

УДК 621.51

Моделирование работы компрессоров периодического действия и перспективы их развития

С.С. Бусаров

Омский государственный технический университет

Modeling of periodic compressor operation and prospects for their development

S.S. Busarov

Omsk State Technical University

Современные подходы к проектированию компрессоров различного технологического назначения усреднены, что в некоторых случаях не позволяет добиться наиболее эффективного исполнения их конструкции. Так, для технологий, когда компрессор работает непродолжительное время, отсутствуют рекомендации по проектированию, направленные на расширение диапазона возможных отношений давлений в одной ступени. На примере двухступенчатого компрессора КТ6 показано, что применение несмазываемых цилиндропоршневых уплотнений, для которых определяющим фактором работоспособности является температура в зоне трения, а не мгновенная температура газа, позволяет использовать одноступенчатые машины до температуры всасывания 320 К. При этом время работы компрессора с воздушным охлаждением может составлять 2...8 мин. При более низкой температуре возможно увеличение давления нагнетания до 1,3 МПа. Предварительные результаты анализа работы компрессоров периодического действия показали возможность разработки рекомендаций по увеличению эффективности и упрощению их конструкции по сравнению с существующими применяемыми машинами.

EDN: FGEVWV, <https://elibrary/fgevkv>

Ключевые слова: поршневой компрессор, математическая модель, температура всасывания, давление нагнетания, передвижная компрессорная станция, компрессор периодического действия

Modern approaches to compressor design for various applications are homogenized, which in some cases prevents the most efficient design. For example, for applications where the compressor operates for short periods, there are no design recommendations aimed at expanding the range of possible pressure ratios within a single stage. This paper, using the example of a two-stage KT6 compressor, demonstrates that the use of non-lubricated cylinder-piston seals, for which the friction zone temperature rather than the instantaneous gas temperature is the determining factor in performance, demonstrates the feasibility of using single-stage compressors at suction temperatures up to 320K. Furthermore, the operating time of an air-cooled compressor can range from 2 to 8 minutes. At lower temperatures, discharge pressures can be increased to 1.3 MPa. Thus, preliminary results from the analysis of intermittent compressor operation demonstrate the potential for developing recommendations for increasing the efficiency of such machines and simplifying their design compared to existing compressors.

EDN: FGEVWV, <https://elibrary/fgevkv>

Keywords: piston compressor, mathematical model, suction temperature, average discharge pressure, mobile compressor station, equipment layout

Подход к проектированию различных поршневых компрессоров (ПК), применяемых в стационарных и передвижных установках, чаще всего является одинаковым [1–6]. Однако есть технологии, существенно отличающиеся от работы стационарных машин. К ним можно отнести ПК периодического действия, которые в неработающем состоянии пребывают значительно дольше (в десятки раз), чем функционируют [7, 8].

В ПК периодического действия можно расширить диапазон отношения давлений, так как температура его деталей и в зоне трения может не достигать критических значений. Эта особенно актуально для передвижных компрессорных станций, где к основным требованиям относятся простота конструкции и технического обслуживания, минимальное количество и номенклатура возимых запасных частей.

Кроме того, в передвижных компрессорных станциях можно упростить систему смазки, используя сухие рабочие камеры (РК). В предлагаемых конструкциях находят применение поршневые уплотнения из самосмазывающихся материалов на основе фторопласта Ф-4. По данным различных производителей, допустимая температура в зоне трения не должна превышать 110...120 °С [9, 10]. Критерием работоспособности таких конструкций можно считать непревышение допустимой температуры в зоне трения, так как в смазываемых ступенях частицы жидкой смазки неизбежно находятся в сжимаемом газе (непосредственно контактируют с ним), и здесь ограничивающим фактором является максимальная температура газа в РК.

Ввиду перечисленных особенностей передвижных ПК периодического действия становится актуальным применение одноступенчатых ПК вместо двухступенчатых ПК при неизменном конечном давлении. К таким компрессор-

ным установкам относятся ПК, предназначенные для обеспечения сжатым воздухом тормозной сети поезда и пневматической сети вспомогательных аппаратов: электропневматических контакторов, реверсоров, песочниц и др.

Методика и объект исследования. В качестве примера ПК выбран W-образный двухступенчатый компрессор КТ6 производительностью 5,3 м³/мин с конечным давлением 1,0 МПа.

