	-	-
80	45.6	4.7	29.97	4.99	31.14	5.16	26.44	5.32	5.59	33.39	5.34	28.94
90	58.09	3.53	36.88	3.89	38.02	4.07	32.09	4.25	11.06	16.34	10.11	14.79
100	78.09	2.51	44.66	3.08	45.5	3.27	38.06	3.47	16.5	10.62	14.59	9.92
110	-	-	-	-	-	-	-	-	22.06	7.71	19.36	7.25
120	-	-	-	-	-	-	-	-	27.73	5.94	24.67	5.52

Основным устройством, обеспечивающим эффективное функционирование ПЖК СО являются компрессорные агрегаты. В рамках диссертационной работы, автором было разработано (для системы охлаждения установки пиролиза

органических и бытовых отходов) и запатентовано (Из. № 2016116212) новое конструктивное решение **Ротационного компрессора** (рис. 8), обеспечивающего в одном устройстве режим двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением рабочего агента, которое в сравнении (см. таблицы 2.1 и 2.2 диссертации) с поршневыми компрессорами, реализующими одноступенчатый цикл сжатия рабочего агента, имеет ряд преимуществ: значительно меньшую массу и габаритные размеры вследствие большей частоты вращения приводного вала, отсутствия всасывающих и нагнетающих клапанов. Они хорошо уравновешены и надежны в эксплуатации, что в совокупности дает возможность получить более компактные и надежные системы охлаждения, особенно перспективные для силовых установок мобильных машин.

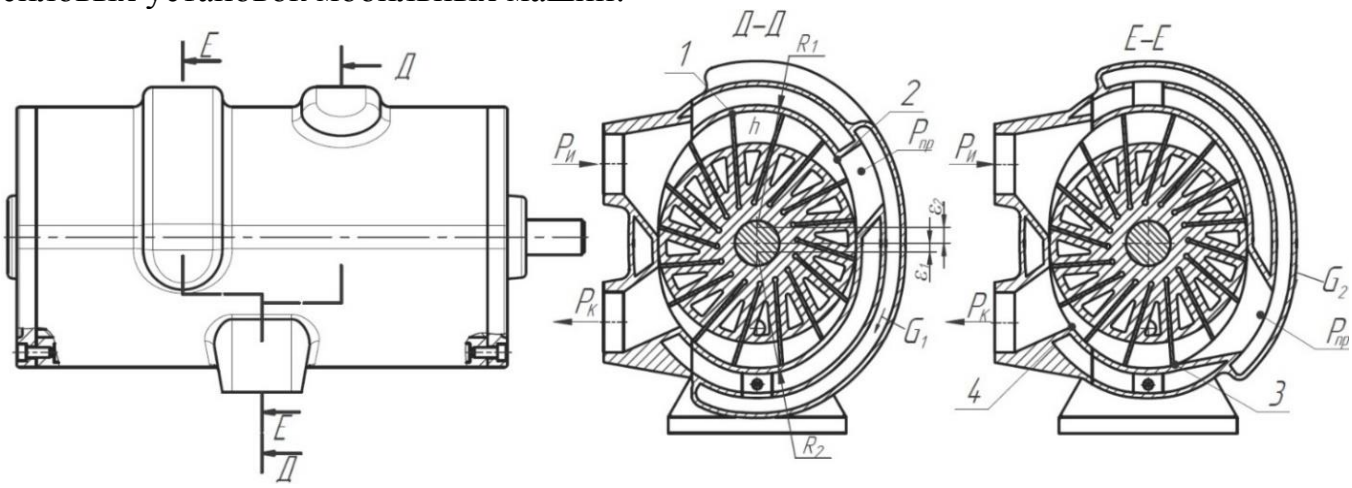


Рисунок 8 – Ротационный пластинчатый компрессор двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением рабочего агента

Особенностью нового ротационного пластинчатого компрессора является то, что объем пара, всасываемого первой ступенью ротационного компрессора, определяется аналогично одноступенчатому компрессору без учета толщины пластин по зависимости:

$$V_{\text{Ком}} = 2 \cdot \pi \cdot D_{\text{Ком}} \cdot l_{\text{Ком}} \cdot \varepsilon_{\text{Ком}} \cdot n_{\text{Ком}} \cdot \lambda_{\text{Ком}}, \qquad (8)$$

где $D_{\text{Ком}}$ - наибольший диаметр рабочей поверхности корпуса (цилиндра), м; $l_{\text{Ком}}$ - длина ротора (поршня), м; $\varepsilon_{\text{Ком}}$ - смещение центров образующих цилиндра и ротора (эксцентриситет, рис. 8), м; $n_{\text{Ком}}$ - число оборотов ротора в секунду, $с^{-1}$; λ - коэффициент расхода за зависящий от отношения давлений P_2/P_1 и размеров компрессора.

При этом из расчета допустимой нагрузки на пластину ротационных компрессоров и соотношений между основными геометрическими размерами его рабочих элементов, формулы для расчета радиуса «цилиндров» первой (9) и второй (10) ступеней компрессора при $\pi_{\text{СТ}} = p_2 / p_1 \le 2{,}5$, которые позволяют рассчитать геометрические характеристики двухступенчатого ротационного компрессора, записываются в следующем виде:

$$R_1 = \sqrt[3]{\frac{G_1 \cdot \vartheta_1}{6{,}333 \cdot n_{\text{Ком}}}}; \qquad (9) \qquad\qquad R_2 = \sqrt[3]{\frac{\mu_G \cdot G_1 \cdot \vartheta_3}{6{,}333 \cdot n_{\text{Ком}}}}, \qquad (10)$$

В третьей главе представлены статическая и динамическая математические модели ПЖК СО, соответственно, для ускоренной предварительной оценки характеристик ПЖК СО в процессе ее проектирования и разработки алгоритмов

управления работой компрессора, с целью достижения системой охлаждения требуемого быстродействия и запаса устойчивости. Для компьютерного моделирования тепломассообменных процессов при работе ПЖК СО в статическом режиме необходимо знание величин локальных коэффициентов теплоотдачи при двухфазном течении кипящего рабочего агента, автором работы предложена система уравнений аппроксимирующих функций обобщающих диаграмму структур двухфазного потока рабочего агента, построенная в координатах $Re'_{П}$ и $Re'_{Ж} \cdot \sigma_{Ж}/\sigma_{H2O}$.

При построении **статической модели** ПЖК СО, она рассматривалась, как совокупность элементарных тепловых процессов, что позволило получить требуемые статические характеристики моделируемой системы на основании статических уравнений отдельных процессов.

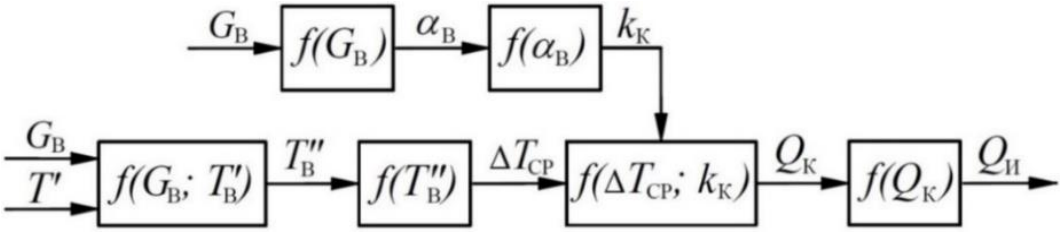


Рисунок 9 – Структурная схема ПЖК СО

Для нахождения функции $T''_В = f\left(G_В; T'_В\right)$ (рис. 9) система уравнений теплового баланса для Т-К, имеет следующий вид: $G_В \cdot c_{P_В} \cdot (T''_В - T'_В) = G_{Ком} \cdot q_К$, где $q_К = i_2 - i_3$ – удельный расход тепла на единицу расхода рабочего агента при конденсации, кДж/кг; $T'_В$ и $T''_В$ – температуры воздуха на входе и выходе теплообменника-конденсатора соответственно (рис. 10), °С.

Функция $\Delta T_{ср} = f\left(T''_В\right)$ представляет собой средний температурный напор в Т-К, °С: $\Delta T_{СР_К} = 0{,}5 \cdot \left(T_К - T'_В + \left(T_К - T''_В\right)\right)$. Количество тепла $Q_К = f\left(\Delta T_{СР}\right)$, передаваемое через стенку Т-К, кДж/с: $Q_К = k_К \cdot F_К \cdot \Delta T_{СР_К}$. Учитывая, что массовый расход рабочего агента, циркулирующий через Т-И равен $G_И = Q_И / q_И$, а массовый расход рабочего агента, циркулирующий через Т-К равен $G_К = Q_К / q_К$, то их равенство: $G_{Ком} = G_И = G_К$ запишется в виде: $Q_И / q_И = Q_К / q_К$, где $q_И = i_1 - i_4$ – удельный расход тепла на единицу расхода рабочего агента при испарении, кДж/кг, (рис. 10).

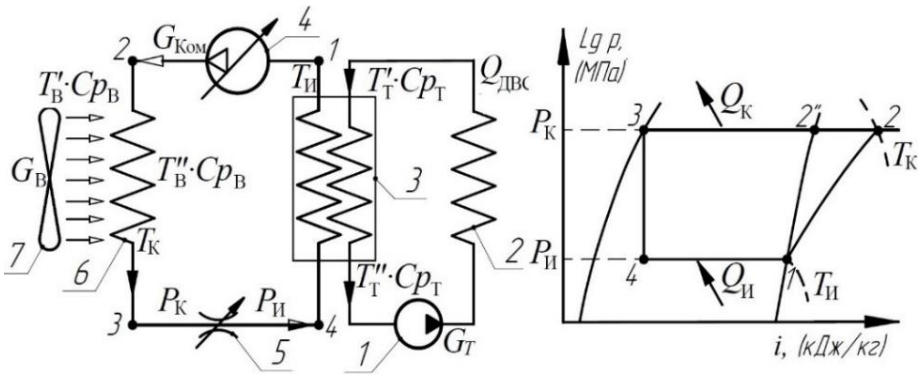


Рисунок 10 – ПЖК СО:
а - схема, 1 – насос;
2 – рубашка охлаждения;
3 – Т-И;
4 – компрессор;
5 – расширительное устройство; 6 – Т-К;
7 – вентилятор; б - термодинамический цикл

а) б)

После подстановки значений всех функций и преобразования относительно теплоты $Q_И$, статическая математическая модель ПЖК СО записывается в следующем виде:

$$\begin{cases} Q_{И_{(i,j,k)}} = k_К \cdot k_{К_i} \cdot F_К \cdot \left(x_{Ком} \cdot \dfrac{q_И}{q_К} \right) \cdot \left[\left(T_К - T'_{В_j} \right) - \dfrac{q_К \cdot G_{Ком}}{2 \cdot G_{В_i} \cdot c_{pВ}} \right] \\ G_В > 0 \\ k_{К_i} = f\left(\alpha_В \left(G_{В_i} \right) \right) \\ 0 < x_{Ком} \le 1 \end{cases}, \qquad (11)$$

где $x_{Ком}$ – переменная, характеризующая изменение массового расхода рабочего агента, определяющая затрату энергии на работу компрессора парожидкостного контура СО; $k_К$ – коэффициент учитывающий отклонение среднеарифметического и логарифмического температурных напоров в Т-К; $\alpha_В$ – коэффициент теплоотдачи охлаждающему воздуху в Т-К, Вт/м^2·К.

