

# ОЦЕНКА ПРИМЕНИМОСТИ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ПОРШНЕВЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ ТИХОХОДНЫХ КОМПРЕССОРОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИНАХ

В. Л. Юша<sup>1</sup>, С. С. Бусаров<sup>2</sup>, А. В. Недовенчанный<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ОАО «Сибнефтетранспроект»,  
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1  
<sup>2</sup>Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Рассмотрены рабочие процессы и интегральные характеристики низкотемпературных аммиачных одноступенчатых поршневых длинноходовых тихоходных компрессоров. Представлена методика расчёта действительного рабочего процесса ступени такого компрессора, учитывающая такие основные факторы, как процессы нестационарной теплопередачи между рабочим телом в цилиндре и внешней охлаждающей средой; процессы течения рабочего тела через неплотности в клапанах и в уплотнениях цилиндропоршневой группы; динамика движения запорного органа клапанов и др. В качестве интегральных показателей рассмотрены коэффициент подачи, холодильный коэффициент, температура нагнетания. В качестве независимых параметров рассмотрены: температуры конденсации и кипения, основные размеры и параметры ступени, температура охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра, а также диаметры седла клапанов всасывания и нагнетания.

Выполнен сравнительный анализ эффективности рабочего процесса рассматриваемой ступени при температуре конденсации 303 К и температурах кипения в диапазоне от 243 К до 173 К. Исследована взаимосвязь основных размеров и параметров ступени, а также температуры кипения аммиака с интегральными характеристиками рассматриваемого компрессора. Полученные результаты теоретического анализа позволяют оценивать возможность замены многоступенчатых и каскадных низкотемпературных холодильных компрессоров альтернативными одноступенчатыми на базе тихоходной длинноходовой ступени как перспективную.

**Ключевые слова:** поршневой холодильный компрессор, аммиак, низкотемпературный режим, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, холодильный коэффициент.

## Введение

Поршневые компрессоры в настоящее время являются одним из наиболее распространённых типов компрессоров, применяемых в составе малых низкотемпературных холодильных машин (до 15 кВт) [1–6]. При температурах кипения до 253 К...243 К (–20 °С...–30 °С) применяются, как правило, одноступенчатые компрессоры [1, 3, 5]. При их эксплуатации в условиях высоких температур конденсации имеет место увеличение температуры и давления нагнетания. Повышенный перепад давлений приводит к увеличению нагрузок в механизме движения и, соответственно, к повышенному износу узлов трения. Возрастание температуры нагнетания может привести к нерасчётному изменению размеров деталей, свойств рабочих веществ, к повышенному износу узлов трения и заклиниванию механизма движения. В одноступенчатых конструкциях холодильных компрессоров эта проблема частично может решаться за счёт дозированной подачи холодильного агента в рабочую камеру, что в ряде случаев позволяет снизить температуру нагнетания до требуемого уровня [7–11]. Современные одноступенчатые поршневые низкотемпературные ком-

прессоры ведущих мировых производителей могут обеспечивать температуру кипения до 233 К...223 К (–40 °С...–50 °С) [3–6].

В силу перечисленных обстоятельств при температурах кипения до 218 К...203 К (–55 °С...–70 °С) применяется конструкция многоступенчатого поршневого компрессора, позволяющая, по сравнению с одноступенчатой схемой, не только снизить поршневую силу и обеспечить допустимую величину температуры нагнетания, но и увеличить холодильный коэффициент [12–14]. Однако применение многоступенчатых конструкций также имеет свои ограничения, поэтому при температурах кипения ниже 208 К...203 К (–65 °С...–70 °С) (по некоторым источникам — до 163 К...123 К (–110 °С...–150 °С) [15, 17, 18]) применяются каскадные схемы [15–20]. Очевидно, что последний вариант холодильного агрегата имеет более сложную конструкцию, проигрывает по металлоёмкости, габаритным размерам и себестоимости.