Двухступенчатый ПК заменен одноступенчатым ПК с конечным давлением 0,1...1,0 МПа, диаметром цилиндра 0,14 м, ходом поршня 0,1 м и частотой вращения вала 25 с⁻¹. Температура всасывания $T_{вс} = 280...320$ К, охлаждение цилиндров — воздушное.

Математическая модель расчета рабочего процесса одноступенчатого ПК основана на модели с сосредоточенными параметрами сжимаемого газа [11, 12]. Расчетная схема одноступенчатого ПК приведена на рис. 1, где $dm_{вс}$ и $dm_{н}$ — величины изменения массы газа при течении через клапаны; $dQ_{н}$ и $dQ_{вн}$ — количество теплоты, отводимой наружной поверхностью цилиндра и внутренней поверхностью РК; $\alpha_{н}$, $\alpha_{вн}$ и $T_{н}$, $T_{вн}$ — коэффициенты теплоотдачи и температуры на наружной поверхности цилиндра и внутренней поверхности РК соответственно; $\lambda_{ст i}$ и $\delta_{ст i}$ — коэффициент теплопроводности и толщина материала стенок деталей РК на i -м расчетном шаге (далее шаг); T_i , p_i , m_i , V_i и α_i — температура, давление, масса, объем и коэффициент теплоотдачи газа в РК на i -м шаге соответственно.

Модель предусматривает расчет изменения термодинамических параметров газа, работы органов газораспределения с учетом массовых потоков через неплотности РК (клапаны и цилиндропоршневые уплотнения — ЦПУ) и теплообмена с внешней средой.

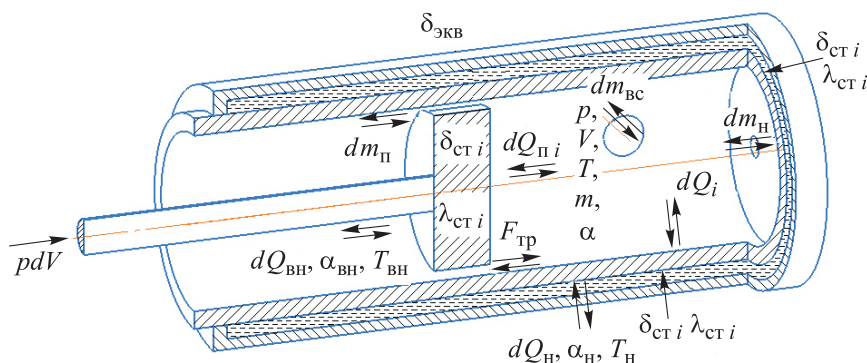


Рис. 1. Расчетная схема одноступенчатого ПК

Система уравнений, описывающая работу тихоходной ступени сжатия, имеет вид

$$dU_i = dL_i - dQ_i \pm dU_{i\text{ кл}} \pm dU_{\text{ут.кл } i} \pm dU_{\text{ут.ЦПУ } i},$$

где dU_i — изменение внутренней энергии газа на i -м шаге, Дж [13, 14]; dL_i — работа, совершенная над газом или самим газом на i -м шаге, Дж; dQ_i — количество теплоты, подводимой или отводимой от газа на i -м шаге, Дж; $dU_{i\text{ кл}}$ — энергия, которой обладает поступающая или удаляемая через клапан порция газа на i -м шаге, Дж; $dU_{\text{ут.кл } i}$ — внутренняя энергия поступающего или выходящего газа через зазор в закрытом клапане на i -м шаге, Дж; $dU_{\text{ут.ЦПУ } i}$ — внутренняя энергия поступающего или выходящего газа через зазор ЦПУ на i -м шаге, Дж.

Температура газа на i -м шаге [13]

$$T_{\Gamma i} = \frac{U_i}{m_i c_{V i}},$$

где m_i — масса газа на i -м шаге, кг; $c_{V i}$ — теплоемкость газа при изохорном процессе на i -м шаге, Дж/(К·кг).

Давление газа на i -м шаге

$$p_i = \frac{z m_i R T_i}{V_i}, \text{ Па,}$$

где z — коэффициент сжимаемости газа; R — газовая постоянная, Дж/(К·кг).

