



АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ ЦИЛИНДРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОДИЛЬНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ДЛИННОХОДОВОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров², А. В. Грехнев³

¹ОАО «Сибнефтетранспроект», Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1

²Омский государственный технический университет, Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

³ПАО «ОДК-Сатурн» — Омское моторостроительное конструкторское бюро,
Россия, 644021, г. Омск, ул. Богдана Хмельницкого, 283

Рассмотрены термодинамические характеристики холодильного одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом при различной толщине стенки цилиндра. Теоретические исследования проведены с применением методики расчёта действительного рабочего процесса ступени такого компрессора, учитывающей процессы нестационарной теплопроводности при смешанных граничных условиях. В качестве интегральных показателей рассмотрены холодильный коэффициент и температура нагнетания ступени одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом. В качестве независимых параметров рассмотрены температуры конденсации и кипения, основные размеры и параметры ступени, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра.

Выполнен сравнительный анализ энергоэффективности рабочего процесса и температурного режима рассматриваемой ступени при температуре кипения 203 К в диапазоне температур конденсации 273 К...343 К и при различной плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра. Исследована взаимосвязь плотности теплового потока, температур кипения и конденсации аммиака с интегральными характеристиками одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом, а также с распределением температурного поля на поверхности зеркала цилиндра и по толщине стенки цилиндра. Показано, что рациональное сочетание режима внешнего охлаждения цилиндра одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом и толщиной его стенки позволяет обеспечить величину холодильного коэффициента выше, чем у быстроходных двухступенчатых поршневых компрессоров.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, аммиак, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, граничные условия, холодильный коэффициент, толщина стенок цилиндра, температурное поле.

Для цитирования: Юша В. Л., Бусаров С. С., Грехнев А. В. Анализ влияния толщины стенки цилиндра на характеристики холодильного одноступенчатого длинноходового поршневого компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-30-38. EDN: ACOIPO.



© Юша В. Л., Бусаров С. С., Грехнев А. В., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

ANALYSIS OF THE EFFECT OF CYLINDER WALL THICKNESS ON THE CHARACTERISTICS OF A SINGLE-STAGE LONG-STROKE REFRIGERATING COMPRESSOR

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров², А. В. Грехнев³

¹OJSC "Sibneftettransproekt", Russia, Omsk, Irtyshskaya Naberezhnaya St., bld. 11/1, 644042

²Omsk State Technical University, Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

³PJSC "UEC-Saturn" — Omsk Engine Design Bureau, Russia, Omsk, Bogdan Khmelnitsky St., 283, 644021

The article examines thermodynamic characteristics of a single-stage, low-speed, long-stroke piston refrigeration compressor with a linear drive. Theoretical studies are conducted using a method for calculating the actual operating process of such a compressor, considering account transient heat

conduction processes under mixed boundary conditions. The coefficient of performance and the discharge temperature of the single-stage, low-speed, long-stroke piston compressor with a linear drive are considered as integral parameters. Condensation and boiling temperatures, the main dimensions and parameters of the stage, and the heat flux density on the outer cylinder surface are considered as independent parameters.

A comparative analysis of the energy efficiency of the operating process and the temperature regime of the stage in question is performed at a boiling temperature of 203 K in a condensing temperature range of 273 K to 343 K and at various heat flux densities on the outer cylinder surface. The relations between heat flux density, ammonia boiling and condensation temperatures, and the integral characteristics of a single-stage, low-speed, long-stroke piston compressor with a linear drive, as well as the temperature field distribution across the cylinder bore and the cylinder wall thickness, was studied. The research demonstrates that a rational combination of the external cooling mode of a cylinder of a single-stage low-speed reciprocating long-stroke compressor with a linear drive and its wall thickness makes it possible to ensure a cooling coefficient value higher than that of high-speed two-stage reciprocating compressors.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, ammonia, low-speed long-stroke stage, operating processes, mathematical modeling, boundary conditions, refrigeration coefficient, cylinder wall thickness, temperature field.

For citation: Yusha V. L., Busarov S. S., Grekhnev A. V. Analysis of the effect of cylinder wall thickness on the characteristics of a single-stage long-stroke refrigerating compressor. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-30-38. EDN: ACOIPO.



© Yusha V. L., Busarov S. S., Grekhnev A. V., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Одним из наиболее распространённых типов компрессоров, применяемых в малых многоступенчатых и каскадных холодильных машинах, являются поршневые [1–11]. Поскольку энергоэффективность поршневых компрессоров зависит, в том числе, и от эффективности охлаждения рабочего тела в проточной части компрессора, то интерес представляет конструкция одноступенчатого поршневого тихоходного длинноходового компрессора с линейным приводом (ТДКЛП) и интенсивным внешним охлаждением цилиндра, позволяющая реализовать квазизотермический процесс сжатия [12–15]. Такие машины по сравнению с существующими позволяют реализовывать сжатие, близкое к изотермическому, и, соответственно, получать более низкие температуры рабочего тела на выходе из компрессора, что в итоге позволит заменять существующие двухступенчатые холодильные компрессоры на одноступенчатые (тихоходные). При этом массогабаритные параметры компрессоров сопоставимы, а схема с тихоходным значительно упрощается [14].

