

# ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ С ПОВЫШЕННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ

С. С. Бусаров, К. А. Бакулин, Р. Э. Кобыльский, И. С. Бусаров

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

Современный уровень производительности поршневых компрессоров, характеризуемый коэффициентом подачи, находится на уровне 0,7. Передовые конструкции имеют более высокие показатели, достигающие значения 0,8...0,85. Однако отрицательное влияние мертвого объема не позволяет достигать данного уровня производительности из-за несовершенства конструкции компрессора. Поэтому снижение влияния мертвого объема на производительность можно считать основной задачей в совершенствовании современных поршневых машин.

В представленной поисковой работе предложено решение по исключению влияния наиболее значимой составляющей мертвого объема — линейного пространства. Как показали проведенные экспериментальные исследования, применение эластичных дисков, устанавливаемых на поршне, позволит практически исключить линейный мертвый объем, обеспечить безопасность работы и повысить коэффициент подачи до 14 %.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, мертвый объем, производительность, адиабатный КПД, мощность, эксперимент, линейный мертвый объем.

## Введение

Все компрессорные машины независимо от принципа осуществления сжатия имеют два основных параметра, характеризующие саму машину, — давление на выходе из компрессора и производительность. Повышение производительности машин позволит не только повысить эффективность их работы, но и снизит массогабаритные показатели, что особенно актуально для мобильных, транспортных систем, где одну из ключевых ролей играет масса вводимого оборудования.

Отличительной особенностью поршневых машин сжатия является величина, характеризующая количество газа, оставшегося в рабочей камере после процесса нагнетания (момент, когда поршень находится в верхней мертвой точке) — называемая мертвым объемом или вредным пространством [1, 2]. В силу конструктивных особенностей понятие мертвого объема отсутствует для целого ряда типов компрессоров — компрессоров динамического действия, винтовых и т.д. В поршневых компрессорах причины возникновения вредного пространства обусловлены характером движения поршня — возвратно-поступательным и наличием клапанов. При осуществлении движения поршня происходит остановка последнего в точке, наиболее удаленной от механизма движения. Из условия обеспечения работоспособности конструкции необходимо обеспечить работу без касания поршня клапанной плиты, то есть оставить зазор, который в компрессоростроении называется линейным мертвым объемом, к тому же при выходе на стационарный режим работы компрессора, когда температура деталей повышается, необходимо данным зазором обеспечить беспрепятственное расширение деталей рабочей камеры. Уплотнительные элементы, рас-

положенные на поршне, находятся на некотором удалении от торцевой поверхности поршня, образуя так называемый кольцевой мертвый объем. И последней составляющей мертвого объема является объем проточек в клапанах. Для поршневых же компрессоров наличие мертвого объема — один из наиболее значимых факторов, приводящих к снижению производительности. В большинстве конструкций поршневых компрессоров значительная доля мертвого объема приходится на линейный мертвый объем, то есть объем, заключенный между торцом поршня и клапанной плитой [3, 4]. Объяснить падение производительности из-за влияния мертвого объема можно с помощью индикаторной диаграммы (рис. 1).

Наличие мертвого объема приводит к возникновению процесса обратного расширения (процесс 3-4), в идеальной машине данный процесс отсутствует. В связи с этим потеря производительности характеризуется длиной отрезка 4'–4, а сама производительность длиной отрезка 4–1. Причем увеличение значения мертвого объема приводит к смещению точки 4 вправо по графику и, соответственно, к уменьшению производительности. Таким образом, решение данной проблемы по увеличению производительности может заключаться в уменьшении величины мертвого объема, по крайней мере, линейного мертвого объема.

В работе [5] предложено решение по уменьшению линейного мертвого объема за счет установки резинового диска на торцевую поверхность поршня.

Действительно, резиновый или другой эластомерный элемент в силу своих упругих свойств может занимать всю величину линейного мертвого объема, допуская фактическое касание поршня и клапанной плиты, возникающие при этом де-

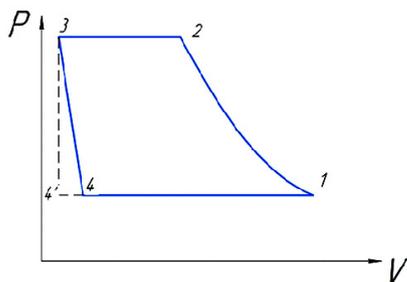


Рис. 1. Индикаторная диаграмма, поясняющая влияние мёртвого объёма на производительность

Fig. 1. Indicator chart explaining the effect of dead volume on performance

формации могут способствовать «выдавливанию» деформированной части резинового диска в кольцевое мёртвое пространство, дополнительно уменьшая и эту составляющую мёртвого объёма.