Площадь теплопередачи в статической модели (11) определяется отношением $F_К = Q_К / q_К$, где тепловой поток через стенку Т-К определяется при граничных условиях четвертого рода $q_{К_1} = q_{К_2}$ путем решения системы уравнений $q_{К_1} = f_1(T_{СТ})$ и $q_{К_2} = f_2(T_{СТ})$ относительно температуры стенки, которое имеет следующий вид, С°:

$$T_{СТ} = \left(T_К \cdot \alpha_К \cdot (\frac{\lambda_К}{\alpha_В} + \delta_К) + T_{В_СР} \right) \Big/ \left(\lambda_К \cdot (\frac{\alpha_К}{\alpha_В} + 1) + \alpha_К \cdot \delta_К \right) \qquad (12)$$

где $\lambda_К$ – коэффициент теплопроводности материала Т-К, Вт/м·К; $\delta_К$ – толщина стенки трубки, м; $T_{В_СР}$ – средняя температура воздуха проходящего через Т-К, С°; $\alpha_К$ – среднее значение теплоотдачи при конденсации рабочего агента на внутренней поверхности круглых труб, Вт/м^2·К.

Полученная статическая модель (11) ПЖК СО позволяет получить зависимость ее тепловой производительности от температуры и массового расхода охлаждающего наружного воздуха $Q_И = f(T'_В; G_В)$.

Предложена динамическая модель позволяющая согласовать режимы работы компрессора с величиной тепловой нагрузки ПЖК СО и добиться требуемого быстродействия и запаса устойчивости СО.

Уравнение динамики массового расхода рабочего агента, обеспечиваемого ротационным пластинчатым компрессором, с учетом зависимости (8) и степени повышения давления $\pi_{Ком} \le 5$, принимает вид:

$$\frac{dG_{Ком}}{dt} = \frac{1{,}664 \cdot \pi \cdot R^3_{Ком}}{v_1} \cdot \frac{d\left(\lambda_{Ком} \cdot n_{Ком}\right)}{dt}, \qquad (13)$$

где $\lambda_{Ком} = 1{,}0 - a \cdot \left(P_2 / P_1 \right)$ - эмпирическая зависимость для коэффициента расхода.

Из уравнения баланса тепловой мощности $Q_К = Q_{Ком} - Q_{ТП.К}$ Т-К (рис. 10) записывается уравнение динамики температуры процесса конденсации рабочего агента:

$$m_{\text{К}}(t)\cdot\frac{\left(Cp'_{\text{К}}+Cp''_{\text{К}}\right)}{2}\cdot\frac{\mathrm{d}T_{\text{К}}}{\mathrm{d}t}=(i_2-i_3)\cdot G_{\text{Ком}}(t)-F_{\text{К}}\cdot\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{В}}}+\frac{\delta_{\text{К}}}{\lambda_{\text{М}}}+\frac{1}{\alpha_{\text{К}}(t)}}\cdot\frac{\left(T_{\text{К}}-T'_{\text{В}}\right)-\left(T_{\text{К}}-T''_{\text{В}}\right)}{\ln\left(\frac{T_{\text{К}}-T'_{\text{В}}}{T_{\text{К}}-T''_{\text{В}}}\right)},\quad(14)$$

где $Q_{\text{ТП.К}}$ – теплопередача при конденсации хладагента в Т-К, Вт.

Подобным образом, из уравнения баланса тепловой мощности $Q_{\text{И}}=Q_{\text{ТП.И}}-Q_{\text{Ком}}$ Т-И (рис. 10) записывается уравнение динамики температуры процесса испарения рабочего агента:

$$m_{\text{И}}(t)\cdot\frac{\left(Cp'_{\text{И}}+Cp''_{\text{И}}\right)}{2}\cdot\frac{\mathrm{d}T_{\text{И}}}{\mathrm{d}t}=F_{\text{И}}\cdot\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{Тос}}}+\frac{\delta_{\text{И}}}{\lambda_{\text{М}}}+\frac{1}{\alpha_{\text{И}}(t)}}\cdot\frac{\left(T'_{\text{Тос}}-T_{\text{И}}\right)-\left(T''_{\text{Тос}}-T_{\text{И}}\right)}{\ln\left(\frac{T'_{\text{Тос}}-T_{\text{И}}}{T''_{\text{Тос}}-T_{\text{И}}}\right)}-(i_1-i_4)\cdot G_{\text{Ком}}(t),\quad(15)$$

$\alpha_{\text{Тос}}$ – коэффициент теплоотдачи теплоносителя в Т-И, Вт/м^2·К.

Коэффициент теплоотдачи при вынужденном двухфазном режиме течения с пузырьковым кипением в трубах рассчитывается по уравнению подобия:

$$\alpha_{1_\text{И}}(t)=7{,}4\cdot10^{-3}\cdot\frac{\lambda'_{\text{И}}(t)}{b(t)}\cdot\text{Pe}_*(t)^{0{,}6}\cdot\text{K}_{\Pi}(t)^{0{,}5}\cdot\text{Pr}'(t)^{-\frac{1}{3}}\cdot\left(\frac{\lambda_{\text{СТ}}}{\lambda'(t)}\right)^{0{,}15},\quad(16)$$

где $b(t)=\sqrt{\left(\sigma(t)/g\left(\rho'(t)-\rho''(t)\right)\right)}$ – постоянная Лапласа; $\text{Pe}_*=q(t)\cdot b(t)/r(t)\cdot\rho''(t)\cdot a'(t)$ – модифицированное число Пекле; $\text{K}_{\Pi}=p(t)\Big/\sqrt{\left(\sigma(t)\cdot g\left(\rho'(t)-\rho''(t)\right)\right)}$ – безразмерный параметр.

Расчет коэффициента теплоотдачи при испарении рабочего агента производится по уравнению подобия следующего вида:

$$\alpha_{2_\text{И}}(t)=0{,}087\cdot\frac{\lambda'_{\text{И}}(t)}{b(t)}\cdot\text{Re}_{\text{СМ}}(t)^{0{,}6}\cdot\text{Pr}'(t)^{\frac{1}{6}}\cdot\left(\frac{\rho''(t)}{\rho'(t)}\right)^{0{,}2}\cdot\left(\frac{\lambda_{\text{СТ}}}{\lambda't)}\right)^{0{,}09},\quad(17)$$

где $\text{Re}_{\text{СМ}}(t)=\vartheta_{\text{СМ}}(t)\cdot b(t)/\nu_1(t)$ – число Рейнольдса для двухфазной смеси рабочего агента.

Значение скорости двухфазной смеси рабочего агента при числе Рейнольдса $\text{Re}_{\text{СМ}}(t)$ в уравнении (17) определяется по формуле:

$$\vartheta_{\text{СМ}}(t)=\left(\frac{G_{\text{Ком}}(t)}{\rho'(t)}\right)\cdot\left[1+x_{\text{И}}(t)\cdot\left(\frac{\rho'(t)}{\rho''(t)}-1\right)\right].$$

При выборе уравнений (16) или (17) для расчета процесса теплообмена с двухфазным потоком в горизонтальном канале используется следующее условие:

$$\text{Nu}_{\text{И}}(t)=\begin{cases}\text{Nu}_{1_\text{И}}(t)\to N_{\text{ЧК}}(t)<1{,}6\cdot10^4\\ \text{Nu}_{2_\text{И}}(t)\to N_{\text{ЧК}}(t)>1{,}6\cdot10^4\end{cases},$$

где $\text{Nu}_{1_\text{И}}(t)$ и $\text{Nu}_{2_\text{И}}(t)$ – найдены из уравнений (16) и (17) соответственно, $N_{\text{ЧК}}(t)$ – число конвективного кипения.

В области, где $\alpha_{1_\text{И}}(t)\approx\alpha_{2_\text{И}}(t)$ при моделировании выбирается больший из двух коэффициентов теплоотдачи.

Число конвективного кипения определяется по известному отношению:

$$N_{\text{ЧК}} = \text{Bo}_*(t)\cdot\left(\frac{\rho''(t)}{\rho'(t)}\right)^{\frac{1}{3}} = \frac{\text{Re}_{\text{СМ}}(t)}{\text{Re}_*(t)}\cdot\left(\frac{\rho'(t)}{\rho''(t)}\right)^{\frac{2}{3}},$$

где $\text{Bo}_*(t) = \left(r(t)\cdot G_{\text{Ком}}(t)/q_{\text{и}}(t)\right)\cdot\left[1 + x(t)\cdot\left(\rho'(t)/\rho''(t) - 1\right)\right]$ – модифицированное число кипения; $\text{Re}_*(t) = q_{\text{И}}(t)\cdot b(t)/r(t)\cdot\rho''(t)\cdot\nu'(t)$ – модифицированное число Рейнольдса.

Параметры течения охлаждающего воздуха и теплоносителя в дифференциальных уравнениях (14) и (15) принимались постоянными, а коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{В}}$ и $\alpha_{\text{Тос}}$ рассчитывались по соответствующим уравнениям подобия.

Масса рабочего агента в теплообменнике-испарителе определяется из выражения полученного для гомогенной модели его течения, при номинальном режиме работы с учетом паросодержания в рабочей точке 4, соответствующей двухфазному состоянию рабочего агента, термодинамического цикла (рис. 10 б) и соответственно масса рабочего агента в теплообменнике-конденсаторе определяется следующими выражением (18) и (19) соответственно:

$$m_{\text{К}} = \frac{V_{\text{К}}}{L_{\text{К}}}\cdot\int_0^{L_{\text{К}}}\left(\rho_{\text{П.К}} + \frac{\rho_{\text{Ж.К}} - \rho_{\text{П.К}}}{1 + f_2}\right)\text{d}l, \quad (18) \qquad m_{\text{И}} = \frac{V_{\text{И}}}{L_{\text{И}}}\cdot\int_0^{L_{\text{И}}}\left(\rho_{\text{П.И}} + \frac{\rho_{\text{Ж.И}} - \rho_{\text{П.И}}}{1 + f_1}\right)\text{d}l, \quad (19)$$

где $f_1 = \left[\left((1-x)\cdot l/L_{\text{И}} + x\right)^{-1}\right]\cdot\rho_{\text{Ж.И}}/\rho_{\text{П.И}}$ и $f_2 = \left[\left(1 - l/L_{\text{К}}\right)^{-1} - 1\right]\cdot\rho_{\text{Ж.К}}/\rho_{\text{П.К}}$ – функции, учитывающие изменение удельного массового паросодержания X по длине $L_{\text{И}}$ Т-И и $L_{\text{К}}$ Т-К соответственно представленные в виде графических зависимостей (рис. 11 а, б).

