

# ПЕРСПЕКТИВА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ С НИЗКИМ ПОТЕНЦИАЛОМ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛЕНИЯ В СПИРАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРАХ. ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРАКТИКА ПРИМЕНЕНИЯ R744 И R290. ЧАСТЬ 2

В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. А. Калашникова, В. А. Цветков

Университет ИТМО,  
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 49

В настоящее время спиральные компрессоры успешно работают на различных натуральных хладагентах, среди которых наиболее востребованы пропан R290 и диоксид углерода R744. Это объясняется эксплуатационными свойствами хладагентов, изученных в предыдущей статье. Однако залогом совершенствования спиральной технологии, дальнейшей адаптации или создания новых образцов компрессора является подробное исследование в области теплофизических и термодинамических свойств пропана и  $\text{CO}_2$ . В данной статье проанализированы возможные границы применения R290 и R744 с позиций влияния их свойств на рабочие процессы и вопрос необходимости конструктивных изменений компрессора. Рассмотрен вопрос корреляции свойств гидрофторуглеродов и натуральных хладагентов, а также возможность применения теории термодинамического подобия для его решения. Учтены данные по имеющимся на рынке образцам спирального компрессора, работающим на натуральных хладагентах, с точки зрения их преимуществ и недостатков. Таким образом, сделаны выводы о перспективности использования R290, R744 и актуальных направлениях исследования для расширения границ применения спирального компрессора в аспекте общего вопроса использования озонобезопасных хладагентов с низким потенциалом глобального потепления.

**Ключевые слова:** спиральный компрессор, пропан R290, диоксид углерода R744, гидрофторуглероды, энергоэффективность, свойства реального газа, термодинамическое подобие.

Сегодня спиральная технология широко используется с применением гидрофторуглерод содержащих (ГФУ) хладагентов, в то же время получают распространение компрессоры, работающие на R290 (пропан), R744 (диоксид углерода или  $\text{CO}_2$ ), имеющие низкий потенциал глобального потепления (ПГП). При этом, согласно Кигалийской поправке, перспектива использования натуральных хладагентов, с учетом ограничения и последующим запретом использования ГФУ, неуклонно растет. Обоснование данной позиции приведено в первой части настоящей статьи, где рассмотрены эксплуатационные свойства хладагентов. Теоретическая база для изучения влияния свойств новых хладагентов на работу спирального компрессора (СПК), может основываться в том числе на теории термодинамического подобия. А имеющиеся работы по исследованию применения пропана и  $\text{CO}_2$  в отношении СПК и характеристики серийных образцов дают возможность анализа и систематизации материала уже сейчас.

Так, в статье [1] отмечена многофакторность процесса выбора хладагента, в частности, для теплового насоса, указано на отсутствие каких-либо параметров, однозначно определяющих преимущества того или иного хладагента. Но при этом указывается на абсолютную распространенность применения R407C в тепловых насосах (ТН) в европейских странах. Уточним, что производительность ТН, использующих углеводороды, сопоставима с произво-

дительностью ТН, использующих фторированные хладагенты, в том же диапазоне давлений. Они уже широко применяются в бытовом холодильном оборудовании. Этот факт дает основание рассматривать пропан в качестве замены ГФУ в холодильных машинах средней производительности и тепловых насосах, использующих СПК сертифицированных АТЕХ. СПК с использованием  $\text{CO}_2$  уже сегодня широко применяется в низкотемпературных машинах, работающих в субкритическом цикле. А по данным статей [2, 3], перспективным является применение СПК в транскритическом цикле.

Представленная разработка модели спирального компрессора, работающего с R407C, и ее адаптация к термодинамическим свойствам пропана, в работе [1], дает возможность сравнения между этими моделями. Это действительно возможно на основании ранее проведенных исследований и детального моделирования СПК. Следует лишь для каждого замкнутого объема записать определяющие дифференциальные уравнения сохранения массы и энергии. Далее смоделировать поток хладагента в процессах всасывания и нагнетания, радиальные и тангенциальные протечки при сжатии, а также теплообмен между рабочим телом и спиральными элементами и объединить их в систему вместе с уравнениями сохранения. Подобная работа ранее выполнена, например, в статьях [4, 5]. В них разработана обобщенная модель процесса компримирования СПК, которая предназначена для ис-