Применительно к быстроходным поршневым компрессорам наиболее широкое применение получила методика расчёта на базе математической модели с сосредоточенными параметрами [16–24]. В силу особенностей рабочих процессов таких компрессоров, связанных с их сравнительно быстроходными режимами, при расчёте процессов теплообмена с достаточной для практических задач точностью задаётся поле температур поверхности рабочей камеры, полученное на основе многочисленных эмпирических данных.

Однако при интенсификации процессов охлаждения сжимаемого газа, в том числе в малоразмерных поршневых компрессорных ступенях [14], их теоретические исследования невозможны без математической модели рабочего процесса, дополненной расчётом нестационарной теплопроводности через стенки рабочей камеры ступени с граничны-

ми условиями 3-го рода [14]. Наиболее полно результаты применения граничных условий 3-го рода в математической модели рабочих процессов тихоходной ступени обобщены в [14].

Полученные на сегодняшний день результаты [14], отражающие эффективность «внешнего» охлаждения воздушных и газовых несмазываемых ТДКЛП, позволяют предположить, что при сжатии в таких ступенях хладагента также возможно его интенсивное охлаждение, обеспечивающее высокую энергоэффективность компрессорной ступени. Для исследования таких рабочих процессов целесообразно применение методики расчёта ступени ТДКЛП со смешанными граничными условиями при расчёте нестационарного процесса теплопроводности 2-го рода (на внешней стенке цилиндра) и 3-го рода (на зеркале цилиндра). Данная методика может позволить существенно расширить возможности анализа рабочих процессов холодильной ступени ТДКЛП в широком диапазоне конструктивных и режимных параметров.

В связи с этим предметом рассмотрения данной статьи является анализ рабочих процессов холодильного ТДКЛП при различных температурах кипения и конденсации, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра и толщине его стенки на базе математической модели с сосредоточенными параметрами и граничными условиями второго рода на внешней поверхности цилиндра и третьего рода на зеркале цилиндра.

Цель работы — определение рационального сочетания режима внешнего охлаждения цилиндра ТДКЛП и толщины его стенки, обеспечивающих величину холодильного коэффициента выше, чем у быстроходных двухступенчатых поршневых компрессоров.

Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы аммиачной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, расчётная схема

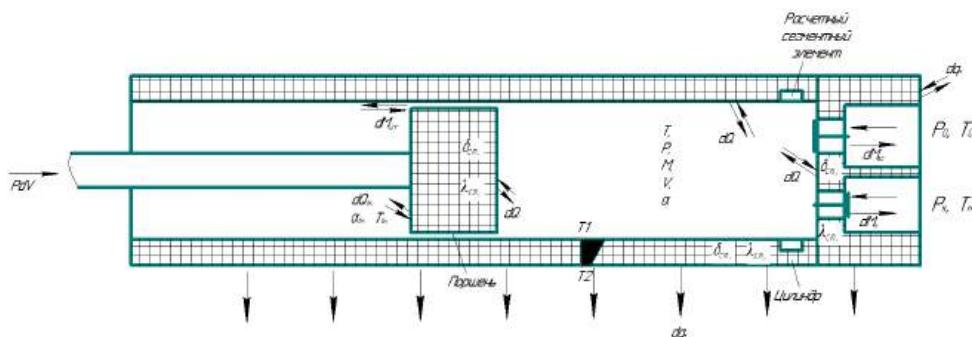


Рис. 1. Расчёчная схема ступени ТДКЛП
Fig. 1. Calculation scheme of the LLCLD stage

которой представлена на рис. 1. Методика расчёта представляет собой усовершенствованную математическую модель рассматриваемой ступени [14], в которой учтены свойства аммиака, особенности режимных и конструктивных параметров рассматриваемого объекта, а при расчёте процессов нестационарной теплопроводности через стенки цилиндра реализовано комбинированное применение граничных условий 2-го и 3-го рода, то есть смешанные граничные условия [21].

В качестве основных допущений приняты следующие:

- парообразный аммиак — непрерывная и гомогенная среда;
- параметры состояния аммиака изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры;
- изменение потенциальной и кинетической энергии аммиака пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к аммиаку;
- параметры состояния в камере всасывания постоянны и равны температуре и давлению кипения;
- давление в полости нагнетания постоянно и равно давлению конденсации;
- течение аммиака через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным;
- теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный;
- коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры;
- расчёт коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода производится по известным эмпирическим зависимостям с учётом индивидуальных свойств аммиака;
- температура аммиака в зазоре между поршнем и зеркалом цилиндра равна температуре стенки; плотность теплового потока распределена равномерно по всей внешней поверхности цилиндра и является независимой переменной, поскольку на внешней поверхности цилиндра заданы граничные условия второго рода.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [14] и включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона – Рихмана, калорическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры:

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \cdot i_j}{d\tau}, \quad (1)$$

$$P_j = \frac{\xi_j \cdot m_j \cdot R \cdot U_j}{V_j \cdot C_{v,j}}, \quad (2)$$

$$dQ_j = \alpha_{np} \cdot (T_j - T_r) F \cdot d\tau \quad (3)$$

$$U_j = U_{j-1} + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}, \quad (4)$$

$$m_j = m_{j-1} + \sum_1^j dm_j \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \cdot S_D \cdot \frac{dx}{d\tau^2}, \quad (6)$$

$$m_{np} \frac{d^2 \bar{h}_j}{d\tau^2} = \bar{F}_{r,j} + \bar{F}_{np,j} + \bar{F}_{mp,j} + \bar{G} + \bar{F}_{3A,j}, \quad (7)$$

