

DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125

Кобыльский Р.Э.

Омский государственный технический университет

E-mail: roman.kobilsky@gmail.com

ПРИМЕНЕНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Аннотация. В данной научной работе рассмотрена важность ресурса работы цилиндропоршневого уплотнения для поршневых компрессорных агрегатов среднего и высокого давления. Рассмотрена схема сил, действующих на уплотнение (справедливая, как для поршневых колец, так и для манжетных уплотнений), приведены основные расчетные формулы и была предложена перспективная конструкция комбинированного уплотнения для повышения ресурса работы всего компрессорного агрегата, работающего, преимущественно без смазки проточной части цилиндра. Для решения данной проблемы была выдвинута гипотеза о возможности снижения нагрузки на уплотнение путем дросселирования газа, не уменьшая, тем самым, производительность поршневого агрегата. Также в данной работе приведены схемы и фото перспективной конструкции комбинированного уплотнения (четыре варианта комбинирования). Произведено подробное описание экспериментального стенда для определения перепада давления (нагрузки), действующего на манжетное уплотнение, а также описан порядок проведения экспериментального исследования. В результате было получено, что применение комбинированного уплотнения позволяет уменьшить перепад давления на первом уплотнении примерно в два раза, с 2 МПа до 1,1 МПа. Соответственно, ресурс работы уплотнения теоретически увеличивается пропорционально уменьшению перепада давления, так же в два раза.

Ключевые слова: манжетное уплотнение, поршневой компрессор, цилиндропоршневая группа, ресурс уплотнения, эффективность компрессора.

Введение. Поршневые компрессорные агрегаты используются в различных отраслях промышленности. На химических, металлургических, нефтеперерабатывающих и многих других предприятиях, газовые и воздушные поршневые компрессоры составляют значительную часть механического оборудования, от надежности и долговечности которого зависит стабильность технологического процесса, а при работе на взрывоопасных и токсических газах безопасностью обслуживающего персонала. Цилиндропоршневые уплотнения - наиболее ответственные узлы, работа которых влияет на режим и безопасность эксплуатации компрессоров. Учитывая тот факт, что сегодня в нефтеперерабатывающей отрасли практически все воздушные и газовые поршневые компрессоры (как отечественные, так и импортные) во всем диапазоне давлений от низкого до сверхвысокого переведены на работу без смазки проточной части [1], то увеличение ресурса работы цилиндропоршневых уплотнений выходит на первый план. Коэффициент долговечности подобных компрессоров лежит в диапазоне 0,6–0,74 [2]. Проведенный литературный обзор показал, что ресурс работы цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов, работающих без смазки на средних и высоких давлениях, лежит в диапазоне 1000–5500 ч. [3], что не соответствует современным требованиям, предъявляемым к цилиндропоршневым уплотнениям. Согласно требованиям [4] период между ремонтно-восстановительными

работами должен быть минимум 8000 ч. Повышение ресурса работы цилиндропоршневых уплотнений особенно актуально для зарубежных компрессорных агрегатов эксплуатирующихся на территории Российской Федерации. Стоимость комплекта уплотнений может достигать (в зависимости от марки компрессорного агрегата) 2000 \$. Величина импортных агрегатов составляет, примерно 65–70 % от общего количества компрессорных агрегатов, задействованных на территории РФ. Из теории цилиндропоршневого уплотнения известно, что пиковая нагрузка приходится на первое уплотнение (до 60 % на поршневое кольцо [5], до 70–75 % на манжетное уплотнение [6,10]), происходит прихватывание уплотнения к цилиндру, а, следовательно, и быстрый износ. В данном случае, ресурс работы всего компрессорного агрегата будет определяться ресурсом работы первого уплотнения. Нагрузка, действующая на манжетное уплотнение (как и на поршневое кольцо), определяется четырьмя силами, представленными на рисунке 1: осевой силой F_1 , которая «раздавливает» уплотнение о стенку цилиндра, радиальной силой F_2 , которая прижимает уплотнение к зеркалу цилиндра, осевой силой трения F_3 , которая всегда направлена противоположно вектору скорости поршня и силой собственной упругости материала F_4 .

Износ наружной поверхности А в основном зависит от величины силы F_2 , которая определяется разностью сил давления газа, действующих

на поверхность В и С, и рассчитывается по формуле (справедливой только для расчета уплотнений, работающих без смазки) [7]:

$$\Delta P = \frac{\beta(P_1 - P_2)}{2}, \quad (1)$$

где β – коэффициент, учитывающий противодействие на уплотнении, создаваемое рабочей средой со стороны цилиндра:

$$\beta = \frac{1,4k}{\sqrt[3]{h^2}}, \quad (2)$$

где k – экспериментально определяемый коэффициент, учитывающий свойства материала, шероховатость поверхности трения, характер контактирования между цилиндром и уплотнением и режимы работы ступени компрессора (для различного типа графитов $k = 1,0 \div 3,5$; для фторопластовых композиций $k = 2,5 \div 3,5$). Давление газа на внутреннюю поверхность D согласно [1] считают постоянным и равным давлению перед уплотнением. Данный коэффициент был уточнен авторами в работе [6] для манжетных уплотнений.

