

УДК 621.56; 621.57

Анализ влияния выбора холодильного агента на энергетические характеристики роторно-пластинчатого компрессора, работающего в области влажного пара системы кондиционирования воздуха*

Д.Х. Садвакасов¹, Н.А. Райковский¹, Г.И. Чернов¹,
Е.А. Жукова¹, А.О. Жуков²

¹ Омский государственный технический университет

² МГТУ им. Н.Э. Баумана

Analysis of the influence of the choice of refrigerating agent on the energy characteristics of a rotary-plate compressor operating in the field of wet steam of an air conditioning system

D.Kh. Sadvakasov¹, N.A. Raykovskiy¹, H.I. Chernov¹,
E.A. Zhukova¹, A.O. Zhukov²

¹ Omsk State Technical University

² Bauman Moscow State Technical University

Исследовано влияние холодильного агента на энергетические характеристики роторно-пластинчатого компрессора, работающего в области влажного пара. В качестве рабочего тела рассмотрены следующие холодильные агенты: R134a, R600a, R404a, R410a и R22. По результатам расчета установлено, что энергетические показатели компрессора, работающего в области влажного пара, существенно зависят от теплофизических и термодинамических параметров холодильных агентов. Показано, что при одних и тех же исходных данных при работе роторно-пластинчатого компрессора в области влажного пара на разных холодильных агентах с уменьшением начальной степени сухости от 0,95 до 0,80 коэффициент подачи для R410a увеличился на 11 %; для R404a — на 13 %; для R22 — на 9 %; для R134a — на 12 %; для R600a — на 10 %. Индикаторный адиабатный коэффициент полезного действия с уменьшением степени сухости от 0,95 до 0,80 для R410a и R134a увеличился на 22 %; для R404a и R22 — на 21 %; для R600a — на 14 %. Снижение степени сухости от 0,95 до 0,80 приводит к потере холодопроизводительности для R410a на 24 %; для R22 — на 14 %; для R404a и R134a — на 22 %; для R600a — на 17 %.

EDN: GBGQMP, <https://elibrary/gbgqmp>

Ключевые слова: хладагент, влажный пар, роторно-пластинчатый компрессор, холодильный цикл, коэффициент расхода, холодопроизводительность

* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда №25-29-00008.

The paper presents an analysis of the influence of the choice of refrigerating agent on the energy characteristics of a compressor operating in the field of wet steam. The following refrigerating agents are considered as working media: R134a, R600a, R404a, R410a and R22. The calculation results showed that the energy performance of a compressor operating in the field of wet steam significantly depends on the thermophysical and thermodynamic parameters of refrigerants. Thus, when considering the operating process of a rotary-plate compressor operating in the field of wet steam, with the same initial data on different refrigerants with a decrease in the initial degree of dryness from 0.95 to 0.8, the supply coefficient for R410a increased by 11 %; for R404a — by 13 %; for R22 — by 9 %; for R134a — by 12 %; for R600a — by 10 %. At the same time, the indicator adiabatic efficiency with a decrease in the initial degree of dryness from 0.95 to 0.8 for R410a and R134a increased by 22 %; for R404a and R22 — by 21 %; for R600a — by 14 %. A decrease in the initial degree of dryness from 0.95 to 0.8 leads to a loss of cooling capacity for R410a by 24 %; for freon R22 — by 14 %; for freons R404a and R134a — by 22 %; for freon R600a — by 17 %.

EDN: GBGQMP, <https://elibrary/gbgqmp>

Keywords: refrigerant, wet steam, rotary-plate compressor, refrigeration cycle, flow coefficient, cooling capacity

Анализ научной литературы [1–10] показал, что в системах кондиционирования воздуха (СКВ), а также в тепловых насосах возможны случаи работы компрессоров в области влажного пара. В таких установках, где рабочий процесс холодильного компрессора может протекать в двухфазной области, использован в роторных агрегатах [1–4].

В СКВ малой холодопроизводительности используют, как правило, роторные компрессоры с катящимся ротором, что связано с простой конструкцией. Однако наличие нагнетательного клапана в их конструкции не позволяет реализовать рабочий процесс при наличии жидкой фазы внутри рабочей камеры, так как возможен гидродудар.

Благодаря отсутствию клапанов роторно-пластинчатый компрессор (РПК) нормально функционирует в области влажного пара, что позволяет повысить его эффективность путем снижения его перетечек между рабочими ячейками и потерь мощности на трение [11–14].

Выбор холодильного агента (далее хладагент) в качестве рабочего тела, применяемого в СКВ, зависит от холодопроизводительности, температуры внешней среды и массы заправляемого хладагента, а также от их воздействия на человека и внешнюю среду (разрушение озонового слоя и парниковый эффект).

Рассмотрим хладагенты R22, R134a, R600a, R404a и R410a, используемые в СКВ небольшой холодопроизводительности, и влияние их

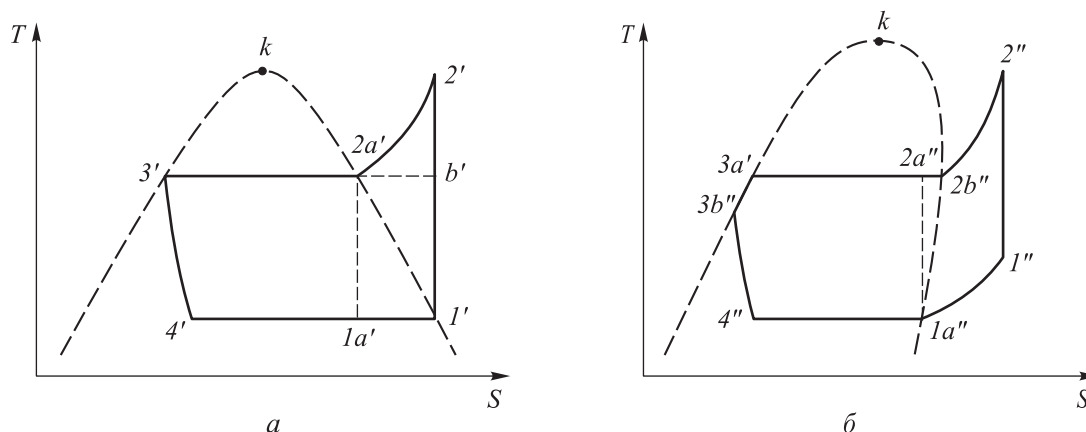


Рис. 1. Холодильные циклы в T-S-диаграммах:

- a и б — кривые насыщения пара с симметричным и ассиметричным расположением относительно критической точки k;
- 1'-2' — процесс сжатия без перегрева пара; 2'-3' и 2''-3a'' — процессы охлаждения и конденсации пара;
- 3'-4' и 3b''-4'' — процессы дросселирования жидкости; 4'-1' и 4''-1a'' — процессы кипения жидкости;
- 1a'-2a' и 1a''-2a'' — процессы сжатия в области влажного пара; 1a''-1'' — процесс перегрева пара;
- 1''-2'' — процесс сжатия; 3a''-3b'' — процесс переохлаждения жидкости

теплофизических свойств на эффективность РПК, работающего в области влажного пара. Анализ научной литературы показал, что выбор хладагента в холодильной технике оказывает существенное влияние на эффективность СКВ [6–10, 15].

Зависимости температуры T от энтропии S (T - S -диаграммы), отражающие холодильные циклы без перегрева и с перегревом пара в области влажного пара, приведены на рис. 1. Кривая насыщения пара относительно критической точки k для различных хладагентов может быть расположена симметрично (рис. 1, а) и асимметрично (рис. 1, б).

Как видно из рис. 1, а, при адиабатном сжатии хладагента в области влажного пара с симметричным расположением кривой насыщения ($1a'-2a'$) происходит фазовый переход из состояния влажного пара в состояние сухого насыщенного пара. При этом процесс кипения жидкой фазы осуществляется за счет внутреннего теплообмена между термодинамическими системами *сухой насыщенный пар* — *насыщенная жидкость*, а количество теплоты, выделенное в результате фазового перехода, определяется площадью треугольника $1a'-1'-2a'-1a'$.

Таким образом, в случае симметричного расположения кривой насыщенного пара при сжатии в области влажного пара затрачивается дополнительная работа, характеризуемая площадью треугольника $1a'-1'-2a'-1a'$, а сокращение работы РПК определяется площадью $1'-2'-2a'-1'$. В результате перехода процесса сжатия из области перегретого пара в область влажного пара сокращение работы будет определяться площадью $b'-2'-2a'-b'$. К таким хладагентам можно отнести R22 и R717 (аммиак).

В процессе сжатия $1a''-2a''$ с ассиметричным расположением кривой насыщенного пара можно наблюдать фазовый переход из состояния сухого насыщенного пара в состояние влажного пара, т. е. в результате сжатия происходит частичная конденсация паров. Количество теплоты при фазовом переходе определяется площадью треугольника $1a''-2a''-2b''-1a''$. Этот фактор является положительным, и общее сокращение работы при переходе из области перегретого пара в область влажного пара зависит от площади $1a''-1''-2''-2b''-2a''-1a''$. К таким хладагентам можно отнести R600a, R134a, R404a и R410a.

На интенсивность фазовых переходов и характер протекания таких процессов, как кипение и конденсация, влияет теплоемкость хладагента, зависящая от энтропии и температуры. Так, на рис. 1, а теплоемкость имеет положительный знак вследствие увеличения энтропии ($1a'-1'$), следовательно, теплота подводится к системе, а на рис. 1, б — отрицательный знак из-за уменьшения энтропии ($2b''-2a''$), значит, теплота отводится от системы.

Цель работы — установление влияния термодинамических и теплофизических свойств хладагентов на энергетические характеристики РПК, работающего в области влажного пара.

Математическая модель. В качестве термодинамической системы влажного пара рассмотрен сухой насыщенный пар. Наличие жидкости в рабочей камере РПК учтено при расчете перетечек и трения. Математическая модель исследования рабочих процессов РПК, функционирующего в области влажного пара, представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающую изменение температуры, давления и массы сухого насыщенного пара в рабочей камере РПК [16, 17]:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{1}{\left[c_v - \left(\frac{1-x}{x} \right) c \right] m''} \times \\ &\times \left(\frac{dQ_{\text{тр}}}{d\varphi} - px \frac{dV}{d\varphi} - \left\{ r + \left[c_v - \left(\frac{1-x}{x} \right) c \right] T + RT \right\} \times \right. \\ &\times \left. \frac{dm''}{d\varphi} \pm \sum_{k=1} h_k'' \dot{m}_k \frac{1}{\omega} \right); \\ \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{r}{T(v''-v')} \frac{dT}{d\varphi}; \\ \frac{dm''}{d\varphi} &= \frac{V-v'(m_0-m'')}{V-v'm_0} \frac{m''}{p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{m''x}{V-v'm_0} \frac{dV}{d\varphi} - \\ &- \frac{V-v'(m_0-m'')}{V-v'm_0} \frac{m''}{T} \frac{dT}{d\varphi} \pm \sum_{k=1} \dot{m}_k \frac{1}{\omega}, \end{aligned} \right.$$