$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{p,j} \cdot f_j \cdot \sqrt{2\rho_{r,j} \cdot \Delta P_j} \cdot d\tau, \quad (8)$$

$$\frac{dm_{ym,ka,j}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j \cdot (\pi \cdot D(h_j) \delta_p) \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (9)$$

$$\frac{dm_{ym,un,j}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j (D_u \cdot \delta_p (P_j, S_j, \tau_j)) \cdot \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (10)$$

В представленной системе уравнений (1) – (10): dU_j — изменение внутренней энергии аммиака, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, Дж; dL_j — работа, совершённая в рабочей камере над аммиаком или самим аммиаком, Дж; dm_j — изменение массы аммиака в рабочей камере, кг; i_j — энталпия аммиака, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/(кгК); ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём, занимаемый аммиаком, м³; $C_{v,j}$ — изохорная теплоёмкость, Дж/(кгК); T_r — температура аммиака, К; T_j — температура поверхности, К; α_{np} — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена между аммиаком и стенками рабочей камеры, Вт/(м²К); m_j — масса аммиака в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ε_j — коэффициент расширения; ΔP_j — разность давлений до и после клапана или щели, Па; ρ_j — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; D_u — диаметр цилиндра, м; a — коэффициент расхода для клапанов; f_j — площадь проходного сечения клапана на j -м промежутке $d\tau$, м²; F — площадь теплообмена, м²; m_{np} — масса запорного элемента клапана, кг; h_j — текущая координата подъёма запорного органа, м; $F_{r,j}$ — газовая сила, Н; $F_{np,j}$ — сила упругости пружины, Н; G — вес запорного элемента клапана, принимаемый равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н; $F_{mp,j}$ — газовая сила трения, Н; $F_{3A,j}$ — сила упругости эластомерного эле-

мента, H ; $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$ — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Методика расчёта нестационарного процесса теплопроводности между аммиаком и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [14, 22–24], при этом со стороны охлаждающей среды на внешней поверхности расчётных элементов граничного слоя задаётся плотность теплового потока. Процессы конвективного теплообмена и течения пара через зазоры рассчитывались с использованием ранее полученных эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [14, 22–24].

Средняя температура нагнетания T_H рассчитывалась по следующему алгоритму:

$$T_H = \sum_{n=1}^k (m_i \cdot T_i) / \sum_{n=1}^k m_i, \quad (11)$$

где i изменяется от n до k , при этом индекс n соответствует началу процесса нагнетания, а индекс k — окончанию процесса нагнетания.

Массовая производительность и холодопроизводительность ступеней M_e и Q_0 определялись, соответственно, как $M_e = \sum_{n=1}^k m_i$ и $Q_0 = M_e \cdot q_0$, где q_0 — удельная холодопроизводительность рассматриваемого цикла; m_i — масса газа, поступающая из рабочей камеры в камеру нагнетания на i -ом расчётом шаге. При этом величина холодильного коэффициента ступени рассчитывается по соотношению $\varepsilon_{cm} = Q_0 / N_{ung}$, где $N_{ung} = (\sum_{m=1}^k dL_j) / \tau_{цикла}$ (здесь индекс m соответствует началу рабочего цикла при положении поршня в верхней мёртвой точке).

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности:

— физические: рабочее тело — аммиак; материал деталей компрессорной ступени — сталь; внешняя охлаждающая среда — вода или воздух;

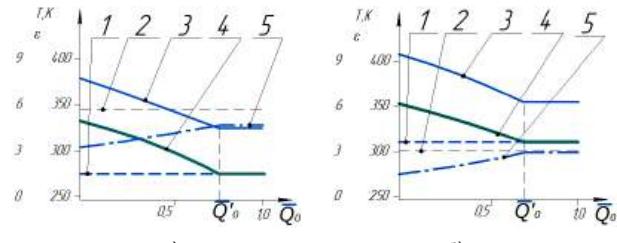
— геометрические: диаметр цилиндра — 0,04 м; ход поршня — 0,5 м; диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_c = 0,0015$ м;

— граничные: температура конденсации — 293 К...343 К; температура кипения — 203 К; время полного рабочего цикла — 0,1...4,5 с; относительное время обратного хода поршня (процессов обратного расширения и всасывания) — 0,5.

Результаты расчёта и их анализ

Рассмотрим взаимосвязь изменения режимных параметров и толщины стенки цилиндра ступени аммиачного ТДКЛП с изменением её интегральных характеристик. На рис. 2 и рис. 3 представлены результаты расчётов, отражающие влияние интенсивности внешнего охлаждения и толщины стенки цилиндра ступени ТДКЛП на величину её холодильного коэффициента и температуру нагнетания при фиксированной температуре кипения и различных температурах конденсации.

