

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ НЕОБРАТИМОСТИ ПРОЦЕССОВ В ЦИКЛЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С НЕАЗЕОТРОПНОЙ СМЕСЬЮ ХЛАДАГЕНТОВ

Харлампи Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А.

1. Введение

С принятием Монреальского и Киотского протоколов холодильная промышленность вступила в новый этап своего развития, характеризующийся полным отказом от использования в холодильных и теплонасосных установках хладагентов, разрушающих озоновый слой. Выбор нового альтернативного хладагента представляет собой сложную задачу, поскольку это всегда компромиссное решение между достаточно противоречивыми требованиями. Необходимо учитывать аспекты глобального и локального, прямого и косвенного влияния хладагента на окружающую среду. Кроме того, хладагент должен иметь хорошие термодинамические и эксплуатационные показатели, а также низкий уровень токсичности. В последнее время требования экологической безопасности эксплуатации превалируют над другими требованиями к хладагентам. Между тем, вопрос обеспечения высокой энергетической эффективности холодильного оборудования остается одним из главных, поскольку при снижении энергетических затрат на привод холодильной машины уменьшается косвенное влияние хладагента на окружающую среду. По мере повышения экономичности холодильной машины сокращается потребление электроэнергии и тем самым снижаются выбросы в атмосферу диоксида углерода при её производстве на электростанции. Таким образом, экологические последствия в большей степени зависят от термодинамически обоснованного выбора энергетически эффективного хладагента, чем непосредственно от показателей прямой опасности хладагента.

В настоящее время значительно ограничен выбор однокомпонентных хладагентов, которые по своим свойствам могли бы полностью заменить экологически опасные рабочие вещества. Одним из направлений замены озоноразрушающих рабочих веществ холодильных машин является использование неазеотропных смесевых хладагентов [1, 2].

Поэтому актуальным является исследование, направленное на повышение энергетической эффективности циклов холодильных установок, работающих на неазеотропной смеси хладагентов, с учетом вариативности состава компонентов смеси.

2. Объект исследования и его технологический аудит

Объектом исследования является влияние термогидравлической необратимости энергетических процессов в цикле холодильной машины,

использующей озонобезопасную неазеотропную смесь в качестве хладагента, на её энергетическую эффективность.

Неазеотропные смеси хладагентов характеризуются различием равновесных концентраций компонентов в жидкой и паровой фазах. Это дает возможность образовывать рабочее вещество таким образом, чтобы для заданных температурных условий [2, 3]:

- за счет изменения концентраций компонентов в смеси повысить холодопроизводительность установки;

- без изменения холодопроизводительности понизить температуру кипения, уменьшить температуру пара на нагнетании, сократить необратимость процесса теплообмена, и многое другое.

В силу особенностей термодинамических свойств, связанных с разным химическим составом компонентов, неазеотропные смеси представляют определенную сложность для применения в холодильных машинах (ХМ) и тепловых насосах (ТН). По сравнению с хладагентами, свойства которых подчиняются законам для чистых веществ, смеси обладают целым рядом отличий, главным из которых является неизотермичность фазового перехода при испарении и конденсации. В литературе это свойство смеси получило название температурное скольжение [3]. Неизотермичность смеси возникает в результате неоднородности зависимости давления насыщения от температуры, обусловленной различиями в температурах кипения и конденсации её компонентов.

Как известно [2], неизотермичность смеси зависит от двух факторов. Первым фактором является концентрация компонентов смеси. Вторым – уровень гидравлических сопротивлений по тракту движения смеси. Причем влияние второго фактора особенно усиливается в нерасчетном режиме работы установки и существенно сказывается на конструктивных размерах испарителя и конденсатора при проектировании.

Селективная потеря одного из компонентов смеси приводит к изменению давления в элементах ХМ. Поэтому при разработке гидравлической схемы контура циркуляции хладагента важно уметь прогнозировать уровень потерь давления в нем в зависимости от изменения концентраций компонентов смеси. При этом поиск эффективного состава смеси необходимо вести совместно с разработкой конструктивных элементов трубной обвязки ХМ. Такой подход к проектированию позволит минимизировать влияние термогидравлической необратимости в цикле.

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является разработка методики формирования состава многокомпонентной смеси с учетом влияния неизобарности процессов в гидравлическом контуре циркуляции хладагента на энергетическую эффективность холодильной машины.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

1. На основе численного эксперимента определить влияние изменения состава неазеотропной смеси на потери давления в контуре циркуляции хладагента.

2. Оценить влияние трения на температурном уровне ниже температуры окружающей среды на эксергетическую эффективность холодильной машины.

3. Провести углубленный эксергетический анализ холодильного цикла с неазеотропной смесью с целью определения неизбежной и устранимой, а также эндогенной и экзогенной составляющих деструкции эксергии в элементах.

4. Исследование существующих решений проблемы

Несмотря на достаточно продолжительную предысторию научно-технических исследований и практического опыта эксплуатации холодильных машин, влияние гидродинамики процессов в основных блоках контура и его соединительных элементах на энергетическую эффективность холодильного цикла в имеющихся научных публикациях не получило достаточного отражения. Вместе с тем, в зависимости от технологической функции холодильной машины и особенностей компоновки основного оборудования, потребляющего холод, влияние указанного фактора может быть достаточно весомым.

В работе [4] для теплового насоса исследовано влияние гидродинамики тракта его обвязки на энергетическую эффективность. По известным соображениям ряд выводов, полученных в этой работе, с качественной точки зрения можно распространить и на оценку энергетической эффективности холодильной машины. Вычислительный эксперимент, выполненный в [4], показал, что потери давления в соединительных трубопроводах оказывают значительное влияние на эффективность работы теплового насоса. В работе даны два цикла для трубопроводов разной длины с диаметром 15 мм, соединяющих испаритель с компрессорно-конденсационным блоком. Показано, что параметры цикла с ростом длины трубопровода изменяются. Особенно выделяется роль падения давления на входе в компрессор, так как это приводит к уменьшению плотности хладагента, а, соответственно, и массового расхода в контуре циркуляции. Для количественной оценки влияния потерь давления авторы этой работы рассмотрели тепловой насос с хладагентом R22 при использовании атмосферного воздуха со средней температурой 21 °С в качестве низкопотенциального источника теплоты. Температура хладагента на входе в испаритель принималась равной 10 °С, а температура конденсации после охлаждения пара составляла 50 °С. В расчетном исследовании диаметр соединительных трубопроводов d_T принимался равным 12, 16 и 20 мм. Показано, что при $d_T=15$ мм с увеличением длины трубопровода L_T с 2 м до 15 м теплопроизводительность установки соответственно уменьшается на 16,2 %. Кроме того, в этой же работе показано, что при увеличении длины соединительного трубопровода из-за роста потерь давления теплопроизводительность теплового насоса уменьшается тем сильнее, чем меньше диаметр трубопровода. Так, при длине трубопровода 15 м и уменьшении его диаметра с 20 мм до 12 мм теплопроизводительность уменьшалась на 17,1 %. Остается вопрос оценки влияния термодинамической необратимости в цикле для смесевых хладагентов.

В работе [5] дается физическая модель и количественные оценки влияния потерь давления на линии всасывания и нагнетания в холодильной машине.

Показано, что, если, к примеру, потеря давления при всасывании хладагента в компрессор составляет 0,1 бар, то при температуре испарения 15 °С потеря холодопроизводительности составит 9,2 %. При этом мощность на валу компрессора (при заданной холодопроизводительности) должна быть увеличенной почти на 7 %, что в основном обусловлено повышением степени сжатия на 3,5 %. Выполненный в [5] при тех же исходных данных расчет показал, что потеря давления в нагнетательной линии порядка 0,2 бар (при температуре конденсации 30 °С) приводит к потере холодопроизводительности на 1,3 %. Сопутствующее повышение степени сжатия на 1,66 % приводит к увеличению требуемой мощности на валу компрессора на 2,8 %. Относительно потерь давления в жидкостном трубопроводе в [5] нет количественной оценки. Отмечается лишь отрицательный эффект снижения расхода через регулирующий вентиль из-за уменьшения давления на входе. Указанное снижение расхода может усиливаться благодаря возможному самопроизвольному парообразованию, возникающему при существенной потере давления.