В то же время результаты экспериментальных и теоретических исследований поршневых несмазываемых одноступенчатых длинноходовых компрессоров с интенсивным внешним охлаждением цилиндра наглядно демонстрируют возможность

реализации «квазиизотермического» процесса сжатия без дополнительного впрыска жидкости при  $\eta_c < 1,1$  [21–24]. При рассмотрении воздушных компрессорных систем показано, что такие машины по своим удельным характеристикам конкурентоспособны по отношению к многоступенчатым поршневым компрессорам малой производительности в области средних давлений, характерных для рассматриваемых низкотемпературных холодильных машин [25, 26]. Применительно к холодильным аммиачным компрессорам выполнен предварительный теоретический анализ эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике, который позволяет прогнозировать их конкурентоспособность по отношению к многоступенчатым и каскадным агрегатам в широком диапазоне температур кипения [27]. Так как на интегральные характеристики действительного одноступенчатого поршневого компрессора на базе тихоходной длинноходовой ступени значительное влияние оказывает целый ряд факторов, которые невозможно учесть в рамках идеальной расчётной модели [21–26], представляется целесообразным выполнить анализ рабочих процессов действительной поршневой тихоходной длинноходовой аммиачной ступени в диапазоне температур кипения 248 К...223 К (–25 °С...–120 °С). В связи с этим предметом рассмотрения в данной статье является теоретическая оценка применимости одноступенчатых поршневых длинноходовых тихоходных компрессоров в низкотемпературных холодильных машинах на примере действительной аммиачной ступени.

#### Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы аммиачной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, расчётная схема которой представлена на рис. 1. Методика расчёта представляет собой усовершенствованную и ранее верифицированную обобщённую математическую модель рассматриваемой ступени [26], в которой учтены свойства рабочего тела, особенности режимных и конструктивных параметров рассматриваемого объекта.

В качестве основных допущений приняты следующие: газовая среда непрерывна и гомогенна; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полости всасывания постоянны и равны температуре и давлению кипения; давление

в полости нагнетания постоянно и равно давлению конденсации; течение рабочего газа 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 поверхности стенок рабочей камеры изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхности; при этом температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра являются постоянными.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [25, 26] 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:

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

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

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

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}, \quad (4)$$

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j, \quad (5)$$

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

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

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

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

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

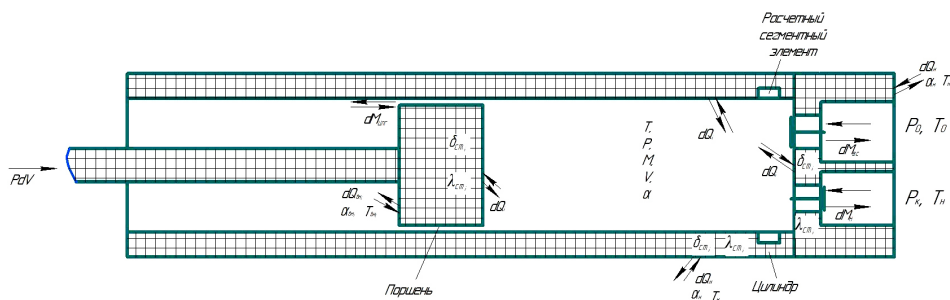


Рис. 1. Расчётная схема  
Fig. 1. Design diagram

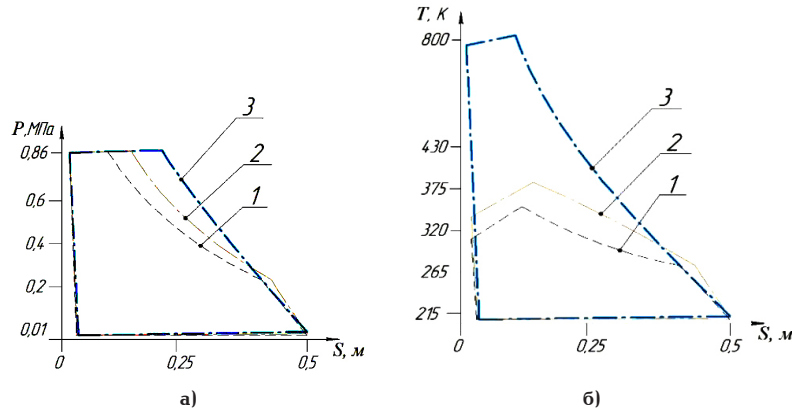


Рис. 2. Индикаторная (а) и температурная (б) диаграммы при  $T_k = 293$  К: 1 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при переменной скорости поршня; 2 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при постоянной скорости поршня; 3 — охлаждение в быстроходной ступени практически отсутствует  
Fig. 2. Indicator (a) and temperature (b) diagrams at  $T_k = 293$  К: 1 — intensive cooling in a low-speed, long-stroke stage with variable piston speed; 2 — intensive cooling in a low-speed, long-stroke stage at a constant piston speed; 3 — cooling in the high-speed stage is practically absent

