

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МАНЖЕТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДЛИННОХОДОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

С. С. Бусаров, В. Л. Юша, Р. Э. Кобыльский

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

**В тихоходных компрессорных ступенях цилиндропоршневое уплотнение относится к наиболее ответственным узлам, влияющим на герметичность рабочей камеры. В представленной работе методом статических продувок были определены условные зазоры в манжетном уплотнении тихоходных компрессорных ступеней; проведена сравнительная оценка неплотности цилиндропоршневого уплотнения при различном количестве манжет и различной температуре стенок.**

**Ключевые слова:** длинноходовой поршневой компрессор; манжетное уплотнение, условный зазор, утечки газа, герметичность рабочей камеры.

## Введение

Одной из проблем, возникающих при работе тихоходных поршневых ступеней, влияющих на эффективность рабочего процесса, является наличие неплотностей в рабочей камере [1, 2]. В поршневых компрессорах основные утечки происходят через уплотнения цилиндропоршневой группы и клапаны нагнетания и всасывания. По данным [2] относительные утечки в быстроходных компрессорных ступенях составляют 0,5–4%, что незначительно влияет на рабочий процесс. Вследствие этого иногда при расчёте рабочих процессов поршневых компрессоров влиянием неплотностей в рабочей камере ступени на её работу пренебрегают [3, 4].

Особенностью работы тихоходных ступеней сжатия является более длительное время цикла по сравнению с компрессорными ступенями общего назначения [5]. И это время может в 100–500 раз превышать время цикла быстроходных ступеней. В связи с этим для получения давления 5 МПа и более в тихоходных ступенях сжатия особое внимание необходимо уделить исследованию условий работы цилиндропоршневого уплотнения и повышению герметичности данного узла.

Проведенные ранее исследования цилиндропоршневых уплотнений тихоходный длинноходовых компрессорных ступеней среднего давления показали низкую эффективность применения поршневых колец и уплоней лабиринтного типа. Наиболее эффективная работа ступени достигалась лишь при использовании манжетного уплотнения [6].

Важной характеристикой герметичности цилиндропоршневого узла является величина условного зазора. Применение этой характеристики обусловлено тем, что даже при наличии контактного взаимодействия рабочей поверхности манжеты и зеркала цилиндра (т.е. при номинальном отсутствии зазора) имеет место перетекание газа через микроканалы между взаимодействующими поверхностями из области с более высоким давлением в область с более низким давлением [2, 4, 5]. В из-

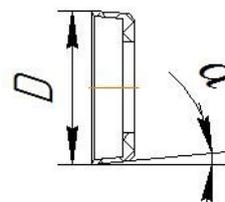


Рис. 1. Чертеж для изготовления манжетных уплотнений:  
 $D = 20; 20,2; 20,4; 20,8$ .  $\alpha = 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ; 25^\circ$   
Fig. 1. Drawing for the manufacture of lip seals:  
 $D = 20; 20,2; 20,4; 20,8$ .  $\alpha = 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ; 25^\circ$

вестной литературе допустимое значение условного зазора  $\delta_y$  для различных поршневых уплотнений быстроходных ступеней составляет 1,0–4,0 мкм [7, 8]. Однако проведенные ранее экспериментальные исследования показали, что для обеспечения требуемых характеристик работы тихоходной ступени величина  $\delta_y$  составляет не более 0,1 мкм [6].