где c_v — средняя удельная массовая изохорная теплоемкость сухого насыщенного пара; x — степень сухости влажного пара; c — средняя удельная массовая теплоемкость жидкости; m'' и dm'' — масса сухого насыщенного пара и ее изменение; $dQ_{\text{тр}}$ — элементарное количество теплоты, получаемое в результате потерь мощности на трение в рабочей камере; $d\varphi$ — элементарное изменение угла поворота ротора; p и dp — давление сухого насыщенного пара и

его элементарное изменение; V и dV — объем рабочей камеры РПК и его элементарное изменение; r — удельная теплота парообразования; R — газовая постоянная влажного пара; T и dT — температура сухого насыщенного пара и ее элементарное изменение; h_k'' — энтальпия насыщенного пара; $d\dot{m}_k$ — массовый расход пара через окна всасывания, нагнетания и торцевые зазоры; ω — угловая скорость ротора; v'' — удельный объем насыщенного пара; v' — удельный объем насыщенной жидкости; m_0 — общая масса влажного пара.

Индикаторная мощность РПК

$$N_{\text{инд}} = n_{\text{об}} \int_0^{360} L_{\text{инд}}(\varphi) d\varphi,$$

где $n_{\text{об}}$ — частота вращения ротора; $L_{\text{инд}}$ — индикаторная работа.

Индикаторный адиабатный коэффициент полезного действия (КПД) РПК, работающего в области влажного пара, имеет вид

$$\eta_{\text{инд.ад}} = \frac{N_{\text{ад}}}{N_{\text{инд}} z}.$$

Здесь z — число пластин; $N_{\text{ад}}$ — адиабатная мощность,

$$N_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} p_1 V_h \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где k — показатель адиабаты; p_1 и p_2 — давление на всасывании и нагнетании; V_h — объемная производительность РПК [14].

Коэффициент подачи

$$\lambda = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{\text{вс}}},$$

где \dot{m}_h и $\dot{m}_{\text{вс}}$ — массовый расход рабочего тела в патрубке нагнетания и всасывания [14].

Степень сухости

$$x = \frac{m''}{m_{\text{общ}}} = \frac{m''}{m' + m''},$$

где m' — масса жидкости в рабочей ячейке; $m_{\text{общ}}$ — общая масса рабочего тела в рабочей ячейке.

Коэффициент расхода влажного пара через щель определяется по методике [18].

Коэффициент уплотнения щели [18]

$$K_y = \frac{\frac{0,416}{\left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{1-\mu_{\text{ж}}} \right)^{0,708}}}{1 + \frac{0,416}{\left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{1-\mu_{\text{ж}}} \right)^{0,708}}},$$

где $\mu_{\text{ж}}$ — коэффициент наполнения [18].

Холодопроизводительность

$$Q_0 = q_0 \dot{m}_h.$$

Здесь q_0 — удельная массовая холодопроизводительность,

$$q_0 = h_4 - h_{1'}.$$

где h_4 и $h_{1'}$ — энтальпия на входе в испаритель и на линии насыщенного пара.

Более подробно математическая модель исследования рабочих процессов компрессора объемного принципа действия, работающего в области влажного пара, рассмотрена в публикациях [16, 17].

Результаты исследования. В качестве исходных данных приняты следующие параметры: температура кипения $T_{\text{кип}} = 273$ К; температура конденсации $T_{\text{конд}} = 318$ К; хладагенты — R134a, R600a, R404a, R22 и R410a; степень сухости $x = 0,80 \dots 0,95$ с шагом 0,05; частота вращения ротора $n_{\text{об}} = 2000$ мин⁻¹.

Геометрические параметры РПК: диаметр цилиндра — 0,2 м; длина ротора — 0,2 м; эксцентриситет — 0,01 м; число пластин — 8; толщина пластины — 0,004 м; высота пластины — 0,06 м; односторонний торцевой зазор между пластиной и крышкой цилиндра, а также между ротором и крышкой цилиндра — 200 мкм; углы верхней и нижней кромок окна всасывания — 22,5°; угол верхней кромки окна нагнетания — 112°; угол нижней кромки окна всасывания — 22,5°; осевая длина окна всасывания — 0,1 м; осевая длина окна нагнетания — 0,062 м.

Результаты расчета термодинамических параметров рабочего процесса холодильного РПК. Зависимости давления насыщенного пара p со степенью сухости $x = 0,90$ от объема рабочей камеры V при работе РПК на хладагентах R410a, R404a, R22, R134a и R600a приведены на рис. 2.

Анализ расчетных p - V -диаграмм РПК показал, что при одних и тех же температурах кипе-

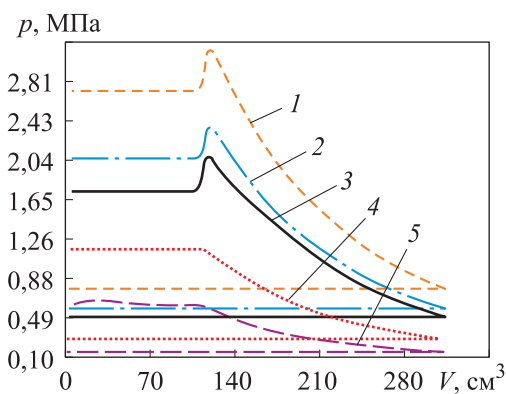


Рис. 2. Зависимости давления насыщенного пара p со степенью сухости $x = 0,90$ от объема рабочей камеры V при работе РПК на хладагентах R410a (1), R404a (2), R22 (3), R134a (4) и R600a (5)

ния и конденсации наибольшие затраты работы наблюдаются при использовании хладагента R410a. Работа, затрачиваемая на сжатие влажного пара хладагента R600a, является наименьшей и для одной рабочей ячейки составила 61,5 Дж. По сравнению с R600a у хладагента R134a эта работа увеличилась в 1,5 раза; у R22 — в 2,5 раза; у R404a — в 3 раза; у R410a — в 4 раза. Следует отметить, что при работе на хладагентах R410a, R22 и R404a наблюдаются скачки давления нагнетания из-за позднего открытия выпускного окна, что влечет за собой увеличение давления конденсации сухого насыщенного пара в рабочей камере РПК.

Зависимости температуры насыщенного пара t со степенью сухости $x = 0,90$ от угла поворота ротора φ при работе РПК на хладагентах R410a, R404a, R22, R134a и R600a приведены на рис. 3. Реализация рабочего процесса РПК в области влажного пара обеспечивает более низкую температуру нагнетания, чем при адиабатном процессе сжатия в области перегретого пара. Как видно из рис. 3, в процессе сжатия влажного пара разных хладагентов с температурами кипения $T_{\text{кип}} = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $T_{\text{конд}} = 45^\circ\text{C}$ увеличение температуры насыщенного пара t зависит от их теплофизических свойств. При угле поворота ротора $\varphi = 0 \dots 120^\circ$ в процессе всасывания происходит резкий скачок температуры t , связанный с перетечками пара из рабочей ячейки с более высокими значениями давления и температуры. Интенсивность скачка температуры t зависит от теплоемкости хладагента. По сравнению с другими хладагентами у R600a (кривая 5) процесс всасывания протекает практически без изменения

температуры t , так как его теплоемкость в 3 раза больше. Вследствие влияния теплоемкости на рабочий процесс изменение температуры хладагентов при сжатии в диапазоне угла поворота ротора $\varphi = 180 \dots 270^\circ$ происходит по-разному. Так, при $\varphi = 240^\circ$ температура хладагента R22 составит 25°C , а R600a — $13,2^\circ\text{C}$.

Зависимости степени сухости пара x от угла поворота ротора φ при работе РПК на хладагентах R410a, R404a, R22, R134a и R600a приведены на рис. 4. Полученные результаты свидетельствуют о влиянии теплофизических свойств хладагента — теплоемкости и удельной теплоты парообразования — на характер протекания таких рабочих процессов, как кипение и конденсация. В процессе сжатия влажного пара при угле поворота ротора $\varphi = 180 \dots 270^\circ$ у хладагента R22 происходит кипение, и степень сухости увеличивается с 0,92 до 0,97. В то же время у других хладагентов она снижается: у R404a — с 0,95 до 0,89; у R410a — с 0,96 до 0,89; у R134a — с 0,90 до 0,81; у R600a — с 0,88 до 0,77. При этом

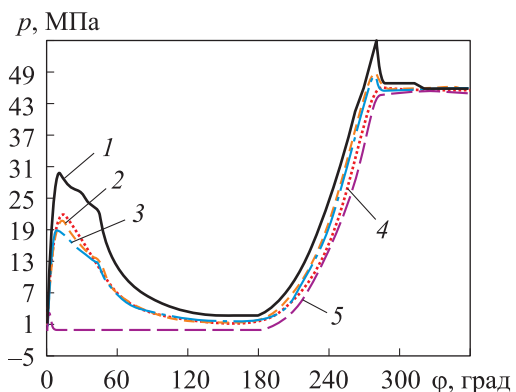


Рис. 3. Зависимости температуры насыщенного пара t со степенью сухости $x = 0,90$ от угла поворота ротора φ при работе РПК на хладагентах R22 (1), R410a (2), R404a (3), R134a (4) и R600a (5)

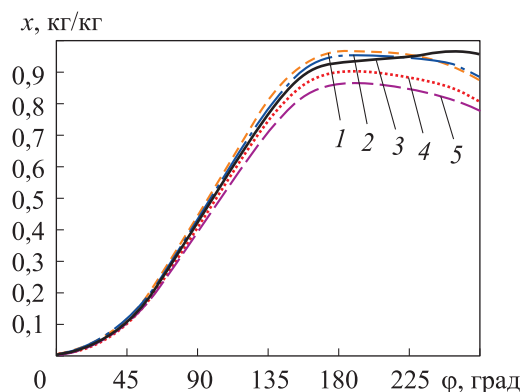


Рис. 4. Зависимости степени сухости пара x от угла поворота ротора φ при работе РПК на хладагентах R410a (1), R404a (2), R22 (3), R134a (4) и R600a (5)

значения степени сухости в начале процесса сжатия различаются для всех хладагентов, так как это связано с процессом всасывания ($\varphi = 0 \dots 180^\circ$), и увеличение степени сухости для хладагентов R22, R404a и R410a обусловлено перетечками пара между ячейками, а интенсивность роста — массовым расходом через щель.

Анализ интегральных и энергетических характеристик холодильного РПК. На основе полученных термодинамических параметров

(давления, температуры и степени сухости насыщенного пара) построены зависимости, отражающие влияние степени сухости пара x на параметры РПК — индикаторные мощность РПК $N_{инд}$ и адиабатный КПД $\eta_{инд.ад}$, коэффициент подачи λ , коэффициент уплотнения торцевой щели K_y , коэффициент расхода влажного пара через торцевую щель μ_p и холодопроизводительность Q_0 — при работе на различных хладагентах (рис. 5, а–е).

