

УДК 621.51+621.56

# Влияние компоновки системы газораспределения на герметичность тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней низкого, среднего и высокого давления

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

Омский государственный технический университет

## Gas distribution system layout effecting tightness of the long-stroke low-speed piston compressor stages at low, medium and high pressures

V.L. Yusha, S.S. Busarov, A. V. Nedovenchanyi

Omsk State Technical University

Рассмотрены рабочие процессы и интегральные характеристики воздушных тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при атмосферном давлении всасывания, а также при низких, средних и высоких давлениях нагнетания. Объектами сравнения являлись ступень с самодействующими клапанами типовой компоновки и ступень с клапаном всасывания, размещенным на стенке цилиндра на значительном удалении от его крышки. В качестве интегральных показателей выступили индикаторный изотермический коэффициент полезного действия, коэффициент подачи и температура нагнетания. Рассмотрены такие независимые параметры, как состояние газа на всасывании, давление нагнетания, основные размеры и параметры ступени, расстояние от клапана всасывания до верхней мертвой точки, диаметры седла клапанов всасывания и нагнетания. Выполнен сравнительный анализ эффективности рабочего процесса воздушной тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени при различном расположении клапанов всасывания в рабочей камере. Уточнена методика расчета рабочего процесса такой ступени в части определения утечек рабочего тела через клапан всасывания с учетом особенностей ее конструктивного исполнения. Исследована взаимосвязь интенсивности массового потока газа через неплотности рабочей камеры ступени с конструктивными особенностями системы газораспределения в части компоновки клапанов всасывания в рабочей камере, диаметра их седла и применяемых конструкционных материалов. Результаты теоретического анализа отражают характер зависимости интегральных характеристик ступени от схемы размещения клапанов всасывания в рабочей камере при низких, средних и высоких давлениях нагнетания.

**EDN:** KWIWNV, <https://elibrary/kwiwnv>**Ключевые слова:** поршневой компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочий процесс, утечки газа, коэффициент подачи, клапаны всасывания и нагнетания

The paper considers working processes and integral characteristics of the air long-stroke low-speed piston compressor stages at the atmospheric suction pressure, as well as at low, medium and high discharge pressures. Comparison objects include a stage with the self-acting valves of standard arrangement and a stage with the suction valve positioned on the

cylinder wall at considerable distance from its cover. Indicated efficiency coefficient, delivery coefficient and discharge temperature are the integral parameters. The paper analyzes also such independent parameters as the working gas state at suction, discharge pressure, main stage dimensions and parameters, distance from the suction valve to the top dead center and seat diameters of the suction and discharge valves. The considered stage working process efficiency is comparatively analyzed with various positions of the suction valves in the working chamber. The paper indicated methodology for computing the working process of a low-speed long-stroke stage in terms of determining the working gas leaks through the suction valve taking into account its design features. It analyzes relationship between intensity of the working gas mass flow through leaks in the stage working chamber and design features of the gas distribution system in terms of the suction valves arrangement in the working chamber, their seats diameter and the applied structural materials. Results of the theoretical analysis reflect the nature of the stage integral characteristics dependence on the suction valves positioning in the working chamber at low, medium and high discharge pressures.

EDN: KWIWNV, <https://elibrary/kwiwnv>

**Keywords:** piston compressor, low-speed long-stroke stage, working process, gas leaks, supply coefficient, suction and discharge valves

Наряду с широко распространенными конструкциями поршневых компрессоров, в которых вращательное движение приводного вала преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня [1–3], все большее применение находят газовые технологические компрессоры малой производительности (широкого диапазона рабочего давления газа) на базе поршневых ступеней с линейным приводом (преимущественно гидравлическим) [4–6].

Анализ известных результатов исследований показал, что в ступени такого типа при определенных соотношениях ее основных конструктивных размеров и времени рабочего цикла и при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра можно повысить давление газа на всасывании от 0,1 до 5,0...12,0 МПа [7–14], причем с обеспечением температуры нагнетания, соответствующей требованиям безопасности [15, 6]. Кроме того, в области малой производительности такие конструкции имеют конкурентные преимущества перед поршневыми и мембранными аналогами по совокупности ресурсных, технологических, весовых и габаритных характеристик [13, 14].

При этом задача интенсивного охлаждения газа в рабочей камере (РК) ступени решена достаточно успешно, а вопросы снижения интенсивности массовых потоков через неплотности в РК до сих пор остаются серьезной проблемой [12–14, 16].

В быстроходных поршневых компрессорных ступенях потери производительности определяются объемным коэффициентом, в тихоход-

ной длинноходовой поршневой компрессорной ступени — коэффициентом плотности (т. е. массовыми потоками через неплотности в РК) [14, 16–23]. В таких ступенях доля массовых потоков через зазоры в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) и неплотности в РК может достигать 40 % всех массовых потоков, через зазоры в закрытых клапанах нагнетания (КН) — 10 %, через зазоры в закрытых клапанах всасывания (КВ) — 50 % [22, 23].

В известных исследованиях апробировано несколько технологий, позволивших снизить влияние массовых потоков через неплотности в РК на потери производительности ступени, в том числе обеспечение требуемых основных размеров и параметров, реализация рационального закона перемещения поршня в цилиндре, совершенствование конструкций цилиндропоршневого уплотнения и клапанов [8, 12–14, 17–20].

