

*На правах рукописи*



**Мезенцева Надежда Николаевна**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ  
В ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСАХ,  
РАБОТАЮЩИХ НА НЕАЗЕОТРОПНЫХ ХЛАДАГЕНТАХ**

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

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

Новосибирск – 2016

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук

Научный руководитель: доктор технических наук,  
Елистратов Сергей Львович

Официальные оппоненты: Зейгарник Юрий Альбертович,  
доктор технических наук,  
старший научный сотрудник  
Федеральное государственное бюджетное  
учреждение науки Объединенный институт  
высоких температур Российской академии наук,  
г. Москва, главный научный сотрудник отдела  
"Проблем теплоэнергетики"

Федянин Виктор Яковлевич,  
доктор технических наук, профессор  
Алтайский государственный технический  
университет им. И.И. Ползунова, г. Барнаул,  
профессор кафедры "Электротехники и  
автоматизированного электропривода"

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное  
учреждение науки Институт систем энергетики  
им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения  
Российской академии наук, г. Иркутск

Защита диссертации состоится « 30 » июня 2016 года в 11 - 00 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.173.02 при Новосибирском государственном техническом университете по адресу: 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Новосибирского государственного технического университета и на официальном сайте в сети "Интернет" – [www.nstu.ru](http://www.nstu.ru).

Автореферат разослан « \_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
д.т.н., профессор



А.В. Чичиндаев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность.** Применение тепловых насосов является высоко эффективной энергосберегающей технологией, дающей возможность сэкономить органическое топливо, снизить до минимума загрязнение окружающей среды и удовлетворить нужды потребителей в высокопотенциальном тепле. Тепловой насос преобразует низкопотенциальную теплоту в энергию более высокого потенциала, пригодную для практического использования. В качестве рабочих тел в тепловых насосах используют хладагенты.

Глобальное потепление климата на планете способствовало выработке жестких рекомендаций и требований (Монреальский и Киотский протоколы), предъявляемых к хладагентам четвертого поколения, отличительной особенностью которых является ограничение эмиссии парниковых газов. В эту группу входят хладагенты или смеси с низким значением потенциала глобального потепления, а также природные хладагенты.

Диссертационная работа посвящена исследованию неазеотропных смесевых хладагентов, обеспечивающих термодинамическую эффективность работы пароконденсационных тепловых насосов.

**Целью диссертационной работы** является определение энергетической эффективности пароконденсационных тепловых насосов, работающих на неазеотропных смесевых хладагентах, удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к хладагентам последнего поколения.

Ход исследования и структуру диссертационной работы определили **поставленные задачи:**

1. Подобрать неазеотропные смеси, которые удовлетворяют требованиям, предъявляемым к хладагентам последнего поколения, с низким значением потенциала глобального потепления (*GWP*) и с нулевым значением потенциала истощения озонового слоя (*ODP*).
2. Разработать методику расчета термодинамических циклов на неазеотропных хладагентах с учетом неизотермичности фазового перехода. Исследовать одноступенчатые и двухступенчатые термодинамические циклы с неполным промежуточным дросселированием в пароконденсационных тепловых насосах на неазеотропных хладагентах.
3. Выполнить энергетический анализ одноступенчатого теплонасосного цикла на неазеотропных хладагентах.
4. Разработать методику определения коэффициента теплоотдачи при кипении неазеотропных смесей внутри горизонтальных труб.

**Научная новизна работы** заключается в следующем.

1. Разработан метод и алгоритм расчета обратного термодинамического цикла на озонобезопасных неазеотропных бинарных смесях хладагентов *R32/R134a* и *R32/R152a* с учетом неизотермичности фазового перехода.
2. Выполнен расчет циклов пароконденсационного теплового насоса с одно- и двухступенчатым сжатием на озонобезопасных неазеотропных смесевых хладагентах *R32/R134a* и *R32/R152a*. Проведен энергетический анализ одноступенчатого

пенчатого термодинамического цикла на неазеотропных смесевых хладагентах *R32/R134a* и *R32/R152a*.

3. Разработана методика расчета коэффициента теплоотдачи при кипении неазеотропных смесей внутри горизонтальных гладких труб. На основе анализа экспериментальных данных определены границы режимов кипения. Предложены обобщающие зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при кипении в горизонтальных гладких трубах справедливые для всех исследованных однокомпонентных веществ и смесей.

4. Установлено, что при вынужденном течении парожидкостного потока в трубах при пузырьковом кипении диффузионные процессы существенной роли не играют.

5. Предложена зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в области испарения при вынужденной конвекции. Полученная зависимость описывает результаты экспериментальных данных по однокомпонентным хладагентам и неазеотропным смесям с точностью  $\pm 30\%$ .

**На защиту выносятся** основные научные положения и результаты, сформулированные в Заключении.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Полученные результаты в ходе проведенных исследований могут быть использованы при расчете и проектировании пароконденсационных тепловых насосов, использующих в качестве рабочего тела неазеотропные смесевые хладагенты.

Предложенная в работе зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в области испарения при вынужденной конвекции может быть рекомендована для расчета испарителей. Именно в таком режиме, согласно термодинамическому циклу, работают испарители тепловых насосов. Данная зависимость учитывает особенности процесса кипения неазеотропных смесей.

На примере натурального объекта проведены оценочные исследования эффективности использования теплоты грунта с горизонтальной прокладкой трубопроводов низкочастотного подземного контура для теплонасосного теплоснабжения малоэтажных жилых домов в климатических условиях Западной Сибири. Накопленные данные в ходе выполнения исследования позволили выработать рекомендации к использованию неазеотропных смесей в тепловых насосах.

**Методы исследования.** Полученные результаты в работе основываются на применении термодинамических, эксергетических и теплофизических методов исследования, учитывающих фундаментальные закономерности технической термодинамики и теплопередачи.

**Достоверность результатов** подтверждается хорошим соответствием экспериментальных данных различных авторов с зависимостью, предложенной в работе для определения коэффициента теплоотдачи для режима испарения при вынужденной конвекции. При этом теплофизические и термодинамические свойства хладагентов и смесей определялись по международной базе данных NIST Standard Reference Database 23 (Version 8.0).

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы были доложены и обсуждались на Всероссийской конференции «XXXII Сибирский теплофизический семинар» (Новосибирск, 2015), на школе - семинаре «Тепломассоперенос в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования» (Томск, 2015), на XX Всероссийской научно-технической конференции “Энергетика: эффективность, надежность, безопасность” (Томск, 2014); на Шестой Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 2014); на XXI Научной международной конференции “Актуальные вопросы теплофизики физической гидрогазодинамики” (Алушта, 2013, 2015); на Международной конференции “Энергетика, экология, экономика: эффективные пути комплексного развития” (Алушта, Украина, 2013); на XIX Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева (Орехово-Зуево, 2013); на научно-практической конференции “Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий” (Новосибирск, 2013, 2015); на XVII Международной научно-практической конференции аспирантов и молодых ученых “Современные техника и технологии” (Томск, 2011); на Международной молодежной научной школе “Энергия и человек” (Томск 2011); на Всероссийском форуме научной молодежи “ЭРЭЛ – 2011” (Якутск 2011); на IV Международной научно-практической конференции “Традиции, тенденции и перспективы в научных исследованиях” (Чистополь, 2009); на VI Школе-семинаре молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова (Казань, 2008); на II Школе молодых ученых “Актуальные проблемы освоения возобновляемых энергоресурсов” (Махачкала, 2008); на V Межрегиональной научно-технической конференции студентов и аспирантов “Информационные технологии, энергетика и экономика” (Смоленск, 2008); на XVI Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева (Санкт-Петербург, 2007); на Всероссийской школе семинаре молодых ученых «Физика неравновесных процессов в энергетике и наноиндустрии» (Новосибирск, 2007); на Всероссийской научно-технической конференции “Энергетика: экология, надежность, безопасность” (Томск, 2002), Российской конференции молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, 2000; 2008; 2010).