Поступающая или удаляемая через клапан порция газа обладает энергией

$$dU_{i\text{ кл}} = dm_i i_i.$$

Здесь i_i — энтальпия газа на i -м шаге, Дж/кг; dm_i — масса газа, проходящая через клапан на i -м шаге, кг,

$$dm_i = \alpha \varepsilon_i f_i \sqrt{2\rho_i \Delta p_i} d\tau,$$

где α — коэффициент расхода; ε_i — коэффициент расширения газа на i -м шаге; f_i — площадь проходного сечения клапана на i -м шаге, м²; ρ_i — плотность газа перед клапаном или щелью на i -м шаге; Δp_i — разность между давлениями газа до клапана и за ним на i -м шаге, Па; $d\tau$ — элементарный промежуток времени, с.

Уравнение динамики запорного элемента (пластины) клапана имеет вид

$$m_{\text{пл}} \frac{d^2 h_i}{d\tau^2} = F_{\Gamma i} + F_{\text{пр } i} + F_{\text{тр } i} + G,$$

где $m_{\text{пл}} d^2 h_i / d\tau^2$ — результирующая сила, Н; $m_{\text{пл}}$ — масса пластины, кг; h_i — текущая координата подъема пластины; $F_{\Gamma i}$ — газовая сила,

Н; $F_{\text{пр } i}$ — сила упругости пружины, Н; $F_{\text{тр } i}$ — сила трения газа, Н; G — вес пластины, принятый равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н.

Влияние неплотностей РК, через которые массы вносят энергию в систему или уменьшают ее, определяется выражениями

$$dU_{\text{ут.кл } i} = dm_{\text{ут.кл } i} i_i;$$

$$dU_{\text{ут.ЦПУ } i} = dm_{\text{ут.ЦПУ } i} i_i,$$

где $dm_{\text{ут.кл } i}$ и $dm_{\text{ут.ЦПУ } i}$ — массовый расход газа через зазор в закрытом клапане и ЦПУ, Дж.

Для определения утечек газа через уплотнения использована теория профессора С.Е. Захаренко [15], согласно которой массовый расход вычисляется из уравнения течения газа в канале

$$dm_{\text{ут.ЦПУ } i} = L \delta_{\text{экр}} \sqrt{\frac{p_1 \rho_1^* [(p_2/p_1)^2 - 1]}{2Ln(p_2/p_1) + \xi + \lambda b/2\delta_{\text{экр}}}} d\tau,$$

где L — длина щели по фронту, $L = 2\pi D_{\text{ц}}/2$ ($D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра), м; $\delta_{\text{экр}}$ — эквивалентный зазор в ЦПУ, м; p_1 и p_2 — давление газа на входе в щель и на выходе из нее, Па; ρ_1^* — условная плотность газа при давлении газа на выходе из щели и температуре на входе, кг/м³; n — количество уплотнений; ξ — коэффициент сопротивления на входе и выходе из канала; λ — коэффициент трения; b — ширина уплотняющей кромки, м.

Массовый расход газа через закрытый клапан

$$\frac{dm_{\text{ут.кл } i}}{d\tau} = \varepsilon_i \pi d(h_i) \delta_{\text{экр}} \sqrt{2\rho_i \Delta p_i},$$

где $d(h_i)$ — переменный диаметр в седле клапана при посадке пластины на седло, м.

Изотермический индикаторный коэффициент полезного действия (КПД)

$$\eta = \frac{p_{\text{вс}} V_h \ln \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}}}{L_{\text{инд}}} = \frac{L_{\text{из.инд}}}{L_{\text{инд}}},$$

где V_h — рабочий объем ступени, м³/с; $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{вс}}$ — давление нагнетания и всасывания, Па; $L_{\text{инд}}$ и $L_{\text{из.инд}}$ — индикаторная работа реального и идеального ПК, Дж.

Особенностью предлагаемой модели является учет возникающей при трении поршневых уплотнений о цилиндр теплоты

$$dQ_{\text{тр}} = N_i dS f_{\text{тр}},$$

где N_i — нормальное усилие прижатия уплотнения к цилиндру, Н; dS — отрезок пути, м;

$f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения, принятый равным 0,11 [10].

При этом принято допущение, что данное количество теплоты рассеивается только через цилиндр во внешнюю среду и не подводится к газу.

Предложенная математическая модель расчета рабочего процесса ПК является комбинированной, так как термодинамические процессы в РК описаны моделью с сосредоточенными параметрами сжимаемого газа, а теплообмен — моделью с распределенными параметрами.

Результаты. Данные, отражающие скорость набора температуры в зоне трения для цилиндров одноступенчатого ПК, выполненных из алюминия и чугуна, при температуре всасывания $T_{\text{вс}} = 320, 300$ и 280 К приведены на рис. 2, а и б. Видно, что при различных значениях температуры всасывания набор максимальной температуры в зоне трения происходит примерно в одно и то же время.