С учетом значительного влияния герметичности клапанов на потери производительности ступени и известных технологических проблем при реализации их конструкций с эластомерными компонентами, логично было бы дополнительно исследовать влияние компоновки клапанов на герметичность ступени.

Стандартная компоновка клапанов в РК ступени приведена на рис. 1, а. Исходя из предположения о возможности полного изолирования КВ на значительной части рабочего цикла ступени, рассмотрим вариант его размещения в РК, приведенный на рис. 1, б. Если при стандартной компоновке клапанов в РК ступени

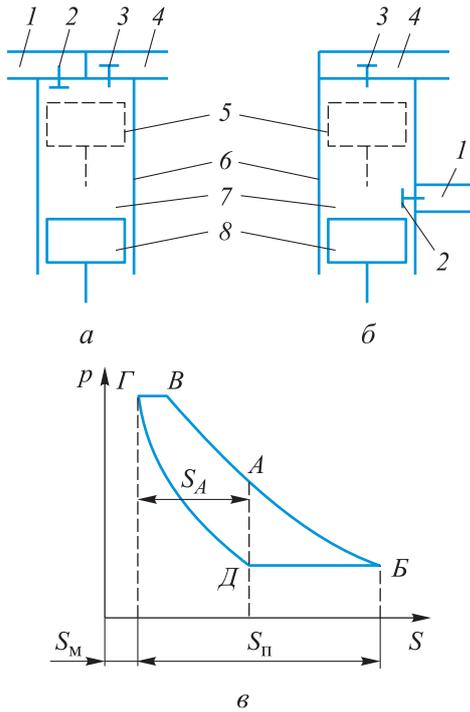


Рис. 1. Схемы ступени поршневого компрессора со стандартным (а), предлагаемым (б) вариантами размещения КВ в РК и индикаторная диаграмма давление газа  $p$  — ход поршня  $S$  (в): 1 и 4 — камера всасывания и нагнетания; 2 — КВ; 3 — КН; 5 и 8 — поршень в положении верхней и нижней мертвой точки; 6 — цилиндр; 7 — РК

(рис. 1, а) утечки газа из РК в камеру всасывания возникают во время процессов сжатия  $B-B$ , нагнетания  $B-\Gamma$  и обратного расширения  $\Gamma-D$  (рис. 1, в), связанного с наличием в РК поршневого компрессора мертвого объема  $S_M$ , то при предлагаемой схеме (см. рис. 1, б) — лишь на

начальном участке процесса сжатия  $B-A$ . Это не может не повлиять на эффективность рабочего процесса.

Цель работы — теоретическая оценка влияния схемы размещения КВ в РК на рабочие процессы и интегральные характеристики воздушной тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени при низких, средних и высоких давлениях нагнетания.

**Методика расчета.** Объектом исследования являлись рабочие процессы воздушной тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени, принципиальная схема размещения клапанов всасывания и нагнетания в которой соответствует рис. 1, б. Методика расчета представляет собой усовершенствованную и ранее верифицированную обобщенную математическую модель рассматриваемой ступени [14], в которой учтены ее конструктивные особенности.

Расчетная схема воздушной тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени приведена на рис. 2, где  $dQ_j$  — количество теплоты, отведенное от газа или подведенное к нему,  $j$  — индекс расчетного шага;  $dm_{вс j}$  и  $dm_{н j}$  — величины изменения массы газа в процессе его течения через клапаны;  $dm_{ЦПГ j}$  — масса газа, теряемого через ЦПГ;  $dQ_{н j}$  и  $dQ_{вн i}$  — количество теплоты, отведенное снаружи и внутри;  $\alpha_{н j}$  и  $T_{н j}$  — коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности цилиндра и температура внешней среды;  $\alpha_{вн j}$  и  $T_{вн j}$  — коэффициент теплоотдачи на внутренней по-

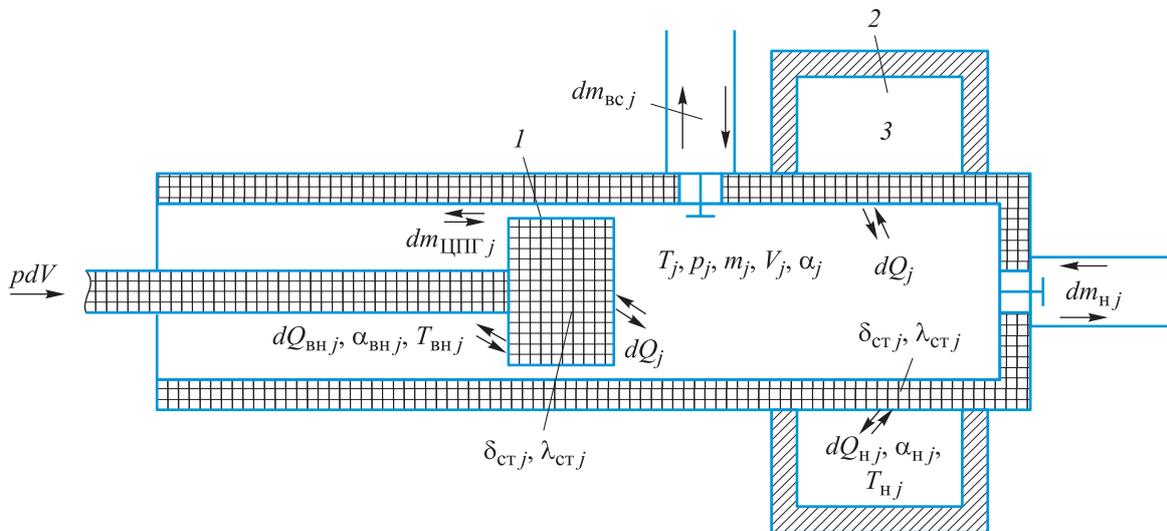


Рис. 2. Расчетная схема воздушной тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени: 1 — поршень; 2 — рубашка охлаждения; 3 — цилиндр