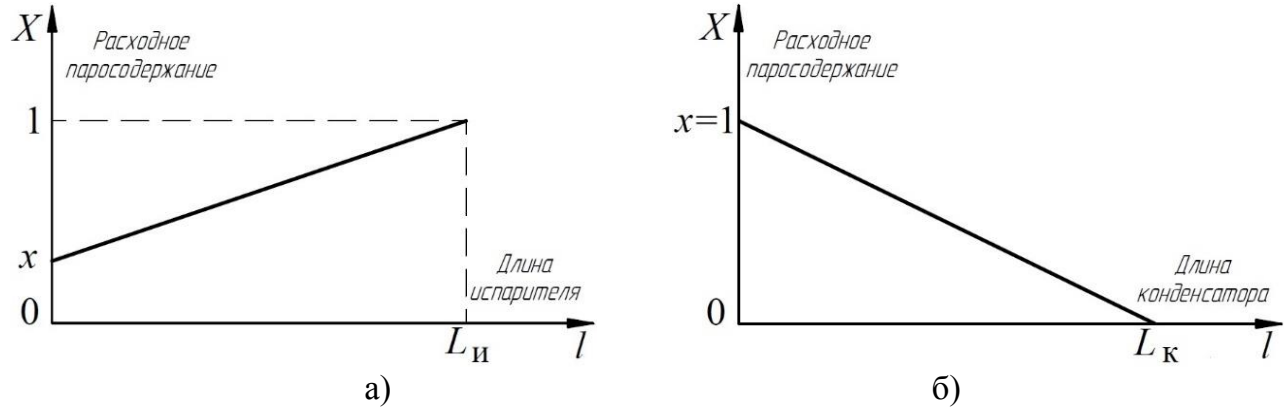


Рисунок 11 – Изменение паросодержания: а - по длине теплообменника-испарителя; б - по длине теплообменника-конденсатора

Численное моделирование динамики механических и тепловых процессов в ПЖК СО выполняется при допущении, что в начальный момент времени $t = 0$ массы хладагента содержащегося в теплообменнике-конденсаторе $m_{\text{К.0}}$ и теплообменнике-испарителе $m_{\text{И.0}}$ распределены пропорционально внутренним объемам этих теплообменников $V_{\text{К}}$ и $V_{\text{И}}$ при давлении насыщенного пара, соответствующем температуре окружающей среды: $m_{\text{К.0}} = m_{\text{сум}}\cdot V_{\text{К}}/V_{\text{И}} + V_{\text{К}}$ и $m_{\text{И.0}} = m_{\text{сум}}\cdot V_{\text{И}}/V_{\text{И}} + V_{\text{К}}$, где $m_{\text{сум}} = m_{\text{К}} + m_{\text{И}}$ – суммарная масса рабочего агента в Т-И и Т-К на номинальном режиме работы ПЖК СО.

На основе динамической математической модели ПЖК СО, был разработан алгоритм расчета (рис. 12) переходных характеристик ПЖК СО и реализована программа их расчета в среде MatchCad v15 состоящая из семи модулей (листинг алгоритма и программы представлен в приложении Б диссертации на 21-м листе).

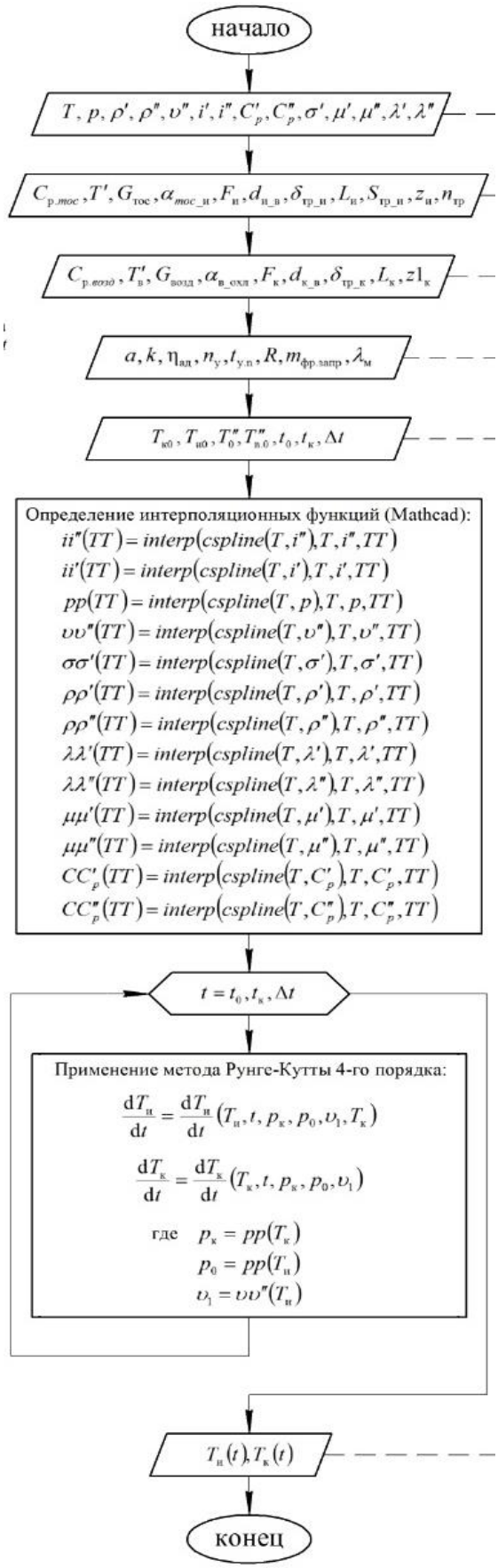
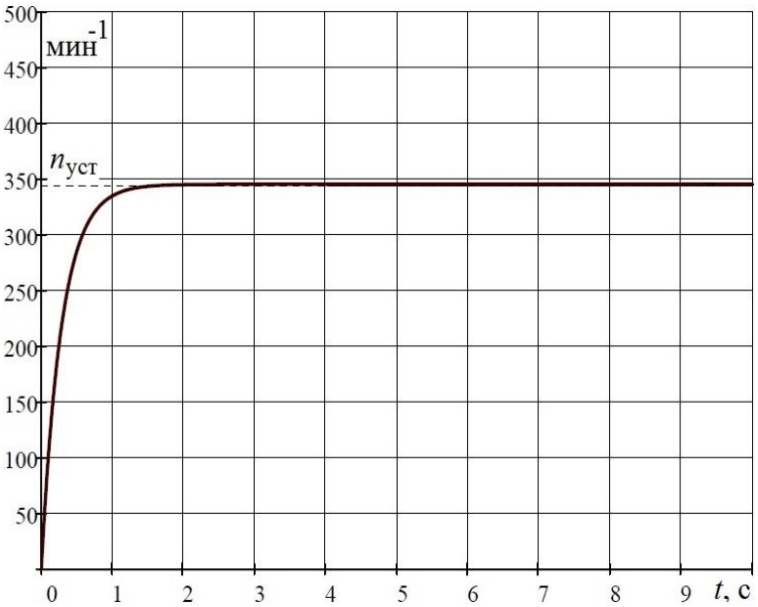
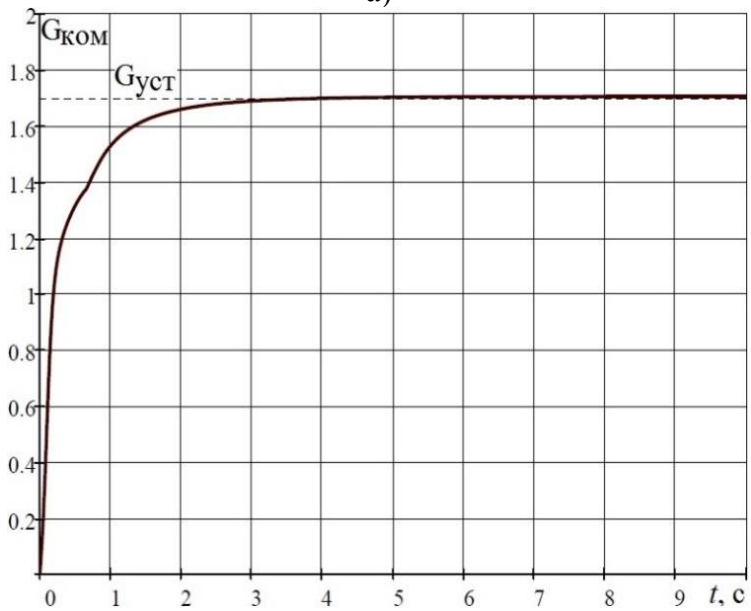


Рисунок 12 – Фрагмент алгоритма программы для расчета переходных характеристик ПЖК СО

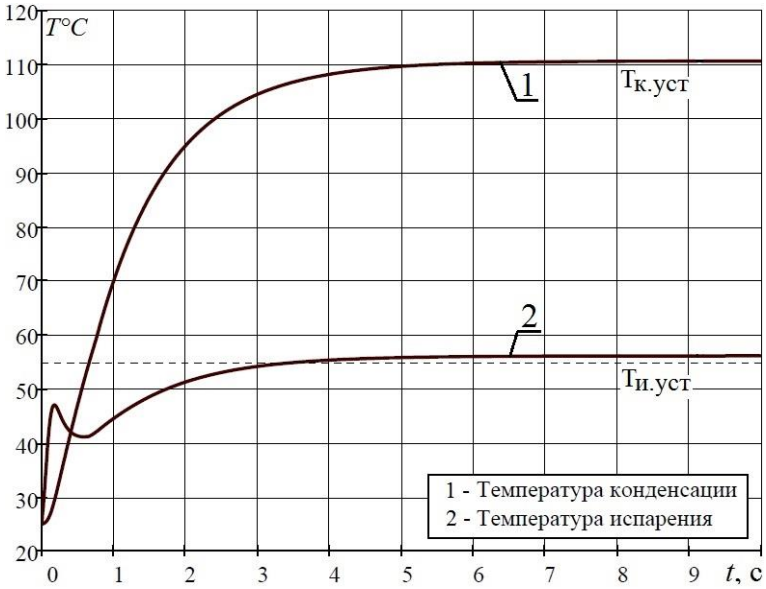
Результат расчета переходных характеристик для оборотов $n_{Ком}$ вала компрессора, массового расхода рабочего агента $G_{Ком}$, температур испарения $T_И$ и конденсации $T_К$ в момент запуска ПЖК СО из режима ожидания при температуре окружающей среды 25°С, представлен на рисунках (13 а, б, в) соответственно.



а)



б)



в)

Рисунок 13 – Переходные характеристики ПЖК СО: а - оборотов вала компрессора;
б - массового расхода рабочего агента $G_{Ком}$; в - температур конденсации и испарения рабочего агента

Результаты моделирования работы ПЖК СО показали, что для выхода на номинальный режим работы компрессора, температуры конденсации $T_К$ и испарения $T_И$ рабочего агента устанавливаются за более продолжительное время, чем его массовый расход $G_{Ком}$ рабочего агента (рис. 13 а, б, в). Например, при заданном времени выходе вала компрессора ПЖК СО на номинальный режим за $t_Н$ =2 с. (см. столбец 1 Таблицы 3), температуры конденсации $T_К$ и испарения $T_И$ выходят на номинальный режим соответственно за 6 и 7 с., что приводит к снижению эффективности работы СО.

В таблице 3 представлены результаты численного моделирования для рассматриваемых параметров ПЖК СО для различных периодов времени $t_{Ком}$ установления номинальных оборотов $n_{Ком}$ вала компрессора.

