

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ ЛЕПЕСТКА МАНЖЕТНОГО ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ

С. С. Бусаров¹, Р. Э. Кобыльский¹, А. Ю. Громов²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО НТК «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, д. 97, корп. 1

В представленной статье изложена методика расчета толщины стенки лепестка манжетного уплотнения в программном комплексе ANSYS Workbench Mechanical. Описана основная проблема, с которой сталкиваются проектировщики при выборе толщины стенки лепестка манжетных уплотнений для поршневых компрессорных агрегатов, работающих без смазки. В результате выполнения работы была рассчитана максимальная и минимальная толщина стенки для материалов, наиболее распространенных в бессмазочных компрессорных агрегатах. Антифрикционные материалы группы Флубон и Флувис, содержащих в своем составе до 20 % углеродных волокон, имеют наименьшую толщину стенки во всех рассмотренных диапазонах давлений. При этом полученные результаты позволяют говорить о низкой эффективности манжетных уплотнений с максимальной толщиной стенки при давлениях ниже 1 МПа.

Ключевые слова: манжетные уплотнения, герметизация, антифрикционный материал, поршневой компрессор, контактное давление, толщина стенки.

Введение

Одной из проблем при проектировании манжетных цилиндропоршневых уплотнений является выбор толщины стенки лепестка. Последнее, в свою очередь, играет особо важную роль. Толщина стенки лепестка манжетного уплотнения должна одновременно выполнять несколько задач: обеспечивать требуемый ресурс работы, обеспечивать условие герметичности (см. формулу 1), удовлетворять условиям прочности, быть технологически выполнимой. При недостаточной толщине лепестка манжеты может произойти ее разрушение от давления газа (рис. 1), ресурс работы будет сведен к минимуму, при этом контактное давление будет излишне большим, что приведет к стремительному износу уплотнения, при этом в процессе механической обработки могут возникнуть трещины и расслоение материала (рис. 2).

$$1,05 \leq \frac{p_r}{p} \leq 1,2, \quad (1)$$

где p_r — контактное давление, МПа;
 p — давление рабочей среды, МПа.

При избыточной толщине лепестка будет полностью удовлетворено условие прочности, ресурс работы будет достаточно большим, легче технологически изготовить, но основное условие герметичности не будет выполняться.

Поэтому при проектировании манжетного цилиндропоршневого уплотнения необходимо выбирать такую толщину стенки, которая будет удовлетворять вышеописанным требованиям.

Еще одной проблемой при выборе толщины стенки лепестка манжетного уплотнения является то, что в тематической литературе [1–6] предложенные формулы не подходят для расчета лепест-

ков манжетных цилиндропоршневых уплотнений. В большинстве случаев толщина стенки лепестка рассчитывается исходя из допустимых напряжений материала, то есть определяется минимальная толщина стенки. Так, например, при использовании расчетной формулы, рекомендованной в литературе [2], минимальная радиальная толщина лепестка составит 10,2 мм.

$$p < \frac{a_x \sigma_{пр}}{f l_x}, \quad (2)$$

где a_x — толщина лепестка, мм;

$\sigma_{пр}$ — предел прочности материала на разрыв, МПа;

f — коэффициент трения,

l_x — расстояние от запирающей кромки до рассматриваемого сечения.

Проведенные ранее экспериментальные исследования тихоходного длинноходового агрегата, которые описаны в многочисленных работах [7–11], показали, что толщина стенки манжетного уплотнения, равная 0,6 мм, выдерживает давление до 12 МПа (удовлетворяет условиям прочности). Соответственно, при выборе толщины исходя по формуле 1, велика вероятность того, что условия герметичности не будут выполняться.

В источниках [1, 3–5] радиальная толщина выбирается исходя из условия обеспечения требуемого удельного давления, создаваемого уплотнением на стенке цилиндра. Расчетные зависимости имеют вид:

$$t = 0,04D_{нар} + 1, \quad (3)$$

$$\frac{D}{t} = 16 \dots 24, \quad (4)$$

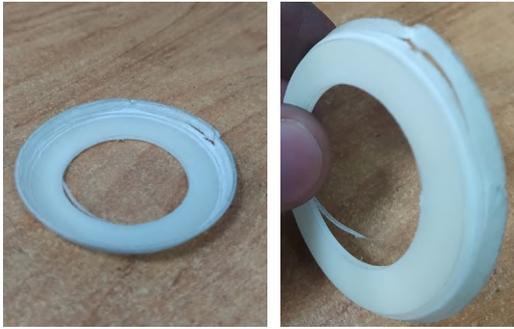


Рис. 1. Пример разрушения манжетного уплотнения от давления газа
Fig. 1. An example of the destruction of the lip seal from gas pressure