На уменьшение холодопроизводительности ХМ и увеличение потребляемой ею энергии при росте потерь давления в соединительных трубопроводах указывается и в работе [6]. Здесь так же, как и в [4], отмечается, что особое влияние на холодопроизводительность оказывают потери давления в трубопроводах всасывания. Потери давления в жидкостной магистрали можно рассматривать как незначительные. Авторы работы [6] оценивают потери давления по эквивалентному перепаду температур на магистрали. При этом даются конкретные рекомендации для проектирования: снижение температуры насыщения, эквивалентное соответствующему падению давления, не должно превышать 1–2 К. Исходя из этого, в [6] даются рекомендации для оптимальных скоростей потока хладагента в трубопроводах холодильных машин для различных хладагентов: на линиях всасывания (от 5 м/с до 40 м/с) и нагнетания (от 8 м/с до 30 м/с). Последнее несколько противоречит правильному замечанию самих авторов об особом влиянии потерь давления на линии всасывания.

В работе [7] представлены результаты расчета показателя неизотермичности (температурного глайда) для смесевых неazeотропных хладагентов R32/R134a и R32/R152a. Определено, что для смеси R32/R134a в интервале температур насыщения 10–50 °С значение температурного глайда с увеличением температуры снижается с 6,3 К до 5,1 К. В том же интервале температур для смеси R32/R152a глайд уменьшается с 7,2 К до 6,2 К. Расчеты показали, что при изменении агрегатного состояния смеси температурный глайд увеличивает скрытую теплоту парообразования. Выявлено положительное влияние температурного глайда на энергетическую эффективность теплонасосной установки. Так, например, неизотермичность смеси позволяет снизить работу сжатия в компрессоре. При определении эффективного состава смеси учитывался максимально допустимый предел рабочего давления на нагнетании в компрессор для компонента R32 (до 4,9 МПа). Для достижения высокой теплопроизводительности установки

при допустимых давлениях (до 2,5 МПа) концентрация компонента R32 в смеси R32/R134a должна составлять 30 %. Допустимое давление нагнетания для смеси R32/R152a составляет 2,1 МПа. Однако автором работы [7] исследовались влияние только температурного глайда в испарителе и конденсаторе при наличии ограничения допустимого давления на нагнетании в компрессор. Между тем, при проектировании гидравлического контура теплового насоса необходимо учитывать допустимые ограничения по потерям давления пара на всасывании в компрессор, а также по потерям давления в жидкостном трубопроводе. Пренебрежение этими факторами может привести к завышенной проектной энергетической эффективности установки, а также к ошибочным массогабаритным характеристикам её элементов.

В работе [8] были проведены экспериментальные исследования по управлению мощностью теплового насоса за счет изменения состава смеси R32/R134a (соответственно 40/60 %, 70/30 %, 50/50 %). В ходе экспериментов установлено, что тепловая мощность установки должна подбираться за счет регулирования смесового состава хладагентов. Так, например, для повышения тепловой мощности авторы рекомендуют обогатить состав смеси R32/R134a компонентом R32. С увеличением процентного содержания R32 в составе смеси R32/R134a, повышается производительность установки, как по нагреву, так и по охлаждению. В тоже время, авторами этой работы отмечается, что холодильный коэффициент установки, работающей на смеси R32/R134a, увеличивается только вследствие влияния неизотермичности смеси. Это в свою очередь говорит о том, что эффективный рабочий состав смеси должен определяться не из условия обеспечения максимальной производительности установки, а из условия достижения максимальной эксергетической эффективности при вариативности значений минимальных температурных напоров в испарителе и конденсаторе.

В работах [9, 10] описываются теоретические термодинамические характеристики паровой компрессионной холодильной системы с использованием смеси в качестве альтернативы для замены хладагента R22. В данных исследованиях проведен термодинамический анализ кондиционера с R431A, R410A, R419A, R134a, R1270, R290 и пятнадцатью смесями хладагентов, состоящих из R134a, R1270 и R290. Авторами построена модель действительного термодинамического цикла с учетом потерь давления в процессах испарения и конденсации, а также потерь давления в трубопроводах обвязки оборудования. Исследованные смеси хладагентов оценивались при температуре конденсации и испарения 54,4 °C и 7,2 °C, соответственно. Результаты показали, что термодинамическая эффективность для смесевых хладагентов R134a/R1270/R290 (50/5/45 по массе в процентах) в целом на 2,10 % выше, чем для хладагентов R22, R431A, R410A, R419A, R134a, R1270, R290. Следует отметить, что для полной и окончательной оценки термодинамической эффективности цикла со смесевым хладагентом необходимо было учесть деструкции эксергии в каждом элементе.

В работах [11, 12] приведены термодинамические модели холодильной установки для анализа эксергетической эффективности цикла со смесевыми

хладагентами R502, R404A, R507. Модели позволяют оценить влияние эксергетических потерь в элементах установки в зависимости от режимных параметров установки, а также температуры окружающей среды. Учитывается влияние потерь давления в испарителе и конденсаторе на эксергетический КПД установки. Ограничением данных моделей является отсутствие пересчета значений температур испарения и конденсации при учете потерь давления в цикле. Кроме того, авторами не рассматривается вопрос влияния изменения концентраций компонентов смеси на энергетические характеристики установки.

В работе [13] приведена математическая модель для прогнозирования энергетических характеристик малой холодильной парокомпрессорной машины при изменении теплотехнической эффективности испарителя и конденсатора. В качестве рабочих веществ рассматриваются смесевые R407C, R410A и однокомпонентные хладагенты R134a. При построении модели не учитывались потери давления в действительном цикле. Кроме того, задавался постоянным изоэнтропный КПД компрессора, что допустимо только в первом приближении при расчете цикла.

Таким образом, результаты анализа позволяют сделать вывод о том, что гидравлические сопротивления в линии трубопроводной обвязки, как холодильных машин, так и тепловых насосов, оказывают существенное влияние на их энергетическую эффективность. При этом имеющиеся в литературе сведения по рассматриваемой задаче носят отрывочный характер и не отражают влияния термодинамической необратимости в цикле для смесевых хладагентов. Это определяет перспективность исследований, устанавливающих взаимосвязь энергетической эффективности холодильных машин и тепловых насосов и гидравлических сопротивлений в трубопроводах обвязки основного оборудования, а также в трубной системе конденсатора и испарителя.

5. Методы исследования

На рис. 1 в P, i -диаграмме цикл ХМ с учетом влияния гидравлических потерь по тракту движения смеси обозначен как 1'-2'-2_д-3-4'-5'-5^{**}-6'-7-8. Цикл без учета потерь – 1-2-3-4-5-6-7. Данная схема иллюстрирует два этапа расчета параметров цикла, положенных в основу методики. На первом этапе расчета определяются параметры в узловых точках цикла без учета потерь давления. Второй этап предусматривает внесение уточнений в уже сформированный цикл, обусловленных неизобарностью процессов в контуре циркуляции.

На рис. 1 обозначены:

ΔP_k – падение давления в конденсаторе;

$\Delta P_{и}$ – падение давления в испарителе;

$\Delta P_{вс}$ – потери давления в линии всасывания;

$\Delta P_{н}$ – потери давления в линии нагнетания;

$\Delta P_{ж}$ – потери давления в жидкостной линии;

$\Delta T_{пер}$ – величина перегрева;

$\Delta T_{по}$ – величина переохлаждения;

$\Delta T_{и}, \Delta T_{к}$ – величины неизотермичности в испарителе и конденсаторе без учета потерь давления;

$\Delta T''_{и}, \Delta T''_{к}$ – то же, только с учетом потерь давления.