Таблица 3 – Влияние времени установления $t_{Ком}$ на параметры ПЖК СО

$t_{Ком}$, с.	2	4	8	16	32
$t_{Ти}$, с.	6	7	7,5	12	32
$t_{Тк}$, с.	7	7,5	8	16	32
$t_{GКом}$, с.	4,5	5,5	7	16	32
$t_{Qи}$, с.	7	8	9	16	32

С увеличением времени установления частоты вращения вала компрессора, после запуска ПЖК СО из режима ожидания, время установления температур испарения $t_{Ти}$ и конденсации $t_{Тк}$ рабочего агента, тепловой мощности испарителя $t_{Qи}$ и массового расхода $t_{GКом}$ рабочего агента сравниваются. Таким образом, для парокомпрессионных систем охлаждения с динамически меняющимися тепловыми характеристиками, при разработке алгоритмов управления их тепловой производительностью, необходимо учитывать влияние теплосодержания массы рабочего агента в Т-И и Т-К на быстродействие системы охлаждения.

Данные статическая и динамическая математические модели, служат основой для проектирования и разработки алгоритмов управления ПЖК СО, что позволяет решить задачу проведения предварительной оценки ее рабочих тепловых характеристик на этапе проектирования такой СО и эффективного управления с ее помощью процессом стабилизации теплового состояния энергетической установки с учетом влияния параметров окружающей среды.

В четвертой главе предложен новый метод сравнительного анализа эффективности ПЖК СО по относительным и разностным энергетическим показателям,

позволяющий сопоставлять различные СО основанные на разных теплофизических процессах передачи теплоты от охлаждаемого источника в окружающую среду. Приведен пример сравнительного анализа для ПЖК СО на фреоне R245ca и «традиционной» СО, работающих при одинаковых условиях. Рассмотрен метод балансирования мощности потоков теплоносителя в многоконтурной системе охлаждения.

Сущность метода сравнительного анализа заключается в представлении результатов моделирования в виде зависимостей отводимых тепловых потоков ПЖК и «традиционной» СО ($Q_{И}$, $Q_{СО}$) соответственно, затрачиваемых на это мощностей при максимальной работе компрессора в ПЖК и «традиционной» СО ($N'_{СО}$, $N_{СО}$) соответственно, и их разностных энергетических показателей $\left(K'_{СО} = Q_{И} - N'_{СО}, K_{СО} = Q_{СО} - N_{СО}\right)_{G_B;T_B}$ от массового расхода охлаждающего воздуха $G_{В}$. (рис. 15 а, б), а также зависимости энергетической эффективности рассматриваемых систем охлаждения, записанной в виде уравнения (20) в графическом виде (см. рис. 15).

$$\left(\frac{Q_{И}}{Q_{СО}}\right)_{G_В,T_В} = f\left(\frac{\sum N'_{СО}}{\sum N_{СО}}\right)_{G_В,x_к}, \quad (20)$$

где $Q_{И}$ - количество тепла, отводимое ПЖК СО от охлаждаемого объекта, Вт; $Q_{СО}$ - количество тепла, отводимое «традиционной» системой охлаждения, Вт; $\sum N'_{СО}$ - суммарные затраты мощности для ПЖК СО, Вт; $\sum N_{СО}$ - суммарные затраты мощности для «традиционной» СО, Вт.

С использованием метода сравнительного анализа эффективности систем охлаждения и математической статической модели (11) ПЖК СО, был разработан алгоритм (см. рис. 14) расчета энергетических показателей ($Q_{И}$, $Q_{СО}$, $N'_{СО}$, $N_{СО}$)=f($G_{В}$, $T'_{В}$) и реализована программа расчета в среде MatchCad v15 (алгоритм и листинг программы представлен в приложении Г диссертации на 10 листах).

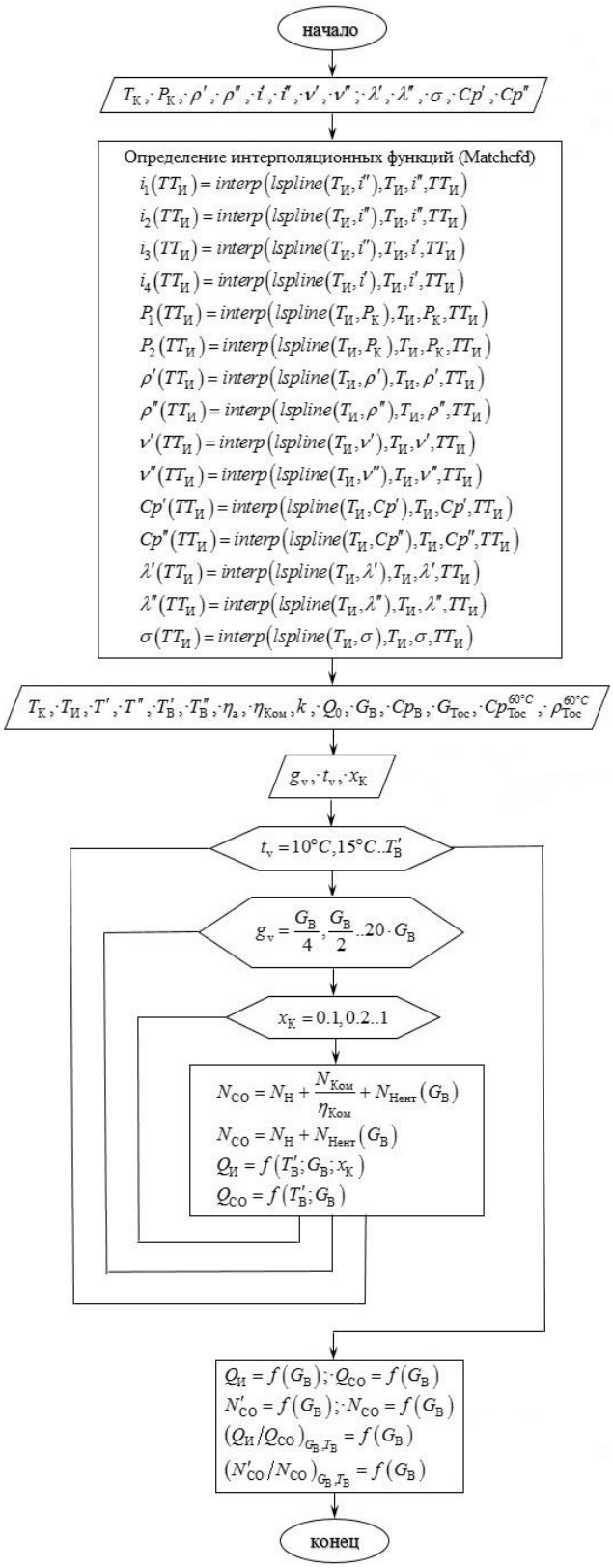
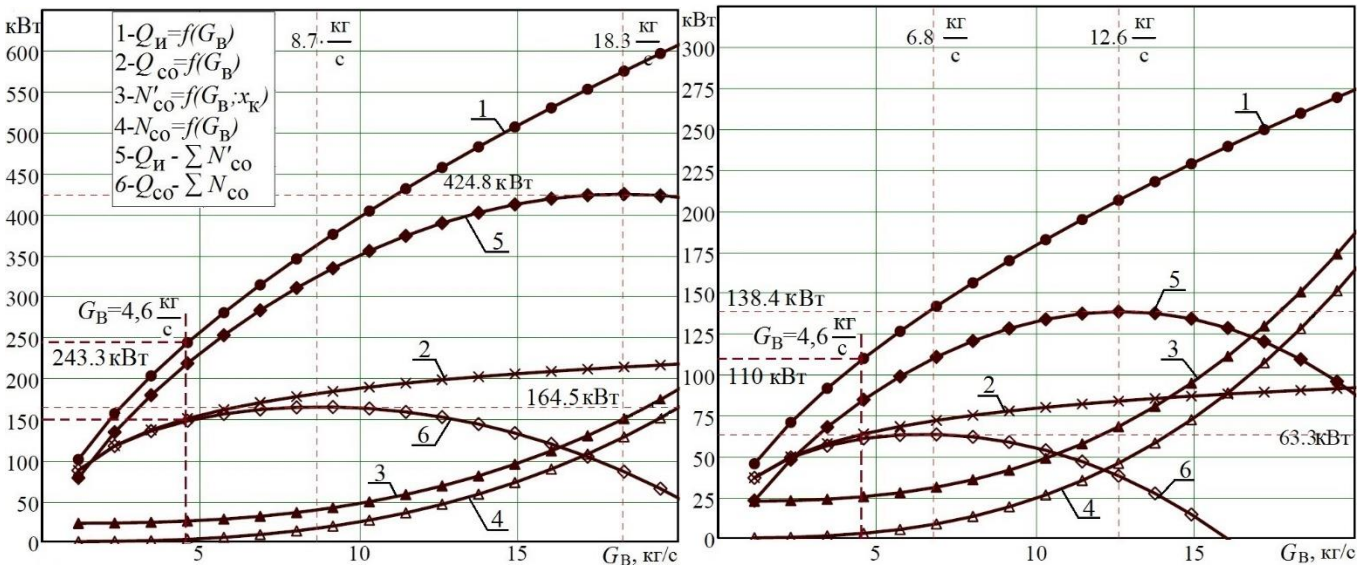


Рисунок 14 – Алгоритм программы для расчета энергетических показателей ПЖК СО

Количество отведенного тепла ПЖК СО относительно «традиционной» СО (рис. 15, кривые 1 и 2), при принятом для расчета значении массового расхода охлаждающего воздуха $G_В$=4,6 кг/с, в среднем выше на 38,12 % при температуре окружающего воздуха $T'_В$=20°С, а при температуре $T'_В$=50°С этот параметр увеличивается до 42 %, что связано с увеличением среднего температурного напора в Т-К относительно теплообменного аппарата «традиционной» СО. При этом затраты мощности на работу ПЖК СО составили 25,2 кВт и для «традиционной» 2,83 кВт СО (рис. 15, кривые 3 и 4), соответственно.



а) б)

Рисунок 15 – Характеристики статические и разностные для ПЖК СО и «традиционной» СО при температуре окружающей среды: а - плюс 20°С; б - плюс 50°С

Разность количества отведенного тепла от охлаждаемого объекта и затраченной на это мощности при $T'_В$=20°С показала, что в первом случае (рис. 15, кривые 5 и 6) максимальное значение приблизительно приходится на массовый расход воздуха $G_В$=18,3 кг/с для ПЖК и $G_В$=8,7 кг/с для «традиционной» СО, а во втором при $T'_В$=50°С соответственно на $G_В$=12,6 кг/с и $G_В$=6,8 кг/с. Следовательно, в указанных условиях «традиционная» СО работает на своем максимуме, а для ПЖК СО существует запас, при котором величина отводимого тепла может быть увеличена в первом случае в 2,6 раза (со 164,5 кВт до 424,8 кВт) и во втором случае 2,2 раза (с 63,3 кВт до 138,4 кВт).