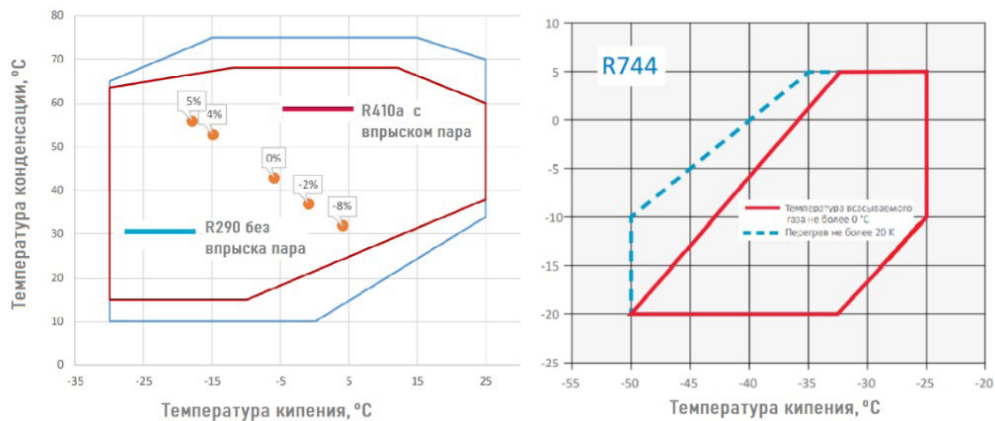


Рис. 1. Области работы спирального компрессора с использованием хладагентов R290, R744, R410A  
 Источник: Компания «Emerson». Общий каталог продукции 2019 для холодильной техники, кондиционирования и тепловых насосов

Fig. 1. Scroll compressor operating areas using refrigerants R290, R744, R410A  
 Source: Emerson Company. General product catalog 2019 for refrigeration, air conditioning and heat pumps

пользования в исследовании производительности компрессора в различных условиях эксплуатации и с учетом конструктивных изменений. Полученные нелинейные уравнения решались с помощью численных методов в компьютерной программе. Таким образом, можно получить температуру и давление хладагента в различных ячейках сжатия компрессора, распределение температуры в спиралах и других элементах СПК. После этого можно рассчитать потребляемую мощность и КПД спирального компрессора. В работе [6] проведено качественное описание геометрии ячеек всасывания, сжатия и нагнетания СПК, полученная модель интегрируется в термодинамическую. Также в данной работе дается описание экспериментального стенда, а полученные на нём результаты выражены графической зависимостью массового расхода от частоты вращения вала и в достаточной мере согласуются с расчётными данными. Модель способна предсказывать асимметричность процесса сжатия и нагнетания, а также эффект наддува во время процесса всасывания. Модель позволяет исследовать влияние протечек и геометрических параметров компрессора на его производительность и может быть использована для улучшения конструкции. Оптимизация конструкции СПК с использованием математических моделей предлагается также в работе [7]. Модель спирального компрессора для вычисления переменных: массового расхода, потребляемой мощности, температуры нагнетания, подогрева рабочего тела на всасывании, описана в статье [8], здесь учтены и внешние потери. Модель описывает основные процессы, влияющие на свойства хладагента во время сжатия. Для возможности моделирования теплообмена внутри компрессора в работе была принята условная перегородка.

Таким образом, ряд предшествующих работ позволил получить упрощенную модель СПК, описанную в статье [1], и оценить с ее помощью производительность теплового насоса с функцией одновременного нагрева и охлаждения, работающего на хладагенте R290. Это, по сути, адаптация численной модели, разработанной в работе [9] с использованием ряда допущений. Модель была сначала записана для спирального компрессора, работающего на R407C, и проверена с использованием экспериментальных результатов, а затем

с рядом предположений, призванных нивелировать разницу между экспериментальными и расчетными данными, адаптирована к пропану. В работе проведено сравнение для оценки расхождений в массовом расходе и мощности привода, а также различий в температуре нагнетания между моделями R407C и R290. Из полученных результатов можно сделать вывод о возможном повышении производительности за счет внедрения R290 в спиральный компрессор вместо R407C. Благодаря своим отличным термодинамическим свойствам R290 демонстрирует лучшие характеристики по сравнению с ГФУ с ростом соотношения давлений, область работы компрессора на R290 без впрыска пара превосходит область на R410 с впрыском пара (рис. 1). Нюанс, касающийся мер предосторожности при работе компрессора на пропане, в том, чтобы избежать контакта между его элементами, такими как вращающиеся части компрессора или электромагнитные клапаны и хладагентом, что может вызвать искры. Таким образом, основное отличие конструкции СПК, использующего R290, от модели с ГФУ хладагентами — это герметичный взрывозащищенный корпус, в остальном он не требует особых доработок и изменений.