верхности РК и внутренняя температура;  $\lambda_{стj}$  и  $\delta_{стj}$  — коэффициент теплопроводности и толщина материала стенок деталей РК;  $T_j$ ,  $p_j$ ,  $m_j$ ,  $V_j$  и  $\alpha_j$  — температура, давление, масса, объем и коэффициент теплоотдачи газа в РК.

Приняты следующие основные допущения:

- газовая среда — непрерывная и однородная;
- параметры состояния газа изменяются одновременно по всему объему РК;
- изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало;
- теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу;
- параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания — постоянные;
- течение газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры — адиабатное;
- теплообмен между газом и стенками рабочих полостей — конвективный;
- коэффициент теплоотдачи на всех внутренних поверхностях РК — одинаковый в каждый момент времени;
- КВ сообщается с РК лишь во время процесса всасывания и на начальном участке процесса сжатия; на последующем участке процесса сжатия вплоть до его окончания, а также во время процессов нагнетания и обратного расширения КВ перекрывается поршнем, и массовые потоки газа через неплотности закрытого КВ полностью отсутствуют;
- температура поверхности стенок РК изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхности;
- температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра — постоянные.

Система уравнений, описывающих рабочий процесс рассматриваемой ступени, предложенная в работах [12–14], включает в себя:

- 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 состояния реального газа

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

- уравнение Ньютона — Рихмана

$$dQ_j = \alpha_{пр} (T_{пj} - T_r) F_j d\tau;$$

- калорическое уравнение

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau};$$

- уравнение массового баланса

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j;$$

- уравнение механической энергии

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

- 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 изменения массы газа в РК

$$dm_i = \alpha \varepsilon_j f_j \sqrt{2\rho_j \Delta p_j} d\tau;$$

- уравнение для расчета утечек массового потока через закрытые клапаны

$$\frac{dm_{ут.клj}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j \pi D(h_j) \delta_p \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

- уравнение для определения утечек массового потока через ЦПП

$$\frac{dm_{ЦППj}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j D_{ц} \delta_p (p_j, S_j, \tau_j) \sqrt{2\rho_j \Delta p_j},$$

где  $dU_j$  — изменение внутренней энергии газа, Дж;  $d\tau$  — элементарный промежуток времени, с;  $dL_j$  — работа, совершенная над газом или самим газом, Дж;  $dQ_j$  — элементарный тепловой поток, К;  $dm_j$  — величина изменения массы газа в РК, кг;  $i_j$  — энтальпия газа, Дж/кг;  $\xi_j$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(К·кг);  $C_{vj}$  — объемная теплоемкость газа, Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $\alpha_{пр}$  — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и зависящий от ее геометрических характеристик, режима течения, свойств и параметров газа;  $T_{пj}$  и  $T_r$  — температура поверхности и газа, К;  $F_j$  — площадь теплообмена, м<sup>2</sup>;  $U_0$  — начальная внутренняя энергия газа, Дж; м<sup>2</sup>;  $m_0$  — начальная масса газа в РК, кг;  $S_D$  — площадь поршня ступени, м<sup>2</sup>;  $m_{пл}$  — масса запорного элемента (пластины) клапана, кг;  $h_j$  — текущая координата подъема запорного элемента, м;  $F_{гj}$  — газовая сила, Н;  $F_{прj}$  — сила упругости пружины, Н;  $F_{трj}$  — сила трения газа, Н;  $G$  — вес запорного

элемента клапана, принятый равным нулю при его горизонтальном расположении, Н;  $F_{элj}$  — сила упругости эластомерного элемента, Н;  $\alpha$  — коэффициент расхода для клапанов;  $\varepsilon_j$  — коэффициент расширения газа;  $f_j$  — площадь проходного сечения клапана, м<sup>2</sup>;  $\rho_{гj}$  — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_j$  — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па;  $\alpha_j$  — коэффициент расхода;  $D(h_j)$  — функция изменения периметра прилегания запорного органа к седлу клапана от высоты подъема запорного органа, м;  $D_{ц}$  — диаметр цилиндра, м;  $\delta_p(p_j, S_j, \tau_j)$  — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитаны с помощью эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и расхода газа [12–14, 18–21]. Методика расчета нестационарного процесса теплопередачи между газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно описана в публикации [24].

Для расчета выбраны следующие условия однозначности. Физические: рабочее тело — воздух; материал деталей рассматриваемой ступени — сталь (в одном из вариантов седло выполнено из эластомерного материала); внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра — 0,05...0,08 м, ход поршня —  $S = 0,5...0,8$  м, диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания  $d_{с0} = 0,0015$  м. Граничные: давление газа в камере всасывания — 0,1 МПа, температура газа в камере всасывания — 293 К, давление газа в камере нагнетания — 0,3...10,0 МПа, температура внешней охлаждающей среды — 293 К, время рабочего цикла — 2...4 с.