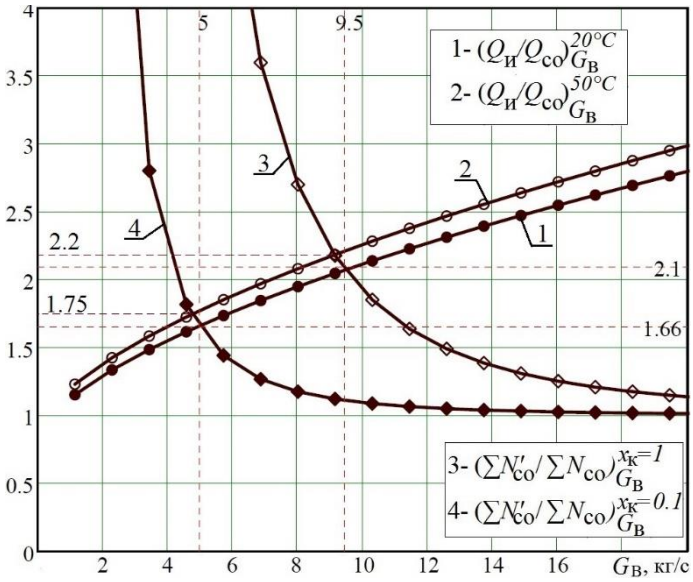


Рисунок 16 – Энергетическая эффективность ПЖК СО

Результат расчета относительных энергетических показателей $\left(Q_И/Q_{СО}\right)_{G_В,T_В}$ в зависимости от массового расхода воздуха и затраченной при этом мощности $\left(\sum N'_{СО}/\sum N_{СО}\right)_{G_В,x_{Ком}}$ различными СО

показывает, что для разных значений температуры $T_В$ отношение $\left(Q_И/Q_{СО}\right)_{G_В,T_В}$ отводимых тепловых потоков сравниваемых СО происходит с разной интенсивностью, характеризуемой наклоном их зависимостей (рис. 16, кривые 1 и 2). Так для $T'_В$=20°С (кривая 1), количество тепла $Q_И$ отводимого ПЖК СО от охлаждаемого объекта, при максимальной работе компрессора $x_{Ком}$=1 (кривая 3), в 2,1 раза больше, чем $Q_{СО}$ «традиционной» СО и характеристика имеет опережающий рост. Для $T'_В$=50°С (кривая 2), тенденция сохраняется, но количество тепла $Q_И$ увеличивается относительно $Q_{СО}$ с большей интенсивностью и превышает его величину уже в 2,2 раза (пересечение кривых 2 и 3). При 10%-ной загрузке компрессора $x_{Ком}$ =0,1 (кривая 4) при температурах охлаждающего воздуха $T'_В$ равных 20°С и 50°С, превышение количество тепла $Q_И$ над $Q_{СО}$ составило 1,66 раза и 1,75 раза соответственно.

Наличие в энергетических комплексах множества блоков и агрегатов, с разными тепловыми мощностями, термическим и гидравлическим сопротивлением и температурным режимом работы приводят к дисбалансу энергетических потоков в энергоустановках и требует использования специальных методов регулирования напоров теплоносителя для повышения энергоэффективности СО в целом.

Для повышения гидравлической эффективности, в работе впервые предлагается **метод** и техническое решение (защищённые патентами № 2014147511/06 и № 2014144869/06) **балансирования мощности** потоков теплоносителя, примененный в многоконтурной системе охлаждения проекта «Платформа-КТЭО-4» (прототип КАМАЗ-7850). **Метод** основан на использовании объемного делителя потока теплоносителя (часть системы охлаждения представлена на рис. 17), установленного после жидкостного нагнетателя, и разделяющего поток теплоносителя на несколько пропорциональных потоков без использования процесса дросселирования, снижающего затраты энергии на работу нагнетателя.

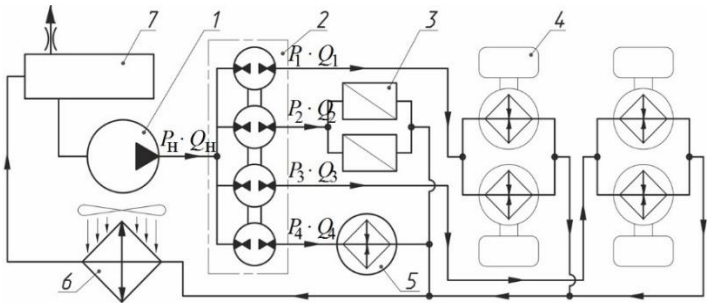


Рисунок 17 – Многоконтурная система охлаждения с объемным делителем потока теплоносителя: 1 – насос; 2 – объемный делитель потока; 3 – силовой преобразователь; 4 – тяговый электродвигатель; 5 – генератор; 6 – радиатор с вентилятором; 7 – расширительный бак.

Уравнение баланса мощности потоков теплоносителя на валу объемного делителя, запишется в следующем виде:

$$Q_Н \cdot \Delta p_Н = \sum_{i=1}^{n} (Q_i \cdot \Delta p_i) \qquad (21)$$

где $Q_Н$ – расход насоса, м^3/с; $\Delta p_Н$ – повышение давления насосом, Па; Q_i – расход теплоносителя проходящий через **i**-ю секцию объемного делителя, м^3/с; Δp_i – величина падения давления в магистрали соединённой с соответствующей **i**-й секцией, Па; **n** – количество рабочих секций делителя.

Учитывая, что среднее значение расхода теплоносителя через секцию объёмного делителя, которая конструктивно соответствует шестеренной гидромашине, определяется выражением $Q_{\text{СР}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 \cdot (z+1)$, тогда после ряда преобразований уравнения (21) окончательно записывается в виде:

$\Delta p_{\text{Н}} = \sum_{\text{i}=1}^{\text{n}} \left(\left(b_{\text{i}} / b_{\text{L}} \right) \cdot \Delta p_{\text{i}} \right) \Big/ n$ (22), где $b_{\text{L}} = \sum_{\text{i}-1}^{\text{n}} b_{\text{i}} \Big/ n$ – относительная длина шестерен, м; b_{i} – ширина шестерни **i**-й секции объемного делителя потока теплоносителя; Δp_{i} - величина потерь давления в соответствующем контуре СО.

Результаты моделирования, (рис. 18) показывают, что при подаче теплоносителя, под давлением $p_{\text{Н}}$=0,516 МПа равным расчетному, минуя объемный делитель, с учетом разного гидравлического сопротивления магистралей, возможно обеспечить его расход соответствующий Q_1=18·10^{-3} м^3/мин (кривая 4), Q_2=11·10^{-3} м^3/мин (кривая 6), Q_3=23·10^{-3} м^3/мин (кривая 3) и Q_4=15·10^{-3} м^3/мин (кривая 5), при этом суммарный расход теплоносителя составит $Q_{\text{Н}}$=67·10^{-3} м^3/мин (кривая 1). Из рисунка 18 также видно, что при расчетном давлении в многоконтурной СО без объемного делителя потока нагнетатель не обеспечивает циркуляцию необходимого количества теплоносителя через охлаждаемые элементы.

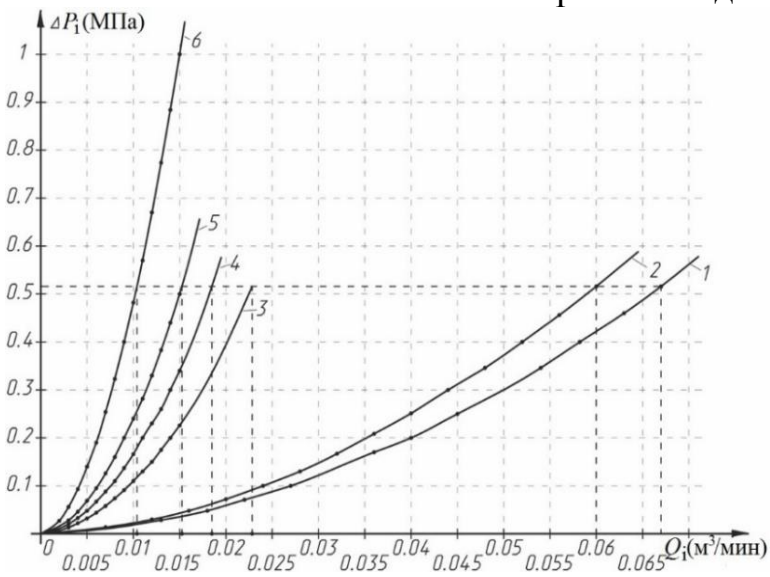
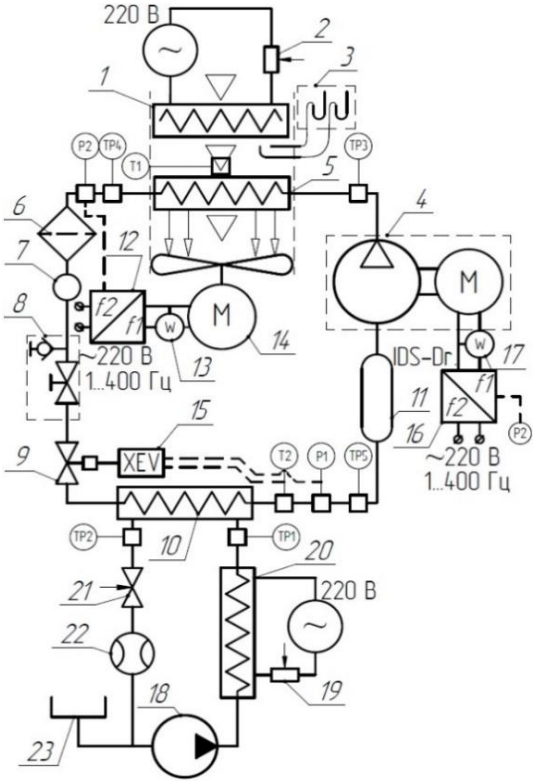


Рисунок 18 – Зависимость распределения расходов Q_{i} и величин падения ΔP_{i} давления в секциях делителя потока теплоносителя.

Поэтому для подачи заданного количества теплоносителя в каждую линию многоконтурной СО, например: (кривая 6) Q_2=15·10^{-3} м^3/мин необходимо поднять мощность нагнетателя за счет увеличения развиваемого им давления $p_{\text{Н}}$ до 1,0 МПа, что может быть технически сложно и ведет к дополнительным затратам энергии на работу нагнетателя. В свою очередь, использование в СО объемного делителя позволяет обеспечить равный расход Q_{i}=15·10^{-3} м^3/мин теплоносителя через каждый контур многоконтурной СО, при этом суммарный расход будет меньше на 12%, чем в случае без делителя, а его численное значение составит $Q_{\text{Н}}$=60·10^{-3} м^3/мин (кривая 2). Таким образом, использование объемного делителя в СО позволяет за счет снижения давления нагнетания и суммарного расхода теплоносителя уменьшить потребную мощность на привод жидкостного нагнетателя.

На основе формулы (22), был разработан алгоритм расчета расходно-перепадных характеристик магистралей теплоносителя многоконтурной СО для проекта «Платформа-КТЭО-4» и реализована программа расчета в среде MatchCad v15 (листинг программы представлен в приложении Д диссертации на 2-х листах).

В пятой главе приводятся описания: устройства и принципа действия экспериментальных стендов, имитирующих работу «традиционной» и парожидкостной компрессионной систем охлаждения; методик проведения экспериментального исследования, обработки и обобщения экспериментальных данных. Представлены результаты сравнительного анализа рассматриваемых систем охлаждения по относительным энергетическим показателям в соответствии с предложенным автором методом, построены характеристики для ПЖК СО, работающей на фреоне R-123, и «традиционной» СО в зависимости от изменения массового расхода $G_{\text{В}}$ и температуры $T'_{\text{В}}$ охлаждающего воздуха при прочих равных условиях.