На рис. 2: $\bar{Q}_o = Q_{oxa} / Q_0$ — отношение отводимой от цилиндра тепловой мощности Q_{oxa} к холодопроизводительности ступени (относительная величина, характеризующая интенсивность внешнего охлаждения цилиндра и выбранная для удобства сравнения характеристик ступени и системы внешнего охлаждения). Очевидно, что при первоначальном увеличении интенсивности внешнего охлаждения наблюдается снижение температуры поверхности зеркала цилиндра и температуры нагнетания ТДКЛП, а также увеличение его холодильного ко-



a) б)

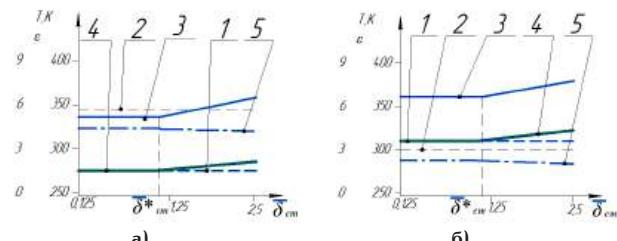
Рис. 2. Влияние интенсивности внешнего охлаждения на изменение холодильного коэффициента и температуры нагнетания ступени ТДКЛП с диаметром цилиндра 0,04 м, временем цикла 3 с и толщиной стенки 0,01 м, $T_0 = 203$ К:

1 — температура конденсации; 2 — холодильный коэффициент при двухступенчатом сжатии;

3 — температура нагнетания; 4 — температура поверхности зеркала цилиндра; 5 — холодильный коэффициент при одноступенчатом сжатии в ТДКЛП

Fig. 2. Effect of external cooling intensity on the change in the coefficient of performance and discharge temperature of the LLCLD stage with a cylinder diameter of 0.04 m, a cycle time of 3 s, and a wall thickness of 0.01 m, $T_0 = 203$ K:

a — at $T_k = 273$ K; b — at $T_k = 308$ K; 1 — condensation temperature; 2 — coefficient of performance for two-stage compression; 3 — discharge temperature; 4 — cylinder surface temperature; 5 — coefficient of performance for single-stage compression in the LLCLD



a) б)

Рис. 3. Влияние отношения толщины стенки цилиндра к его диаметру на изменение холодильного коэффициента и температуры нагнетания ступени ТДКЛП с диаметром цилиндра 0,04 м, временем цикла 3 с, интенсивностью внешнего охлаждения $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$ (см. рис. 2), временем прямого и обратного хода поршня равным между собой $T_0 = 203$ К:

а — при $T_k = 273$ К; б — при $T_k = 308$ К;

1 — температура конденсации; 2 — холодильный коэффициент при двухступенчатом сжатии;

3 — температура нагнетания; 4 — температура поверхности зеркала цилиндра; 5 — холодильный коэффициент при одноступенчатом сжатии в ТДКЛП

Fig. 3. Effect of the cylinder wall thickness to diameter ratio on the change in the coefficient of performance and discharge temperature of the LLCLD stage with a cylinder diameter of 0.04 m, a cycle time of 3 s, external cooling intensity $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$ (see fig. 2), and equal forward and reverse piston stroke times of $T_0 = 203$ K: a — at $T_k = 273$ K;

б — at $T_k = 308$ K; 1 — condensation temperature;

2 — coefficient of performance for two-stage compression;

3 — discharge temperature; 4 — cylinder surface temperature; 5 — coefficient of performance for single-stage compression in the LLCLD

эффективности. Однако при $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$ температура поверхности зеркала цилиндра становится близкой к температуре охлаждающей среды, и при попытке дальнейшего увеличения \bar{Q}_o (например, за счёт внешнего оребрения цилиндра или за счёт увеличения расхода охлаждающей среды) температура поверхности зеркала цилиндра практически не изменяется. Соответственно, не изменяется температура нагнетания и холодильный коэффициент. Таким образом, при $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$ температура поверхности зеркала цилиндра и температура нагнетания ТДКЛП,

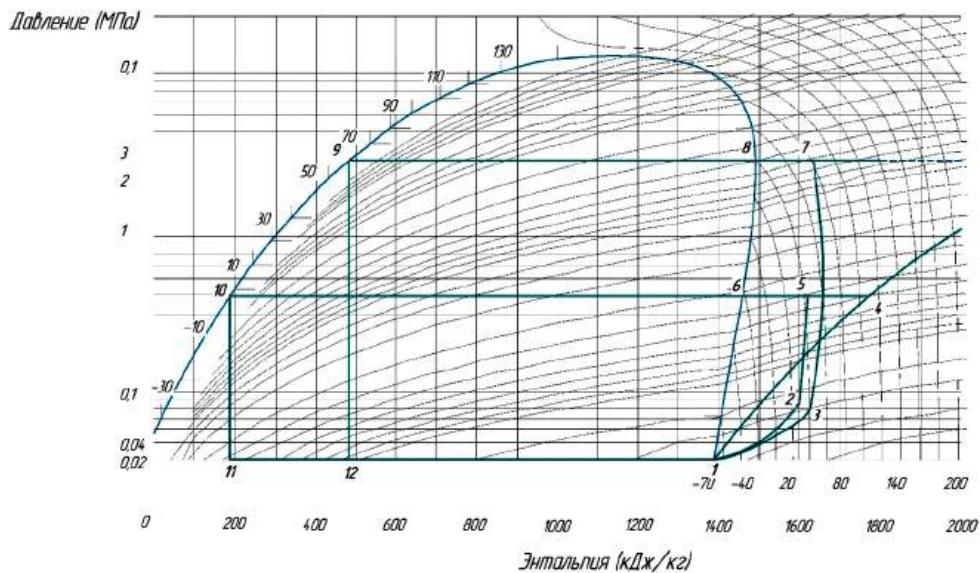


Рис. 4. Диаграмма P - i холодильного цикла ТДКЛП с диаметром цилиндра 0,04 м, временем цикла 3 с, интенсивностью внешнего охлаждения $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$ (см. рис. 2), толщиной стенки $\bar{\delta}_{cm} \leq \bar{\delta}_{cm}^*$ (см. рис. 3), временем прямого и обратного хода поршня, равным между собой, при $T_0 = 203$ К; $T_k = 273$ К и 343 К:

1–4–6–10–11 и 1–4–8–9–12 (точка 4' условно не показана) — холодильные циклы при адиабатном процессе сжатия; 1–2–5–6–10–11 и 1–3–7–8–9–12 — холодильные циклы при интенсивном внешнем охлаждении ТДКЛП

Fig. 4. P - i diagram of the refrigeration cycle of the LLCLD with a cylinder diameter of 0.04 m, a cycle time of 3 s, external cooling intensity $\bar{Q}_o = \bar{Q}'_o$ (see fig. 2), wall thickness $\bar{\delta}_{cm} \leq \bar{\delta}_{cm}^*$ (see fig. 3), equal forward and reverse piston stroke times, at $T_0 = 203$ K; $T_k = 273$ K and 343 K: 1–4–6–10–11 and 1–4–8–9–12 (point 4' is not shown) are refrigeration cycles for an adiabatic compression process; 1–2–5–6–10–11 and 1–3–7–8–9–12 are refrigeration cycles for intensive external cooling of the LLCLD

а также его холодильный коэффициент становятся равными предельно достижимым при рассматриваемых конструктивных и режимных параметрах.

Результаты, представленные на рис. 3, ожидаемо отражают снижение эффективности внешнего охлаждения цилиндра ТДКЛП при увеличении толщины стенки цилиндра (то есть при увеличении её термического сопротивления [21]). При достижении примерного равенства между температурами внешней охлаждающей среды и поверхности зеркала цилиндра при толщине стенки $\bar{\delta}_{cm}^*$ изменение дальнейшего уменьшения толщины стенки цилиндра не приводит к существенному изменению холодильного коэффициента; то есть при $\bar{\delta}_{cm} \leq \bar{\delta}_{cm}^*$ (величина толщины стенки может быть определена исходя из практической целесообразности, например, обеспечения требуемой прочности или минимальной металлоёмкости).

Представленные результаты связаны с очевидным влиянием рассмотренных факторов на рабочие процессы ступени ТДКЛП, рассмотренные ранее применительно к воздушным и газовым ТДКЛП [14]. Указанное влияние не может не отразиться и на изменении холодильного цикла. На рис. 4 представлены результаты расчётов, отражающие влияние интенсивности внешнего охлаждения стенки цилиндра ТДКЛП на характер изменения холодильного цикла.

На представленной диаграмме хорошо видно принципиальное отличие холодильного цикла интенсивно охлаждаемого ТДКЛП, при котором, несмотря на подвод теплоты к сжимаемому газу и увеличение показателя политропы на начальном участке процесса сжатия, последующее интенсивное охлаждение сжимаемого газа обеспечивает существенное снижение температуры нагнетания

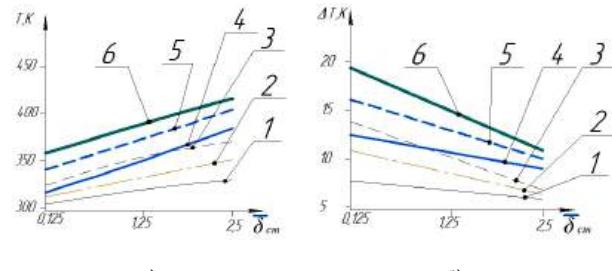


Рис. 5. Изменение максимальной температуры поверхности зеркала цилиндра (а) и её амплитуды за время цикла (б) в зависимости от относительной толщины стенки, температуры конденсации (1...3 — $T_k = 273$ К; 4...6 — $T_k = 343$ К) и высоты цилиндра при температуре кипения 203 К: 1, 4 — в области нижней мёртвой точки; 3, 6 — в области верхней мёртвой точки;

2, 5 — в области, соответствующей половине хода поршня Fig. 5. Change in the maximum cylinder wall surface temperature (a) and its amplitude during a cycle (b) depending on the relative wall thickness, condensation temperature (1...3 — $T_k = 273$ K; 4...6 — $T_k = 343$ K), and cylinder height at a boiling point of 203 K: 1, 4 — in the bottom dead center region; 3, 6 — in the top dead center region; 2, 5 — in the region corresponding to half the piston stroke

по сравнению с адиабатным процессом сжатия. При увеличении температуры конденсации и, соответственно, отношения давления нагнетания к давлению всасывания, эффективность применения интенсивно охлаждаемой ступени ТДКЛП возрастает. На приведённой диаграмме это характеризуется, прежде всего, несоизмеримо более низкой температурой в конце процесса сжатия (точка 7) по сравнению с адиабатным сжатием.

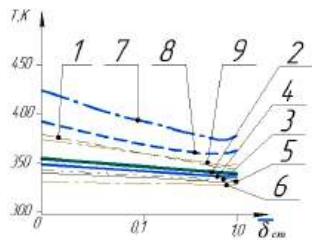


Рис. 6. Изменение температуры стенки по её глубине в зависимости от толщины стенки при температуре конденсации 343 К:
 1, 2, 3 — толщина стенки 0,01 м; 4, 5, 6 — толщина стенки 0,004 м; 7, 8, 9 — толщина стенки 0,04 м;
 4, 7 — в области верхней мёртвой точки; 3, 6, 9 — в области нижней мёртвой точки; 2, 5, 8 — в области, соответствующей половине хода поршня

Fig. 6. Change in wall temperature along its depth depending on wall thickness at a condensation temperature of 343 K:
 1, 2, 3 — wall thickness 0.01 m;
 4, 5, 6 — wall thickness 0.004 m;
 7, 8, 9 — wall thickness 0.04 m;
 4, 7 — in the top dead center region; 3, 6, 9 — in the bottom dead center region; 2, 5, 8 — in the region corresponding to half the piston stroke

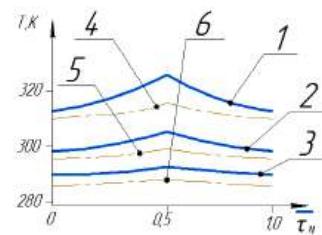


Рис. 7. Изменение максимальной температуры поверхности зеркала цилиндра в течение рабочего цикла в зависимости от времени цикла при толщине стенки 0,01 м, температуре кипения 203 К и температуре конденсации 303 К (1...3 — 3,5 с; 4...6 — 0,5 с) и высоты цилиндра: 1, 4 — в области верхней мёртвой точки; 3, 6 — в области нижней мёртвой точки; 2, 5 — в области, соответствующей половине хода поршня
 Fig. 7. Change in maximum cylinder surface temperature during the working cycle with a wall thickness of 0.01 m, a boiling point of 203 K and a condensation temperature of 303 K (1–3 — 3.5 s; 4–6 — 0.5 s) and cylinder height: 1, 4 — at the top dead center; 3, 6 — at the bottom dead center; 2, 5 — at half of the piston stroke

Представленные результаты позволяют предположить существенное влияние рассмотренных факторов на температурные поля стенки цилиндра. Анализ некоторых возможных примеров режимных и конструктивных параметров холодильного ТДКЛП отражает характер изменения температурных полей стенки цилиндра в зависимости от температуры конденсации, толщины стенки и времени рабочего цикла ступени ТДКЛП (рис. 5–7).

Из представленных результатов видно, что величина толщины стенки цилиндра ТДКЛП безусловно оказывает существенное влияние на её тепловое состояние. Наиболее принципиальное значение это имеет по отношению к величине температуры поверхности зеркала цилиндра, непосредственно влияющей на рабочие процессы ТДКЛП.

В некоторых случаях обращает на себя внимание и высокое циклическое изменение температуры стенки; вероятно, этот фактор необходимо учитывать при подборе конструкционных материалов с точки зрения их стойкости к таким температурным режимам.

В целом прослеживается существенное влияние толщины стенки цилиндра как на её тепловое состояние, так и в целом на рабочие процессы и интегральные характеристики ступени холодильного ТДКЛП. Применяемая методика расчёта такой ступени на базе математической модели, учитывающей процессы нестационарной теплопроводности при смешанных граничных условиях, позволяет определить рациональную толщину стенки цилиндра, обеспечивающую как энергоэффективность конкретной ступени ТДКЛП в широком диапазоне режимных параметров, так и особенности её конструкции.

Выводы и заключение

Представлена методика расчёта действительного рабочего процесса интенсивно охлаждаемой ступени холодильного ТДКЛП на базе математической модели, учитывающей процессы нестационарной теплопроводности при смешанных граничных условиях. Рассмотрены термодинамические характеристики холодильного одноступенчатого ТДКЛП при различной толщине стенки цилиндра и интенсивности её внешнего охлаждения. В качестве интегральных показателей рассмотрены холодильный коэффициент и температура нагнетания ступени ТДКЛП.

Выполнен расчёто-теоретический сравнительный анализ энергоэффективности рабочего процесса и температурного режима рассматриваемой ступени при температуре кипения 203 K в диапазоне температур конденсации 273 K–343 K и при различной плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра. Выявлено определяющее влияние плотности теплового потока, температур кипения и конденсации аммиака на интегральные характеристики ступени холодильного ТДКЛП, в частности, установлено, что целесообразность увеличения плотности теплового потока ограничена температурой охлаждающей среды. При этом уменьшение толщины стенки приводит к заметному улучшению интегральных характеристик ТДКЛП лишь до некоторой величины, что преимущественно обусловлено температурой охлаждающей среды.

Распределение температурного поля на поверхности зеркала цилиндра и по толщине стенки цилиндра, а также её циклическое амплитудное изменение существенно зависят от толщины стенки. Рациональное сочетание режима внешнего охлаждения

лаждения цилиндра ТДКЛП и толщины его стенки позволяет обеспечить допустимые температуры нагнетания и высокую энергоэффективность холодильного ТДКЛП даже при жёстких режимных параметрах, в том числе при низких температурах кипения и высоких температурах конденсации.

Список источников / References

1. Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессоростроения. Ч. 2. Технологии и наука // Вестник Международной академии холода. 2023. № 2. С. 14 – 25. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25. EDN: RPHILW.
2. Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya kholodil'nogo kompressorostroyeniya. Ch. 2. Tekhnologii i nauka [State of the art and prospects for refrigerating compressor industry. Part 2. Technology and science]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No. 2. P. 14 – 25. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-14-25. EDN: RPHILW. (In Russ.).
3. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and air-conditioning. 3rd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2000. 377 p. ISBN 0-7506-4219-X.
4. Эффективные решения для различных областей применения. URL: <https://www.bitzer.de/ru/> (дата обращения: 16.01.2025).
5. Effektivnyye resheniya dlya razlichnykh oblastey primeneniya [Efficient solutions for your applications]. URL: <https://www.bitzer.de/ru/> (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
6. Copeland — спиральные и поршневые компрессоры для климатической и холодильной техники. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (дата обращения: 16.01.2025).
7. Copeland — spiral'nye i porshnevye kompressory dlya klimaticheskoy i kholodil'noy tekhniki [Copeland — scroll and piston compressors for air conditioning and refrigeration equipment]. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
8. Компрессоры RDL. URL: <https://radoil.ru/catalog/kompressory-rdl/>. (дата обращения: 16.01.2025).
9. Kompressory RDL [RDL compressors]. URL: <https://radoil.ru/catalog/kompressory-rdl/>. (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
10. Kompressory Belief. URL: https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf_fin.pdf (дата обращения: 16.01.2025).
11. Kompressory Belief [Belief compressors]. URL: https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf_fin.pdf (accessed: 16.01.2025). (In Russ.).
12. Кошкин Н. Н., Ткачёв А. Г., Бадылькес И. С. [и др.]. Холодильные машины / под ред. Н. Н. Кошкина. Москва: Пищевая промышленность, 1973. 512 с.
13. Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badyl'kes I. S. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines] / Ed. by N. N. Koshkin. Moscow, 1973. 512 p. (In Russ.).
14. Strommen I. Kholodil'nyye ustavok, konditsionery i teplovyye nasosy dlya XXI veka [Refrigeration units, air conditioners and heat pumps for the 21st century]. *Refrigeration business*. 2000. No. 5. P. 8 – 10. (In Russ.).
15. Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 3 (63). С. 8. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ.
16. Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Entropiyno-statisticheskiy analiz nizkotemperaturnykh transkriticheskikh tsiklov dioksida ugleroda [Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles]. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017. No. 3 (63). P. 8. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ. (In Russ.).
17. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12 – 21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY.
18. Khrekin A. S., Baranov I. V. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti tsiklov kholodil'nykh mashin [Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 1. P. 12 – 21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY. (In Russ.).
19. Хрёкин А. С., Баранов И. В., Никитин А. А. Анализ эффективности циклов каскадных холодильных машин с применением диоксида углерода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 55 – 64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ.
20. Khrekin A. S., Baranov I. V., Nikitin A. A. Analiz effektivnosti tsiklov kaskadnykh kholodil'nykh mashin s primeneniem dioksida ugleroda [The analysis of cascade refrigeration machine cycles efficiency using carbon dioxide]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 55 – 64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ. (In Russ.).
21. Юша В. Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24 – 39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB.
22. Yusha V. L. Nauchno-tehnologicheskiye predposyalki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevых stupenei [Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 3. P. 24 – 39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB. (In Russ.).
23. Юша В. Л. Теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 17 – 24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV.
24. Yusha V. L. Teoreticheskaya otsenka effektivnosti primeneniya odnostupenchatykh dlinnokhodovykh porshnevых kompressorov v kholodil'noy tekhnike i sistemakh szhizheniya uglevodorodov [Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 17 – 24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV. (In Russ.).
25. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бессмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2023. 325 с. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (дата обращения: 15.02.2025).
26. Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevых kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhohodnykh dlinnokhodovykh stupenei: dis. ... d-ra tekhn. nauk. Omsk, 2023. 325 s. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (data obrazheniya: 15.02.2025).