Для одноступенчатого ПК с алюминиевыми цилиндрами при температуре всасывания $T_{\text{вс}} = 280$ К установившаяся температура в зоне трения равна 353 К, при $T_{\text{вс}} = 300$ К — 370 К, при $T_{\text{вс}} = 320$ К — 401 К, а время прогрева — примерно 4 мин. Для одноступенчатого ПК с чугунными цилиндрами при $T_{\text{вс}} = 280$ К установившаяся температура составляет 370 К, при $T_{\text{вс}} = 300$ К — 395 К, при $T_{\text{вс}} = 320$ К — 415 К, а время прогрева — около 8 мин.

При температуре всасывания $T_{\text{вс}} = 280$ К максимальная температура газа в цилиндре достигала 470 К, при $T_{\text{вс}} = 300$ К — 505 К; при $T_{\text{вс}} = 320$ К — 570 К.

Зависимости коэффициента подачи λ и индикаторного изотермического КПД η одноступенчатого ПК с алюминиевыми и чугунными цилиндрами от температуры всасывания $T_{\text{вс}}$ приведены на рис. 3, а и б. Видно, что в рассматриваемом диапазоне температуры всасывания интегральные характеристики, отражающие энергоэффективность ПК, почти не из-

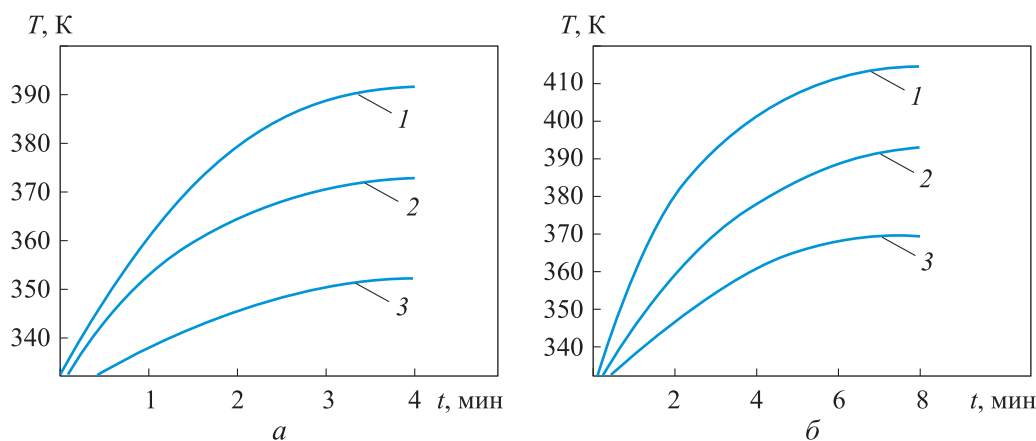


Рис. 2. Зависимости температуры в зоне трения T от времени работы t одноступенчатого ПК с алюминиевыми (а) и чугунными (б) цилиндрами при температуре всасывания $T_{\text{вс}} = 320$ (1), 300 (2) и 280 (3)

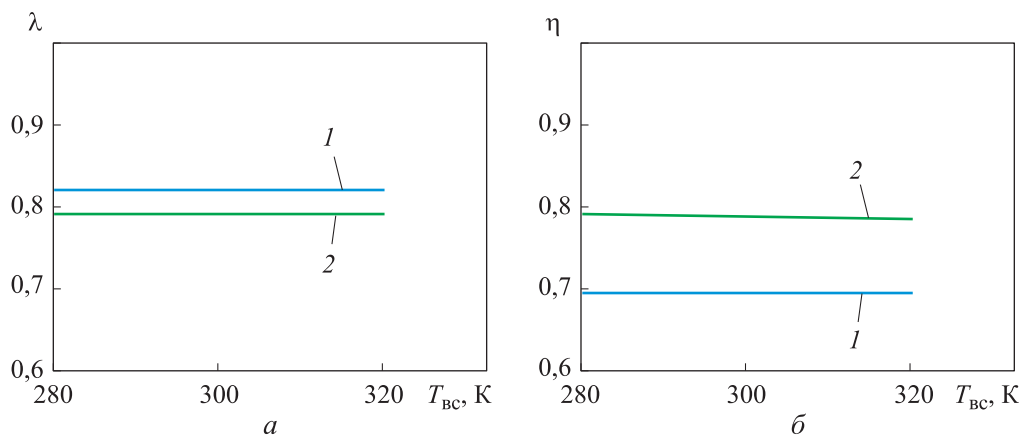


Рис. 3. Зависимости коэффициента подачи λ (а) и индикаторного изотермического КПД η (б) одноступенчатого ПК с алюминиевыми (1) и чугунными (2) цилиндрами от температуры всасывания $T_{\text{вс}}$