Стенд (см. рис. 19 а, б), имитирующий работу ПЖК СО, состоит из: парожидкостного компрессионного контура в котором циркулирует рабочий агент (фреон R-123); контура циркуляции теплоносителя, обеспечивающего тепловую нагрузку на рассматриваемую СО и контура регулирования температуры охлаждающего воздуха, которые конструктивно идентичны стенду имитации работы «традиционной» СО.

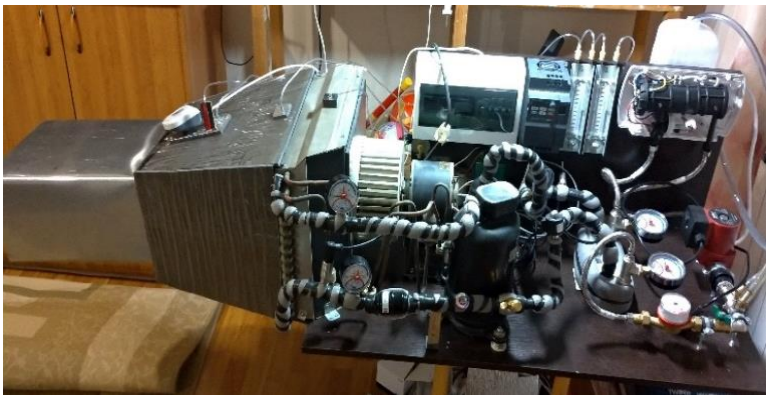


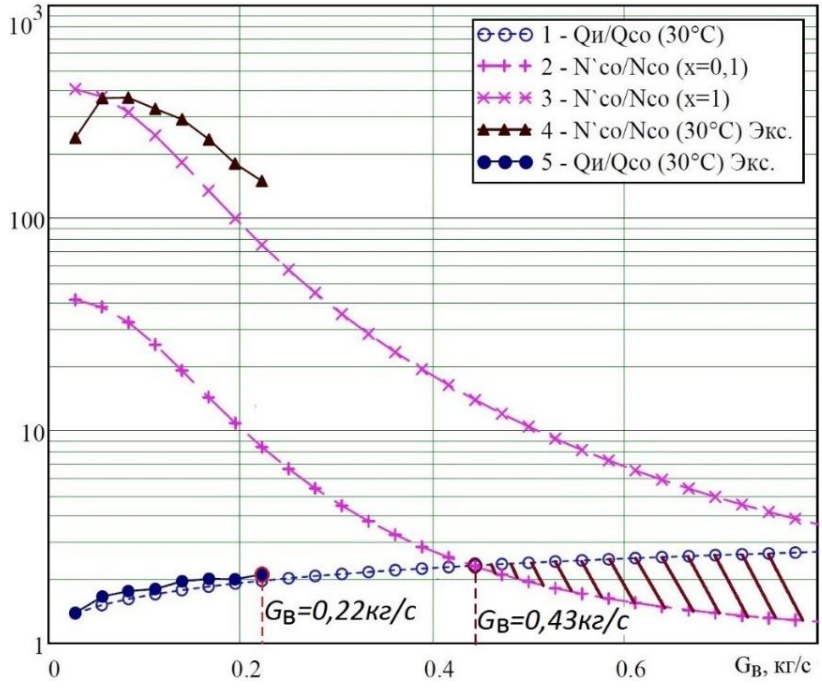
Рисунок 19 – Стенд имитирующий работу ПЖК СО; а – Схема принципиальная: 1 – Воздухонагреватель; 2 – Терморегулятор; 3 – Группа мановакуумметров двухтрубных; 4 – Мотор-Компрессор; 5 – Т-К с воздушным охлаждением; 6 – Фильтр-осушитель; 7 – Смотровое стекло; 8 – Вентиль шаровой со штуцером; 9 – Электроприводной расширительный вентиль ЭРВ; 10 – Пластинчатый испаритель; 11 – Расширитель; 12, 16 – Преобразователь частоты; 13, 17 – Цифровой счетчик энергии; 14 – Электродвигатель центробежного вентилятора; 15 – Контроллер ЭРВ; 18 – Циркуляционный насос; 19 – Фазовый регулятор мощности; 20 – Жидкостный электрический нагреватель; 21 – Вентиль; 22 – Счетчик воды; 23 – Расширительный бак; Т1 - Датчик температуры канальный; ТР1, ТР2 – Термоманометр радиального подключения; Т2 – Датчик температуры; ТР3-ТР5 – Термоманометр; Р1-Р2 – Датчики давления; б – Вид общий.

ПЖК контур, включающий систему автоматической стабилизации и управления параметрами потока рабочего агента, функционирует следующим образом. Преобразователь частоты 16 регулирует параметры мотор-компрессора 4 путем варьирования скорости вращения его вала, за счет изменения частоты и напряжения питания электродвигателя, в зависимости от показаний датчика давления Р5. Заданные значения параметров верхней границы термодинамического цикла

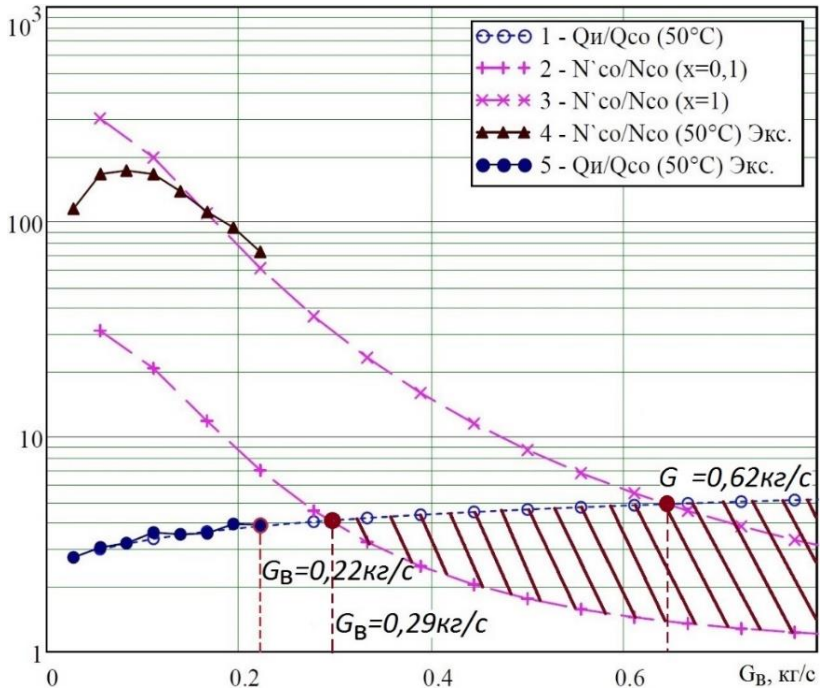
парожидкостного компрессионного контура, давление и температура конденсации, обеспечиваются преобразователем частоты 12, путем управления оборотами вала однофазного электродвигателя, в зависимости от показаний NTC-датчика T5.

Стабилизация температуры испарения осуществляется контроллером ЭРВ 15, путем широтно-импульсного регулирования ЭРВ впрыска рабочего агента в пластинчатый испаритель 10 в зависимости от показаний NTC-датчика (T4).

Результат обработки и обобщения экспериментальных данных представлен в виде зависимостей относительных энергетических показателей для исследуемых СО на рисунках 20 а, б.



а)



б)

Рисунок 20 – Оценка и сравнение энергетической эффективности ПЖК СО (работающей на фреоне R-123) относительно «традиционной» СО, в диапазоне температур окружающего воздуха от 30°C до 50°C

По результатам полученных экспериментальных данных была проведена верификация статической математической модели (11) ПЖК СО, среднеквадратичное отклонение экспериментальных данных от расчетных с учетом погрешности измерительных приборов не превышает 8,2%, что подтверждает корректность практического применения предположений, принятых допущений и математического аппарата при решении поставленных задач по пп. 2-6, а также 1, 2 и 5 пп. научной новизны работы.

Из анализа результатов экспериментального исследования ПЖК и «традиционной» СО видно, что относительная эффективность первой системы охлаждения относительно второй значительно возрастает с повышением температуры окружающей среды. Так при максимальном массовом расходе $G_В$ =0,222 кг/с охлаждающего воздуха при его температуре $T'_В$=30°C (зависимость 5, см. рис. 20 а) количество

тепла $Q_{\text{И}}$, отводимого ПЖК СО от охлаждаемого объекта, в 2,11 раза больше, чем $Q_{\text{СО}}$ «традиционной» СО, а при $T'_{\text{В}}$=50°С (зависимость 5, см. рис. 20 б) это отношение возрастает до величины 3,9 раза. Такой эффект достигается за счет бóльшего температурного напора между теплоотдающей поверхностью Т-К и охлаждающим воздухом относительно теплообменного аппарата без фазового перехода рабочего агента, используемого в «традиционных» СО. В свою очередь, более высокие значения температуры перегрева (точка 2 на рис. 10 б) рабочего агента в сравнении со значением температуры его конденсации $T_{\text{К}}$ в термодинамическом цикле ПЖК СО также дополнительно способствует увеличению этого температурного напора.

Результаты численного моделирования процессов в рассматриваемых системах охлаждения также показывают, что суммарные затраты мощности $\sum N'_{\text{СО}}$ на обеспечение работоспособности ПЖК СО при повышении температуры окружающей среды снижаются относительно аналогичных суммарных затрат мощности $\sum N_{\text{СО}}$ для «традиционной» СО. Это связано с уменьшением удельной работы компрессора соответственно для первой СО и увеличением потребной мощности на привод нагнетателя охлаждающего воздуха для второй из рассматриваемых СО. При этом, после повышения массового расхода охлаждающего воздуха, проходящего через теплообменник-конденсатор, до значения $G_{\text{В}} \approx 0{,}62$ кг/с при его температуре $T'_{\text{В}}$=50°С относительные затраты мощности на обеспечение функционирования рассматриваемых систем охлаждения $\left(\sum N'_{\text{СО}}/\sum N_{\text{СО}}\right)_{G_{\text{В}}}$ становятся меньше относительного энергетического показателя количеств отводимого тепла $\left(Q_{\text{И}}/Q_{\text{СО}}\right)_{G_{\text{В}}}^{T_{\text{В}}}$ от охлаждаемого объекта. Таким образом, полученный результат дает возможность рекомендовать использование ПЖК СО с большой эффективностью относительно «традиционных» СО при высоких значениях температуры окружающей среды, малых температурных напорах между охлаждающей средой и охлаждаемым объектом и большом массовом расходе охлаждающего воздуха.

Оценка относительного удельного показателя $k_{\text{ПЖК_СО}}/k_{\text{СО}}$, где $k_{\text{ПЖК_СО}}$ и $k_{\text{СО}}$ – коэффициенты стоимости материальных затрат на кВт отводимого СО тепла (руб./кВт) показала, что затраты на ПЖК СО выше в 3,52 раза, чем на «традиционную» СО, но совокупный относительный показатель $\left(Q_{\text{И}} \cdot k_{\text{СО}}/Q_{\text{СО}} \cdot k_{\text{ПЖК_СО}}\right)_{G_{\text{В}}}^{T_{\text{В}}}$ возрастает, и при массовом расходе $G_{\text{В}}$=12,65 кг/с охлаждающего воздуха температурой $T'_{\text{В}}$=50°С, проходящего через радиатор 5440В9А-1301010 с учетом его аэродинамического сопротивления, он становится равен единице, то есть материальные затраты по отношению к эффективности рассматриваемых систем охлаждения становятся соизмеримы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результатом диссертационной работы является решение актуальной научной проблемы, имеющей важное хозяйственное значение.