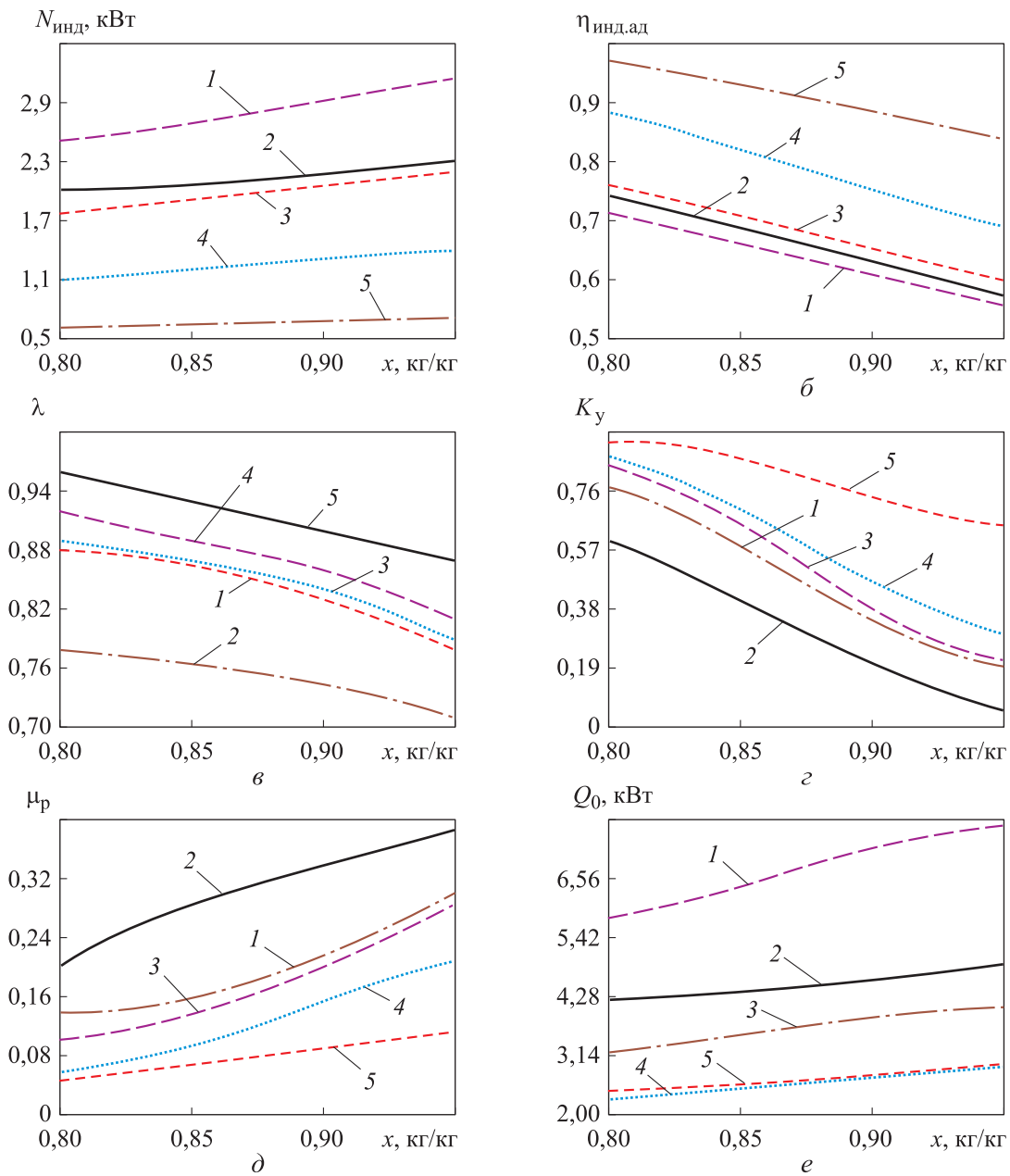


Рис. 5. Зависимости параметров РПК от степени сухости пара x при работе на хладагентах R410a (1), R22 (2), R404a (3), R134a (4) и R600a (5):

- а — индикаторной мощности РПК $N_{инд}$; б — индикаторного адиабатного КПД $\eta_{инд.ад}$;
- в — коэффициента подачи λ ; г — коэффициента уплотнения торцевой щели K_y ;
- д — коэффициента расхода влажного пара через торцевую щель μ_p ; е — холодопроизводительности Q_0

Зависимости индикаторной мощности РПК $N_{\text{инд}}$ от степени сухости пара x показаны на рис. 5, а. Видно, что при уменьшении степени сухости пара от 0,95 до 0,80 индикаторная мощность РПК, работающего на хладагентах R410a, R404a, R134a, R22 и R600a, сокращается на 20, 19, 18, 10 и 13 % соответственно.

Зависимости индикаторного адиабатного КПД $\eta_{\text{инд,ад}}$ от степени сухости пара x приведены на рис. 5, б. Наибольшее значение $\eta_{\text{инд,ад}} = 0,96$ достигнуто при работе РПК на хладагенте R600a со степенью сухости пара $x = 0,80$. Наихудший индикаторный адиабатный КПД РПК составил 0,70 при работе на хладагенте R410a. При одних и тех же исходных данных для разных хладагентов с уменьшением степени сухости пара от 0,95 до 0,80 индикаторный адиабатный КПД увеличивается: для R410a и R134a — на 22 %; для R404a и R22 — на 21 %; для R600a — на 14 %.

Зависимости коэффициента подачи λ от степени сухости пара x приведены на рис. 5, в. Наличие жидкости в рабочей камере РПК оказывает положительное влияние на ее герметичность. При снижении степени сухости пара от 0,95 до 0,80 коэффициент подачи повышается: для хладагента R600a — с 0,87 до 0,96; для R404a — с 0,79 до 0,89; для R134a — с 0,81 до 0,92; для R22 — с 0,71 до 0,78; для R410a — с 0,78 до 0,88.

