

Научная статья

УДК 621.51

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-1-26-36>

EDN: VIFXGV



ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

С.С. Бусаров¹, М.А. Ращупкина², Д.Р. Марченко¹¹Омский государственный технический университет (ОмГТУ),
г. Омск, Россия²Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ),
г. Омск, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье представлены исследования возможности повышения давления газа в одной ступени. Рассмотрены поршневые компрессоры дорожно-строительных машин, для которых, как и для любых мобильных станций, остро стоит вопрос снижения массогабаритных параметров технологического оборудования. В связи с этим цель работы – расширить диапазон давлений, получаемых в одноступенчатых поршневых машинах. Альтернативой применения существующих компрессоров со смазываемой проточной частью могут являться компрессоры с уплотнениями на основе фторопластовых композиций, не требующих жидкой смазки. В связи с этим актуальной задачей является определение диапазона отношений давлений с ограничением по температуре работы несмазываемых уплотнений. Повышение давления в одной ступени сжатия позволит значительно повысить эффективность передвижных компрессорных установок, в том числе и для дорожно-строительных работ

Материалы и методы. На основе разработанной математической модели сосредоточенными параметрами газа были проведены теоретические исследования по определению температуры цилиндропоршневых уплотнений компрессора. В статье представлены упрощающие допущения, принятые в математической модели, и система расчётных уравнений, основными из которых являются уравнение первого закона термодинамики, уравнение состояния, уравнение работы и уравнение для расчёта массовых потоков через неплотности рабочей камеры и клапаны.

Результаты. На основании теоретических исследований были получены диаграммы изменения средней температуры для одноступенчатых машин и для случая непродолжительной работы компрессора. Ограничение по температуре устанавливалось на уровне +200 °С, что характерно для исследуемых материалов на основе фторопласта.

Обсуждение и заключение. Были получены перспективные результаты, показавшие возможность расширения диапазона давлений в одноступенчатой машине. В случаях, когда не требуется соблюдения жёстких условий по температуре газа, в таких компрессорах отношение давлений может достигать 16. При этом объём ресивера может быть уменьшен до 44%. Рассмотрен также вариант с кратковременной работой компрессора от 15 до 45 мин, при этом диапазон отношения давлений может быть увеличен до 28...30, однако при этом время остывания компрессора составляет не менее 1 ч.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: поршневой компрессор, дорожно-строительные машины, отношение давлений в ступени, температура нагнетания, компрессоры без смазки, эффективность рабочего процесса, компрессоры периодического действия, математическая модель, упрощающие допущения, расчётные уравнения

Статья поступила в редакцию 27.11.2024; одобрена после рецензирования 16.01.2025; принята к публикации 24.02.2025.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

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

Для цитирования: Бусаров С.С., Ращупкина М.А., Марченко Д.Р. Исследование рабочих процессов поршневых компрессоров дорожно-строительных машин // Вестник СибАДИ. 2025. Т. 22, № 1. С. 26-36. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-1-26-36>

© Бусаров С.С., Ращупкина М.А., Марченко Д.Р., 2025



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-1-26-36>

EDN: VIFXGV

STUDY OF WORKING PROCESSES OF RECIPROCATING COMPRESSORS OF ROAD-BUILDING MACHINES

Sergey S. Busarov¹, Marina A. Rashchupkina², Dmitriy R. Marchenko¹

¹Omsk State Technical University,
Omsk, Russia

²Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
Omsk, Russia

ABSTRACT

Introduction. The article presents studies of the possibility of increasing gas pressure in one stage. Reciprocating compressors of road construction machines have been investigated, for which, as for any mobile stations, the issue of reducing the weight and size parameters of process equipment is acute. In this regard, the aim of the work was to expand the range of pressures obtained in single-stage piston machines. An alternative to the use of existing compressors with lubricated flow part can be compressors with seals based on fluoroplastic compounds that do not require liquid lubrication. In this regard, an urgent task is to determine the range of pressure ratios with a limitation on the operating temperature of non-lubricated seals. The increase of the pressure in one compression stage will significantly improve the efficiency of mobile compressor units, including applied for road construction works.

Materials and methods. Based on the developed mathematical model of concentrated gas parameters, theoretical studies were carried out to determine the temperature of the cylinder-piston seals of the compressor. The article presents simplifying assumptions adopted in the mathematical model and a system of calculation equations, the main among which are the equation of the first law of thermodynamics, the equation of state, the equation of work and the equation for calculating mass flows through leaks in the working chamber and valves.

Results. The diagrams of average temperature change for single-stage machines and for the case of short-term compressor operation were obtained on the basis of theoretical studies. The temperature limit has been set at +200 °C, which is typical for the studied fluoroplastic-based materials.

