

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
ENERGY AND ELECTRICAL ENGINEERING

УДК 621.574

DOI: 10.21822/2073-6185-2023-50-1-42-52

Оригинальная статья /Original Paper

К вопросу оптимизации рабочих характеристик спирального компрессора в составе бустерной холодильной машины на CO₂ с целью повышения ее эффективности

В.А. Пронин, А.В. Кованов, В.А. Цветков, Е.Н. Михайлова, П.А. Белов

Университет ИТМО,

197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский просп., 49, Россия

Резюме. Цель. В условиях сокращения применения хладагентов с высоким потенциалом глобального потепления повышение эффективности холодильных машин, использующих натуральные хладагенты, является весьма актуальной задачей. Так, например, цикл бустерной холодильной машины на CO₂ может быть оптимальным для сфер коммерческого холода, климатотехники и тепловых насосов, но требует адаптации к регионам с жарким климатом. Целью исследования также является и систематизация возможных способов совершенствования спиральной технологии, как залог повышения эффективности бустерных холодильных машин. Такие решения уже апробированы за счёт использования эжектора и параллельного сжатия, что повышает эффективность использования транскритического цикла. **Метод.** Применение спирального компрессора в транскритическом цикле, может являться хорошей альтернативой данным способам. Подобное решение, несколько улучшает технико-экономические показатели холодильной машины, в большей части снижая капитальные и эксплуатационные затраты. Рассматривая перспективу повышения эффективности бустерной системы со спиральным компрессором, следует обратиться к вопросу оптимизации характеристик компрессора. Данную задачу можно отнести к разряду повышения эффективности холодильной машины за счёт её внутренних характеристик. **Результат.** Рассмотрен концептуальный подход к решению данной проблемы на основе системного анализа влияния характеристик компрессора, как основного энергоёмкого элемента холодильной машины, на параметры её работы. **Вывод.** Разработка концептуальной модели позволяет идентифицировать степень влияния различных факторов на работу спирального компрессора, повысить адекватность математической модели за счёт выбора определяющих факторов, использовать необходимые методики расчёта.

Ключевые слова: спиральный компрессор, протечки, бустерная холодильная машина, транскритический цикл, CO₂

Для цитирования: В.А. Пронин, А.В. Кованов, В.А. Цветков, Е.Н. Михайлова, П.А.Белов. К вопросу оптимизации рабочих характеристик спирального компрессора в составе бустерной холодильной машины на CO₂ с целью повышения ее эффективности. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2023; 50(1):42-52. DOI:10.21822/2073-6185-2023-50-1-42-52

To the issue of optimising the performance of a scroll compressor as part of a CO₂ booster refrigerating machine in order to increase its efficiency

V.A. Pronin, A.V. Kovanov, V.A. Tsvetkov, E.N. Mikhailova, P.A. Belov

ITMO University,

49 Kronverksky Ave., Saint Petersburg 197101, Russia

Abstract. Objective. With the decreasing use of refrigerants with a high global warming potential, increasing the efficiency of refrigeration machines using natural working fluids is a very urgent task. The CO₂ booster refrigerant cycle may be optimal for the fields of commercial refrigeration, climate engineering and heat pumps, but needs to be adapted to regions with hot climates. The purpose of the study is also to systematize possible ways to improve the spiral

technology, as a guarantee of increasing the efficiency of booster refrigeration machines. **Method.** Such solutions have already been tested by increasing the transcritical cycle efficiency through the use of an ejector and parallel compression. However, the use of a scroll compressor in the transcritical cycle may be a good alternative to these methods. This solution, a little bit improves technical and economic indexes of the refrigerating machine, in the most part reducing capital and operational costs. When considering the prospect of improving the efficiency of a booster system with scroll compressor, it is necessary to address the issue of compressor performance optimisation. An issue of this kind can be referred to improving the efficiency of the booster system, at the expense of the internal characteristics of the refrigeration machine. **Result.** Thus, in this paper, a conceptual approach is considered to solve this problem based on a system analysis of the interconnection of the compressor as the main energy-intensive element of a refrigeration machine. **Conclusion.** Development of conceptual model, allows to identify influence of various factors on scroll compressor operation and to build adequate mathematical model, to choose or develop necessary calculation methods.

Keywords: scroll compressor, leaks, booster chiller, transcritical cycle, CO₂

For citation: V.A. Pronin, A.V. Kovanov, V.A. Tsvetkov, E.N. Mikhailova, P.A. Belov. To the issue of optimising the performance of a scroll compressor as part of a CO₂ booster refrigerating machine in order to increase its efficiency. Herald of the Daghestan State Technical University. Technical Science. 2023; 50 (1): 42-52. DOI: 10.21822 /2073-6185-2023-50-1-42-52

Введение. Использование CO₂ в качестве рабочего вещества холодильных машин (ХМ) уже достаточно апробированный вариант, причём термодинамические свойства углекислоты позволяют успешно применять её в циклах теплового насоса. Основная трансформация архитектуры холодильного оборудования с применением диоксида углерода происходит в отраслях коммерческого холода, системах климатехники, бытовом секторе там, где всё более востребованы новые решения на озонобезопасных хладагентах с низким потенциалом глобального потепления (ПГП) [1-3].

На сегодняшний день находят применение несколько схем холодильных машин, использующих CO₂, среди них: одноступенчатые, каскадные с диоксидом углерода в одной из ветвей каскада, системы с промежуточным рабочим веществом и бустерные системы [2]. Отличительной чертой бустерной холодильной машины является возможность работы на несколько температур кипения, используя всего лишь один тип хладагента. Такое решение перспективно с точки зрения оптимизации процессов и упрощения конструкции. Транскритические бустерные системы с рекуперацией тепла востребованы в условиях холодного и умеренного климата [5-7], однако их эффективность в регионах с жарким климатом требует новых решений.