Зависимости коэффициента уплотнения торцевой щели K_y от степени сухости пара x приведены на рис. 5, г. Согласно результатам расчета, с уменьшением степени сухости пара перетечки между рабочими ячейками снижаются вследствие уплотнения щелей жидкой фазой. Характер и интенсивность изменения коэффициента уплотнения щели для разных хладагентов зависят от таких параметров, как плотность и диапазон изменения параметра x в рабочей камере РПК. Для хладагента R22 при степени сухости $x = 0,95$ коэффициент уплотнения щели составил около 5 %, при $x = 0,80$ — 58 %, а рост K_y при снижении x от 0,95 до 0,80 — 53 %. Для хладагента R600a при $x = 0,95$ — 65 %, при $x = 0,85$ — 90 %, а рост K_y с уменьшением x от 0,95 до 0,80 — 25 %. У хладагента R600a по сравнению с R22 снижение интенсивности роста коэффициента уплотнения связано с его плотностью и характером изменения степени сухости пара. Плотность хладагента R600a почти в 2 раза меньше, чем у R22, однако в результате адиабатного сжатия R600a со степенью су-

хости $x = 0,85$ при температурах кипения $T_{\text{кип}} = 0$ °С и конденсации $T_{\text{конд}} = 45$ °С массовая концентрация сухого насыщенного пара снизилась до 0,75. Для хладагента R22 при тех же условиях массовая концентрация сухого насыщенного пара увеличилась до 0,91.

Зависимости коэффициента расхода влажного пара через торцевую щель μ_p от степени сухости пара x , описывающие его перетечки через щель между уплотнительной пластиной и крышкой цилиндра, приведены на рис. 5, д. Видно, что с уменьшением степени сухости пара коэффициент расхода μ_p снижается вследствие увеличения жидкости в рабочей камере РПК. Для хладагента R600a при изменении степени сухости от 0,95 до 0,80 коэффициент расхода уменьшается от 0,113 до 0,045; для R404a — от 0,287 до 0,099; для R134a — от 0,208 до 0,058; для R22 — от 0,389 до 0,2; для R410a — от 0,302 до 0,137.

Зависимости холодопроизводительности РПК Q_0 от степени сухости пара x приведены на рис. 5, е. Смещение точки всасывания РПК из области перегретого пара (см. рис. 1) в область влажного пара приводит к снижению холодопроизводительности Q_0 . Интенсивность уменьшения холодопроизводительности при изменении степени сухости пара от 0,95 до 0,80 для разных хладагентов зависит от сокращения удельной массовой холодопроизводительности и массового расхода. Наибольшее значение холодопроизводительности $Q_0 = 7,6$ кВт обеспечивает хладагент R410a при $x = 0,95$. Снижение степени сухости от 0,95 до 0,80 приводит к потере холодопроизводительности для R410a на 24 %; для R22 — на 14 %; для R404a и R134a — на 22 %; для R600a — на 17 %.

Выводы

1. Исследовано влияние термодинамических и теплофизических свойств хладагентов на энергетические характеристики холодильного РПК, работающего в области влажного пара СКВ.

2. Установлено, что смещение процесса адиабатного сжатия из области перегретого пара в область влажного пара приводит к снижению затрачиваемой компрессором работы вследствие уменьшения массы сжимаемого пара, а наличие жидкой фазы позволяет сократить перетечки пара между рабочими ячейками.

3. Получены зависимости температуры, давления и массовой доли сухого насыщенного

пара от угла поворота ротора при работе РПК в области влажного пара на разных хладагентах. По результатам расчетов выявлено следующее:

- изменение температуры сухого насыщенного у разных хладагентов протекает по-разному; при угле поворота ротора 230° в процессе сжатия и степени сухости 0,90 температура для хладагента R410a составила $21,2^\circ\text{C}$, для R404a — $20,9^\circ\text{C}$, для R22 — $25,4^\circ\text{C}$, для R134a — $17,3^\circ\text{C}$, для R600a — $15,4^\circ\text{C}$;

- изменение массовой доли сухого насыщенного пара при работе РПК в области влажного пара протекает как с ее увеличением (R22 — процесс кипения), так и с уменьшением (R134a, R404a, R410a и R600a — процесс конденсации); в начале процесса сжатия при температуре 0°C и степени сухости 0,90 массовая доля сухого насыщенного пара хладагента R22 возросла вследствие кипения жидкости на 8 %; для R410a массовая доля сократилась на 8 %, для R404a — на 9 %, R134a — на 9,5 %; для R600a — на 10 %.

4. В зависимости от степени сухости пара и теплофизических свойств хладагентов коэффициент подачи РПК увеличивается благодаря снижению перетечек между рабочими ячейками вследствие уплотнения щелей рабочей камеры жидкой фазой в диапазоне 0,70...0,96.

5. Теплофизические и термодинамические свойства хладагента существенно влияют на энергетические характеристики РПК. При одних и тех же исходных данных с уменьшением начальной степени сухости от 0,95 до 0,80 сокращение индикаторных мощностей и адиабат-

ного КПД составило соответственно: для R410a — 20 % и 0,61; для R404a — 19 % и 0,65; для R134a — 18 % и 0,75; для R22 — 10 % и 0,63; для R600a — 13 % и 0,89.

6. В качестве главного недостатка при переходе работы РПК из области перегретого пара в область влажного пара можно отметить снижение холодопроизводительности, что приведет к некоторому уменьшению массогабаритных характеристик РПК. Однако по сравнению с традиционным рабочим циклом энергетические характеристики РПК в среднем увеличиваются: коэффициент подачи — на 15 %, а индикаторный адиабатный КПД — на 18 %. По результатам расчетов перспективными хладагентами являются R600a и R134a, при работе на которых РПК можно достичь высоких значений индикаторного адиабатного КПД и коэффициента подачи.