Рис. 2. Образование трещин в процессе механической обработки
Fig. 2. Formation of cracks during machining

$$t = \frac{1}{27} \dots \frac{1}{37}, \quad (5)$$

$$t = (1 - 1,5)\sqrt{d_n}, \quad (6)$$

где D , $D_{нар}$, d_n — наружный диаметр цилиндра, мм.

Анализ приведенных зависимостей показал, что их использование полностью не раскрывает ресурсный потенциал уплотнения. Исходя из всего вышесказанного, для манжетных цилиндропоршневых уплотнений необходимо разработать методику по расчету максимальной толщины лепестка.

Объект исследования

В качестве объекта исследования в данной работе рассмотрено манжетное L-образное цилиндропоршневое уплотнение для поршневых компрессорных агрегатов, работающих без смазки проточной части цилиндра. Общая расчетная схема представлена на рис. 3.

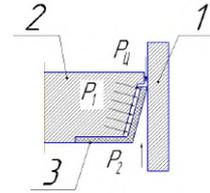


Рис. 3. Расчетная схема:
1 — цилиндр, 2 — посадочная шайба, 3 — манжетное уплотнение,
 P_u — максимальное давление в цилиндре, МПа,
 P_1 — давление в зазоре,
 P_2 — давление после уплотнения
Fig. 3. Calculation scheme
1 — cylinder, 2 — seat washer, 3 — lip seal,
 P_u — maximum pressure in the cylinder, МПа,
 P_1 — pressure in the gap, P_2 — pressure after sealing

Метод исследования

Минимальная толщина стенки лепестка манжетного уплотнения ограничена исключительно технологией изготовления уплотнения для всех марок материала. Минимальную толщину стенки не рекомендуется изготавливать меньше 0,4 мм, несмотря на то, что условия прочности выполняются и при меньшей толщине. Дальнейшее уменьшение толщины стенки может привести к возникновению трещин и расслоению материала в процессе механической обработки, как это представлено на рис. 2. Минимальная толщина стенки манжетного уплотнения определялась на основе программного комплекса ANSYS Workbench Mechanical [12] (ПК ANSYS WM). В зависимости от давления в цилиндре P_u постепенно увеличивали радиальную толщину лепестка до тех пор, пока запас прочности не удовлетворял требованиям $n \geq 1,1$.

Давление P_u задается на основании максимально возможного давления в цилиндре (давление нагнетания), давление $P_1 = 0,75 \cdot P_u$, $P_2 = 0,2 \cdot P_u$ [13]. Ввиду малого удельного давления экспандера на лепесток манжеты ($15 - 20 \text{ кН/м}^2$) оно не учитывается. Сетка конечных элементов генерировалась стандартным способом во вкладке Mesh Sizing. Сетка выполнена преимущественно из 10-узловых тетраэдров, размер ребра тетраэдра варьировался от 0,1 до 0,4 мм, полученная сетка представлена на рис. 4. Сопряжения и соединения между деталями моделировались путем назначения контактов между ними (Connections — Contacts). Соединение посадочной шайбы с манжетным уплотнением моделировались путем задания неразрывного контакта Bonded — Solid to Solid. Подвижный контакт между зеркалом цилиндра и лепестком манжетного уплотнения за-

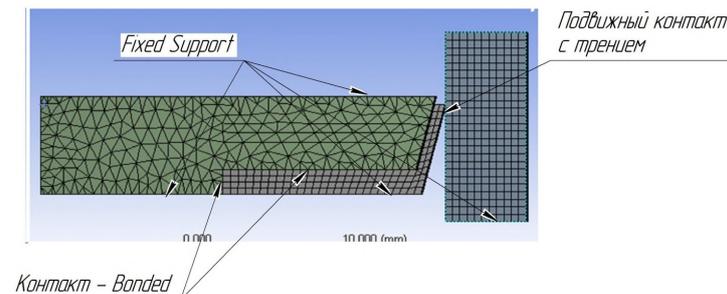


Рис. 4. Сетка конечных расчетных элементов
Fig. 4. Grid of finite design elements

