

УДК 62-141

# Перспективы создания малорасходных бессмазочных поршневых машин с повышенным ресурсом\*

**С.С. Бусаров**

ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет»

## Prospects for creating a low-consumption oil-free piston machine with the increased service life

**S.S. Busarov**

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University

Технологии автономной эксплуатации компрессорного оборудования требуют их продолжительной непрерывной работы (до 80 000 ч и более). Проведены исследования поршневых компрессоров, результаты которых показали, что они не обеспечивают требуемый ресурс по причине выхода из строя основных функциональных элементов. Наиболее перспективные поршневые компрессоры — тихоходные. Однако до совершенствования они значительно уступали по эффективности аналогам, хотя уже тогда их ресурс был больше, чем у других поршневых машин. Выполнены мероприятия по модернизации самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений, которые позволили достичь эффективности, близкой к таковой для существующего компрессорного оборудования. Повышены коэффициент подачи и индикаторный изотермический коэффициент полезного действия (до 0,5...0,7) при температуре нагнетания газа не более 430 К, а также обеспечен прогнозный ресурс не менее 100 000 ч.

**EDN:** TEEIDW, <https://elibrary/teeidw>**Ключевые слова:** поршневой компрессор, тихоходные машины, повышенный ресурс, показатели эффективности, математическая модель

Technologies for autonomous functioning of the compressor equipment require their long-term continuous operation (up to 80,000 hours or more). Research was carried out on piston compressors, which results demonstrated that they were not providing the required service life due to failures in the main functional elements. The most promising piston compressors were the low-speed machines. However, they were significantly inferior in efficiency before improvement to their analogues, although even then their service life was longer than that of the other piston machines. Measures were taken to modernize the self-acting valves and cylinder-piston seals making it possible to achieve efficiency close to the existing compressor equipment. Delivery coefficient and indicator isothermal efficiency coefficient (up to 0.5...0.7) were increased at the discharge temperature of not higher than 430 K. Besides, the predictive service life of at least 100,000 hours was ensured.

**EDN:** TEEIDW, <https://elibrary/teeidw>**Keywords:** piston compressor, low-speed machines, increased service life, efficiency indicators, mathematical model

\* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-00272.

Благодаря способности производства чистого газа, его эффективному охлаждению, компактности и малой массе запасных частей, инструментов и приспособлений малорасходные бесшмазочные поршневые компрессоры (ПК) получили широкое применение в медицине, приборостроении, пищевой промышленности, холодильной технике, кислородных и микрокриогенных системах.

Изучению малорасходных бесшмазочных ПК посвящены труды таких ученых, как И.И. Новиков, В.П. Захаренко, И.Р. Уорд (I.R. Ward), Ф.Д. Уолти (F.D. Walty), Дж. Гилберт (Gene Gilbert), Энай Миао (Na Miao), Иньшвай Ли (Yinshui Liu), М.И. Френкель, П.И. Пластинин, И.К. Прилуцкий, А.Н. Кабаков, В.Е. Щерба, В.Л. Юша, В.Дж. Кочрен (W.G. Cochran), Х. Веттер (H. Vetter), С.Д. Хаманка (S.D. Khamaanka), Дж. Ф. МакЛарен (John F. MacLaren), М. Лющицкий (M. Luszczyski), Ж. Хафнер (J. Hafner), Б. Гасперсик (B. Gaspersic).

Производителями малорасходных бесшмазочных ПК являются ООО «Челябинский компрессорный завод», ООО «Краснодарский компрессорный завод», АО «Компрессорный завод БОРЕЦ»; АВАС Group, ЗАО «Ремеза», Atlas Copco, Hitachi, Hyundai и др.

Все это свидетельствует о востребованности компрессоров такого типа, и, соответственно, актуальности исследований в области бесшмазочных ПК малой производительности.

Сравнение параметров ПК разного типа позволяет выявить достоинства и недостатки каждого из них. Параметры современных малорасходных бесшмазочных ПК среднего и высокого давления приведены в табл. 1, где энер-

гоэффективность характеризует изотермический индикаторный коэффициент полезного действия (КПД), а параметры унификации — коэффициенты применяемости и повторяемости. Сложность конструкции ПК определяется наличием дополнительных систем, знак «+» соответствует более сложной конструкции, знак «-» — менее сложной.

Тихоходный ПК является новым направлением развития ПК, разрабатываемым на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета под руководством доцента С.С. Бусарова [5–8]. По основным параметрам тихоходные ПК не уступают ПК другого типа.

В настоящее время получили активное развитие такие направления, как Арктика, Антарктика, Заполярье, объекты с непрерывным технологическим процессом, автономные технологические объекты (в том числе морского и прочего базирования), удаленные труднодоступные объекты (высокогорье, пустыни, экспедиции, острова), объекты с ограниченным набором компетенций у персонала (сельское хозяйство, малый бизнес, медицина и др.), транспортные объекты дальнего следования, геологоразведка, ближний и дальний космос, шахтные пусковые установки и др.), требующие длительной автономной эксплуатации. В связи с этим возникает проблема с подбором технологического оборудования, в том числе компрессорного.

В известных условиях автономной эксплуатации срок непрерывной работы ПК нередко доходит до 30 000 ч, а в некоторых случаях пре-

Таблица 1

Параметры современных малорасходных бесшмазочных ПК среднего и высокого давления

Параметр	Тип ПК			
	Многоступенчатый [1, 2]	Мембранный [3]	ПК периодического действия [4]	Тихоходный [5]
Максимальная температура нагнетания газа, К	443	443	413	413
Коэффициент применяемости	0,80...0,97			
Коэффициент повторяемости	Более 12			
Изотермический индикаторный КПД	0,70...0,90	0,85	0,60	0,85
Удельная мощность, кВт/(м <sup>3</sup> /мин)	5,0...6,5	20,0...50,0	5,0...6,5	8,0
Удельная металлоемкость, кг/(м <sup>3</sup> /мин)	100...150	3000...4000	100...150	280
Сложность конструкции	-	-	+	+
Ресурс, ч	12 000	5 000...6 000	2 500	20 000...30 000

Таблица 2

**Основные параметры, определяющие недостатки современных малорасходных бессмазочных ПК среднего и высокого давления**

Тип ПК	Температура нагнетания газа, К	Степень повышения давления в ступени	Относительный мертвый объем	Коэффициент подачи	Индикаторный изотермический КПД	Скорость движения поршня, м/с
Многоступенчатый	454	3...8	0,030...0,200	0,70...0,85	0,75...0,85	2,00...7,00
Мембранный	430	До 50	0,015	0,85	0,85...0,90	–
ПК периодически-го действия	454	10...15	0,030...0,050	0,70...0,85	0,75...0,85	2,00...4,00
Тихоходный длинноходовой	430	До 100	0,010...0,020	0,20	0,25	0,25...0,50

вышает 80 000 ч [9, 10]. Из табл. 1 следует, что ни один из указанных типов ПК не соответствует этим критериям.

Однако существуют определенные ограничения по работе малорасходных бессмазочных ПК, приведенные в табл. 2.

Из табл. 2 следует, что основными ограничениями является температура нагнетания газа, наличие мертвого объема и значительная скорость движения поршня. Для тихоходных ПК эти ограничения разрешимы, за исключением показателей эффективности — коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД.

Цель работы — получение приемлемых показателей эффективности тихоходного ПК (коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД) при ресурсе, значительно превышающем уровень современного компрессорного оборудования.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующее:

- модернизировать методику расчета рабочего процесса тихоходного ПК путем совершенствования конструкций отдельных функциональных элементов;
- определить основные интегральные характеристики тихоходного ПК;
- проанализировать полученные результаты и сделать вывод о достижении поставленной цели.

В качестве объекта исследования выбран тихоходный ПК.

Заданы следующие условия однозначности:

- геометрические — ход поршня 0,2...1,0 м; диаметр цилиндра 0,01...0,08 м; время рабочего цикла — 2...6 с;

- физические — сжимаемые газы — воздух, диоксид углерод, гелий и метан;

- граничные — охлаждающая среда — вода с температурой 290 К и коэффициентом теплоотдачи 2000 Вт/(м<sup>2</sup>·К);

- начальные — температура всасывания — 100...350 К; давление всасывания — 0,1...5,0 МПа.

**Метод исследования.** Использована математическая модель с сосредоточенными параметрами газа [11]. Расчетная схема приведена на рис. 1. Здесь введены следующие обозначения:  $dQ_j$  — количество теплоты, отведенное от газа или подведенное к нему;  $j$  — индекс расчетного шага;  $dm_{всj}$  и  $dm_{нj}$  — изменение массы газа в процессе течения газа через клапаны;  $dm_{уЦПУ}$  — масса газа, теряемого через цилиндропоршневое уплотнение (ЦПУ);  $dQ_{нj}$  и  $dQ_{внj}$  — количество теплоты, отведенное снаружи и внутри;  $\alpha_{нj}$  и  $T_{нj}$  — коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности цилиндра и температура внешней среды;  $\alpha_{внj}$  и  $T_{внj}$  — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры и внутренняя температура;  $\lambda_{стj}$  и  $\delta_{стj}$  — коэффициент теплопроводности и толщина материала стенок деталей рабочей камеры;  $T_j$ ,  $p_j$ ,  $m_j$ ,  $V_j$ ,  $\alpha_j$  — температура, давление, масса, объем и коэффициент теплоотдачи газа;  $\delta_{услj}$  — условный зазор в ЦПУ, зависящий от хода поршня, давления газа и других параметров;  $T_{стj}$  — температура стенки;  $c_{пр}$  и  $c_{обр}$  — скорость движения поршня при прямом и обратном ходе.

К основным уравнениям, описывающим рабочий процесс ступени, относятся [11, 12]:

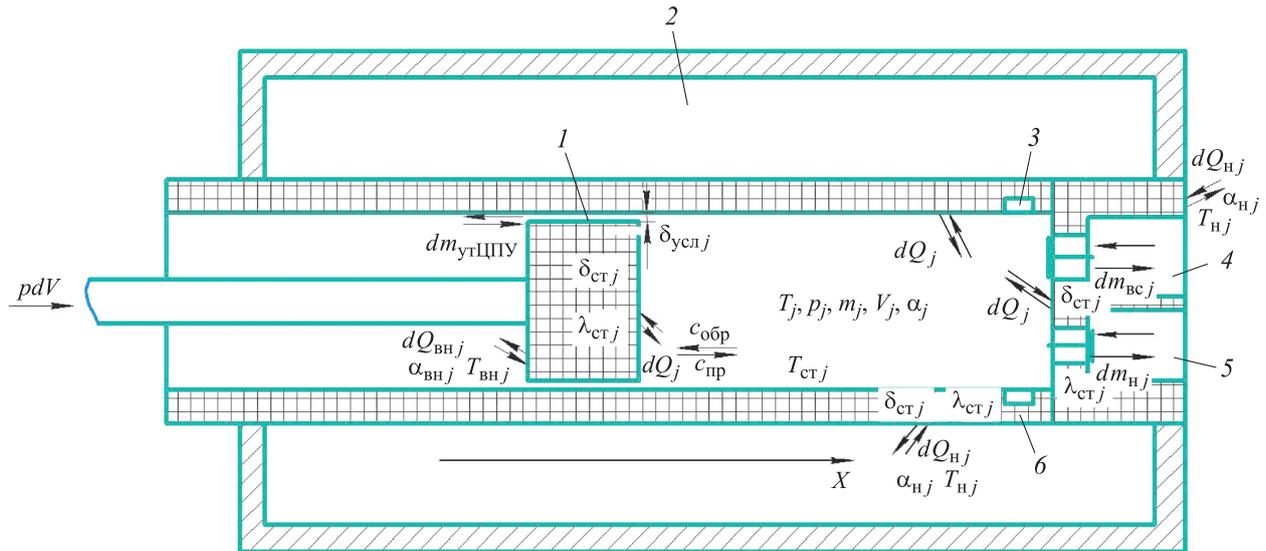


Рис. 1. Расчетная схема:

1 — поршень; 2 — рубашка охлаждения; 3 — расчетный сегментный элемент;  
4 и 5 — камеры всасывания и нагнетания; 6 — цилиндр

• уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j i_j}{d\tau};$$

• уравнение для определения работы, совершенной газом,

$$\frac{dL_j}{d\tau} = p_j S_D \frac{dx}{d\tau^2};$$

• уравнение состояния реального газа

$$p_j = \frac{\xi_j m_j R U_j}{V_j C_{vj}};$$

• уравнение для расчета температуры газа

$$T_{гj} = \frac{U_j}{m_j C_{vj}};$$

• уравнение для нахождения массового потока через клапан

$$\frac{dm_{квлj}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j F_j \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

• уравнения нестационарной теплопередачи

$$dQ_j = \alpha_j (T_{гj} - T_{стj}) F d\tau;$$

$$dQ_j = \frac{\lambda_{стj}}{\delta} (T_1 - T_2) F d\tau,$$

где  $dU_j$  — изменение внутренней энергии газа, Дж;  $d\tau$  — элементарный промежуток времени, с;  $dm_j$  — изменение массы газа в рабочей камере, кг;  $i_j$  — энтальпия газа, Дж/кг;  $S_D$  — пло-

щадь поршня ступени, м<sup>2</sup>;  $\xi_j$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(К·кг);  $U_j$  — внутренняя энергия газа, Дж;  $C_{vj}$  — объемная теплоемкость газа, Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $dm_{квлj}$  — элементарный массовый поток через клапан, кг;  $\varepsilon_j$  — коэффициент расширения газа;  $F_j$  — площадь проходного сечения в клапане, м<sup>2</sup>;  $\rho_j$  — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_j$  — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па;  $F$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\lambda_{стj}$  — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $\delta$  — толщина стенки цилиндра, м;  $T_1$  и  $T_2$  — температуры соседних элементов в деталях рабочей камеры, К.

К дополнительным (вновь полученным и уточненным) расчетным уравнениям относятся [13]:

• уравнение динамики клапана

$$m_{пл} \frac{d^2 h_j}{d\tau^2} = F_{гj} + F_{прj} + F_{трj} + G + F_{элj};$$

• уравнение для определения утечек массового потока через ЦПУ

$$\frac{dm_{утЦПУj}}{d\tau} = \varepsilon_j [\pi D_{ц} \delta_{экр} (p_j, S_j, \tau_j)] \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

• уравнение для расчета утечек массового потока через закрытые клапаны

$$\frac{dm_{ут.кл}}{d\tau} = \varepsilon_j \pi D (h_j) \delta_{экр} \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

• уравнения для определения коэффициента теплоотдачи газа [14]:

– воздуха

$$\alpha = \lambda_T (\rho/\mu)^{0,4} W^{0,4} D_{\text{ЭКВ}}^{0,6};$$

– двуокиси углерода

$$\alpha = \lambda_T (\rho/\mu)^{0,8} W^{0,8} D_{\text{ЭКВ}}^{0,2};$$

– гелия

$$\alpha = \lambda_T (\rho/\mu)^{0,15} W^{0,15} D_{\text{ЭКВ}}^{0,85};$$

– метана

$$\alpha = \lambda_T (\rho/\mu)^{0,35} W^{0,35} D_{\text{ЭКВ}}^{0,65};$$

где  $m_{\text{пл}}$  — масса запорного элемента (пластины) клапана, кг;  $D(h_j)$  — функция изменения периметра прилегания запорного органа к седлу клапана от высоты подъема запорного органа, м;  $F_{rj}$  — газовая сила, Н;  $F_{прj}$  — сила упругости пружины, Н;  $F_{трj}$  — сила трения, Н;  $G$  — вес запорного элемента клапана, принимаемый равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н;  $F_{элj}$  — сила, действующая со стороны эластомерного элемента, Н;  $D_c$  —

диаметр цилиндра, м;  $\delta_{\text{ЭКВ}}$  — эквивалентный зазор в закрытом клапане, м;  $S_j$  — ход поршня, м;  $\rho$  и  $\mu$  — плотность и динамическая вязкость газа, Н·с/м<sup>2</sup>;  $D_{\text{ЭКВ}}$  — эквивалентный диаметр цилиндра, м;  $W$  — средняя скорость движения поршня, м/с.

Для упрощения расчета приняты допущения, указанные в табл. 3.

**Результаты исследований.** Модернизация тихоходного ПК по совершенствованию работы клапанов и ЦПУ [14, 15] позволила значительно улучшить его показатели эффективности, что показано на рис. 2, а–в.

Видно, что на современном этапе развития тихоходных ПК удалось достичь коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД, на уровне 0,5...0,7 при температуре нагнетания газа не более 430 К, а также степени повышения давления не менее 100 при сжатии диоксида углерода.

Улучшенные показатели эффективности ПК, достигнутые при исследовании, приведены в табл. 4.

Таблица 3

Допущения, принятые для упрощения расчета

Допущение	Обоснование допущения
Газовая среда — непрерывная и гомогенная [1]	Это справедливо для газов, давление которых выше атмосферного; рассмотрены чистые газы
Параметры состояния газа изменяются одновременно по всему объему рабочей камеры [1]	Небольшие размеры рабочей камеры при значительной скорости распространения волн
Изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало [1]	В исследуемом объекте цилиндр расположен горизонтально, соответственно, изменение потенциальной энергии равно нулю; кинетическая энергия, характеризуется скоростями течения газа, которые на входе и выходе различаются незначительно
Течение газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принято адиабатным [1]	Это справедливо из-за скоротечности процесса протекания газа через клапан
Теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный [1]	Эксперименты показали, что для машин объемного действия важен только конвективный теплообмен
Коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры [1]	Это связано с трудностями его расчета; эмпирические формулы, применяемые и полученные для конкретных конструкций, определяют некое осредненное значение этого коэффициента, позволяющее получать правильные интегральные характеристики ступени сжатия
Параметры состояния газа в полостях всасывания и нагнетания — постоянные [13]	Подтверждено экспериментальными исследованиями
Теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу [13]	При работе ступени термическое сопротивление пары газ — уплотнение больше, чем у пары уплотнение — стенка

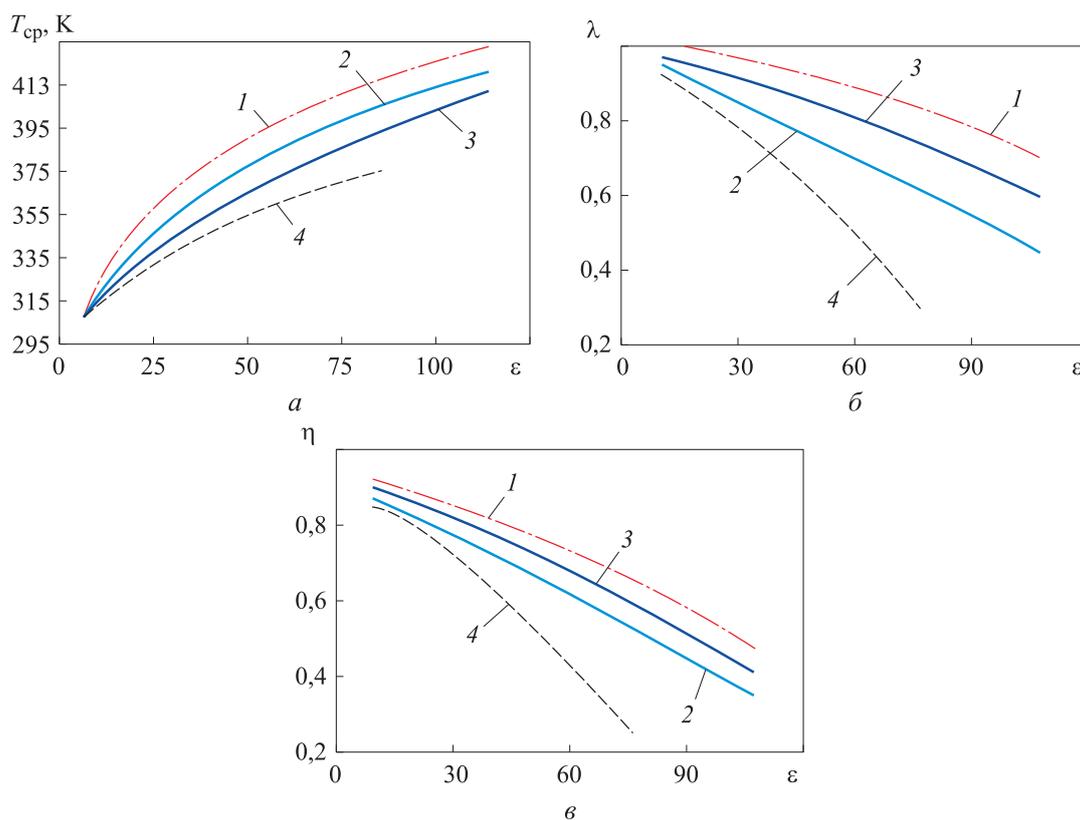


Рис. 2. Зависимости средней температуры нагнетания газа  $T_{cp}$  (а), коэффициента подачи  $\lambda$  (б) и индикаторного изотермического КПД  $\eta$  (в) от степени повышения давления  $\epsilon$  при времени рабочего цикла  $\tau = 2$  с, диаметре цилиндра  $D_{ц} = 0,08$  м и ходе поршня  $S = 1$  м: 1 — диоксида углерода; 2 — метана; 3 — воздуха; 4 — гелия

Таблица 4

Улучшенные показатели эффективности малорасходных бесмасляных ПК среднего и высокого давления

Параметр	Тип ПК			
	Многоступенчатый [1, 2]	Мембранный [3]	ПК периодического действия [4]	Тихоходный (по состоянию на 2023 г.) [16]
Максимальная температура нагнетания газа, К	443	443	413	413
Коэффициент применяемости	0,80...0,97			0,99
Коэффициент повторяемости	Более 12			Более 15
Изотермический индикаторный КПД	0,70...0,90	0,85	0,60	0,95
Удельная мощность, кВт/(м <sup>3</sup> /мин)	5,0...6,5	20,0...50,0	8,0...80,0	4,0
Удельная металлоемкость, кг/(м <sup>3</sup> /мин)	100...150	3000...4000	100...400	150
Сложность конструкции вследствие наличия дополнительных систем	–	–	+	+
Ресурс	12 000	5000...6000	2500	Более 100 000

## Выводы

1. Анализ недостатков существующих ПК позволил найти пути их устранения и решить

проблемы длительной автономной эксплуатации компрессорного оборудования. На основании базы экспериментальных данных разработана новая обобщенная модель рабочего про-

цесса интенсивно охлаждаемого бесшмазочного тихоходного длинноходового ПК, учитывающая особенности функционирования системы охлаждения ступени, самодействующих клапанов и ЦПУ с эластомерными конструктивными элементами, а также возможность циклической деформации стенок цилиндра при отношении хода поршня к диаметру цилиндра более 10, времени рабочего цикла 2...4 с и давлении нагнетания до 12 МПа (при атмосферном давлении всасывания).

2. Впервые получены результаты исследования рабочего процесса бесшмазочных ПК среднего и высокого давления при указанных зна-

чениях отношения хода поршня к диаметру цилиндра, времени рабочего цикла, давления нагнетания и интенсивном охлаждении стенок цилиндра. Выведены выражения для расчета коэффициента теплоотдачи в рабочей камере и составляющих коэффициента подачи с учетом особенностей функционирования клапанов и ЦПУ с эластомерными конструктивными элементами.

3. Анализ результатов исследования показал возможность повышения эффективности ПК и достижения ресурса, обеспечивающего потребности автономных условий эксплуатации (100 000 ч).

## Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Теория и расчет. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [2] Щерба В.Е. *Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия*. Москва, Юрайт, 2023. 323 с.
- [3] Шука И.О. *Повышение эксплуатационных свойств мембранного блока мембранно-плунжерного компрессора*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2012. 162 с.
- [4] Юша В.Л., Чернов Г.И. *Анализ термодинамической эффективности систем рекуперации тепловых потерь силовых агрегатов мобильных компрессорных установок*. Омск, Изд-во ОмГТУ, 2014. 114 с.
- [5] Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. и др. Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней при высоких отношениях давлений нагнетания к давлению всасывания. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2018, т. 2, № 2, с. 13–18, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18>
- [6] Юша В.Л., Бусаров С.С. Экспериментальная оценка индикаторного коэффициента подачи поршневой длинноходовой компрессорной ступени. *Компрессорная техника и пневматика*, 2020, № 3, с. 39–41.
- [7] Громов А.Ю. *Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов*. Дисс. ... канд. тех. наук. Казань, КНИТУ, 2017. 213 с.
- [8] Недовенчаный А.В. *Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2020. 232 с.
- [9] Полякова Т.В. Состояние и перспективы развития водородной энергетики. *Вестник МГИМО Университета*, 2012, № 1, с. 156–164, doi: <https://doi.org/10.24833/2071-8160-2012-1-22-156-164>
- [10] ГОСТ 31843–2013. *Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые. Общие технические требования*. Москва, Стандартинформ, 2015. 173 с.
- [11] Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами. *Омский научный вестник*, 2013, № 3, с. 72–76.
- [12] Котлов А.А. *Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита*. Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2011. 138 с.
- [13] Бусаров С.С., Гошля Р.Ю., Громов А.Ю. и др. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 6, с. 6–10.

- [14] Кобыльский Р.Э. Применение комбинированного уплотнения для снижения нагрузки, действующей на цилиндропоршневое уплотнение. *Вестник БГТУ им. Шухова*, 2022, № 7, с. 117–125, doi: <https://doi.org/10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125>
- [15] Бусаров И.С. *Самодействующий клапан*. Патент РФ 212346. Заявл. 17.11.2021, опубл. 18.07.2022.
- [16] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 4, pp. 593–597, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0520-1>

## References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory*. Т. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [2] Shcherba V.E. *Teoriya, raschet i konstruirovaniye porshnevyykh kompressorov obemnogo deystviya* [Theory, calculation and design of reciprocating compressors of volumetric action]. Moscow, Yurayt Publ., 2023. 323 p. (In Russ.).
- [3] Shchuka I.O. *Povysheniye ekspluatatsionnykh svoystv membrannogo bloka membranno-plunzhernogo kompressora*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of operational properties of a diaphragm block of a diaphragm-plunger compressor. Kand. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGTU Publ., 2012. 162 p. (In Russ.).
- [4] Yusha V.L., Chernov G.I. *Analiz termodinamicheskoy effektivnosti sistem rekuperatsii teplovykh poter silovykh agregatov mobilnykh kompressornykh ustanovok* [Analysis of thermodynamic efficiency of heat loss recovery systems of power units of mobile compressor units]. Omsk, Izd-vo OmGTU Publ., 2014. 114 p. (In Russ.).
- [5] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V. et al. Experimental study of working processes of low-speed long-stroke lubrication free piston compressor stages at high discharge pressure to suction pressures. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2018, vol. 2, no. 2, pp. 13–18, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18> (in Russ.).
- [6] Yusha V.L., Busarov S.S. Experimental evaluation of the indicator feed rate of a long-stroke piston compressor stage. *Kompressoraya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2020, no. 3, pp. 39–41. (In Russ.).
- [7] Gromov A.Yu. *Razrabotka porshnevyykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of piston stages with a linear drive for low-flow compressor units and research of their working processes. Kand. tech. sci. diss.]. Kazan, KNITU Publ., 2017. 213 p. (In Russ.).
- [8] Nedovenchanyy A.V. *Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti porshnevo maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressorного агрегата s lineynym gidroprivodom*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of energy and dynamic efficiency of the piston low-flow single-stage compressor unit with a linear hydraulic drive. Kand. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGTU Publ., 2020. 232 p. (In Russ.).
- [9] Polyakova T.V. State and prospects of hydrogen energy development. *Vestnik MGIMO Universiteta* [MGIMO Review of International Relations], 2012, no. 1, pp. 156–164. (In Russ.).
- [10] GOST 31843–2013. *Neftyanaya i gazovaya promyshlennost. Kompressory porshnevyye. Obshchyye tekhnicheskiye trebovaniya* [State standard | GOST 31843–2013. Petroleum and natural gas industries. Reciprocating compressors. General technical requirements]. Moscow, Standartinform Publ., 2015. 173 p. (In Russ.).
- [11] Kalekin V.S., Kalekin D.V., Nefedchenko A.N. Mathematical model of piston pneumatic engine with self-acting valves. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2013, no. 3, pp. 72–76. (In Russ.).
- [12] Kotlov A.A. *Matematicheskaya model vozdušnogo porshnevo kompressora srednego davleniya dlya resheniya zadach energoaudita*. Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical model of a medium pressure air piston compressor for solving energy audit problems. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2011. 138 p. (In Russ.).

- [13] Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Gromov A.Yu. et al. Mathematical modelling of heat exchange processes in the working chamber of a low-speed stage of a reciprocating compressor. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2016, no. 6, pp. 6–10. (In Russ.).
- [14] Kobylskiy R.E. The use of a combined seal to reduce the load acting on the cylinder piston seal. *Vestnik BGTU im. Shukhova* [Bulletin of Belgorod State Technological University named after. V. G. Shukhov], 2022, no. 7, pp. 117–125, doi: <https://doi.org/10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125> (in Russ.).
- [15] Busarov I.S. *Samodeystvuyushchiy klapán* [Self acting valve]. Patent RU 212346. Appl. 17.11.2021, publ. 18.07.2022. (In Russ.).
- [16] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 4, pp. 593–597, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0520-1>.

Статья поступила в редакцию 13.11.2023

## Информация об авторе

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: [bssi1980@mail.ru](mailto:ssi1980@mail.ru)).

## Information about the author

**BUSAROV Sergey Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: [bssi1980@mail.ru](mailto:ssi1980@mail.ru)).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Бусаров С.С. Перспективы создания малорасходных бессмазочных поршневых машин с повышенным ресурсом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 6, с. 85–93.

### Please cite this article in English as:

Busarov S.S. Prospects for creating a low-consumption oil-free piston machine with the increased service life. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 6, pp. 85–93.