**Результаты расчета и их анализ.** Результаты исследования влияния схемы размещения КВ в РК на массовые потоки газа через неплотности в РК ступени за каждый расчетный интервал времени от времени рабочего цикла приведены на рис. 3. Видно, что изменение компоновки КВ в РК в соответствии с предложенной схемой оказывает определяющее влияние на ее герметичность.

Такое значительное изменение интенсивности массовых потоков через неплотности РК при перемещении КВ с крышки цилиндра на его зеркало оказывает заметное влияние на изменение индикаторных диаграмм и инте-

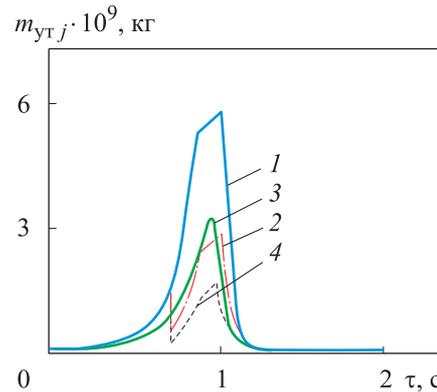


Рис. 3. Зависимости массовых потоков газа через неплотности в РК  $m_{гтj}$  от времени рабочего цикла  $\tau$  при различных схемах размещения КВ в РК ступени: 1 и 2 — суммарные массовые потоки газа, утекающие через все неплотности при размещении КВ на крышке и зеркале цилиндра соответственно; 3 и 4 — массовые потоки газа, утекающие из РК через зазоры в КВ и цилиндропоршневом уплотнении при размещении КВ на крышке и зеркале цилиндра соответственно

гральных характеристик рассматриваемой ступени.

Примеры индикаторных диаграмм при давлениях газа на всасывании  $p_{вс} = 0,1$  МПа и нагнетании  $p_{н} = 10,0$  МПа, диаметре цилиндра  $D_{ц} = 0,05$  м, полном ходе поршня  $S_{п} = 0,5$  м, времени рабочего цикла  $\tau = 2$  с и различных схемах размещения КВ в РК ступени приведены на рис. 4, а. Видно, что при расположении КВ на стенке цилиндра (удаленно от его крышки) процесс обратного расширения протекает более полого, а процесс всасывания начинается немного позже, чем при расположении КВ на крышке цилиндра.

Однако существенное снижение утечек газа в процессе сжатия приводит к заметному изменению характера его протекания и, соответственно, к увеличению действительной производительности ступени. Это следует из сравнения продолжительности процессов нагнетания в рассматриваемых вариантах индикаторных диаграмм.

В то же время повышение массы сжимаемого газа при неизменной интенсивности отвода теплоты от внешней поверхности цилиндра приводит к некоторому росту его температуры как в процессе сжатия, так и в процессе нагнетания (рис. 4, б).

Такое существенное влияние расположения КВ на рабочие процессы ступени отразилось на ее интегральных характеристиках (рис. 5). Наиболее принципиальным результатом

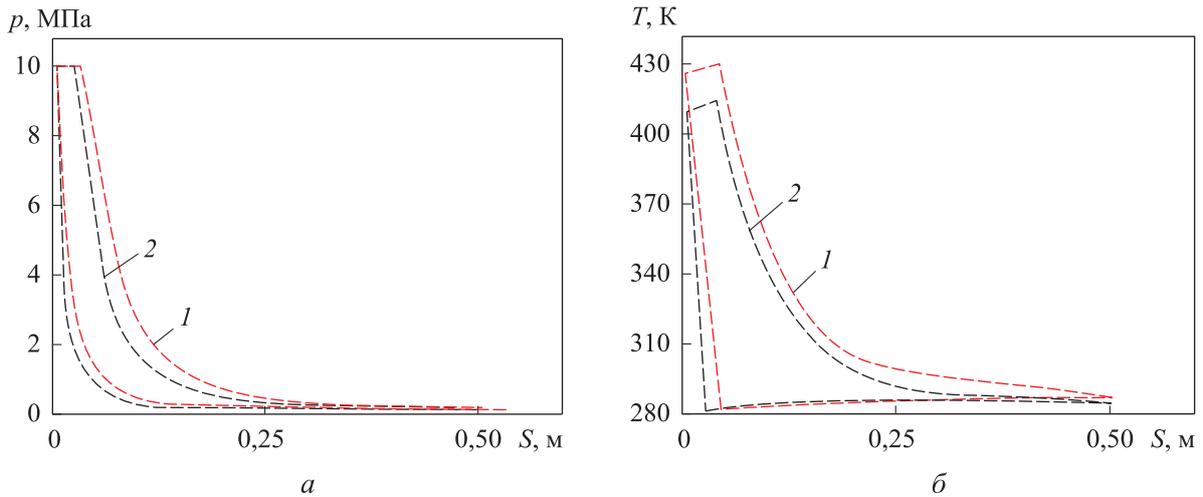


Рис. 4. Индикаторные (а) и температурные (б) диаграммы ступени при  $p_{vc} = 0,1$  МПа,  $p_n = 10,0$  МПа,  $D_c = 0,05$  м,  $S_n = 0,5$  м,  $\tau = 2$  с и расположении КВ на стенке (1) и крышке (2) цилиндра

оказалось то, что перенос КВ с крышки цилиндра на его цилиндрическую поверхность приводит к заметному увеличению коэффициента подачи  $\lambda$  (до 50 % при степени повышения давления  $\epsilon = p_n/p_{vc} = 100$ ) и индикаторного изотермического коэффициента полезного действия (КПД)  $\eta$  (до 40...50 % при  $\epsilon = 100$ ).