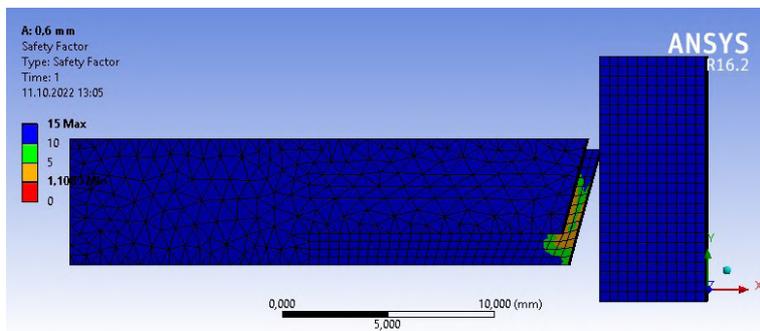


Рис. 5. Эпюра запаса прочности
Fig. 5. Diagram of safety factor

Таблица 1. Толщина стенки лепестка манжетного уплотнения
Table 1. Lip seal wall thickness

Марка материала	$P_{ц} = 4 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 6 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 8 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 10 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 12 \text{ МПа}$	
	Smin	Smax	Smin	Smax	Smin	Smax	Smin	Smax	Smin	Smax
Ф4К20		1,9		2,8		3,5		4,1		4,4
Ф4К15М5										
Криолон-3	0,4	1,6	0,4	2,3	0,4	2,9	0,6	3,4	0,8	3,7
Флубон-20		1		1,5		1,8		2		2,3
Флувис-20		0,8		1,2		1,5		1,8		1,9

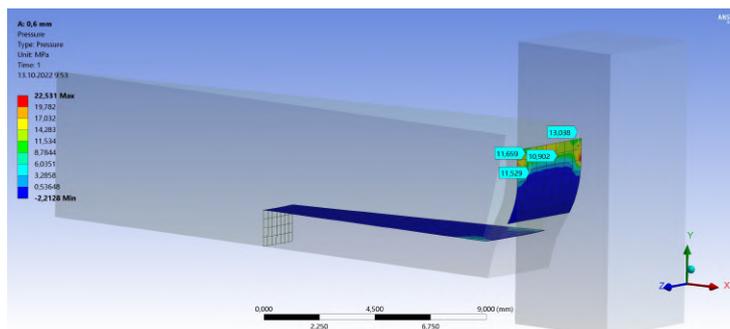


Рис. 6. Величина контактного давления при толщине лепестка 0,6 мм
Fig. 6. The value of the contact pressure with a petal thickness of 0,6 mm

дан граничным условием Frictional (коэффициент статического трения $f=0,2$). Жесткая заделка моделировалась командой Fixed Support.

Для моделирования основных физико-механических свойств композиционных материалов на основе фторполимеров в Engineering Data Sources необходимо создать собственный материал. Основываясь на литературных источниках, следует задать следующие основные свойства: плотность, коэффициент теплового расширения, модуль Юнга, коэффициент Пуансона, предел прочности на растяжение и сжатие.

Результаты исследований

Для учета влияния осредненной температуры в рабочей камере на деформацию манжетного уплотнения, в расчетной модели предусмотрено предварительное решение задачи в стандартном модуле Steady-State Thermal. Полученные температурные деформации передаются в модуль Static Structural, в котором дополнительно учитываются деформации от давления рабочей среды. Полученная эпюра запаса прочности показана на рис. 5.

Полученные минимальные толщины стенок в зависимости от давления РЦ и марки материала представлены в табл. 1.

Максимальная толщина стенки находится исходя из того, что уплотняющий элемент под действием давления рабочей среды не должен отходить от деталей уплотняемого соединения. При увеличении рабочего давления должно увеличиваться и поджатие уплотняющего элемента. Иными словами, должно выполняться условие герметичность (см. формулу 1). Общая расчетная схема представлена на рис. 3. Постепенно увеличивая радиальную толщину манжетного уплотнения, определялась величина контактного давления. На рис. 6 представлена величина контактного давления при радиальной толщине 0,6 мм. Величина контактного давления больше, чем максимальное давление $P_{ц}$ (среднее значение контактного давления составляет $\approx 12,5 \text{ МПа}$, при давлении $P_{ц} = 10 \text{ МПа}$), соответственно, условие герметичности выполняется.