В представленной системе уравнений (1)...(10)  $U_0$  — начальное значение внутренней энергии газа, Дж;  $dU_j$  — изменение внутренней энергии газа, Дж;  $dQ_j$  — элементарный тепловой поток, К;  $dL_j$  — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж;  $dm_j$  — изменение массы газа в рабочей камере, кг;  $i_j$  — энтальпия газа, Дж/кг;  $R$  — газовая постоянная, Дж/К·кг;  $\xi_j$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $V_j$  — объём газа, м<sup>3</sup>;  $Cv_j$  — объёмная теплоёмкость газа, Дж/м<sup>3</sup>·К;  $T_r$  — температура рабочего газа, К;  $T_j$  — температура поверхности, К;  $\alpha_{np}$  — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и в общем случае зависящий от её геометрии, режима течения, свойств и параметров рабочего тела;  $m_0$  — начальная масса газа в рабочей камере, кг;  $m_j$  — текущая масса газа в рабочей камере, кг;  $\alpha_j$  — коэффициент расхода;  $\varepsilon_j$  — коэффициент расширения газа;  $\Delta P_j$  — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па;  $f_j$  — площадь проходного сечения в клапане, м<sup>2</sup>;  $\rho_j$  — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $D_{cl}$  — диаметр цилиндра, м;  $\alpha$  — коэффициент расхода для клапанов;  $f_j$  — площадь проходного сечения клапана на  $j$ -м промежутке  $d_{cl}$ , м<sup>2</sup>;  $F$  — площадь теплообмена, м<sup>2</sup>;  $m_{na}$  — 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, принимаем равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н;  $F_{mp,j}$  — сила трения газа, Н;  $F_{эл,j}$  — сила упругости эластомерного элемента, Н;  $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$  — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Методика расчёта нестационарного процесса теплопередачи между рабочим газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [28]. Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитывались с использованием ранее полученных эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [25, 26, 29–31]

Определение основных интегральных характеристик производилось по следующим алгоритмам.

Температура нагнетания  $T_n$  рассчитывалась как средняя величина температуры аммиака, поступающего из рабочей камеры компрессорной ступени в камеру нагнетания в процессе нагнетания:

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

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

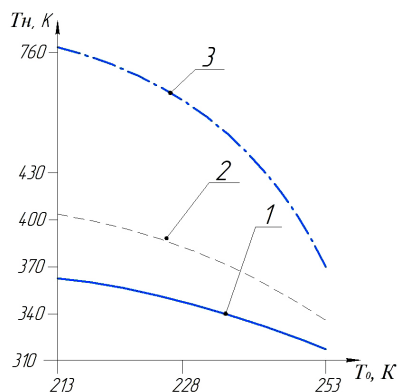
Массовая производительность и холодопроизводительность ступени  $Me_k$  и  $Q_0$  определялись, соответственно, как  $Me = \sum_{n=1}^k m_i$  и  $Q_0 = Me \cdot q_0$ , где  $q_0$  — удельная холодопроизводительность рассматриваемого аммиачного холодильного цикла. При этом величина холодильного коэффициента рассчитывается по соотношению  $\varepsilon = Q_0 / N_{ung}$  ( $N_{ung}$  — индикаторная мощность).

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — аммиак, материал деталей компрессорной ступени — сталь, внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра — 0,025 м, ход поршня — 0,5 м, диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания  $d_c = 0,0015$  м. Граничные: температура конденсации — 318 К и 293 К, температура кипения — 253 К (–20 °С) ... 203 К (–70 °С), температура внешней охлаждающей среды — 293 К, время рабочего цикла — 2 ... 4 с.