Исследования [5-8], рассматривают поставленную задачу за счёт внедрения технологий эжекторов и параллельного сжатия. В 2021 г. компания Эмерсон представила новое альтернативное решение для повышения эффективности транскритического цикла бустерной ХМ, презентовав разработанный ими спиральный компрессор (СПК) для работы в закритической зоне CO₂, с технологией Dynamic Vapour Injection (DVI). Такое решение показало на 4% повышение эффективности в холодном климате, на 6% в умеренном климате и на 8% в теплом климате. Стоимость бустерной системы по данным [4] снизилась на 9%. Уменьшилась стоимость эксплуатации, так как более простые настройки системы позволяют экономить до 14% средств. Еще одним преимуществом спиральной конструкции является малая металлоёмкость, практически на 50% ниже, чем у поршневых компрессоров, снижение веса всей системы может достигать до 10%. Проектные данные были подтверждены в рамках пилотного проекта на базе магазина в Малмсбери, Великобритания. Данная информация вселяет надежду и открывает хорошие перспективы для развития спиральной технологии в направлении увеличения производительности, когда следует стремиться к сокращению потерь.

Постановка задачи. В рассматриваемой работе мы предлагаем системный подход к поставленной проблематике, который позволяет обнаружить внутренние связи между элементами ХМ и идентифицировать их влияние на внешние характеристики бустера. Тем самым, учитывая ранее изложенное в отношении СПК, рационально рассмотреть и систематизировать возможные способы совершенствования спиральной технологии, как залог повышения эффективности бустерных холодильных машин. При оценке работы СПК в составе бустерной холодильной машины, а точнее в рамках транскритического цикла, его следует рассматривать по принципу «система в системе».

Анализ источников [9-11], показал, что основные потери при работе компрессора на высоких давлениях в закритической зоне, как правило, складываются из внутренних, преимущественно вызванных протечками рабочего вещества и внешних потерь на трение. Вопрос силовых факторов и энергетических потерь был рассмотрен в работах [12,13], при этом выводы, сделанные, в работе [13], дают достаточное основание полагать о возможности решения данного вопроса на стадии проектирования. Согласно выводов из работ [9,16], процесс протечек в рабочей части СПК остаётся в достаточной степени не предсказуемым. Много работ в данной области таких как [17-19], предлагают действительно качественную модель рабочих процессов СПК, однако их недостаток может скрываться в системе допущений, которые не позволяют оценить рабочий процесс, в некоторых условиях, достаточно адекватно и получить характеристики компрессора с необходимой точностью.

Наша задача построить концепт модели, позволяющий определить целевые функции оптимизации, выбор методики расчётов или необходимость построения новых методик с учётом влияния различных факторов.

Методы исследования. Бустерная холодильная машина с диоксидом углерода в качестве рабочего вещества представляет собой двух каскадную систему с общим хладагентом, каждый из каскадов которой можно представить в виде самостоятельного контура. Принимая, что потеря эффективности бустера, главным образом, связана с несовершенством транскритического цикла 3-4-5-6a-6-7-3, показанного на рис. 1, следует его выделить и рассмотреть, как сложную техническую систему.

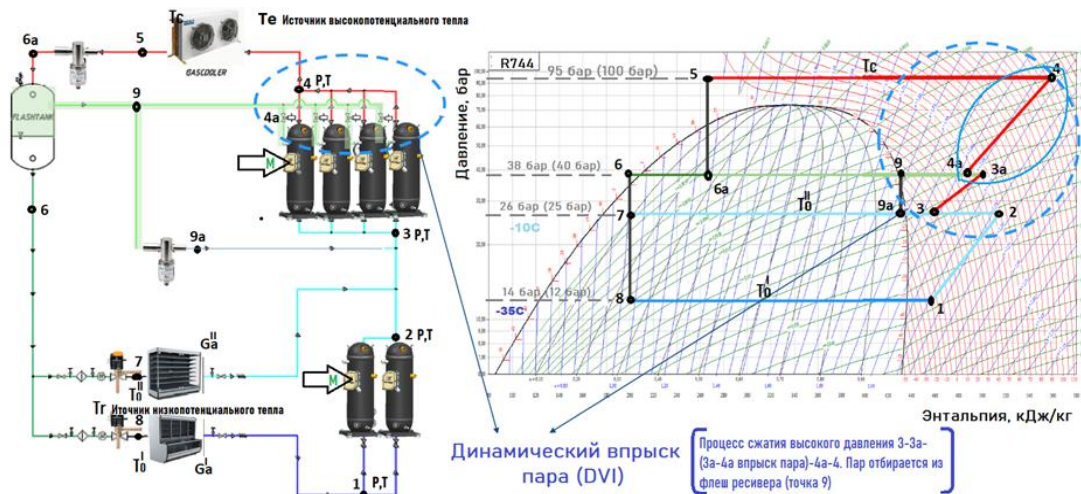


Рис. 1. Принципиальная схема и рабочая диаграмма бустерной ХМ на CO_2 с использованием СПК