Discussion and conclusions. Promising results were obtained that showed the possibility of expanding the pressure range in a single-stage machine. In cases where strict conditions for gas temperature are not required, the pressure ratio in such compressors can reach 16. In this case, the receiver volume can be reduced to 44%. The option with short-term compressor operation from 15 to 45 minutes has also studied, where the range of the pressure ratio can be increased to 28 ... 30, but the compressor cooling time must not be less than 1 hour.

KEYWORDS: reciprocating compressor, road construction machines, pressure ratio in the stage, discharge temperature, compressors without lubrication, operation efficiency, periodic compressors, mathematical model, simplifying assumptions, calculation equations

The article was submitted: 27.11.2024; approved after reviewing: 16.01.2025; accepted for publication: 24.02.2025.

All authors have read and approved the final manuscript.

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

For citation. Busarov S.S., Rashchupkina M.A., Marchenko D.R. Study of working processes of reciprocating compressors of road-building machines. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2025; 22 (1): 26-36. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-1-26-36>

© Busarov S.S., Rashchupkina M.A., Marchenko D.R., 2025



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Сжатый воздух является источником энергии, применяемым в различных отраслях народного хозяйства. Часто сжатый воздух используется для привода различного пневмоинструмента дорожно-строительных машин. Для сжатия атмосферного воздуха чаще другого применяют поршневые компрессоры или винтовые. Параметры работы данного компрессора по давлению нагнетания редко превышают 0,9 МПа, а производительность лежит в пределах 10...50 м³/мин. Такие компрессоры устанавливают на прицепы или автомобильное шасси, приводом в этом случае чаще всего бывают двигатели внутреннего сгорания¹ [1, 2, 3, 4, 5].

Известны примеры передвижных компрессорных станций, установленных на автомобильные шасси с производительностью свыше 10² м³/мин, а также специальные воздушные и азотные автомобильные установки с давлением до 25,0–30,0 МПа).

Пневматические механизмы часто используются при строительстве и ремонте дорог, зданий и сооружений. Пневмопробойники и отбойные молотки применяются для бурения и разработки мерзлого грунта, бетонных и асфальтовых покрытий. Распылители используются для малярных и других строительных работ.

В настоящее время именно повышение давления в ступени компрессора является одним из перспективных направлений по увеличению производительности исполнительных механизмов. Повышение давления наиболее актуально для силовых исполнительных механизмов ударного действия, таких как станки ударно-вращательного бурения, машины для уплотнения грунта, отбойные молотки и многое другое. Поскольку рост давления приводит к увеличению мощности единичного удара, а следовательно, и к увеличению производительности дорожно-строительных машин. К тому же увеличение давления в одной ступени позволит сократить количество ступеней, что снизит стоимость оборудования и повысит его надёжность.

В условиях Сибири и Крайнего Севера, учитывая режимы работы компрессорного оборудования, наиболее перспективными являются конструкции поршневых компрессоров с бессмазочной проточной частью, позволяющие существенно повысить эксплуатационные характеристики компрессорного оборудования, так как отсутствие масла позволяет решить ряд перечисленных проблем. Данные компрессоры получили широкое распространение в различных отраслях техники благодаря высокому качеству сжатого газа, в котором отсутствуют примеси, главным образом масло.

Вопросы мобильности для таких станций являются приоритетными, поскольку снижение массы и габаритов возимого оборудования позволят повысить маневренность станций и несколько снизить расход топлива, что также может уменьшить габариты за счёт снижения массы возимого топлива.

Как известно, рабочий процесс поршневых машин неразрывно связан с наличием самодействующих клапанов, позволяющих работать компрессору на требуемом уровне давлений. Однако периодический выпуск газа из рабочей камеры приводит к непостоянному (пульсирующему) характеру потока сжатого газа. Это требует установки дополнительного оборудования – ёмкостей накопителей (ресиверов) для того, чтобы приводные механизмы работали при постоянном расходе газа.

Снижение массы ресиверов может стать возможным при увеличении давления газа, хранимого в нем, то есть при повышении конечного давления на выходе из компрессора.

Безусловно, ограничение по температуре газа в камере сжатия поршневого компрессора является главным фактором, приводящим к переходу на многоступенчатое сжатие² [6, 7, 8, 9, 10]. По этой причине отношение давлений в одной ступени сжатия поршневого компрессора редко превосходит значения – 5. Чаще всего эти ограничения связаны с наличием масла, для смазки цилиндропоршневой группы.