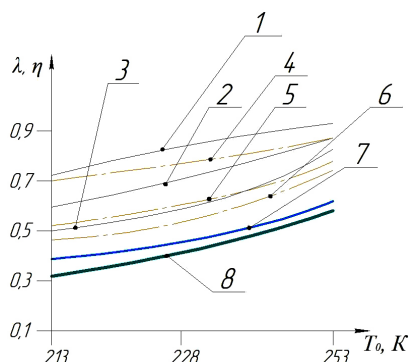
### Результаты расчёта и их анализ

На рис. 2–5 представлены результаты расчётов, выполненные для оценки целесообразности применения аммиачных тихоходных длинноходовых одноступенчатых компрессоров в указанной области температур кипения.

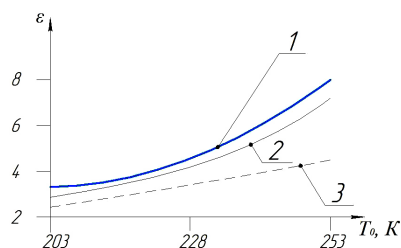
Представленные на рис. 2 примеры температурных и индикаторных диаграмм наглядно отражают характер влияния системы охлаждения цилиндра рассматриваемого компрессора на его рабочий про-



**Рис. 3. Зависимость температуры нагнетания поршневого компрессора от температуры кипения рабочего тела при  $T_k = 293$  К: 1 — одноступенчатый компрессор на базе тихоходной длинноходовой интенсивно охлаждаемой ступени; 2 — двухступенчатый быстроходный компрессор; 3 — одноступенчатый быстроходный компрессор**  
**Fig. 3. Dependence of the discharge temperature of a piston compressor on the boiling temperature of the working fluid at  $T_k = 293$  K: 1 — single-stage compressor based on a low-speed, long-stroke, intensively cooled stage; 2 — two-stage high-speed compressor; 3 — single-stage high-speed compressor**



**Рис. 4. Зависимость коэффициента подачи (1, 2, 3, 7) и индикаторного изотермического КПД (4, 5, 6, 8) от температуры кипения рабочего тела при  $T_k = 293$  К (1-6) и при  $T_k = 318$  К (7, 8): 1, 4, 7, 8 — одноступенчатый компрессор на базе тихоходной длинноходовой интенсивно охлаждаемой ступени; 2, 5 — двухступенчатый быстроходный компрессор; 3, 6 — одноступенчатый быстроходный компрессор**  
**Fig. 4. Dependence of the feed coefficient (1, 2, 3, 7) and indicator isothermal efficiency (4, 5, 6, 8) on the boiling temperature of the working fluid at  $T_k = 293$  K (1-6) and at  $T_k = 318$  K (7, 8): 1, 4, 7, 8 — single-stage compressor based on a low-speed, long-stroke, intensively cooled stage; 2, 5 — two-stage high-speed compressor; 3, 6 — single-stage high-speed compressor**



**Рис. 5. Зависимость холодильного коэффициента от температуры кипения рабочего тела при  $T_k = 293$  К: 1 — одноступенчатый компрессор на базе тихоходной длинноходовой интенсивно охлаждаемой ступени; 2 — двухступенчатый быстроходный компрессор; 3 — одноступенчатый быстроходный компрессор**  
**Fig. 5. Dependence of the coefficient of performance on the boiling point of the working fluid at  $T_k = 293$  K: 1 — single-stage compressor based on a low-speed, long-stroke intensively cooled stage; 2 — two-stage high-speed compressor; 3 — single-stage high-speed compressor**

туры нагнетания, так и снижение затрат индикаторной мощности.

Пример расчёта средней температуры нагнетания аммиака на рассматриваемых режимах (рис. 3) показывает, что применение одноступенчатой интенсивно охлаждаемой поршневой ступени позволяет обеспечить снижение температуры нагнетания не только по сравнению с быстроходной ступенью, реализующей адиабатное сжатие, но и по сравнению с двухступенчатыми быстроходными компрессорами. Это позволяет прогнозировать применение одноступенчатого сжатия в широком диапазоне температур кипения и конденсации.

На рис. 4 представлены результаты анализа влияния величины температуры кипения аммиака на коэффициент подачи и индикаторный КПД рассматриваемой ступени.