При степени повышения давления  $\epsilon = 20...50$  увеличение коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД составляет 5...10 %, а при низких давлениях газа — менее 5 %. Повышение энергоэффективности рабочего процесса сопровождается некоторым ростом температуры нагнетания (на 10...15 К при  $\epsilon = 20...100$ ), что обусловлено большей

массой газа в РК ступени в процессе сжатия при неизменной интенсивности внешнего охлаждения стенок цилиндра.

Следует отметить, что полученные результаты характерны лишь для тихоходных компрессоров среднего и высокого давления, к которым относятся рассматриваемые ступени, а также мембранные, имеющие схожие режимные параметры. В быстроходных поршневых компрессорах интенсивность массообмена через неплотности РК существенно ниже, и изменение компоновки КВ не оказывает заметного влияния на коэффициент подачи.

Еще одним фактором, влияющим на интенсивность утечек газа и эффективность рабочего процесса рассматриваемой ступени, является определяющий размер проходного сечения клапанов — диаметр седла. Известно, что он

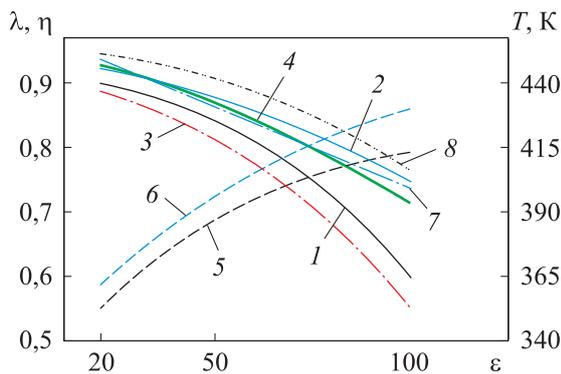


Рис. 5. Зависимости интегральных характеристик ступени от степени повышения давления  $\epsilon$  при различных вариантах расположения КВ в РК и значениях времени рабочего цикла: 1, 3, 5 и 2, 4, 6 — коэффициентов подачи  $\lambda$ , индикаторных изотермических КПД  $\eta$  и температур нагнетания  $T$  при  $\tau = 2$  с при расположении КВ на крышке и зеркале цилиндра соответственно; 7 и 8 — коэффициентов подачи  $\lambda$  для обоих вариантов при  $\tau = 0,10$  и  $0,03$  с

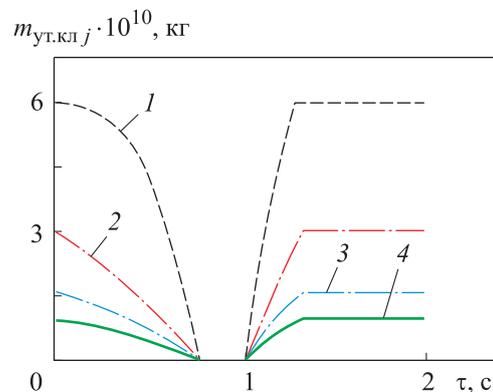


Рис. 6. Зависимости утечек газа через неплотности КН  $m_{ут.клj}$  от времени рабочего цикла  $\tau$  при размещении КВ на зеркале цилиндра и отношении диаметров  $d_{ci}/d_{c0} = 1$  (1), 0,5 (2), 0,3 (3) и 0,1 (4)