7. На энергетическую эффективность РПК влияют такие теплофизические свойства хладагентов, как плотность, теплоемкость и удельная теплота парообразования. Плотность жидкости при температуре 0°C для хладагентов R134a, R22 и R410a составила 1200 кг/м^3 , для R404a — 1100 кг/м^3 , а для R600a — 600 кг/м^3 . Теплоемкость жидкости при температуре 0°C для R134a равна $1,4\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, для R22 — $1,2\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, для R410a и R404a — $1,3\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, а для R600a — $3,5\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Удельная теплота парообразования при температуре 0°C для R134a, R22 и R410a составила 200 кДж/кг , для R404a — 170 кДж/кг , а для R600a — 350 кДж/кг .

Литература

- [1] Wang Ch., Zhang H., Zhang Sh. et al. Numerical research on the hydrodynamic effect on the leakage of two-phase refrigerant-oil mixture in the flank gaps of compressors. *Int. J. Refrig.*, 2024, vol. 159, pp. 230–240, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.12.035>
- [2] Ning Q., Sun W., He G. et al. Investigation on improving the heating performance of a heat pump using a rotary compressor with vapor and two-phase injection. *Energy Convers. Manag.*, 2023, vol. 278, art. 116703, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116703>
- [3] Lin J., Guo N., Hong L. et al. Simulation of single and two-phase refrigerant compression in rotary compressor. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 211, art. 118465, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118465>
- [4] Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 170, art. 115022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>
- [5] Wang Ch., Zhang Sh., Lei B. et al. Analysis on influence factors of back pressure in an asymmetrical algebraic scroll compressor. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 138, pp. 97–107, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.03.011>
- [6] Zhou F., Tian X., Song Y. et al. Dynamic performance of an integrated heat pump system coupled free cooling and waste heat recovery in data centers. *Energy*, 2025, vol. 323, art. 135838, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.135838>

- [7] Lei Sh., Guo B., Zhao Z. Exergy analysis of heat pump air conditioning systems for pure electric vehicle use with low-GWP refrigerants. *Int. J. Refrig.*, 2023, vol. 156, pp. 266–277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.10.009>
- [8] Bani Issa A.A., Liang Ch., Groll E.A. et al. Residential heat pump and air conditioning systems with propane (R290) refrigerant: technology review and future perspectives. *Appl. Therm. Eng.*, 2025, vol. 266, art. 125560, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125560>
- [9] Martins L.V.S., Braga C.H.M., Garcia Pabon J.J. et al. Assessment of total equivalent warming impact (TEWI) of alternative refrigerants for retrofit of R22 in single split air conditioning system. *J. Build. Eng.*, 2024, vol. 88, art. 109085, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2024.109085>
- [10] Li J., Li H., Guo Y. et al. Energy consumption analysis and operating characteristics research on small time scale of variable refrigerant flow air conditioning systems in public buildings. *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2024, vol. 55, art. 102937, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102937>
- [11] Raykovskiy N.A., Chernov G.I., Evdokimov V.S. et al. Power loss analysis in a new oil-free rotary vane compressor: experimental investigation and mathematical modeling. *Int. J. Refrig.*, 2024, vol. 160, pp. 298–311, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.01.027>
- [12] Fatigati F., Di Bartolomeo M., Cipollone R. On the effects of leakages in sliding rotary vane expanders. *Energy*, 2020, vol. 192, art. 116721, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116721>
- [13] Bianchi G., Cipollone R. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, vol. 84, pp. 276–285, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080>
- [14] Райковский Н.А., Чернов Г.И., Калашников А.М. Математическое моделирование роторно-пластинчатых компрессоров с учетом взаимного влияния трибологических и режимных параметров. *Трение и износ*, 2023, т. 44, № 2, с. 167–179, doi: <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2023-44-2-167-179>
- [15] Садвакасов Д.Х., Райковский Н.А., Чернов Г.И. и др. Влияние теплофизических и термодинамических свойств хладагентов на энергетическую эффективность холодильной установки при работе компрессора в области влажного пара. *Вестник машиностроения*, 2025, т. 104, № 1, с. 3–7, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2025-104-1-3-7>
- [16] Садвакасов Д.Х., Райковский Н.А., Чернов Г.И. и др. Разработка упрощенной математической модели рабочих процессов тихоходного поршневого компрессора в области влажного пара для холодильных установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 3, с. 118–135. EDN: ALNETV
- [17] Садвакасов Д.Х., Чернов Г.И., Евдокимов В.С. и др. Анализ влияния скорости поршня на работу холодильного компрессора, работающего в области влажного пара. *Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2022, т. 6, № 4, с. 26–31, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-4-26-31>
- [18] Алешин В.И. *Исследование винтового маслозаполненного вакуум-компрессора*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Москва, 1977. 15 с.

References

- [1] Wang Ch., Zhang H., Zhang Sh. et al. Numerical research on the hydrodynamic effect on the leakage of two-phase refrigerant-oil mixture in the flank gaps of compressors. *Int. J. Refrig.*, 2024, vol. 159, pp. 230–240, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.12.035>
- [2] Ning Q., Sun W., He G. et al. Investigation on improving the heating performance of a heat pump using a rotary compressor with vapor and two-phase injection. *Energy Convers. Manag.*, 2023, vol. 278, art. 116703, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116703>
- [3] Lin J., Guo N., Hong L. et al. Simulation of single and two-phase refrigerant compression in rotary compressor. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 211, art. 118465, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118465>
- [4] Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 170, art. 115022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>