**Связь с планами основных научно-исследовательских работ.** Работа выполнена в Институте теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН в рамках проекта №14-08-31621 “Комплексное исследование эффективности применения неазеотропных хладагентов в качестве рабочих веществ в парокомпрессионных тепловых насосах” при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований.

**Публикации.** Основные положения и результаты диссертационной работы опубликованы в 26 печатных работах. Из них 3 научные статьи в рецензируемых журналах, входящих в перечень, рекомендованный ВАК; 4 научные

статьи в рецензируемых журналах; 19 публикаций в материалах всероссийских и международных конференций.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка условных обозначений и списка использованных источников. Общий объем диссертационной работы составляет 137 страниц, включая 43 рисунка, 25 таблиц. Список используемых источников включает 129 наименований.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснованы актуальность, необходимость и новизна проведенных исследований, сформулированы цели и задачи диссертационной работы, приводится их научная и практическая ценность, дано краткое содержание работы по главам.

**В первой главе** приведен обзор применения различных хладагентов в качестве рабочих тел используемых в тепловых насосах. В развитых странах тепловые насосы довольно интенсивно вытесняют традиционные способы теплоснабжения, основанные на сжигании органического топлива. Если в 2001 г. работало около 90 млн. тепловых насосов, то в настоящее время в мире работает уже более 130 млн. единиц различной мощности – от нескольких киловатт до сотен мегаватт. Большую часть эксплуатируемого в мире теплонасосного оборудования составляют пароконденсационные тепловые насосы. В качестве рабочего тела в тепловых насосах используют хладагенты. История развития хладагентов условно разделена на четыре этапа по их основному назначению: первое поколение хладагентов “все, что работает” с 1830 - 1930 гг.; второе поколение “безопасность и долговечность” с 1931 - 1990 гг.; третье поколение “защита озонового слоя” с 1990 - 2010 гг.; четвертое поколение “глобальное потепление” с 2010 г.

Монреальским протоколом (1987 г.) хладагенты были классифицированы с учетом степени воздействия на озоновый слой и их применимости в кратко-, средне- и долгосрочной перспективе, а также составлен график сокращения потребления озоноразрушающих веществ. В дальнейшем был принят и Киотский протокол (1997 г.) о сокращении эмиссии парниковых газов. Эти протоколы ратифицированы и в России. Таким образом, международное сообщество в решении вопроса глобального потепления климата на планете, способствовало выработке рекомендаций и требований, предъявляемых к хладагентам четвертого поколения. Отличительной особенностью, которых является ограничение эмиссии парниковых газов. В эту группу входят хладагенты или смеси с низким значением потенциала глобального потепления, а также природные хладагенты.

Хладагенты, отвечающие экологическим, термодинамическим, эксплуатационным и экономическим требованиям найти практически невозможно, поэтому в каждом отдельном случае выбирают хладагент с учетом конкретных условий работы теплового насоса, и предпочтение следует отдавать таким, которые удовлетворяют принципиальным и определяющим требованиям. В

заклучении главы ставится цель и формулируются задачи дальнейших исследований.

**Во второй главе** представлены теоретические и экспериментальные исследования работы теплового насоса использующего в качестве рабочего тела неазеотропные смеси.

В зарубежных публикациях неазеотропным смесям хладагентов уделяется внимание. Это работы *Jin X., Zhang X. (2011), Lee H. et al. (2012), Zhang Z. et al. (2012), Zhao L. and Bao J. (2014), Lecompte S. et al. (2014), Yoon J. et al. (2015), Deethayat T., Asanakham A., Kiatsiroat T. (2016)* и др. Неазеотропные хладагенты имеют неизотермичность фазового перехода или температурный глайд. Температурный глайд для различных смесей является переменной величиной. Так в работе *Kim M. et al. (2004)* были проведены экспериментальные исследования по управлению мощностью системы тепловых насосов с использованием смесей хладагентов *R32/R134a* с различной концентрацией компонентов (соответственно 40/60, 70/30, 50/50). Было получено заключение, что тепловая мощность системы может подбираться для удовлетворения нагрузки с помощью регулирования состава смеси хладагента (например, для повышения тепловой мощности рекомендуют обогатить смесь компонентом *R32*). К одной из первых отечественных работ по неазеотропным смесям относится работа *Быков А.В., Калнинь И.М. (1980)*. В работе показано, что для неазеотропных смесей имеется больше, чем для однокомпонентных веществ предпосылок для реализации эффективных термодинамических циклов. Дальнейшее развитие термодинамических циклов на неазеотропных хладагентах представлено в работах *Калнинь И.М., Фадеков К.Н. (1991, 2004, 2006)*. Этим авторским коллективом (2002) были проведены экспериментальные исследования неазеотропного хладагента *R22/R142b*, которые подтвердили достоверность результатов анализа циклов. Также к экспериментальным исследованиям по неазеотропным хладагентам относятся работы *Шуришев В.Ф. и др. (1996, 1997), Букин В.Г. и др. (2005, 2006)*. Термодинамическая эффективность теплонасосных установок, работающих на неазеотропных смесях на основе фторуглеродов, представлена в работах *Сухих А.А., Антаненкова И.С. (2012, 2013)*. Последовательная, каскадная и комбинированная схемы включения тепловых насосов на альтернативных хладагентах рассмотрены в работах *Петин Ю.М. (2004), Клер А.М., Маринченко А.Ю. (2003, 2004), Огуречников Л.А. (2007, 2008), Елистратов С.Л., Накоряков В.Е. (2007, 2008), Редько А.А. (2010) и др.* В работе *Елистратов Д.С., Накоряков А.В. (2011)* показано влияние ступенчатого сжатия и промежуточного дросселирования на эффективность термодинамических циклов парокompрессионных тепловых насосов.

Представленные в литературе расчетные зависимости для вычисления коэффициента теплоотдачи можно условно разделить на несколько категорий. В одних работах предлагается вклады парообразования и конвекции суммировать во всем диапазоне параметров или также суммировать с поправочными коэффициентами. К таким работам относятся *Chen J. (1966), Bennet D.,*

Chen J. (1980), Jung et al. (1981), Шурышев В.Ф. (2006). В других работах предлагается использовать асимптотический подход, предложенный в работе Кутателадзе С.С. (1961). Это работы следующих авторов: Liu Z, Winterton R. (1991), Wattelet J. et al. (1994), Bivens D., Yokozeki A. (1994). К последней категории относятся работы Schrock V., Grossman L. (1959), Shah M. (1976), Mishra M. et al. (1981), в этих работах коэффициент теплоотдачи зависит от конвективного вклада с учетом безразмерных параметров: числа кипения ( $Bo$ ), конвективного числа ( $Co$ ), параметра Локкарта – Мартинелли ( $X_{tt}$ ) и др. И в некоторых работах, таких как: Sami S. et al. (1992) и Shin J. et al. (1996), относящихся к последней категории, дополнительно учитывается разность концентраций компонентов в жидкой и паровой фазах. Несмотря на множество эмпирических зависимостей в настоящее время нет достаточно надежной и физически обоснованной методики расчета теплоотдачи при кипении для неазеотропных смесей.