Fig. 1. Schematic diagram and operating diagram of a CO_2 booster CM using SPC

Транскритический компрессор предназначен для повышения давления в процессе 3-4 (рис.1) со значений $P_3, (T_3)$ до значения $P_4, (T_4)$ массового потока хладагента G_a^{II} , при этом он имеет частоту вращения вала n , мощность на валу N_e , расходуемую на реализацию внутренних процессов и преодоление сил трения. О степени совершенства такого компрессора можно судить по объёмной производительности – V_d ($\text{м}^3/\text{ч}$), по объёмному КПД – η_v или по холодопроизводительности – Q_0 (кВт), условно пропорциональной общей хо-

лодопроизводительности бустерной системы. Характеристики бустерной ХМ, такие как холодопроизводительность, потребляемая мощность и холодильный коэффициент зависят от ряда параметров [20]. К таким параметрам можно отнести: конструктивные особенности системы, термодинамические характеристики рабочего тела и внешних сред, а также технологические, такие как массовые потоки холодильного агента и внешних сред; объемные и энергетические коэффициенты компрессора; коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи рабочих сред в аппаратах, коэффициенты гидравлических сопротивлений и другие.

Таким образом, для учёта характеристик компрессора в оптимизации параметров бустерной ХМ и идентификации пути совершенствования технологии, следует сначала выделить их взаимосвязь, как показано на рис. 2, а затем рассмотреть компрессор как отдельную термодинамическую систему с определённым набором характеристик.



Рис. 2. Параметры взаимодействия ХМ с внешней средой и взаимосвязь с параметрами и характеристиками СПК

Fig. 2. Parameters of the interaction of CM with the external environment and relationship with the parameters and characteristics of the SEC

Как видно из представленной схемы, следует учитывать зависимость основных характеристик ХМ: потребляемой электрической мощности N_{ee} (kBm), холодильного коэффициента – ε , коэффициента обратимости – η_{rev} и Q_0 (kBm), не только от входных показателей, структуры, конструктивных параметров, но и от характеристик её элементов.

В частном случае задача формализуется как функция зависимости конструктивных параметров ХМ – S , массовых расходов – G (кг/ч) и температур – T (K) от параметров и характеристик компрессора:

$$\left. \begin{matrix} Q_0 \\ N_{ee} \\ \varepsilon \\ S^{scc} \end{matrix} \right\} = f(S, G, t), \quad (1)$$

где S^{scc} – в свою очередь, выражает совокупность конструктивных параметров и характеристик спирального компрессора.

Компрессор как многофакторный элемент сложной системы. Внешние параметры компрессора будут зависеть, от ряда факторов, в том числе, от схемы и характеристик элементов конструкции ХМ. Т.е. как показано на схеме рис. 2, компрессор следует рассматривать, как элемент сложной системы, необходимый для достижения единой цели путем решения совокупности задач при взаимодействии его с другими элементами и внешней средой. Изучение элементов сложных систем требует системного подхода, а значит должны быть рассмотрены все факторы и параметры системы, связанные с работой компрессора. Выражая физическую природу воздействия, фактор характеризует качественную сторону процесса, параметры количественную.

На рис. 3., показано: X – группа наблюдаемых, но нерегулируемых внешних факторов, воздействующих на объект (компрессор) – это температуры и давления всасывания, нагнетания $t_{вс}$, $t_{н}$, $P_{вс}$, $P_{н}$, массовый расход хладагента в цикле G_a (кг/ч), а M – характеристика электросети. Группа факторов E – ненаблюдаемые, а, следовательно, нерегулируемые, такие как характер и термодинамика процесса течения сплошной среды, микродеформации конструктивных элементов компрессора в процессе работы.

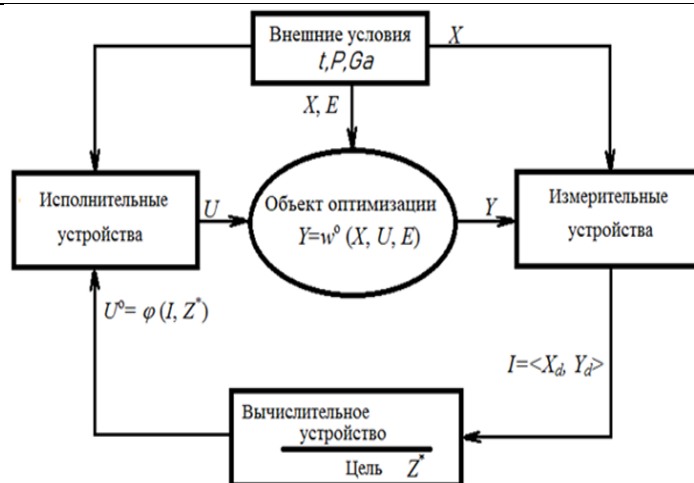


Рис. 3. Структура управления компрессором как элементом сложной технической системы
Fig. 3. Compressor control structure as an element of a complex technical system

Состояние объекта Y зависит от состояния его среды X : $Y = w_0(X)$, где w_0 – оператор. Цель Z^* представляет собой набор требований, предъявляемых субъектом к состоянию объекта. Проверить выполнение цели можно только по состоянию объекта Y , для чего преобразуем: $Z = \psi(Y)$. При $Z \neq Z^*$, $Y = w_0(X, M)$.