- [5] Wang Ch., Zhang Sh., Lei B. et al. Analysis on influence factors of back pressure in an asymmetrical algebraic scroll compressor. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 138, pp. 97–107, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.03.011>
- [6] Zhou F., Tian X., Song Y. et al. Dynamic performance of an integrated heat pump system coupled free cooling and waste heat recovery in data centers. *Energy*, 2025, vol. 323, art. 135838, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.135838>
- [7] Lei Sh., Guo B., Zhao Z. Exergy analysis of heat pump air conditioning systems for pure electric vehicle use with low-GWP refrigerants. *Int. J. Refrig.*, 2023, vol. 156, pp. 266–277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.10.009>
- [8] Bani Issa A.A., Liang Ch., Groll E.A. et al. Residential heat pump and air conditioning systems with propane (R290) refrigerant: technology review and future perspectives. *Appl. Therm. Eng.*, 2025, vol. 266, art. 125560, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125560>
- [9] Martins L.V.S., Braga C.H.M., Garcia Pabon J.J. et al. Assessment of total equivalent warming impact (TEWI) of alternative refrigerants for retrofit of R22 in single split air conditioning system. *J. Build. Eng.*, 2024, vol. 88, art. 109085, doi: <https://doi.org/10.1016/j.job.2024.109085>
- [10] Li J., Li H., Guo Y. et al. Energy consumption analysis and operating characteristics research on small time scale of variable refrigerant flow air conditioning systems in public buildings. *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2024, vol. 55, art. 102937, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102937>
- [11] Raykovskiy N.A., Chernov G.I., Evdokimov V.S. et al. Power loss analysis in a new oil-free rotary vane compressor: experimental investigation and mathematical modeling. *Int. J. Refrig.*, 2024, vol. 160, pp. 298–311, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.01.027>
- [12] Fatigati F., Di Bartolomeo M., Cipollone R. On the effects of leakages in sliding rotary vane expanders. *Energy*, 2020, vol. 192, art. 116721, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116721>
- [13] Bianchi G., Cipollone R. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, vol. 84, pp. 276–285, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080>
- [14] Raykovskiy N.A., Chernov G.I., Kalashnikov A.M. Mathematical modeling of rotary vane compressors taking into account the mutual influence of tribological and operating parameters. *Trenie i iznos*, 2023, vol. 44, no. 2, pp. 167–179, doi: <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2023-44-2-167-179> (in Russ.). (Eng. version: *J. Frict. Wear*, 2023, vol. 44, no. 2, pp. 108–116, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366623020101>)
- [15] Sadvakasov D.Kh., Raykovskiy N.A., Chernov G.I. et al. Influence of coolant properties on the energy efficiency of a refrigerator with wet vapor compression. *Vestnik mashinostroeniya*, 2025, vol. 104, no. 1, pp. 3–7, doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2025-104-1-3-7> (in Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2025, vol. 45, no. 3, pp. 279–283, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X25700200>)
- [16] Sadvakasov D.Kh., Raykovskiy N.A., Chernov G.I. et al. Development of the working process simplified mathematical model of the wet steam low-speed piston compressor for the refrigeration units. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2024, no. 3, pp. 118–135. EDN: ALNETV (in Russ.).
- [17] Sadvakasov D.Kh., Chernov G.I., Evdokimov V.S. et al. The analysis of the effect of piston speed on the operation of a refrigeration compressor operating in the area of wet steam. *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering], 2022, vol. 6, no. 4, pp. 26–31, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-4-26-31> (in Russ.).
- [18] Aleshin V.I. *Issledovanie vintovogo maslozapolnennogo vakuu-kompressora*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Research on a screw oil-filled vacuum compressor. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1977. 15 p. (In Russ.).

Информация об авторах

САДВАКАСОВ Даурен Хайринович — старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: dkhsadvakasov@omgtu.ru).

РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира ул., д. 11, e-mail: n_raykovskiy@mail.ru).

ЧЕРНОВ Герман Игоревич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира ул., д. 11, e-mail: gi_chernov2002@mail.ru).

ЖУКОВА Екатерина Александровна — инженер кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира ул., д. 11, e-mail: eazhukova@omgtu.ru).

ЖУКОВ Александр Олегович — доктор технических наук, профессор по специальности «Системный анализ. Управление и обработка информации». МГУ имени М.В. Ломоносова (119991, Москва, Российская Федерация, Ленинские горы, д. 1, e-mail: ulun2015@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Садвакасов Д.Х., Райковский Н.А., Чернов Г.И., Жукова Е.А., Жуков А.О. Анализ влияния выбора холодильного агента на энергетические характеристики роторно-пластинчатого компрессора, работающего в области влажного пара системы кондиционирования воздуха. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 3, с. 98–108.

Please cite this article in English as:

Sadvakasov D.Kh., Raykovskiy N.A., Chernov H.I., Zhukova E.A., Zhukov A.O. Analysis of the influence of the choice of refrigerating agent on the energy characteristics of a rotary-plate compressor operating in the field of wet steam of an air conditioning system. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 3, pp. 98–108.

Information about the authors

SADVAKASOV Dauren Khairinasovich — Senior Lecturer, Department Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mira Ave., Bldg. 11, e-mail: dkhsadvakasov@omgtu.ru).

RAIKOVSKY Nikolay Anatolyevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mira Ave., Bldg. 11, e-mail: n_raykovskiy@mail.ru).

CHERNOV German Igorevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mira Ave., Bldg. 11, e-mail: gi_chernov2002@mail.ru).

ZHUKOVA Ekaterina Aleksandrovna — Engineer, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mira Ave., Bldg. 11, e-mail: eazhukova@omgtu.ru).

ZHUKOV Alexander Olegovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department System Analysis. Information Management and Processing. Lomonosov Moscow State University (119991, Moscow, Russian Federation, Leninskie Gory, Bldg. 1, e-mail: ulun2015@yandex.ru).