Следует отметить, что сравнительный анализ рабочих тел, проведенный экспериментально в работе [1], может быть выполнен с помощью метода термодинамического подобия, с учетом реальных свойств рабочих тел. Данная задача актуальна как для пропана, так и для углекислоты, где свойства хладагента (реального газа) начинают сильнее отличаться от свойств идеального газа с ростом давления, что учитывается безразмерным коэффициентом сжимаемости [10]:

$$\xi = \rho \frac{273}{T}, \quad (1)$$

где  $\rho = \frac{pv}{p_0v_0}$  — степень сжимаемости, безразмерная величина, характеризует отклонение сжимаемости реального газа от сжимаемости идеального газа;  $p_0$  — стандартное атмосферное давление, кПа ( $p_0 = 101,3$  кПа);  $v_0$  — удельный объем при  $p_0$  и  $T_0 = 273$  К.

Таким образом, термодинамическое уравнение состояния реального газа представляют как:

$$pv = \xi RT. \quad (2)$$

Для рабочих тел (реальных газов) сжимаемость является величиной переменной, зависящей от природы вещества, давления и температуры. Отклонение сжимаемости реального газа от идеального сказывается в процессе сжатия. Прежде всего, реальность свойств хладагентов будет учитываться в расчетах, где используется зависимость давления от объема рабочей полости.

Для нахождения  $\xi$ , связывающего термодинамические параметры рабочего вещества, предложено достаточно много уравнений, простейшим из которых является уравнение Битти – Бриджмена [11].

$$\xi = \frac{pv}{RT} = 1 + \left( B_0 - \frac{A_0}{RT} - \frac{c}{T^3} \right) \frac{1}{v} + \left( -B_0b + \frac{A_0a}{RT} - \frac{B_0c}{T^3} \right) \frac{1}{v^2} + \frac{B_0bc}{T^3} \frac{1}{v^3}. \quad (3)$$

Здесь  $A_0, a, B_0, b, c$  — константы. Они определяются по экспериментальным данным и зависят от индивидуальных свойств веществ. Данное уравнение преобразуется и легко решается методом итераций, оно справедливо как для однокомпонентных природных веществ, так и для смесей газов, где константы находят из соотношений для компонентов смесей. Однако отсутствие соответствующих констант для многих рабочих веществ является недостатком уравнения (3). В этих случаях как раз можно воспользоваться упрощенными уравнениями термодинамического подобия. С этой целью вводятся приведенные параметры  $p_r, T_r$  и  $v_r = \frac{v}{v_{кр}^o}$ , причем  $v_{кр}^o = \frac{KT_{кр}}{p_{кр}}$ . А уравнение (3) преобразуется в следующий вид:

$$\xi = 1 + \frac{p_r}{\xi T_r} \left( B_0 - \frac{A_0^1}{T_r} - \frac{c^1}{T_r^3} \right) + \left( \frac{p_r}{\xi T_r} \right)^2 \times \left( -B_0^1 + \frac{A_0^1}{T_r} - \frac{B_0^1 c^1}{T_r^3} \right) + \left( \frac{p_r}{\xi T_r} \right)^3 \frac{B_0^1 b^1 c^1}{T_r^3}. \quad (4)$$

Здесь новые константы  $A_0^1, a^1, B_0^1, b^1, c^1$  получают за счет безразмерных преобразований, и они связа-

ны с прежними. Однако их использование рационально только в том случае, если они для сравниваемых рабочих тел окажутся близкими друг к другу, в противном случае рекомендуется использовать усредненные значения.

Аналогично R290 использование R744 в СПК может быть выгодно и взаимозаменяемо с ГФУ. Термодинамические и теплофизические свойства R744 позволяют использовать его в широком диапазоне температурных режимов. Преимущества диоксида углерода перед ГФУ хладагентами — это большая объемная холодопроизводительность; низкая температура кипения при атмосферном давлении; хорошая теплопроводность; малые плотность и вязкость хладагента, обеспечивающие сокращение гидравлических потерь на трение и местные сопротивления при движении потока.

В то же время  $CO_2$  является веществом высокого давления с низкой критической точкой; эта особенность влияет на конструкцию и рабочие характеристики оборудования и должна являться предметом изучения. Главным образом, высокая разность между давлениями нагнетания и всасывания увеличивает нагрузки в компрессоре, а следовательно, и затраты эффективной мощности на преодоление механических потерь в каждой паре трения. При этом протечки рабочего вещества через зазоры между спиральями в процессе сжатия также увеличиваются, в этом случае роль динамической вязкости рабочего тела неоднозначна.