Показано, что интегральные характеристики рассматриваемой ступени по меньшей мере не хуже, чем у двухступенчатых быстроходных конструкций и заметно превосходят аналогичные характеристики быстроходных одноступенчатых компрессоров. Это обусловлено эффективной организацией системы охлаждения ступени и значительно меньшей величиной относительного мёртвого объёма. Как и в любых типах компрессоров, увеличение температуры конденсации приводит к ухудшению интегральных характеристик рассматриваемой ступени, что обусловлено увеличением отношения величины давления конденсации к величине давления кипения.

Результаты, представленные на рис. 5, отражают влияние температуры кипения аммиака на теоретический холодильный коэффициент одноступенчатого тихоходного длинноходового поршневого компрессора.

Представленные на рис. 3, 4 результаты находят своё отражение при анализе величины холодильного коэффициента рассматриваемой ступени. Несмотря на заведомое снижение холодопроизводительности при одноступенчатом сжатии по сравнению с двухступенчатым (при фиксированном секундном описанном объёме) [15], величина холодильного коэффициента для этих двух вариантов теоретически

сопоставима и существенно превышает величину холодильного коэффициента при одноступенчатом адиабатном сжатии.

## Выводы и заключение

Представлена методика расчёта действительного аммиачного одноступенчатого тихоходного длинноходового поршневого компрессора и проведён расчётно-теоретический анализ её рабочих процессов и интегральных характеристик. Выполнена сравнительная оценка основных интегральных характеристик рассматриваемого компрессора с быстроходными версиями аммиачных двух- и одноступенчатых поршневых компрессоров. Показано, что основные интегральные характеристики рассматриваемой ступени по меньшей мере сопоставимы с аналогичными характеристиками широко применяемых в настоящее время двухступенчатых компрессоров и существенно превосходят соответствующие характеристики быстроходных одноступенчатых компрессоров. Полученные результаты позволяют говорить об актуальности исследований и разработок, связанных с применением одноступенчатых холодильных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых интенсивно охлаждаемых ступеней, в том числе для более широкого диапазона рабочих режимов и различных рабочих веществ.

## Благодарности

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-20010.

## Список источников

1. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки: справ. Москва: Агропромиздат, 1989. 672 с.
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
3. Поршневые компрессоры // BITZER. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/поршневые-компрессоры/> (дата обращения: 16.12.2023).
4. Copeland DWM — полугерметичные поршневые компрессоры // Copeland. URL: <https://copelandcompressor.ru/copeland-dwm> (дата обращения: 16.12.2023).
5. Полугерметичные поршневые компрессоры RDL // Radoil. URL: <https://radoil.ru/doc/rdl-catalog-06-2024.pdf> (дата обращения: 05.04.2024).
6. Компрессоры Belief. Каталог 2023 // Belief. URL: [belief.su/images/stories/virtuemart/product/Каталог%20компрессоры%20Belief%202023.pdf](https://belief.su/images/stories/virtuemart/product/Каталог%20компрессоры%20Belief%202023.pdf) (дата обращения: 05.04.2024).
7. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1996. 1112. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1112> (дата обращения: 14.05.2022).
8. Akhmed H. J., Khalifa A. H., Khalaf D. Z. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol. 16 (2). P. 63–76. DOI: 10.24191/jmeche.v16i2.15327.
9. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review // Elixir Mech. Eng. 2014. Vol. 72. P. 25410–25414.
10. Система CIC для поршневых компрессоров Битцер. URL: [http://cis.bitzer.ru/sistema\\_cic\\_dlya\\_porshnevih\\_kompressorov\\_bitser](http://cis.bitzer.ru/sistema_cic_dlya_porshnevih_kompressorov_bitser) (дата обращения: 22.02.2022).
11. Новые возможности низкотемпературного применения холодильных компрессоров. URL: <https://climate.emerson.com/documents/ru-4215396.pdf> (дата обращения: 03.06.2022).
12. BITZER. Двухступенчатые низкотемпературные полугерметичные поршневые компрессоры. URL: [https://www.holod-tk.ru/upload/catalog\\_documentation/BITZER.%20двухступенчатые%20полугерметичные%20поршневые%20компрессоры.pdf](https://www.holod-tk.ru/upload/catalog_documentation/BITZER.%20двухступенчатые%20полугерметичные%20поршневые%20компрессоры.pdf) (дата обращения: 05.04.2024).
13. MYCOM compressors. URL: <https://mayekawa.com/mycom/> (дата обращения: 05.04.2024).
14. Jiang S., Wang S., Jin X. [et al.]. The role of optimum intermediate pressure in the design of two-stage vapor compression systems: A further investigation // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 70. P. 57–70. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.024.
15. Бучко Н. А., Гоголин А. А., Данилова Г. Н. [и др.]. Теплофизические основы получения искусственного холода: справ. Москва: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.
16. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744 в верхнем каскаде // Холодильная техника и технология. 2016. Т. 52 (1). С. 12–17. DOI: 10.21691/ret.v52i1.34. EDN: YRTSPL.
17. Велюханов В. Каскадные холодильные установки Фригодизайн // Империя холода. 2021. № 1 (106). С. 17–19.
18. HEPO INTERNATIONAL. Ultra-low temperature freezer. URL: <https://haizhibo001.en.made-in-china.com/product/YNFEaKeSAmkq/China-110-135-Degree-120-L-Ultra-Low-Temperature-Freezer-HP-135C120.html> (дата обращения: 05.04.2024).
19. Низкотемпературная морозильная камера. URL: <https://china.org.ru/product/ru/60517682024> (дата обращения: 05.04.2024).
20. Sanchez D., Llopis R., Cabello R. [et al.]. Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO2) cascade refrigeration system: Energy impact analysis // International Journal of Refrigeration. 2017. Vol. 73. P. 183–199. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.09.012.
21. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333.
22. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. EDN: OILEDY.
23. Юша В. Л., Бусаров С. С. Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15. EDN: OQNZMY.
24. 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.
25. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.
26. Бусаров С. С. Создание и совершенствование несмазываемых поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2023. 32 с.

