

УДК 621.512

Влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре «поршневое кольцо — зеркало цилиндра» компрессора

Д-р техн. наук В. А. ПРОНИН¹, В. А. ЦВЕТКОВ²,
канд. техн. наук Ю. И. МОЛОДОВА³, Д. В. ЖИГНОВСКАЯ⁴

¹maior.pronin@mail.ru, ²wadimtsvetkov@mail.ru, ³julia_molodova@mail.ru, ⁴diana.zhignovskaya@gmail.com

Университет ИТМО

Приводятся предпосылки к проведению расчетов протечек в уплотнительных узлах поршневого компрессора с учетом подвижности стенок щели «поршневое кольцо-зеркало цилиндра». Разработана математическая модель массообмена в поршневом уплотнении. На сегодняшний день известна математическая модель рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами, основанная на использовании уравнений термодинамики переменной массы, а также система дифференциальных уравнений, описывающих стационарное ламинарное течение реального газа в узкой сухой щели с неподвижными стенками. Расчет протечек и перетечек, проводимый без учета подвижности канала «поршневое кольцо-цилиндр», может быть откорректирован для получения более точных результатов. В процессе работы компрессора поршень совершает возвратно-поступательное движение, а также имеет место перепад давлений в радиальной щели. Данные обстоятельства необходимо учесть, а именно знакопеременное движение стенки (уплотнительного кольца) и напорный характер движения газа в рассматриваемом зазоре. Они будут влиять на распределение скорости газа, а также на расход газа через поршневое кольцо.

Ключевые слова: поршневой компрессор, утечки, перетечки, поршневые кольца, течение газа, массообмен, скорость газа, расход газа, вязкость, перепад давления, подвижность, математическая модель.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 25.02.2020, принята к печати 24.04.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-2-19-25

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Пронин В. А., Цветков В. А., Молодова Ю. И., Жигновская Д. В. Влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре «поршневое кольцо — зеркало цилиндра» компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 2. С. 19–25.

The influence of slot wall mobility on gas flow in «piston ring-cylinder mirror» slot of a compressor

D. Sc. V. A. PRONIN¹, V. A. TSVETKOV², Ph. D. J. I. MOLDOVA³, D. V. ZHIGNOVSKAIA⁴

¹maior.pronin@mail.ru, ²wadimtsvetkov@mail.ru, ³julia_molodova@mail.ru, ⁴diana.zhignovskaya@gmail.com

ITMO University

The article provides prerequisites for calculating leaks in the sealing units of a piston compressor, taking into account the mobility of the walls of the «piston ring-cylinder mirror» slot. A mathematical model of mass transfer in a piston seal is being developed. To date, a mathematical model of the working process when piston is sealed by rings is known, based on the use of thermodynamics equations of variable mass, as well as a system of differential equations describing the stationary laminar radial flow of a real gas in a narrow dry gap with fixed walls. The calculation of leaks and overflows, carried out without taking into account the mobility of the «piston ring-cylinder» channel, can be adjusted to obtain more accurate results. During the operation of the compressor, the piston performs a reciprocating motion, and there is also a pressure drop in the radial slot. These circumstances must be taken into account, namely the alternating movement of the wall (o-ring) and the pressure nature of the gas movement in the gap under consideration. They will affect the distribution of the gas velocity in the radial gap, as well as the elementary flow rate.

Keywords: piston compressor, leaks, overflows, piston rings, gas flow, mass transfer, gas velocity, gas flow rate, viscosity, pressure drop, mobility, mathematical model.

Article info:

Received 25/02/2020, accepted 24/04/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-2-19-25

Article in Russian

For citation:

Pronin V. A., Tsvetkov V. A., Moldova J. I., Zhignovskaia D. V. The influence of slot wall mobility on gas flow in a «piston ring-cylinder mirror» slot of a compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 2. p. 19-25.

Введение

Массообменные потери в ступени поршневого компрессора оказывают влияние на рабочий процесс. К ним относят внешние утечки — безвозвратные потери рабочей среды из газового тракта компрессора и перетечки — внутренние утечки газа из полостей с более высоким давлением в полости с более низким давлением. Утечки и перетечки отрицательно влияют на работу поршневого компрессора, уменьшая производительность ступени, увеличивая затраты мощности на компримирование рабочей среды и приводят к снижению коэффициента полезного действия машины в целом. Очевидно, что данные потери будут наблюдаться в уплотнительных узлах поршневого компрессора: утечки через сальниковые уплотнения, а в ряде случаев — через поршневые кольца, а также перетечки в самом уплотнении поршня кольцами.

Математическая модель рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами основана на использовании уравнений термодинамики переменной массы и подробно рассмотрена в [1]. Также следует отметить, что в работах [2]–[11] и др. производится, в том числе, анализ работы уплотнения поршня. Однако сведения об учете подвижности стенок, образующих радиальный канал в паре «поршень–цилиндр», «поршневое кольцо–цилиндр», в настоящее время в отечественной литературе отсутствуют. Моделирование течения газа в подвижных каналах отражено в ряде работ [12]–[20] для винтовых компрессоров и машин динамического действия. Для поршневых машин исследование влияния подвижности стенки при анализе массообмена остается актуальным.

Целью исследования является определение отличий в характере течения газа в радиальной щели «поршневое кольцо–цилиндр» при движении поршня из положения верхней мертвой точки и изменении направления движения поршня — из нижней мертвой точки. Для достижения поставленной цели определена задача разработки методики расчета массообменных потерь через поршневое уплотнение, с учетом подвижности стенок, ограничивающих рассматриваемый радиальный канал.

Материалы и методы

Система дифференциальных уравнений, описывающих стационарное ламинарное течение реального газа в узкой сухой щели с неподвижными стенками после оценки малости порядка всех их членов и отбрасывания членов, имеющих малую величину по сравнению с остальными, с учетом обозначений, показанных на рис. 1, может быть записана в следующем виде [12]:

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right). \quad (1)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 0. \quad (2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0. \quad (3)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u i^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w i^*) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu u \frac{\partial u}{\partial z} + \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (4)$$

Примем $i^* = i + \frac{1}{2} u^2$, (5) здесь w , u — радиальная

и осевая составляющие скорости газа в щели, соответственно; p , ρ , T — давление, плотность и абсолютная температура; i — энтальпия; μ и λ — динамическая вязкость и теплопроводность газа, соответственно.

При решении принятой системы уравнений сделаны допущения:

1. Щель — радиальная с параллельными стенками, сухая.
2. Течение — стационарное ламинарное адиабатное.
3. Поперечная составляющая скорости в узкой щели w существенно меньше продольной составляющей u .
4. Стенки — неподвижны.

Рассмотрим подробнее ламинарное течение газа в зазоре, образованном двумя параллельными стенками, с учетом последнего допущения.

Возьмем для рассмотрения часть потока между двумя произвольными сечениями 1–1 и 2–2, расположенными на расстоянии L друг от друга (глубина зазора), и высотой зазора h . Обозначим высоту взятой части потока $2u$ (по u в обе стороны от оси x , проведенной вдоль потока на одинаковом расстоянии от ограничивающих стенок) (рис. 2, а). Шириной потока является площадь кругового кольца, заключенного между двумя концентрическими окружностями с радиусами R_1 — радиус цилиндра компрессора, R_2 — радиус поршневого кольца по наружной поверхности. В таком случае эпюра распределения скоростей газа без учета подвижности стенки будет соответствовать рис. 2, б.

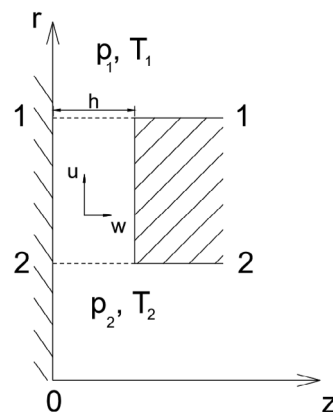


Рис. 1 Схема радиальной щели

Fig. 1. Radial slot

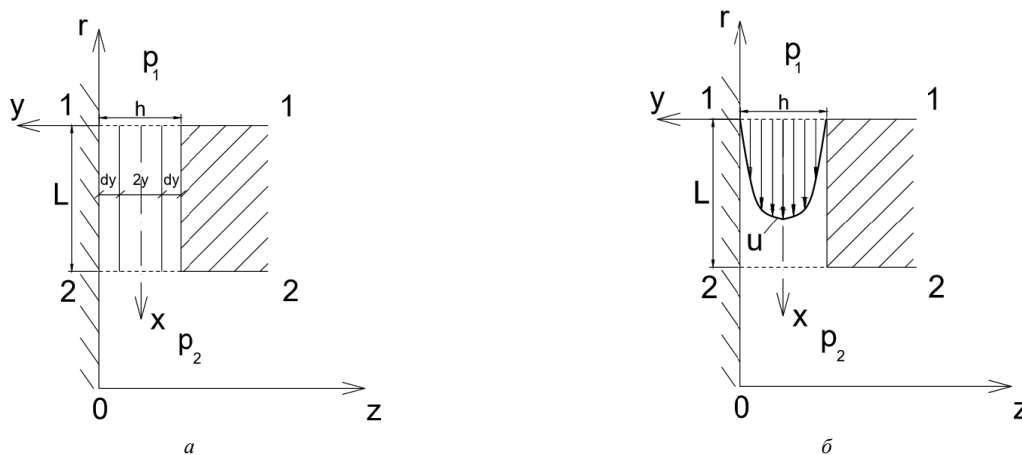


Рис. 2. Схема течения газа в радиальном зазоре (без учета подвижности стенки):

а — расчетная схема; б — эпюра распределения скоростей

Fig. 2. Gas flow in radial slot (without taking into account slot mobility): а — design model; б — velocity distribution epure

Составим уравнение сил, действующих на выделенный объем, при его равномерном движении:

$$2yh(p_2 - p_1) = -\mu \frac{du}{dy} \pi (R_1^2 - R_2^2). \quad (6)$$

Приняв $h=1$ и обозначив перепад давления в радиальной щели $p_2 - p_1 = \Delta p$, определим из выражения (6) приращение скорости, соответствующее приращению координаты dy :

$$du = -\frac{\Delta p}{\mu \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2)} y dy. \quad (7)$$

Проинтегрировав выражение (7), получим

$$u = -\frac{\Delta p}{\mu \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2)} y^2 + C. \quad (8)$$

Граничными условиями для нахождения постоянной интегрирования C являются: $y = \frac{h}{2}$, $u = 0$. Тогда

$C = \frac{\Delta p}{\mu \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2)} \cdot \frac{h^2}{4}$ и формула распределения скорости

в щели примет вид

$$u = \frac{\Delta p}{\mu \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2)} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right). \quad (9)$$

Используя формулу (9), определим расход газа \bar{V} , для чего возьмем две элементарные площадки размером dy , которые симметричны относительно оси x (рис. 2, а). Тогда расход составит:

$$d\bar{V} = \frac{\Delta p}{\mu \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2)} \int_0^{\frac{h}{2}} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) 2dy, \quad (10)$$

Из выражения (10) получим:

$$\bar{V} = \frac{\Delta p h^3}{12\mu (R_1^2 - R_2^2)}. \quad (11)$$

На практике, одна из стенок, образующих зазор (в нашем случае наружная поверхность уплотнительного кольца), перемещается параллельно другой стенке (зеркалу цилиндра) с некоторой скоростью c_n — скоростью поршня. Рассмотрев в таком случае безнапорное

движение газа в щели (давление в зазоре по длине постоянно $\Delta p = 0$), можно сделать вывод о том, что подвижная стенка будет увлекать за собой некоторую часть газа (рис. 3).

Выделим в произвольной части зазора прямоугольный элемент и рассмотрим действующие на этот элемент силы. Значения давления p на правую и левую грани равны. Для обеспечения равновесия сил необходимо соблюдение равенства касательных напряжений τ на верхнюю и нижнюю грани выделенного элемента, поэтому примем $\tau_2 = \tau_1 + d\tau$. Можно сделать вывод о том, что для расчетной схемы (рис. 3) значение касательных напряжений будет иметь вид:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dy} = C. \quad (12)$$

Проинтегрировав выражение (12), получим:

$$u = -\frac{C}{\mu} y + C_1. \quad (13)$$

Постоянные интегрирования C и C_1 находятся из граничных условий: при $y = \frac{h}{2}$, $u = 0$ и при $y = -\frac{h}{2}$, $u = c_n$.

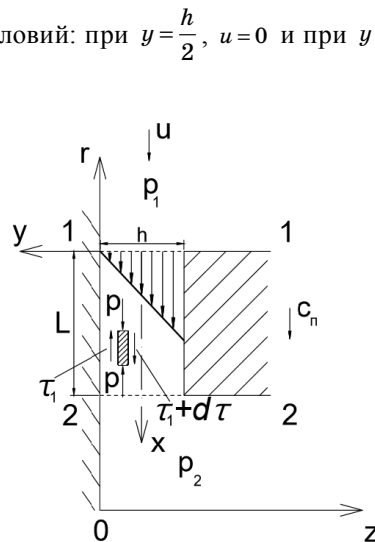


Рис. 3. Эпюра распределения скоростей в зазоре с учетом подвижности одной из стенок при безнапорном движении

Рис. 3. Epure of velocity distribution in the gap taking into account the mobility of one of the walls under free flow

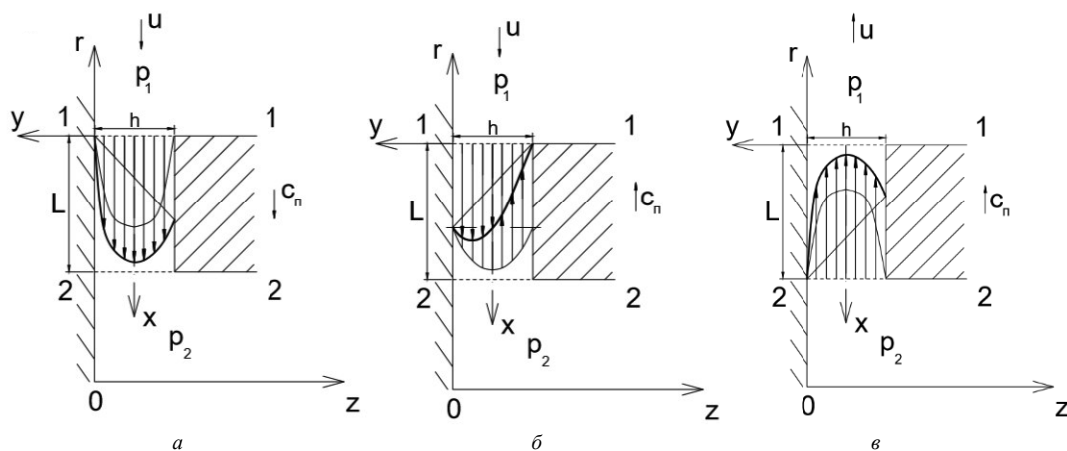


Рис. 4. Эпюры распределения скоростей в зазоре с учетом подвижности стенки и перепада давлений
 Рис. 4. Epures of velocity distributions in the gap taking into account the mobility of the wall and pressure drop

В таком случае получим: $C = \frac{c_n \mu}{h}$ и $C_1 = \frac{c_n}{2}$. Формула распределения скорости u в щели и значения расхода газа через поршневое кольцо \bar{V} примут вид:

$$u = \left(0,5 + \frac{y}{h}\right) c_n. \quad (14)$$

$$\bar{V} = (0,5 c_n) h. \quad (15)$$

В процессе работы компрессора поршень совершает возвратно-поступательное движение, а также имеет место перепад давлений в радиальной щели. Данные обстоятельства необходимо учесть, а именно знакопеременное движение стенки (уплотнительного кольца) и напорный характер движения газа в рассматриваемом зазоре. Они будут влиять на распределение скорости газа в радиальной щели, а также на расход газа через поршневое кольцо.

Распределение скоростей найдем как сумму скоростей от действующих факторов, т.е. как сумму выражений (9) и (14):

$$u = \frac{\Delta p}{\mu \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2)} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \pm \left(0,5 + \frac{y}{h} \right) c_n. \quad (16)$$

Значение расхода определим аналогичным образом:

$$\bar{V} = \frac{\Delta p h^3}{12 \mu \cdot \pi (R_1^2 - R_2^2)} \pm (0,5 c_n) h. \quad (17)$$

Знаки “+” и “-” в выражениях (16) и (17) обусловлены тем, что возможны два варианта:

1. Направление движения стенки совпадает с направлением течения газа под действием перепада давления. Поршень движется из верхней мертвой точки к нижней мертвой точке (рис. 4, а).

2. Движение поршня поменяло свое направление. Происходит «налипание» на наружную поверхность поршневого кольца, газ устремляется в цилиндр компрессора. Поршень движется из нижней мертвой точки к верхней мертвой точке (рис. 4, в).

На рис. 4, б изображен момент начала движения поршня из нижней мертвой точки к верхней мертвой точке.

Результаты и обсуждение

Адекватность введенных уравнений (9), (11), (16), (17) рассмотрена на примере ступени поршневого компрессора со следующими параметрами, представленными в табл. 1.

Таблица 1

Параметры 1-й ступени компрессора 2WU-4/8

Table 1

Parameters for the 1st stage of 2WU-4/8 compressor

Параметр	Значение
Давление всасывания, $P_{вс}$	0,1 МПа
Давление нагнетания, $P_{нг}$	0,2828 МПа
Температура всасывания, $T_{вс}$	285 К
Ход поршня, S_n	120 мм
Частота вращения вала, n	980 об/мин
Диаметр цилиндра, $D_{ц}$	230 мм
Относительный мертвый объем ступени, a	0,5
Сжимаемый газ	Воздух

В данном случае уплотнительный узел поршня будет комплектоваться двумя разрезными чугунными кольцами. Рассмотрим изменение параметров u и \bar{V} при протекании газа через первое уплотнительное кольцо, параметры которого указаны в табл. 2.

Таблица 2

Параметры поршневого уплотнения

Table 2

Parameters for piston sealing

Параметр	Значение
Число уплотнительных колец, z_k	2
Толщина кольца (радиальная), b_k	6 мм [21]
Высота кольца (осевая), h_k — глубина рассматриваемого канала L	8 мм [21]
Зазор в замке, Δ_3	0,92 мм [1]
Радиальный зазор, δ_r — высота рассматриваемого канала h	0,0023 мм [22]

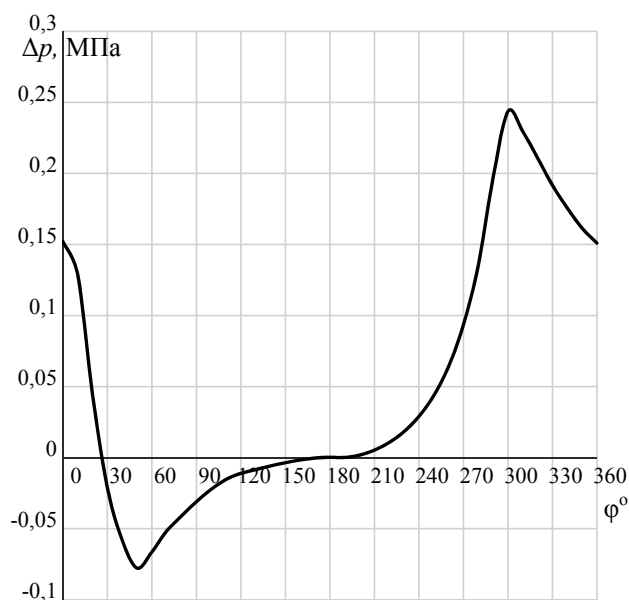


Рис. 5. График зависимости перепада давлений Δp в поршневом кольце № 1 от угла поворота коленчатого вала φ

Fig. 5. The values of pressure drop Δp at piston ring № 1 depending on the crankshaft rotation angle φ when piston is supplied with two sealing rings

График зависимости перепадов давлений по кольцам Δp от угла поворота коленчатого вала φ будет иметь вид, показанный на рис. 5.

С учетом (9), (11), (16), (17) имеем следующее изменение расхода газа \bar{V} при течении через первое уплотнительное кольцо (из рабочей камеры в межкольцевой объем) (см. рис. 6).

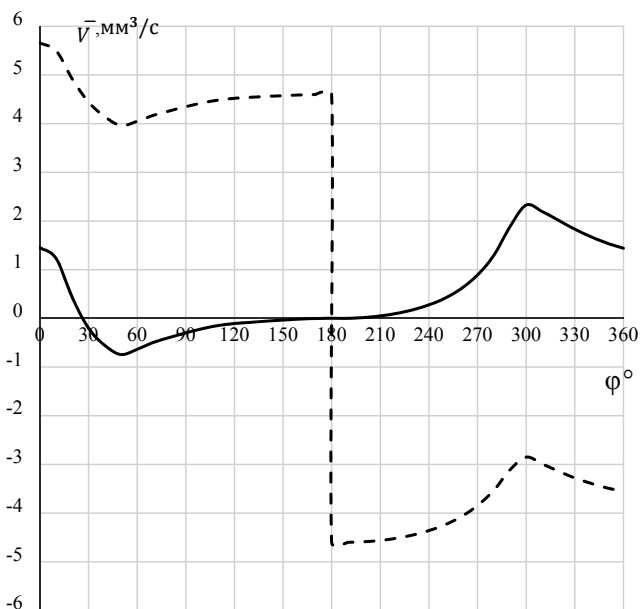


Рис. 6. Текущие значения расхода воздуха \bar{V} при течении через первое уплотнительное кольцо:

— без учета подвижности щели;
- - - с учетом подвижности щели

Fig. 6. The values air flow rate \bar{V} at flow through the first sealing ring:
— without taking into account slot mobility;
- - - taking into account slot mobility

Закключение

Принятые методики расчета протечек и перетечек в зазорах поршневого уплотнения компрессора, которые обычно производятся без учета движения поверхностей, ограничивающих эти зазоры, могут быть откорректированы в сторону повышения точности. Обосновать необходимость учета относительного движения стенок зазоров возможно численными методами для конкретных условий. Учет подвижности рассмотренной радиальной щели будет актуальным при высоких скоростях поршня и перепадах давления.

Литература

1. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1987. 872 с.
2. Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис... д.т. н.: 05.04.03, 05.04.06. СПб, 2001. 341 с.
3. Кузнецов Л. Г. Разработка и создание поршневых компрессорных и расширительных машин с сухим картером: дис... д. т. н.: 05.04.03. СПб., 2001. 379 с.
4. Прилуцкий А. А. Совершенствование поршневых детандер-компрессорных агрегатов: дис... к.т. н.: 05.04.03, 05.04.06. СПб, 2005. 210 с.
5. Макоевеева А. С. Совершенствование рабочих процессов и методики расчета поршневых компрессоров: дис... к.т. н.: 05.04.03. СПб, 2019. 207 с.
6. Кузнецов Л. Г., Иванов Д. Н., Молодова Ю. И., Берлин Е. А., Прилуцкий А. А. Оценка герметичности компрессорных ступеней с учетом износа уплотнений поршней при эксплуатации // Холодильная техника. 2004. № 3. С. 28–31.

References

1. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutsky I. K., Platinin P. I. Piston compressors. Leningrad, Mashinostroenie, 1987. 872 p. (in Russian)
2. Zakharenko V. P. Bases of the theory of the seals and the establishment of reciprocating compressors without lubrication: dis.doctor of technical sciences, St. Petersburg., 2001. 341 p. (in Russian)
3. Kuznetsov L. G. Development and creation of piston compressor and expansion machines with dry sump: dis.doctor of technical sciences, St. Petersburg., 2001. 379 p. (in Russian)
4. Prilutsky A. A. Improvement of piston expander-compressor units: thesis PhD, St. Petersburg., 2005. 210 p. (in Russian)
5. Makoveeva A. S. Improvement of working processes and methods for calculating piston compressors: thesis PhD, St. Petersburg., 2019. 207 p. (in Russian)
6. Kuznetsov L. G., Ivanov D. N., Molodova Yu. I., Berlin E. A., Prilutsky A. A. Evaluation of compressor stage tightness taking into account piston seal wear during operation. *Holodil'naya tekhnika*. 2004. No 3. P. 28–31. (in Russian)

7. Прилуцкий И. К., Арсеньев И. А., Молодов М. А., Прилуцкий А. А., Шевцова А. И. Газовый поршневой детандер низкого давления // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: «Холодильная техника и кондиционирование». 2015. № 3 (19). С. 52–65.
8. Deng Y., Liu Y., Li F., Tian P., Miao N. Research on sealing performance in high pressure oil-free miniature air compressor // ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control. — American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2017.
9. Y. Qi, X. Meng, D. Mu, Y. Sun, H. Zhang. Study on mechanism and factors affecting the gas leakage through clearance seal at nano-level by molecular dynamics method // Energy. 2016. No. 102. pp. 252–259.
10. Braga V. M., Deschamps C. J. Numerical analysis of gas leakage in the piston-cylinder clearance of reciprocating compressors considering compressibility effects // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2017. Vol. 232. No. 1. p. 012006.
11. Yang B., Ziviani D., Groll E. A. Comprehensive model of a hermetic reciprocating compressor // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2017. Vol. 232. No. 1. p. 012007.
12. Ден Г. Н. Введение в термодинамику реальных газов. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1998. 139 с.
13. Пронин В. А. Винтовые однороторные компрессоры для холодильной техники и пневматики: дис... д. т. н.: 05.04.03. СПб., 1998. 226 с.
14. Демихов К. Е., Никулин Н. К., Свичкар Е. В. Расчет параметров течения газа в тонких каналах с подвижной стенкой // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия: «Машиностроение». 2009. № 4. С. 19–27.
15. Сметанников О. Ю., Поносов Н. П. Исследование газодинамического нестационарного потока с подвижными границами в ANSYS CFX // Научно-технический вестник Поволжья. 2012. № 5. С. 45–49.
16. Демихов К. Е. Молекулярные потоки в высоковакуумных системах: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 105 с.
17. Сметанников О. Ю., Ильиных Г. В. Об одном способе исследования высокоскоростного течения газа в области с подвижными стенками // Научно-технический вестник Поволжья. 2015. № 5. С. 43–46.
18. Spille-Kohoff A., Hetze F., Du Toit B. Transient CFD Co-Simulation of a 3D Compressor Model in its 1D System Environment // ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. — American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. 2019.
19. Zhang J. W., Wu Y. R., Hsieh S. H., Huang C. S. Use of CFD to Investigate Flow Characteristics and Oil Distribution Inside an Oil-injected Screw Compressor // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — IOP Publishing, 2019. Vol. 604. No. 1. p. 012016.
20. Sezal I., Chen N., Aalburg C. Introduction of circumferentially nonuniform variable guide vanes in the inlet plenum of a centrifugal compressor for minimum losses and flow distortion // Journal of Turbomachinery. 2016. Vol. 138. No. 9. p. 091008.
21. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. Конструкции. — 3-е изд., перераб. и доп. М.: КолосС, 2008. 711 с.
22. Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание компрессоров и детандеров для криогенной техники: дис... д.т. н.: 05.04.03, 05.04.06. СПб, 1991. 510 с.
7. Prilutsky I. K., Arsenyev I. A., Molodov M. A., Prilutsky A. A., Shevtsova A. I. Low-pressure gas piston expander. *Nauchnyj zhurnal NIU ITMO. Seriya: «Holodil'naya tekhnika i kondicionirovanie»*. 2015. No 3 (19). P. 52–65. (in Russian)
8. Deng Y., Liu Y., Li F., Tian P., Miao N. Research on sealing performance in high pressure oil-free miniature air compressor. *ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control*. — American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2017.
9. Y. Qi, X. Meng, D. Mu, Y. Sun, H. Zhang. Study on mechanism and factors affecting the gas leakage through clearance seal at nano-level by molecular dynamics method. *Energy*. 2016. No. 102. pp. 252–259.
10. Braga V. M., Deschamps C. J. Numerical analysis of gas leakage in the piston-cylinder clearance of reciprocating compressors considering compressibility effects. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2017. Vol. 232. No. 1. p. 012006.
11. Yang B., Ziviani D., Groll E. A. Comprehensive model of a hermetic reciprocating compressor. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2017. Vol. 232. No. 1. p. 012007.
12. Den G. N. Introduction to thermodynamic real gases. St. Petersburg, 1998. 139 p. (in Russian)
13. Pronin V. A. Single-rotor screw compressors for refrigeration and pneumatics: dis.doctor of technical sciences, St. Petersburg, 1998. 226 p. (in Russian)
14. Demikhov K. E., Nikulin N. K., Svichkar E. V. Calculation of gas flow parameters in thin channels with a movable wall. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Seriya: «Mashinostroenie»*. 2009. No 4. P. 19–27. (in Russian)
15. Smetannikov O. Yu., Ponomarev N. P. Investigation of gas-dynamic unsteady flow with mobile boundaries in ANSYS CFX. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Povolzh'ya*. 2012. No5. P. 45–49. (in Russian)
16. Demikhov K. E. Molecular flows in high-vacuum systems: studies book. Moscow, 2013. 105 p. (in Russian)
17. Smetannikov O. Yu., Ilyinykh G. V. On a method for studying high-speed gas flow in an area with movable walls. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Povolzh'ya*. 2015. No 5. P. 43–46. (in Russian)
18. Spille-Kohoff A., Hetze F., Du Toit B. Transient CFD Co-Simulation of a 3D Compressor Model in its 1D System Environment. *ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. 2019.
19. Zhang J. W., Wu Y. R., Hsieh S. H., Huang C. S. Use of CFD to Investigate Flow Characteristics and Oil Distribution Inside an Oil-injected Screw Compressor. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2019. Vol. 604. No. 1. p. 012016.
20. Sezal I., Chen N., Aalburg C. Introduction of circumferentially nonuniform variable guide vanes in the inlet plenum of a centrifugal compressor for minimum losses and flow distortion. *Journal of Turbomachinery*. 2016. Vol. 138. No. 9. p. 091008.
21. Plastinin P. I. Reciprocating compressors. Vol. 2. Design basics. Designs. — 3rd ed., Rev. and dop. Moscow, KolosS, 2008. 711 p. (in Russian)
22. Prilutsky I. K. Development, research and creation of compressors and expanders for cryogenic equipment: dis... doctor of technical Sciences. SPb, 1991. 510 p. (in Russian)

Сведения об авторах**Пронин Владимир Александрович**

Д.т. н., профессор, профессор факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, maior.pronin@mail.ru

Цветков Вадим Александрович

Магистрант факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, wadimtsvetkov@mail.ru

Молодова Юлия Игоревна

К. т. н., доцент факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, julia_molodova@mail.ru

Жигновская Диана Валерьевна

Ассистент факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, diana.zhignovskaya@gmail.com

Information about authors**Pronin Vladimir A.**

D. Sc., Professor, Professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, maior.pronin@mail.ru

Tsvetkov Vadim A.

Undergraduate of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, wadimtsvetkov@mail.ru

Molodova Julia I.

Ph.D., Associate professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, julia_molodova@mail.ru

Zhigovskaia Diana V.

Assistant professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, diana.zhignovskaya@gmail.com

**XII Международная специализированная выставка****6 – 9 октября 2020 г.**

Уникальный отраслевой проект, способствующий комплексному решению проблем энергетики в промышленности и ЖКХ, инфраструктурного развития территорий, энерго- и экологической безопасности.

Тематика выставки:

- Энергоэффективность и энергосбережение при транспортировке энергетических ресурсов и выработке тепловой и электрической энергии.
- Энергосберегающие технологии в инженерных системах промышленных предприятий, зданий и сооружений.
- Энергоэффективное оборудование, устройства, изделия и материалы.
- Ресурсосберегающее ведение строительно-монтажных работ.
- Обеспечение безопасности при транспортировке, хранении и использовании топливно-энергетических ресурсов. Промышленная безопасность и экология.
- Учет и мониторинг энергосбережения и потребления топливно-энергетических ресурсов.
- Автоматизированные системы управления технологическими процессами в промышленности, энергетике и в сфере потребления ТЭР.
- Диагностика. Неразрушающий контроль.
- Возобновляемые источники энергии (ВИЭ).
- Альтернативные источники энергии (АИЭ).
- Переработка и утилизация промышленных и бытовых отходов.
- Светотехника.

Место проведения:

Санкт-Петербург, Петербургское шоссе, 64/1, КВЦ "Экспофорум"
Бесплатный трансферный автобус от станции метро "Московская"

Организатор выставки:

ООО "ФАРЭКСПО"

<https://energysaving-expo.ru/>