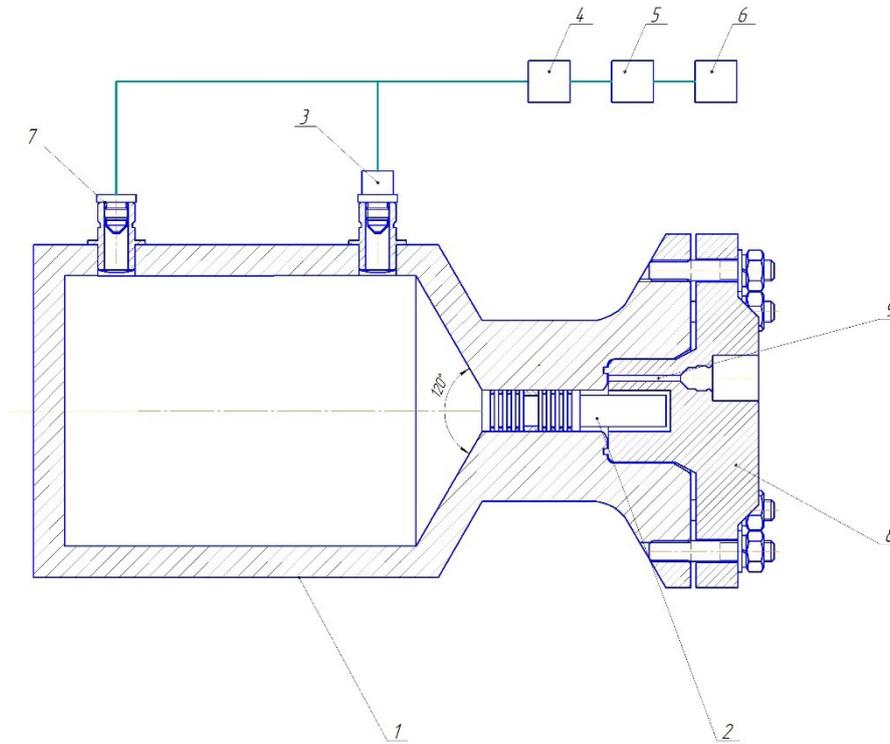
## Объект исследования

Объектом экспериментального исследования является манжетные уплотнения ступени длинноходового тихоходного поршневого компрессора без подачи смазки в проточную часть. Номинальный размер манжет — 20 мм. Давление испытаний до 5 МПа, сжимаемый газ — воздух; температура газа — 258–383 К. Количество испытуемых манжет на одном поршне — 1...9 шт.

На рис. 1 представлен эскиз испытуемой манжеты.

## Методика исследования

С целью получения данных о величине условного зазора при неподвижном положении поршня применён метод статических продувок. Метод заключается в статическом испытании элементов уплотнений на герметичность за счёт создания на



**Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального стенда:**  
 1 — стенд; 2 — испытуемый поршень; 3 — датчик давления; 4 — усилитель;  
 5 — цифровой осциллограф; 6 — персональный компьютер; 7 — датчик температуры;  
 8 — крышка; 9 — канал для выхода газа  
**Fig. 2. Schematic diagram of the experimental stand:**  
 1 — stand; 2 — test piston; 3 — pressure sensor; 4 — amplifier; 5 — digital oscilloscope;  
 6 — personal computer; 7 — temperature sensor, 8 — cover; 9 — channel for gas outlet

испытуемом элементе разности давления (рис. 2). В данном случае испытывается цилиндропоршневое уплотнение в виде манжет.

Схема разработанного экспериментального стенда представлена на рис. 2.

Методика испытаний содержит следующую последовательность действий:

1. Проверка работоспособности стенда и подтверждение его герметичности.
2. Фиксация испытуемого цилиндропоршневого уплотнения.
3. Проведение испытаний при давлении до 5 МПа.
4. Начало испытаний. Определение начальных параметров газа в камере:

— температуры, давления (датчики 3, 7 соответственно).

Регистрация падения давления в рабочей камере от времени проведения испытаний.

5. Завершение испытаний. Внесение результатов испытаний в протокол.

Последовательность проведения испытаний выглядит следующим образом.

В соответствии с методикой расчёта выполняется следующая последовательность действий:

1. В рабочую камеру 1 закачивается газ под давлением до 5 МПа. При установившейся температуре и зафиксированном давлении начинают проведение измерений.

2. Фиксируем начальное давление, температуру.

3. С помощью цифрового осциллографа 5 через усилитель 4 на монитор персонального компьютера 6 выводится график изменения давления внутри рабочей камеры.

4. Фиксируется конечное давление и время измерений, определяем массовый расход по формуле [9]:

$$M = \frac{P_1 V}{RT_1} - \frac{P_2 V}{RT_2} / \Delta t, \quad (1)$$

где  $R$  — газовая постоянная, Дж/кг·К;  $P_1$  — давление газа в начальный момент времени, Па;  $P_2$  — давление газа в конечный момент времени, Па;  $T_1$  — температура газа в начальный момент времени, К;  $T_2$  — температура газа в конечный момент времени, К;  $V$  — геометрический объем емкости, м<sup>3</sup>;  $\Delta t$  — время падения давления, с.

Крышка 8 служит для удержания испытуемого поршня 2, газ через зазоры в уплотнении выходит через канал 9.