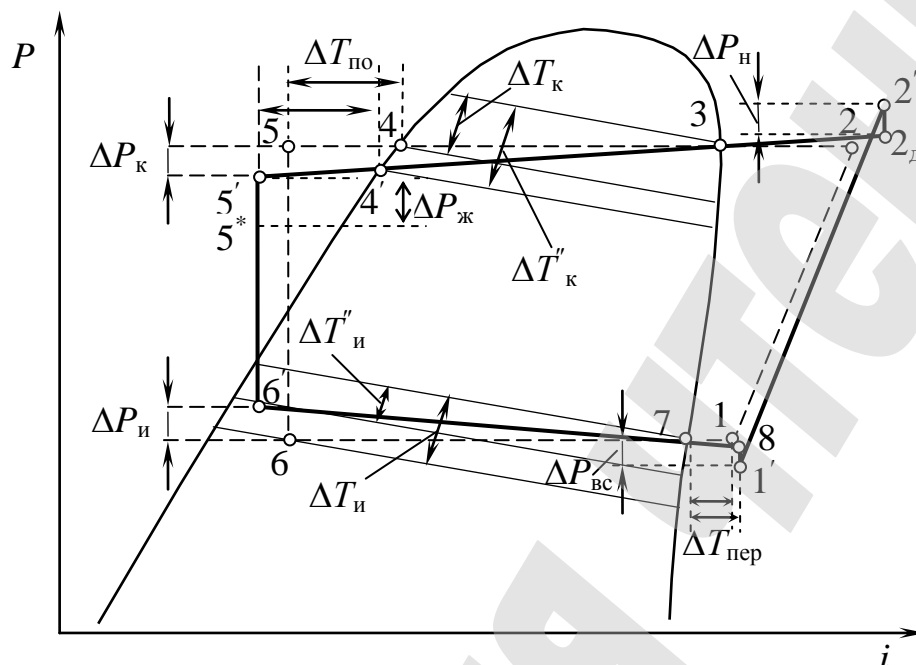


Рис. 1. Реальный цикл холодильной машины для неазеотропной смеси

Построение цикла с учетом неизобарности процессов испарения и конденсации требует задания в качестве фиксированных – параметры смеси в начале или в конце процесса. Применительно к конструкторскому расчету фиксированными считаются состояния рабочего вещества на правой пограничной кривой (точки 3 и 7 на рис. 1). Для анализа влияния потерь давления в цикле на энергетические характеристики реальной ХМ термодинамические параметры смеси в точках 3 и 7 задаются в первом приближении. Для последующих приближений в методике предусмотрена процедура пересчета, учитывающая увеличение температуры рабочего вещества в начале процесса конденсации (т. 3) на величину, равную изменению среднетермодинамической температуры в этом процессе в результате потерь давления в конденсаторе $\Delta P_{к}$. Процедура пересчета также предусматривает уменьшение температуры в конце процесса испарения (т. 7) на величину, равную изменению среднетермодинамической температуры вследствие падения давления в испарителе $\Delta P_{и}$.

Среднетермодинамические (диссипативные) температуры хладагента в неизобарных процессах испарения и конденсации находятся как:

$$T_{\text{ср}}^{\text{тр}} = \frac{\int_{\text{вх}}^{\text{вых}} di}{\sum_{j=1}^n \frac{\int di}{T_j}}, \quad (1)$$

где T_j – среднелогарифмическая температура в выделенной зоне теплообменника. Для испарителя – это зоны собственно испарения и перегрева. В конденсаторе выделяются зоны снятия перегрева, конденсации и зона переохлаждения жидкости (если она есть).

Как можно видеть из рис. 1, потери давления по тракту испарителя и конденсатора влияют на неизотермичность смеси. Если для конденсатора она увеличивается с ростом потерь давления, то для испарителя имеет место обратная ситуация – неизотермичность смеси уменьшается. Так, например, при отсутствии потерь давления в испарителе температура смеси на правой пограничной кривой всегда больше температуры двухфазного потока на входе в испаритель. При неизобарном процессе испарения в цикле имеет место обратная ситуация, когда температура смеси на выходе из зоны испарения ниже, чем температура на входе.

На основе построений неизобарного цикла (рис. 1) можно произвести интегральную оценку гидравлической эффективности контура циркуляции хладагента:

$$\eta_{\text{hidr}} = \frac{i_2 - i_1}{i_2 - i_4} \cdot \frac{i_{2\text{д}} - i_{4'}}{i_{2\text{д}} - i_1}. \quad (2)$$

С целью поэлементного анализа потерь от необратимости предлагается графоаналитическая методика учета неизобарности процессов испарения и конденсации в цикле.

Графоаналитические построения на T,s -диаграмме для неизобарного цикла представлены на рис. 2.

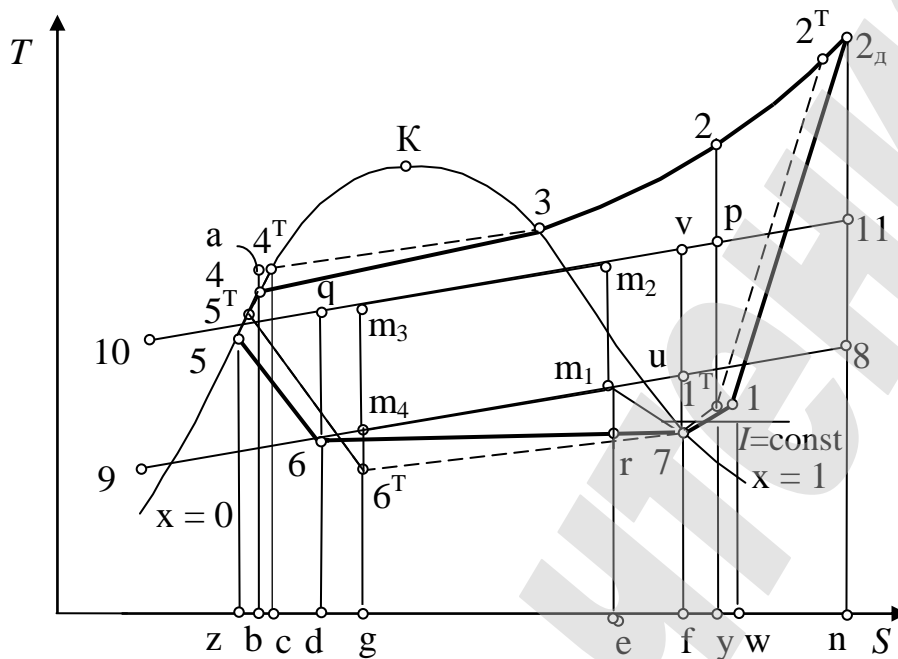


Рис. 2. Графоаналитическая методика учета неизобарности в цикле холодильной машины неазеотропной смесью

Для определения степени термодинамического совершенства неизобарного цикла $1-2_{д}-3-4-5-6-7$ производим построение теоретического цикла без учета неизобарности $1^T-2^T-3-4^T-5^T-6^T-7$ и от него – обратимого цикла-образца $m_1-m_2-m_3-m_4$.

Обратимый цикл-образец строится при условии сохранения постоянного положительного эффекта ХМ, т. е. постоянстве её холодопроизводительности во всех циклах. Для обеспечения этого равенства должны быть произведены следующие перепостроения. Точка m_1 должна лежать на пересечении линии $i=\text{const}$ и линии 8–9. Процесс охлаждения хладоносителя в испарителе (8–9) условно отображается на T,s -диаграмме, и с целью упрощения анализа (в первом приближении) характер процесса 8–9 должен совпадать с характером неизотермичности процесса фазового перехода в испарителе. Точка m_2 определяется как конец изоэнтропного процесса сжатия m_1-m_2 на пересечении линии (10–11). Точка m_3 определяется на линии (10–11) как начало адиабатного процесса расширения m_3-m_4 с учетом положения точки m_4 . Следует отметить, что процесс нагрева теплоносителя в конденсаторе (10–11), также как процесс (8–9), только условно отображается на T,s -диаграмме и по характеру должен совпадать (в первом приближении) с характером неизотермичности фазового перехода в конденсаторе. Точка m_4 должна лежать на пересечении восстановленной линии из точки 6^T и линии процесса охлаждения хладоносителя (8–9). При этом соблюдается равенство по холодопроизводительности:

- обратимого цикла-образца $q_{0(m_1-m_2-m_3-m_4)} = i_e - i_g \equiv \text{пл.} (e-g-m_1-m_4)$;
- теоретического цикла без учета неизобарности $q_{0(1^T-2^T-3-4^T-5^T-6^T-7)} = i_f - i_g \equiv \text{пл.} (f-7-6^T-g)$;
- неизобарного цикла $q_{0(1-2_{д}-3-4-5-6-7)} = i_e - i_d \equiv \text{пл.} (e-r-6-d)$.