В работе [12] на основании построенной модели и проведенных численных расчетов, получены выражения для суммарной эффективности при колебании частоты вращения эксцентрикового вала компактного спирального компрессора для  $CO_2$ , рассчитанные на оптимальную производительность с точки зрения механической, объемной и введенной компрессионной эффективности. Расчеты были проведены для различных комбинаций радиуса окружности эвольвентного основания  $r_b$  мм и высоты спирали  $h$  мм при усредненной частоте вращения  $n$  об/мин, чтобы найти оптимальное соотношение этих величин. Расчетные результаты были сопоставлены с результатами спирального компрессора аналогичной холодопроизводительности  $Q_0$  кВт для R410A, при тех же заданных условиях: объеме всасывания  $V_s$  см<sup>3</sup>, толщине спирали  $t$  мм и диаметре цилиндра  $D$  мм (рис. 2а, в, г).

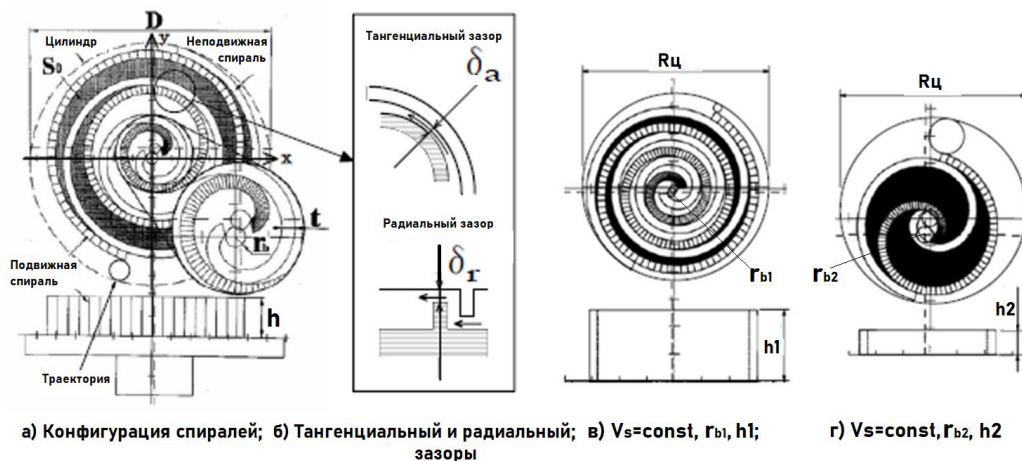


Рис. 2. Варианты конфигурации спирали эвольвентного типа [12]  
Fig. 2. Spiral configuration options of involute type [12]

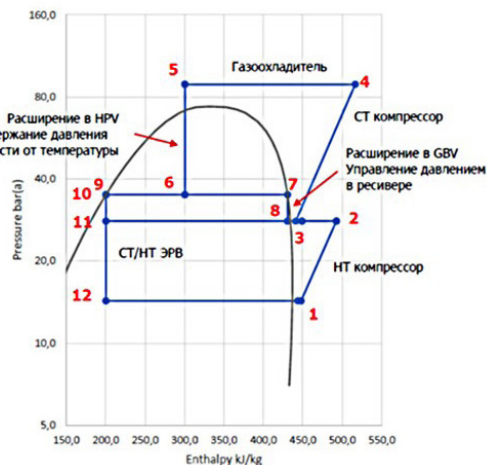
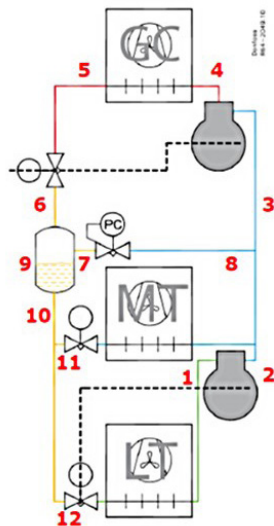


Рис. 3. Принципиальная схема и диаграмма цикла бустерной транскритической холодильной машины для R744  
 Источник: Компания «Danfoss». Технический семинар 2020 г.  
 Fig. 3. Principal diagram and cycle diagram of a booster transcritical refrigeration unit for R744  
 Source: «Danfoss» Company. Technical workshop, 2021

Таким образом, учитывая результаты исследования [12], отметим, что ключевым фактором, влияющим на суммарную эффективность СПК, является объемная производительность. При различных величинах радиального  $\delta_r$  и тангенциального  $\delta_a$  зазоров (рис. 2б), производительность СПК для  $\text{CO}_2$  может быть ниже, так и превосходить производительность СПК для R410A. В то время как механическая эффективность и компрессия будут несколько лучше, чем у СПК для R410A. Т.е. можно предположить, что спиральный компрессор, имея бесконтактные элементы, вполне подходит для сжатия  $\text{CO}_2$ . При этом, в силу повышенной нагрузки, требуются изменения конструкции системы охлаждения и подшипниковых узлов. Внимание следует уделить геометрии спирали и зависящим, в том числе, от неё — объемным потерям.