¹ Юша В.Л. Тенденции совершенствования воздушных и специализированных технологических компрессорных установок на базе автомобильных шасси, предназначенных для эксплуатации в условиях Сибири и Крайнего Севера // Автомобили. Специальные и технологические машины для Сибири и Крайнего Севера: материалы 59-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ). Омск, 2007. С. 296–303.

² Plastinin, P. and Fedorenko, Sergei, "Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques With a Mathematical Model" (1978). International Compressor Engineering Conference. Paper 295. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/295>.

Таблица
Характеристики самосмазывающихся материалов³
Источник: составлено авторами.

Table
Characteristics of self-lubricating materials³
Source: compiled by the authors.

Материал	Давление	Диапазон температур
Тигсон – высоко усовершенствованный фторопласт	Давление до 250 МПа	-200 °С ... +260 °С
Флубон – 20	Давление до 26 МПа	-260 °С ... +260 °С
Ф4К15	Давление до 17 МПа	-60 °С ... +260 °С

С развитием износостойких самосмазывающихся материалов на основе фторопласта – 4, возросло количество компрессорных установок с сухими камерами сжатия. Применение таких материалов в качестве уплотнений между поршнем и цилиндром не требует подачи смазки в цилиндр, что исключает его контакт с горячим газом. Характеристики таких материалов представлены в таблице.

Если принять некоторый запас по температуре и установить его на уровне + 200 °С, можно считать его расчётным для проведения последующих исследований. К тому же достижение тех температур, которыми ограничивается работоспособность уплотнений из фторопластовых композиций, наступает не сразу, а набор температуры происходит с течением времени. На этом принципе основана работа компрессоров периодического действия, что также необходимо учесть в расчётах. Из источников⁴ известно, что температура в зоне трения в данном случае может быть определена по температуре стенки. Все эти данные будут служить исходным материалом для проведения расчётов.

Необходимо также отметить, что данные рассуждения справедливы для компрессоров общего назначения, к которым относятся и агрегаты для дорожно-строительных машин. Для компрессорного оборудования, применяемого, например, в нефтегазовой отрасли, су-

ществуют жёсткие ограничения по температуре нагнетания в соответствии с нормативными документами. Соответственно ГОСТ не предусматривает отклонения, даже при наличии обоснования.

В настоящей работе не рассмотрены изменения геометрии деталей рабочей камеры, связанные с тепловым расширением. На данном этапе предполагаем увеличение и мёртвого пространства, и зазора в цилиндропоршневом уплотнении для компенсации тепловых деформаций металлических деталей.

Цель исследования – анализ работы модернизированных существующих двухступенчатых компрессоров дорожно-строительных машин в качестве одноступенчатых с бессмазочными уплотнениями рабочей камеры.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Четырёхцилиндровый поршневой компрессор, диаметр цилиндра первой ступени 80 мм, ход 70 мм, частота вращения коленчатого вала 1500 об/мин, воздушное охлаждение цилиндров, температура всасывания 275...303 К. Сжимаемый газ – атмосферный воздух с температурой 293 К.

Методика численного эксперимента давно применяется для существующих быстроходных компрессоров. Данная методика изложена в работах П.И. Пластинына, Б.С. Хрустале-

³ Федосов А.В., Иванов О.А., Галышев А.А., Безпальчук С.Н. Модернизация испытательного оборудования для проведения трибологических испытаний пар трения, применяемых в судостроении // Повышение износостойкости и долговечности машин и механизмов на водном транспорте: труды V Международного симпозиума по транспортной триботехнике «Транстрибо - 2013». Санкт-Петербург, 2013. С. 261–266.

⁴ Там же.

ва⁵ [11, 12]. Данный метод получил название модели сосредоточенными параметрами газа. Принятые допущения этого метода: рабочее тело является непрерывным единого состава; параметры рабочего тела имеют одинаковое значение по всему контрольному объёму в один момент времени; не учитываются изменения потенциальной и кинетической энергии; пульсации давления в линиях всасывания и нагнетания не учитываются; учитывается только конвективная составляющая теплообмена; коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый по рекомендуемым зависимостям, определяется и считается единым для всех внутренних поверхностей камеры сжатия.