Потеря работы вследствие необратимости теплообмена в конденсаторе и наличия гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента эквивалентна пл. $(2-3-4^T-a-b-d-q-p)$. При этом площадь пл. $(4^T-a-b-c)$ эквивалентна потерям от необратимости вследствие трения в конденсаторе. Потеря работы вследствие необратимости процесса расширения в дроссельном устройстве может быть представлена площадью пл. $(d-q-5-z)$. Потеря работы в испарителе в результате необратимости теплообмена и наличия гидравлических сопротивлений может быть представлена на T,s -диаграмме в виде нескольких площадей: пл. $(6-m_4-m_3-q)$, пл. (m_4-6^T-7-u) . При этом площадь пл. $(f-u-m_1-e)$ отражает потери вследствие трения в процессе испарения. Потери от необратимости процесса сжатия в компрессоре могут быть показаны в виде площади пл. $(n-11-p-y)$. Теплота трения, равная работе трения, составит только площадь под кривой реального процесса $1-2_d$, т. е. пл. $(n-2_d-1-w)$. Площадь пл. $(1-2_d-2-1^T)$ представляет собой увеличение суммарной работы сжатия, вызванное подводом тепла трения и ростом удельного объема газа.

Потери эксергии в обычном регенеративном цикле, вызванные необратимостью теплообмена в регенеративном теплообменнике (процессы 4-5 и 1-7), отдельно не выделяются при анализе цикла. Они входят как составляющие части потерь остальных элементов ХМ. В этом смысле потери в регенеративном теплообменнике являются «скрытыми внутренними потерями цикла». На диаграмме можно только показать потери вследствие трения при перегреве пара. Эти потери эквивалентны площади пл. $(w-1-1^T-y)$.

6. Результаты исследования

6.1. Влияние трения на потери эксергии в цикле холодильной машины

В настоящей работе делается попытка на основе эксергетической методологии рассмотреть вопрос определения затрат энергии на компенсацию необратимости процесса трения на температурном уровне ниже температуры окружающей среды T_{oc} .

Известно, что помимо вырабатываемого холода в холодильной машине вследствие наличия трения генерируется теплота, которая должна быть отведена из системы в окружающую среду. Часто в расчетах выделяющуюся при трении теплоту приравнивают к работе, затрачиваемой на преодоление сил трения. Это допустимо лишь в первом приближении. При трении на температурном уровне значительно ниже температуры окружающей среды необходимо учитывать еще один важный показатель – эксергию теплоты трения [14]. Эксергия теплоты трения – это минимальная работа, необходимая для передачи этой теплоты с температурного уровня генерации холода в окружающую среду. Таким образом, компрессор ХМ затрачивает энергию не только на преодоление трения в гидравлическом контуре циркуляции хладагента, но также осуществляет своего рода «очистку системы» от генерируемой на низкотемпературном уровне теплоты, отводя её в окружающую среду.

Для иллюстрации процесса трения на температурном уровне ниже температуры окружающей среды в терминах эксергетического метода воспользуемся построениями на T, s -диаграмме (рис. 3).

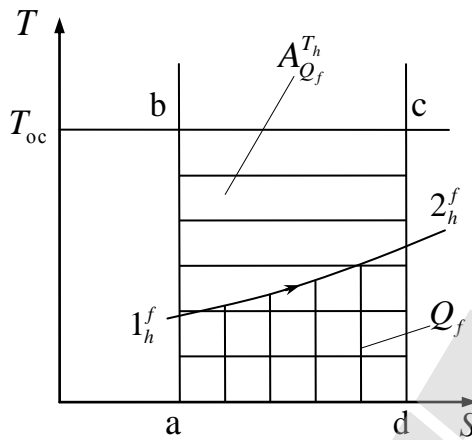


Рис. 3. Графическое представление процесса трения на температурном уровне ниже температуры окружающей среды

Деструкция эксергии вследствие трения может быть представлена на T, s -диаграмме площадью пл. (a–b–c–d) и определяется зависимостью:

$$E_{D,k}^{\Delta p} = T_{oc} S_k^{\Delta p} = A_{Q_f}^{T_h} = T_{oc} \frac{Q_f}{T_h} = T_{oc} \frac{m_r v \Delta p}{T_h} = T_{oc} \frac{N_f}{T_h}, \quad (3)$$

где $S_k^{\Delta p}$ – производство энтропии вследствие трения;

$A_{Q_f}^{T_h}$ – анергия теплоты трения;

Q_f – теплота трения;

T_h – средняя температура в процессе трения;

m_r – массовый расход хладагента;

v – удельный объем хладагента;

Δp – потери давления на преодоление трения;

N_f – затраты энергии в компрессоре на преодоление трения в процессе.

Поскольку $T_h < T_{oc}$, тогда:

$$E_{D,k}^{\Delta p} = A_{Q_f}^{T_h} > N_f = Q_f, \quad (4)$$

$$Q_f = A_{Q_f}^{T_h} + E_{Q_f}^{T_h}, \quad (5)$$

где $E_{Q_f}^{T_h}$ – эксергия теплоты трения, которая находится из выражения:

$$E_{Q_f}^{T_h} = Q_f \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_h} \right). \quad (6)$$

Теплота трения Q_f на T,s -диаграмме может быть представлена площадью пл. (а-1-2-d).

Затраты энергии в компрессоре на преодоление трения в процессе N_f :

$$N_f = Q_f = A_{Q_f}^{T_h} - |E_{Q_f}^{T_h}|. \quad (7)$$

Таким образом, деструкция эксергии на температурном уровне ниже температуры окружающей среды численно больше, чем потребляемая энергия компрессором, необходимая для преодоления трения:

$$E_{D,k}^{\Delta p} = A_{Q_f}^{T_h} = Q_f + |E_{Q_f}^{T_h}|. \quad (8)$$

Оценим значение затрат энергии на преодоление трения в испарителе ХМ, а также значение деструкции эксергии, связанной с гидравлическими потерями по тракту испарителя.

Характеристики ХМ:

- смесь R407C;
- испаритель и конденсатор с воздушным охлаждением;
- теоретическая объемная подача компрессора $V_T=0,0821 \text{ м}^3/\text{с}$;
- потери давления в испарителе $\Delta p=0,5 \text{ бар}$;
- температура в конце процесса испарения $T_0^k=-21,4 \text{ }^\circ\text{C}$;
- средняя температура в зоне трения $T_h=-20,81 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура окружающей среды $T_{oc}=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура воздуха на входе в испаритель $T_{и}^{bx}=-15 \text{ }^\circ\text{C}$;
- массовый расход хладагента $m_r=0,720 \text{ кг/с}$;
- удельный объем хладагента $v=0,112 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Результаты расчета:

$$E_{D,k}^{\Delta p} = T_{oc} \frac{m_r v \Delta p}{T_h} = 293,15 \frac{0,720 \cdot 0,112 \cdot 50}{252,34} = 4,684 \text{ кВт},$$

$$E_{Q_f}^{T_h} = Q_f \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_h} \right) = 4,03 \left(1 - \frac{293,15}{252,34} \right) = -0,649 \text{ кВт},$$

$$N_f = A_{Q_f}^{T_h} - |E_{Q_f}^{T_h}| = 4,684 - 0,649 = 4,03 \text{ кВт}.$$

Как можно видеть из расчета, при $T_h < T_{oc}$ деструкция эксергии $E_{D,k}^{\Delta p}$ больше, чем N_f . Этот вывод имеет важное методическое значение при оценке эксергетической стоимости выработанного холода с учетом термодинамического совершенства холодильной установки.

Сравнительный анализ известных термoeкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода, проведенный в работе [15], показал существенные расхождения в стоимости холода вследствие неучета влияния трения.

В табл. 1 представлены результаты углубленного эксергетического анализа ХМ с хладагентом R407C.

Таблица 1

Результаты эксергетического анализа реального цикла
холодильной машины с R407C

Элемент ХМ	$E_{D,k}^{UN}$, кВт	$E_{D,k}^{AV}$, кВт	$E_{D,k}^{EN}$, кВт	$E_{D,k}^{EX}$, кВт
Компрессор	1,069	10,901	10,405	1,565
Конденсатор	1,021	9,259	0,5356	9,694
Испаритель	4,141	2,186	6,325	0
Дроссель	4,37	5,955	1,83	8,495
Система	10,601	28,301	19,09	19,754

Задачей расчета является выявление вклада отдельных видов составляющих эксергетических потерь с целью повышения термодинамической эффективности элементов и системы в целом.