Материал дисков позволяет производить удары о поверхность цилиндра, деформируясь и заполняя при этом все пространство между поршнем и крышкой цилиндра, в результате чего линейный мертвый объем можно принять равным нулю. Часть резины диска при этом выдавливается в клапанное пространство, уменьшая мертвый объем и там, однако такой расчет имеет достаточно большую сложность, поэтому при первоначальном проектировании этой частью необходимо пренебречь.

Для выбора оптимальной резиновой смеси, проведем сравнительный анализ, выбрав несколько возможных исполнений. Критериями для выбора будет являться температура и максимальное число циклов нагружения. Смесь должна выдерживать максимальную температуру в компрессоре не менее  $T_{\max} = 430$  K.

Проведём эксперимент с данным конструктивным элементом с целью определения влияния изменения конструкции на производительность компрессора.

### Объект исследования

Объектом исследования является одноступенчатый двухцилиндровый поршневой компрессор (фотография представлена на рис. 2).

Компрессор с цилиндрами диаметром  $D_c = 85$  мм, ходом поршня  $S = 70$  мм, частотой вращения  $n = 7,41$  об/с.

Были проведены исследования рабочего процесса без установки резинового диска и с резиновым диском (рис. 3) толщиной 1 мм.

### Метод исследования

Компрессор 1 выводился на режим, то есть расход газа, идущего к потребителю, был постоянен при постоянном давлении нагнетания. Давление нагнетания измерялось с помощью манометра 2, расход определяется объёмом газа прошедшего за определённое время, через счётчик 3, потребляемая мощность измерялась ваттметром 4.

Для определения производительности необходимо найти теоретическую производительность [6]:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \cdot S \cdot n. \quad (1)$$



Рис. 2. Фотография лабораторного стенда:

1 — компрессор, 2 — манометр, 3 — счётчик газа, 4 — ваттметр  
Fig. 2. Photo of the laboratory stand:  
1 — compressor, 2 — pressure gauge, 3 — gas meter, 4 — wattmeter



Рис. 3. Компрессор с установленными резиновыми дисками (поз. 1)

Fig. 3. Compressor with rubber discs installed (pos. 1)

Производительность компрессора, приведённая к условиям всасывания, определяется по следующей зависимости [6]:

$$V_e = \frac{P_c \cdot T_{bc}}{P_{bc} \cdot T_c} \cdot V_c, \quad (2)$$

где  $P_{bc}$  — давление всасывания, Па;  
 $P_c$  — давление в счётчике газа, Па;  
 $T_c$  — температура в счётчике газа, К;  
 $T_{bc}$  — температура всасывания, К;  
 $V_c$  — объём газа, прошедший через счётчик при установившемся режиме м<sup>3</sup>/с.

Коэффициент подачи определим по формуле [7]:

$$\lambda = \frac{V_e}{V_h}. \quad (3)$$

Мощность идеального адиабатного компрессора определяем по соотношению [8]:

$$N_{ag} = \frac{k}{k-1} \cdot P_{вс} \cdot V_e \left( \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (4)$$

где  $k$  — коэффициент адиабаты воздуха, равный 1,4;

$\varepsilon$  — степень повышения давления.

С учётом КПД электродвигателя — 0,83 и КПД передачи — 0,98 адиабатный КПД компрессора определяется по формуле:

$$\eta_{ag} = \frac{N_{ag}}{N_{эл} \cdot 0,83 \cdot 0,98}, \quad (5)$$

где  $N_{эл}$  — измеренная мощность электродвигателя, Вт.

Относительная погрешность манометра —  $\delta_p = 1,5\%$ , счётчика газа  $\delta_v = 1\%$ , ваттметра 0,5%.

Таким образом, погрешность определения коэффициента подачи определяется по формуле [9–13]:

$$\delta_\lambda = \sqrt{\delta_p^2 + \delta_v^2} = \sqrt{1,5^2 + 1^2} = 1,8\%. \quad (6)$$

### Результаты

Полученные экспериментальные результаты измерений характеристик компрессора с резиновым диском и без него представлены в табл. 1, 2.