Цель диссертационной работы достигнута путем развития теоретических основ создания и работы многоконтурных систем охлаждения, за счет использования парокомпрессионных холодильных машин и метода балансирования мощности

потоков теплоносителя повышающих теплогидравлическую эффективность (в 1.9 и более раз) систем охлаждения сложных технических устройств, а достоверность основных положений и технических решений подтверждается апробацией экспериментом и при выполнении проектов по системам охлаждения: установки пиролиза органических отходов для ИВЭР «ЭКОСила», «Платформа-КТЭО-4» (прототип КАМАЗ-7850) и шасси КАМАЗ-65225-RT.

В процессе проведения научных исследований по тематике диссертации получены практические результаты и сделаны следующие выводы:

1. На основе результатов, проведенных теоретических и экспериментальных исследований, предложен новый метод повышения эффективности систем охлаждения тепловых и электрических двигателей, электрогенераторов, силовых преобразователей, блоков аккумуляторных батарей мобильной техники, тепловых электрических станций и т.д., при повышенных температурах охлаждающего воздуха (в диапазоне от 10°С до 50°С и выше) и большом термическом сопротивлении стенок теплопередающих поверхностей охлаждаемых объектов, путем принудительного снижения температуры охлаждающей среды относительно температуры охлаждаемого тела использованием холодильных парокомпрессионных машин.

2. Разработана методика и даны практические рекомендации по расчету параметров термодинамического цикла для парожидкостной компрессионной системы охлаждения на основе метода определения границы температуры конденсации рабочего агента, путем сопоставления тепловых потоков в теплообменнике-конденсаторе при приведении температурного напора в нем к разности значений максимальной температуры теплоносителя и температуры окружающего воздуха, для которой производился расчет. Методика позволяет рассчитать верхнюю границу температуры конденсации рабочего агента термодинамического цикла парожидкостной компрессионной системы охлаждения, а также определить необходимое количество ступеней сжатия рабочего агента компрессором проектируемой системы охлаждения из условия обеспечения наибольшей его удельной производительности и улучшения массогабаритных показателей.

3. По результатам численного исследования характеристик парожидкостной компрессионной системы охлаждения, выявлены энергоэффективные рабочие агенты в диапазоне температур охлаждения теплоносителя, от 40°С до 60°С, эффективнее использовать фреон R-245ca. В диапазоне от 60°С до 80°С фреон R-132b и фреон R-245ca, а в области свыше 80°С рабочий агент R-132b, либо озонобезопасный гексафторбензол.

4. Разработаны и уточнены методики расчета двухступенчатого ротационного пластинчатого и центробежного компрессоров, работающих по циклу с полным промежуточным охлаждением рабочего агента, для применения в предложенных парожидкостных компрессионных системах охлаждения. Установлено, что для парокомпрессионных холодильных машин с многоступенчатым сжатием рабочего агента и полном его промежуточном охлаждении, необходима корректировка ширины характерных сечений лопастных колес, диффузоров и обратных направляющих аппаратов относительно базовой, обусловленная изменением массового расхода перегретого пара рабочего агента от ступени к ступени, за счет впрыска и испарения жидкой его части, а также учет данного обстоятельства в процессе

определения работы (2.19) и внутренней мощности компрессора при политропном сжатии, Вт: $N_{\mathrm{L}} = L_{\mathrm{a}} \cdot \mu_{\mathrm{G}} \cdot G_1 / \eta_{\text{ад}}$ для обеспечения повышения точности их расчетов.

5. Впервые разработано и запатентовано (патент РФ № 170001) конструктивное решение двухступенчатого ротационного пластинчатого компрессора, позволяющего реализовать существенно более эффективный цикл с полным промежуточным охлаждением рабочего агента, для парожидкостной компрессионной системы охлаждения. Повышение эффективности рассматриваемой системы охлаждения (с двухступенчатым ротационным пластинчатым компрессором) для разности температур испарения и конденсации Δ40°С составило 17%, 14% и 16.7% соответственно для фреонов R-245ca, R-523a и Гексафторбензола.

6. Разработаны статическая и динамическая математические модели теплофизических процессов в парожидкостной компрессионной системе охлаждения и тепловых насосов, в том числе при использовании высокотемпературных рабочих агентов, отличающиеся дополнительно введенными выражениями для определения массы рабочего агента находящегося в теплообменниках конденсаторе и испарителе, а также модели термодинамических процессов для многоступенчатого, с полным промежуточным охлаждением рабочего агента, и каскадного циклов сжатия, с дополнительно введенным в них коэффициентом μ_{n} учитывающим изменение массы рабочего агента в каждой последующей ступени компрессора, каскаде, обеспечивающего повышение точности результата расчета.

7. Предложена система уравнений, полученных автором, аппроксимирующих функций обобщающих диаграмму структур двухфазного потока хладагента, построенная в координатах $\mathrm{Re}'_{\text{п}}$ и $\mathrm{Re}'_{\text{ж}} \cdot \sigma_{\text{ж}} / \sigma_{\mathrm{H2O}}$ для компьютерного моделирования тепломассообменных процессов в парожидкостной компрессионной системе охлаждения, позволяющих наиболее точно выбирать критериальные уравнения для определения локальных коэффициентов теплоотдачи при испарении рабочего агента в теплообменнике-испарителе, чем повысить точность расчета характеристик систем охлаждения.

$$\begin{cases} 1)\ \mathrm{Re}'_{\Pi} = 285,2 + 1460 \cdot 0,9995821^{\mathrm{Re}'_{\text{ж}} \cdot \sigma_{\text{ж}} / \sigma_{\mathrm{H2O}}} \\ 2)\ \mathrm{Re}'_{\Pi} = 1179 + 2311,71 \cdot 0,99933^{\mathrm{Re}'_{\text{ж}} \cdot \sigma_{\text{ж}} / \sigma_{\mathrm{H2O}}} \\ 3)\ \mathrm{Re}'_{\Pi} = 3561,4 + 1885,85 \cdot 1,00281^{\mathrm{Re}'_{\text{ж}} \cdot \sigma_{\text{ж}} / \sigma_{\mathrm{H2O}}} \end{cases} \quad \begin{cases} 4)\ \mathrm{Re}'_{\Pi} = 0,25 + 6085,05 \cdot 1,00045145^{\mathrm{Re}'_{\text{ж}} \cdot \sigma_{\text{ж}} / \sigma_{\mathrm{H2O}}} \\ 5)\ \mathrm{Re}'_{\Pi} = 18220,6 - 162,76 \cdot 1,0005588^{\mathrm{Re}'_{\text{ж}} \cdot \sigma_{\text{ж}} / \sigma_{\mathrm{H2O}}} \end{cases}$$

8. Разработаны метод балансирования мощности потоков теплоносителя в многоконтурной системе охлаждения использованием объемного делителя потока и математическая модель распределения потока теплоносителя в объемном делителе, связывающая давление нагнетания соединенного с ним циркуляционного насоса в зависимости от падения давления теплоносителя из-за гидравлического сопротивления контуров многоконтурной системы охлаждения и потребных расходов теплоносителя в каждом контуре, в виде (22).

9. Впервые разработаны и запатентованы способ разделения потока теплоносителя и конструктивное решение объемного делителя потока (защищённые патентами № 2562825 и № 154276), позволяющие снизить затраты энергии (на 12-14%) на работу нагнетателя теплоносителя в многоконтурной системе охлаждения, за счет балансирования мощности потоков теплоносителя без использования процесса дросселирования. Способ и устройство могут быть широко использованы для

охлаждения сложных технических устройств (электродвигателей, генераторов, силовых преобразователей и т.д.) высокомобильных транспортных средств, многоконтурных системах охлаждения силовых и тепловых двигателей тягачей подвижного состава и других системах охлаждения требующих пропорционального разделения потока теплоносителя.

10. Теоретически обоснован и верифицирован метод оценки эффективности систем охлаждения, основанный на сравнении относительных энергетических показателей тепловой производительности и затраченной на их работу мощности $\left(Q_{\text{И}}/Q_{\text{СО}}\right)_{G_{\text{В}}}^{T_{\text{В}}} = f\left(\sum N'_{\text{СО}}/\sum N_{\text{СО}}\right)_{G_{\text{В}}}^{x_{\text{Ком}}}$, позволяющий на стадии проектирования определить тип и конструктивное исполнение системы охлаждения, наиболее подходящей для работы в заданных условиях.

11. Созданы экспериментальные стенды для исследования основных параметров «традиционной» и парожидкостной компрессионной систем охлаждения, а также методики проведения исследования энергетических характеристик этих систем. Полученные с помощью них результаты исследований позволили подтвердить основные положения разработанного метода оценки эффективности и корректность математической статической модели парожидкостной компрессионной систем охлаждения.

12. Теоретически и экспериментально доказана большая эффективность парожидкостной компрессионной системы охлаждения относительно «традиционной» системы охлаждения во всем диапазоне температур окружающей среды (для системы охлаждения электродинамической трансмиссии в 1.7 и больше раз, для системы охлаждения ДВС в 1.4 и больше раз), а также доказано наличие границ затрат мощности на привод вентилятора, прокачивающего охлаждающий воздух через радиатор внешнего теплообмена, после которых применение парожидкостных компрессионных систем охлаждения для термической стабилизации силовых и тепловых двигателей становится эффективней, чем применение «традиционных» систем охлаждения.

13. Разработан комплекс расчетных программ, в среде MatchCad v15, для использования инженерами-проектировщиками в процессе разработки конструкций парожидкостных компрессионных систем охлаждения тепловых и электрических двигателей, энергетических установок и т.д. Позволяющих сократить время их проектирования и выбрать наиболее рациональное схемное решение.

Основная ценность диссертационной работы заключается в комплексном подходе к решению актуальной научно-практической проблемы, полученных автором результатах теоретических и экспериментальных исследований термо- и гидродинамических процессов в многоконтурных парожидкостных компрессионных системах охлаждения, опирающихся на предложенные математические модели термодинамических процессов сжатия рабочего агента, динамическую и статическую математические модели тепловых и гидродинамических процессов в них, а также методе оценки их эффективности и сформулированных теоретических основах их инженерного расчета и практических рекомендациях для анализа теплогидравлической эффективности подобных систем на этапе проектирования.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в рецензируемых научных журналах и изданиях:

1. **Карелин Д.Л.**, Харчук С. И., Мулюкин В.Л. Система охлаждения силового агрегата МЗКТ791 и МЗКТ7431, выполненная на основе гидравлического привода // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение, 2013. – №2. – С. 5-9.

2. **Карелин Д.Л.**, Гуреев В. М., Мулюкин В.Л. Многоконтурные системы охлаждения на основе объемного делителя потока // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение, 2014. – №5. – С. 13-15.

3. **Карелин Д.Л.**, Гуреев В. М., Мулюкин В.Л. Моделирование процесса перераспределения мощности в объемном делителе потока многоконтурной системы охлаждения // Вестник КГТУ им. Туполева. Казань: редакция журнала КНИТУ КАИ, 2014. – №4. – С. 40-44.