В табл. 1 приведены следующие показатели: неизбежная $E_{D,k}^{UN}$ и устранимая $E_{D,k}^{AV}$, а также эндогенная $E_{D,k}^{EN}$ и экзогенная $E_{D,k}^{EX}$ составляющие деструкции эксергии.

Для определения неизбежной $E_{D,k}^{UN}$ и устранимой $E_{D,k}^{AV}$ деструкции эксергии использовалась методика построения теоретических и квази-теоретических циклов [16]. Графоаналитическая методика и условия построения циклов приведены в подразделе 6.3 данной работы.

При построении квази-теоретического цикла с неизбежными потерями в элементах принимаются следующие условия. Процесс сжатия считается неизоэнтропным (индикаторный КПД компрессора $\eta_{is}=0,95$). Процесс расширения необратимый (дросселирование). Минимальный температурный напор в испарителе и конденсаторе принимается равным $\Delta T_{min}^{UN}=0,5$ К. Такие исходные данные для построения квази-теоретического цикла обусловлены техническими ограничениями, связанными с предельно достижимыми при сегодняшнем уровне развития производства теплотехническими и технологическими характеристиками теплообменного и компрессорного оборудования.

Для нахождения $E_{D,k}^{EN}$ и $E_{D,k}^{EX}$ применялся метод построения гибридных циклов [17]. При построении гибридного цикла идеализировались процессы во всех элементах, кроме процесса в рассматриваемом элементе. Таким образом, анализировался цикл, имеющий только одну необратимость, в остальных процессах необратимые потери «мысленно» устранялись.

Результаты расчета эндогенной и экзогенной частей деструкции эксергии в элементах показали, что усовершенствованию в первую очередь подлежат те элементы, для которых $E_{D,k}^{EN} > E_{D,k}^{EX}$. Как можно видеть из табл. 1, такими элементами ХМ являются компрессор и испаритель. В случае с конденсатором значение $E_{D,k}^{EN} < E_{D,k}^{EX}$ говорит о необходимости снижения необратимости в других элементах установки, что в итоге должно отразиться на повышении эффективности конденсатора.

Долевое соотношение составляющих деструкции эксергии в элементах ХМ приведено в табл. 2.

Таблица 2

Доли неизбежной $E_{D,k}^{UN}$, устранимой $E_{D,k}^{AV}$, эндогенной $E_{D,k}^{EN}$ и экзогенной $E_{D,k}^{EX}$ составляющих деструкции эксергии в элементах холодильной машины

Элемент ХМ	$E_{D,k}^{UN}$, %	$E_{D,k}^{AV}$, %	$E_{D,k}^{EN}$, %	$E_{D,k}^{EX}$, %
Компрессор	8,93	91,07	86,93	13,07
Конденсатор	9,93	90,07	5,24	94,76
Испаритель	65,45	34,55	100	0
Дроссель	42,32	57,68	17,72	82,28
Система	27,25	72,75	49,15	50,85

Как можно видеть из табл. 2, достаточно высокая доля неизбежной деструкции эксергии имеет место в испарителе $E_{D,k}^{UN} = 65,45$ %. Поэтому для указанных выше условий работы ХМ целесообразность конструктивного совершенствования испарителя является второстепенной. Доля неизбежной деструкции в нем существенно зависит от температурного режима работы установки. В первую очередь необходимо рассмотреть возможность усовершенствования элементов с высокой долей $E_{D,k}^{AV}$, какими являются компрессор и конденсатор.

6.2. Влияние состава многокомпонентной смеси R32/R125/R134a на энергетическую эффективность холодильного цикла автономного кондиционера

Решение задачи выбора эффективного состава многокомпонентной смеси хладагентов требует использования методов теории планирования эксперимента [18]. Поскольку сумма долей всех компонентов, составляющих смесь, равна 1, факторное пространство может быть представлено правильным симплексом, для трехкомпонентной смеси – правильным треугольником. Свойства состава смеси исследовались в наперед заданных точках симплекса. Обработка результатов численного эксперимента производилась с использованием симплексного центроидного плана.

Термодинамические свойства смеси рассчитывались при помощи сертифицированной базы данных REFPROP 7.0 (уравнение состояния Бенедикта-Веба-Рубина) [19]. Расчет потерь давления при внутритрубном кипении и

конденсации смеси производился по рекомендациям работ [20, 21]. Потери давления в соединительных трубопроводах при течении однофазной среды определялись с помощью уравнения Дарси [5]. Расчет статических теплотехнических характеристик кондиционера проводился при помощи методики [22, 23].

К числу исходных данных относятся следующие величины:

- мольные доли компонентов смеси X ;
- холодопроизводительность Q_0 ;
- температуры испарения T_7 и конденсации T_3 на правой пограничной кривой;
- перегрев в испарителе $\Delta T_{\text{пер}}$;
- переохлаждение в конденсаторе $\Delta T_{\text{по}}$;
- фиктивные длины трубопроводов теплообменных аппаратов и соединительных линий;
- диаметры труб.

Режимно-геометрические параметры контура циркуляции хладагента следующие. Воздушный испаритель холодопроизводительностью 10 кВт. Диаметр трубок испарителя 0,015 м, число ходов 4, длина одного хода 7 м. Воздушный конденсатор с диаметром трубок 0,015 м числом ходов 6, длиной одного хода 7 м. Соединительные трубопроводы: нагнетательный – длиной 4,51 м и диаметром 0,012 м; всасывающий – длиной 3 м, диаметром 0,015 м; жидкостный – длиной 6,8 м, диаметром 0,012 м.

Температурные границы термодинамического цикла (рис. 1) приняты следующие: $T_7=5\text{ }^\circ\text{C}$; $T_3=40\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_{\text{пер}}=6\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_{\text{по}}=5\text{ }^\circ\text{C}$.

Ниже на рис. 4–7 приведены зависимости потерь давления в испарителе и соединительных трубопроводах ΔP (кПа), полученные для заданного гидравлического контура циркуляции хладагента при одновременном варьировании на разных уровнях мольных долей компонентов смеси R32, R125, R134a.

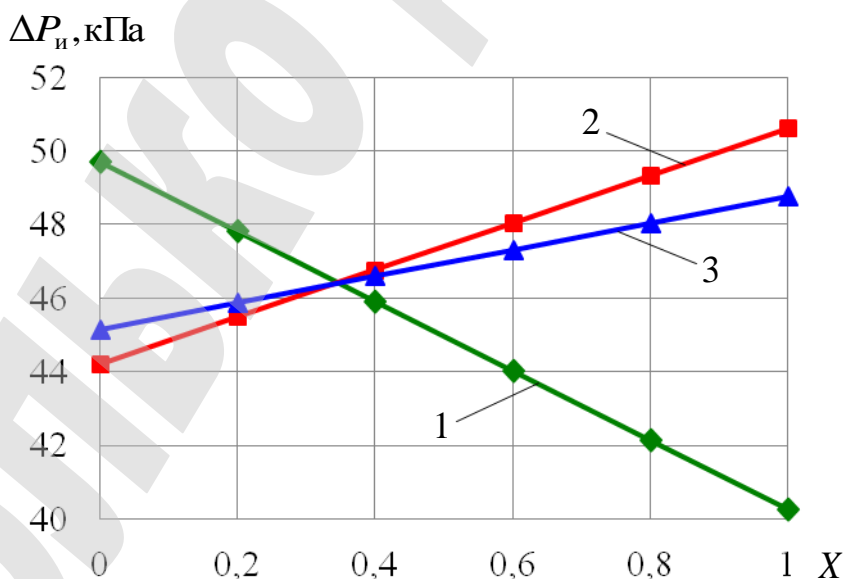


Рис. 4. Потери давления в испарителе в зависимости от изменения мольной доли варьлируемого компонента смеси R32, R125, R134a:

1 – R32; 2 – R125; 3 – R134a

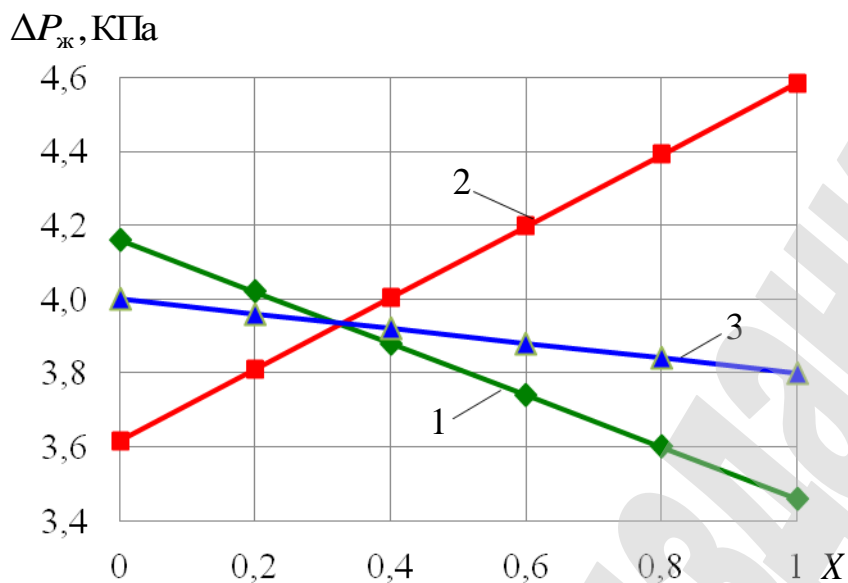


Рис. 5. Потери давления в жидкостной линии в зависимости от изменения мольной доли варьируемого компонента смеси R32, R125, R134a:
1 – R32; 2 – R125; 3 – R134a

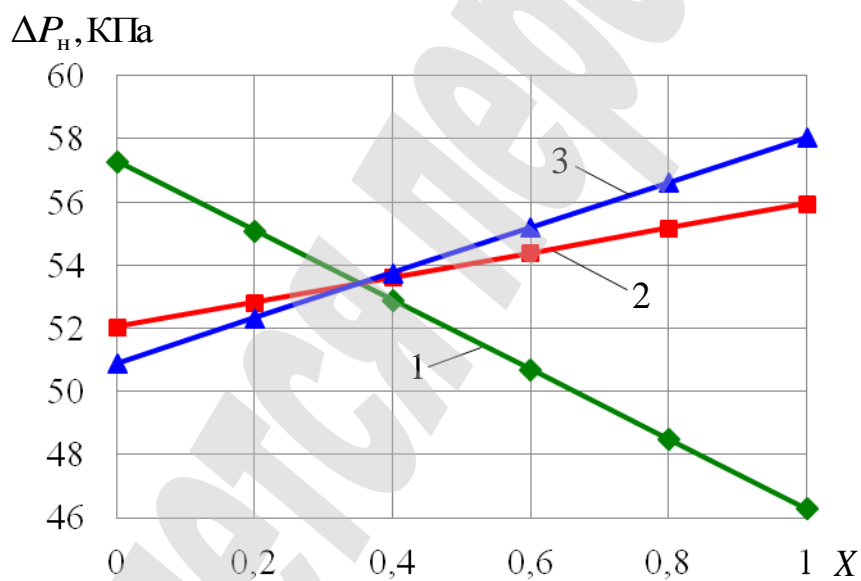


Рис. 6. Потери давления в нагнетательной линии в зависимости от изменения мольной доли варьируемого компонента смеси R32, R125, R134a:
1 – R32; 2 – R125; 3 – R134a

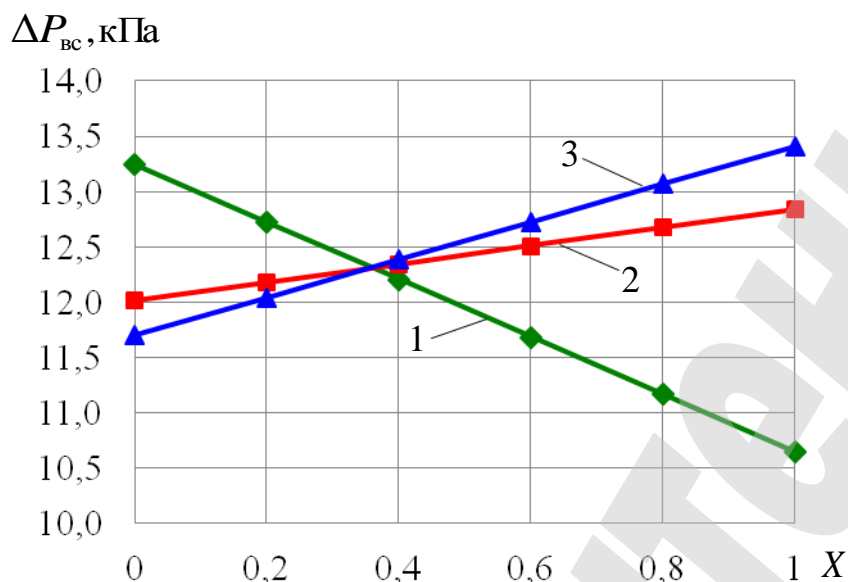


Рис. 7. Потери давления во всасывающей линии в зависимости от изменения мольной доли варьируемого компонента смеси R32, R125, R134a:
1 – R32; 2 – R125; 3 – R134a

Анализ зависимостей показал, что увеличение в смеси мольной доли фреона R32 всегда приводит к снижению потерь давления в испарителе и соединительных трубопроводах. Между тем, влияние концентраций двух других компонентов смеси R125 и R134a далеко не однозначно и в первую очередь зависит от их агрегатного состояния в элементах гидравлического контура. Как видно из рис. 5, увеличение мольной доли R134a приводит к снижению потерь давления в жидкостной линии. В тоже время, для испарителя (рис. 4), а также для всасывающей и нагнетательной линий (рис. 6, 7) повышение доли R134a, наоборот, увеличивает потери давления. С повышением мольной доли R125 происходит резкое увеличение потерь давления в испарителе, а также в жидкостной линии (рис. 4, 5). С другой стороны, на рост потерь давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводе (рис. 6, 7) большее влияние оказывает повышение доли R134a.

Точка пересечения графиков (рис. 4–7) соответствует равным мольным долям всех компонентов смеси. В связи с этим, для нахождения эффективного состава смеси необходимо задаться долей одного из выбранных компонентов, а для остальных осуществить пересчет их концентраций из условия, что сумма всех долей должна быть равна 1.

Влияние изменения состава смеси на неизотермичность процесса испарения показано на рис. 8. Видно, что величина $\Delta T_{и}$ возрастает с повышением мольной доли компонента R134a. С другой стороны, с увеличением доли R125 значение $\Delta T_{и}$ снижается.

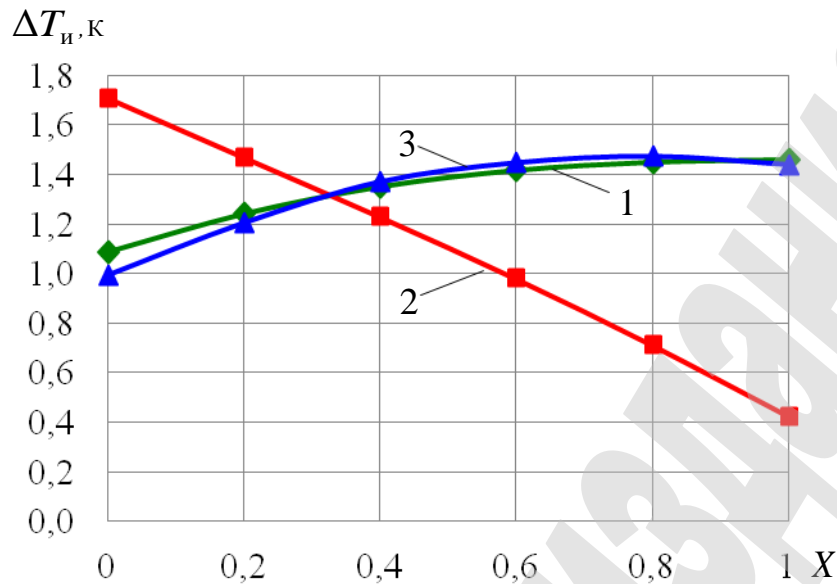


Рис. 8. Температурный глайд (неизотермичность) смеси R32, R125, R134a в испарителе в зависимости от изменения мольной доли варьируемого компонента: 1 – R32; 2 – R125; 3 – R134a

Характер зависимости коэффициента преобразования кондиционера (*COP*) от изменения мольной доли варьируемого компонента смеси показан на рис. 9.