27. 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.

28. Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2008. 123 с.

29. Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Синицын Н. Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2022. № 2 (141). С. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO.

30. Бусаров С. С., Юша В. Л., Кобыльский Р. Э. Экспериментальная оценка эффективности манжетного уплотнения цилиндропоршневой группы длинноходовой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27. EDN: YGWQZY.

31. Бусаров С. С., Бусаров И. С., Титов Д. С. Исследования влияния неплотностей рабочей камеры на рабочий процесс сверхтихоходных длинноходовых поршневых компрессорных и насосных агрегатов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2019. № 6. С. 25–27.

**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 (ОмГТУ), г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

**НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Адрес для переписки: lonewolf\_rus88@mail.ru

#### Для цитирования

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

Статья поступила в редакцию 23.05.2024 г.

© В. Л. Юша, С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный

UDC 621.51+621.56

DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-21-28

EDN: XANLWO

## THE ASSESSMENT OF APPLICABILITY OF SINGLE-STAGE PISTON LONG-STROKE LOW-SPEED COMPRESSORS IN LOW-TEMPERATURE REFRIGERATION MACHINES

V. L. Yusha<sup>1</sup>, S. S. Busarov<sup>2</sup>, A. V. Nedovenchany<sup>2</sup>

<sup>1</sup>OJSC «Sibneftetransproekt»,  
Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment Str., bld. 11/1, 644042

<sup>2</sup>Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The work processes and integral characteristics of low-temperature ammonia single-stage piston long-stroke low-speed compressors are considered. A method for calculating the actual working process of a stage of such a compressor is presented, taking into account such basic factors as the processes of non-stationary heat transfer between the working fluid in the cylinder and the external cooling medium; processes of flow of the working fluid through leaks in valves and in seals of the cylinder-piston group; dynamics of motion of the shut-off valve body, etc. The flow coefficient, cooling coefficient, and discharge temperature are considered as integral indicators. The following independent parameters are considered: condensation and boiling temperatures, the main dimensions and parameters of the stage, the temperature of the cooling medium and the heat transfer coefficient on the outer surface of the cylinder, as well as the diameters of the suction and discharge valve seats.

A comparative analysis of the efficiency of the working process of the considered stage is performed at a condensation temperature of 303 K and boiling temperatures in the range from 243 K to 173 K. The relationship between the main dimensions and parameters of the stage, as well as the boiling point

of ammonia with the integral characteristics of the compressor under consideration, has been studied. The obtained results of the theoretical analysis make it possible to evaluate the possibility of replacing multi-stage and cascade low-temperature refrigeration compressors with alternative single-stage ones based on a low-speed, long-stroke stage as promising.