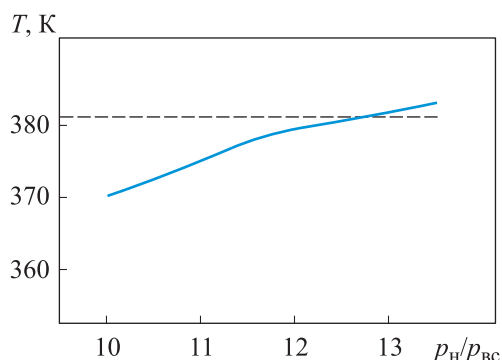


Рис. 4. Зависимость температуры в зоне трения T одноступенчатого ПК с алюминиевыми цилиндрами от отношения давлений $p_n/p_{вс}$ при температуре всасывания $T_{вс} = 280 K$

меняются. При исполнении цилиндров ПК из алюминия можно расширить диапазон давления нагнетания.

Данные по расширению диапазона давления нагнетания одноступенчатого ПК на базе модели КТ6 при температуре всасывания $T_{вс} = 280 K$ приведены на рис. 4. Анализ полученных данных показывает, что у одноступенчатого ПК с алюминиевыми цилиндрами можно повысить отношение давлений до 12...13.

Выводы

1. По результатам исследования установлено, что для ПК с сухими проточными частями критерием, ограничивающим работоспособность, является температура в зоне трения, составляющая примерно $110^{\circ}C$.

2. Показано, что при замене двухступенчатого ПК модели КТ6 со смазкой цилиндров на одноступенчатый ПК с уплотнениями из самосмазываемых материалов допустимое время работы в зависимости от температуры внешней среды и материала цилиндра составляет 2...8 мин.

3. Показано, что для температуры внешней среды $280 K$ в одноступенчатом ПК можно получить давление до 1,3 МПа при всасывании воздуха из атмосферы.

4. Полученные данные можно считать рекомендациями по проектированию и эксплуатации ПК.

5. Выполненный расчет является частным примером получения рекомендаций для конструирования ПК периодического действия. В дальнейшем запланированы обширные расчеты с целью разработки общих рекомендаций для ПК подобного типа.

Литература

- [1] Юша В.Л. *Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок*. Дисс. ... док. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 434 с.
- [2] 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.
- [3] Прилуцкий И.К., Казимиров А.В., Молодова Ю.И. и др. Передвижные компрессорные станции. Перспективы развития. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 1, с. 24–30.
- [4] Котлов А.А. *Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита*. Дисс. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2011. 138 с.
- [5] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Теория и расчет. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [6] Хрусталева Б.С. *Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования*. Автореф. дисс. ... док. техн. наук. Санкт-Петербург, 1999. 58 с.
- [7] Близнаков А.М., Печатин А.А., Максименко В.П. и др. *Подводный спорт*. Москва, Физкультура и спорт, 1959. 199 с.
- [8] Насос ВД Remington к винтовкам РСР, черный. *pnevmat24.ru: веб-сайт*. URL: <https://pnevmat24.ru/nasos-remington-k-vintovkam-rs-p-cherny/> (дата обращения: 15.09.2022).
- [9] Зершиков К.Ю., Галкин А.Ю., Шехмаметьев Р.Р. Композиционные материалы на основе фторопласта с полимерным и комплексным наполнителем для компрессоров и насосов без смазки. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 4, с. 42–47.

- [10] Kobylskiy R.E., Busarov S.S. Predicting the service life of cylinder-piston seals of reciprocating compressors. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 3–4, pp. 245–252, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01235-z>
- [11] Елагин М.Ю. *Термодинамика открытых систем. Практическое применение*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2020. 482 с.
- [12] Котлов А.А. Экспериментальное исследование двухступенчатого поршневого компрессора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 2, с. 65–76, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-2-65-76>
- [13] Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами. *Омский научный вестник*, 2013, № 3, с. 72–76.
- [14] Котлов А.А., Бураков А.В. Сравнительный анализ работы одноступенчатого поршневого компрессора, сжимающего различные газы. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2019, т. 3, № 4, с. 26–35, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35>
- [15] Захаренко С.Е. К вопросу о протечках газа через щели. *Труды ЛПИ*, 1953, № 2, с. 26–27.