- na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-speed long-stroke stages]. Omsk, 2023. 325 p. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (accessed: 15.02.2025). (In Russ.).
15. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Оценка применимости одноступенчатых поршневых длинноходовых тихоходных компрессоров в низкотемпературных холодильных машинах // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-21-28. EDN: XANLWO.
- Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Otsenka primenimosti odnostupenchatykh porshnevых dlinnokhodovykh tikhokhodnykh kompressorov v nizkotemperaturnykh khodil'nykh mashinakh [The assessment of applicability of single-stage piston long-stroke low-speed compressors in low-temperature refrigeration machines]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 3. P. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-21-28. EDN: XANLWO. (In Russ.).
16. Ивашнев Е. А. Исследование рабочих процессов поршневых компрессоров малой производительности с воздушным охлаждением: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1981. 16 с.
- Ivashnev E. A. Issledovaniye rabochikh protsessov porshnevых kompressorov maloy proizvoditel'nosti s vozduшnym okhlazhdeniem [Research of low performance piston compressors with air cooling]. Leningrad, 1981. 16 p. (In Russ.).
17. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ машин для производства тепла и холода на двух температурных уровнях каждого // Холодильная техника и технология. 2015. Т. 51, № 5. С. 20–26. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2015.44774. EDN: VHUVYV.
- Morozyuk L. I. Termodinamicheskiy analiz mashin dlya proizvodstva tepla i kholoda na dvukh temperaturnykh urovnyakh kazhdogo [Thermodynamic analysis of machines for producing heat and cold at two temperature levels]. *Kholodil'naya Tekhnika i Tekhnologiya*. 2015. Vol. 51, no. 5. P. 20–26. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2015.44774. EDN: VHUVYV. (In Russ.).
18. Хрёкин А. С. Энергосберегающие решения для создания холодильных машин с применением диоксида углерода: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2023. 328 с. EDN: EKLVDS.
- Khrekin A. S. Energosberegayushchiye resheniya dlya sozdaniya kholodil'nykh mashin s primeneniem diokсиda ugleroda [Energy-saving solutions for creating refrigeration machines using carbon dioxide]. Saint Petersburg, 2023. 328 p. EDN: EKLVDS. (In Russ.).
19. Капелюховская А. А. Разработка и исследование тихоходных компрессоров малых холодильных машин: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2025. 198 с.
- Kapelyukhovskaya A. A. Razrabotka i issledovaniye tikhokhodnykh kompressorov malykh kholodil'nykh mashin [Development and research of low-speed compressors for small refrigerating machines]. Saint Petersburg, 2025. 198 p. (In Russ.).
20. Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание компрессоров и детандеров для криогенной техники: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Ленинград, 1991.
- Prilutskiy I. K. Razrabotka, issledovaniye i sozdaniye kompressorov i detanderov dlya kriogennoy tekhniki [Development, research, and design of compressors and expanders for cryogenic equipment]. Leningrad, 1991. (In Russ.).
21. Хрустальев Б. С. Математическое моделирование рабочих процессов в объёмных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 1999. 269 с.
- Khrustalev B. S. Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov v ob'yemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proyektirovaniya [Mathematical modeling of work processes in volumetric compressors for solving computer-aided design problems]. Saint Petersburg, 1999. 269 p. (In Russ.).
22. Котлов А. А., Кузнецов Ю. Л., Бураков А. В. Анализ работы поршневого компрессора, работающего в составе автомобильной газонаполнительной компрессорной станции // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 2. С. 27–32. EDN: FMNXNU.
- Kotlov A. A., Kuznetsov Yu. L., Burakov A. V. Analiz raboty porshnevogo kompressora, rabotayushchego v sostave avtomobil'noy gazonapolnitel'noy kompressornoy stantsii [The analysis of the operation of a piston compressor working as a part of automobile gas-filling compressor stations]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2019. No. 2. P. 27–32. EDN: FMNXNU. (In Russ.).
23. Юша В. Л., Новиков Д. Г. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бесмазочных компрессоров // Вестник международной академии холода. 2004. № 4. С. 8–11. EDN: PNMRJ.
- Yusha V. L., Novikov D. G. Intensifikatsiya protsessov teploobmena v rabochey kamere bessmazochnykh kompressorov [Intensification of heat exchange processes in the working chamber of oil-free compressors]. *Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2004. No. 4. P. 8–11. EDN: PNMRJ. (In Russ.).
24. Юша В. Л., Бусаров С. С. Интенсификация внешнего охлаждения бесмазочных компрессоров // Холодильная техника. 2006. № 2. С. 24–28. EDN: HTSVDH.
- Yusha V. L., Busarov S. S. Intensifikatsiya vneshnego okhlazhdeniya bessmazochnykh kompressorov [Intensification of external refrigeration of lubrication-free compressors]. *Kholodil'naya tekhnika. Refrigeration Technology*. 2006. No. 2. P. 24–28. EDN: HTSVDH. (In Russ.).

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

ГРЕХНЕВ Андрей Владимирович, кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор ПАО «ОДК-Сатурн» — Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск.

SPIN-код: 8595-0362

AuthorID: 684442

Адрес для переписки: niov@yandex.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 25.02.2025; одобрена после рецензирования 23.09.2025; принятая к публикации 23.10.2025.

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of the Technical Department, OJSC "Sibneftetransproekt", Omsk.
SPIN-code: 1503-9666
ORCID: 0000-0001-9858-7687
AuthorID (SCOPUS): 6505861937
ResearcherID: J-8079-2013
Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.
AuthorID (RSCI): 610336
AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru
GREKHNEV Andrey Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Leading Design Engineer, PJSC "UEC-Saturn" — Omsk Engine Design Bureau, Omsk.
SPIN-code: 8595-0362
AuthorID: 684442
Correspondence address: niov@yandex.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 25.02.2025; approved after reviewing 23.09.2025; accepted for publication 23.10.2025.