В основе процесса оптимизации лежит информация $I = \langle X_d, Y_d \rangle$, где $X_d = D_x(X)$, $Y_d = D_y(Y)$ – показания измерительных устройств, при этом часть входных факторов не наблюдаема, т. е. $Y = w_0(X, M, E)$. Таким образом, объект управления имеет три входа: наблюдаемый (X), управляющий (M), ненаблюдаемый (E). Для описания совокупности наблюдаемых, управляющих и выходных факторов обычно используется векторная форма записи $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, $M = (m_1, m_2, \dots, m_n)$ и так далее, с учетом которой математическое описание функционирования системы в общем виде можно представить следующим уравнением: $Y = \Phi(X, M, E)$. Обозначение рассматривается здесь как вектор-функция, поэтому

$$y_i = \varphi_i(X, M, E) \quad (2)$$

Каждое из уравнений (1), применительно к поставленной задаче, достаточно точно можно представить в виде

$$y_i = f_i(X, M) + \psi_i(E) \quad (3)$$

Задача математического описания заключается в необходимости установить вид функции f и оценить функцию ψ . В случае если бустерная ХМ работает в установившемся режиме, то общая описываемая система является детерминированной и стационарной, тогда как компрессор следует рассматривать как объект с распределёнными параметрами.

Наблюдаемые параметры в процессе сжатия 3-4 можно выразить как $X = f(G_a, P, T, V_{real}, N_e, \eta_v)$, а управляющие параметры как $M = (U, n)$. Следует отметить впрыск пара, отбираемого из ресивера точка 9, процесс 3а-4а, снижает температуру компримируемого рабочего тела, что приводит к увеличению Q_0 до 25%, а ε до 15% [21]. Данным процессом можно управлять посредством периодичности впрыска, а, следовательно, его можно отнести также к управляющим параметрам. В данном случае интенсификация процесса теплообмена как раз и даёт необходимый эффект расширения рабочего диапазона, что делает возможным применение СПК для транскритики.

Обращаясь к конструктивным особенностям спирального компрессора, который выражен параметром S^{sc} , можно отметить важность таких вопросов, как влияние силовых и тепловых деформаций на динамику рабочих процессов компрессора, силовые факторы в узлах трения. Высокие температуры и давления, присущие CO_2 , обращают внимание на вопрос устойчивого распределения масла, которое равнозначно решает задачи смазки, охлаждения трущихся пар и уплотнения зазоров в рабочей части СПК.

Концептуальная модель СПК в составе транскритического цикла. Таким образом, учитывая, конструктивные особенности компрессора и протекающие в нём термодинамические процессы, зависящие от свойств рабочих веществ, а их динамику от выбранного режима работы, пользуясь схематизацией параметров бустерной схемы, можно построить концептуальную модель влияния различных факторов на работу СПК, с целью определения целевых функций оптимизации компрессора для повышения эффективности транскритического цикла и бустерной системы в целом. Визуализировать данную концепцию можно в виде схемы, представленной на рис. 4.

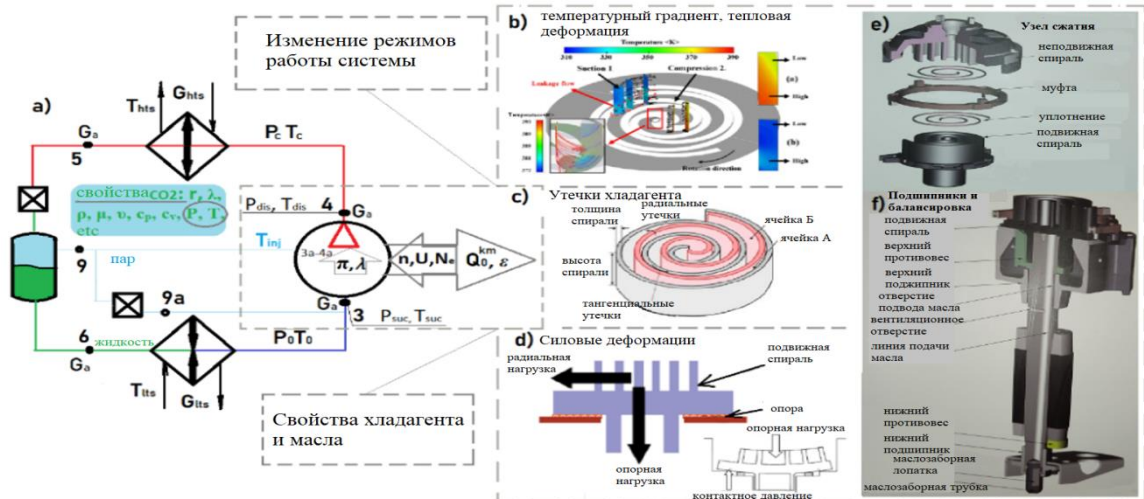


Рис. 4. Концептуальная модель взаимосвязей элементов транскритического цикла бустерной ХМ с СПК, выделенным в отдельную систему внутренних взаимосвязей
Fig. 4. Conceptual model of interrelationships between the elements of the transcritical cycle of a booster CM with the SPC separated into a separate system of internal interrelationships

Из представленной концепции очевидна взаимосвязь элементов системы и их связь с внешними характеристиками транскритической бустерной ХМ, при этом можно определить составляющие для идентификации оптимальных параметров СПК.

Основываясь на представленной концепции, можно принять за целевые функции повышения эффективности бустерной ХМ: снижение потребляемой мощности, где $N_{ee} \sim N_e$; повышение холодопроизводительности, где $Q_0 \sim Q_0^{scc} \sim V_{real}$, которые зависят от ряда факторов, таких как внешние характеристики, выраженные параметрами электросети, способами регулирования производительности компрессора, температурными нагрузками на ХМ и внутренними характеристиками, такими как G_a , P_c , P_0 , T_c , T_0 , и конструктивными особенностями компрессора, определяющими его характеристики. Апеллируя именно к конструктивным особенностям СПК, задача в рамках повышения эффективности ХМ сводится к оптимизации функции $\psi_i(E)$, под которой удобно рассматривать коэффициент подачи компрессора λ , как меру оценки его совершенства.