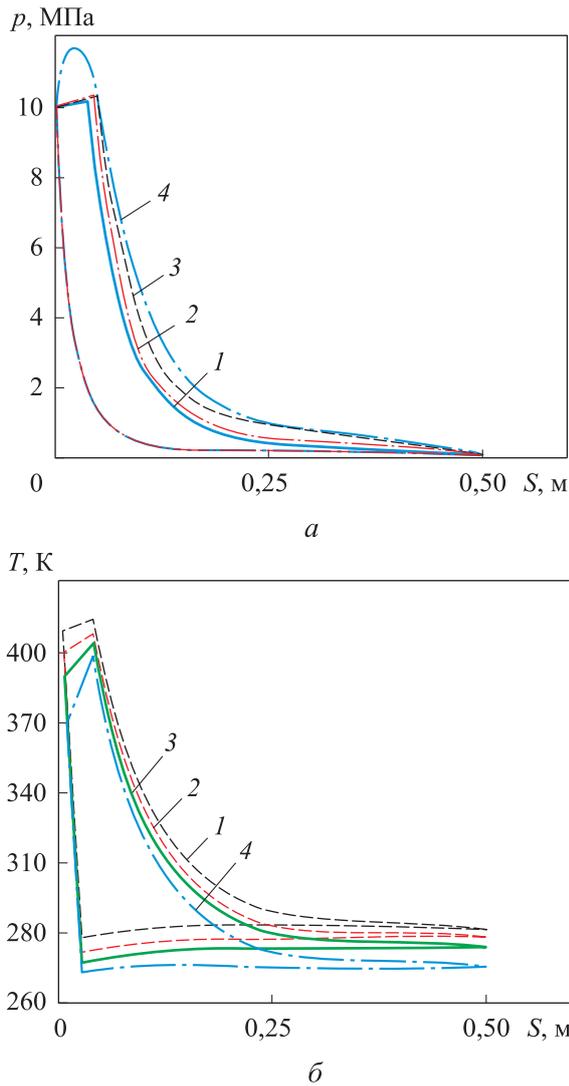


Рис. 7. Индикаторные (а) и температурные (б) диаграммы при  $p_{вс} = 0,1$  МПа,  $p_n = 10,0$  МПа,  $D_{ц} = 0,05$  м,  $S_n = 0,5$  м,  $\tau = 2$  с (при размещении клапана всасывания на зеркале цилиндра) и отношении диаметров  $d_{ci}/d_{c0} = 1$  (1), 0,5 (2), 0,3 (3) и 0,1 (4)

влияет как на площадь проходного сечения проточной части клапана, так и на периметр зазора в закрытом клапане [1–3].

Влияние этого конструктивного параметра, определяемого отношением диаметров  $d_{ci}/d_{c0}$  (где  $d_{ci}$  — уменьшенный диаметр седла клапана), на рабочий процесс рассматриваемой ступени показано на рис. 6 и 7, а на ее интегральные характеристики — на рис. 8.

Очевидно, что периметр зазора между запорным органом и седлом КН не может напрямую влиять на утечки газа из РК. Однако уменьшение диаметра его седла и, соответственно, периметра зазора, существенно снижает притечки горячего газа из камеры нагнетания

в РК в процессах всасывания, сжатия и обратного расширения (см. рис. 6).

Последнее может привести к снижению температуры при всасывании и сжатии и, как следствие, при нагнетании (рис. 7, б); а также к некоторому увеличению производительности (рис. 7, а). При этом одновременное уменьшение площади проходного сечения КН ожидаемо приводит к возрастанию индикаторных потерь в процессе нагнетания.

Изменение диаметра седла КН приводит к одновременному уменьшению (увеличению) площади проходного сечения проточной части КН и, соответственно, площади зазора в закрытом клапане. Следовательно, изменяется соотношение между степенью влияния на интегральные характеристики ступени индикаторных потерь в процессе нагнетания и массы газа, натекающей из камеры нагнетания (см. рис. 8).

Анализ приведенных результатов, позволяет заключить, что при размещении КВ на зеркале цилиндра существует оптимальное значение диаметра седла КН, обеспечивающее такое соотношение площади проходного сечения и периметра зазора в закрытом клапане, при котором обеспечиваются максимальные параметры основных интегральных характеристик.

В приведенном примере совокупное применение усовершенствованной конструкции системы газораспределения (компоновка системы газораспределения, выбор диаметра седла, применение эластомерных конструктивных элементов) позволило увеличить коэффициент

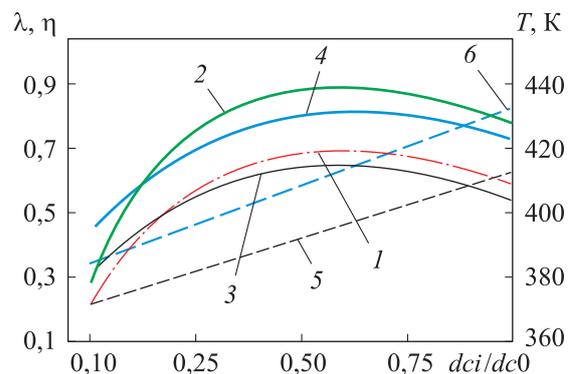


Рис. 8. Зависимости интегральных характеристик ступени с размещением КВ на зеркале цилиндра от отношения диаметров  $d_{ci}/d_{c0}$  при  $p_{вс} = 0,1$  МПа,  $p_n = 10,0$  МПа,  $D_{ц} = 0,05$  м,  $S_n = 0,5$  м и  $\tau = 2$  с: 1, 3, 5 и 2, 4, 6 — коэффициентов подачи  $\lambda$ , индикаторных изотермических КПД  $\eta$  и температур нагнетания  $T$  для металлических клапанов и клапанов с эластомерными элементами соответственно

подачи с ранее достигнутого значения (около 0,6 при  $p_n/p_{вс} = 100$ ) [13, 14, 17–19] практически до 0,9, а индикаторный изотермический КПД — с 0,55 примерно до 0,8. При этом обеспечивается приемлемый уровень температуры нагнетания (не более 420 К).

## Выводы

1. По результатам расчетно-теоретических исследований выполнена оценка влияния конструктивных параметров системы газораспределения на рабочие процессы и интегральные характеристики тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением цилиндра. В качестве объектов сравнения рассмотрены ступени с типовой компоновкой самодействующих клапанов и ступени с размещением КВ на стенке цилиндра на значительном удалении от его крышки при различных значениях диаметра седла, а также с применением эластомерных элементов конструкции этих клапанов и без них.

2. Для реализации этих исследований уточнена методика расчета рабочего процесса тихоходной длинноходовой ступени в части опреде-

ления утечек газа через КВ с учетом особенностей ее конструктивного исполнения.

3. Показано, что в области средних и высоких давлений применение предлагаемой компоновки КВ, эластомерных конструктивных элементов клапанов, а также подбор оптимального диаметра седла позволяют повысить коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД рассматриваемой ступени на 10...50 % по сравнению с ранее достигнутыми результатами в этой области. Даже на предельных режимах ( $p_n/p_{вс} = 100$  при  $p_{вс} = 0,1$  МПа) коэффициент подачи может составлять около 0,9, а индикаторный изотермический КПД — около 0,8. При этом обеспечивается приемлемый уровень температуры нагнетания (не более 420 К). Для режимов работы в области низкого давления изменение компоновки системы газораспределения не приводит к существенному улучшению интегральных характеристик.

4. С точки зрения эффективности рабочего процесса полученные результаты соответствуют международным стандартам и существенно повышают конкурентоспособность поршневых машин рассмотренного типа в области малорасходных компрессоров среднего и высокого давления.

## Литература

- [1] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 743 с.
- [2] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [3] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 2. *Основы проектирования. Конструкции*. Москва, КолосС, 2008. 720 с.
- [4] Михайлов А.К., Ворошилов В.П. *Компрессорные машины*. Москва, Энергоатомиздат, 1989. 286 с.
- [5] Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И. *Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров*. Санкт-Петербург, СПбГАХИТ, 1995. 193 с.
- [6] Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. и др. Теоретическая оценка возможности замены многоступенчатых малорасходных поршневых компрессоров на одноступенчатые. *Омский научный вестник*, 2015, № 3(143), с. 66–69.
- [7] Бусаров С.С., Юша В.Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 4, с. 80–89, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.24408>
- [8] Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. и др. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 11, с. 26–35, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-11-26-35>
- [9] Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V., Yusha V.L. et al. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage. *Chem. Petrol. Eng.*, 2017, vol. 52, no. 9–10, pp. 597–601, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0239-4>

- [10] Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V., Yusha V.L. 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/s10556-017-0239-4>
- [11] Busarov S.S., Yusha V.L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages. *Chem. Petrol. Eng.*, 2021, vol. 57, no. 3, pp. 576–582, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00978-x>
- [12] Громов А.Ю. *Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2017. 213 с.
- [13] Недовенчаный А.В. *Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом*. Дисс. ... кан. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2020. 232 с.
- [14] Бусаров С.С. *Создание и совершенствование несмазываемых поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней*. Дисс. ... док. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2023. 32 с.
- [15] Busarov S.S., Vasiliev V.K., Busarov I.S. et al. Theoretical evaluation of the efficiency of gas single-stage reciprocating compressor medium pressure units. *AIP Conf. Proc.*, 2017, vol. 1876 no. 1, art. 020037, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4998857>
- [16] Busarov S.S., Yusha V.L., Filkin N.Yu. et al. Implementing the principles of operating processes schematization and of performance loss distribution when designing long-stroke reciprocating compressor stages. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2021, vol. 1180, art. 012016, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1180/1/012016>
- [17] Юша В.Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2022, т. 6, № 3, с. 24–39, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39>
- [18] Бусаров С.С., Кобыльский Р.Э., Сеницын Н.Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 2, с. 101–111, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-101-111>
- [19] Бусаров С.С., Юша В.Л., Кобыльский Р.Э. Экспериментальная оценка эффективности манжетного уплотнения цилиндропоршневой группы длинноходовой компрессорной ступени. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2020, т. 4, № 3, с. 20–27, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27>
- [20] Бусаров И.С., Бусаров С.С., Юша В.Л. Влияние деформации проточной части эластомерных элементов самодействующих клапанов на характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2021, т. 5, № 4, с. 33–38, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38>
- [21] Busarov S.S., Yusha V.L., Kobilsskiy R. et al. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units. *Chem. Petrol. Eng.*, 2020, vol. 56, no. 7–8, pp. 664–672, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6>
- [22] Бусаров С.С., Юша В.Л., Бусаров И.С. и др. Оценка негерметичности самодействующих клапанов с эластомерными конструктивными элементами и ее влияния на рабочий процесс тихоходных поршневых компрессорных ступеней. *Компрессорная техника и пневматика*, 2018, № 3, с. 9–13.
- [23] Бусаров С.С., Бусаров И.С., Титов Д.С. Исследования влияния неплотностей рабочей камеры на рабочий процесс сверхтихоходных длинноходовых поршневых компрессорных и насосных агрегатов. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2019, № 6, с. 25–27.
- [24] Бусаров С.С. *Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2008. 123 с.

## References

- [1] Frenkel M.I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 743 p. (In Russ.).
- [2] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory*. T. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [3] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory*. T. 2. *Osnovy proektirovaniya. Konstruktsii* [Piston compressors. Vol. 2. Fundamentals of design. Construction]. Moscow, KolosS Publ., 2008. 720 p. (In Russ.).
- [4] Mikhaylov A.K., Voroshilov V.P. *Kompressornyye mashiny* [Compressor machines]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 286 p. (In Russ.).
- [5] Prilutskiy I.K., Prilutskiy A.I. *Raschet i proektirovanie porshnevyykh kompressorov i detanderov* [Calculation and designing of reciprocating compressors and detanders]. Sankt-Petersburg, SPbGAKhPT Publ., 1995. 193 p. (In Russ.).
- [6] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V., et al. A theoretical estimate of possibility of replacing low consumption multi-stage reciprocating compressors. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2015, no. 3(143), pp. 66–69. (In Russ.).
- [7] Busarov S.S., Yusha V.L. Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, vol. 24, no. 4, pp. 80–89, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.24408> (in Russ.).
- [8] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V. et al. An analysis of the influence of the linear hydraulic drive regulation law on the energy and dynamic characteristics of a single-stage compressor unit. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 11, pp. 26–35, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-11-26-35> (in Russ.).
- [9] Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V., Yusha V.L. et al. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage. *Chem. Petrol. Eng.*, 2017, vol. 52, no. 9–10, pp. 597–601, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0239-4>
- [10] Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V., Yusha V.L. 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/s10556-017-0239-4>
- [11] Busarov S.S., Yusha V.L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages. *Chem. Petrol. Eng.*, 2021, vol. 57, no. 3, pp. 576–582, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00978-x>
- [12] Gromov A.Yu. *Razrabotka porshnevyykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovanie 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.]. Omsk, OmGTU Publ., 2017. 213 p. (In Russ.).
- [13] Nedovenchanyy A.V. *Povyshenie energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym gidroprivodom*. Diss. kan. tekhn. nauk [Increase of energy and dynamic efficiency of a low-flow single-stage compressor unit with a linear hydraulic drive. Kand. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGTU Publ., 2020. 232 p. (In Russ.).
- [14] Busarov S.S. *Sozdanie i sovershenstvovanie nesmazyyemykh porshnevyykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodnykh stupeney*. Diss. dok. tekhn. nauk [Design and development of non-lubricated piston compressors of medium and high pressure on the basis of low-flow low-speed long stroke stages. Kand. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGTU Publ., 2023. 32 p. (In Russ.).
- [15] Busarov S.S., Vasiliev V.K., Busarov I.S. et al. Theoretical evaluation of the efficiency of gas single-stage reciprocating compressor medium pressure units. *AIP Conf. Proc.*, 2017, vol. 1876 no. 1, art. 020037, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4998857>

- [16] Busarov S.S., Yusha V.L., Filkin N.Yu. et al. Implementing the principles of operating processes schematization and of performance loss distribution when designing long-stroke reciprocating compressor stages. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2021, vol. 1180, art. 012016, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1180/1/012016>
- [17] Yusha V.L. Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2022, vol. 6, no. 3, pp. 24–39, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39> (in Russ.).
- [18] Busarov S.S., Kobylskiy R.E., Sinityn N.G. Theoretical assessment of possible reduction in mass leaks of working medium from a reciprocating compressor chamber. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2022, no. 2, pp. 101–111, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-101-111> (in Russ.).
- [19] Busarov S.S., Yusha V.L., Kobylskiy R.E. Experimental evaluation of effectiveness of lip seal of cylinder-piston group of long-stroke compressor stage. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2020, vol. 4, no. 3, pp. 20–27, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27> (in Russ.).
- [20] Busarov I.S., Busarov S.S., Yusha V.L. The effect of deformation of flow part of elastomeric elements of self-acting valves on characteristics of low-speed long-stroke compressor stages. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2021, vol. 5, no. 4, pp. 33–38, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38> (in Russ.).
- [21] Busarov S.S., Yusha V.L., Kobilsskiy R. et al. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units. *Chem. Petrol. Eng.*, 2020, vol. 56, no. 7–8, pp. 664–672, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6>
- [22] Busarov S.S., Yusha V.L., Busarov I.S. et al. Evaluation of leakage of self-acting valves with elastomeric structural elements and its influence on the working process of slow-speed piston compressor stages. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2018, no. 3, pp. 9–13. (In Russ.).
- [23] Busarov S.S., Busarov I.S., Titov D.S. Study of the influence of non-tightness of the working chamber on the working process of long-stroke ultra-low-speed piston compressor and pump units. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and Petroleum Engineering], 2019, no. 6, pp. 25–27. (In Russ.).
- [24] Busarov S.S. *Povyshenie effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitelnykh mashin*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of compressor equipment of road-building machines. Kand. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGTU Publ., 2008. 123 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 02.02.2024

## Информация об авторах

**ЮША Владимир Леонидович** — доктор технических наук, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан Петрохимического института. Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: 1978yusha@mail.ru).

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

**НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич** — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: lonewolf\_rus88@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. Влияние компоновки системы газораспределения на герметичность тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней низкого, среднего и высокого давления. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 11, с. 89–100.

### Please cite this article in English as:

Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyi A.V. Gas distribution system layout effecting tightness of the long-stroke low-speed piston compressor stages at low, medium and high pressures. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 11, pp. 89–100.

## Information about the authors

**YUSHA Vladimir Leonidovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, Dean of the Petrochemical Institute. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: 1978yusha@mail.ru).

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

**NEDOVENCHANYI Aleksey Vasilievich** — Candidate of Science (Eng.), Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: lonewolf\_rus88@mail.ru).



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

**«Курс теоретической механики»**

**Авторы: В.И. Дронг, В.В. Дубинин и др.**

Изложены кинематика, статика, динамика точки, твердого тела и механической системы; аналитическая механика; теория колебаний; теория удара; введение в динамику тел переменной массы; основы небесной механики. Приведены примеры решения задач.

Содержание учебника соответствует программе и курсу лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов машиностроительных вузов и технических университетов. Может быть полезен аспирантам и преподавателям, а также специалистам в области статики и динамики механических систем.

### 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>