Система расчётных уравнений описана в работах [13, 14, 15], в систему входит и уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона – Рихмана, уравнение массового баланса, уравнения динамики клапанов, уравнения движения массовых потоков через клапаны и зазоры и течения газа через клапаны и зазоры:

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

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

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

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

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

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

$$m_{nl} \cdot \frac{d^2 \vec{h}_j}{d\tau^2} = \vec{F}_{e,j} + \vec{F}_{np,j} + \vec{F}_{mp,j} + \vec{G}, \quad (7)$$

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

Обозначения в представленной системе уравнений: U – внутренняя энергия газа, Дж; dQ_j – 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; V_j – объём газа, м³; $C_{v,j}$ – объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³·К; T_r – температура рабочего газа, К; T_j – температура поверхности, К; α_{np} – коэффициент теплоотдачи Вт/м²·К; m_j – текущая масса газа в рабочей камере, кг; α_j – коэффициент расхода; ε_{pj} – коэффициент расширения газа; ΔP_j – разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; f_j – площадь проходного сечения в клапане, м²; ρ_j – плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; m_{nn} – масса запорного элемента клапана, кг; h_j – текущая координата подъёма запорного органа, м; $F_{e,j}$ – 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; τ – время, с; P_j – давление газа, Па; F – площадь теплопередающей поверхности, м²; S_D – площадь поршня м².

Для снижения влияния мёртвого объёма в конструкцию компрессора введён эластомерный диск, устанавливаемый на поршне [16, 17, 18, 19, 20]. Данная конструкция была испытана на экспериментальном стенде с идентичными параметрами ступени сжатия, повышение производительности составило до 12% в зависимости от режима работы компрессора.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Проведённые исследования позволили получить данные, представленные на рисунках 1, 2, 3, 4, 5.

⁵Luszczyski M, Cyklis P, Zelasko J. Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves (1992) International Compressor Engineering Conference Paper 918. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/918>.

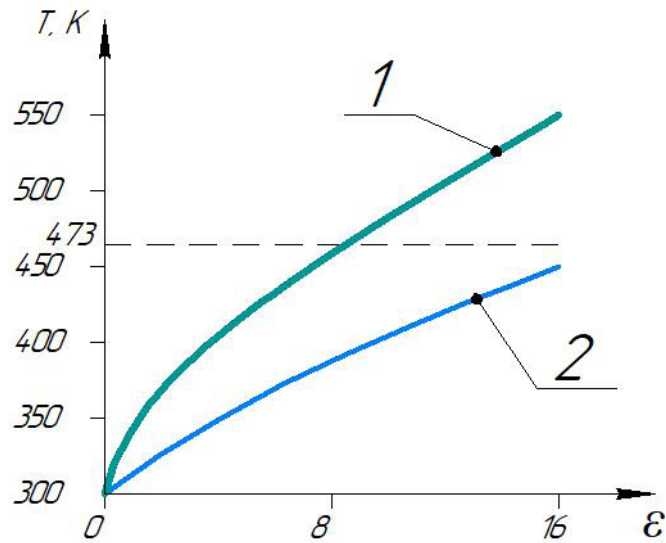


Рисунок 1 – Зависимость температуры газа на нагнетании (1) и зоны трения (2) от отношения давлений в ступени компрессора для температуры всасывания 275 K
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Dependence of the gas temperature at the discharge (1) and friction zone (2) on the pressure ratio in the compressor stage for a suction temperature of 275K
Source: compiled by the authors.

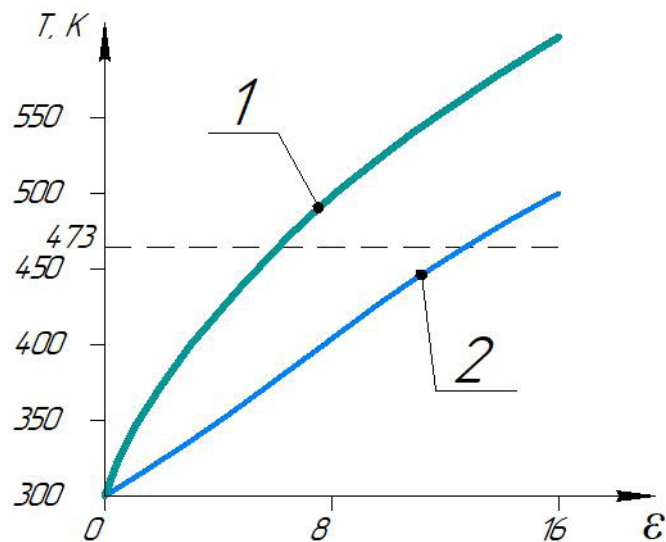


Рисунок 2 – Зависимость температуры газа на нагнетании (1) и зоны трения (2) от отношения давлений в ступени компрессора для температуры всасывания 303 K
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Dependence of the gas temperature at the discharge (1) and friction zone (2) on the pressure ratio in the compressor stage for a suction temperature of 303K
Source: compiled by the authors.