λ определяют обычно либо по расчетным зависимостям, либо аппроксимацией опытных данных для однотипных машин, получая зависимость $\lambda = f(\pi)$. Последний подход работает в случае, когда существует модельный ряд компрессоров, апробирован в широком диапазоне работы на конкретном типе хладагента и подвержен линейной аппроксимации. В случае процесса с нелинейной зависимостью требуется создание адекватной математической модели, основанной на точных методиках расчёта.

Коэффициент подачи СПК, главным образом, зависит от протечек рабочего вещества в проточной части компрессора [21], это основной вид объёмных потерь, спирального компрессора. Причём как отмечено в работах [11, 22] и показано на рис. 5 радиальные протечки преобладают над тангенциальными практически на порядок.

Обращаясь к методике расчёта протечек, следует понимать, что традиционные методы использованные, например, в работах [11, 12, 16, 18, 22], по разным оценкам имеют погрешность, достигающую 60%, с учетом допущений о стационарности стенок щели.

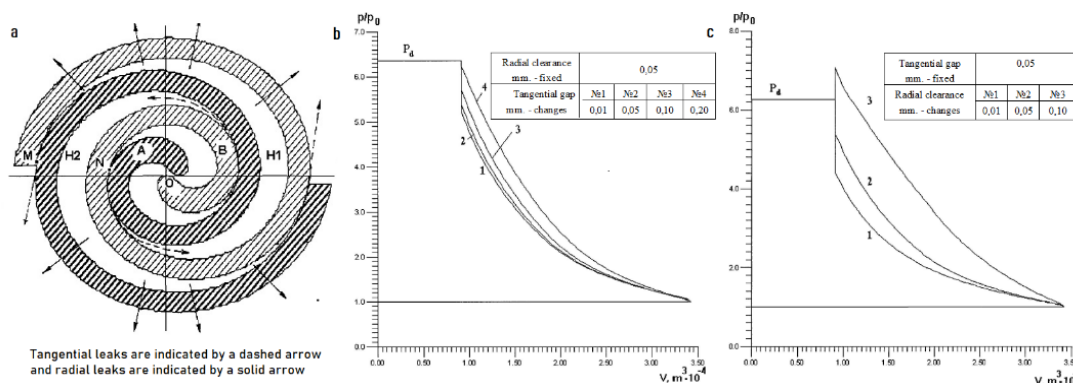


Рис. 5. (a) качественный характер утечек; (b) количественный характер тангенциальных утечек; (c) количественный характер радиальных утечек
Fig. 5. (a) the qualitative nature of the leaks; (b) quantitative nature of tangential leaks; (c) quantitative nature of radial leaks

При этом, в силу высоких давлений CO_2 в транскритическом цикле, есть все основания полагать, что динамика движения потока рабочего тела через зазор с подвижной стенкой будет иной. Таким образом, необходима альтернативная модель расчёта протечек в узких щелях, учитывающая подвижность их стенок.

Подобные методики разрабатывались для спиральных насосов, поршневого компрессора и описаны в работах [23-26], где показана необходимость учёта подвижности стенок щели в случаях высоких скоростей ротора, при молекулярном движении рабочего тела в насосах. В работах [27, 28] учёт подвижности щели учтён в разработанной методике относительно расчёта протечек в винтовых компрессорах. Данный метод был успешно апробирован с минимальной погрешностью, что даёт основание полагать о рациональности адаптации данной методики к расчётам в спиральных компрессорах.

Из концепции рис. 4, видно, что внешние факторы компрессора зависят от параметров ХМ. Так степень повышения давления π компрессора, зависит от давлений кипения и конденсации и ряда других параметров. Изменение тепловой нагрузки на холодильную машину, влечёт изменение массового расхода хладагента G_a , который зависит от частоты вращения вала компрессора n . Оба фактора оказывают прямое влияние на характер протечек и зависят от выбранного режима работы ХМ.

Рассматривая протечки в компрессоре как следствие выбора конструктивного зазора и его зависимость от тепловых и силовых деформаций рабочих органов, следует добавить в модель соответствующие методики расчёта [29]. В работе указывается, что тепловые деформации преобладают над силовыми для СПК сухого сжатия, но для холодильного компрессора с учётом высоких давлений данный факт должен быть проверен.

Впрыск пара, учтённый у концепции рис.4 как процесс 3а-4а и показанный на рис.2. несёт важную роль для транскритического компрессора, не только увеличивая производительность, но и предоставляя возможность её регулировать за счёт периодичности инъекции. Условно можно принять, что впрыск пара не меняет фазового состояния компримируемой среды, но меняет её массу, увеличивая работу на сжатие. Наличие масляной фракции в составе рабочего вещества, меняет качественный и количественный характер протечки, и этот факт следует учитывать обязательно.

Обсуждение результатов. Всесторонний учёт определяющих факторов и режимов работы оборудования даёт возможность получить инструмент расчёта характеристик компрессора с наименьшей погрешностью. А значит, верифицировав полученные данные, можно найти оптимальные точки совместной работы элементов системы с заданными внешними параметрами, как показано на рис. 6. Построение внешней характеристики ХМ, позволяет спрогнозировать положение рабочей точки при изменении режимов работы компрессора. Используя какой – либо универсальный инструмент нелинейной аппроксимации, как например, искусственную нейронную сеть (ИНС), имея многомерный массив

данных, можно в итоге получить адекватные обобщённые характеристики компрессора. Причём в случае ИНС возможно обучение и адаптация к изменению условий по средствам применения прикладных пакетов программ.

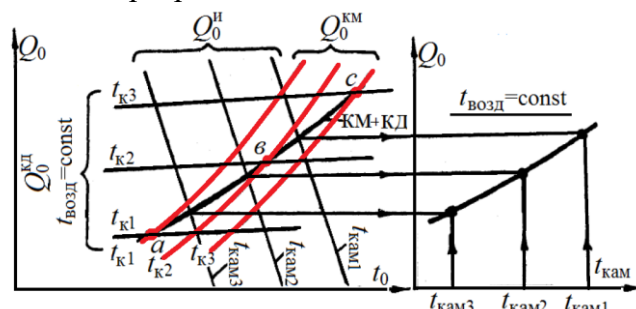


Рис. 6. Графические характеристики холодильной машины

Fig. 6. Characteristics of the chiller

На основании данных источника [4], можно утверждать, что спиральная технология в транскритическом цикле бустерных холодильных машин на CO_2 , оправдывает себя за счёт улучшения экономических показателей, снижая капитальные и эксплуатационные затраты. Причём, наличие инструмента оптимизации характеристик СПК представляет внутренний потенциал бустерной ХМ, что в конечном итоге приводит к увеличению её энергоэффективности. Для формализации и решения задачи оптимизации следует использовать структурный подход, основанный на концептуальной модели (рис.4). Учитывая современное состояние развития спиральной технологии, в исследовательских работах основное внимание следует уделить разработке новых методик расчёта протечек компримируемой среды, как основного фактора объёмных и энергетических потерь СПК.

Вывод.

1. Системный подход к повышению эффективности бустерной ХМ, предполагает её поэтапное рассмотрение с целью анализа процессов. Это дает возможность идентифицировать взаимосвязи элементов рассматриваемого каскада (транскритического цикла), выделить компрессор, как отдельное звено, имеющее определённую степень влияния на общие характеристики каскада.

2. Концептуальная модель использования СПК в бустерной ХМ, позволяет выявить степень несовершенства, влияющую на характеристики компрессора, и соответственно внешние характеристики ХМ.

3. Выбранный структурный подход к решению вопроса оптимизации характеристик СПК, позволит формализовать поставленную задачу, определив рациональный путь достижения цели, по средствам построения наиболее адекватной ММ, при этом:

- выделив наблюдаемые и ненаблюдаемые, регулирующие параметры;
- рассмотрев определяющие факторы, влияющие на эффективность компрессора в составе системы;
- выбрать или разработать необходимые методики расчёта, наиболее удовлетворяющие характерным процессам в СПК с учётом свойств используемого хладагента;
- выбрать необходимые и достаточные методы верификации расчётных данных.

4. Разработка новой методики расчёта протечек компримируемой среды с учётом подвижности стенок предполагает также внимание к деформациям спиралей в процессе работы, что повысит качество построения характеристик компрессора.

Библиографический список:

1. Refrigeration portal. S. Y. Pleshanov. Prospects of Development of Carbon Dioxide (CO_2) Refrigeration Systems in Russia. [Electronic resource]. 2020. Date of accession: 10.02.2022. URL:<http://refportal.com/news/market-news/perspektivi-razvitiya-holodil-nih-sistem-na-diokside-ugleroda-so2-v-rossii/>.
2. World Guide to Transcritical CO_2 Refrigeration. [Electronic resource]. 2020. Date of access: 16.01.2022. URL:<https://issuu.com/shecco/docs/r744-guide>.

3. Pronin V. A., Kovanov A. V., Kalashnikova E. A., Tsvetkov V. A. Perspective of Ozone-Safe Refrigerants with Low Global Warming Potential in Scroll Compressors. Part 1 // UMSTU Bulletin of series "Aviation and rocket and power engineering". 2021. T. 5, № 4. С. 9-16.
4. Emerson aims to increase R744 adoption in smaller shops by simplifying systems. [Electronic resource]. 2021. Access date: 26.01.2022. URL: <https://r744.com/emerson-aims-to-increase-r744-adoption-in-small-stores-by-simplifying-systems-dynamic-vapor-injection/>
5. Evangelos B., Christos T. Incorporation of an organic Rankine cycle in a transcritical booster CO2 refrigeration system // International Journal of Energy Research. 2020. Vol. 44, no.10, P. 7974-7988.
6. Zhu Y., Li C., Zhang F., Jiang P. Comprehensive experimental study on a transcritical CO2 ejector-expansion refrigeration system // Energy Convers. Manag. 2017. Vol. 151, P. 98-106.
7. Taslimitaleghani S., Sorin M., Poncet S. Energy and exergy efficiencies of different configurations of the ejector-based CO2 refrigeration systems // J. Energy Prod. Manag. 2018. Vol. 3, no.1, P. 22–33.
8. Sevilla D., Cuisano J., Ortega P. Advanced exergetic analysis for design optimization of a CO2 refrigeration system using parallel compression // IEEE ANDESCON. 2020. pp. 1-6.
9. Zheng S, Wei M, Hu C, Song P, Tian R. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO2 // Sci. China Technol. Sci. 2021. Vol. 64, no. 5, P. 971-983.
10. Sun S., Wang X., Guo P., Wu K., Luo X., Liu G. Numerical analysis of the transient leakage flow in axial clearance of a scroll refrigeration compressor // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2019. Vol. 236, no.1, P. 47-61.
11. Pereira E., Deschamps C. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Int J Refrigeration. 2020. Vol. 110, P. 239–247.
12. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO2 Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2008. Paper 1836.
13. Minikaev A., Yerezhep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. no. 826, P. 012022
14. Zheng S., Wei M., Song P., Hu C., Tian R., Thermodynamics and flow unsteadiness analysis of transcritical CO2 in a scroll compressor for mobile heat pump air-conditioning system // Applied Thermal Engineering. 2020, Vol. 175. P.115368.
15. Hidaka A, Ikeda A, Morimoto T, Koura O, Matsui M. Axial and Radial Force Control for a CO2 Scroll Expander // HVAC&R Research. 2009, Vol. 15, no. 4. P. 759-770.
16. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F., Takashi M., Noriaki I. Clearance Control of Scroll Compressor for CO2 Refrigerant. // International Compressor Engineering Conference. 2008, Paper 1848.
17. Blunier G., Cirrincione Y., Hervé A., Miraoui A. New analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation // International Journal of Refrigeration. 2008. Vol. 32., no.5, P. 874-891.
18. Chen Y., Halm N. P., Groll E. A., Braun J. E. Mathematical Modeling of Scroll Compressors-Part I: Compression Process Modeling // International Journal of Refrigeration. 2002, Vol. 25, no. 6, P. 731-750.
19. Chen Y., Halm N. P., Groll E. A., Braun J. E. Mathematical Modeling of Scroll Compressors-Part II: Overall Scroll Compressor Modeling // International Journal of Refrigeration. 2002. vol. 25, no. 6 pp. 751-764.
20. Татаренко Ю.В. Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин - Санкт-Петербург: СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2015. - 100 с.
21. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия: учебное пособие для вузов / В. Е. Щерба. — 2-е изд., доп. — Москва: Издательство Юрайт, 2022. — 323 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-09232-5
22. Косачевский В. А. Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров: дис. ... кандидата технических наук: 05.04.06 / Санкт-Петербургский гос. техн. ун-т. - Санкт-Петербург. 1998, - 188 с.
23. Райков А.А., Бронштейн М.Д., Бурмистров А.В., Саликеев С.И. Влияние скорости орбитального движения спирали на перетекания в спиральном вакуумном насосе // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия машиностроение. 2014, Т.4, № 97, с.73-82.
24. Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д., Райков А.А., Саликеев С.И., Якупов Р.Р. Расчет проводимости профильного канала спирального вакуумного насоса при молекулярном режиме течения газа // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2013, № 9-10, с.3-10.
25. Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д., Гимальтинов А.Т., Райков А.А., Саликеев С.И. Численное моделирование потоков газа в щелевых каналах с движущимися стенками при давлениях ниже атмосферного // Вестник Казанского технологического университета. 2016. Т. 19, №5, с. 116-120.
26. Пронин В.А., Цветков В.А., Молодова Ю.И., Жигновская Д.В. Влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре "поршневое кольцо – зеркало цилиндра" компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 2. С.19-25
27. Пронин В. А. Винтовые однороторные компрессоры для холодильной техники и пневматики: диссертация ... доктора технических наук: 05.04.03. – Санкт-Петербург, 1998. 226 с.

28. Pronin V., Kuznetsov Y., Zhignovskaia D., Minikaev A., Yerezhep D. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141, P. 030010.
29. Паранин Ю. А. Разработка и исследование спирального компрессора сухого сжатия: диссертация ... кандидата технических наук : 05.04.06 / - Казань, 2011. - 254 с.

References:

1. Refrigeration portal. С. Ю. Плешанов. Перспективы развития холодильных систем на диоксиде углерода (CO₂) в России. [Электронный ресурс]. 2020. Дата обращения: 10.02.2022. URL:<http://refportal.com/news/market-news/perspektivi-razvitiya-holodil-nih-sistem-na-diokside-ugleroda-so2-v-rossii/>
2. World Guide to Transcritical CO₂ Refrigeration. [Электронный ресурс]. 2020. Дата обращения: 16.01.2022. URL;<https://issuu.com/shecco/docs/r744-guide>
3. Pronin V, Kovanov A, Kalashnikova E, Tsvetkov V (2021) The prospect of using ozone-safe refrigerants with low global warming potential in scroll compressors. Part 1. *Omsk Scientific Bulletin. Aviation-rocket and Power Engineering series*. 2021; 5(4):9-16. doi: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-9-16. [In Russ]
4. Emerson Aims to Increase R744 Adoption in Small Stores by Simplifying Systems (2021) <https://r744.com/emerson-aims-to-increase-r744-adoption-in-small-stores-by-simplifying-systems-dynamic-vapor-injection/> Accessed 26 Jan. 2022
5. Evangelos B., Christos T. Incorporation of an organic Rankine cycle in a transcritical booster CO₂ refrigeration system. *International Journal of Energy Research*. 2020; 44(10):7974-7988.
6. Zhu Y., Li C., Zhang F., Jiang P. Comprehensive experimental study on a transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration system. *Energy Convers. Manag.* 2017; 151: 98-106.
7. Taslimitaleghani S., Sorin M., Poncet S. Energy and exergy efficiencies of different configurations of the ejector-based CO₂ refrigeration systems. *J. Energy Prod. Manag.* 2018; 3(1): 22–33.
8. Sevilla D., Cuisano J., Ortega P. Advanced exergetic analysis for design optimization of a CO₂ refrigeration system using parallel compression. *IEEE ANDESCON*. 2020; 1-6.
9. Zheng S, Wei M, Hu C, Song P, Tian R. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO₂. *Sci. China Technol. Sci.* 2021; 64(5): 971-983.
10. Sun S., Wang X., Guo P., Wu K., Luo X., Liu G. Numerical analysis of the transient leakage flow in axial clearance of a scroll refrigeration compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2019; 236(1):47-61.
11. Pereira E., Deschamps C. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors. *Int J Refrigeration*. 2020; 110: 239–247.
12. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO₂ Scroll Compressor // *International Compressor Engineering Conference*. 2008. Paper 1836.
13. Minikaev A., Yerezhep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020; 826.:012022
14. Zheng S., Wei M., Song P., Hu C., Tian R., Thermodynamics and flow unsteadiness analysis of transcritical CO₂ in a scroll compressor for mobile heat pump air-conditioning system. *Applied Thermal Engineering*. 2020; 175:115368.
15. Hidaka A, Ikeda A, Morimoto T, Koura O, Matsui M. Axial and Radial Force Control for a CO₂ Scroll Expander. *HVAC&R Research*. 2009; 15(4):759-770.
16. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F., Takashi M., Noriaki I. Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant. *International Compressor Engineering Conference*. 2008;1848.
17. Blunier G., Cirrincione Y., Hervé A., Miraoui A. New analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation. *International Journal of Refrigeration*. 2008; 32(5): 874-891.
18. Chen Y., Halm N. P., Groll E. A., Braun J. E. Mathematical Modeling of Scroll Compressors-Part I: Compression Process Modeling. *International Journal of Refrigeration*. 2002; 25(6): 731-750.
19. Chen Y., Halm N. P., Groll E. A., Braun J. E. Mathematical Modeling of Scroll Compressors-Part II: Overall Scroll Compressor Modeling. *International Journal of Refrigeration*. 2002;25(6):751-764.
20. Tatarenko U.V. Introduction to mathematical modelling of steam compressor refrigeration machine characteristics - St. Petersburg: St. Petersburg: ITMO University; IH&BT, 2015: 100.
21. Shcherba V.E. Theory, calculation and design of displacement piston compressors: textbook for universities / V.E. Shcherba. - 2-th edition. ext. - Moscow: Publishing House smart, 2022: 323 - (Higher education). - ISBN 978-5-534-09232-5 [In Russ]
22. Kosachevsky V. A. Development of calculation method and analysis of the spiral compressors working process: Cand. D. in Technical Sciences: 05.04.06 / Saint-Petersburg state technical university. - St.-Petersburg. 1998: 188. [In Russ]
23. Raikov, A.A.; Bronstein, M.D.; Burmistrov, A.V.; Salikeev, S.I. Influence of the orbital speed of a spiral on the overflow in a spiral vacuum pump (in Russian). *Vestnik of Moscow State Technical University named after N.E. Bauman. Mechanical Engineering Series*. 2014; 4(97):73-82. [In Russ]

24. Burmistrov A.V., Bronstein M.D., Raikov A.A., Salikeev S.I., Yakupov R.R. Calculation of conductivity of a spiral vacuum pump profile channel under the molecular mode of gas flow. *Izvestia vysshee universitet. Problems of Power Engineering*. 2013;9-10:3-10. [In Russ]
25. Burmistrov A.V., Bronstein M.D., Himaltynov A.T., Raikov A.A., Salikeev S.I. Numerical simulation of gas flows in slot channels with moving walls at pressures below atmospheric pressure. *Bulletin of Kazan Technological University*. 2016; 19(5): 116-120. [In Russ]
26. Pronin V.A., Tsvetkov V.A., Molodova Yu.I., Zhignovskaya D.V. Effect of slit wall mobility on gas flow in the radial gap "piston ring - cylinder mirror" compressor. *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*. 2020;2:19-25[In Russ]
27. Pronin V. A. Screw single-rotor compressors for refrigeration and pneumatics: dissertation ... Doctor of Technical Sciences: 05.04.03. - Saint Petersburg, 1998: 226. [In Russ]
28. Pronin V., Kuznetsov Y., Zhignovskaia D., Minikaev A., Yerezhep D. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor. *AIP Conference Proceedings*. 2019; 2141: 030010.
29. Paragin Y. A. Development and research of scroll compressor of dry compression: dissertation ...D. thesis: 05.04.06 / - Kazan, 2011. - 254 p. [In Russ]

Сведения об авторах:

Пронин Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор, ординарный профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы»; vapronin@itmo.ru

Кованов Александр Викторович, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы»; Kovanov76@yandex.ru

Цветков Вадим Александрович, аспирант, ассистент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы»; wadimtsvetkov@mail.ru

Михайлова Екатерина Николаевна, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы»; mikhaylova_en@mail.ru

Белов Павел Андреевич, магистрант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы»; mr.beloff99@gmail.com

Information about authors:

Vladimir A. Pronin, Dr. Sci. (Eng.), Prof., Ordinary Prof., Educational Center "Energy Efficient Engineering Systems"; vapronin@itmo.ru

Alexander V. Kovanov, Postgraduate Student, Educational Center "Energy Efficient Engineering Systems"; Kovanov76@yandex.ru

Vadim A. Tsvetkov, postgraduate student, assistant of the educational center "Energy Efficient Engineering Systems"; wadimtsvetkov@mail.ru

Ekaterina N.Mikhailova, Postgraduate Student, Educational Center "Energy Efficient Engineering Systems"; mikhaylova_en@mail.ru

Pavel A.Belov, master student of the educational center "Energy Efficient Engineering Systems"; mr.beloff99@gmail.com

Конфликт интересов/Conflict of interest.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов/The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию/Received 26.12.2022.

Одобрена после рецензирования/ Revised 20.01.2023.

Принята в печать/Accepted for publication 20.01.2023.