4. **Карелин Д.Л.**, Гуреев В.М., Мулюкин В.Л. Моделирование системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой // Вестник КГТУ им. Туполева. – Казань: редакция журнала КНИТУ КАИ, 2015. – № 5. – С. 5-10.

5. **Карелин Д.Л.**, Гуреев В. М. Оценка эффективности парожидкостной компрессионной системы охлаждения энергетических машин // Тепловые процессы в технике. – М.: «Наука и Технологии», 2016. –Т.8. – №9. – С. 408-415.

6. **Карелин Д.Л.**, Болдырев А.В., Гуреев В.М. Математическая модель многоступенчатого сжатия рабочего агента с полным промежуточным охлаждением // Труды Академэнерго. – Казань, 2016. – №3. – С. 100-107.

7. **Карелин Д.Л.**, Болдырев А.В., Гуреев В.М. О методе расчета двухступенчатого ротационного компрессора для парожидкостных систем охлаждения энергетических установок мобильных и стационарных машин // Вестник КГТУ им. Туполева. – Казань: редакция журнала КНИТУ КАИ, 2016. – №3. – С. 37-41.

8. **Карелин Д.Л.** Численное исследование энергетических параметров каскадного цикла для парожидкостных компрессионных систем охлаждения // Вестник КГТУ им. Туполева. – Казань: редакция журнала КНИТУ КАИ, 2016. – №4. – С. 25-30.

9. **Карелин Д.Л.**, Гуреев В. М. Метод расчета температуры конденсации рабочего агента для парожидкостных компрессионных систем охлаждения // Вестник КГТУ им. Туполева. – Казань: редакция журнала КНИТУ КАИ, 2016. – №4. – С. 20-24.

10. **Карелин Д.Л.**, Болдырев А.В. Методика газодинамического расчета проточной части многоступенчатого центробежного компрессора паровой холодильной машины с полным промежуточным охлаждением рабочего агента // Тепловые процессы в технике. – М.: «Наука и Технологии», 2017. – Т. 9. – №5. – С. 217-223.

11. **Карелин Д.Л.** Методика расчета параметров термодинамического цикла парокомпрессионной системы охлаждения // Труды Академэнерго. – Казань, 2017. – №3. – С. 23-31.

12. **Карелин Д.Л.** Динамическая модель парокомпрессионной системы охлаждения энергетических машин // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – Тюмень, 2018. – Т. 4. – №2. – С. 22-42.

13. **Карелин Д.Л.**, Болдырев А.В., Гуреев В.М., Болдырев С.В. Моделирование динамических процессов в парокомпрессионной системе охлаждения // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. – 2018. – Т. 11. – № 4. – С. 61–76. DOI: 10.18721/JPM.11406.

Публикации в изданиях, индексируемых в базе данных Scopus и WoS:

14. **Karelin D.L.**, Gureev V.M., Muljukin V.L. Mathematical Model Of Liquid Vapor Compression System For Multicircuit Cooling Systems Of High Mobile Platform // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. - №24. - pp. 45150-45155.

15. **Karelin D.L.** Simulation of parameters of the vapor-liquid compression cooling system of power machines // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2017. - Vol.240, Is.1. - Art. № 012031. - pp. 1–4.

16. **Karelin D.L**, Boldyrev A.V, Belousov A.M., Design Features of Multistage Centrifugal Compressor of Vapor Refrigerating Machine with Complete Working Fluid Intercooling // Procedia Engineering. - 2017. - Vol.206, Is. - P.1488-1496.

17. **Karelin D.L.**, Boldyrev A.V., Boldyrev S.V., Belousov A.M. Modeling of dynamics of vapor compression cooling system // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2018. - Vol.412, Is.1. - Art. № 012032. - pp. 1–4.

18. **Karelin D.L.**, Boldyrev A.V., Boldyrev S.V., Belousov A.M. Numerical simulation of boiling temperature dynamics in two-phase refrigerant flow in horizontal pipes // IOP Conference Series: Journal of Physics. - 2019. - Vol. Journal of Physics, Is.1. - Art. № 032005. - pp. 1–6.

19. **Karelin D.L.**, Boldyrev A.V., Boldyrev S.V. Math Modeling and Transient Characteristics Research of Vapor Compression Cooling System // AIP Conf. Proc. 2141, 050005 (2019). - pp. 1–3.

20. **Karelin D.L.** Boldyrev A.V., Gureev V.M., and etc. The method of comparative analysis of the effectiveness of vapor-liquid compression cooling system and conventional liquid cooling system by relative energy indicators // Journal of Physics: Conference Series. - 2020. - Vol.1683, Is.2. - Art. № 022071. - pp. 1–6.

Патенты и свидетельства:

21. Патент № 154276 Российская Федерация, МПК F04C2/08, F04C11/00. Устройство разделения потока жидкости. **Карелин Д.Л.** - № 2014144869/06; заявл. 2014.11.06, опубл. 2015.08.20.

22. Патент № 2562825 Российская Федерация, МПК F04C2/08, F04C11/00. Способ разделения потока жидкости. **Карелин Д.Л.** - № 2014147511/06; заявл. 2014.11.25, опубл. 2015.09.10.

23. Патент РФ № 2016116212, 11.04.2017. Ротационно-пластинчатый компрессор // Патент России № 170001 / Карелин Д. Л., Болдырев А. В., Харчук С. И.

Статьи и тезисы докладов:

24. Мулюкин В.Л. Многоступенчатый шестеренный мотор-насос для повышения технических параметров технологических установок гидроабразивной резки / В. Л. Мулюкин, **Д. Л. Карелин** // Перспективное развитие науки, техники и технологий: сборник научных статей IV-ой Международной научно-практической конференции. – Курск: Изд-во ЮЗГУ, 2014. – С.233-240.

25. **Карелин Д. Л.** Численное исследование энергетических параметров каскадного цикла парожидкостных систем при использовании высокотемпературных рабочих агентов R-253, R- 132B, R-10 и гексафторбензола / Д. Л. Карелин, А. В. Болдырев, В. Л. Мулюкин // сборник материалов XXVII Международной научно-практической конференции / Под общ. ред. С. С. Чернова. – Новосибирск: Изд-во ЦРНС, 2016. – С. 104-111.

26. **Карелин Д. Л.** Повышение эффективности систем охлаждения энергетических установок мобильных и стационарных машин при повышенных температурах окружающей среды // Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли». – Казань, 2016. – Т. 1. – С. 722-727.

27. **Карелин Д. Л.** Моделирование параметров парожидкостной компрессионной системы охлаждения энергетических установок // Тез. докл. междунар. конф. «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы – 2016». – Казань: АО «КНИАТ», 2016. – Т. 2. – С. 79-83.

28. **Карелин Д. Л.** Алгоритм расчета производительности системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой // Всероссийская научно-практическая конференция «Научно-технические проблемы современного двигателестроения». – Уфа, 2016. – С. 247-249.

29. **Карелин Д. Л.** Энергоэффективность некоторых рабочих агентов для парокомпрессионных систем охлаждения / Д. Л. Карелин // Международный научно-технический Форум Первые международные Косыгинские чтения-2017 «Современные задачи инженерных наук». – Москва, 2017. – Т. 7. – С. 1996-1999.

30. Болдырев А. В. Оценка энергетической эффективности термодинамических циклов и некоторых фреонов для высокотемпературных тепловых насосов и парокомпрессионных систем охлаждения / А. В. Болдырев, **Д. Л. Карелин**, В. Л. Мулюкин // «XXIII Туполевские чтения (школа молодых ученых): материалы международ. молодежной науч. конф. В 4 т. Т. 1. – Казань: Изд-во Академии наук РТ, 2017. – С. 794-800.

31. **Карелин Д. Л.** Сравнение и оценка затрат энергии и холодопроизводительности каскадного и двухступенчатого с полным промежуточным охлаждением термодинамических циклов с использованием высокотемпературных фреонов-253; -132b; 133a, -10 и Гексафторбензола / Д. Л. Карелин, С. И. Харчук // Международная конференция «Энергосбережение. Наука и образование»: матер. международ. конф. – Набережные Челны: Изд-во Набережночелнинского института КФУ, 2017. – С. 231-239.

32. **Карелин Д.Л.** Моделирование динамики парокомпрессионной системы охлаждения с полным промежуточным охлаждением рабочего агента / Д.Л. Карелин, А.В. Болдырев, С.В. Болдырев, А.М. Белоусов // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы - 2017 (МНТК ИМТОМ-2017): матер. VIII международ. науч.-техн. конф. Ч. 2. – Казань, 2017. – С. 164-168.

33. **Карелин Д.Л.** Эксергетический анализ парокомпрессионной системы охлаждения с промежуточным теплообменником с использованием фреона-132b / Д.Л. Карелин, А.В. Болдырев, С.В. Болдырев, А.М. Белоусов // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы - 2017 (МНТК

ИМТОМ-2017): матер. VIII международ. науч.-техн. конф. Ч. 2. – Казань, 2017. – С. 169-172.

34. Болдырев А. В. Болдырев С.В. Оценка энергетической эффективности фреонов и термодинамических циклов парокомпрессионных систем охлаждения // Болдырев А. В. **Карелин Д. Л.** / «КазахстанхХолод-2019»: Сб. докл. Межд. науч.-техн. конф. – Алматы: АТУ, 2019. – 218 с.

35. **Карелин Д. Л.** Математическое моделирование и исследование переходных характеристик парокомпрессионной системы охлаждения // Д. Л. Карелин, А. В. Болдырев, С. В. Болдырев, А.М. / Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: матер. 9-ой международ. науч.-техн. конф. – Омск, 2019. – С. 193-194.

36. **Карелин Д. Л.** Математическая модель для расчета статических характеристик с учетом нерасчетных областей режимов работы парокомпрессионных систем охлаждения / Д. Л. Карелин, А. В. Болдырев, В. М. Гуреев, С. В. Болдырев // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы - 2019 (МНТК ИМТОМ-2019): матер. X Международ. науч.-техн. конф. Ч. 2. – Казань, 2019. – С. 48-51.

37. **Карелин Д. Л.** Верификация метода сравнительного анализа эффективности парожидкостной компрессионной и «обычной» систем охлаждения по относительным энергетическим показателям / Д. Л. Карелин, А. В. Болдырев, В. М. Гуреев, С. В. Болдырев, С. И. Болдырев // Современные проблемы теплофизики и энергетики: матер. III Международ. конф. – Москва, 2020. – С. 121-122.

Статьи в электронном журнале:

38. **Карелин Д. Л.** Метод определения температуры конденсации рабочего агента для парокомпрессионных систем охлаждения энергетических установок / Д. Л. Карелин // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – Санкт-Петербург, 2017. – Т. 5. – № 3. – С. 26-30. – Режим доступа : http://indust-engineering.ru/issues/2017/2017-3.pdf (Статья опубликована по рекомендации программного комитета МНТК "Пром-Инжиниринг" (ICIE-2017))

Формат 60x84 1/16 Бумага офсетная. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 2,0. Тираж 100 экз. Заказ Д

Издательство КНИТУ-КАИ
420111, Казань, К. Маркса, 10.