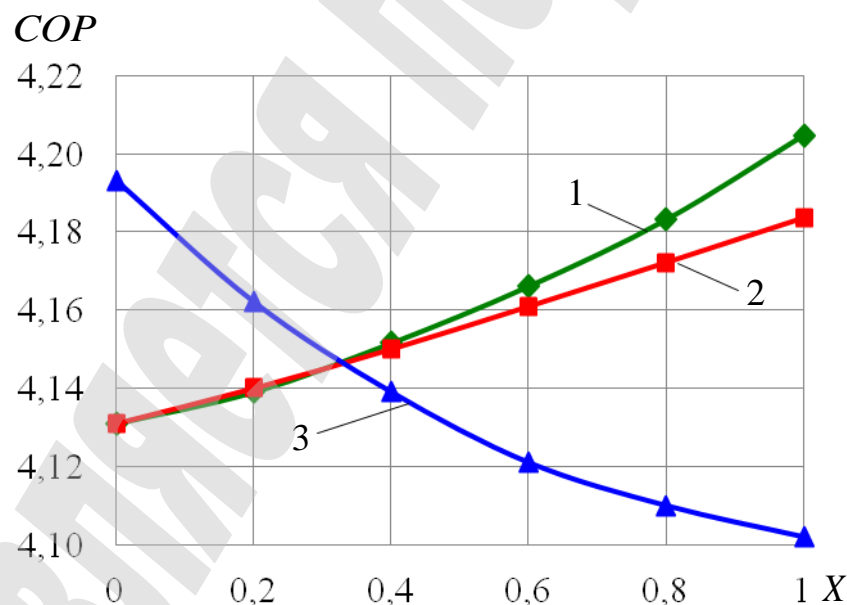


Рис. 9. Коэффициент преобразования кондиционера в зависимости от изменения мольной доли варьируемого компонента смеси R32, R125, R134a: 1 – R32; 2 – R125; 3 – R134a

Как можно видеть из рис. 9, коэффициент преобразования чувствителен к изменению мольных долей всех компонентов смеси. С увеличением доли R134a наблюдается снижение *COP*, что обусловлено повышением гидравлических потерь в контуре циркуляции хладагента. В тоже время, увеличение мольных долей компонентов R32 и R125 приводит к повышению *COP* из-за снижения

степени сжатия в цикле, и, как следствие этого, уменьшению затрат энергии на привод компрессора.

6.3. Приложение

Для определения неизбежной $E_{D,k}^{UN}$ и устранимой $E_{D,k}^{AV}$ деструкции эксергии используется методика построения теоретических циклов [16].

На рис. 10 показаны три цикла:

- реальный цикл ($1_R-2_R-3''_R-3'_R-4_R$);
- квази-теоретический цикл с неизбежными потерями ($1_{RU}-2_{RU}-3''_{RU}-3'_{RU}-4_{RU}$);
- теоретический идеализированный цикл ($1_T-2_T-3''_T-3'_T-4_T$).

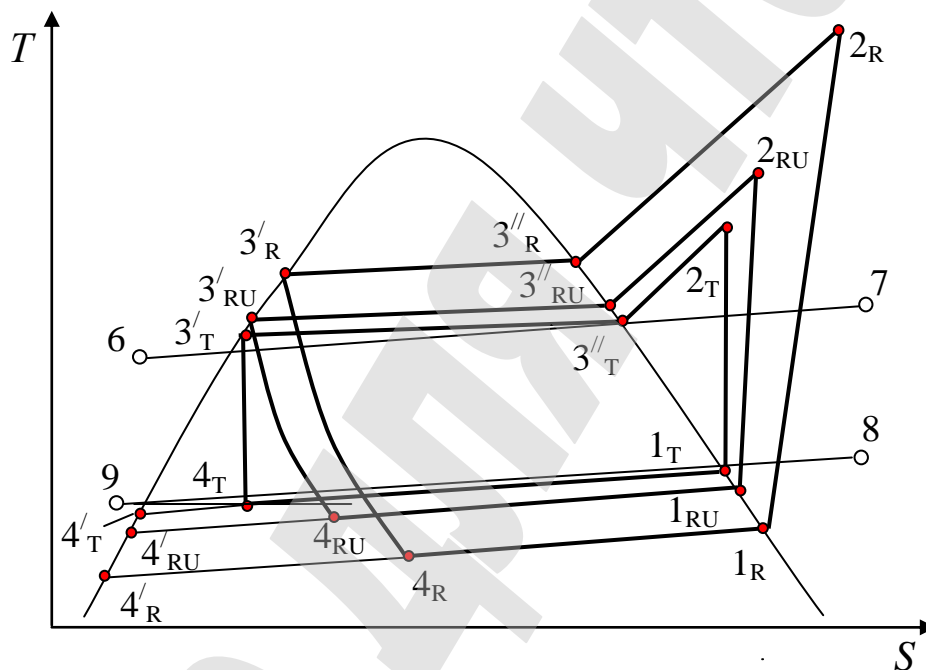


Рис. 10. Построение реального, квази-теоретического и теоретических циклов для неазеотропной смеси хладагентов

Условия построения теоретического идеализированного цикла ($1_T-2_T-3''_T-3'_T-4_T$). Процессы сжатия (1_T-2_T) и расширения ($3'_T-4_T$) принимаются изоэнтропными, т. е. $s_{1_T}=s_{2_T}$ и $s_{3_T}=s_{4_T}$. В теоретическом цикле процесс дросселирования заменяется идеальным процессом расширения в виртуальном детандере. Температура конденсации на правой пограничной кривой (т. $3''_T$) должна соответствовать температуре теплоносителя на выходе из конденсатора (т. 7), а температура в конце процесса испарения (т. 1_T) должна соответствовать температуре хладоносителя на входе в испаритель (т. 8). Минимальный температурный напор в конденсаторе и испарителе в теоретическом цикле принимается равным нулю $\Delta T_{\min}=0$ К. Массовый расход теплоносителя в конденсаторе для теоретического и реального циклов не равны $G_{6-7}^T \neq G_{6-7}^R$, в то время как массовый расход хладоносителя в теоретическом и реальном цикле принимаются равными $G_{8-9}^T = G_{8-9}^R$. Это связано с тем, что главным условием сопоставления циклов является постоянство холодопроизводительности. Еще одним условием анализа теоретического цикла является требование того, чтобы

нагрев теплоносителя в конденсаторе был больше, чем неизотермичность процесса конденсации $T_{3''} - T_{3'} < T_7 - T_6$. Охлаждение хладагента в испарителе также должно быть меньше показателя неизотермичности процесса испарения $T_{1''} - T_{4'} < T_8 - T_9$.

Теоретический цикл является основой для построения квази-теоретического цикла с неизбежными потерями в элементах. Условия построения такого цикла следующие. Процесс сжатия ($1_{RU} - 2_{RU}$) является неизоэнтропным ($\eta_{is} = 0,95$). В испарителе и конденсаторе задается минимальный температурный напор $\Delta T_{min}^{UN} = 0,5$ К. Процесс расширения происходит в дроссельном устройстве ($3'_{RU} - 4_{RU}$).

6.4. Обсуждение результатов

Основные результаты работы можно сформулировать следующим образом:

1. Потери давления по тракту циркуляции хладагента при использовании неаэотропной смеси оказывают существенное влияние на неизотермичность фазового перехода в испарителе и конденсаторе. Особенно важен учет неизобарности при проектировании испарителя, поскольку потери давления по тракту кардинально влияют на изменение температуры смеси в процессе фазового перехода.

2. Предложенная методика учета неизобарности в цикле с неаэотропной смесью в силу своей наглядности позволяет существенно упростить численное моделирование термодинамических параметров хладагента в узловых точках цикла. Её графоаналитическое приложение в T,s -диаграмме иллюстрирует характер перераспределения потерь от необратимости в каждом элементе ХМ при переходе от теоретического (изобарного) цикла к неизобарному.