Уравнение массового расхода реального газа через зазор с применением поправочного коэффициента сжимаемости газа имеет следующий вид [9]:

$$M = \Phi \cdot \varepsilon_p \sqrt{\rho_1 (P_1 - P_2)}, \quad (2)$$

где  $\Phi$  — эквивалентная площадь зазора при данной методике, м<sup>2</sup>;  $P_1$ ,  $P_2$  — давления газа перед и после щелевого канала, Па;  $\rho_1$  — плотность газа перед щелевым каналом, кг/м<sup>3</sup>;  $\varepsilon_p$  — коэффициент сжимаемости.

С учётом (1) и (2) определяем площадь зазора.

В свою очередь эквивалентная площадь зазора:

$$\Phi = af, \quad (3)$$

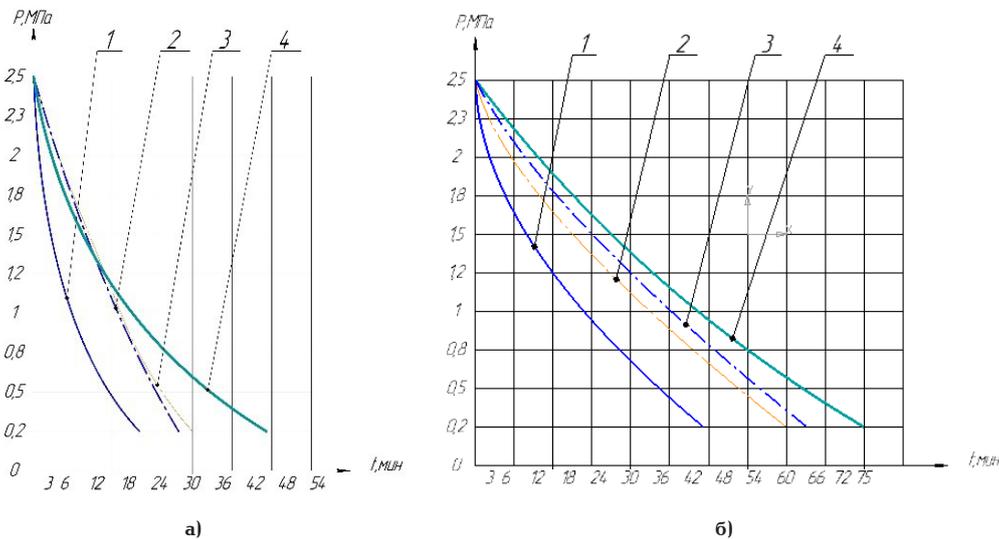


Рис. 3. Экспериментальные значения падения давления в зависимости от времени:  
 а) 1-манжетное уплотнение при угле 10°, 2-манжетное уплотнение при угле 15°,  
 3-манжетное уплотнение при угле 20°, 4-манжетное уплотнение при угле 25°;  
 б) 1-манжетное уплотнение при диаметре 20; 2-манжетное уплотнение при диаметре 20,2;  
 3-манжетное уплотнение при диаметре 20,4; 4-манжетное уплотнение при диаметре 20,8

Fig. 3. Experimental values of pressure drop as a function of time:  
 а) 1-lip seal at an angle of 10°, 2-lip seal at an angle of 15°,  
 3-lip seal at an angle of 20°, 4-lip seal at an angle of 25°;  
 б) 1-lip seal with a diameter of 20; 2-lip seal with a diameter of 20,2;  
 3-lip seal with a diameter of 20,4; 4-lip seal with a diameter of 20,8

где  $\alpha$  — коэффициент расхода;  $f$  — площадь зазора, м<sup>2</sup>.

Таким образом, зная периметр ( $P$ ) определяется величина условного зазора [10]:

$$\delta_y = \Phi/P = \alpha \delta_p, \quad (4)$$

где  $\delta_p$  — реальный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Погрешность измерения температуры при использовании бусинкового термистора [11–14].

$$\delta_T = \sqrt{\delta_M^2 + \delta_t^2 + \delta_V^2 + \delta_F^2}, \quad (5)$$

где  $\delta_M$  — погрешность мультиметра, определяемая погрешностью прибора, 0,34%;  $\delta_t$  — погрешность термометра, определяемая погрешностью прибора, 0,1%;  $\delta_V$  — погрешность вольтметра, определяемая погрешностью прибора, 0,3%;  $\delta_F$  — погрешность расчёта по полученной интерполированной формуле, 1,5%.

$$\delta_T = \sqrt{0,34^2 + 0,1^2 + 0,3^2 + 1,5^2} = 1,57 \text{ \%}.$$

Определим приборную погрешность [12] при тарировке датчика давления, определяемую по формуле [13]:

$$\delta_{\Delta\Delta} = \sqrt{\delta_A^2 + \delta_{MH}^2 + \delta_O^2},$$

где  $\delta_A$  — относительная погрешность датчика давления, %;  $\delta_{MH}$  — относительная погрешность образцового манометра, %;  $\delta_O$  — относительная погрешность осциллографа, %.