**Keywords:** piston refrigeration compressor, ammonia, low-temperature mode, low-speed long-stroke stage, operating processes, mathematical modeling, coefficient of performance.

### Acknowledgments

Research carried out under the Russian Science Foundation grant No. 24-29-20010.

### References

1. Zelikovskiy I. Kh., Kaplan L. G. Malyye kholodil'nyye mashiny i ustanovki: sprav. [Small refrigerating machines and installations: handbook]. Moscow, 1989. 672 p. (In Russ.).
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. (In Engl.).
3. Porshnevyye kompressory [Piston compressors] // BITZER. BITZER. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/porshnevyye-kompressory/> (accessed: 16.12.2023). (In Russ.).
4. Copeland DWM — polugermetichnyye porshnevyye kompressory [Copeland DWM — semi-hermetic piston compressors] // Copeland. Copeland. URL: <https://copeland-compressor.ru/> (accessed: 16.12.2023). (In Russ.).
5. Polugermetichnyye porshnevyye kompressory RDL [RDL semi-hermetic piston compressors] // Radoil. Radoil. URL: <https://radoil.ru/doc/rdl-catalog-06-2024.pdf> (accessed: 05.04.2024). (In Russ.).
6. Kompressory Belief. Katalog 2023 [Belief Compressors. Catalogue 2023]. URL: [https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf\\_fin.pdf](https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf_fin.pdf) (accessed: 05.04.2024). (In Russ.).
7. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1996. 1112. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1112> (accessed: 14.05.2022). (In Engl.).
8. Akhmed H. J., Khalifa A. H., Khalaf D. Z. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol. 16 (2). P. 63–76. DOI: 10.24191/jmeche.v16i2.15327. (In Engl.).
9. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review // Elixir Mech. Eng. 2014. Vol. 72. P. 25410–25414. (In Engl.).
10. Sistema CIC dlya porshnevyykh kompressorov Bittser [CIC system for Bitzer piston compressors]. URL: [http://cis.bitzer.ru/sistema\\_cic\\_dlya\\_porshnevyykh\\_kompressorov\\_bitser](http://cis.bitzer.ru/sistema_cic_dlya_porshnevyykh_kompressorov_bitser) (accessed: 02.22.2022). (In Russ.).
11. Novyye vozmozhnosti nizkotemperaturnogo primeneniya kholodil'nykh kompressorov [New possibilities for low-temperature application of refrigeration compressors]. URL: <https://climate.emerson.com/documents/ru-4215396.pdf> (accessed: 03.06.2022). (In Russ.).
12. BITZER. Dvukhstupenchatyye nizkotemperaturnyye polugermetichnyye porshnevyye kompressory [BITZER. Two-stage low-temperature semi-hermetic piston compressors]. URL: [https://www.holod-tk.ru/upload/catalog\\_documentation/BITZER\\_2-stupenchatyye\\_polugermetichnyye\\_porshnevyye\\_kompressory.pdf](https://www.holod-tk.ru/upload/catalog_documentation/BITZER_2-stupenchatyye_polugermetichnyye_porshnevyye_kompressory.pdf) (accessed: 05.04.2024). (In Russ.).
13. MYCOM compressors. URL: <https://mayekawa.com/mycom/> (accessed: 05.04.2024). (In Engl.).
14. Jiang S., Wang S., Jin X. [et al.]. The role of optimum intermediate pressure in the design of two-stage vapor compression systems: A further investigation // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 70. P. 57–70. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.024. (In Engl.).
15. Buchko N. A., Gogolin A. A., Danilova G. N. [et al.]. Teplofizicheskiye osnovy polucheniya iskusstvennogo kholoda: sprav [Thermophysical basis for obtaining artificial cold: handbook]. Moscow, 1980. 232 p. (In Russ.).
16. Morozuk L. I. Termodinamicheskiy analiz kaskadnykh kholodil'nykh mashin s R744 v verkhnem kaskade [Cascade refrigeration machines with R744 as the working fluid for the high-temperature cascade] // Kholodil'naya tekhnika i tekhnologiya. Refrigeration Equipment and Technology. 2016. Vol. 52 (1). P. 12–17. DOI: 10.21691/ret.v52i1.34. EDN: YRTSPL. (In Russ.).
17. Velyukhanov V. Kaskadnyye kholodil'nyye ustanovki Frigodizayn [Cascade refrigeration units Frigodesign] // Imperiya kholoda. Empire of Cold. 2021. No. 1 (106). P. 17–19. (In Russ.).
18. HEPO INTERNATIONAL. Ultra-low temperature freezer. URL: <https://haizhibo001.en.made-in-china.com/product/YNFEa-KeSAmkq/China-110-135-Degree-120-L-Ultra-Low-Temperature-Freezer-HP-135C120-.html> (accessed: 05.04.2024). (In Engl.).
19. Nizkotemperaturnaya morozil'naya kamera [Low-temperature freezer]. URL: <https://china.org.ru/product/ru/60517682024> (accessed: 05.04.2024). (In Russ.).
20. Sanchez D., Llopis R., Cabello R. [et al.]. Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO2) cascade refrigeration system: Energy impact analysis // International Journal of Refrigeration. 2017. Vol. 73. P. 183–199. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.09.012. (In Engl.).
21. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyy A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333. (In Engl.).
22. Yusha V. L., Busarov S. S. Opredeleniye pokazateley politropy skhematizirovannykh rabochikh protsessov vozdukhnykh porshnevyykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [Determination of polytropic indicators of schematized working processes of air piston slow-moving long-stroke compressor stages] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. EDN: OILEDY. (In Russ.).
23. Yusha V. L., Busarov S. S. Metodika rascheta deystvitel'noy proizvoditel'nosti odnostupenchatyykh dlinnokhodovykh porshnevyykh kompressorov [Method for calculating actual capacity of single-stage long-stroke reciprocating compressors] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15. EDN: OQNZMY. (In Russ.).
24. Yusha V. L. Nauchno-tekhnologicheskoye predposylki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevyykh stupeney [Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-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.).
25. Nedovenchanyy A. V. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym gidroprivodom [Increasing