На основе результатов по использованию неазеотропных смесей, предложены для тепловых насосов в качестве рабочих тел неазеотропные смеси хладагентов, которые удовлетворяют требованиям, предъявляемым к хладагентам последнего поколения. Учитывая этот факт, первоначально была отобрана группа хладонов по трем показателям:  $GWP$  – потенциал глобального потепления относительно диоксида углерода,  $HGWP$  – потенциал глобального потепления относительно фтортрихлорметана,  $ODP$  – потенциал истощения озонового слоя относительно фтортрихлорметана. Проведенный анализ позволил рассматривать в качестве рабочих тел закрытого контура парокомпрессионного теплового насоса неазеотропные смеси  $R32/R134a$  и  $R32/R152a$ . При исследовании зависимости давления от температуры для данных неазеотропных смесей следует отметить, что при увеличении концентрации  $R32$  в смеси растет и давление. Исходя из этого рассмотрение смесей с содержанием  $R32$  более 30% не целесообразно. Таким образом, в диссертационной работе исследованы неазеотропные смеси  $R32/R134a$  и  $R32/R152a$  с процентным отношением компонентов 30 на 70 %.

**В третьей главе** проведен расчет одно- и двухступенчатых циклов теплового насоса с регенерацией и без. В качестве рабочего тела рассматривались неазеотропные смеси  $R32/R134a$  (30/70%) и  $R32/R152a$  (30/70%). Более высокая эффективность регенеративных циклов на неазеотропных хладагентах достигается за счет двух факторов: сокращение необратимых потерь при теплообмене в основных теплообменных аппаратах и снижение работы сжатия вследствие повышения давления. Влияние этих факторов тем больше, чем больше величина неизотермичности процессов фазовых превращений. Для сравнения полученных результатов дополнительно проведен расчет трехкомпонентной неазеотропной смеси хладагентов  $R407C$  и однокомпонентного хладагента  $R134a$ , которые считаются альтернативными хладагентами в теплонасосной технике, но имеют высокие показатели  $GWP$ . При выполнении расчета термодинамических параметров неазеотропных смесей и однокомпонентных хладагентов использовались свойства, которые были определены по базе дан-

ных Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties REFPROP (Version 8.0, National Institute of Standards and Technology). Для сравнения полученных результатов все расчеты проведены при заданных одинаковых начальных условиях.

Некоторые исследователи в своих расчетах используют аддитивную модель. Ранее были выполнены сопоставления термодинамических свойств смесей  $R32/R134a$  и  $R32/R152a$  с концентрацией компонента  $R32$  равной 30% (Мезенцева, 2011). В первом случае термодинамические свойства смесей были определены по методу аддитивности термодинамических функций, а во втором случае использовалась база данных NIST. В работе отмечено, что отклонение значений энтальпии и энтропии, полученных по двум методам расчета на линии насыщения в жидкой и паровой фазе составляют 5,7%. При другой концентрации компонента  $R32$  в смесях хладагентов  $R32/R134a$  и  $R32/R152a$  результаты расчетов будут отличаться.

Расчетные термодинамические циклы теплового насоса на неазеотропных смесевых хладагентах представлены на рисунке 1а. Процесс кипения ( $5 - 1$ ) происходит при переменной температуре и постоянном давлении. Затем сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель ( $1 - 1'$ ). Далее перегретый пар подается в компрессор ( $1' - 2'$ ). Значение энтальпии в точке  $2'$  вычисляется с учетом влияния индикаторного КПД компрессора. Конденсация паров хладагента в процессе ( $2 - 3$ ) происходит при переменной температуре. В данном случае представлен теплонасосный цикл для системы отопления. В этом цикле теплота переохлаждения ( $3 - 4$ ) идет на перегрев паров хладагента перед входом в компрессор ( $1 - 1'$ ). Перегрев паров хладагента после испарителя приводит к повышению конечной температуры сжатия (точка  $2'$ ), в результате возрастает разность удельных энтальпий и, как следствие, увеличивается коэффициент преобразования энергии в цикле. Вышеприведенный цикл представляет большой интерес для исследования. Кипение при постоянном давлении происходит при увеличении температуры смеси, а конденсация при падении температуры. Эту особенность необходимо учитывать при определении степени перегрева пара на входе в компрессор, а также при оценке теплообменных характеристик теплового насоса. Такой цикл дает возможность рассчитывать различные режимы работы теплового насоса и варианты подключения теплообменников. Наиболее целесообразно после конденсатора устанавливать дополнительный теплообменник (переохладитель), часть теплоты которого будет использована для подогрева воды в системе горячего водоснабжения и незначительная часть теплоты направляется на перегрев паров хладагента перед входом в компрессор. Уровень температур может варьироваться в ту или иную сторону в зависимости от конкретных нужд потребителя.

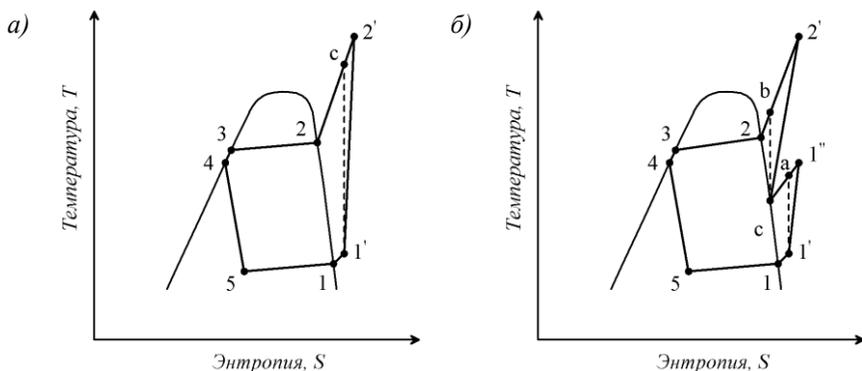


Рисунок 1 – Схема одноступенчатого (а) и двухступенчатого (б) циклов теплового насоса с регенератором на неазеотропных смесях хладагентов

На рисунке 1б представлен двухступенчатый цикл парокompрессионного теплового насоса с перегревом паров хладагента в регенераторе перед подачей в компрессор. Процесс 3-4 иллюстрирует снятие тепла конденсата после конденсатора, полученное тепло идет на перегрев паров хладагента после испарителя. Для тепловых насосов, работающих в режиме отопления, представляют интерес двухступенчатые схемы с неполным промежуточным дросселированием. Рассматриваемые в работе неазеотропные хладагенты имеют довольно крутой характер правой пограничной кривой. Для исключения попадания в область правой пограничной кривой в процессе сжатия неазеотропных хладагентов, температуру перегрева перед входом в компрессор следует принимать выше, чем при работе на однокомпонентных хладагентах. В расчетной модели вторая ступень сжатия рисунок 1б следует после неполного промежуточного дросселирования.

В качестве критерия эффективности термодинамического цикла принят коэффициент преобразования энергии:

$$\varphi = \frac{q_k}{A_{лд}} \quad (1)$$

$A_{лд}$  – действительная работа, затраченная на сжатие паров хладагента в компрессоре, кДж/кг;  $q_k$  – тепловая нагрузка потребителей, кДж/кг.

Общей термодинамической закономерностью для всех рабочих тел является сокращение работы сжатия и увеличение коэффициента преобразования энергии в теплонасосном цикле при уменьшении перепада температур между процессами конденсации и кипения.

Рассмотрены циклы парокompрессионного теплового насоса с одноступенчатым и двухступенчатым сжатием. В первом случае проанализированы циклы с одноступенчатым сжатием без дополнительных регенераторов (РТ). Во втором случае рассчитаны двухступенчатые циклы при тех же начальных условиях, что и в первом случае. При рассмотрении второго варианта введены

дополнительные условия: перегрев паров хладагента после испарителя и переохлаждение конденсата после процесса конденсации в специальном регенераторе. В циклах с двухступенчатым сжатием производится неполное промежуточное дросселирование после первой ступени сжатия. Теплота, полученная при переохлаждении (*процесс 3 - 4*), направляется на перегрев паров хладагента перед подачей в компрессор (*процесс 1 - 1'*). Таким образом, второй вариант наиболее приближен к реальным условиям работы теплового насоса. Результаты расчета коэффициентов преобразования по зависимости (1) представлены на рисунке 2.

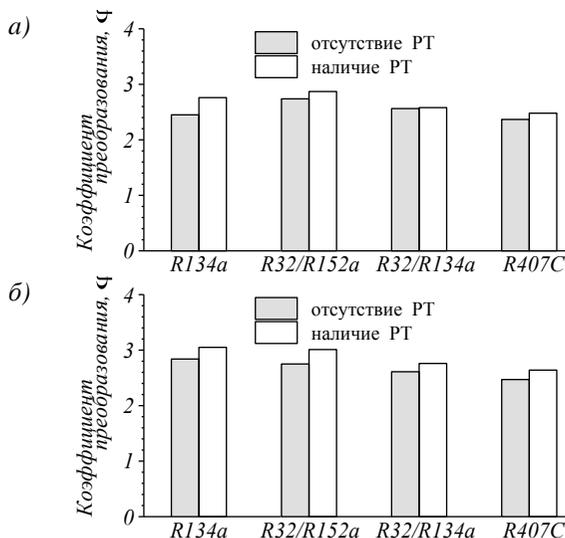


Рисунок 2 – Изменение коэффициента преобразования в циклах с одноступенчатым (а) и двухступенчатым (б) сжатием на неазеотропных хладагентах

При сравнении циклов с перегревом и переохлаждением паров хладагента с циклами без дополнительного перегрева, целесообразно применение циклов с перегревом и переохлаждением, т.к. имея дополнительный подогрев хладагента перед компрессором, исключается возможность сжатия влажного пара. На второй ступени сжатия процесс охлаждения построен таким образом, что подача паров хладона на вторую ступень сжатия осуществляется с области перегретого пара, не доходя до линии насыщения. При анализе результатов, представленных на рисунке 2 максимальные значения коэффициента преобразования во всех исследуемых циклах, показывает неазеотропная смесь R32/R152a, далее смесь R32/R134a, а минимальные значения коэффициента преобразования получены на смеси R407C.

Определение эксергии дает возможность сопоставлять различные виды энергии по их ценности с точки зрения получения работы за их счет, а потери эксергии позволяют судить о термодинамическом совершенстве процессов

преобразования энергии. На основании результатов эксергетического анализа определяется последовательность и целесообразность возможных улучшений в конструкции для различных режимов работы теплового насоса. Эксергетический анализ проводился определением внешних и внутренних потерь, это позволило определить величину эксергетических потерь в каждом из составных элементов теплового насоса. На основе эксергетического анализа определяются подводимая и отводимая эксергия в каждом элементе системы, и определяется эффективность системы в целом. Результаты эксергетического анализа используются при разработке путей совершенствования узлов теплового насоса. Для проведения эксергетического анализа используется расчетная схема одноступенчатого цикла теплового насоса с регенератором на неазеотропных хладагентах, которая представлена на рисунке 1а.

Показателем термодинамического совершенства процесса служит эксергетический коэффициент полезного действия, равный отношению эксергии, полученной в результате процесса, к затраченной эксергии:

$$\eta_{TH} = e^{e_{вх}} / e^{e_x} = (e^{e_x} - \sum d) / e^{e_x} \quad (2)$$

$e^{e_x}$  – подводимая эксергия к системе;  $e^{e_{вх}}$  – эксергия выхода;  
 $\sum d$  – суммарные потери эксергии.

Потери эксергии в разных элементах системы не одинаковы. Чем дальше от начала технологической цепочки находится элемент, тем большее влияние на его эксергетический КПД оказывают потери эксергии.

Результаты расчета эксергетического КПД по зависимости (2) для теплового насоса, использующего в качестве рабочего тела *R134a* и неазеотропные смеси имеют близкие значения. Максимальные значения эксергетического КПД получены на неазеотропной смеси *R32/R152a* ( $\eta_{TH} = 0.47$ ), минимальные значения на неазеотропной трехкомпонентной смеси *R407C* ( $\eta_{TH} = 0.43$ ). Потери эксергии по элементам теплового насоса представлены на рисунке 3. Видно, что данные на неазеотропных смесях по эффективности не уступают хладагенту *R134a*.

Были рассмотрены различные режимы работы теплового насоса с котельной установкой. При раздельном режиме работы котельной установки и теплового насоса (рисунок 4а) подача прямой сетевой воды осуществляется в соответствии с графиком 95/70. Тепловой насос включается с началом отопительного периода и обеспечивает подачу тепловой энергии до достижения среднесуточной наружной температуры  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Дальнейшее применение теплового насоса нецелесообразно из-за невозможности подачи прямой сетевой воды в соответствии с температурным графиком. Далее тепловой насос останавливается и в работу включается котельная установка, обеспечивающая потребителей качественным теплоносителем, вплоть до температур наружного воздуха  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

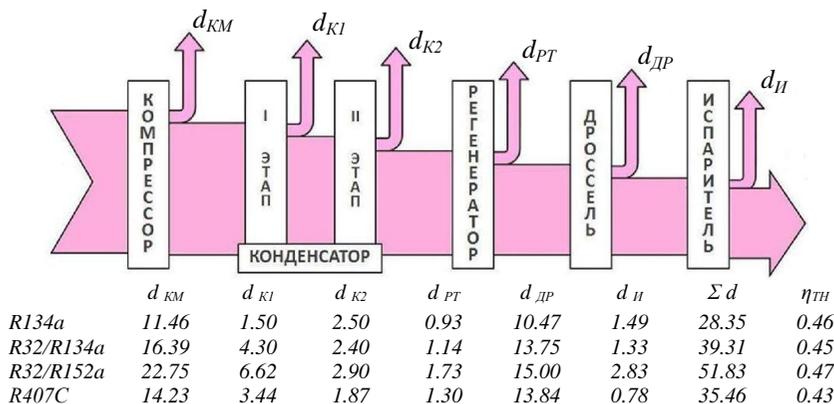


Рисунок 3 – Эксергетический КПД и потери эксергии по элементам теплового насоса

В бивалентном режиме работы при достижении среднесуточной наружной температуры  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  включается тепловой насос. Тепловой насос обеспечивает подачу тепловой энергии до достижения среднесуточной наружной температуры  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Дальнейшая подача прямой сетевой воды в соответствии с температурным графиком обеспечивается котельной установкой (работают совместно тепловой насос и котельная установка, которая подогревает прямую сетевую воду после теплового насоса). При достижении температуры наружного воздуха  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  тепловой насос отключается и работает котельная установка. Выше описанная схема приведена на рисунке 4б.

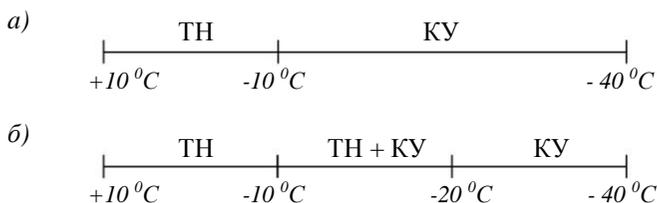


Рисунок 4 – Схема раздельного (а) и бивалентного (б) режимов работы теплового насоса ТН и котельной установки КУ

Результаты исследований показали высокую энергетическую эффективность теплонасосных установок на неазеотропных смесях *R32/R134a* и *R32/R152a* при различных режимах работы. При этом более предпочтительной является неазеотропная смесь *R32/R152a* (30/70). При выработке тепловой энергии в раздельном режиме работы котельной установки (64,2%) и теплового насоса (35,8%) эффективность использования энергоресурсов составляет  $\approx 22\%$ . В бивалентном режиме работы теплового насоса (62,8%) и котельной установки (37,2%) эффективность использования энергоресурсов составляет  $\approx 36\%$ .

Для исследования эффективности теплонасосного теплоснабжения малоэтажных жилых домов с применением различных технологий создания низкопотенциального контура теплоты была достигнута договоренность с владельцем дома о проведении натурных испытаний. Объект расположен в пригородной зоне г. Новосибирска, представляет собой коттедж площадью 270 м<sup>2</sup>, имеющий два этажа, подвал, гараж. На объекте был смонтирован горизонтальный низкопотенциальный контур тепла общей протяженностью 1000 м, расположенный в пределах приусадебного участка. Контур представляет собой полиэтиленовую трубу с наружным диаметром 26 мм. Низкопотенциальный контур заправлен незамерзающим теплоносителем. На рисунке 5 показана прокладка горизонтального подземного контура низкопотенциального источника тепла. В подвальном помещении установлен опытный тепловой насос номинальной теплопроизводительностью 12 кВт, работающий на неазеотропной трехкомпонентной смеси *R407C*. Все системы теплового насоса оборудованы измерительными приборами, сбор данных производился в автоматическом режиме. Экспериментальные измерения показали, что средняя температура теплоносителя низкопотенциального контура при горизонтальной прокладке в ноябре составила +2 °С.



Рисунок 5 – Горизонтальный низкопотенциальный контур

Для сопоставления экспериментальных данных с расчетными величинами выполнен расчет показателей теплового насоса. Коэффициент преобразования цикла равен 4,05. Следует отметить, что данные расчеты справедливы для рассматриваемого месяца, дальнейшие результаты могут изменяться вследствие уменьшения теплопритоков с земли к исследуемому контуру. Также был выполнен эксергетический анализ теплонасосного цикла (рисунок 1а). Эксергетический КПД с горизонтальной прокладкой трубопроводов равен 0,40 при этом основные потери эксергии происходят в компрессоре, конденсаторе и в дроссельном устройстве. Таким образом, имеется значительный резерв для совершенствования, как отдельных элементов, так и всего теплового насоса в целом за счет сведения к минимуму технических потерь эксергии.

**В четвертой главе** представлены результаты исследования теплообмена при кипении однокомпонентных хладагентов и неазеотропных смесей. Для технико-экономического анализа и подбора теплообменного аппарата необхо-

димы знания коэффициента теплоотдачи. При использовании неазеотропных смесей (например, в испарителе теплового насоса) необходимо учитывать особенности процесса теплоотдачи. Как было сказано во второй главе, в литературе отсутствует надежная и физически обоснованная методика расчета теплоотдачи при кипении для неазеотропных бинарных смесей. Основная причина - сложность механизма процесса кипения неазеотропных смесей. Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов: режима течения, расходного массового паросодержания  $x$ , массовой скорости, давления, теплового потока, теплофизических свойств жидкости и других.

Были обработаны экспериментальные работы различных авторов по кипению неазеотропных смесей  $R22/R114$ ,  $R22/R142b$  и  $R32/R134a$ : *Kim M. (2000)*, *Shin J. (1997)*, *Hihara E. (1989)*, *Yoshida K. (1994)*, *Zhang L. (1997)*, *Jung D. (1989)*, *DingChang L. (1986)*, *Шуршев В.Ф. (1997)*. Исследования были проведены на горизонтальных нержавеющей гладких стальных и медных трубках, массовые скорости варьировались в пределах 50 - 583 кг/м<sup>2</sup>·с, удельный тепловой поток изменялся от 1 до 45 кВт/м<sup>2</sup>. Для сравнения с неазеотропными смесями были обработаны результаты экспериментальных работ *Shin J. (1997)* и *Hihara E. (1989)* по кипению однокомпонентных хладагентов  $R32$ ,  $R134a$  и  $R22$ . Также для сопоставления результатов были обработаны данные *Стермана Л.С. (1954)* и *Ладиева Р.Я. (1965)* где, в качестве исследуемого вещества использовалась вода.

Экспериментальные данные были обработаны в следующих координатах (рисунок 6). Ось ординат представлена отношением экспериментального коэффициента теплоотдачи к коэффициенту теплоотдачи, определяемому по формулам для однофазной конвекции с учетом паросодержания. По оси абсцисс отложен обратный параметр *Локкарта-Мартинелли* ( $X_{ii}$ ), который обычно используют при изучении двухфазных потоков:

$$\frac{1}{X_{ii}} = \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \cdot \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \cdot \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{0.1}$$

$\rho_L, \rho_V$  – плотность в жидкой и паровой фазе соответственно, кг/м<sup>3</sup>;

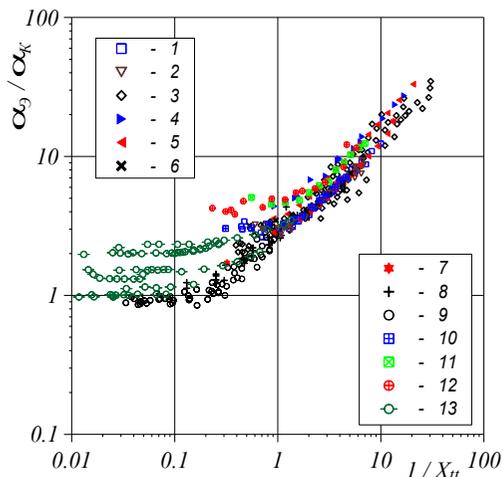
$\mu_L, \mu_V$  – динамическая вязкость в жидкой и паровой фазе соответственно, Па·с.

При определении коэффициента теплоотдачи при конвекции использовалась формула *Dittus F., Boelter L. (1930)*:

$$\alpha_K = 0.023 \cdot (\lambda_L / d) \cdot Re_L^{0.8} \cdot Pr_L^{0.4}$$

Безразмерный параметр  $Re_L$  определялся с учётом паросодержания:

$$Re_L = \frac{w \cdot (1-x) \cdot d}{\nu_L}$$



- 1 – Shin R32/R134a
- 2 – Kim R32/R134a
- 3 – Hihara R22/R114
- 4 – DingChang R32/R134a
- 5 – Yoshida R32/R134a
- 6 – Zhang R32/R134a
- 7 – Jung R22/R114
- 8 – Штыров R22/R142b
- 9 – Ладнев H<sub>2</sub>O
- 10 – Shin R32
- 11 – Shin R134a
- 12 – Hihara R22
- 13 – Стерман H<sub>2</sub>O

Рисунок 6 – Изменение отношения коэффициентов теплоотдачи в зависимости от параметра Локкарта-Мартинелли для различных хладагентов

На графике можно выделить две области, где  $1/X_{tt} > 1$  все точки укладываются на одну общую зависимость и область расслоения при  $1/X_{tt} < 1$ . Для анализа возьмем результаты *Shin J.* из предыдущего графика (рисунок 6). На рисунке 7 наблюдается явный перегиб в характере зависимости. В работе *Thonon (1995)* было высказано предположение, что переход от одного режима кипения к другому определяется зависимостью вида  $Bo \cdot X_{tt} = 1,5 \cdot 10^{-4}$ . Обработка результатов *Shin J.* в координатах  $Bo$  и  $1/X_{tt}$ , представлена на рисунке 8. Видно, что точка перехода от одного режима к другому совпадает с утверждением *Thonon*.

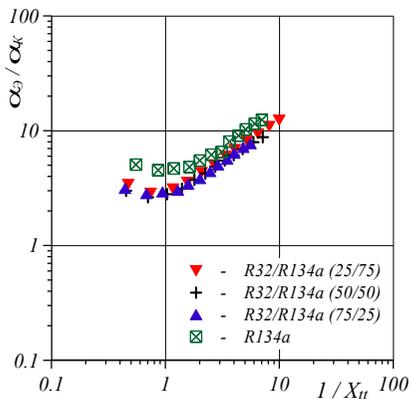


Рисунок 7 – Обработка экспериментальных данных автора *Shin (1997)*

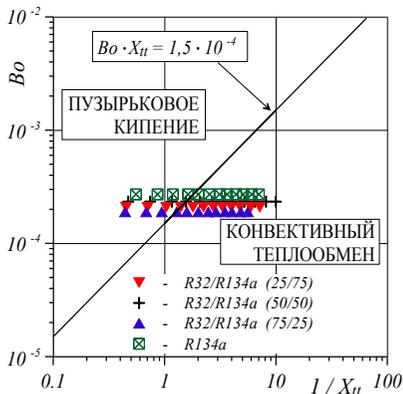


Рисунок 8 – Изменение режима кипения в зависимости от критерия *Thonon (1995)* экспериментальных данных *Shin (1997)*

Число кипения  $Bo$  определяется по формуле:

$$Bo = \frac{q}{r \cdot G}$$

$q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $G$  – массовая скорость, кг/ м<sup>2</sup>·с;  
 $r$  – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Были обработаны все экспериментальные данные по зависимости  $Thonon$ . Точки лежат как в области пузырькового кипения, так и в области конвективного теплообмена (рисунок 9).

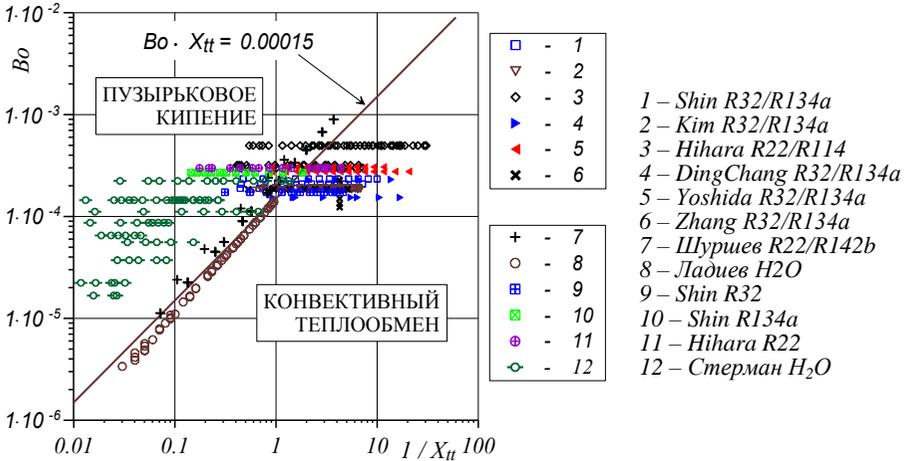


Рисунок 9 – Изменение режима кипения в зависимости от критерия  $Thonon$

Но следует заметить, что у некоторых авторов экспериментальные данные находятся в области однофазной конвекции. Например, проанализируем данные *Ладиева Р.Я.* по воде. Двухфазная конвекция наблюдается при  $I / X_{tt} > 0,244$ . Эти результаты подтверждаются исследованиями *Dengler С. (1956)* у него вынужденная конвекция наступает при  $I / X_{tt} > 0,250$ . Найдем значение  $Bo$  при котором происходит переход от однофазной конвекции к пузырьковому кипению. Для этого рассмотрим экспериментальные данные, где есть смена режимов, к таким данным относятся исследования: *Ладиева Р.Я., Стермана Л.С. и Шуриева В.Ф.* Анализ показывает, что переход наблюдается при  $Bo = 0,435 \times 10^{-4}$ . Нанесем найденные значения  $Bo$  и  $I / X_{tt}$ . Пересечение дает нам область однофазной конвекции (рисунок 10). Таким образом, определены границы режимов кипения, чего не удавалось сделать ранее.

Известно, что при развитом пузырьковом кипении в трубах коэффициент теплоотдачи описывается теми же зависимостями, что и при кипении в большом объеме (*Кутателадзе С.С., 1961*). Принимая во внимания этот факт, для пузырькового режима кипения были рассчитаны коэффициенты теплоотдачи по известным зависимостям для кипения в боль-

шом объёме: Кутателадзе С.С. (1961), Cooper М. (1984), Ягов В.В. (1988), Гогонин И.И. (2006). Наименьшие отклонения наблюдаются по зависимости Гогонина И.И. (2006), которая учитывает влияние теплофизических свойств стенки и её шероховатость:

$$Nu^* = 0.01 \cdot Re_*^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot b \cdot K_t^{0.4} \cdot R_z^{-0.2} \cdot \left( \frac{\lambda \cdot c \cdot \rho}{\lambda_w \cdot c_w \cdot \rho_w} \right)^{-0.2} \quad (3)$$

Расчетная зависимость (3) хорошо совпадает с экспериментальными данными с точностью  $\pm 25\%$  (рисунок 11). Данную зависимость можно рекомендовать для определения коэффициента теплоотдачи, как для однокомпонентных хладагентов, так и для неазеотропных смесей в области пузырькового кипения в трубах.

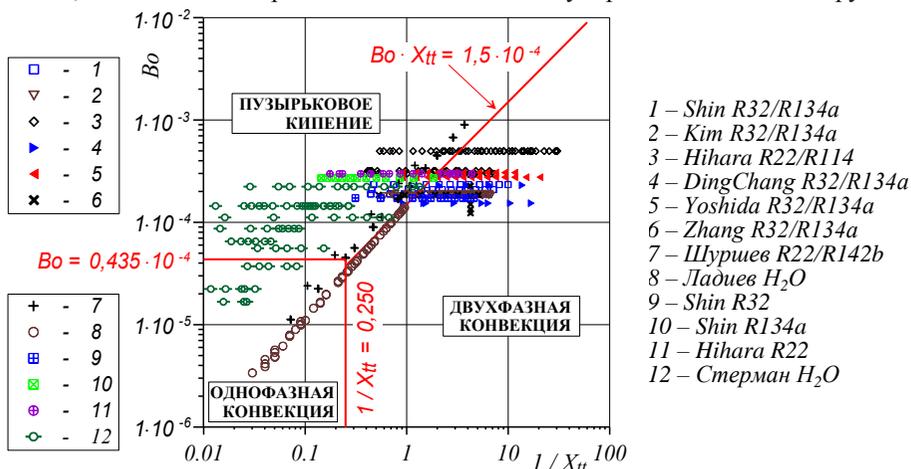


Рисунок 10 – Изменение режима кипения в зависимости от критерия Thonon

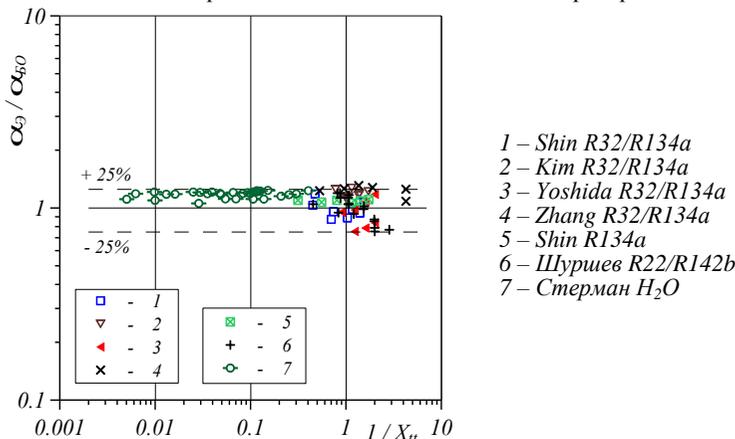


Рисунок 11 – Изменение отношения коэффициентов теплоотдачи в зависимости от параметра Локкарта-Мартинелли при пузырьковом кипении

Также были сопоставлены экспериментальные данные авторов с зависимостью Гогонина И.И.(2013) для кипения бинарных смесей с учетом диффузии. Расчеты показали, что отклонения составили порядка 40%. Таким образом, можно отметить, что при пузырьковом кипении в трубах, диффузионные процессы существенной роли не играют.

На рисунке 12 приведены экспериментальные данные различных авторов для однокомпонентных хладагентов и неазеотропных смесей, соответствующие испарению при вынужденной конвекции. Экспериментальные данные обобщаются зависимостью предложенной *Dengler C., Addom's J. (1956)* при изучении теплоотдачи в восходящем потоке пароводяной смеси. При обработке экспериментальных данных получены следующие значения коэффициентов:  $A = 2.33$  и  $n = 0.78$ .

$$\alpha / \alpha_K = 2.33 \times (1 / X_H)^{0.78} \quad (4)$$

Данная зависимость описывает результаты экспериментальных данных по однокомпонентным хладагентам и неазеотропным смесям с точностью  $\pm 30\%$ .

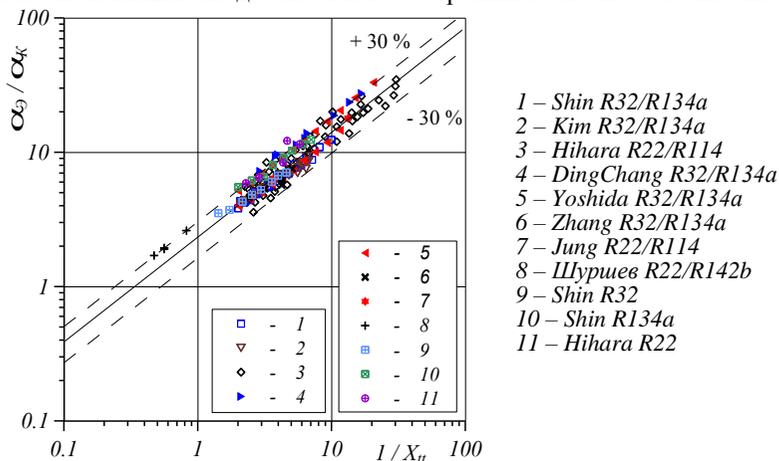


Рисунок 12 – Изменение отношения коэффициентов теплоотдачи для различных хладагентов при вынужденной конвекции

Кожухотрубные теплообменники широко используются в качестве конденсаторов, подогревателей и испарителей в теплонасосных установках. Были проведены расчеты кожухотрубных теплообменников при кипении неазеотропных смесевых хладагентов *R32/R134a (30/70 %)* и *R32/R152a (30/70 %)* с учетом особенностей в данных процессах по зависимости (4).

На рисунке 13 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи от теплового потока при кипении хладагентов. Анализ изложенных результатов показывает, что в процессе кипения при одинаковой температуре насыщения и заданных концентрациях *R32* в смеси, коэффициент теплоотдачи в рассматриваемом диапазоне для смеси *R32/R152a* выше, чем для смеси *R32/R134a* на 20%.

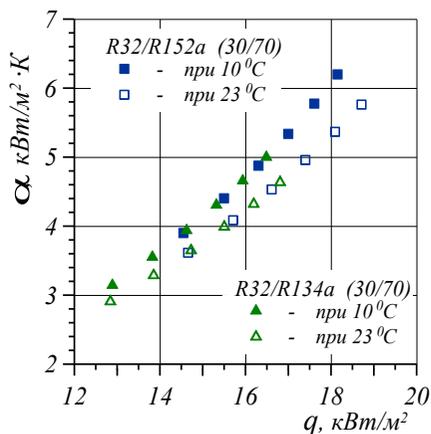


Рисунок 13 – Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от теплового потока  $q$  при кипении неазеотропных хладагентов  $R32/R134a$  и  $R32/R152a$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложены к использованию в парокompрессионных тепловых насосах в качестве рабочих тел неазеотропные смеси  $R32/R152a$  (30/70%) и  $R32/R134a$  (30/70%). Данные неазеотропные смеси обладают низким потенциалом глобального потепления и удовлетворяют рекомендациям и требованиям, предъявляемым к современным хладагентам последнего поколения.

2. Результаты проведенного анализа эффективности термодинамического цикла с учетом неизотермичности фазового перехода показывают, что при использовании смеси  $R32/R152a$  (30/70%) в парокompрессионных тепловых насосах коэффициент преобразования энергии выше до 4 % по сравнению с  $R32/R134a$  (30/70%). При исследовании циклов с двухступенчатым сжатием, коэффициент преобразования повышается на 6,5 % по сравнению с одноступенчатым процессом. Значение эксергетического КПД одноступенчатого цикла для неазеотропной смеси  $R32/R152a$  (30/70%) составило 0.47, а для смеси  $R32/R134a$  (30/70%) - 0.45. Полученные данные на неазеотропных смесях по эффективности не уступают хладагенту  $R134a$ .

3. Разработана методика расчета коэффициента теплоотдачи при кипении неазеотропных смесей внутри горизонтальных гладких труб. На основе анализа экспериментальных данных определены границы режимов кипения. Установлено, что при вынужденном течении парожидкостного потока в трубах, при пузырьковом кипении, диффузионные процессы существенной роли не играют.

4. Предложена зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в области испарения при вынужденной конвекции:  $\alpha / \alpha_K = 2.33 \times (l / X_{tt})^{0.78}$ . Полученная зависимость описывает результаты экспериментальных данных по неазеотропным смесям с точностью  $\pm 30\%$  при тепловых потоках от 1 до 45 кВт/м<sup>2</sup> и массовых скоростях в диапазоне 50 - 583 кг/м<sup>2</sup>·с.

## СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

*Публикации в изданиях, входящих в перечень рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы научные результаты на соискание ученой степени кандидата наук:*

1. **Мезенцева, Н.Н.** Неазеотропные смеси в тепловых насосах / Н.Н. Мезенцева, Л.А. Огуречников // Альтернативная энергетика и экология. - 2008. - № 7. - С. 110-115.
2. **Мезенцева, Н.Н.** Эффективность работы парокompрессионных тепловых насосов на неазеотропных смесевых хладагентах / Н.Н. Мезенцева // Теплофизика и Аэромеханика. - 2011. - Т. 18, № 2. - С.335-342.
3. **Mezentseva, N.N.** Nucleate boiling at the forced flow of binary non-azeotropic mixtures in horizontal tubes / N.N. Mezentseva, I.V. Mezentsev, A.V. Meleshkin // MATEC Web of Conferences. - 2015. - Vol. 23, 01027.

*Публикации в прочих изданиях:*

4. **Мезенцева, Н.Н.** Анализ эффективности использования смесей озонобезопасных хладагентов в парокompрессионном тепловом насосе при различных режимах работы / Н.Н. Мезенцева, Л.А. Огуречников // Энергетика и теплотехника. - 2008. - № 12. - С. 57-66.
5. **Мезенцева, Н.Н.** Кипение однокомпонентных хладагентов и неазеотропных смесей внутри горизонтальных гладких труб / Н.Н. Мезенцева, В.А. Мухин, И.В. Мезенцев // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. - 2013. - №1(12). - С. 251-254.
6. **Мезенцева, Н.Н.** Исследование эффективности термодинамических циклов со ступенчатым сжатием на неазеотропных хладагентах / Н.Н. Мезенцева, И.В. Мезенцев // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. - 2013. - №1(13). - С. 56-59.
7. **Мезенцева, Н.Н.** Использование тепла сухого грунта при работе теплонасосной установки в условиях Сибири” / Н.Н. Мезенцева [и др.] // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. - 2015. - №1(16). - С. 90-94.
8. **Мезенцева, Н.Н.** Исследование эффективности термодинамических циклов со ступенчатым сжатием на неазеотропных хладагентах / Н.Н. Мезенцева, И.В. Мезенцев // Материалы Всероссийской конференции «XXXII Сибирский теплофизический семинар», посвященной 80-летию со дня рождения академика В.Е. Накорякова. Новосибирск. - 2015. - С. 215.
9. **Мезенцева, Н.Н.** Особенности разработки теплонасосных установок для рекреационных зон / Н.Н. Мезенцева [и др.] // Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий: Материалы II Всероссийской научной конференции с международным участием. Новосибирск. - 2015. - С. 208-209.

10. **Мезенцева, Н.Н.** Теплообмен при кипении двухкомпонентных неazeotropных смесей внутри горизонтальных гладких труб / Н.Н. Мезенцева, В.А. Мухин, И.В. Мезенцев // Тезисы Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. Москва. - 2014. - Т. 2. - С. 70-71.
11. **Мезенцева, Н.Н.** Теплообмен при кипении неazeotropных хладагентов внутри горизонтальных труб / Н.Н. Мезенцева, И.В. Мезенцев // Сборник тезисов XIX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева “Проблемы газодинамики и теплообмена в энергоустановках”. Орехово-Зуево. - 2013. - С. 281-282.
12. **Мезенцева, Н.Н.** Разработка и комплексное исследование эффективности теплонасосной технологии теплоснабжения коттеджей в природно-климатических условиях Сибири / Н.Н. Мезенцева [и др.] // Сборник трудов научно-практической конференции «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий». Новосибирск. - 2013. - С. 32-33.
13. **Мезенцева, Н.Н.** Кипение неazeotropных хладагентов в испарителе парокompрессионного теплового насоса / Н.Н. Мезенцева // Сборник трудов XVII Международной научно-практической конференции аспирантов и молодых ученых “Современные техника и технологии”. Томск. - 2011. - Т.3. - С. 227-228.
14. **Мезенцева, Н.Н.** Перспективы использования парокompрессионного теплового насоса в бивалентном режиме работы / Н.Н. Мезенцева // Сборник трудов Международной молодежной научной школы «Энергия и человек». Томск. - 2011. - С. 194-196.
15. **Мезенцева, Н.Н.** Особенности кипения неazeotropных хладагентов в испарителе парокompрессионного теплового насоса. Сборник трудов Всероссийского форума научной молодежи «ЭРЭЛ – 2011». Якутск. - 2011. - С. 113-115.
16. **Мезенцева, Н.Н.** Смесевые неazeotropные хладагенты в парокompрессионных тепловых насосах / Н.Н. Мезенцева // Сборник трудов XVII Международной научно-практической конференции аспирантов и молодых ученых “Современные техника и технологии”. Томск. - 2011. - Т.3. - С. 225-226.
17. **Мезенцева, Н.Н.** Неazeotropные смесевые хладагенты в парокompрессионных тепловых насосах / Н.Н. Мезенцева // Тезисы докладов XI Всероссийской школы-конференции молодых учёных “Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики”. Новосибирск. - 2010. - С. 61.
18. **Мезенцева, Н.Н.** Парокompрессионный тепловой насос в бивалентном режиме работы / Н.Н. Мезенцева // Материалы IV Международной научно-практической конференции “Традиции, тенденции и перспективы в научных исследованиях”. Часть 2. Чистополь. - 2009. - С.43-45.
19. **Мезенцева, Н.Н.** Исследование работы парокompрессионного теплового насоса в бивалентном режиме / Н.Н. Мезенцева // Тезисы докладов X Всероссийской школы-конференции молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики». Новосибирск. 2008. - С. 109-110.

20. **Мезенцева, Н.Н.** Эффективность использования теплового насоса в бивалентном режиме / Н.Н. Мезенцева // Труды II Школы молодых ученых “Актуальные проблемы освоения возобновляемых энергоресурсов”. Махачкала. - 2008. - С. 262-265.

21. **Мезенцева, Н.Н.** Использование озонобезопасных хладагентов в тепловых насосах / Н.Н. Мезенцева // Проблемы теплообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: Материалы докладов / VI Школы-семинара молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова. Казань. - 2008. - С. 350-353.

22. **Мезенцева, Н.Н.** Анализ эффективности использования озонобезопасных хладагентов и их смесей в тепловом насосе / Н.Н. Мезенцева // Труды V Межрегиональной научно-технической конференции студентов и аспирантов “Информационные технологии, энергетика и экономика”. Смоленск. 2008. Т.2. - С. 82-85.

23. **Мезенцева, Н.Н.** Рабочие тела для компрессионных тепловых насосов / Н.Н. Мезенцева // Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева “Проблемы газодинамики теплообмена в энергетических установках”. Санкт-Петербург. - 2007. - Т.2. - С. 292-294.

24. **Мезенцева, Н.Н.** Хладагенты для компрессионных тепловых насосов / Н.Н. Мезенцева // Тезисы докладов Всероссийской школы семинара молодых ученых «Физика неравновесных процессов в энергетике и нанотехнологии». Новосибирск. 2007. С. 89-90.

25. **Мезенцева, Н.Н.** Озонобезопасные рабочие тела для тепловых насосов // Н.Н. Мезенцева, В.А. Мухин // Труды VIII Всероссийской научно-технической конференции “Энергетика: экология, надежность, безопасность”. Томск. - 2002. - С.115-117.

26. **Мезенцева, Н.Н.** Рабочие тела для тепловых насосов / Н.Н. Мезенцева // Тезисы докладов VII Всероссийской школы-конференции молодых учёных “Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики”. Новосибирск. - 2002. - С. 200-201.

Подписано к печати 29 апреля 2016 г. Заказ № 7.  
Формат 60x84/16. Объем 1 уч.-изд. лист. Тираж 120 экз.

Отпечатано в Институте теплофизики СО РАН  
630090, г. Новосибирск, пр. Академика Лаврентьева, 1