

АНАЛИЗ ДОПУСТИМЫХ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ

А. Г. Никифоров¹, Л. А. Муслова²

¹Смоленская государственная сельскохозяйственная академия,
Россия, 214000, г. Смоленск, Большая Советская ул., 10/2

²Санкт-Петербургский университет МВД,
Россия, 198206, г. Санкт-Петербург, ул. Лётчика Пилютова, 1

В данной научно-исследовательской работе рассмотрено влияние радиального зазора на коэффициент герметичности рабочей камеры при различном диаметре цилиндров. Приведена основная расчетная схема с принятыми допущениями. В результате проведенного исследования даны рекомендации по выбору допустимого радиального зазора при проектировании и расчете поршневого компрессора.

Ключевые слова: поршневой компрессор, утечки, радиальный зазор, коэффициент подачи, цилиндропоршневые уплотнения.

Введение

Рабочая камера поршневого компрессора имеет неплотности — зазоры в закрытых клапанах и цилиндропоршневых уплотнениях. Разность давлений в рабочей камере и за указанными элементами приводит к массообмену, что значительно влияет на эффективность рабочего процесса. При этом исследователи стремятся повысить герметичность рабочей камеры. Путями повышения герметичности цилиндропоршневого узла может стать подбор соответствующих материалов и увеличение количества уплотняющих элементов. Однако при этом должен быть соблюден баланс герметичности и затрат на её обеспечение. В клапанах путем повышения герметичности может быть подготовка поверхностей прилегания, то есть обеспечение минимальной шероховатости. В последнее время идут по пути замены запорного металлического на неметаллический, установкой резиновых вставок на седло и т.п. Поэтому актуален вопрос об обеспечении требуемого зазора, который был бы достаточным для получения требуемых интегральных характеристик компрессора.

В поршневых компрессорах многоступенчатого сжатия перетечки рабочей среды осуществляются между соседними рабочими ступенями. В цилиндрах двойного действия существуют перетечки газа между отдельными полостями одной ступени, разделенными уплотнением дискового поршня, также возможны утечки рабочей среды в атмосферу через уплотнения штока.

При использовании тронкового поршня газ перетекает из рабочей камеры в атмосферу. Поршневые и штоковые уплотнения должны быть изготовлены таким образом, чтобы обеспечить достаточную герметичность рабочей камеры, но при этом сохранить малые затраты мощности на преодоление сил трения возвратно-поступательных элементов, а также обеспечить высокую долговечность и надежность работы.

Утечки, как и перетечки, значительно влияют на эффективность рабочего процесса, однако влия-

ют по-разному. Утечки приводят к снижению коэффициента подачи, то есть к уменьшению производительности. Также наличие газа, выталкиваемого через неплотности, приводит к снижению коэффициента полезного действия. Перетечки из полости нагнетания в полость всасывания приводят к повышению температуры сжимаемого газа в последней, что в итоге приводит к ухудшению интегральных характеристик поршневого компрессора.

Допустимые утечки через цилиндропоршневые уплотнения лежат в диапазоне 0,5–3 % от всего объема всасываемого газа [1–5]. В уплотнении штока, по данным исследования [6–10], потери через сальники с чугунными разрезными кольцами при разности давлений 10 МПа не превышают 0,1 % производительности компрессора и ими можно пренебречь.

При исследовании массовых утечек через зазоры самосмазывающегося цилиндропоршневого уплотнения в расчет принимается условная (эквивалентная) площадь, которая включает в себя площадь сечения на контактных поверхностях колец с цилиндром и канавкой. В работе [6] было предложено разделить массовые утечки через цилиндропоршневое уплотнение на три потока: на поверхности контакта кольца и цилиндра, в замке кольца, по поверхности контакта кольца с торцом поршневой канавки (рис. 1).

Суммарный газовый расход газа G_i через i -е уплотнительное кольцо равен:

$$G_i = G_{ci} + G_{ци} + G_{ni} \quad (1)$$

где G_{ci} — массовый расход газа через зазор в стыке кольца, кг/с; $G_{ци}$, G_{ni} — массовые расходы газа через зазоры между контактирующими поверхностями кольца, цилиндра и канавки поршня соответственно, кг/с.

Течение газа через зазор в кольце уплотнительного кольца можно выразить через формулу:

$$G_{ci} = \Psi f \rho_i v_i \quad (2)$$

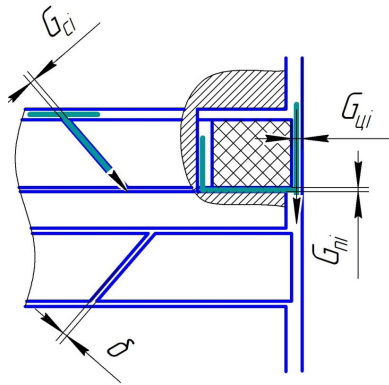


Рис. 1. Схема движения газа в кольцевом уплотнении
Fig. 1. Gas flow diagram in the ring seal

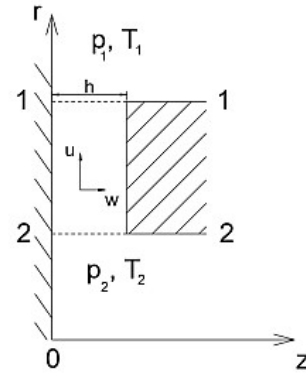


Рис. 2. Схема радиальной щели
Fig. 2. Scheme of the radial slot

где Ψ — коэффициент расхода газа через щель в стыке; f — площадь проходного сечения в стыке кольца, м²; ρ_i — плотность газа за кольцом, кг/м³; v_i — скорость истечения газа из щели в стыке, м/с.

Для течения газа между контактирующими поверхностями уплотнительного кольца, цилиндра и канавки поршня можно записать следующие выражения, согласно [7]:

$$C_{ci} = \frac{\pi D_u \delta_{ci}^3}{24\mu_i h} \cdot \frac{\rho_i^2 - \rho_{i+1}^2}{Rz_i T_i} \quad (3)$$

$$C_{ni} = \frac{\pi \delta_{ni}^3}{12\mu_i Rz_i T_i} \cdot \frac{\rho_i^2 - \rho_{i+1}^2}{\ln \frac{D_u}{D_u - 2b}} \quad (4)$$

где D_u — диаметр цилиндра, м; δ_{ci} , δ_{ni} — средний зазор между контактирующими поверхностями кольца и соответственно цилиндра и канавки поршня, м; μ_i — динамическая вязкость газа, Па·с, h , b — высота и радиальная толщина кольца соответственно, м.

При использовании схемы с цилиндром двойного действия необходимо помнить, что количество перетекающего через уплотнение газа будет на 30 % больше по сравнению с цилиндром простого действия. Это, прежде всего, объясняется перекладкой колец, которая вызывает разгерметизацию уплотнения.

Одним из конструктивных параметров, который влияет на величину утечек, является радиальный зазор между поршневым кольцом и стенкой цилиндра. Зачастую при больших диаметрах цилиндра невозможно достичь минимальной величины радиального зазора. Это объясняется сложностью соблюдения жестких требований к непараллельности и нецилиндричности рабочей поверхности цилиндра при изготовлении. Таким образом, актуальность данной работы обусловлена определением допустимых радиальных зазоров, при которых утечки рабочей среды будут допустимые (коэффициент подачи будет не ниже 0,7).

Объект исследования. Исследуемая величина радиальных зазоров составляет — 5–55 мкм, режим течения газа ламинарный, высота щели — 55 мм (эквивалентно числу уплотнений — 5 шт.), давление всасывания — 0,1 МПа, давление нагнетания — 5 МПа, диаметр цилиндра — 20–80 мм, ход поршня — 100 мм, частота вращения вала — 1000 об/мин, рабочий газ — воздух.

Методика исследования

Для определения минимального потока воздуха через зазор воспользуемся теорией равномерного течения в кольцевой щели [11–15]. Составим уравнение движения кольцевого слоя, сделав допущения: щель — радиальная с параллельными стенками, сухая, течение — стационарное ламинарное адиабатное, поперечная составляющая скорости в узкой щели w существенно меньше продольной составляющей u , стенки неподвижны. Схема радиальной щели представлена на рис. 2.

Величина массовых утечек воздуха в зазоре рассчитывается по формуле:

$$Q_{\Pi} = \frac{\Delta p b h^3}{12\mu L} \quad (5)$$

где Δp — перепад давления в зазоре, Па;

$b = \pi D$ — развертка кольцевого зазора, м;

$h = \delta$ — радиальный зазор, м;

$\bar{\mu}$ — средняя динамическая вязкость воздуха, Па·с;

L — суммарная длина щели.

Учитывая, что коэффициент подачи рассчитывается как произведение пяти величин, то при достижении хотя бы одного из коэффициентов ниже 0,7 коэффициент подачи будет ниже 0,7. Соответственно, нет необходимости рассчитывать все составляющие коэффициента подачи. Имеет смысл рассчитать коэффициент герметичности (коэффициент плотности), который оказывает наибольшее влияние на изменение коэффициента подачи.

Коэффициент герметичности определяется по следующей формуле:

$$\lambda_r = 1 - \frac{V_{np}}{n_0 V'_1} \quad (6)$$

где V_{np} — объем газа, перетекающего в минуту через неплотности компрессора, приведенный к условиям всасывания;

n_0 — число оборотов вала в минуту, об/мин;

V'_1 — объем газа при давлении и температуре всасывания за один оборот вала, м³.

Разработана методика расчёта поршневого компрессора на основе известной модели сосредоточенными параметрами газа. Созданная модель позволяет проводить анализ изменения термодина-

мических параметров газа, проводить расчёт интенсивности массовых потоков в закрытых клапанах (через имеющиеся неплотности) и цилиндропоршневых уплотнений, проводить расчёт тепловых потоков от газа через стенки к охлаждающей среде. Для осуществления расчёта используются начальные и граничные условия. Должны быть известны конструкции и материалы деталей, формирующих рабочую камеру. Получаемые данные могут быть представлены в виде мгновенных параметров рабочего тела и интегральных характеристик.

Расчётная схема, условия однозначности и основные допущения подробно представлены в [5].

Основные расчётные уравнения модели [5, 16]:

$$P_j = \frac{\xi_j \cdot R \cdot U_j}{V_j \cdot C_{v,j}}, \quad (7)$$

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} + \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \cdot i_j}{d\tau}, \quad (8)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^{\tau} \frac{dU_j}{d\tau} d\tau, \quad (9)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \cdot S_D \cdot \frac{dx_j}{d\tau^2}, \quad (10)$$

где U_0 — начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, К; dL_j — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж; dm_j — изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия газа, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/К·кг; ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём газа, м³; $C_{v,j}$ — объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³.

Закон сохранения массы газа в рабочей камере поршневой ступени описывается уравнением (7) и учитывает как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через зазоры в цилиндропоршневой группе и в закрытых клапанах [5]:

$$m_j = m_0 + \int_0^{\tau} \frac{dm_j}{d\tau} d\tau. \quad (11)$$

Элементарные массовые потоки через клапаны и зазоры рассчитываются на основании уравнения течения газа через щели [8]:

$$\frac{dm_j}{d\tau} = \alpha_j \cdot \epsilon_j \cdot f_j \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (12)$$

где m_0 — начальная масса газа в рабочей камере, кг; m_j — масса газа в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ϵ_j — коэффициент расширения газа; ΔP_j — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; f_j — площадь проходного сечения клапана или щели, м²; ρ_j — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³.

Процессы теплообмена описываются законом Фурье и уравнением Ньютона — Рихмана.

Результаты

В результате проведенных расчетов получили следующие кривые, представленные на рис. 3.

Критерием работоспособности в настоящее время для поршневых компрессоров принято значение коэффициента герметичности не менее 0,7 [5]. Од-

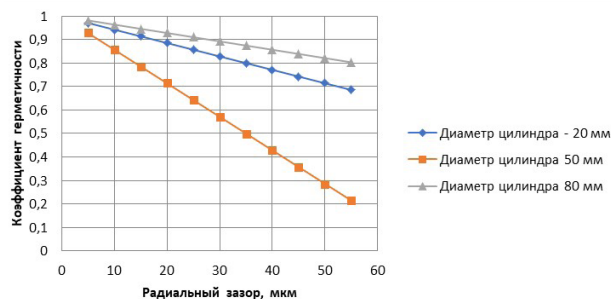


Рис. 3. Зависимость коэффициента герметичности от величины радиального зазора для различных диаметров цилиндра
Fig. 3. The dependence of the coefficient of tightness on the value

нако данное значение является весьма условным, так как передовые компрессоры могут иметь значение значительно выше — 0,85 и даже 0,9. Перспективные же конструкции, которые находятся на начальном этапе разработки, могут иметь коэффициент подачи ниже 0,5 [6].

Анализ кривых на рис. 3 показывает, что при диаметре цилиндра 20 мм предельный радиальный зазор составит 20 мкм, при диаметре цилиндра 50 мм предельный радиальный зазор составит 50 мкм, при диаметре цилиндра 80 мм предельный радиальный зазор не попадает в выбранный диапазон исследования.

Выводы

В результате проведенного исследования, можно сделать вывод, что чем меньше диаметр цилиндра, тем большую роль будет играть величина радиального зазора на массовые утечки рабочей среды. Объясняется данный факт тем, что масса газа растёт в цилиндре быстрее, чем площадь утечек через цилиндропоршневое уплотнение. Для рассмотренных диаметров цилиндра можно дать следующий диапазон рекомендуемых значений радиального зазора. Для диаметра цилиндра 20 мм рекомендуемый радиальный зазор лежит в диапазоне 5–20 мкм. Для диаметра цилиндра 50 мм рекомендуемый радиальный зазор лежит в диапазоне 5–50 мкм. Для диаметра цилиндра 80 мм рекомендуемый радиальный зазор лежит в диапазоне 5–50 мкм и более.

Список источников

- Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2001. 159 с.
- Архаров А. М., Буткевич К. С., Буткевич И. К. [и др.]. Криогенные поршневые детандеры / ред. А. М. Архаров. Москва: Машиностроение, 1974. 240 с.
- Новиков И. И., Захаренко В. П., Ландо Б. С. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Ленинград: Машиностроение, 1981. 238 с.
- РД 39-0148139-0001-2000. Система технического обслуживания и ремонта компрессорных станций на базе технической диагностики. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293731/4293731785.pdf> (дата обращения: 10.03.2023).
- Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3 изд. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

6. Бусаров С. С., Бусаров И. С., Титов Т. С. Экспериментальное определение условных зазоров цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 1. С. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56.
7. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластин П. И. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. 372 с.
8. Захаренко А. В., Захаренко В. П. О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления // Вестник МАХ. 2012. № 2. С. 29–32.
9. Wirret C. E. Design of a closed-cycle helium temperature refrigerator // Advances in Cryogenic Engineering. 1966. Vol. 11. P. 107–116. DOI: 10.1007/978-1-4757-0522-5_12.
10. Френкель М. И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.
11. Мирзоев Р. Г., Кугушев И. Д., Брагинский В. А. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Ленинград: Машиностроение, 1972. 416 с.
12. Robinson G. Y. Large-scale Low-temperature Refrigerators (to 2° K) for Nuclear Studies // Dechema-Monographien. 1968. No. 58. Vol. 1027–1077.
13. Голубев А. И., Кондаков Л. А., Овандер В. Б. Уплотнения и уплотнительная техника: справ. Москва: Машиностроение, 1986. 464 с.
14. Краснов В. И., Жильцов А. М., Набержнев В. В. Ремонт центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий: справ. Москва: Химия, 1996. 320 с.
15. Hamilton J. Extensions of mathematical modeling of positive displacement type compressors. West Lafayette: Ray W. Herrick Laboratories of Purdue University, 1974. 136 p.
16. 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.

НИКИФОРОВ Александр Георгиевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой механизации Смоленской сельскохозяйственной академии, г. Смоленск.

SPIN-код: 9236-5572

AuthorID (РИНЦ): 812960

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

МУСЛОВА Любовь Анатольевна, кандидат педагогических наук, доцент кафедры иностранных языков Санкт-Петербургского университета МВД, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 4254-7326

AuthorID (РИНЦ): 1025914

Для цитирования

Никифоров А. Г., Муслова Л. А. Анализ допустимых радиальных зазоров в цилиндропоршневом уплотнении // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 22–26. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-22-26.

Статья поступила в редакцию 18.04.2023 г.

© А. Г. Никифоров, Л. А. Муслова

THE ANALYSIS OF PERMISSIBLE RADIAL CLEARANCE IN A PISTON-CYLINDER SEAL

A. G. Nikiforov¹, L. A. Muslova²

¹Smolensk State Agricultural Academy, Russia, Smolensk, Bolshaya Sovetskaya St., 10/2, 214000

²St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs,
Russia, Saint Petersburg, Letchik Pilyutov St., 1, 198206

In this research work, the influence of the radial clearance on the tightness coefficient of the working chamber with different cylinder diameters is considered. The main design scheme with the accepted assumptions is given. As a result of the study, recommendations are given for choosing the allowable radial clearance in the design and calculation of a reciprocating compressor.

Keywords: reciprocating compressor, leaks, radial clearance, feed rate, piston-cylinder seals.

References

1. Zakharenko V. P. Osnovy teorii uplotneniy i sozdaniye porshnevnykh kompressorov bez smazki [Fundamentals of the theory of seals and the creation of reciprocating compressors without lubrication]. St. Petersburg., 2001. 159 p. (In Russ.).
2. Arkharov A. M., Butkevich K. S., Butkevich I. K. [et al.]. Kriogennyye porshnevyye detandery [Cryogenic piston expanders] / ed. by A. M. Arkharov. Moscow, 1974. 240 p. (In Russ.).
3. Novikov I. I., Zakharenko V. P., Lando B. S. Bessmazochnyye porshnevyye uplotneniya v kompressorakh [Lubrication-free piston seals in compressors]. Leningrad, 1981. 238 p. (In Russ.).
4. RD 39-0148139-0001-2000. Sistema tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta kompressornykh stantsiy na baze tekhnicheskoy diagnostiki [Maintenance and repair system for compressor stations based on technical diagnostics. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293731/4293731785.pdf> (accessed: 10.03.2023). (In Russ.).
5. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
6. Busarov S. S., Busarov I. S., Titov T. S. Eksperimental'noye opredeleniye uslovykh zazorov tsilindroporshnevnykh uplotneniy kompressornykh agregatov [Experimental determination of conditional clearances for cylinder piston seals of compressor units] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 1. P. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56. (In Russ.).
7. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K., Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory [Piston compressors] / ed. by B. S. Fotina. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
8. Zakharenko A. V., Zakharenko V. P. O raschete nagruzok v mnogokol'tsevom porshnevom uplotnenii kompressorov bez smazki vysokogo davleniya [On the calculation of loads in a multi-ring piston seal of compressors without high-pressure lubrication] // Vestnik MAKh. *Vestnik MAX*. 2012. No. 2. P. 29–32. (In Russ.).
9. Wirret C. E. Design of a closed-cycle helium temperature refrigerator // *Advances in Cryogenic Engineering*. 1966. Vol. 11. P. 107–116. DOI: 10.1007/978-1-4757-0522-5_12. (In Engl.).
10. Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory: teoriya, konstruktzii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors: theory, design and design basics]. 3rd ed. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
11. Mirzoyev R. G., Kugushev I. D., Braginskiy V. A. Osnovy konstruirovaniya i rascheta detaley iz plastmass i tekhnologicheskoy osnastki dlya ikh izgotovleniya [Fundamentals of design and calculation of plastic parts and tooling for their manufacture]. Leningrad, 1972. 416 p. (In Russ.).
12. Robinson G. Y. Large-scale Low-temperature Refrigerators (to 2° K) for Nuclear Studies // *Dechema-Monographien*. 1968. No. 58. Vol. 1027–1077. (In Engl.).
13. Golubev A. I., Kondakov L. A., Ovander V. B. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: sprav [Seals and sealing technology: handbook]. Moscow, 1986. 464 p. (In Russ.).
14. Krasnov V. I., Zhil'tsov A. M., Naberzhnev V. V. Remont tsentrobezhnykh i porshnevnykh nasosov neftepererabatyvayushchikh i neftekhimicheskikh predpriyatiy: sprav. [Repair of centrifugal and piston pumps of oil refineries and petrochemical enterprises: handbook]. Moscow, 1996. 320 p. (In Russ.).
15. Clark M. E., Gardner J. B. New development in expansion machinery for low temperature refrigeration // *International Cryogenic Engineering Conference*. Japan, 1967. (In Engl.).
16. Kotlov A. A., Burakov A. V. Sravnitel'nyy analiz raboty odnostupenchatogo porshnevogo kompressora, szhimayushchego razlichnyye gazy [Comparative analysis of single stage reciprocating compressor compresses different gases] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-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.).

NIKIFOROV Alexander Georgievich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Mechanization Department, Smolensk State Agricultural Academy, Smolensk.

SPIN-code: 9236-5572

AuthorID (RSCI): 812960

Correspondence address: bsi1980@mail.ru

MUSLOVA Lyubov Anatolyevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department, St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs, Saint Petersburg.

For citations

Nikiforov A. G., Muslova L. A. The analysis of permissible radial clearance in a piston-cylinder seal // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 22–26. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-22-26.

Received April 18, 2023.

© A. G. Nikiforov, L. A. Muslova