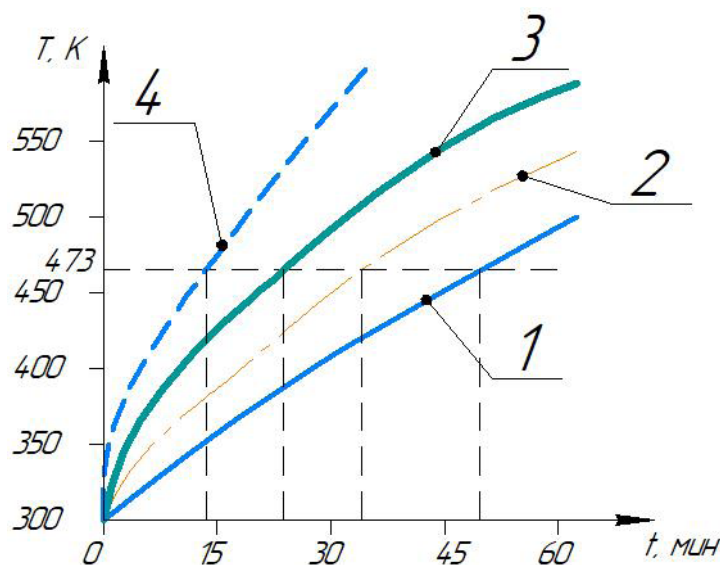


Рисунок 3 – Зависимость температуры газа на нагнетании от времени работы компрессора для температуры всасывания 275 при отношении давлений в ступени компрессора: 1–16; 2–20; 3–24; 4–28
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Dependence of the discharge gas temperature on the compressor operating time for a suction temperature of 275K at a pressure ratio in the compressor stage: 1–16; 2–20; 3–24; 4–28
Source: compiled by the authors.

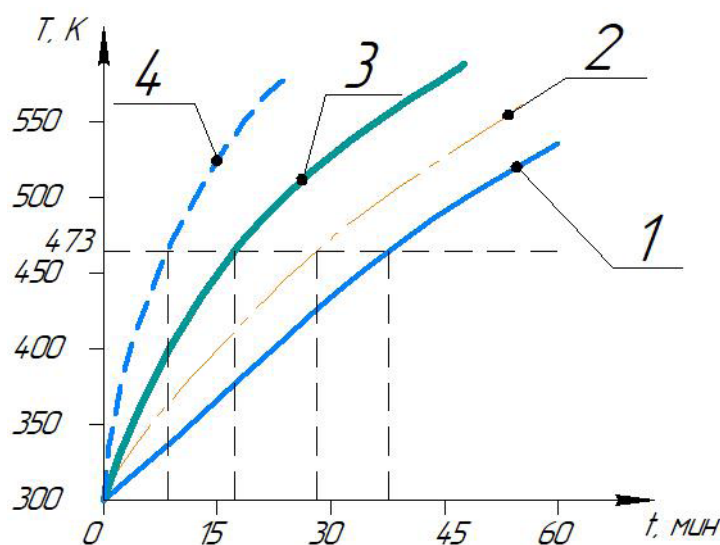


Рисунок 4 – Зависимость температуры газа на нагнетании от времени работы компрессора для температуры всасывания 303 при отношении давлений в ступени компрессора: 1–16; 2–20; 3–24; 4–28
Источник: получено автором.

Figure 4 – Dependence of the discharge gas temperature on the compressor operating time for a suction temperature of 303K at a pressure ratio in the compressor stage: 1–16; 2–20; 3–24; 4–28
Source: compiled by the authors.

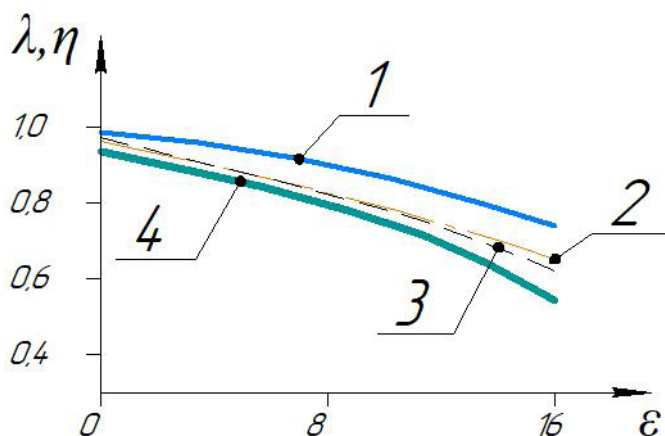


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента подачи (1,2) и индикаторного изотермического КПД (3,4) от отношения давлений в ступени компрессора для температуры всасывания 275 K (1,3) и 303 K (2,4)
Источник: составлено авторами.