the energy and dynamic efficiency of a low-flow single-stage compressor unit with linear hydraulic drive]. Omsk, 2020. 232 p. (In Russ.).

26. Busarov S. S. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti porshnevogo maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym privodom [Creation and improvement of non-lubricated piston compressors of medium and high pressure based on low-flow, low-speed, long-stroke stages: abstract of thesis]. Omsk, 2023. 32 p. (In Russ.).

27. Yusha V. L. Teoreticheskaya otsenka effektivnosti primeneniya odnostupenchatykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressorov v kholodil'noy tekhnike i sistemakh szhizheniya uglevodorodov [Theoretical assessment of the effectiveness of using single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration equipment and hydrocarbon 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.).

28. Busarov S. S. Povysheniye effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitel'nykh mashin [Increasing the efficiency of compressor equipment for road construction machines]. Omsk, 2008. 123 p. (In Russ.).

29. Busarov S. S., Kobyl'skiy R. E., Sinitsyn N. G. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti umen'sheniya massovykh utechek rabochey sredy iz kamery porshnevogo kompressora [Theoretical assessment of possible reduction in mass leaks of working medium from a reciprocating compressor chamber] // Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Mashinostroyeniye. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2022. No. 2 (141). P. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO. (In Russ.).

30. Busarov S. S., Yusha V. L., Kobyl'skiy R. E. Eksperimental'naya otsenka effektivnosti manzhetnogo uplotneniya tsilindroporshnevoy gruppy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni [Experimental evaluation of effectiveness of lip seal of cylinder-piston group of long-stroke compressor stage] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27. EDN: YGWQZY. (In Russ.).

31. Busarov S. S., Busarov I. S., Titov D. S. Issledovaniya vliyaniya neplotnostey rabochey kamery na rabochiy protsess

sverkhtrikhodnykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressornykh i nasosnykh agregatov [Research on the influence of working chamber leaks on the working process of ultra-low-speed long-stroke piston compressor and pump units] // Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2019. No. 6. P. 25–27. (In Russ.).

**YUSHA Vladimir Leonidovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of 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 Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

**NEDOVENCHANY Aleksey Vasilievich**, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Correspondence address: lonewolf\_rus88@mail.ru

#### For citations

Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. The assessment of applicability of single-stage piston long-stroke low-speed compressors in low-temperature refrigeration machines // 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.

Received May 23, 2024.

© V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany