

УДК 621.564

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА РЕГЕНЕРАЦИИ В ТНУ НА СМЕСЕВЫХ ХЛАДАГЕНТАХ

Сухих А.А., Антаненкова И.С., Кузнецов В.Н., Мереуца Е.В., Эрзайхань

«Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия»

АННОТАЦИЯ

Статья посвящена экспериментальному исследованию новых рабочих веществ для теплонасосных установок, обеспечивающих высокую энергетическую эффективность цикла, и, в то же время, отвечающих современным экологическим требованиям. Сформулированы особенности и преимущества применения смесевых хладагентов в таких установках. Экспериментальным и расчетным путем исследовано влияние мощности регенеративного теплообменника на эффективность работы теплонасосной установки.

Теплотехнические испытания были проведены после модернизации опытного стенда: регенератор типа «труба в трубе», был заменен на теплообменник пластинчатого типа с целью снижения гидравлических потерь и увеличения температуры подогрева перед компрессором. Дано подробное описание конструкции этого теплообменного аппарата, поскольку

он ранее не испытывался. Основной акцент проведения теплотехнических испытаний сделан на исследовании именно его характеристик.

Детально описаны основные системы измерения температур, давлений и расходов на опытном стенде. Дана характеристика точности измерений. Представлены результаты испытаний экспериментального стенда теплонасосной установки при работе на смесевой композиции октафторпропана C3F8 с гексафторидом серы SF6 (R218/R846). Представлены результаты сравнительного анализа эффективности применения регенератора пластинчатого типа по сравнению с регенератором типа «труба в трубе».

На базе вновь полученных опытных данных проведено расчетное исследование влияния изменения тепловой мощности рекуператора на коэффициент преобразования теплоты ТНУ.

ВВЕДЕНИЕ

К факторам, сдерживающим распространение ТНУ, можно отнести ограничение на использование в качестве рабочего тела озоноразрушающих фреонов. Основными направлениями решения этой проблемы являются применение менее опасных веществ (например, фреона-22, срок разрешенного использования которого ограничен) и создание новых, альтернативных рабочих тел синтетического производства, либо использование природных рабочих веществ (диоксида углерода, углеводородов). По мнению авторов настоящей работы, смесевые хладагенты на основе фторуглеродных рабочих веществ должны обеспечить высокую энергетическую эффективность и экологическую безопасность при внедрении теплонасосных технологий. Кроме того, они способны обеспечить новое качество технологий. Например, применение ТНУ в более высоком, чем традиционно, диапазоне температур.

В целом же следует отметить, что, хотя проблема воздействия фреонов на озоновый слой и их влияния на парниковый эффект (ограничения, наложенные Монреальским и Киотским протоколами, принятыми

международным сообществом и приведшие к многомиллиардным убыткам в холодильных отраслях, как России, так и европейских стран) не имеет научного подтверждения, а носит политический характер, она не создает непреодолимых препятствий на пути развития теплонасосной техники, а наоборот, стимулирует научное сообщество на ее развитие на основе поиска и применения в качестве хладагентов новых энергоэффективных рабочих веществ как природного, так и синтетического происхождения.

На кафедре Теоретических основ теплотехники им. М.П. Вукаловича (Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия) в течение последних десяти лет поставлен и выполнен комплекс экспериментальных исследований по применению фторуглеродных композиций в качестве рабочих веществ (РВ) ТНУ.

Впервые в качестве холодильного агента была предложена азеотропная смесь октафторпропана (R218) и гексафторида серы (R846) И.М. Мазуриным [1]. Смесь состоит из 95 % масс. R218 и 5 % масс. R846. Данная смесь сохраняет свои азеотропные

свойства в интервале температур от -17 до -42 °С. Хладагент имеет обозначение R510, а в публикациях иногда назывался «Хладон-М». Этот хладон озонобезопасен, но обладает существенным потенциалом глобального потепления, он совместим с маслами ХФ12-16 и ХФ 22с-16, что позволяет использовать его в качестве замещающего (при ретрофите) в действующих агрегатах, предназначенных для R12 и R22 без замены масла. По информации разработчиков данный хладагент выгоден для замены R12 в бытовых холодильниках и торговых герметичных агрегатах при температурах ниже -20 °С. В этой области, по их данным, при ретрофите хладагента на существующих поршневых компрессорах экономия по расходу электроэнергии достигает 10-14 %.

Повышение эффективности фреоновых ТНУ, как показано в работе [2], может быть достигнуто применением неазеотропных смесей в качестве рабочих веществ. В таких случаях значения локальных температурных напоров по длине теплообменных аппаратов практически не меняются, и, следовательно, снижается так называемая «внешняя» необратимость процессов.

Проведенный расчетно-теоретический анализ применения неазеотропных смесевых композиций на основе фторуглеродов и добавок гексафторида серы в теплонасосной технике показал возможность получения большего значения коэффициента преобразования теплоты в таких циклах по сравнению с циклом на R22. При заданных одинаковыми для сравниваемых рабочих веществ параметрах - нагреве воды в конденсаторе от 45 до 55 °С (например, для нужд горячего водоснабжения) и охлаждения воды в испарителе от 15 до 8 °С при КПД компрессора 65 % - отопительный коэффициент ТНУ на смесевом рабочем веществе RC318/R846 (90/10) составляет 3.87, в то время как на традиционном рабочем веществе R22 его величина составляет 3.63 [2, 3].

Наибольшее значение коэффициента преобразования теплоты было получено в цикле ТНУ с регенерацией на смеси R31-10 / R846 (90/10) ($\mu_d = 4.02$ с температурой на входе в компрессор 50 °С и на выходе из него 90 °С).

Необходимо отметить некоторое ожидаемое преимущество смесевых (фторуглероды с гексафторидом серы) хладагентов при взаимодействии с маслами. Так фторуглероды: октафторпропана (C_3F_8), ок-

тафторциклобутан (C_4F_8), декафторбутан (C_4F_{10}) - практически не растворяют масло, а его количество можно строго регулировать и оптимизировать добавками гексафторида серы. Фреон R134a и зарубежные смесевые хладагенты требуют использования дорогостоящих синтетических масел.

В термодинамических циклах с положительным наклоном кривой конденсации в TS-диаграмме существенное влияние на эффективность цикла оказывает процесс передачи (регенерации) теплоты от потока конденсата (перед дроссельным устройством) к потоку пара на выходе из испарителя. Включение в схему регенеративного теплообменного аппарата является необходимым условием для реализации цикла ТНУ на смесевом рабочем веществе фторуглеродного состава. Иначе и не обеспечить процесс сжатия в компрессоре в области перегретого пара. В силу особенностей конфигурации циклов на чистых фреонах группы FC и их смесях, температура РВ после компрессора невелика. Данное обстоятельство позволяет существенно увеличить долю регенерации в циклах с целью повышения коэффициента преобразования теплоты.

Таким образом, включение в схему регенеративного теплообменного аппарата (рекуператора) является необходимым условием для реализации цикла ТНУ на смесевом рабочем веществе фторуглеродного состава.

В работе [4] опытным путем исследовались показатели трубчатого регенератора на экспериментальном стенде ТНУ модульного типа мощностью 8 кВт, который допускает оперативную замену хладагента. Использование в ТНУ регенеративного аппарата такой конструкции привело к увеличению необратимых потерь в процессе теплообмена из-за трения и гидравлического сопротивления, что, в конечном счете, снизило эксергетический КПД всей установки по сравнению с ТНУ на R22. В этой же работе был сделан вывод о необходимости модернизации существующей установки посредством замены трубчатого регенератора на теплообменник пластинчатого типа.

Настоящие теплотехнические испытания были проведены после модернизации опытного стенда: регенератор типа «труба в трубе» был заменен на теплообменник пластинчатого типа с целью снижения гидравлических потерь и увеличения температуры подогрева хладагента перед компрессором.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД И МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

Для определения энергетической эффективности применения новых рабочих веществ в ТНУ и сравнения ее с эффективностью таких установок на традиционных рабочих веществах на базе кафедры Теоретических основ теплотехники имени М.П. Вукаловича «НИУ «МЭИ» разработан, создан и используется в

учебно-исследовательской лаборатории «Теплонасосные системы» экспериментальный стенд ТНУ модульного типа мощностью 8 кВт, который рассчитан на работу с различными хладагентами. После вакуумирования гидравлического контура предпола-

гается оперативная замена основного рабочего вещества.

Общий вид экспериментального стенда ТНУ с регенеративным теплообменником для проведения теплотехнических испытаний, как на индивидуальных, так и на смесевых рабочих веществах представлен на рисунке 1.

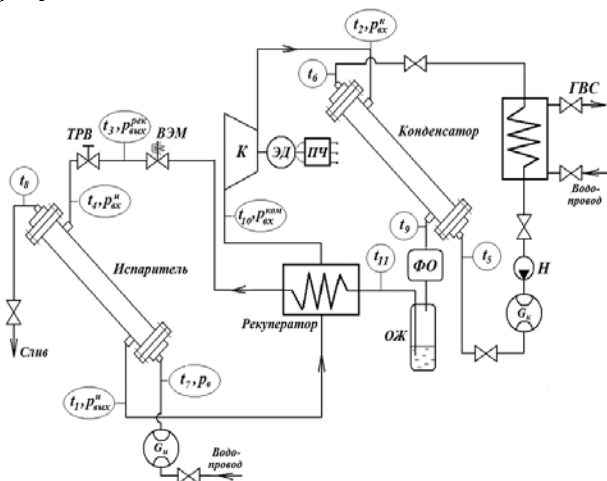


Рис. 1 Принципиальная схема экспериментального стенда ТНУ с регенератором (рекуператором)

В схеме на рисунке 1 использованы следующие обозначения: К - компрессор; ЭД - электродвигатель; ПЧ - преобразователь частоты; ТРВ - терморегулирующий вентиль; ВЭМ - вентиль электромагнитный; ОЖ - отделитель жидкости; ФО - фильтр-осушитель; Н - водяной насос; ГВС - горячее водоснабжение; $t_1, t_2, t_3, t_4, t_9, t_{10}, t_{11}$ - температуры в характерных точках фреонового контура; $P_{вх}^u, P_{вых}^u$ - избыточное давление смеси на входе и выходе из испарителя; $P_{вх}^к$ - избыточное давление смеси на входе в конденсатор; $P_{вх}^{ком} (P_{вых_{и}}^{рек})$ - избыточное давление смеси на входе в компрессор (на выходе из рекуператора по линии испарителя); $P_{вых}^{рек}$ - избыточное давление смеси на выходе из рекуператора по линии конденсатора; t_5, t_6 - температура воды на входе и выходе из конденсатора с расходом G_k в системе ГВС; t_7, t_8 - температура воды на входе и выходе из испарителя с расходом G_u от низкопотенциального источника.

В состав гидравлического контура установки входят следующие основные аппараты: испаритель, конденсатор, рекуператор, компрессор. В состав контура входят также следующие вспомогательные узлы: фильтр-осушитель, электромагнитный вентиль, терморегулирующий вентиль.

Опытный стенд оснащен системами: измерения давления и температур на входе и выходе из каждого основного аппарата, вакуумирования и заполнения рабочим веществом, измерения расходов воды в линиях теплоснабжения и отбора низкопотенциальной теплоты, регулирования частоты питания и измерения мощности электропривода.

Внешними системами для исследуемой ТНУ являются: система горячего водоснабжения, состоящая из конденсатора, бака горячего водоснабжения, аккумулирующего нагретую водопроводную воду, циркуляционного насоса, а также разомкнутая система отбора низкопотенциальной теплоты от водопроводной воды (с последующим сливом в канализацию).

Сжатие рабочего вещества ТНУ обеспечивается поршневым компрессором фирмы Maneurop MT28JE4AVE (Франция) с трехфазным электродвигателем. Компрессор имеет объемный расход $8.4 \text{ м}^3/\text{ч}$ и частоту вращения электродвигателя 2900 об/мин при частоте сети 50 Гц . Для управления компрессором используется преобразователь частоты Emotron FDU 2.0 (Emotron AB, Швеция).

Установка оснащена отделителем жидкости A10-405 (Alco Controls, Германия) с целью защиты компрессора от гидравлического удара (от попадания в него жидкости - в виде мелкодисперсных капель масла и хладагента).

Для защиты установки от влаги, кислот и твердых включений (при удалении этих составляющих системы не подвергаются вредному воздействию химических веществ и абразивных частиц) используется фильтр-осушитель DCL 304S фирмы Danfoss.

Система горячего водоснабжения оснащена циркуляционным насосом Grundfos UPS 25-120 с регулируемой производительностью, а также вертикальным баком-накопителем горячей воды Logalux SU300/1 (Buderus) объемом 0.3 м^3 .

Конструкции теплообменных аппаратов установки - конденсатора и испарителя — одинаковы и отличаются только длиной. Конструкция аппарата защищена патентом на полезную модель [7]. Рабочая поверхность испарителя несколько больше, чем конденсатора, что позволяет снизить температурные напоры в аппарате и получить малую величину охлаждения низкопотенциального потока воды в диапазоне нескольких градусов ($3-5 \text{ }^\circ\text{C}$).

Теплообменный аппарат состоит из двух основных пучков по четыре трубы и одной центральной, которая расположена в центре, выполнена большим диаметром, чем окружающие ее трубы, и является перепускной между двумя этими пучками. На концах теплообменника расположены распределительные коллекторы, снабженные перегородками. Коллекторы осуществляют прием, перепуск и выпуск низкопотенциального теплоносителя. Все внутренние тру-

бы выполнены по технологии деформирующего резания [8]. Шипы образованы подрезанием материала (без стружки) и разворотом его как в поперечном направлении (шаг $S_1=0.6$ мм, и зазор $\delta_1=0.3$ мм), так и по винтовой спирали вдоль оси трубы (шаг $S_2=0.44$ мм и зазор $\delta_2=1.44$ мм). Внутренний диаметр каждой медной трубы основного пучка (всего 8 штук) $D_{\text{вн}}=9$ мм; наружный диаметр каждой трубы, обработанной по технологии деформирующего резания $D_{\text{нар}}=13.8$ мм; высота шипа $h=1.3$ мм. Внутренний диаметр центральной (перепускной) медной трубы основного пучка $D_{\text{цвн}}=19$ мм; наружный диаметр трубы, также обработанной по технологии деформирующего резания $D_{\text{нар}}=23.9$ мм; высота шипа $h=1.3$ мм. Коэффициент оребрения $\zeta=7.0-7.5$.

Корпусом конденсатора является гладкая труба из стали 12ХН10Т диаметром 59.4 мм и длиной 1100 мм. Длина рабочей (ошпикованной) поверхности конденсатора, $L_k=1065$ мм. Площадь рабочей поверхности всего конденсатора, приведенная к внутреннему диаметру трубок, $F_k=0.3044\text{ м}^2$.

Корпусом испарителя является гладкая труба из стали 12ХН10Т диаметром 59.4 мм и длиной 1200 мм. Длина рабочей (ошпикованной) поверхности испарителя, $L_u=1165$ мм. Площадь рабочей поверхности всего испарителя, приведенная к внутреннему диаметру трубок, $F_u=0.3327\text{ м}^2$.

Вода внешнего контура движется по внутренним трубам, фреон - конденсируется или кипит на ошпикованной поверхности в межтрубном пространстве.

Система измерений экспериментального стенда ТНУ не менялась и подробно описана в работах [3, 4, 5].

Давление хладагента на входе и выходе из испарителя ТНУ измеряется образцовыми манометрами МО 11202 с верхним пределом измерения давления 10 кгс/см² (класс точности 0.4). Давление хладагента на входе и выходе из конденсатора ТНУ измеряется образцовыми манометрами МО 11202 с верхним пределом измерения давления 25 кгс/см² (класс точности 0.4). Давление хладагента на входе и выходе из рекуператора ТНУ измеряется образцовыми манометрами МО 11202 с верхним пределом измерения давления 10 кгс/см² (класс точности 0.4).

Предел допускаемой основной погрешности давления, измеряемого в испарителе, составляет ± 0.04 кгс/см²; в конденсаторе - ± 0.1 кгс/см² при температуре окружающего воздуха (23 ± 5) °С.

Температуры в характерных точках фреонового контура и внешних систем экспериментального стенда ТНУ (рисунок 1) измеряются с помощью многоканального прецизионного измерителя температуры «Термоизмеритель ТМ-12.2» (производитель - производственно-экологическое предприятие «СИБЭКО-ПРИБОР», г. Новосибирск). Прибор обеспечивает подключение от одного до двенадцати термометров

сопротивления (ТС) и индикацию измеренной температуры по всем подключенным каналам одновременно. Измерение температуры производится с учетом индивидуальных статических характеристик (ИСХ), при этом в качестве первичных преобразователей температуры, подключаемых к измерительным каналам, используются платиновые термометры сопротивления ТС по ГОСТ 6651 с номинальным сопротивлением 100 Ом. ТС поставляются вместе с прибором. ИСХ для каждого ТС определены и хранятся в памяти прибора.

Диапазон измеряемых температур составляет от -50 °С до 200 °С. Пределы допускаемой основной погрешности прибора при измерении температур от 0 °С до 100 °С с использованием ИСХ ТС не превышают ± 0.05 °С.

Пределы допускаемой погрешности при измерении температур ниже 0 °С и выше 100 °С с использованием ИСХ ТС не превышают ± 0.1 °С.

Пределы допускаемой дополнительной погрешности, обусловленной отклонением температуры окружающего воздуха от нормальной области значений (20 ± 5) °С при измерении температур от 0 °С до 100 °С с использованием ИСХ ТС, не превышают ± 0.05 °С.

Расход воды внешнего контура, проходящей через испаритель, измеряется с помощью счетчика СКВГ90-3/15, предназначенного для измерения объема воды при температуре от 5 до 90° С и давлении не более 1 МПа в системах коммунального водоснабжения. Относительная погрешность измерения расхода составляет: $\pm 5\%$ в диапазоне от минимальных значений расхода $G_{\text{min}} = 0.03$ м³/ч до средних (номинальных) $G_{\text{ном}} = 0.12$ м³/ч; $\pm 2\%$ в диапазоне от номинальных значений расхода $G_{\text{ном}} = 0.12$ м³/ч до максимальных $G_{\text{max}} = 3$ м³/ч.

Расход воды контура горячего водоснабжения, проходящей через конденсатор, измеряется с помощью счетчика Valtec серии VLF-R-Universal, предназначенного для измерения расхода сетевой воды, протекающей в системах холодного и горячего водоснабжения при давлении до 1.6 МПа и диапазоне температур от 5 до 90 °С. Относительная погрешность измерения расхода составляет: $\pm 5\%$ в диапазоне от минимальных значений расхода $G_{\text{min}} = 0.03$ м³/ч до средних (номинальных) $G_{\text{ном}} = 0.12$ м³/ч; $\pm 2\%$ в диапазоне от номинальных значений расхода $G_{\text{ном}} = 0.12$ м³/ч до максимальных $G_{\text{max}} = 3$ м³/ч.

Конструктивные характеристики регенеративного теплообменника пластинчатого типа, на который был заменен трубчатый рекуператор, описанный в работе [5], приведены в таблице 1.

Следует отметить уменьшение поверхности теплообмена регенератора пластинчатого типа по сравнению с регенератором типа "труба в трубе", испытанного ранее, практически в два раза.

Табл.1 Конструктивные характеристики регенератора ТНУ

Параметры	Обозначение, размерность	Значения
Число пластин	N	14
Число эффективных пластин	N_e	12
Площадь каждой пластины	$f, \text{м}^2$	0.014
Размер одной пластины	$a_1 \times b_1 \times \delta, \text{мм}$	$200 \times 70 \times 0.3$
Габариты теплообменника	$a \times b \times c, \text{мм}$	$208 \times 78 \times 40$
Расстояние между пластинами	$\gamma, \text{мм}$	2.8
Эквивалентный диаметр	$d_3, \text{мм}$	5.6
Площадь проходного сечения	$f_1, \text{м}^2$	$5.6 \cdot 10^{-4}$
Поверхность теплообмена	$S, \text{м}^2$	0.168

На этапе подготовки к проведению испытаний опытный стенд вакуумируется, заправляется расчетным количеством первого, более высококипящего компонента – октафторпропана C_3F_8 (хладагент R218, порядка 4 кг) и затем соответствующим заданной концентрации количеством низкокипящего компонента – гексафторида серы SF_6 (хладагент R846). При подготовке объекта к испытаниям должна быть проведена проверка герметичности всей гидравлической системы рабочего вещества.

Устанавливаются расходы воды в системах теплоснабжения: низкопотенциальной – не менее 0.4 кг/с; системе ГВС – не менее 0.3 кг/с. При подготовке объекта к испытаниям после установки вышеупомянутых расходов должна быть проведена проверка герметичности внешних систем: тепло- и холодно-снабжения.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ, ОБРАБОТКА И АНАЛИЗ

Для проведения испытаний ТНУ была заправлена смесью хладагентов R218 и R846 в соотношении масс 91.83 % и 8.17 % соответственно.

Конфигурация термодинамического цикла на смеси рабочего вещества R218/ R846 представлена на рисунке 2. Соединение линий точками 1-10-2-9-11-3-4 образует цикл на смеси хладагента. 5-6 – процесс нагрева воды в системе ГВС. 7-8 – процесс охлаждения низкопотенциального теплоносителя (водопроводной воды). На рисунке показан существенный температурный глайд (неизотермический процесс при кипении и конденсации смеси хла-

дагента). 10-2t – теоретический обратимый процесс сжатия в компрессоре; 10-2 – действительный процесс сжатия; 2-11 – процесс охлаждения и конденсации смеси хладагента; 11-3 – процесс охлаждения конденсата в регенераторе; 4-1 – процесс кипения смеси хладагента; 1-10 – процесс нагрева паров хладагента в регенераторе.

Запуск стенда разрешается после проверки работоспособности внешних систем включением компрессора и приборов измерения рабочих параметров опытного стенда. По мере нагрева воды в бойлере ТНУ, интенсивность которого определяется температурой низкопотенциального теплоносителя и развиваемой мощностью установки, ведется визуальный контроль всех рабочих параметров. В зимние периоды работы, когда водопроводная вода на входе в испаритель становится холодной (около 6 °С), возможна реализация подмеса или полного перехода на более горячий теплоноситель из линии циркуляционной воды от ТЭЦ МЭИ. При проведении испытаний необходимо производить контроль за работой насосов на линиях внешних теплоносителей по показаниям соответствующих расходомеров.

Режим нагрева воды в конденсаторе – динамический с замедлением по мере возрастания температуры. Режим, близкий к стационарному, достигается снижением частоты питания электродвигателя. При установившейся неизменной температуре подогрева воды (в диапазоне 50-65 °С) в течение 7-10 минут производится фиксация всех указанных на рисунке 1 рабочих параметров.

При проведении теплотехнических испытаний в течение одного дня проводится от четырех до пяти серий измерений. Для каждого опыта измеряется также барометрическое давление на ртутно-чашечном приборе.

По завершении испытаний должен быть проведен контроль отключения циркуляционных насосов на линиях внешних теплоносителей и контроль закрытия вентилей на линии водопроводной воды.

В настоящей статье приводятся результаты измерений только на одном характерном режиме, поскольку при установившейся температуре низкопотенциального источника достигается воспроизводимость результатов. Обработка и анализ опытных данных проводится на его основе.

Результаты измерений параметров установки в ходе проведения испытаний экспериментального стенда ТНУ с пластинчатым рекуператором на смеси композиции R218/R846 (91.83/8.17 % масс.)

Результаты измерений параметров установки в ходе проведения испытаний экспериментального стенда ТНУ с пластинчатым рекуператором на смеси композиции R218/R846 (91.83/8.17 % масс.)

для одного из опытных режимов представлены в таблице 2.

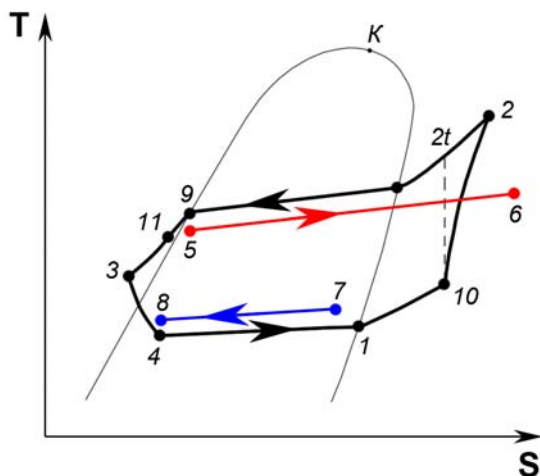


Рис. 2 Цикл ТНУ на смеси R218/R846, реализуемый на экспериментальном стенде ТНУ

Тепловая мощность (производительность) конденсатора Q_k и испарителя Q_u определялась по соотношениям:

$$Q_k = G_g^k \cdot c_{pв} \cdot (t_6 - t_5); \tag{1}$$

$$Q_u = G_g^u \cdot c_{pв} \cdot (t_7 - t_8); \tag{2}$$

$c_{pв}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Из уравнений теплового баланса для конденсатора и испарителя с учетом (1) и (2) были получены значения расхода смеси хладагентов $m_{см}$ в контуре ТНУ:

$$m_{см}^k = \frac{Q_k + Q_{потерь}^k}{(h_2 - h_{11})}, \tag{3}$$

$$m_{см}^u = \frac{Q_u - Q_{потерь}^u}{(h_1 - h_4)}, \tag{4}$$

а также расход смеси, рассчитанный, исходя из измеренной мощности компрессора N_k и совершаемой им работы:

$$m_{см}^{компр} = \frac{N_k}{(h_2 - h_{10})}. \tag{5}$$

Численные значения были получены следующие:

$$m_{см}^u = 0.094 \text{ кг/с}; m_{см}^k = 0.092 \text{ кг/с}; m_{см}^{компр} = 0.091 \text{ кг/с};$$

Табл. 2 Результаты измерений рабочих параметров ТНУ на смеси R218/R846 (91.83/8.17 % масс.)

Температура, °С	
Температура смеси на выходе из испарителя t_1	9.4
Температура смеси на выходе из компрессора t_2	78.0
Температура смеси на выходе из рекуператора (перед дросселем) t_3	43.7
Температура смеси на входе в испаритель t_4	10.8
Температура воды на входе в конденсатор t_5	55.7
Температура воды на выходе из конденсатора t_6	59.1
Температура воды на входе в испаритель t_7	16.8
Температура воды на выходе из испарителя t_8	15.2
Температура смеси на выходе из конденсатора t_9	59.7
Температура смеси на входе в компрессор t_{10}	35.5
Температура смеси на входе в рекуператор (после конденсатора) t_{11}	59.2
Температура воздуха $t_в$	21.0
Абсолютное давление, кПа	
Давление смеси на входе в испаритель $p_{вх}^u$	642.2
Давление смеси на выходе из испарителя $p_{вых}^u$	603.0
Давление смеси на входе в компрессор $p_{вх}^{ком} (p_{вых_u}^{рек})$	548.0
Давление смеси на входе в конденсатор $p_{вх}^k$	2 298.0
Давление смеси на выходе из рекуператора по линии конденсатора $p_{вых_к}^{рек}$	2 229.0
Расход воды, кг/с	
в испарителе G_g^u	0.608
в конденсаторе G_g^k	0.410
Мощность компрессора N_k, кВт	1.79

Кроме этого, оценены значения КПД компрессора:

$$\eta_{0i}^k = \frac{h_{2i} - h_{10}}{h_2 - h_{10}}, \quad (6)$$

где h_{10}, h_{2i}, h_2 – энтальпии в характерных точках цикла (рисунок 2). Получено $\eta_{0i}^k = 0,85$.

Тепловая мощность рекуператора может быть рассчитана по греющей стороне

$$Q_{рек} = m_{см}^{cp} \cdot (h_{11} - h_3), \quad (7)$$

или по нагреваемой

$$Q_{рек} = m_{см}^{cp} \cdot (h_{10} - h_1), \quad (8)$$

где $m_{см}^{cp}$ – среднеарифметическое значение, рассчитанное по результатам (3) – (5).

Теплофизические свойства смеси R218/R846 (91.83/8.17) для расчетов по соотношениям (3) – (8) и далее были определены по данным таблицы 2 с использованием программы NIST REFPROP 9.0 [9].

Значения коэффициентов преобразования теплоты ТНУ на смеси R218/R846 (91.83/8.17 % масс.), были рассчитаны двумя способами: по отношению тепловой мощности конденсатора Q_k (1) к измеренной мощности N_k , потребляемой компрессором, по формуле:

$$\mu = \frac{Q_k}{N_k}; \quad (9)$$

а также по отношению удельной теплопроизводительности конденсатора $q_k = h_2 - h_9$ к действительной работе $l_k = h_2 - h_1$, совершаемой компрессором, по формуле:

$$\mu_h = \frac{q_k}{l_k}; \quad (10)$$

Численные значения коэффициентов преобразования теплоты, рассчитанные двумя способами, были равны 3.26 и 3.23 соответственно.

Потери теплоты для конденсатора $Q_{потерь}^k$ и испарителя $Q_{потерь}^u$ были оценены расчетным путем. Их величина не превышала 1.3 % и 0.8 % соответственно по отношению к тепловым мощностям теплообменников, т.е. была пренебрежимо мала, и в дальнейших расчетах не учитывалась.

Отклонение тепловой мощности конденсатора Q_k от суммы $(Q_u + N_k)$ не превысило 0.5 % по отношению к Q_k , т.е. имеет место сходимость теплового баланса.

Отклонения значений расхода смеси, рассчитанные по уравнениям (3), (4) и (5), не превышают 1.8 % по отношению к их среднеарифметическому значению, что свидетельствует о согласованности тепловых балансов и подтверждает достоверность полученных результатов при прямом измерении давлений, температур и расходов.

Численные значения коэффициента преобразования теплоты ТНУ, рассчитанные двумя независимыми способами, практически совпадают (3.26 и 3.23). Кроме того, экспериментальные значения коэффициента преобразования теплоты ТНУ на смесевом рабочем веществе R218/R846 (91.83/8.17 % масс.) несколько выше расчетных, полученных в работе [2]. Этот факт можно объяснить тем, что реальное численное значение КПД компрессора оказалось выше заложенного в оценочных расчетах. Данное обстоятельство позволяет рассматривать данную смесь наряду с RC318/R846 и R31-10/R846 в качестве перспективной для теплонасосной техники, однако ставит задачу поиска наиболее оптимальных составов рабочего вещества и конструктивных решений, позволяющих обеспечить максимальную эффективность ТНУ при использовании указанных выше смесевых хладагентов.

Тепловая мощность регенератора, рассчитанная по соотношениям (1) и (2), составила 2.1 кВт, а перегрев рабочего вещества на входе в компрессор $t_{10} - t_1 = 26$ °С, что свидетельствует об оптимальности конструкции пластинчатого теплообменника для нужд регенерации в ТНУ. Кроме того, потери напора по газовой стороне в регенераторе составили 55 кПа (9% от входного давления), что в три раза меньше потерь давления по линии испарителя в регенераторе трубчатого типа (27 %) [4].

При этом, несмотря на существенное снижение поверхности теплообмена по сравнению с трубчатым регенератором, в результате испытаний удалось обеспечить все технологические параметры установки на требуемом уровне и достичь значения температуры воды на выходе из конденсатора $t_6 \approx 26$ °С. Таким образом, достижение компактности установки не привело к снижению ее возможностей.

Коэффициент теплопередачи регенератора (рекуператора), Вт/(м²·К), был рассчитан, исходя из его тепловой мощности:

$$k_{рек} = \frac{Q_{рек}}{F_{рек} \cdot \Delta t_{рек}}; \quad (11)$$

где $F_{рек}$ – поверхность теплообмена, м²;

$$\Delta t_{рек} = \frac{(t_3 - t_1) - (t_{11} - t_{10})}{\ln \frac{(t_3 - t_1)}{(t_{11} - t_{10})}}; \quad (12)$$

среднеарифметический температурный напор, °С.

По экспериментальным значениям температур смеси R218/R846 (91.83/8.17 % масс.) на входе и выходе из регенератора был определен среднеарифметический температурный напор (28.7 °С), и с учетом известной площади теплообмена (таблица 1) был рассчитан интегральный коэффициент теплопередачи, составляющий 435 Вт/(м²·К).

Температура рабочего вещества на выходе из компрессора в опытном режиме составила $t_2 = 78.0$ °С и не является максимально возможной по условиям эксплуатации компрессора, что обуславливает возможность увеличения тепловой мощности регенератора [2, 6].

Расчетное исследование, позволяющее оценить влияние изменения тепловой мощности регенератора на эффективность ТНУ, может быть проведено на базе опытных данных, представленных в таблице 2. Методика расчета заключается в следующем: для расчетного анализа выбираются параметры термодинамического цикла с давлениями в конденсаторе и испарителе ТНУ, зафиксированными в представляемом опытном режиме (таблица 2), а значения энтальпий рассчитываются по программе REFPROP 9.0 [9]. При этом ведется перебор различных мощностей регенератора, которые определяются температурой перед дроссельным устройством (выход из регенератора греющего теплоносителя) и, соответственно температурой на выходе из регенератора по нагреваемой стороне (перед компрессором), которая становится основным аргументом.

Исходными данными для расчетного исследования являются: давление смеси на выходе из испарителя $p_{\text{вых}}^u = 603$ кПа; давление смеси на входе в конденсатор $p_{\text{вх}}^k = 2\,298$ кПа; внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{oi}^k = 0.85$. Гидравлические потери в теплообменных аппаратах при проведении расчетов не учитываются. Расчет производится в предположении, что на выходе из испарителя рабочее вещество находится в состоянии сухого насыщенного пара, а на выходе из конденсатора – кипящая жидкость (что подтверждено текущими результатами испытаний ТНУ). Температура на выходе из регенератора t_{10} меняется в диапазоне от 15 до 50 °С с шагом в 5 °С.

В результате расчетного исследования определены значения удельной тепловой мощности конденсатора $q_k = h_2 - h_9$, испарителя $q_u = h_1 - h_4$ и рекуператора $q_{\text{рек}} = h_{10} - h_1$, удельной работы компрессора $l_k = h_2 - h_{10}$, температуры смеси на выходе из компрессора t_2 , а также коэффициента преобразования теплоты ТНУ при переменной температуре перегрева рабочего вещества перед компрессором t_{10} . Данные расчета приведены в таблице 3.

Численным расчетом подтверждено, что при увеличении тепловой мощности регенератора незначительно растет величина работы на сжатие, а количество производимой теплоты увеличивается существенно. Таким образом, коэффициент преобразования теплоты ТНУ возрастает.

Табл. 3 Результаты расчетного исследования влияния регенерации на эффективность ТНУ

t_{10} , °С	q_k , кДж/кг	q_u , кДж/кг	$q_{\text{рек}}$, кДж/кг	l_k , кДж/кг	t_2 , °С	μ
15	40.46	25.25	4.95	15.21	61.8	2.66
20	45.54	29.55	9.25	15.99	64.7	2.85
25	50.55	33.83	13.53	16.72	68.0	3.02
30	55.49	38.11	17.81	17.38	71.7	3.19
35	60.42	42.38	18.04	18.04	75.7	3.35
40	65.32	46.66	22.08	18.66	79.9	3.50
45	70.21	50.95	26.36	19.26	84.2	3.64
50	75.07	55.25	34.95	19.82	88.7	3.77

Качественный характер данной зависимости показан на рисунке 3.

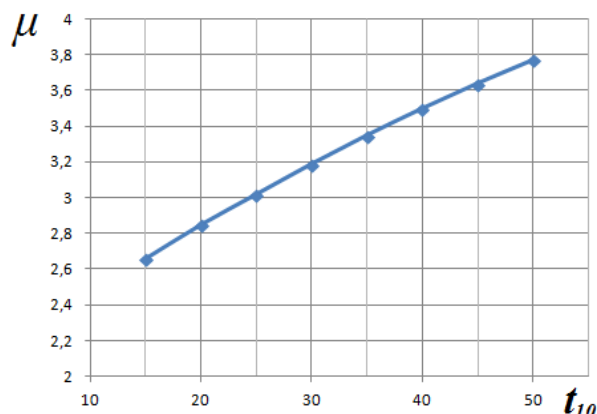


Рис. 3 Зависимость коэффициента преобразования теплоты μ от температуры на выходе из рекуператора t_{10}

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Фторуглероды имеют ряд отличий и особенностей по сравнению с распространенными хладагентами синтетического и природного происхождения. Основные преимущества и особенности использования смесевых композиций на их основе следующие.

- Положительный наклон кривой конденсации требует включения в схему регенеративного теплообменника. Только тогда процесс сжатия в компрессоре протекает в области перегретого пара. Кроме того, при увеличении доли регенерации незначительно растет величина работы на сжатие, а количество производимой теплоты увеличивается существенно. Таким образом, коэффициент преобразования теплоты тоже будет возрастать.
- Наличие температурного глайда, величина которого зависит от добавки второго компонента для смесевых рабочих веществ на основе фторуглеродов, позволяет регулировать и, следовательно, оптимизировать температурные напоры в испарителе и конденсаторе ТНУ.
- Невысокие температуры после компрессора по сравнению с традиционными хладагентами обеспечивают его надежную работу.
- Незначительный процент добавки гексафторида серы дает возможность регулирования и оптимизации количества переносимого масла.
- Нулевой потенциал ODP дает перспективу замещения многих хладагентов, запрещенных к применению Монреальскими соглашениями.
- Неазетропный характер линий кипения и конденсации смесевых композиций обуславливает повышенные требования к стабильности состава и герметичности контура.

В данной статье представлены результаты экспериментального исследования теплотехнических характеристик основных аппаратов ТНУ на смесевом хладагенте фторуглеродного состава. Особое внимание уделено изучению характеристик пластинчатого регенератора. Новые опытные данные получены на модернизированном стенде ТНУ (после замены трубчатого регенератора на пластинчатый).

Экспериментальным путем показано, что существенная неизотермичность процессов конденсации и кипения позволяет уменьшить температурные напоры в основных аппаратах ТНУ: конденсаторе и испарителе, и тем самым уменьшить «необратимость» процессов теплообмена, и, следовательно, повысить эффективность всей ТНУ.

На основе опытных данных сделаны оценки и подтверждены паспортные значения внутреннего относительного КПД компрессора при работе на сме-

севых хладагентах. Важным технологическим преимуществом является обеспечение невысокого перегрева хладагента после компрессора.

Опытным и расчетным путем исследованы теплотехнические характеристики регенеративного теплообменника пластинчатого типа для ТНУ на смесевом рабочем веществе фторорганического состава. Численным расчетом подтверждено, что при увеличении доли регенерации незначительно растет величина работы на сжатие, а количество производимой теплоты увеличивается существенно, коэффициент преобразования теплоты возрастает. Ограничения по достижению эффективности ТНУ налагаются мощностью самого регенератора и рекомендациями по величине температуры на выходе из компрессора (не более 100 °С).

Результаты проведенных испытаний стенда ТНУ на смеси R218/R846 (91.83/8.17 % масс.) подтвердили обоснованность выбора регенератора пластинчатого типа по сравнению с трубчатыми аналогами. Расчетным путем показана возможность роста коэффициента преобразования ТНУ с увеличением мощности регенератора. Кроме того, в процессе регенерации при понижении температуры перед дросселем уменьшаются необратимые потери в процессе самого дросселирования. Следовательно, возрастает эксергетический КПД всей ТНУ.

Увеличение мощности регенератора может быть рекомендовано также для решения специальных технологических вопросов, связанных с работой ТНУ в повышенном диапазоне температур, например, для применения в системах сушки, дистилляции и др. В этом случае перспективным и обоснованным становится использование в качестве рабочего вещества смесевых композиций с «тяжелыми» фторуглеродами, имеющими по сравнению с октафторпропаном более высокие температуры нормального кипения, такими как октафторциклобутан (RC318, $c-C_4F_8$), либо декафторциклобутан (R31-10, C_4F_{10}).

Анализ результатов позволяет сделать основной вывод о том, что процесс регенерации не только является необходимым условием реализации термодинамического цикла ТНУ, но и дает дополнительные возможности для достижения высокой энергетической эффективности при работе на смесевых хладагентах. Для конденсатора и испарителя ТНУ могут быть рекомендованы конструкции на основе трубных пучков, обработанных по технологии деформирующего резания, а для регенератора – пластинчатые теплообменники промышленного изготовления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мазурин И.М. Рабочая смесь для холодильных машин. А.С. 2057779 Россия. Рег. 10.04.96.3.
Mazurin, I.M., Working mixture for refrigerating machines, A.S. 2057779 Russia, Reg. 10.04.96.3.
2. Антаненкова И.С., Сухих А.А. Термодинамическая эффективность теплонасосных установок // Вестник Международной академии холода. 2013. № 1. С.21-25.
Antanenkova, I.S. and Sukhikh, A.A. (2013), "The thermodynamic efficiency of heat pump systems", Journal of the International Academy of Refrigeration, #1, pp. 21-25.
3. Антаненкова И.С., Сухих А.А., Сычев В.В. Экспериментальное исследование энергетической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах. //Холодильная техника. 2014. №10. С.44-48; №11. С.34-39.
Antanenkova, I.S., Sukhikh, A.A. and Sychev, V.V. (2014), "Experimental study of the energy efficiency of heat pump installations on new working substances", *Refrigeration*, #10, pp. 44-48; #11, pp. 34-39.
4. Антаненкова И.С. Расчетно - экспериментальное исследование термодинамической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах. // Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 2013. – 20 с.
Antanenkova, I.S. (2013), "Calculated and experimental study of thermodynamic efficiency of heat pump installations on new working substances", Abstract of Ph. D. dissertation, MPEI, Moscow, Russia.
5. Подлевских А.П., Антаненкова И.С., Сухих А.А., Осинцев В.А. Перспективы повышения уровня автоматизации стенда теплонасосной установки // Международный журнал прикладных и фундаментальных научных исследований. 2015. №12-8. С. 1384-1388.
Podlevskikh, A.P., Antanenkova, I.S., Sukhikh, A.A. and Osintsev, V.A. (2015), "Prospects for increasing the level of automation of the heat pump installation stand", *International Journal of applied and fundamental research*, #12-8, pp. 1384-1388.
6. Антаненкова И.С. Анализ эффективности теплонасосных установок / Сборник научных трудов IX Международной научно-практической конференции "Образовательная среда сегодня и завтра". под общей редакцией Г.Г. Бубнова, Е.В. Плужника, В.И. Солдаткина. 2014. С. 142-145.
Antanenkova, I.S. (2014), "Analysis of the effectiveness of heat pump installations". Collection of scientific works of the IX International scientific and practical conference "Educational environment today and tomorrow", pp. 142-145.
7. Сухих А.А., Антаненкова И.С. Патент Р.Ф. на полезную модель № 78295 «Теплообменный аппарат». Приоритет полезной модели 26.06.2008.
Sukhikh, A.A. and Antanenkova, I.S. (2008), Patent RF for utility model number 78295 "Heat Exchanger". The priority of the utility model 26.06.2008.
8. Pat. 5775187 USA, Int. Cl. B23B 17/00. Method and Apparatus Producing a Surface with Alternating Ridges and Depressions / Zoubkov N.N. (RF), Ovchinnikov A.I. (RF). № 545640. 1998.
9. REFPROP 9.0: Reference Fluid Thermodynamic and Transport properties: Copyright 2007 by the U.S. Secretary of Commerce on behalf of the USA.