При увеличении толщины лепестка до 4,5 мм (рис. 7) величина контактного давления меньше, чем максимальное давление $P_{ц}$ (среднее значение контактного давления составляет $\approx 5 \text{ МПа}$, при дав-

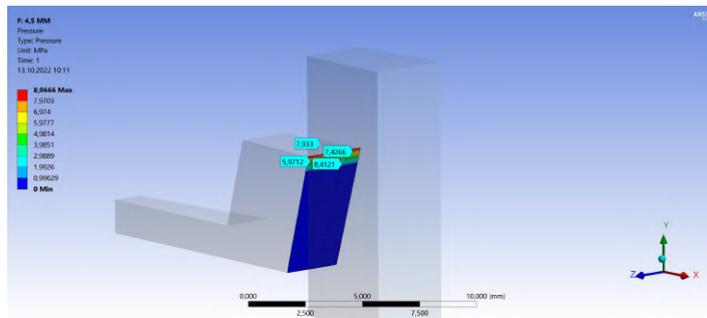


Рис. 7. Величина контактного давления при толщине лепестка 4,5 мм
 Fig. 7. The value of the contact pressure with a petal thickness of 4,5 mm

лении $P_c = 10$ МПа) соответственно, условие герметичности не выполняется.

Полученные максимальные толщины стенок в зависимости от давления P_c и марки материала представлены в табл. 1.

Выводы

Разработанная методика позволяет на этапах проектировки манжетного уплотнения рассчитать требуемую толщину стенки, которая обеспечивает максимальный ресурс работы и необходимую степень герметичности рабочей камеры. Анализ табл. 1 показал, что на жесткость материала очень сильно влияет введение волокнистых и дисперсных волокон. Модуль упругости при растяжении E_p увеличивается, жесткость материала повышается. Соответственно, материалы групп Флубон и Флувис, которые содержат до 20 % углеродных волокон, будут сложней поддаваться деформациям от давления газа. Описанный механизм работы манжетных уплотнений показывает их неработоспособность при низких давлениях до 1–1,5 МПа. В дальнейшем по результатам экспериментальных исследований износа данных композитных материалов возможно получить прогнозируемый ресурс работы уплотнения.

Список источников

1. Мирзоев Р. Г., Кутушев И. Д. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Ленинград: Машиностроение, 1972. 416 с.
2. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, переработ. и доп. Ленинград: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1973. 232 с.
3. Уплотнения: сб. ст. / Пер. с англ. В. П. Харитонова; под ред. В. К. Житомирского. Москва: Машиностроение, 1964. 293 с.
4. Холан К., Калина А. Уплотнения в машиностроении / пер. с чеш. А. А. Жукова. Москва: Машгиз, 1961. 67 с.
5. Кочичев В. Н. Уплотняющие устройства в машиностроении. Ленинград: Судостроение, 1962. 253 с.
6. Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2001. 159 с.
7. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Гошля Р. Ю. Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессорных ступеней при высоких отношениях давлений нагнетания к давлению всасывания // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 2. С. 13–18. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18.
8. Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L., Busarov S. S. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-

speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.

9. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Титов Д. С. Методика моделирования рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: свидетельство о регистрации электронного ресурса № 2019660287 от 02.09.2019 // Реестр программ для ЭВМ.

10. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3-4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.

11. Юша В. Л., С. С. Бусаров. Экспериментальная оценка индикаторного коэффициента подачи поршневой длинноходовой компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. С. 39–41.

12. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. 2015. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8.

13. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2008. 711 с.

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск. AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400
 Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

КОБЫЛЬСКИЙ Роман Эдуардович, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск. AuthorID (РИНЦ): 3985-1096

AuthorID (SCOPUS): 57220077521

ГРОМОВ Антон Юрьевич, кандидат технических наук, заместитель генерального директора по гражданской продукции АО НТК «Криогенная техника», г. Омск.

Адрес для переписки: azot111@bk.ru

Для цитирования

Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Громов А. Ю. Методика расчета толщины стенки лепестка манжетного цилиндропоршневого уплотнения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 26–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-26-31.