Figure 5 – Dependence of the delivery coefficient (1,2) and the indicated isothermal efficiency (3,4) on the pressure ratio in the compressor stage for a suction temperature of 275 K (1,3) and 303 K (2,4)
Source: compiled by the authors.

Представленные графики температур газа и стенки (см. рисунки 1, 2) позволяют по температуре в зоне трения и принятом ограничении (+200 °C) расширить диапазон допустимых отношений давлений газа в одной ступени до 16. Необходимо заметить, что разница по температуре между газом и стенкой может составлять до 80 °C, поэтому применение более сложной модели по сравнению с расчётом, основанном на политропной зависимости, в данном случае обосновано.

Таким образом, четырёхцилиндровый двухступенчатый компрессор может быть преобразован в одноступенчатый четырёхцилиндровый. Для того чтобы не менять базу, рассмотрим уменьшение диаметра цилиндров. Поскольку новое давление нагнетания составляет 1,6 МПа, а прежнее было 0,9 МПа, соответственно площадь поршня должна быть уменьшена на 44%. При этом вместо двух цилиндров у нас становится четыре, то есть практически при уменьшении диаметров цилиндров производительность не изменится. Поскольку производительность определяется объёмом газа, всасываемым в первую ступень компрессора, то возможно уменьшить диаметры четырёх цилиндров, чтобы обеспечить равноценную производительность по сравнению со схемой, имеющей два цилиндра большего диаметра. При повышении давления нагнетания на 44%, соответственно, в ресивере будет на 44% больше газа.

На рисунках 3, 4 представлена ещё одна возможность дальнейшего повышения давления в ступени при осуществлении кратковременной работы компрессора. Показано, что при непродолжительной работе компрессора, когда он ещё не вышел на стационарный режим работы, отношение давлений в одной ступени может достигать 30 при работе до 15 мин. Время остывания компрессора при этом обычно составляет 1,5–2 ч. Данные компрессоры носят название компрессоры периодического действия.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Были также проанализированы показатели, характеризующие эффективность рабочего процесса, такие как коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД (см. рисунок 5). По сравнению с существующими машинами предложенная модернизированная конструкция с расширенным диапазоном отношений давлений несколько уступает по эффективности рабочего процесса. Если за допустимый уровень принять значение – 0,7 [11], то в новой конструкции значения коэффициента подачи и индикаторного не ниже 0,6 при давлении 1,6 МПа.

Проведённые исследования показали возможность расширения диапазона отношения давлений в одной ступени поршневого компрессора при реализации схемы сухой ра-

бочей камеры. Существующие материалы, применяемые для изготовления сухих цилиндропоршневых уплотнений, допускают режимы работы до + 200 °С и выше. Таким образом, при работе компрессоров общего назначения, когда отсутствуют жёсткие ограничения по температуре сжатого газа, давление нагнетания при всасывании из атмосферы может достигать 1,6 МПа. Это позволит на существующих базах и существующих габаритах ресиверов обеспечивать запас газа на 40 ... 45% больше, чем компрессора со смазкой проточной части. При этом падение эффективности рабочего процесса незначительно. Также был рассмотрен вариант работы такого компрессора в краткосрочном режиме (15...45 мин), при этом степень повышения давления может быть увеличена до 20 ... 30.