Относительная погрешность датчика давления по паспорту  $\delta_A = 1,4\%$ . Относительная погрешность образцового манометра  $\delta_{MH} = 1\%$ . Относительная

погрешность для осциллографа определяется паспортом  $\delta_O = 0,05\%$ . В данном случае приборная погрешность является общей погрешностью, поскольку методика измерения напряжения при выполнении эксперимента и при проведении тарировки совершенно одинакова. Также не учитывалось влияние случайных факторов. Их можно будет исключить, если некоторые значения, полученные при экспериментальном измерении, будут выпадать из общей системы. Тогда общая погрешность датчика давления равна:

$$\delta_{\Delta\Delta} = \sqrt{1,4^2 + 1^2 + 0,05^2} = 1,72\%.$$

Погрешность при измерении времени падения давления  $\delta_t$  составляет около 2%. Погрешность измерения линейных размеров  $\delta_L = 1\%$ .

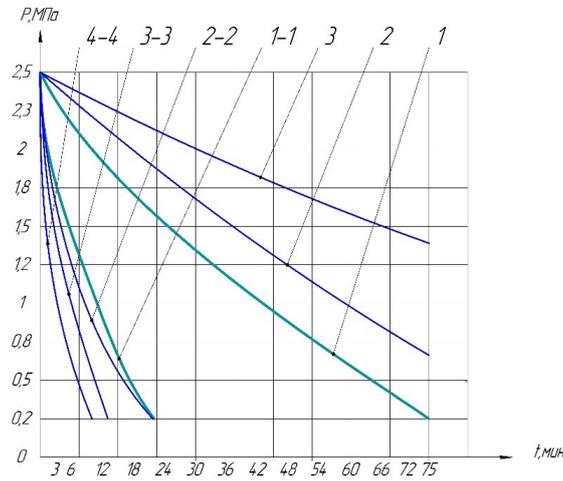
Общая погрешность определения условного зазора:

$$\delta_\delta = \sqrt{\delta_{\Delta\Delta}^2 + \delta_T^2 + \delta_t^2 + \delta_L^2} = \sqrt{1,72^2 + 1,57^2 + 2^2 + 1^2} = 3,23 \text{ \%}.$$

## Результаты

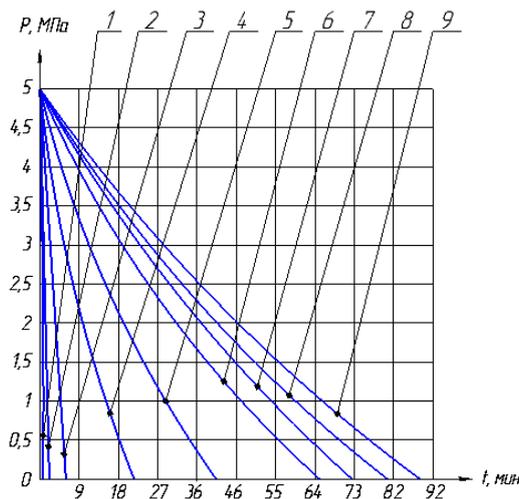
По результатам испытаний были получены экспериментальные графики статических продувок с различной конфигурацией манжетного уплотнения, что позволило получить наилучшую конструкцию (рис. 3).