При проведении эксперимента измерялись начальные и конечные показания счётчика газа, раз-

ность которых позволила определить количество газа, прошедшего за время проведения исследования, и соответственно, подачу компрессора при условиях нагнетания (давление измерялось в счётчике газа). Проведение исследований при различных давлениях нагнетания не позволяет напрямую сделать вывод об изменениях производительности при повышении давления. Поэтому для проведения анализа прибегают к стандартной процедуре — приведение параметров газа на нагнетании к условиям всасывания в соответствие с формулой 2. То есть определяется объём газа, который бы он занимал, расширившись от условий нагнетания до условий всасывания (фактически это осуществляется делением одного уравнения состояния газа на другое). Получив объёмы газа за единицу времени при идентичных условиях можно проводить анализ.

Полученные зависимости представлены на рис. 4, 5. На рис. 4 представлены кривые, характеризующие изменение коэффициента подачи при повышении давления (падающий характер кривых), что согласуется с известными данными. Снижение величины линейного мёртвого объёма привело к подъёму вверх линии коэффициента подачи по сравнению с номинальной конструкцией. Однако влияние оставшейся части мёртвого объёма и остальных составляющих коэффициента подачи (плотности рабочей камеры и подогрева поступающего газа в рабочую камеру) приводит к снижению производительности при росте давления нагнетания.

Таблица 1. Экспериментальные данные с диском

Table 1. Experimental data with disk

Давление нагнетания, кг/см <sup>2</sup>	С диском					
	Показания начальные, м <sup>3</sup> /ч	Показания конечные, м <sup>3</sup> /ч	Давление, кг/см <sup>2</sup>	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Коэффициент подачи	Мощность эксп., Вт
5,00	1311,500	1311,720	4,50	0,004125	0,70	2100,00
4,00	1311,900	1312,175	3,70	0,004240	0,72	1700,00
3,00	1312,300	1312,700	2,80	0,004667	0,79	1400,00
2,00	1312,900	1313,595	1,70	0,004923	0,84	1110,00

Таблица 2. Экспериментальные данные без диска

Table 2. Experimental data without disk

Давление нагнетания, кг/см <sup>2</sup>	Без диска					
	Показания начальные, м <sup>3</sup> /ч	Показания конечные, м <sup>3</sup> /ч	Давление, кг/см <sup>2</sup>	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Коэффициент подачи	Мощность эксп., Вт
5,00	1313,650	1313,823	5,0	0,003604	0,61	2000,00
4,00	1314,000	1314,255	3,90	0,004144	0,70	1680,00
3,00	1314,350	1314,690	3,0	0,004250	0,72	1350,00
2,00	1314,850	1315,415	1,90	0,004473	0,76	1050,00

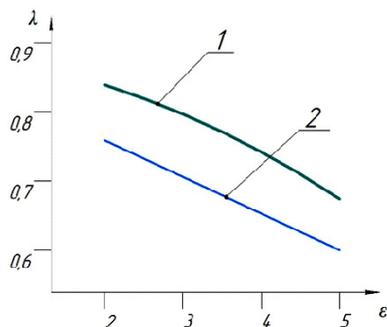


Рис. 4. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления:

1 — работа с резиновым диском,  
2 — работа без резинового диска

Fig. 4. Dependence of the supply coefficient on the degree of pressure increase:

1 — work with a rubber disk,  
2 — work without a rubber disk

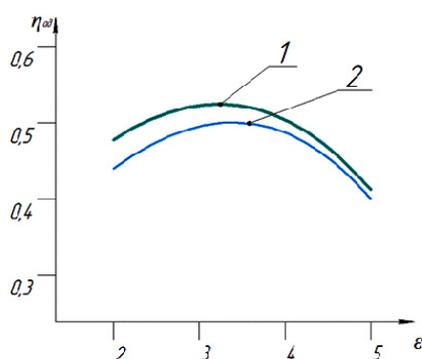


Рис. 5. Зависимость адиабатного КПД от степени повышения давления:

1 — работа с резиновым диском,  
2 — работа без резинового диска

Fig. 5. Dependence of adiabatic efficiency on the degree of pressure increase:

1 — work with a rubber disk,  
2 — work without a rubber disk

Полученные зависимости индикаторного адиабатного КПД (рис. 5) также качественно подтверждают правильность проводимых экспериментальных исследований. Однако значения полученного адиабатного КПД существенно ниже, чем для перспективных существующих конструкций. Объяснить данный факт можно значительной изношенностью оборудования и потерями при его работе.