Проведённые исследования требуют дальнейшего исследования и анализа для разработки рекомендаций по проектированию бессмазочных компрессоров с расширенным диапазоном отношений давлений в ступени компрессора. Данное направление в настоящее время исследуется авторами применительно к компрессорному оборудованию передвижных установок.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Котлов А.А., Бураков А.В. Математическое моделирование работы мобильной компрессорной станции при проведении ремонта линейной части МГП // Нефтегаз. 2021. № 3. С. 25–28.
2. Филатов А.А., Велиюлин И.И., Хасанов Р.Р., Шафиков Г.А. Повышение эффективности транспорта газа путем моделирования работы мобильной компрессорной станции // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2018. № 9. С. 62–66.
3. Юша В.Л. Уменьшение массогабаритных параметров теплообменного оборудования мобильных компрессорных установок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2006. № 4. С. 24–26.
4. Юша В.Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров. Новосибирск: Наука, 2006. 286 с.
5. Прилуцкий И.К., Казимиров А.В., Молодова Ю.И., Галяев П.О. Передвижные компрессорные станции. Перспективы развития // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 1. С. 24–30.
6. 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.
7. Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. Анализ температурного режима тихоходной ступени при изменении соотношения времени прямого и обратного хода поршня // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 4. С. 21–26. DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-4-21-28>
8. John MacLaren, F. T., Kerr S.V., Trancheck A.B. "Modelling of compressors and valves / Proceedings Institute of Refrigeration. London/ 1974 – 1975.
9. Прилуцкий И.К., Молодова Ю.И., Галяев П.О., Сназин А.А., Молодов М.А., Иванова И.Л. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объёмного действия с различными механизмами движения // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 30–40. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40
10. Котлов А.А. Математический анализ работы двухступенчатого дожимающего компрессора, предназначенного для сжатия метана // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 51–60. DOI: 10.18721/JEST.24.
11. Кузнецов Л.Г., Молодова Ю.И., Прилуцкий А.И. Повышение герметичности поршневых компрессоров и детандеров // Холодильная техника. 1999. № 9. С. 24–25.
12. Щерба В.Е., Дорофеев Е.А. Определение диапазонов основных эксплуатационных параметров поршневой гибридной энергетической машины с регенеративным теплообменом // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 11. С. 69–77. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-11-69-77.
13. Юша В.Л., Корнеев С.В., Бусаров С.С., Новиков Д.Г. Системы охлаждения компрессорного оборудования дорожно-строительных машин и автотракторной техники для эксплуатации в условиях Сибири и Крайнего Севера // Вестник СибАДИ. 2008. Вып. 7. С. 80–83.
14. Бусаров С.С., Васильев В.К., Бусаров И.С. [и др.] Параметрический анализ рабочих процессов тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессорных ступеней на базе верифицированной методики расчёта // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. 2017. № 4 (154). С. 40–44.
15. Котлов А.А., Бураков А.В. Сравнительный анализ работы одноступенчатого поршневого компрессора, сжимающего различные газы // Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2019. 3(4). 26–35. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35>.
16. Бусаров С.С., Бакулин К.А. Повышение производительности бессмазочных малорасходных тихоходных поршневых компрессоров среднего и высокого давления // Глобальная энергия. 2024. Т. 30, № 1. С. 82–90. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30104>.

17. Busarov S.S., Bakulin K.A., Sinicin N.G. Enhancing the performance of reciprocating compressors // *Chemical and Petroleum Engineering. Chem Petrol Eng* (2024). DOI doi.org/10.1007/s10556-024-01291-z.

18. Бусаров С.С., Синицин Н.Г. Создание многокамерных поршневых компрессоров // *Компрессорная техника и пневматика*. 2024. № 1. С.2–5.

19. Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Синицин Н.Г., Бакулин К.А. Перспективы повышения производительности поршневых компрессоров // *Известия ТулГУ. Технические науки*. 2023. Вып. 11. С. 579–580.

20. Недовенчаный А.В., Бакулин К.А., Синицин Н.Г. Применение многоцилиндровых компрессорных машин на базе малорасходных поршневых компрессорных ступеней на предприятиях непрерывного цикла производства // *Компрессорная техника и пневматика*. 2022. № 4. С.19–22.

REFERENCES

1. Kotlov A.A., Burakov A.V. Mathematical modeling of the operation of a mobile compressor station during repairs of the linear part of the MGP. *Neftegaz*. 2021; 3: 25–28. (in Russ.)

2. Filatov A.A., Veliyulin I.I., Khasanov R.R., Shafikov G.A. Increasing the efficiency of gas transportation by modeling the operation of a mobile compressor station. *Neftegaz*. 2018; 9: 62–66. (in Russ.)

3. Yusha V.L. Reducing the weight and size parameters of heat exchange equipment of mobile compressor units *Chemical and petroleum engineering*. 2006; 4: 24–26. (in Russ.)

4. Yusha V.L. Cooling and gas distribution systems of positive displacement compressors. Novosibirsk: Nauka, 2006: 286. (in Russ.)

5. Prilutsky I.K., Kazimirov A.V., Molodova Yu.I., Galyaev P.O. The stress-deformed state of reciprocating expander stage with non-metallic cylinder body. *Kompressornaja tehnika i pnevmatika*. 2019; 1: 24–30. (in Russ.)

6. Yusha V.L. Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems. *Omsk Scientific Bulletin. Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»*. 2024; Vol. 8, No. 1: 17–24. (in Russ.) DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17–24. EDN: SWSUHV.

7. Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchany A.V. The analysis of temperature regime of low-speed stage with change in ratio of time and return stroke of piston. *Omsk Scientific Bulletin. Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»*. 2018; 2, No. 4: 21–26. (in Russ.) DOI: https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-4-21-28

8. John MacLaren F.T., Kerr S.V., Trammick A.B. “Modelling of compressors and valves. Proceedings Institute of Refrigeration. London. 1974–1975.

9. Prilutskiy I. K., Molodova Ju. I., Galyaev P. O., Snazin A. A., Molodov M. A., Ivanova I. L. Peculiarities

of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017; 4: 30–40. (in Russ.) DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40

10. Kotlov A.A. Mathematical analysis of operation of a two-stage pressurized compressor designed to compress methane. *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*. 2018; 24(04): 51–60. (in Russ.) DOI: 10.18721/JEST.24405.

11. Kuznetsov L.G., Molodova Yu.I., Prilutsky A.I. Increasing the tightness of piston compressors and expanders. *Refrigeration Technology*. 1999; 9: 24–25. (in Russ.)

12. Shcherba V.E., Dorofeev E.A. Determination of the areas of the main operational parameters of a reciprocating hybrid power machine with regenerative heat exchange. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2022; 11: 69–77. (in Russ.) DOI: 10.18698/0536-1044-2022-11-69-77.

13. Yusha V.L., Korneev S.V., Busarov S.S., Novikov D.G. Cooling systems of compressor equipment of road construction machines and automotive equipment for operation in Siberia and the Far North. *Vestnik SibADI*. 2008; 7: 80–83. (in Russ.)

14. Busarov S.S., Vasiliev V.K., Busarov I.S. Parametric analysis of working processes of low-speed long-stroke lubrication-free piston compressor stages based on a verified calculation methodology. *Omsk Scientific Bulletin. Series: Devices, Machines and Technologies*. 2017; 4 (154): 40–44. (in Russ.)

15. Kotlov, A.A., Burakov, A.V. (2019). Comparative analysis of the operation of a single-stage piston compressor compressing various gases. *OMSK SCIENTIFIC BULLETIN. Series “Aviation, Rocket and Power Engineering”*, 3(4), 26–35. https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35.

16. Busarov S.S., Bakulin K.A. Increasing the performance of lubrication-free, low-flow, low-speed, medium- and high-pressure reciprocating compressors. 2024; 30 (01): 82–90, DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.30104

17. Busarov S.S., Bakulin K.A., Sinicin N.G. Enhancing the performance of reciprocating compressors. *Chemical and Petroleum Engineering. Chem Petrol Eng*. 2024. DOI doi.org/10.1007/s10556-024-01291-z.

18. Busarov S.S., Sinitsin N.G. Creation of multi-chamber piston compressors. *Kompressornaja tehnika i pnevmatika*. 2024; 1: 2–5. (in Russ.)

19. Busarov S.S., Nedovenchany A.V., Sinityn N.G., Bakulin K.A. Prospects for increasing the productivity of piston compressors. *Izvestiya Tula State University” (Izvestiya TulGU)*. 2023; 11: 579–580. (in Russ.)

20. Nedovenchany A.V., Bakulin K.A., Sinityn N.G. Application of multi-cylinder compressor machines based on low-consumption piston compressor stages at continuous production enterprises *Kompressornaja tehnika i pnevmatika*. 2022; 4: 19–22. (in Russ.)

ЗАЯВЛЕННЫЙ ВКЛАД АВТОРОВ

Бусаров С.С. Разработка модели и анализ результатов (35%).

Ращупкина М.А. Разработка модели (35%).

Марченко Д.Р. Проведение обзора (30%).

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Busarov S.S. Development of the model and result analysis (35%).

Rashchupkina M.A. Development of the model (35%).

Marchenko D.R. Conducting the review (30%).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Бусаров Сергей Сергеевич – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ) (644050, г. Омск, пр. Мира, 11).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8894-0547>

SPIN-код: 4141-3733,

Scopus: 51560987400

e-mail: bssi1980@mail.ru

Ращупкина Марина Алексеевна – канд. техн. наук, доц., заведующая кафедрой «Промышленное и гражданское строительство» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ) (644080, г. Омск, пр. Мира, 5).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0643-6353>

SPIN-код: 7204-4378,

Scopus: 57207737192.

Марченко Дмитрий Романович – студент, кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ) (644050, г. Омск, пр. Мира, 11).

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-7938-0151>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Busarov Sergey S. – Cand. of Sci. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department “Refrigeration and Compressor Engineering and Technology” Omsk State Technical University (OmSTU) (11, Mira Avenue, Omsk, 644050).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8894-0547>

SPIN-code: 4141-3733,

Scopus: 51560987400

e-mail: bssi1980@mail.ru

Rashchupkina Marina Al. – Cand. of Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department “Industrial and Civil Engineering”, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI) (5, Mira Avenue, Omsk, 644080).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0643-6353>

SPIN-code: 7204-4378,

Scopus: 57207737192.

Marchenko Dmitry R. – student, Department of “Refrigeration and Compressor Engineering and Technology” Omsk State Technical University (OmSTU) (11, Mira Avenue, Omsk, 644050).

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-7938-0151>