Как видно из рис. 3, значение угла раскрытия манжетного уплотнения существенно влияет на герметичность рабочей камеры. При возрастании угла раскрытия со 10° до 15° (кривая 1, 2, 3 и 4 соответственно) наблюдается стабильный рост герме-



**Рис. 4. Экспериментальные значения падения давления в зависимости от времени для манжетного уплотнения диаметром 20,8 при различной температуре стенки цилиндра:**  
 1 — 293 К; 2 — 323 К; 3 — 343 К;  
 1-1 — 280 К; 2-2 — 273 К; 3-3 — 263 К; 4-4 — 258 К

**Fig. 4. Experimental values of the pressure drop as a function of time for lip seals with a diameter of 20,8 at various cylinder wall temperatures:**  
 1 — 293 К; 2 — 323 К; 3 — 343 К;  
 1-1 — 280 К; 2-2 — 273 К; 3-3 — 263 К; 4-4 — 258 К



**Рис. 5. Влияние количества манжетных уплотнений на герметичность рабочей камеры:**  
 1 — одно манжетное уплотнение; 2 — два манжетных уплотнения; 3 — три манжетных уплотнения;  
 4 — четыре манжетных уплотнения; 5 — пять манжетных уплотнений; 6 — шесть манжетных уплотнений;  
 7 — семь манжетных уплотнений; 8 — восемь манжетных уплотнений; 9 — девять манжетных уплотнений

**Fig. 5. Effect of the number of lip seals on the tightness of the working chamber:**  
 1 — one lip seal; 2 — two lip seals; 3 — three lip seals; 4 — four lip seals; 5 — five lip seals;  
 6 — six lip seals; 7 — seven lip seals; 8 — eight lip seals; 9 — nine lip seals

тичности рабочей камеры, соответственно, уменьшаются утечки сжимаемого газа. При проведении экспериментов было обнаружено, что наилучший угол раскрытия манжетного уплотнения, при котором достигается максимальная герметизация рабочей камеры, составляет  $15^\circ$ . Как видно из рис. 3, диаметр манжетного уплотнения также существенно влияет на герметичность рабочей камеры. При увеличении диаметра с 20 до 20,8 мм (кривые 1, 2, 3 и 4 соответственно) уменьшаются утечки сжимаемого газа, соответственно, улучшается герметизация рабочей камеры. По-видимому, при большем диаметре увеличивается сила поджатия манжеты при сборке.

На рис. 4 показано, как влияет температура стенки цилиндра в области взаимодействия с манжетным уплотнением на герметичность рабочей камеры при использовании материала Ф4К15М5. При пониженных температурах герметичность рабочей камеры ухудшается. Очевидно, это связано увеличением твердости и жесткости материала Ф4К15М5.

При положительной температуре от  $22^\circ\text{C}$  до  $70^\circ\text{C}$  в рабочей камере наблюдается стабильный рост герметичности, но при достижении температуры  $110^\circ\text{C}$  герметизация в рабочей камере снизилась. Теоретически данный спад объясняется расширением отверстия — деформации цилиндра. Надо отметить, что температура цилиндрической

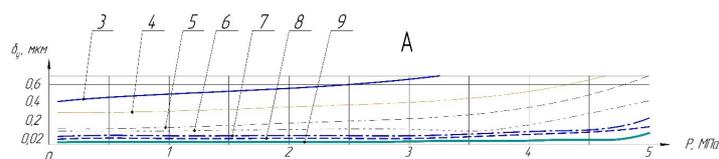
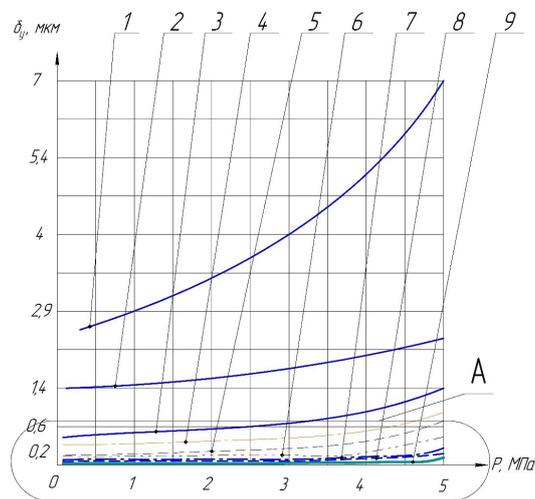


Рис. 6. График изменения условного зазора от величины давления:

1 — одно манжетное уплотнение; 2 — два манжетных уплотнения; 3 — три манжетных уплотнения; 4 — четыре манжетных уплотнения; 5 — пять манжетных уплотнений; 6 — шесть манжетных уплотнений; 7 — семь манжетных уплотнений; 8 — восемь манжетных уплотнений; 9 — девять манжетных уплотнений

Fig. 6. Graph of change of conditional clearance from pressure value:

1 — one lip seal; 2 — two lip seals; 3 — three lip seals; 4 — four lip seals; 5 — five lip seals; 6 — six lip seals; 7 — seven lip seals; 8 — eight lip seals; 9 — nine lip seals

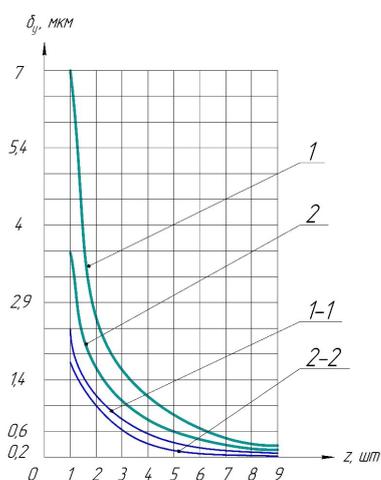


Рис. 7. График изменения условного зазора от количества манжет при различном давлении:

1 — для давления 5 МПа зазор в начальный момент времени; 2 — для давления 3 МПа зазор в начальный момент времени; 1-1 — для давления 5 МПа зазор в конечный момент времени; 2-2 — для давления 3 МПа зазор в конечный момент времени

Fig. 7. Graph of the change in the conditional gap on the number of lip seals at different pressures:

1 — for the pressure of 5 MPa, the gap at the initial time; 2 — for the pressure of 3 MPa, the gap at the initial time; 1-1 — for a pressure of 5 MPa, a gap at a finite point in time; 2-2 — for a pressure of 3 MPa, a gap at a finite point in time

жет. На рис. 6, 7 представлен график изменения условного зазора от давления газа и количества манжет.

Полученные результаты показывают, что герметичность растёт по мере увеличения количества манжет. Однако можно заметить, что увеличение количества манжет более 6 не ведёт к существенному росту герметичности. Учитывая, что увеличение количества манжет ведёт к увеличению потерь на трение, становится актуальной задача по оптимизации этого конструктивного параметра.

### Заключение

Проведенные исследования показали, что количество манжет в цилиндропоршневом уплотнении тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней, их конструктивные параметры и тепловое состояние существенно влияют на величину условного зазора. При этом актуальным становится решение задачи о выборе оптимального количества манжет с учётом интенсивности течения газа через манжетное уплотнение и потерь мощности на преодоление трения в сопряжении манжета — зеркало цилиндра. Дальнейшие исследования для различных газов и конструкционных материалов манжет позволят разработать общие рекомендации при проектировании манжетных уплотнений тихоходных поршневых ступеней сжатия.

### Список источников

1. Прилуцкий А. И. Развитие теории, методов расчёта и оптимального проектирования поршневых компрессорных и расширительных машин: дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 2015. 454 с.

части рабочей камеры, как показали ранее проведённые исследования, не превышает 60–80 °С [14, 15].

На рис. 5 представлены зависимости времени падения давления от количества уплотняющих ман-

2. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд. М.: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

3. Прилуцкий И. К. Совершенствование систем газораспределения компрессорных и расширительных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 1997. 32 с.

4. Фотин Б. С. [и др.]. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.

5. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.

6. Бусаров С. С., Бусаров И. С., Титов Д. 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. Кузнецов Л. Г., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И. Повышение герметичности поршневых компрессоров и детандеров // Холодильная техника. 1999. № 9. С. 24–25.

8. Захаренко С. Е. Экспериментальное исследование протечек газа через щели // Труды Ленинградского политехнического института. 1953. № 2. С. 161–170.

9. Busarov S. S., Vasil'ev V. K., Busarov I. S., Nedovenchanyj A. V. Experimental Determination of the Conventional Clearance in Valves of Oil-free Reciprocating Compressor Units // AIP Conference Proceedings. 2017. P. 020043-1–020043-7. DOI: 10.1063/1.4998863.

10. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, 1983. 158 с.

11. Грановский В. С., Сирая Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с. ISBN 5-283-04480-7.

12. Зайдель А. Н. Погрешности измерения физических величин. Л.: Наука, 1985. 112 с.

13. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. М.: Наука, 1970. 104 с.

14. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering.

2017. Vol. 53, Issue 7–8. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.

15. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V. [et al.]. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52, Issue 9–10. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4.

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

**КОБЫЛЬСКИЙ Роман Эдуардович**, магистрант гр. ТМОМ-181 факультета элитного образования и магистратуры.

AuthorID (SCOPUS): 57195571233

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

#### Для цитирования

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: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27.

Статья поступила в редакцию 09.06.2020 г.

© С. С. Бусаров, В. Л. Юша, Р. Э. Кобыльский

# EXPERIMENTAL EVALUATION OF EFFECTIVENESS OF LIP SEAL OF CYLINDER-PISTON GROUP OF LONG-STROKE COMPRESSOR STAGE

S. S. Busarov, V. L. Yusha, R. E. Kobylskiy

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

**In slow-moving compressor stages the piston-cylinder seal is one of the most critical components affecting the tightness of the working chamber. In the present work, conditional clearances in the lip seal of low-speed compressor stages are determined by the method of static blowing. A comparative assessment of the leak-tightness of the piston-cylinder seal with a different number of cuffs and different wall temperatures is carried out.**

**Keywords: long stroke piston compressor; lip seal, conditional clearance, gas leaks, tightness of the working chamber.**

## References

- Prilutskiy A. I. Razvitiye teorii, metodov rascheta i optimal'nogo proyektirovaniya porshnevykh kompressornykh i rasshiritel'nykh mashin [Development of the theory, methods of calculation and optimal design of reciprocating compressor and expansion machines]. St. Petersburg, 2015. 454 p. (In Russ.).
- Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3d ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
- Prilutskiy I. K. Sovershenstvovaniye sistem gazoraspre-deleniya kompressornykh i rasshiritel'nykh mashin [Improving the gas distribution systems of compressor and expansion machines]. St. Petersburg, 1997. 32 p. (In Russ.).
- Fotin B. S. [et al.]. Porshnevyye kompressory [Piston compressors]. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
- 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.).
- Busarov S. S., Busarov S. S., Titov D. S. Eksperimen-tal'noye opredeleniye usloynykh zazorov tsilindroporshnevykh uplotneniy kompressornykh agregatov [Experimental deter-mination of conditional clearances for cylinder piston seals of compressor units] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-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.).
- Kuznetsov L. G., Molodova Yu. I., Prilutskiy A. I. Povysheniye germetichnosti porshnevykh kompressorov i detanderov [Improving the tightness of reciprocating compressors and expanders] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodil'naya Tekhnika*. 1999. No. 9. P. 24–25. (In Russ.).
- Zakharenko S. E. Eksperimental'noye issledovaniye protechek gaza cherez shcheli [An experimental study of gas leaks through cracks] // Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta. *Trudy Leningradskogo Politeknicheskogo Instituta*. 1953. No. 2. P. 161–170. (In Russ.).
- Busarov S. S., Vasil'ev V. K., Busarov I. S., Nedoven-chanyj A. V. Experimental Determination of the Conventional Clearance in Valves of Oil-free Reciprocating Compressor Units // AIP Conference Proceedings. 2017. P. 020043-1–020043-7. DOI: 10.1063/1.4998863. (In Engl.).
- Kondratyeva T. F., Isakov V. P. Klapany porshnevykh kompressorov [Valves of reciprocating compressors]. Leningrad, 1983. 158 p. (In Russ.).
- Granovskiy V. S., Siraya T. N. Metody obrabotki eksperimental'nykh dannykh pri izmereniyakh [Methods of processing experimental data during measurements]. Leningrad, 1990. 288 p. ISBN 5-283-04480-7. (In Russ.).
- Zaydel A. N. Pogreshnosti izmereniya fizicheskikh velichin [Errors of measurement of physical quantities]. Leningrad, 1985. 112 p. (In Russ.).
- Kassandrova O. N., Lebedev V. V. Obrabotka rezul'tatov nablyudeniya [Processing of observation results]. Moscow, 1970. 104 p. (In Russ.).
- Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53, Issue 7–8. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2. (In Engl.).
- Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V. [et al.]. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52, Issue 9–10. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4. (In Engl.).

**BUSAROV Sergey Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department. AuthorID (RSCI): 610336  
AuthorID (SCOPUS): 51560987400

**YUSHA Vladimir Leonidovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

**KOBYLSKIY Roman Eduardovich**, Undergraduate Student, gr. TMOm-181 of Elite Education and Magistracy Department.

AuthorID (SCOPUS): 57195571233

Address for correspondence: bssi1980@mail.ru

#### For citations

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 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27.

Received June 9, 2020.

© S. S. Busarov, V. L. Yusha, R. E. Kobylskiy