Статья поступила в редакцию 13.12.2022 г.

© С. С. Бусаров, Р. Э. Кобыльский, А. Ю. Громов

THE METHOD OF CALCULATING THE LOBE WALL THICKNESS OF CUFF CYLINDER PISTON SEAL

S. S. Busarov¹, R. E. Kobylsky¹, A. Yu. Gromov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC Scientific and Technical Complex «Cryogenic Technique»,
Russia, Omsk, 22 Parts'ezda str., bld. 97/1, 644105

The presented article describes a method for calculating the wall thickness of the lip seal lobe in the ANSYS Workbench Mechanical software package. The main problem that designers face when choosing the wall thickness of the lobe of cuff seals for reciprocating compressor units operating without lubrication is described. As a result of the work, the maximum and minimum wall thickness are calculated for the materials most common in oil-free compressor units. Antifriction materials of the Flubon and Fluvis groups containing up to 20 % carbon fibers have the smallest wall thickness in all pressure ranges considered. At the same time, the results obtained allow us to speak about the low efficiency of cuff seals with a maximum wall thickness at pressures below 1 MPa.

Keywords: cuff seals, sealing, antifriction material, piston compressor, contact pressure, wall thickness.

References

1. Mirzoyev R. G., Kutushev I. D. Osnovy konstruirovaniya i rascheta detaley iz plastmass i tekhnologicheskoy osnastki dlya ikh izgotovleniya [Fundamentals of design and calculation of plastic parts and technological equipment for their manufacture]. Leningrad, 1972. 416 p. (In Russ.).
2. Makarov G. V. Uplotnitel'nyye ustroystva [Sealing devices]. 2nd ed. Leningrad, 1973. 232 p. (In Russ.).
3. Uplotneniya [Seals] / Trans. from Engl. V. P. Kharitonova; ed. by V. K. Zhitomirskogo. Moscow, 1964. 293 p. (In Russ.).
4. Kholan K., Kalina A. Uplotneniya v mashinostroyenii [Seals in mechanical engineering] / trans. from Czech. A. A. Zhukova. Moscow, 1961. 67 p. (In Russ.).
5. Kokichev V. N. Uplotnyayushchiye ustroystva v mashinostroyenii [Sealing devices in mechanical engineering]. Leningrad, 1962. 253 p. (In Russ.).
6. 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.).
7. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Goshly R. Yu. Eksperimental'noye issledovaniye rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazozhnykh porshnevnykh kompressornykh stupeney pri vysokikh otnosheniyakh davleniy nagnetaniya k davleniyu vsasyvaniya [Experimental study of working processes of low-speed longstroke lubrication free piston compressor stages at high discharge pressure to suction pressures] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 2. P. 13–18. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18. (In Russ.).
8. Nedovenchany A. V., Yusha V. L., Busarov S. S. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1. (In Engl.).
9. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Titov D. S. Metodika modelirovaniya rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney: cvidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM [Method of modeling the working processes of low-speed long-stroke compressor stages: certificate of state registration of a computer program]: Electronic resource registration certificate No. 2019660287. (In Russ.).
10. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2015. Vol. 51, Issue 3-4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5. (In Engl.).
11. Yusha V. L., Busarov S. S. Eksperimental'naya otsenka indikatornogo koeffitsiyenta podachi porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni [Experimental evaluation of the indicator feed rate of a long-stroke pistons compressors stage] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2020. No. 3. P. 39–41. (In Russ.).
12. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. 2015. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8. (In Engl.).
13. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Fundamentals of Design. Constructions]. 3rd ed. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk. AuthorID (RSCI): 610336 AuthorID (SCOPUS): 51560987400 Correspondence address: habr86@mail.ru

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

AuthorID (RSCI): 3985-1096

AuthorID (SCOPUS): 57220077521

GROMOV Anton Yuryevich, Candidate of Technical Sciences, Deputy General Director for Civilian Products of Scientific and Technical Complex «Cryogenic technique» JSC, Omsk.

Correspondence address: azot111@bk.ru

For citations

Busarov S. S., Kobylsky R. E., Gromov A. Yu. The method of calculating the lobe wall thickness of cuff cylinder piston seal // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 26 – 31. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-26-31.

Received December 13, 2022.

© S. S. Busarov, R. E. Kobylsky, A. Yu. Gromov