Представленные на рис. 4, 5 результаты сравнительного анализа показателей эффективности рабочего процесса доказали эффективность применения упругого диска, расположенного на поршне. Так коэффициент подачи был повышен на 7–14 %. Адиабатный КПД незначительно повышается в зависимости от режима работы на 2–4 %.

### Выводы

Проведённые исследования показали, что есть эффективные способы борьбы с отрицательным влиянием мёртвого объёма. В первую очередь необходимо обеспечить конструкцию элементами, исключаящими линейный мёртвый объём, поскольку его влияние значительно превышает влияние

мёртвого объёма в клапанах и кольцевого мёртвого объёма. Существующие перспективные конструкции клапанов и колец позволяют бороться и с этими составляющими мёртвого объёма. Проведённые экспериментальные исследования фактически подтвердили исключение влияния линейного мёртвого объёма. Так, коэффициент подачи в существующих конструкциях поршневых компрессоров может быть повышен на 10 % за счёт установки резинового диска на торцевой поверхности поршня, обращённой к клапанной плите. Толщина резинового диска предварительно была выбрана равной величине зазора между поршнем и клапанной плитой при температуре компрессора порядка 22 °С. Однако в перспективе необходимо проведение исследований по ресурсу устанавливаемого резинового диска, точного определения его толщины и подбора материала, способного выдерживать циклическую нагрузку не менее 30 000 ч.

### Список источников

1. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2008. 711 с.
2. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия. 2-е изд., доп. Москва: Юрайт, 2023. 323 с.
3. Кузнецов Л. Г., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И. Повышение герметичности поршневых компрессоров и детандеров // Холодильная техника. 1999. № 9. С. 24–25.
4. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров: моногр. Новосибирск: Наука, 2006. 286 с. ISBN 5-02-023169-X. EDN: QMJZJN.
5. Пат. 2694104 Российская Федерация, МПК F 04 B 39/04 (2006.01), F 04 B 53/14 (2006.01). Поршневой компрессор / Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. [и др.]. № 2018132179; заявл. 07.09.2018; опубл. 09.07.2019. Бюл. № 19. 5 с.
6. Котлов А. А. Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2011. 138 с.
7. 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: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35.
8. Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание поршневых компрессоров и детандеров для криогенной техники: дис. ... д-ра техн. наук. Ленинград, 1991. 401 с.
9. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Гошля Р. Ю. Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходных 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: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18.
10. Юша В. Л., Бусаров С. С. Экспериментальная оценка индикаторного коэффициента подачи поршневой длинноходной компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. С. 39–41.
11. Yusha V. L. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.
12. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов. Москва: Наука, 1970. 104 с.

13. Грановский В. С., Сирая Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Ленинград: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, 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

**БАКУЛИН Константин Александрович**, студент гр. ТМО-192 Нефтехимического института ОмГТУ, г. Омск.

Адрес для переписки: konstantin\_bakulin\_2001@mail.ru

**КОБЫЛЬСКИЙ Роман Эдуардович**, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 3985-1096

AuthorID (SCOPUS): 57220077521

**БУСАРОВ Игорь Сергеевич**, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

Адрес для переписки: habr86@mail.ru

#### Для цитирования

Бусаров С. С., Бакулин К. А., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С. Перспективы создания современных поршневых компрессоров с повышенной производительностью // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 25–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-25-31.

Статья поступила в редакцию 23.11.2023 г.

© С. С. Бусаров, К. А. Бакулин, Р. Э. Кобыльский,

И. С. Бусаров

## PROSPECTS FOR CREATING MODERN PISTON COMPRESSORS WITH INCREASED PERFORMANCE

S. S. Busarov, K. A. Bakulin, R. E. Kobylskiy, I. S. Busarov

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

The current level of performance of piston compressors, characterized by the delivery coefficient, is at the level of 0,7. Advanced designs have higher rates, reaching values of 0,8...0,85. However, the negative effect of dead volume prevents the performance level of, for example, screw compressors from being achieved. Therefore, reducing the influence of dead volume on productivity can be considered the main task in improving modern piston machines.

The presented work proposes a solution to eliminate the influence of the most significant component of the dead volume — linear space. As experimental studies have shown, the use of elastic discs mounted on the piston will virtually eliminate linear dead volume, ensure operational safety and increase the flow rate to 14 %.

**Keywords:** piston compressor, dead volume, performance, adiabatic efficiency, power, experiment, linear dead volume.

### References

1. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Fundamentals of Design. Constructions]. 3rd ed. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).
2. Shcherba V. E. Teoriya, raschet i konstruirovaniye porshnevnykh kompressorov ob"yemnogo deystviya [Theory, calculation and design of positive displacement piston compressors]. 2nd ed., add. Moscow, 2023. 323 p. (In Russ.).
3. Kuznetsov L. G., Molodova Yu. I., Prilutskiy A. I. Povysheniye germetichnosti porshnevnykh kompressorov i detandеров [Improving the tightness of piston compressors and expanders] // Kholodil'naya tekhnika. *Refrigeration Equipment*. 1999. No. 9. P. 24–25. (In Russ.).
4. Yusha V. L. Sistemy okhlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob"yemnykh kompressorov [Cooling and gas distribution systems for volumetric compressors]. Novosibirsk, 2006. 286 p. EDN: QMJZJN. (In Russ.).
5. Patent 2694104 Russian Federation, IPC F 04 B 39/04 (2006.01), F 04 B 53/14 (2006.01). Porshnevoy kompressor [Piston-type Compressor] / Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyy A. V. [et al.]. No. 2018132179. (In Russ.).
6. Kotlov A. A. Matematicheskaya model' vozdušnogo porshnevogo kompressora srednego davleniya dlya resheniya zadach energoaudita [Mathematical model of a medium pressure air piston compressor for solving energy audit problems]. Saint Petersburg, 2011. 138 p. (In Russ.).
7. Kotlov A. A., Burakov A. V. Sravnitel'nyy analiz raboty odnostupenchatogo porshnevogo kompressora, szhimayushchego razlichnyye gazy [Comparative analysis of single-stage reciprocating compressor compressing different gases] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35. (In Russ.).
8. Prilutskiy I. K. Razrabotka, issledovaniye i sozdaniye porshnevnykh kompressorov i detandеров dlya kriogennoy tekhniki [Development, research and creation of piston compressors and expanders for cryogenic technology]. Leningrad, 1991. 401 p. (In Russ.).
9. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyy A. V., Goshlyaya R. Yu. Eksperimental'noye issledovaniye rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevnykh kompressornykh stupeney privysokikh otnosheniyakh davleniy nagnetaniya k davleniyu vsasyvaniya [Experimental study of working processes of low-speed longstroke lubrication free piston compressor stages at high discharge pressure to suction pressures] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 2. P. 13–18. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18. (In Russ.).
10. Yusha V. L., Busarov S. S. Eksperimental'naya otsenka indikatornogo koeffitsiyenta podachi porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni [Experimental assessment of the indicator feed coefficient of a piston long-stroke compressor stage] // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressor Technology and Pneumatics*. 2020. No. 3. P. 39–41. (In Russ.).
11. Yusha V. L. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1. (In Engl.).
12. Kassandrova O. N., Lebedev V. V. Obrabotka rezul'tatov [Processing of observation results]. Moscow, 1970. 104 p. (In Russ.).
13. Granovskiy V. S., Siraya T. N. Metody obrabotki eksperimental'nykh dannykh pri izmereniyakh [Methods for processing experimental data during measurements]. Leningrad, 1990. 288 p. (In Russ.).

**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

**BAKULIN Konstantin Aleksandrovich**, Student of gr. TMO-192 of Petrochemical Institute, OmSTU, Omsk.  
Correspondence address: konstantin\_bakulin\_2001@mail.ru

**KOBYLSKIY Roman Eduardovich**, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 3985-1096

AuthorID (SCOPUS): 57220077521

**BUSAROV Igor Sergeevich**, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

Correspondence address: habr86@mail.ru

#### For citations

Busarov S. S., Bakulin K. A., Kobylskiy R. E., Busarov I. S. Prospects for creating modern piston compressors with increased performance // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 25–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-25-31.

Received November 23, 2023.

© S. S. Busarov, K. A. Bakulin, R. E. Kobylskiy, I. S. Busarov