

*Розроблена термoeкономічна модель холодильної установки, що працює по надкритичному циклу CO<sub>2</sub> у якості холодагенту. Модель побудована для установки типу "повітря – повітря" і дозволяє при оптимізації конструкції і виборі економічних режимів роботи одночасно враховувати як термодинамічні, так і економічні параметри. Приведені результати оптимізації, що забезпечують умови досягнення мінімального рівня приведених витрат*

*Ключові слова: термoeкономічна модель, надкритичний цикл, ексергія, приведені витрати*

*Разработана термoeкономическая модель холодильной установки, работающей по сверхкритическому циклу CO<sub>2</sub> в качестве хладагента. Модель построена для установки типа «воздух – воздух» и позволяет при оптимизации конструкции и выборе экономических режимов работы одновременно учитывать как термодинамические, так и экономические параметры. Приведены результаты оптимизации, обеспечивающие условия достижения минимального уровня приведенных затрат*

*Ключевые слова: термoeкономическая модель, сверхкритический цикл, эксергия, приведенные затраты*

УДК. 621.577;621.564

DOI: 10.15587/1729-4061.2016.85397

# ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ХЛАДАГЕНТОМ R744 (CO<sub>2</sub>)

**М. А. Кузнецов**

Кандидат технических наук, научный сотрудник\*

E-mail: childeric@rambler.ru

**Д. Х. Харлампиди**

Доктор технических наук, ведущий научный сотрудник\*

E-mail: kharlampidi@ipmach.kharkov.ua

**В. А. Тарасова**

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник\*

E-mail: VAT1971@mail.ru

**Е. Н. Войтенко**

Аспирант\*

E-mail: evhenii.voitenko@gmail.com

\*Отдел моделирования и

идентификации тепловых процессов

Институт проблем машиностроения

им. А. Н. Подгорного НАН Украины

ул. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046

## 1. Введение

В последние годы наметилась тенденция постепенного отказа от экологически не безопасных веществ и их замены на природные рабочие вещества. В связи с этим значительно возрос интерес к применению в холодильной технике природных хладагентов. Среди известных природных хладагентов особое место занимает диоксид углерода (R744). Это безопасное для окружающей среды вещество, нетоксичное и негорючее, что является неоспоримым его достоинством по сравнению с другими природными хладагентами, такими, как углеводороды и аммиак [1]. Оно обладает высокими теплопередающими свойствами и характеризуется низкими потерями давления в цикле, что делает перспективным внедрение холодильных установок с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента в системах холодоснабжения на предприятиях пищевой промышленности Украины, а также в различных климатических системах для решения насущных проблем энергетического, экономического и экологического характера. Количество холодильных установок с CO<sub>2</sub> в мире постоянно увеличивается. Если в 2007 г. было всего три холодильные системы для супермаркетов, то в 2010 г. их было уже более 500 [1]. Это связано с тем, что оборудование вторичного контура (насосы) для

систем с CO<sub>2</sub> позволяет экономить до 90 % приводной энергии, при этом протяженность хладотрассы может быть значительной.

Прогресс мировой холодильной индустрии ставит для разработчиков новые цели и задачи. Сегодня отдельные элементы холодильной системы обладают достаточно высоким уровнем качества, а некоторые конструкции уже достигли своего предела технического совершенства. В связи с этим возникает новая задача – создание холодильных установок с оптимальным подбором оборудования и разработки рациональных условий их эксплуатации, способных снизить финансовые затраты при сохранении количества и качества производимого холода.

## 2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

На сегодняшний день исследования, посвященные оптимизации сверхкритических термотрансформаторов с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента, в основном затрагивают вопросы оптимизации их рабочего цикла с целью достижения максимального COP без учета влияния процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах и экономических факторов, определяющих стоимость системы. Если же теплообменные процессы в системе

и учитываются, то, как правило, оптимизация проводится только для отдельных элементов схемы без учета их влияния на систему в целом. В любом случае, целью оптимизации является уменьшение эксплуатационной составляющей приведенных затрат путем повышения COP установки, а их капитальная составляющая не учитывается. Это может привести к нерациональному удорожанию системы и препятствовать её широкому внедрению, что актуально для таких стран, как Украина, испытывающих серьезные экономические трудности.

Так, в работе [2] проведена оптимизация сверхкритического цикла CO<sub>2</sub> теплового насоса и получены выражения для расчета его оптимальных параметров. Однако игнорирование теплообменных процессов в теплообменных аппаратах не позволило оценить влияние их размеров этих аппаратов на функции их капитальной стоимости и, соответственно, на стоимость оптимизированной установки.

В работе [3] при оптимизации различных сверхкритических холодильных CO<sub>2</sub> систем супермаркета в итоге были получены графики зависимости их COP от значений температуры окружающей среды. На основании этого была выбрана система, обладающая наибольшим COP в исследованном диапазоне температур наружного воздуха. При этом капитальная стоимость анализируемых холодильных систем также не учитывалась.

Авторами работы [4] было исследовано влияние длины трубок регенеративного промежуточного теплообменника на параметры сверхкритического цикла CO<sub>2</sub> и COP теплового насоса с целью достижения его оптимального значения. В то же время влияние оптимальных параметров регенеративного теплообменника на остальные элементы схемы не было изучено, как и не была проведена оптимизация системы в целом.

То же касается и работы [5], где были представлены результаты исследований по определению оптимальных параметров основных теплообменных аппаратов (газоохладитель и испаритель) в составе тепловых насосов, работающих на CO<sub>2</sub>. Оптимизация здесь базировалась на проведении традиционных технико-экономических расчетов, которые предполагают индивидуальный подход к каждой конкретно рассматриваемой установке и не предусматривают получения общих (аналитических) решений.

Работа [6] посвящена моделированию цикла теплонасосной сверхкритической CO<sub>2</sub> установки, предназначенной для совместной выработки холода и теплоты. С учетом влияния теплообменных процессов в системе были получены зависимости оптимального COP от скорости вращения вала компрессора, температур теплоносителей на входе в испаритель и газоохладитель, давления CO<sub>2</sub> после компрессора, а также соотношения фиксированных значений теплообменных поверхностей газоохладителя и испарителя. Однако при моделировании энергетических процессов здесь использовался только метод энергетического анализа, не позволяющий учитывать потери энергии от внешней и внутренней необратимости в отдельных агрегатах установки, что недостаточно для достоверной оценки системы [7, 8]. Для более полного анализа установки целесообразно использовать эксергетический анализ, основанный на вычислении потерь эксергии в отдельных процессах и цикле термодинамической системы.

Как известно, при проектировании термотрансформаторов для повышения энергетической эффективности их работы необходимо стремиться к уменьшению потерь от необратимости термодинамических процессов. Однако на практике это часто приводит к удорожанию установки [9]. Поэтому при выборе оптимальных условий эксплуатации холодильных систем необходимо учитывать ряд экономических факторов. Здесь на помощь приходят базирующиеся на эксергетическом анализе термоэкономические методы единовременного учета термодинамических и экономических факторов при проведении оптимизационных расчетов. Каждый элемент системы здесь рассматривается как энергопреобразующий аппарат, преобразование энергии в нем сопровождается экономическими затратами. Любые материальные потоки, входящие в систему, и результаты их взаимодействия выражаются через изменение эксергий этих потоков. Это позволяет оптимизировать внутренние энергетические процессы в холодильной установке и производить целесообразный выбор тех компромиссных решений, которые обеспечивали бы получение минимального уровня приведенных затрат на её создание и эксплуатацию.

В 1960-х годах XX в. был разработан автономный метод термоэкономической оптимизации и апробирован применительно к оптимальному проектированию опреснительных установок [10, 11]. Эти работы долгие годы являлись примером успешного применения термоэкономического метода для поиска оптимальных режимно-конструктивных характеристик теплотехнической системы. Впоследствии автономный метод был адаптирован применительно к решению задач оптимизации режимных параметров эксплуатации холодильных установок [12–14].

Применение автономного метода термоэкономической оптимизации при проектировании или глубокой модернизации сверхкритических термотрансформаторов с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента позволит наиболее полно учитывать влияние на параметры оптимальной системы всей совокупности термодинамических и экономических факторов, которые нельзя учесть стандартными инженерными методами.

### 3. Цель и задачи исследования

Целью исследования является разработка базирующейся на автономном методе методики термоэкономической оптимизации воздушно-воздушных сверхкритических холодильных CO<sub>2</sub> систем и применение её для оптимизации режимных параметров эксплуатации кондиционера, работающего по сверхкритическому циклу CO<sub>2</sub>.

Для достижения этой цели необходимо решить ряд задач, а именно:

- построить термоэкономическую модель сверхкритической холодильной установки типа «воздух – воздух» с хладагентом R744 (CO<sub>2</sub>);
- на базе построенной термоэкономической модели провести расчет экстремальных значений оптимизирующих параметров кондиционера, работающего по сверхкритическому циклу CO<sub>2</sub>, при вариативности тарифа на электроэнергию.

**4. Термозкономическая модель холодильной установки типа «воздух – воздух», работающей по сверхкритическому циклу CO<sub>2</sub> в качестве хладагента**

Термозкономическая модель рассматриваемой холодильной машины (ХМ) включает в себя принципиальную схему установки с обозначением всех её основных элементов, объединенных условной контрольной границей. Эта схема соответствует реальной технологической схеме ХМ. Через условную контрольную границу осуществляется вход в систему и выход из неё эксергетических и тепловых потоков (рис. 1).

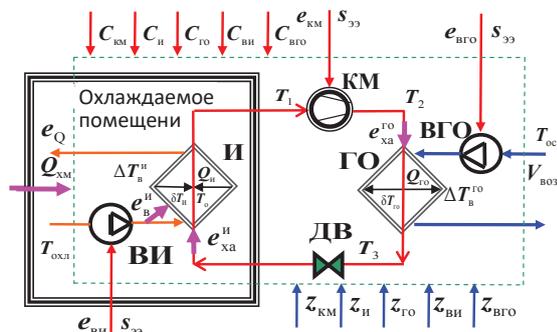


Рис. 1. Термозкономическая модель холодильной установки типа «воздух – воздух» с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области

На рис. 1 обозначены: КМ – компрессор, ГО – газоохладитель, ВГО – вентиляторы газоохладителя, ДВ – дроссельный вентиль, ВИ – вентиляторы испарителя, И – испаритель, Q<sub>и</sub> – холодопроизводительность И, Q<sub>го</sub> – теплопроизводительность ГО, e<sub>в</sub><sup>и</sup> – эксергия, которой должен обладать поток воздуха в испарителе с учетом теплоты, вносимой ВИ, e<sub>ха</sub><sup>и</sup> – эксергия, которая должна быть подведена к испарителю хладагентом, e<sub>ха</sub><sup>го</sup> – эксергия, подведенная хладагентом к газоохладителю.

Через условную контрольную границу термозкономической модели подводятся потоки эксергии e<sub>км</sub><sup>и</sup>, e<sub>ви</sub><sup>и</sup> и e<sub>вго</sub><sup>и</sup> для привода компрессора, а также вентиляторов испарителя и газоохладителя. Цена этих эксергий, подводимых от внешнего электрического источника, численно равна цене затраченной электроэнергии по тарифу s<sub>эз</sub> ввиду равенства электрической энергии и эксергии этой энергии [8, 15]. Через условную контрольную границу из окружающей среды также подводится охлаждающий воздух с расходом V<sub>воз</sub> и температурой T<sub>оц</sub>, имеющий соответствующую эксергию, стоимость которой равняется нулю.

При анализе термозкономической модели рассматриваются и учитываются потери эксергии, возникающие при передаче и преобразовании энергии в отдельных элементах установки, а также экономические затраты, связанные с созданием и эксплуатацией этих элементов, – их стоимость, ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости и тарифы на энергоносители. Потери эксергии и экономические затраты приводят к повышению цены единицы эксергии по мере перемещения основного потока эксергии через ключевые элементы установки от точки ввода эксергии в систему до получения конечного полезного эффекта у потребителя, который оценивается заданной приведенной эксергетической производительностью

холодильной установки e<sub>Q</sub>, т. е. эксергией полученного холода [14].

Численное значение приведенной эксергетической производительности холодильной машины e<sub>Q</sub> находится по заданным значениям Q<sub>хм</sub>, T<sub>оцл</sub> и T<sub>оц</sub> из выражения

$$e_Q = Q_{\text{хм}} \left( \frac{T_{\text{оц}}}{T_{\text{оцл}}} - 1 \right),$$

где Q<sub>хм</sub> – холодопроизводительность ХМ, т. е. количество теплоты, отводимое от охлаждаемого объекта в единицу времени, Вт; T<sub>оцл</sub> – температура в охлаждаемом помещении, К.

Так как величина холодопроизводительности для рассматриваемой холодильной установки задана количеством, то для оптимизации системы необходимо определить условия, обеспечивающие получение минимальной цены единицы холодопроизводительности системы. Поэтому для анализа термозкономической модели в качестве целевой функции были приняты приведенные затраты PZ, представляющие собой сумму, как эксплуатационных, так и капитальных затрат на внедрение и эксплуатацию холодильной машины в течение определенного расчетного срока службы.

Здесь крайне важно учитывать соотношение между значениями тарифа на электроэнергию и стоимости оборудования. При относительно низком тарифе, особенно при высокой стоимости оборудования, для минимизации приведенных затрат становится более выгодным стремиться к уменьшению стоимости наиболее дорогих элементов системы (например, использовать теплообменные аппараты меньшей площади). В этом случае, несмотря на возросшие необратимые потери, приводящие к снижению COP установки и росту эксплуатационных затрат, экономический эффект присутствует за счет снижения капитальных вложений в основное оборудование. С повышением тарифа на электроэнергию, наоборот, становится более выгодным увеличивать капитальные вложения в установку. Экономический эффект при этом наблюдается за счет повышения степени термодинамического совершенства системы, увеличения её COP и, следовательно, снижения эксплуатационных затрат.

Таким образом, становится очевидным, что максимальный COP не всегда является оптимальным с экономической точки зрения. Данная методика предусматривает поиск таких значений параметров цикла холодильной машины (рис. 2), которые бы обеспечивали оптимальное с позиции минимизации приведенных затрат значение COP установки. Это касается, в частности, значения давления CO<sub>2</sub> в газоохладителе P<sub>2</sub>, которое обычно при проектировании сверхкритических холодильных систем, работающих на CO<sub>2</sub>, рассчитывается исходя из соображения обеспечения максимального COP по известной зависимости [16].

В данной методике оптимальное значение P<sub>2</sub> и оптимальное значение температуры на выходе из газоохладителя T<sub>3</sub> являются искомыми величинами. Следует отметить, что на входе в дроссельный вентиль температура CO<sub>2</sub> равна T<sub>3</sub>, поскольку в рассматриваемой схеме холодильной машины отсутствует дополнительный теплообменник-переохладитель.

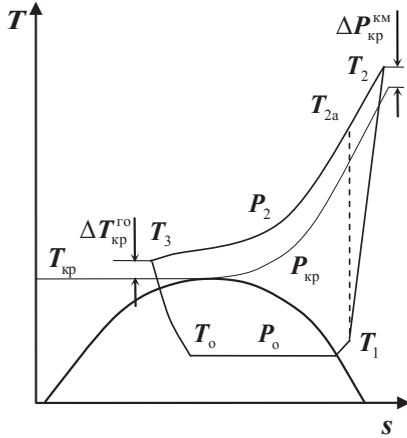


Рис. 2. Сверхкритический цикл работы ХМ в T-s диаграмме

Поэтому при построении термоэкономической модели данной холодильной машины необходимо обеспечить условия, не позволяющие расчетным значениям давления  $P_2$ , а также температуры  $T_3$  опускаться ниже критических значений, т. е. должны соблюдаться условия  $P_2 > P_{кр}$  и  $T_3 > T_{кр}$ .

При решении задачи оптимизации в качестве оптимизируемых переменных были выбраны: превышение давления  $CO_2$  на выходе компрессора  $P_2$  сверх критического значения  $\Delta P_{кр}^{км}$ , превышение температуры  $CO_2$  на выходе газоохладителя  $T_3$  сверх критического значения  $\Delta T_{кр}^{го}$  (рис. 2) и средний логарифмический температурный напор между обменивающимися энергией теплоносителями в испарителе  $\delta T_{и}$ .

Средний логарифмический температурный напор в газоохладителе  $\delta T_{го}$  рассчитывался аналитически, как функция выбранных оптимизируемых переменных.

В настоящее время стоимость теплообменного оборудования, работающего на  $CO_2$ , чрезвычайно высока, поскольку оно эксплуатируется в условиях значительно более высокого давления (более чем в 4–5 раз) по сравнению с теплообменными аппаратами, работающими на фреонах. Поэтому при относительно низких тарифах на электроэнергию с термоэкономических позиций необходимо стремиться к уменьшению размеров теплообменных аппаратов «воздух –  $CO_2$ » за счет интенсификации теплоотдачи со стороны воздуха путем существенного увеличения скорости обдува его наружной теплообменной поверхности. Это оказывает существенное влияние на увеличение теплопередачи в аппарате, поскольку теплоотдача со стороны воздуха намного меньше, чем со стороны  $CO_2$ .

При определенном соотношении тарифа на электроэнергию и стоимости теплообменного оборудования это может оказаться экономически выгодным, несмотря на то, что приводит к значительному росту гидравлического сопротивления и энергопотребления вентиляторов. Однако существенное увеличение скорости воздуха неприемлемо для систем кондиционирования, поскольку связано с ростом уровня шума и может создать холодный сквозняк в охлаждаемом помещении, что неблагоприятно скажется на здоровье потребителя холода. Кроме того, значительное увеличение потребления электроэнергии вентиляторами противоречит самой идее энергосбережения и внедрения экологически чистых климатических систем, так

как приведет к повышению выработки электроэнергии на электростанциях и, тем самым, к увеличению вредных выбросов в окружающую среду.

Поэтому при решении данной задачи значения величин изменения температуры воздуха в испарителе  $\Delta T_{и}^{и}$  и газоохладителе  $\Delta T_{го}^{го}$  не оптимизировались, т. е.  $\Delta T_{и}^{и} = \text{const}$  и  $\Delta T_{го}^{го} = \text{const}$ . Было принято, что их значения соответствуют приемлемым с санитарной точки зрения уровням скорости воздуха в теплообменных аппаратах систем кондиционирования.

Поскольку холодопроизводительность холодильной машины  $Q_{хм}$  и температура в охлаждаемом помещении  $T_{охл}$  по условию задачи оптимизации остаются неизменными, а  $\Delta T_{и}^{и} = \text{const}$ , то значение величины потока эксергии  $e_{ви}$  для привода вентиляторов испарителя, их стоимость  $C_{ви}$  и ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости  $z_{ви}$  принимались неизменными и не влияющими на решение задачи оптимизации. При этом, напротив, значение теплопроизводительности газоохладителя  $Q_{го}$  немного меняется вследствие изменения значений потерь эксергии в системе, что при  $\Delta T_{и}^{и} = \text{const}$  приводит к незначительному изменению расхода воздуха через газоохладитель, мощности его вентиляторов и их стоимостных показателей.

Стоимости элементов оборудования  $C_i$ , ежегодные суммарные отчисления от этих стоимостей  $z_i$ , а также эксергия, подводимая к каждому элементу  $e_i$  от внешнего источника, были выражены в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергической производительности холодильной машины  $e_Q$  и от воздействующих на рассматриваемый элемент оптимизируемых переменных

$$e_{км}, C_{км}, z_{км}, C_{и}, z_{и}, e_{вго}, C_{вго}, z_{вго}, C_{го}, z_{го} = f(e_Q, \delta T_{и}, \Delta T_{кр}^{го}, \Delta P_{кр}^{км}). \quad (1)$$

Представленные в выражении (1) символы  $C_{км}$ ,  $C_{и}$ ,  $C_{го}$  и  $C_{вго}$  обозначают стоимость соответственно компрессора КМ, испарителя И, газоохладителя ГО, вентиляторов охлаждающего воздуха в газоохладителе ВГО, а  $z_{км}$ ,  $z_{и}$ ,  $z_{го}$  и  $z_{вго}$  – ежегодные суммарные отчисления от этой стоимости.

Ежегодные суммарные отчисления от стоимости элементов холодильной машины нормируются временным интервалом работы системы и определяются из выражения [12, 14]

$$z_i = \frac{(k_{и} + k_{р}) C_i}{\Delta \tau},$$

где  $k_{и}$  и  $k_{р}$  – соответственно нормативный коэффициент отчислений и коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости i-го элемента,  $\Delta \tau$  – анализируемая продолжительность работы системы в году, ч.

Целевая функция приведенных затрат  $PZ$  рассчитывалась по формуле

$$PZ = [s_{э} (e_{км} + e_{ви} + e_{вго}) + z_{км} + z_{и} + z_{ви} + z_{го} + z_{вго}] \times \Delta \tau \cdot n_{сез} + C_{км} + C_{и} + C_{ви} + C_{го} + C_{вго}, \quad (2)$$

где  $n_{сез}$  – анализируемое количество сезонов работы холодильной машины.

Для решения задачи оптимизации присутствующие в целевой функции приведенных затрат (2) функцио-

нальные выражения (1) были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей, описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах рассматриваемой системы холодоснабжения. Эти зависимости весьма громоздки и ввиду ограниченного объёма изложения ниже приводятся лишь некоторые выражения, используемые для их построения, в неразвернутом виде.

Критерий Нуссельта со стороны CO<sub>2</sub> в газоохладителе рассчитывался по формуле [17, 18]

$$Nu_{xa}^{ro} = Nu_{oc} \phi,$$

где Nu<sub>oc</sub> – критерий Нуссельта при слабопеременных свойствах теплоносителя в докритической области; φ – поправка Краснощёкова-Протопопова для учёта градиента температуры в пристеночном слое в условиях охлаждения CO<sub>2</sub> в сверхкритической области.

Для определения значения Nu<sub>oc</sub> использовалась зависимость Петухова-Кириллова [17, 19–21]

$$Nu_o = \frac{\xi Re_c Pr_c}{12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr_c^{2/3} - 1) + 1,07}, \tag{3}$$

где Re<sub>c</sub> и Pr<sub>c</sub> – критерии Рейнольдса и Прандтля со стороны CO<sub>2</sub> при температуре внутренней стенки трубки газоохладителя T<sub>c</sub> [17]; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления теплоносителя при постоянных свойствах.

Критерий Рейнольдса Re<sub>c</sub> рассчитывался по формуле [17, 21]

$$Re_c = \frac{4G_{xa}}{\pi d \mu_c}, \tag{4}$$

где G<sub>xa</sub> – массовый расход хладоносителя, кг/с; d – диаметр труб для прохода хладоносителя, м; μ<sub>c</sub> – коэффициент динамической вязкости хладоносителя при температуре внутренней стенки трубки газоохладителя T<sub>c</sub> [17].

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ, присутствующий в зависимости (3), рассчитывался по формуле Филоненко [17–22]

$$\xi = (1,82 \lg Re_c - 1,64)^{-2}.$$

Поправка Краснощёкова-Протопопова φ для учёта градиента температуры в пристеночном слое, учитывающая влияние на теплообмен изменения физических свойств CO<sub>2</sub> по сечению потока в условиях охлаждения в сверхкритической области, рассчитывалась как [17, 18]

$$\phi = \left( \frac{\rho_c}{\rho_{xa}} \right)^n \left( \frac{\bar{c}_p}{c_{pc}} \right)^m, \tag{5}$$

где  $\bar{c}_p = (i_{xa} - i_c) / (T_{xa} - T_c)$  – средняя интегральная теплоемкость CO<sub>2</sub> в интервале температур T<sub>c</sub>–T<sub>xa</sub>, кДж/(кг·К); T<sub>xa</sub> – температура в потоке пара CO<sub>2</sub> в газоохладителе, К; i<sub>c</sub>, c<sub>pc</sub> и ρ<sub>c</sub> – соответственно энтальпия, кДж/кг, массовая теплоёмкость и плотность, кг/м<sup>3</sup>, CO<sub>2</sub> при T<sub>c</sub>; i<sub>xa</sub> и ρ<sub>xa</sub> – энтальпия и плотность CO<sub>2</sub> при T<sub>xa</sub>; n – функция давле-

ния P<sub>2</sub>; m – функция давления P<sub>2</sub> и соотношения  $\bar{c}_p / c_{pc}$ . Значения n и m представлены в таблицах [17].

Изоэнтропный КПД компрессора, работающего на CO<sub>2</sub>, определялся из выражения [23]

$$\eta_{is} = 0,00476 \left( \frac{P_2}{P_o} \right)^2 - 0,09238 \frac{P_2}{P_o} + 0,89810, \tag{6}$$

где P<sub>o</sub> – давление кипения хладагента, бар.

Стоимость элементов холодильной машины, работающей на CO<sub>2</sub>, была представлена в виде функциональных зависимостей, построенных на основе функций стоимостей, приведенных в [23]:

$$\begin{aligned} C_{км} &= 10167,5 (e_{км} \eta_{дкм})^{0,46}; \\ C_{вн} &= 629,05 (e_{вн} \eta_{двн})^{0,76}; \\ C_{вго} &= 629,05 (e_{вго} \eta_{двго})^{0,76}; \\ C_{и} &= 1397 F_{и}^{0,89}; \\ C_{го} &= 1397 F_{го}^{0,89}, \end{aligned} \tag{7}$$

где η<sub>дкм</sub>, η<sub>двн</sub>, η<sub>двго</sub> – КПД электродвигателя компрессора, вентиляторов испарителя и конденсатора (с учетом КПД передачи); F<sub>и</sub> и F<sub>го</sub> – площадь наружной теплообменной поверхности испарителя и газоохладителя (имеющих одинаковую конструкцию в рассматриваемой установке). Стоимость элементов холодильной машины в выражениях (7) описана в USD и была пересчитана в гривны по текущему курсу.

Присутствующие в выражениях (4)–(6) величины G<sub>xa</sub>, T<sub>xa</sub>, P<sub>o</sub> и P<sub>2</sub>, как и другие в термoeкономической модели, не описанные выше, в свою очередь были представлены в виде развернутых аналитических зависимостей. Например, коэффициенты теплопередачи теплообменных аппаратов, входящие в выражения C<sub>и</sub>, C<sub>го</sub> и z<sub>и</sub>, z<sub>го</sub> (1), и изоэнтропный КПД компрессора были представлены в виде функциональных зависимостей k<sub>и</sub>, k<sub>го</sub>, η<sub>is</sub> = f(e<sub>o</sub>, δT<sub>и</sub>, ΔT<sub>кр</sub><sup>го</sup>, ΔP<sub>кр</sub><sup>км</sup>) при помощи известных расчетных формул, описанных в [21, 24–26].

Минимум целевой функции (2) соответствует оптимальным характеристикам системы с позиции минимизации приведенных затрат. Сегодня в связи со значительным увеличением вычислительных возможностей компьютерной техники можно, описав всю систему целиком аналитическими выражениями, учитывающими взаимосвязь между всеми оптимизирующими параметрами, представить эти параметры в качестве независимых переменных в уравнении PZ = f(δT<sub>и</sub>, ΔT<sub>кр</sub><sup>го</sup>, ΔP<sub>кр</sub><sup>км</sup>) и решать задачу термoeкономической оптимизации путем поиска безусловного экстремума функции приведенных затрат PZ. Для этого частные производные от целевой функции PZ (2) по всем оптимизирующим переменным приравняются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{и}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{кр}^{го}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta P_{кр}^{км}} = 0. \tag{8}$$

Полученная система (8) состоит из трансцендентных нелинейных уравнений, решение которых формулирует необходимые условия минимума функции

приведенных затрат. Аналитическое решение задачи оптимизации в виде системы уравнений (8) пригодна для любой холодильной машины, работающей по рассматриваемой схеме (с тем же набором и типом оборудования).

### 5. Результаты расчета экстремальных значений оптимизирующих параметров кондиционера при вариативности тарифа на электроэнергию

Рассмотрим результаты термоэкономической оптимизации холодильной установки типа «воздух – воздух» (кондиционер), принципиальная схема которой аналогична представленной на рис. 1. Система оборудована поршневым компрессором, пластинчатыми испарителем и газоохладителем одинаковой геометрии с выштампованными трубками для прохода CO<sub>2</sub> и осевыми вентиляторами.

В качестве исходных данных принимались: холодопроизводительность  $Q_{хм}=16,8$  кВт; продолжительность работы системы в году  $\Delta t=8000$  ч; анализируемое количество сезонов работы установки  $n_{сез}=30$  лет; нормативный коэффициент отчислений от стоимости оборудования  $k_{нн}=0,15$ ; температура воздуха в охлаждаемом помещении  $T_{охл}=18$  °С; температура окружающей среды  $T_{ос}=32$  °С, принимаемая равной температуре воздуха на входе в газоохладитель; тариф на электроэнергию варьировался от  $s_{ээ}=1,68$  грн/(кВт·ч) и выше.

При этом для решения системы уравнений (8) были заданы предварительные значения оптимизирующих переменных для идентификации теплофизических свойств CO<sub>2</sub> и воздуха в различных элементах системы. Кроме того были заданы предварительные значения плотностей тепловых потоков в испарителе и в газоохладителе, отнесенных к их внутренней поверхности, и температуры внутренней стенки трубки газоохладителя на определенном участке.

Эти предварительные значения, как правило, соответствуют характеристикам еще не оптимизированной реально существующей системы. Однако, как показано в [27], где была исследована на «сходимость» построенная по аналогичному принципу термоэкономическая модель чиллера, когда задавались различные значения исходных оптимизирующих параметров с целью оценить расхождения в значениях параметров оптимального варианта, характеристики подобранной оптимальной ХМ всегда получились идентичными, но с уже разным по величине положительным эффектом от оптимизации. Таким образом, при любых исходных значениях оптимизирующих переменных и других вышеперечисленных параметров при неизменной заданной геометрии теплообменных аппаратов, тех же заданных ценовых показателей и расчетном сроке эксплуатации получается один и тот же оптимальный результат.

Таким образом, при любых исходных значениях оптимизирующих переменных и других вышеперечисленных параметров при неизменной заданной геометрии теплообменных аппаратов и тех же заданных ценовых показателей получается один и тот же оптимальный результат.

По полученным в результате решения значениям оптимизирующих переменных оценивались расхождения в значениях теплофизических свойств теплоноси-

телей и в значениях других предварительно заданных параметров системы. После чего они уточнялись, и расчет повторялся до их совпадения с рассчитанными значениями.

Если в рассматриваемой области у целевой функции имеется только одна экстремальная точка и, кроме того, целевая функция не имеет разрывов, а существование экстремума обуславливается физическими предпосылками, то проведенным анализом и полученными необходимыми условиями существования экстремума можно удовлетвориться [14]. Этим условиям полностью удовлетворяют полученные результаты. На рис. 3 представлены графики зависимости целевой функции приведенных затрат  $PZ$  (2) от каждой из оптимизирующих переменных при подстановке в неё найденных оптимальных значений остальных оптимизирующих переменных.

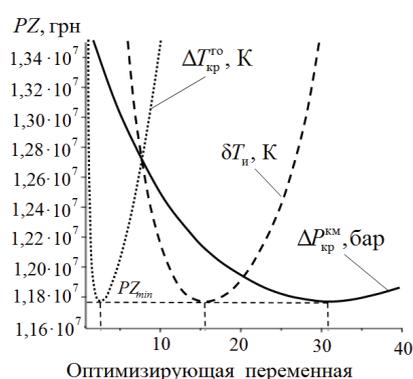


Рис. 3. Зависимость приведенных затрат от значений оптимизирующих параметров при  $s_{ээ}=1,68$  грн/(кВт·ч)

На графиках четко прослеживаются минимумы функции приведенных затрат  $PZ$ , координаты которых соответствуют по оси ординат минимуму функции приведенных затрат, а по оси абсцисс – оптимальному значению данной оптимизирующей переменной.

Расчеты производились при запланированном с 1 марта 2017 года в Украине тарифе на электроэнергию  $s_{ээ}=1,68$  грн/(кВт·ч). Анализ результатов показал, что даже при этом тарифе с учетом высокой стоимости основного оборудования холодильной машины с точки зрения минимизации приведенных затрат целесообразно стремиться к уменьшению их капитальной составляющей за счет увеличения эксплуатационных расходов, что при общей финансовой выгоде приводит к уменьшению COP рассматриваемой установки.

Был произведен поиск такого значения тарифа на электроэнергию, при котором с учетом функций стоимости (7) оптимальный с точки зрения минимизации приведенных затрат COP установки практически сравнялся бы со своим исходным значением. Расчеты показали, что это достигается при тарифе на электроэнергию  $s_{ээ}=2,58$  грн/(кВт·ч), а при повышении тарифа сверх этого значения COP оптимизированной системы продолжает расти. Для анализа причин подобного характера изменения COP оптимизированной системы в зависимости от значений тарифов на электроэнергию данная задача была решена также при условных значениях тарифов на электроэнергию  $s_{ээ}=2,58$  грн/(кВт·ч) и  $s_{ээ}=3,48$  грн/(кВт·ч). Результаты расчетов представлены в табл. 1, 2.

Таблица 1

## Результаты оптимизации ХМ при различных условных значениях тарифов на электроэнергию

Параметр	Исходный вариант ХМ (ИСХ)	Оптимальная ХМ (ОПТ)		
		1	2	3
Условное значение тарифа на электроэнергию, грн/(кВт·ч)	1,68–3,48	1,68	2,58	3,48
Температура кипения $T_0$ , °C	6,34	-1,82	0,45	1,89
Давление кипения $CO_2 P_0$ , бар	41,18	33,61	35,72	37,05
Температура $CO_2$ на входе в компрессор $T_1$ , °C	11,34	3,18	5,45	6,89
Давление $CO_2$ после компрессора $P_2$ , бар	101,83	104,74	102,00	100,07
Степень сжатия хладагента в компрессоре	2,47	3,12	2,86	2,70
Изоэнтропный к.п.д. компрессора	0,699	0,656	0,673	0,683
Температура $CO_2$ после компрессора $T_2$ , °C	114,24	140,00	128,89	121,96
Температура $CO_2$ после газоохладителя $T_3$ , °C	37,06	33,58	33,34	33,17
Средняя логарифмическая температура $CO_2$ в газоохладителе, °C	74,22	84,15	78,95	75,68
Удельная массовая холодопроизводительность испарителя, кДж/кг	122,15	155,6	151,3	148,1
Массовый расход $CO_2$ , кг/с	0,1391	0,1092	0,1123	0,1147
Коэффициент подачи компрессора	0,805	0,759	0,777	0,788
Потери эксергии в механизме компрессора, кВт	0,093	0,097	0,091	0,089
Потери эксергии в процессе дросселирования, кВт	1,949	1,596	1,542	1,507
Потери эксергии в испарителе, кВт	0,500	1,059	0,900	0,801
Потери эксергии в газоохладителе, кВт	2,812	3,164	2,823	2,605
Суммарные потери эксергии, кВт	5,354	5,916	5,356	5,002
Потребляемая мощность ЭД КМ из сети, кВт	8,608	9,363	8,611	8,135
Эффективная мощность компрессора (на валу), кВт	6,41	6,98	6,42	6,06
Изменение температуры воздуха в испарителе, К	8,000	8,000	8,000	8,000
Массовый расход воздуха через испаритель, кг/с	2,11	2,11	2,11	2,11
Суммарная мощность, потребляемая ЭД вентиляторов испарителя из сети, кВт	0,189	0,189	0,189	0,189
Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/м <sup>2</sup> ·К	80,4	85,1	84,3	83,7
Средний логарифмический температурный напор в испарителе, К	7,000	15,573	13,243	11,752
Площадь наружной поверхности испарителя, м <sup>2</sup>	30,2	12,8	15,2	17,3
Теплопроизводительность газоохладителя, кВт	23,31	23,87	23,31	22,96
Изменение температуры воздуха в газоохладителе, К	10,0	10,0	10,0	10,0
Массовый расход воздуха через газоохладитель, кг/с	2,29	2,34	2,29	2,25
Суммарная мощность, потребляемая ЭД вентиляторов газоохладителя из сети, кВт	0,279	0,296	0,279	0,267
Коэффициент теплопередачи газоохладителя, Вт/м <sup>2</sup> ·К	99,8	100,1	98,7	97,9
Средний логарифмический температурный напор в газоохладителе, К	25,059	22,898	20,050	18,203
Площадь наружной поверхности газоохладителя, м <sup>2</sup>	9,3	10,4	11,8	12,9
Суммарная мощность, потребляемая ХМ из сети, кВт	9,075	9,847	9,078	8,591
Коэффициент преобразования (COP) ХМ	1,851	1,706	1,851	1,956

Таблица 2

Экономические показатели и эффект от оптимизации ХМ

Параметр	Исх	Опт	Исх	Опт	Исх	Опт
	1		2		3	
Условное значение тарифа на электроэнергию, грн/(кВт·ч)	1,68		2,58		3,48	
Стоимость компрессора, тыс. грн	573,7	596,3	573,7	573,8	573,7	559,0
Стоимость испарителя, тыс. грн	695,5	324,6	695,5	378,1	695,5	423,5
Стоимость газоохладителя, тыс. грн	244,6	269,7	244,6	301,1	244,6	326,2
Стоимость вентиляторов испарителя, тыс. грн	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
Стоимость вентиляторов газоохладителя, тыс. грн	5,1	5,3	5,1	5,1	5,1	4,9
Стоимость всего основного оборудования, тыс. грн	1522,6	1199,6	1522,6	1261,8	1522,6	1317,3
Капитальные затраты (Ка <sub>ц</sub> ) вместе с отчислениями за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	9897	7798	9897	8202	9897	8563
Эксплуатационные затраты (Эксп <sub>ц</sub> ) за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	3659	3970	5619	5621	7580	7175
Приведенные затраты (PZ <sub>ц</sub> ) за 30 лет (8000 ч в год), тыс. грн	13556	11768	15516	13823	17476	15738
Эффект от оптимизации, %	13,19		10,91		9,95	

Из данных, представленных в табл. 1, 2, видно, что при тарифе на электроэнергию  $s_{ээ}=1,68$  грн/(кВт·ч) значения оптимизирующих переменных изменяются следующим образом:  $\Delta P_{кр}^{км}$  и соответственно давление после компрессора  $P_2$  растет, как и средний логарифмический температурный напор в испарителе  $\delta T_{и}$ , в то время как  $\Delta T_{кр}^{го}$  и соответственно  $T_3$  снижается. Существенное увеличение значения  $\delta T_{и}$  приводит к значительному уменьшению площади теплообменной поверхности испарителя и его стоимости, что оказывает основное влияние на снижение уровня капитальных затрат. В то же время это увеличение  $\delta T_{и}$  при фиксированной средней температуре воздуха в испарителе связано со снижением температуры кипения  $T_0$  и значительным увеличением потерь эксергии от внешней необратимости. Соответственно снижается давление кипения  $P_0$ , что в совокупности с ростом значения  $P_2$  приводит к увеличению степени сжатия в компрессоре, уменьшению его изоэнтропного КПД и росту температуры  $T_2$ , которая увеличивается на большую величину, чем снижается  $T_3$ . Это, в свою очередь, приводит к повышению средней логарифмической температуры  $CO_2$  в газоохладителе, что при фиксированной средней температуре воздуха способствует увеличению потерь эксергии от внешней необратимости в газоохладителе. Также уменьшается коэффициент подачи компрессора, и растут потери эксергии в его механизме.

Оптимальное соотношение значений  $T_3$  и  $P_2$ , найденное с позиции минимизации приведенных затрат при данном тарифе, приводит к росту удельной массовой холодопроизводительности испарителя, снижению расхода хладагента и потерь эксергии в процессе дросселирования.

Однако суммарные потери эксергии в системе растут (рис. 4), что, несмотря на некоторое снижение расхода хладагента, приводит к повышению энергопотребления компрессора и его стоимости, увеличению эксплуатационных затрат и снижению COP системы. При этом снижение температуры  $T_3$  приводит к уменьшению среднего логарифмического напора в газоохладителе, увеличению его размеров и повышению его стоимости. Но, несмотря на увеличение стоимости газоохладителя и компрессора, приведенные затраты уменьшаются за счет существенного снижения стоимости испарителя (табл. 2).

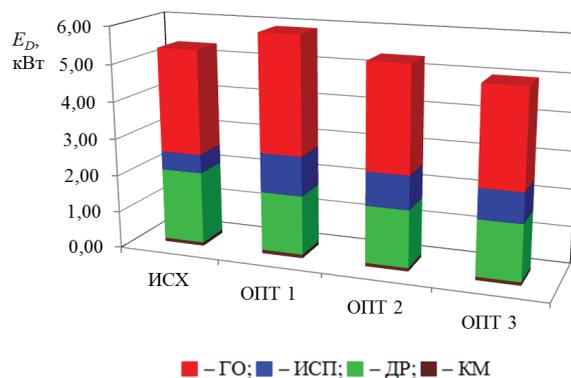


Рис. 4. Потери эксергии в элементах исходной и оптимальных ХМ при различных условных значениях тарифов на электроэнергию: ОПТ 1 – оптимальная ХМ при  $s_{ээ}=1,68$  грн/(кВт·ч); ОПТ 2 – при  $s_{ээ}=2,58$  грн/(кВт·ч); ОПТ 3 – при  $s_{ээ}=3,48$  грн/(кВт·ч)

При повышении тарифа на электроэнергию до  $s_{ээ}=2,58$  грн/(кВт·ч) оптимальное значение оптимизи-

рующей переменной  $\Delta P_{кр}^{км}$  и соответственно давление после компрессора  $P_2$  растет уже на меньшую величину по сравнению с исходным значением. Это касается и значения среднего логарифмического температурного напора в испарителе  $\delta T_{и}$ , в то время как  $\Delta T_{кр}^{го}$  и соответственно  $T_3$  продолжает снижаться. Площадь теплообменной поверхности испарителя несколько увеличивается по сравнению с оптимальным значением, рассчитанным при тарифе  $s_{эо}=1,68$  грн/(кВт·ч), но остается много меньше исходного значения, как и стоимость испарителя. Соответственно, по сравнению с вариантом, рассчитанным при тарифе  $s_{эо}=1,68$  грн/(кВт·ч), в силу описанных выше причин уменьшаются потери эксергии в испарителе и газоохладителе, но всё равно остаются выше исходных. Однако это компенсируется некоторым снижением потерь эксергии в механизме компрессора и в процессе дросселирования. Суммарные потери эксергии становятся практически равны своему исходному значению (рис. 4), как соответственно и энергопотребление компрессора, его стоимость, эксплуатационные затраты системы и её COP (табл. 1, 2). При этом тарифе при практически неизменных эксплуатационных затратах приведенные затраты уменьшаются за счет того, что стоимость испарителя снижается на большее значение, чем растет стоимость газоохладителя (табл. 2).

При повышении тарифа на электроэнергию до  $s_{эо}=3,48$  грн/(кВт·ч) оптимальное значение оптимизирующей переменной  $\Delta P_{кр}^{км}$  и соответственно давление после компрессора  $P_2$  снижается по сравнению с исходным значением. Оптимальное значение среднего логарифмического температурного напора в испарителе  $\delta T_{и}$ , продолжает снижаться в сравнении со своими оптимальными значениями при ранее рассмотренных тарифах, но остается выше, чем в исходном варианте.  $\Delta T_{кр}^{го}$  и соответственно  $T_3$  продолжает снижаться, как и при ранее рассмотренных тарифах. Площадь теплообменной поверхности испарителя несколько увеличивается по сравнению с оптимальным значением, рассчитанным при тарифе  $s_{эо}=2,58$  грн/(кВт·ч), но остается много меньше исходного значения, как и стоимость испарителя. Соответственно, по сравнению с вариантом, рассчитанным при тарифе  $s_{эо}=2,58$  грн/(кВт·ч), в силу описанных выше причин уменьшаются потери эксергии в испарителе, но всё равно остаются выше исходных. При этом потери эксергии в газоохладителе снижаются по сравнению с исходным вариантом, как и потери эксергии в механизме компрессора и в процессе дросселирования. Суммарные потери эксергии в системе далее уменьшаются (рис. 4). Соответственно снижается энергопотребление компрессора и его стоимость, уменьшаются эксплуатационные затраты системы и растет её COP (табл. 1, 2). Уменьшение эксплуатационных затрат при этом тарифе приводит к снижению приведенных затрат, чему также способствует и уменьшение их капитальной составляющей, поскольку стоимость испарителя и компрессора снижается на большее значение, чем растет стоимость газоохладителя (табл. 2).

Экономические показатели ХМ и соотношение капитальных и эксплуатационных составляющих в приведенных затратах PZ ХМ до и после её оптимизации при различных условных значениях тарифов на электроэнергию приведены на рис. 5.

Капитальные и эксплуатационные затраты определены как

$$Кап = (z_{км} + z_{и} + z_{ви} + z_{го} + z_{вго}) \cdot \Delta \tau \cdot n_{сез} + C_{км} + C_{и} + C_{ви} + C_{го} + C_{вго};$$

$$Эксп = s_{эо} (e_{км} + e_{ви} + e_{вго}) \cdot \Delta \tau \cdot n_{сез}.$$

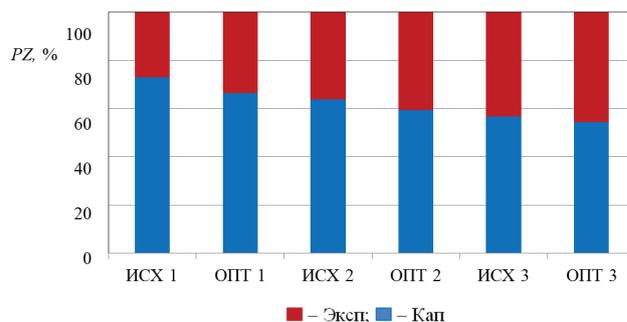


Рис. 5. Процентное соотношение капитальных и эксплуатационных составляющих PZ при различных условных значениях тарифов на электроэнергию

Из рис. 5 видно, что с повышением тарифа на электроэнергию доля эксплуатационных составляющих в приведенных затратах растет в оптимизированной ХМ по сравнению с исходной.

### 6. Обсуждение результатов термоэкономической оптимизации сверхкритической холодильной установки типа «воздух – воздух» с хладагентом R744 (CO<sub>2</sub>)

Разработанная методика и программное обеспечение позволяют решать задачу оптимизации режимных параметров эксплуатации сверхкритических холодильных систем, работающих на R744 (CO<sub>2</sub>), с учетом взаимосвязей между параметрами всех основных подсистем при обеспечении минимального уровня приведенных затрат на их создание и эксплуатацию.

Численное решение этой задачи для холодильной установки типа «воздух – воздух» (кондиционер) с CO<sub>2</sub> в качестве хладагента, работающего в сверхкритической области, позволило найти оптимальные параметры системы, обеспечивающие условия достижения минимального уровня приведенных затрат при различных значениях тарифов на электроэнергию.

Одно из достоинств методики заключается в том, что полученное однозначное аналитическое решение в виде системы уравнений пригодно для термоэкономической оптимизации любой холодильной системы, работающей по рассматриваемой схеме и с подобным типом оборудования.

Недостатком методики является то, что для упрощения представления аналитических зависимостей в термоэкономической модели не учитывались гидравлические потери давления в соединительных трубопроводах CO<sub>2</sub> и их влияние на COP. Однако этими потерями в принципе можно пренебречь, поскольку благодаря теплофизическим свойствам CO<sub>2</sub> их влияние на эффективность цикла не значительно. При этом данная модель может быть дополнена соответствующими

щими уравнениями для учета гидравлических потерь в трубопроводах системы.

Применение данной методики на практике должно способствовать снижению финансовых затрат на создание и эксплуатацию кондиционеров, работающих на CO<sub>2</sub>, повышению их конкурентоспособности в сравнении с традиционными фреоновыми системами и способствовать созданию условий для их широкомасштабного внедрения в Украине.

В дальнейшем данная методика может быть адаптирована для решения задач термoeкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации работающих на CO<sub>2</sub> термотрансформаторов иного функционального назначения.

---

## 7. Выводы

---

1. Разработка термoeкономической модели сверхкритической холодильной установки типа «воздух – воздух» с хладагентом R744 (CO<sub>2</sub>) позволила представить целевую функцию приведенных затрат в виде развернутых аналитических выражений, учитывающих взаимосвязь между всеми оптимизирующими параметрами системы. Аналитическое решение задачи оптимизации в виде системы уравнений частных производных от целевой функции приведенных затрат по всем оптимизирующим переменным пригодно для любой холодильной машины, работающей по рассматриваемой схеме.

2. В результате термoeкономической оптимизации режимных параметров эксплуатации кондиционера, работающего по сверхкритическому циклу CO<sub>2</sub>, удалось снизить расчетное значение приведенных затрат за 30 лет его эксплуатации на 10–13 % за счет более рационального распределения энергетических потоков в нем. При этом на характер оптимизации системы оказывает влияние значение тарифа на электроэнергию. При относительно низком тарифе экономический эффект присутствует за счет снижения капитальных вложений в основное оборудование, несмотря на возросшие необратимые потери, приводящие к снижению COP установки и росту эксплуатационных затрат. С повышением тарифа, наоборот, становится более выгодным увеличивать капитальные вложения в установку с целью снижения влияния необратимости в её элементах, увеличения её COP и, следовательно, снижения эксплуатационных затрат.

---

## Благодарность

---

Работа выполнена при поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований в рамках конкурсного проекта Ф66/12554 «Термoeкономічна багатofакторна оптимізація надкритичних циклів холодильних машин і теплових насосів» по гранту Президента Украины.

---

## Литература

- Fillipini, S. Воздушные теплообменники для холодильных циклов на CO<sub>2</sub> [Текст] / S. Fillipini, U. Merlo // Холодильная техника. – 2014. – № 1. – С. 39–43.
- Sarkar, J. Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications [Text] / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. R. Gopal // International Journal of Refrigeration. – 2004. – Vol. 27, Issue 8. – P. 830–838. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.03.006
- Sawalha, S. Theoretical evaluation of trans-critical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions [Text] / S. Sawalha // International Journal of Refrigeration. – 2008. – Vol. 31, Issue 3. – P. 516–524. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017
- Kim, S. G. The performance of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle with an internal heat exchanger for hot water heating [Text] / S. G. Kim, Y. J. Kim, G. Lee, M. S. Kim // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 7. – P. 1064–1072. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.03.004
- Калнинь, И. М. Оптимизация теплогидравлических процессов в основных аппаратах тепловых насосов на диоксиде углерода (R744) [Текст]: конф. / И. М. Калнинь, С. Б. Пустовалов // Испарение, конденсация. Двухфазные течения. – 2006. – Т. 5. – С. 122–125.
- Sarkar, J. Simulation of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications [Text] / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. R. Gopal // International Journal of Refrigeration. – 2006. – Vol. 29, Issue 5. – P. 735–743. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.12.006
- Ясников, Г. П. Эксергетическое представление в термодинамике необратимых процессов [Текст] / Г. П. Ясников, В. С. Белюсов // Инженерно-физический журнал. – 1977. – Т. 32, № 2. – С. 336–341.
- Бродянский, В. М. Эксергетические расчеты технических систем [Текст]: справ. пос. / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, Я. Я. Карчев и др.; под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского. – Киев: Наукова думка, 1991. – 361 с.
- Проценко, В. П. Выбор оптимальных температурных напоров в теплообменниках теплонасосной установки [Текст] / В. П. Проценко, Н. А. Ковылкин // Холодильная техника. – 1985. – № 6. – С. 11–14.
- Tribus, M. The thermoeconomics of sea water conversion [Text] / M. Tribus, R. B. Evans. – UCLA Report № 62-63, 1962. – 241 p.
- El-Sayed, Y. M. Thermoeconomics and the design of heat systems [Text] / Y. M. El-Sayed, R. B. Evans // Journal of Engineering for Power. – 1970. – Vol. 92, Issue 1. – P. 27. doi: 10.1115/1.3445296
- Оносовский, В. В. Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термoeкономического анализа [Текст] / В. В. Оносовский, А. А. Крайнев // Холодильная техника. – 1978. – № 5. – С. 15–20.
- Оносовский, В. В. Оптимизация режима работы двухступенчатой холодильной установки [Текст] / В. В. Оносовский, Е. А. Ротгольц // Холодильная техника. – 1980. – № 12. – С. 60–64.

14. Оносовский, В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок [Текст] / В. В. Оносовский. – Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодиль. пром-ости, 1990. – 205 с.
15. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения [Текст] / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
16. Мацевитый, Ю. М. Системно-структурный анализ пароконденсаторных термотрансформаторов [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампида, В. А. Тарасова. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2014. – 269 с.
17. Краснощеков, Е. А. Экспериментальное исследование местной теплоотдачи двуокиси углерода сверхкритического давления в условиях охлаждения [Текст] / Е. А. Краснощеков, И. В. Кураева, В. С. Протопопов // Теплофизика высоких температур. – 1969. – Т. 7, № 5. – С. 922–930.
18. Ortiz, T. M. Evaluation of the performance potential of CO<sub>2</sub> as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis. Final report [Text] / T. M. Ortiz, D. Li, E. A. Groll. – Arlington, Virginia: Air-conditioning and Refrigeration Technology Institute, 2003. – 205 p.
19. Петухов, Б. С. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах [Текст] / Б. С. Петухов, В. В. Кириллов // Теплоэнергетика. – 1958. – № 4. – С. 63–68.
20. Краснощеков, Е. А. Экспериментальное исследование теплообмена двуокиси углерода в сверхкритической области при больших температурных напорах [Текст] / Е. А. Краснощеков, В. С. Протопопов // Теплофизика высоких температур. – 1966. – Т. 4, № 3. – С. 389–398.
21. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче [Текст] / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.
22. Филоненко, Г. К. Гидравлическое сопротивление трубопроводов [Текст] / Г. К. Филоненко // Теплоэнергетика. – 1954. – № 4-5. – С. 40–44.
23. Rezayan, O. Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems [Text] / O. Rezayan, A. Behbahaninia // Energy. – 2011. – Vol. 36, Issue 2. – P. 888–895. doi: 10.1016/j.energy.2010.12.022
24. Данилова, Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок [Текст] / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова; под ред. А. А. Гоголина. – Л.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
25. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
26. Кошкин, Н. Н. Холодильные машины [Текст] / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.; под ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
27. Харлампида, Д. Х. Современные методы термoeкономического анализа и оптимизации холодильных установок [Текст] / Д. Х. Харлампида, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Технические газы. – 2015. – № 6. – С. 55–64. doi: 10.18198/j.ind.gases.2015.0802