3. Эффективный состав неаэотропной смеси необходимо подбирать, ориентируясь на энергетические характеристики гидравлического контура циркуляции хладагента и эксергетический КПД. Для расчета параметров ХМ при вариативности состава неаэотропной смеси целесообразно использовать предложенную в работе методику. Эффективным составом смеси R32, R125, R134a, при котором рассмотренный автономный кондиционер имеет максимальный эксергетический КПД ($\eta_{экс} = 0,2004$) в заданных условиях работы, является состав R32 (0,329), R125 (0,249), R134a (0,422). С термодинамической точки зрения, увеличением мольных долей R32 и R125 в составе смеси можно повысить эффективность цикла, однако вопросы снижения пожароопасности требуют дополнительных исследований. Так, например, превышение процентной концентрации компонента R32 более чем на 30 % увеличивает риск пожароопасности [2].

4. Достоверность полученных результатов подтверждается использованием сертифицированной базы данных для определения теплофизических свойств однокомпонентных и многокомпонентных рабочих веществ REFPROP 7.0. А также хорошим согласованием с результатами экспериментальных исследований ХМ на хладагентах R407C (R32 (23 %), R125 (25 %), R134a (52 %)) и R407A (R32 (20 %), R125 (40 %), R134a (40 %)) [24].

7. SWOT-анализ результатов исследований

Strengths. Одним из преимуществ разработанной методики является ее универсальность. Поскольку она может быть использована как в конструкторском, так и в поверочном расчете холодильной машины, а также для комплексной оценки необратимых потерь в цикле при проведении термодинамической диагностики действующей установки.

Weaknesses. К недостаткам методики можно отнести отсутствие позонного расчета теплообмена в испарителе и конденсаторе. Это, безусловно, снижает точность определения коэффициента теплопередачи теплообменников. Следует однако отметить, что экспериментальные исследования по определению коэффициента теплоотдачи при кипении и конденсации смесевых хладагентов являются дорогостоящими и трудоемкими, поэтому публикация этих результатов в открытой литературе крайне ограничена.

Opportunities. К перспективным исследованиям следует отнести термоэкономическую оптимизацию. Поскольку предложенная методика основана на блочно-модульном принципе построения математической модели, то в перспективе в нее может быть включен блок термоэкономической оптимизации параметров холодильной машины.

Threats. Наиболее близким аналогом по отношению к данной разработке является программа расчета изобарного термодинамического цикла пароконденсаторной холодильной машины со смесевыми хладагентами KleaCalc.

8. Выводы

1. В результате численного эксперимента на основе предложенной методики учета неизобарности в цикле исследовано влияние изменения концентрации компонентов неазеотропной смеси (R32, R125, R134a) на потери давления в контуре циркуляции хладагента. Установлено, что наиболее сильное влияние на потери давления в холодильном контуре автономного кондиционера оказывает изменение концентраций компонентов R125 и R134a.

2. На основе эксергетической методологии определены затраты энергии на компенсацию необратимости процесса трения на температурном уровне ниже температуры окружающей среды T_{oc} . Установлено, что деструкция эксергии вследствие трения в испарителе больше, чем затраты энергии компрессора на компенсацию трения в испарителе.

3. Проведенный углубленный эксергетический анализ холодильного цикла с неазеотропной смесью показал, что испаритель имеет самую высокую долю неизбежной деструкции эксергии $E_{D,k}^{UN}=65,45\%$. Наибольшей долей устранимой деструкции обладают компрессор $E_{D,k}^{AV}=91,07\%$ и конденсатор $E_{D,k}^{AV}=90,07\%$. Высокую долю экзогенной деструкции имеет конденсатор $E_{D,k}^{EX}=94,76\%$.

Литература

1. Цветков, О. Б., Лаптев, Ю. А. (2002). Теплофизические аспекты экологических проблем современной холодильной техники. *Химия и компьютерное*

моделирование. *Бутлеровские сообщения: материалы X Российской конференции по теплофизическим свойствам веществ. Спецвыпуск, 10, 54–57.*

2. Бабакин, Б. С., Стефанчук, В. И., Ковтунов, Е. Е. (2000). *Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе: Справочное руководство.* Москва: Колос, 160.

3. Железний, В. П., Хлієва, О. Я., Биковец, Н. П. (2004). Робочі тіла холодильних установок. *Холод, 3, 22–25.*

4. Володин, В. И., Здитовецкая, С. В. (2005). Влияние гидродинамики тракта обвязки теплового насоса на его тепловую эффективность. *Труды БГТУ. Сер. III. Химия и технология неорганических веществ, XIII, 166–169.*

5. Maake, W., Eckert, H.-Y., Cauchepin, J.-L. (1993). *LE ROHLMANN-Manuel technique du froid. Tome 1.* Paris: Pyc Livres, 1174.

6. Нимич, Г. В., Михайлов, В. А., Бондарь, Е. С. (2003). Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Киев: Аванпост Прим, 626.

7. Мезенцева, Н. Н. (2011). Эффективность работы парокомпрессионных тепловых насосов на неазеотропных смесевых хладагентах. *Теплофизика и аэромеханика, 18 (2), 335–342.*

8. Kim, M., Kim, M. S., Kim, Y. (2004). Experimental study on the performance of a heat pump system with refrigerant mixtures composition change. *Energy, 29, 1053–1068.* doi: <http://doi.org/10.1016/j.energy.2003.12.004>

9. Shaik, S. V., Babu, T. P. A. (2017). Theoretical Performance Investigation of Vapour Compression Refrigeration System Using HFC and HC Refrigerant Mixtures as Alternatives to Replace R22. *Energy Procedia, 109, 235–242.* doi: <http://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.053>

10. Ashok Babu, T. P., Samaje Vikas, V., Rajeev, R. (2006). Development of Zero ODP, Less TEWI, Binary, Ternary and Quaternary Mixtures to Replace HCFC-22 in Window Air-Conditioner. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 854, 1–8.*

11. Arora, A., Kaushik, S. C. (2008). Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A. *International Journal of Refrigeration, 31 (6), 998–1005.* doi: <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.12.015>

12. Kaushik, S. C., Bilga, P. S., Arora, A. (2016). *Alternatives in Refrigeration and Air Conditioning.* New Delhi: I. K. International Publishing House Pvt. Ltd, 420.

13. Qureshi, B. A., Zubair, S. M. (2011). Performance degradation of a vapor compression refrigeration system under fouled conditions. *International Journal of Refrigeration, 34 (4), 1016–1027.* doi: <http://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.02.012>

14. Dobrovicescu, A., Tsatsaronis, G., Stancu, D., Apostol, V. (2011). Consideration upon Exergy Destruction and Exergoeconomic Analysis of a Refrigerating System. *Revista de Chimie, 62 (12), 1168–1174.*

15. Tarasova, V. A., Kharlampidi, D. Kh. (2013). The comparative analysis of the thermoeconomic models of cold exergetic cost formation. *Industrial Gases, 6, 55–63.*

16. Morosuk, T., Tsatsaronis, G. (2009). Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy, 34 (12), 2248–2258.* doi: <http://doi.org/10.1016/j.energy.2009.01.006>

17. Kelly, S., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. (2009). Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts. *Energy*, 34 (3), 384–391. doi: <http://doi.org/10.1016/j.energy.2008.12.007>

18. Винарский, М. С., Лурье, М. В. (1975). *Планирование эксперимента в технологических исследованиях*. Київ: Техніка, 168.

19. Lemmon, E. W., McLinden, M. O., Huber, M. L. (2002). *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Version 7.0. NIST Standard Reference Database 23*. Boulder: National Institute of Standards and Technology, 155.

20. Kim, Y. J., Park, I. S. (2000). Development of Performance-Analysis Program for Vapor-Compression Cycle based on Thermodynamic Analysis. *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*, 6 (6), 385–394.

21. Choi, J. Y., Kedzierski, M. A., Domanski, P. A. (2001). Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro-fin tubes. *Thermophysical Properties and Transfer Processes of New Refrigerants*. Paderbom: IIR, 9–16.

22. Братута, Э. Г., Харлампи, Д. Х., Шерстюк, В. Г. (2006). Влияние неизобарности процессов конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 3 (3 (21)), 91–93.

23. Братута, Э. Г., Шерстюк, В. Г., Харлампи, Д. Х. (2007). Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на ее эффективность. *Інтегровані технології та енергозбереження*, 1, 16–23.

24. Tarrad, A. H., Abbas, A. K. (2010). Evolution of Proper Alternative Refrigerant for R22 in Air Conditioning System. *Emirates Journal for engineering Research*, 15 (2), 41–51.