В изменении объема протечек рабочего вещества через радиальные и тангенциальные зазоры преобладают факторы: неравномерного теплового расширения спиральных элементов из-за разницы температур между всасыванием и нагнетанием, а также разницы коэффициента теплового расширения подвижной и неподвижной спиралей, показаны в исследовании [4]. Опираясь на выводы в данной работе, можно предположить, что для повышения эффективности работы СПК на R744 при оптимизации зазоров следует учитывать как разницу теплового расширения материалов спиральных элементов, так и градиент температуры при неравномерном расширении спирали. В работе предложены более эффективные профили спиралей с минимизированными и равномерными радиальными зазорами в процессе эксплуатации, с учетом вышеназванных предположений.

Хотя, как было отмечено выше, преимущественное влияние на суммарную эффективность оказывают объемные потери, но для полноты картины необходимо оценить также долю и условия возникновения механических потерь. В этом следует обратиться к работе [13], которая представляет анализ производительности и затрат мощности

привода, разделяя и оценивая уровень внутренних и внешних потерь. В работе были внесены изменения в конструкцию упорного подшипника, который испытывает большие нагрузки из-за разницы давлений, присущей  $\text{CO}_2$ , что повысило эффективность компрессора. Сами механические потери на трение оценивались в 25 % от числа общих потерь. Таким образом, прикладной характер этой работы дает возможность сделать выводы о вероятности лимитированной производительности и жизненного цикла спирального компрессора в силу ограничения ресурса и характеристик конструктивных элементов СПК, зависящих от высокого уровня давления  $\text{CO}_2$ .

На принципиальной схеме и диаграмме бустерной транскритической холодильной установки (рис. 3) — процесс 1-2, отражает работу компрессора в низкотемпературном контуре, процесс 3-4 показывает работу компрессора среднетемпературного контура в транскритическом цикле. Рабочая область среднетемпературного (субкритического) компрессора Copeland ZO представлена на рис. 1. В оптимизированной конструкции серии ZO были решены типичные вопросы, связанные с высоким давлением и повышенным массовым расходом протечек, а также проблемы смазки, присущие при работе компрессора на R744. Разработка СПК для транскритики не менее актуальная тема, т. к. в силу преимуществ данной технологии может решать вопросы надежности и экономичности холодильной установки. В свою очередь, система кондиционирования воздуха с тепловым насосом, работающая в транскритическом цикле  $\text{CO}_2$ , в будущем является перспективной технологией для электромобилей, а также для бустерных холодильных машин, имеющих высокий потенциал теплоты конденсации. В статье [14] представлены параметрический анализ и последующая оптимизация системы чиллера  $\text{CO}_2$ , работающего в условиях высоких внешних температур. Такая задача разрешает вопрос рентабельности применения транскритических систем в полосе с теплым климатом. Исследованы два регулируемых параметра: давление и скорость движения рабочего

тела в газоохладителе, оба параметра влияют как на производительность, так и на потребляемую электрическую мощность установки. Следовательно, только оптимальное соотношение этих параметров даёт экономический выигрыш от работы чиллера в указанных условиях.

Для расчета и оптимизации производительности спирального компрессора необходимо, в первую очередь, исследовать характеристики рабочих процессов и внутренних потерь в транскритическом цикле. Такая теоретическая база для будущих прикладных наработок подведена в работе [3], где проиллюстрировано влияние свойств переходного потока  $\text{CO}_2$  по средствам 3D-нестационарного моделирования работы спирального компрессора с R744 в транскритическом цикле. Подробно исследовано влияние степени приближенности значений в таблице свойств  $\text{CO}_2$  на численное моделирование. Затем были проанализированы некоторые явления, включая наддув в процессе всасывания и пережатие в рабочем процессе. Видно, что наддув индуцирует вихрь на входе во всасывающие камеры, блокируя поток рабочего тела в них, чем влияет на производительность спирального компрессора. Пережатие рабочего тела в процессе компримирования может возникать из-за геометрии концевой профили спирали и расположения выпускного отверстия. В работе выявлены физические механизмы асимметричного потока утечки с учетом влияния газо-, термодинамики, которые заключаются в неравномерном распределении давления и температуры в ячейках сжатия при одностороннем расположении выпускного отверстия. В итоге можно видеть, что дискретность табличных значений свойств  $\text{CO}_2$  практически не влияет на результаты моделирования, учитывая сильные колебания свойств  $\text{CO}_2$  вблизи критической точки. Т.е. следует отметить отличие  $\text{CO}_2$  от ГФУ хладагентов, которые работают в докритическом состоянии и в процессе работы не меняют резко своих термодинамических характеристик. В то время как  $\text{CO}_2$  может перейти в сверхкритическое состояние в спиральном компрессоре, т.е., находясь вблизи критической точки (7,38 МПа и 304,25 К), небольшое изменение температуры и давления может привести к резким изменениям теплофизических свойств, что приведет к высокому градиенту и сильной нелинейности поля в потоке рабочего вещества.