References

- [1] Yusha V.L. *Sozdanie i sovershenstvovanie stupeney kompressorov obemnogo deystviya dlya avtonomnykh mobilnykh ustanovok*. Diss. dok. tekhn. nauk [Development and improvement of positive displacement compressor stages for autonomous mobile units. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 434 p. (In Russ.).
- [2] Kotlov A.A., Kuznetsov Yu.L., Burakov A.V. The analysis of the operation of a piston compressor working as a part of automobile gas-filling compressor stations. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 2, pp. 27–32. (In Russ.).
- [3] Prilutskiy I.K., Kazimirov A.V., Molodova Yu.I. et al. Mobile compressor stations. prospect development. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 1, pp. 24–30. (In Russ.).
- [4] Kotlov A.A. *Matematicheskaya model vozdušnogo porshneвого kompressora srednego davleniya dlya resheniya zadach energoaudita*. Diss. kand. tekhn. Nauk [A mathematical model of a medium-pressure air piston compressor for solving energy audit problems. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, SPbPU, 2011. 138 p. (In Russ.).
- [5] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. T. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [6] Khrustalev B.S. *Matematicheskoe modelirovanie raboichikh protsessov v obemnykh kompresso-rakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proektirovaniya*. Avtoref. diss. dok. tekhn. nauk [Mathematical modeling of operating processes in positive-displacement compressors for solving computer-aided design problems. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, 1999. 58 p. (In Russ.).
- [7] Bliznakov A.M., Pechatin A.A., Maksimenko V.P. et al. *Podvodnyy sport* [Underwater sports]. Moscow, Fizkultura i sport Publ., 1959. 199 p. (In Russ.).
- [8] Nasos VD Remington k vintovkam PCP, chernyy [Remington high-pressure pump for PCP rifles, black]. *pnevmat24.ru: website*. URL: <https://pnevmat24.ru/nasos-remington-k-vintovkam-pcp-chernyy/> (accessed:15.09.2022). (In Russ.).
- [9] Zershchikov K.Yu., Galkin A.Yu., Shekhmametyev R.R. PTFE based composite materials with polimer fillers for compressors and pumps without lubrication. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 4, pp. 42–47. (In Russ.).
- [10] Kobylskiy R.E., Busarov S.S. Predicting the service life of cylinder-piston seals of reciprocating compressors. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 3–4, pp. 245–252, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01235-z>
- [11] Elagin M.Yu. *Termodinamika otkrytykh sistem. Prakticheskoe primeneniye* [Thermodynamics of open systems. Practical applications]. Tula, Izd-vo TulGU Publ., 2020. 482 p. (In Russ.).
- [12] Kotlov A.A. An experimental study of a two-stage reciprocating compressor. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 2, pp. 65–76, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-2-65-76> (in Russ.).

- [13] 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.).
- [14] Kotlov A.A., Burakov A.V. Comparative analysis of single-stage reciprocating compressor compressing different gases. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2019, vol. 3, no. 4, pp. 26–35, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35> (in Russ.).
- [15] Zakharenko S.E. On the issue of gas leaks through cracks. *Trudy LPI*, 1953, no. 2, pp. 26–27. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 13.02.2026

Информация об авторе

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

Information about the author

BUSAROV Sergei Sergeevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Бусаров С.С. Моделирование работы компрессоров периодического действия и перспективы их развития. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 7, с. 62–68.

Please cite this article in English as:

Busarov S.S. Modeling of periodic compressor operation and prospects for their development. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 7, pp. 62–68.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебник**

**«Инженерная графика. Компьютерное
геометрическое моделирование изделий»**

Авторы: А.Ю. Горячкина, О.М. Корягина, Н.Г. Суркова

Представлены требования, предъявляемые к электронной конструкторской документации. Изложен алгоритм компьютерного геометрического моделирования. Приведены способы построения и редактирования электронных моделей, а также ассоциативных чертежей, построенных с использованием российской системы автоматизированного проектирования КОМПАС-3D v23.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по программам подготовки бакалавров и специалистов технических специальностей.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>