Низкая критическая точка R744 заставляет нас выделить его в группу веществ сверхвысокого давления, что в достаточной мере оказывает влияние на процессы и конструкцию спирального компрессора и требует совершенствования работы СПК. В то же время конструкция спирального компрессора, которая имеет множество замкнутых ячеек сжатия и малые перепады давления между соседними камерами, хорошо подходит для компримирования  $\text{CO}_2$ .

Рабочую область СПК с применением R744 следует различать как работу компрессора в субкритическом и транскритическом циклах холодильной установки. Серийно выпускаемые образцы реализованы на базе моделей, использовавших ГФУ хладагенты высокого давления, которые могут работать пока только в субкритическом цикле для низкотемпературного применения, в т.ч. в бустерной холодильной машине. В силу более высоких рабочих давлений конструктивно в таких компрессорах разработаны: система распределения смазки, подшипниковые узлы, система охлаждения.

Суммарная эффективность компрессора на  $\text{CO}_2$  в субкритическом цикле сопоставима с эффективностью СПК на ГФУ хладагентах, при одинаковой холодопроизводительности, при этом СПК на  $\text{CO}_2$  имеет превосходные динамические характеристики и низкую вибрацию. Преимуществом применения  $\text{CO}_2$  также является высокая удельная холодопроизводительность и, соответственно, более низкая металлоемкость компрессора. Отметим, что в силу разницы давлений изучению требует вопрос снижения доли протечек рабочего вещества, которые сильно влияют на коэффициент подачи. Исследования могут быть сосредоточены в направлении совершенствования геометрии спиралей и оптимизации зазоров в рабочих элементах. Для повышения энергетической эффективности внимание следует обратить на узлы трения: снижение нагрузки на упорный подшипник или, как вариант, создания адаптивного к нагрузке подшипника. Совокупность решения данных вопросов позволит повысить общую эффективность СПК и увеличить диапазон производительности.

Актуальность приобретает проблема протечек компримируемой среды с учетом особенностей свойств  $\text{CO}_2$  в закритической зоне. Т.е. в условиях неравномерности распределения температуры и асимметричности распределения давления в ячейках сжатия. Что потребует также учета вопросов тепловых и силовых деформаций спирали, в то же время актуальными становятся вопросы влияния подвижности стенок щели на динамику протечек и интенсификация процесса теплообмена.

Близость термодинамического подобия пропана к ГФУ хладагентам позволяет адаптировать СПК к работе на R290 с минимальными изменениями. Выгодное применение СПК на пропане с учетом широкого диапазона рабочей области и высокой энергоэффективности нашли в сфере кондиционирования и тепловых насосов в режимах одновременного охлаждения и нагрева. С повышением отношения давлений при работе СПК область его работы на R290 без впрыска жидкости шире, чем на ГФУ хладагентах с впрыском жидкости, что, несомненно, в пользу применения пропана. В этом ключе перспективным является изучение показателя политропы и моделирование процесса сжатия с учетом изменения данного фактора в зависимости от отношения давлений.

В настоящее время диапазон холодопроизводительности серийных СПК для натуральных хладагентов невелик, он составляет: 3–11 кВт для R290 и 5–22 кВт для R744. Что также являет собой перспективное направление для развития технологии. А в сентябре прошедшего года в Москве компания Copeland уже анонсировала серийную модель СПК, работающего на R744 в транскритическом цикле.

#### Список источников

1. Byrne P., Ghouali R., Mirel J. Development of a scroll compressor model for propane // 10th Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Jun 2012, Delft, Netherlands, 2012. P. GL–206. hal-00719934.
2. Zheng S., Wei M., Song P. [et al.]. Thermodynamics and flow unsteadiness analysis of trans-critical  $\text{CO}_2$  in a scroll compressor for mobile heat pump air-conditioning system // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 175. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115368.
3. Yueh-ju T., Yangguang L. Development of a R744 Low Side Variable Speed Scroll Compressor for Bottle Cooler Application //

International Compressor Engineering Conference. 2012. 2076. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2076> (дата обращения: 15.06.2021).

4. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO<sub>2</sub> Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848> (дата обращения: 15.06.2021).

5. Chen Y., Halm N. P., Braun J. E. [et al.]. Mathematical modeling of scroll compressors – part II: overall scroll compressor modeling // International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25 (6). P. 751–764. DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00071-8.

6. Blunier B., Cirrincione G., Herve Y. [et al.]. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation // International Journal of Refrigeration. 2009. Vol. 32 (5). P. 874–891. DOI: 10.1016/j.jrefrig.2008.11.009.

7. Tseng C.-H., Chang Y.-C. Family design of scroll compressors with optimization // Applied Thermal Engineering. 2006. Vol. 26 (10). P. 1074–1086. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.05.010.

8. Winandy E., Saavedra C., Lebrun J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor // Applied Thermal Engineering 2002. Vol. 22 (2). P. 107–120. DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00083-7.

9. Sun S., Zhao Y. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling // International Journal of Refrigeration. 2010. Vol. 33 (5). P. 897–906. DOI: 10.1016/j.jrefrig.2010.03.005.

10. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

11. Рис В. Ф. Расчеты сжатия реальных газов // Турбины и компрессоры. 1999. № 8. С. 73–77.

12. Ishii N., Yamamoto S., Sano K. [et al.]. Efficiency Simulations of a Compact CO<sub>2</sub> Scroll Compressor and its Comparison with Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2002. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2596&context=icec> (дата обращения: 04.05.2021).

13. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO<sub>2</sub> Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2008. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2835&context=icec> (дата обращения: 10.06.2021).

14. Purohit N., Sharma V., Fricke B. [et al.]. Parametric analysis and optimization of CO<sub>2</sub> trans-critical cycle for chiller application in a warm climate // Journal Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 150. P. 706–719. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.023.

**ПРОНИН Владимир Александрович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3737-3495

AuthorID (РИНЦ): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: [maior.pronin@mail.ru](mailto:maior.pronin@mail.ru)

**КОВАНОВ Александр Викторович**, аспирант факультета энергетики и экотехнологий, направления «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Адрес для переписки: [avkovanov@itmo.ru](mailto:avkovanov@itmo.ru)

**КАЛАШНИКОВА Елена Анатольевна**, аспирант факультета энергетики и экотехнологий, направления «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: [kalashnikova.elena.96@mail.ru](mailto:kalashnikova.elena.96@mail.ru)

**ЦВЕТКОВ Вадим Александрович**, аспирант факультета энергетики и экотехнологий, направления «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: [wadimsvetkov@mail.ru](mailto:wadimsvetkov@mail.ru)

#### Для цитирования

Пронин В. А., Кованов А. В., Калашникова Е. А., Цветков В. А. Перспектива использования озонобезопасных хладагентов с низким потенциалом глобального потепления в спиральных компрессорах. Исследования и практика применения R744 и R290. Часть 2 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 1. С. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-14-21.

Статья поступила в редакцию 21.07.2021 г.

© В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. А. Калашникова, В. А. Цветков

# THE PROSPECT OF USING OZONE-SAFE REFRIGERANTS WITH LOW GLOBAL WARMING POTENTIAL IN SCROLL COMPRESSORS. RESEARCH AND PRACTICE OF USING R744 AND R290. PART 2

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, E. A. Kalashnikova, V. A. Tsvetkov

ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Lomonosov St. 9, 191002

Scroll compressors currently operate successfully on various natural refrigerants, among which the most popular are propane R290 and carbon dioxide R744. This is due to the performance characteristics of the refrigerants studied in the previous article. However, the key to improving scroll technology further adapting or creating new models of compressors is a detailed study of the thermophysical and thermodynamic properties of propane and CO<sub>2</sub>. The article analyzes the possible areas of application of R290 and R744 from the point of view of the influence of their properties on work processes and the question of the need for structural changes to the compressor. The question of the relationship between the properties of hydrofluorocarbons and natural refrigerants is considered, as well as the possibility of using the theory of thermodynamic similarity to solve it. Data on commercially available scroll compressors operating on natural refrigerants have been taken into account in terms of their advantages and disadvantages. Thus, conclusions are drawn about the prospects for the use of R290, R744 and current research directions for expanding the scope of scroll compressors from the point of view of the general problem of using ozone-friendly refrigerants with a low global warming potential.

**Keywords:** scroll compressor, propane R290, carbon dioxide R744, hydrofluorocarbons, energy efficiency, properties of real gas, thermodynamic similarity.

## References

1. Byrne P., Ghouali R., Mirel J. Development of a scroll compressor model for propane // 10th Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Jun 2012, Delft, Netherlands, 2012. P. GL–206. hal-00719934. (In Engl.).
2. Zheng S., Wei M., Song P. [et al.]. Thermodynamics and flow unsteadiness analysis of trans-critical CO<sub>2</sub> in a scroll compressor for mobile heat pump air-conditioning system // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 175. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115368. (In Engl.).
3. Yueh-ju T., Yangguang L. Development of a R744 Low Side Variable Speed Scroll Compressor for Bottle Cooler Application // International Compressor Engineering Conference. 2012. 2076. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2076> (accessed: 15.06.2021). (In Engl.).
4. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO<sub>2</sub> Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848>. (accessed: 15.06.2021). (In Engl.).
5. Chen Y., Halm N. P., Braun J. E. [et al.]. Mathematical modeling of scroll compressors — part II: overall scroll compressor modeling // International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25 (6). P. 751–764. DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00071-8. (In Engl.).
6. Blunier B., Cirrincione G., Herve Y. [et al.]. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation // International Journal of Refrigeration. 2009. Vol. 32 (5). P. 874–891. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.11.009. (In Engl.).
7. Tseng C.-H., Chang Y.-C. Family design of scroll compressors with optimization // Applied Thermal Engineering. 2006. Vol. 26 (10). P. 1074–1086. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.05.010. (In Engl.).
8. Winandy E., Saavedra C., Lebrun J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor // Applied Thermal Engineering. 2002. Vol. 22 (2). P. 107–120. DOI: 10.1016/S1359-4311(01)00083-7. (In Engl.).
9. Sun S., Zhao Y. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling // International Journal of Refrigeration. 2010. Vol. 33 (5). P. 897–906. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.03.005. (In Engl.).
10. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
11. Ris V. F. Raschety szhatiya real'nykh gazov [Compression Calculations for Real Gases] // Turbiny i kompressory. *Turbiny i Kompressory*. 1999. No. 8. P. 73–77. (In Russ.).
12. Ishii N., Yamamoto S., Sano K. [et al.]. Efficiency Simulations of a Compact CO<sub>2</sub> Scroll Compressor and its Comparison with Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2002. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2596&context=icec> (accessed: 04.05.2021). (In Engl.).
13. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO<sub>2</sub> Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2008. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2835&context=icec> (accessed: 10.06.2021). (In Engl.).
14. Purohit N., Sharma V., Fricke B. [et al.]. Parametric analysis and optimization of CO<sub>2</sub> trans-critical cycle for chiller application in a warm climate // Journal Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 150. P. 706–719. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.023. (In Engl.).

**PRONIN Vladimir Aleksandrovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Energy and Ecotechnology Faculty, ITMO University, Saint Petersburg.  
 SPIN-код: 3737-3495  
 AuthorID (RSCI): 706161  
 AuthorID (SCOPUS): 57188556577  
 ResearcherID: F-4743-2019  
 Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

**KOVANOV Aleksandr Viktorovich**, Graduate Student of the Faculty of Energy and Ecotechnologies, Directions of Machines and Apparatuses, Processes of Refrigeration and Cryogenic Equipment, Air conditioning and Life Support Systems, ITMO University, Saint Petersburg.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Correspondence address: avkovanov@itmo.ru

**KALASHNIKOVA Elena Anatolyevna**, Graduate Student of the Faculty of Energy and Ecotechnologies, Directions of Machines and Apparatuses, Processes of Refrigeration and Cryogenic Equipment, Air conditioning and Life Support Systems, ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: kalashnikova.elena.96@mail.ru

**TSVETKOV Vadim Aleksandrovich**, Graduate Student of the Faculty of Energy and Ecotechnologies,

Directions of Machines and Apparatuses, Processes of Refrigeration and Cryogenic Equipment, Air conditioning and Life Support Systems, ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: wadimtsvetkov@mail.ru

#### For citations

Pronin V. A., Kovanov A. V., Kalashnikova E. A., Tsvetkov V. A. The prospect of using ozone-safe refrigerants with low global warming potential in scroll compressors. Research and practice of using R744 and R290. Part 2 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 1. P. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-14-21.

Received July 21, 2021.

© V. A. Pronin, A. V. Kovanov, E. A. Kalashnikova,  
V. A. Tsvetkov