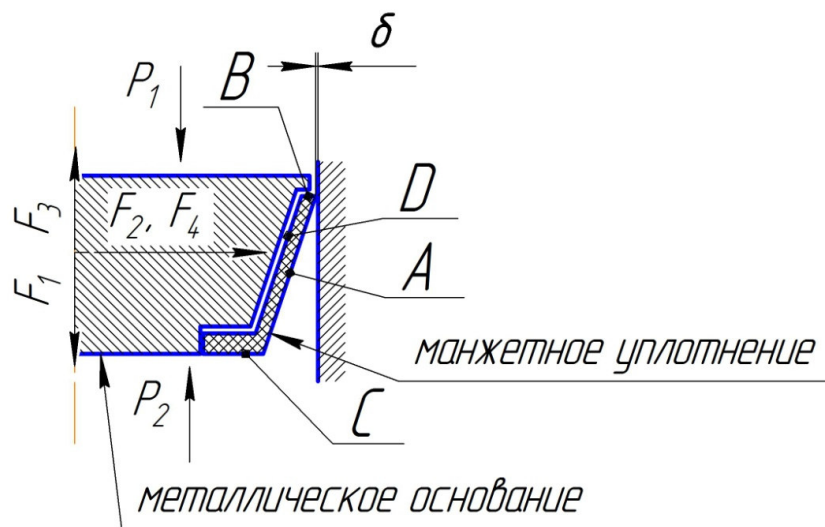


Рис. 1. Схема сил, действующих на манжетное уплотнение

Авторы в работе [8] совместно с ЛПИ (Ленинградский политехнический институт) проводили исследования поршня с комбинированными уплотнениями для снятия пиковых нагрузок. В качестве втулок были использованы гладкая и лабиринтная втулка с аккумулярующей емкостью расположенной перед манжетой (рис. 2).

ными уплотнениями для снятия пиковых нагрузок. В качестве втулок были использованы гладкая и лабиринтная втулка с аккумулярующей емкостью расположенной перед манжетой (рис. 2).

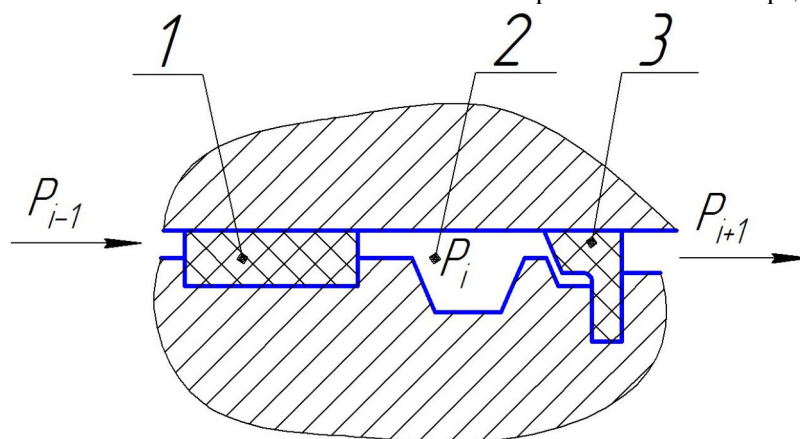


Рис. 2. Комбинированное уплотнение

1 – дроссельная втулка, 2 – аккумулярующая емкость, 3 – манжетное уплотнение.

При дросселировании газа в щели между втулкой и цилиндром с последующим расширением в аккумулярующей емкости давление газа перед манжетой удалось снизить на 25–30 % [8, 9], при этом ресурс работы уплотнения без смазки составил более 2000 ч. (при давлении

нагнетания 20 МПа). Авторы утверждают, что разгрузку отдельных элементов выполнить вполне реально, при этом наилучшие результаты следует ожидать в случае равномерного распределения давления по всему объему уплотнения, когда одновременно будут разгружены первые и

последние уплотнения. Величину уменьшения перепада давления (нагрузки) можно регулировать длиной дроссельной втулки, при этом важно помнить, что увеличение длины дроссельной втулки, приведет к увеличению мертвого объема, что не только уменьшит производительность поршневого компрессорного агрегата, но и может достичь предельного случая, когда производительность компрессора будет равной нулю, что категорически недопустимо для компрессорной техники.

Для решения данной проблемы авторами данной работы была предложена конструкция комбинированных уплотнений с обратной манжетным уплотнением, конструкции представлены на рисунке 3, фото на рисунке 4. Предложенная конструкция работает следующим образом: в процессе сжатия и нагнетания (когда нагрузка, действующая на цилиндропоршневое уплотнение имеет пиковое значение), газ под давлением (P_1) попадает в зазор между обратной манжетой и зеркалом цилиндра, в следствии чего дросселируется и расширяется в аккумулирующей камере, давление газа перед комплектом манжетных уплотнений снижается до давления (P_2). В процессе обратного расширения и всасывания сжатый газ, находящийся в объеме аккумулирующей камеры разожмет манжетное уплот-

нение, камера будет изолирована и не будет являться дополнительным мертвым объёмом. Это по сравнению с известным прототипом увеличит производительность.

Из формулы 1 видно, что уменьшая давление газа до давления P_1 перед комплектом манжетных уплотнений по сравнению с давлением газа перед поршнем мы значительно уменьшаем нагрузку, действующую на манжетное уплотнение, тем самым увеличиваем его ресурс работы.

Предложенное авторами цилиндропоршневое уплотнение позволяет снизить пиковые нагрузки, действующие на цилиндропоршневое уплотнение, что тем самым уменьшает его износ и увеличивает ресурс работы, не уменьшая производительность компрессорного агрегата.

Объект исследования. Объектом исследования в данной работе является конструкция наборного комбинированного уплотнения в четырех вариациях. Номинальный диаметр манжетных уплотнений – 50 мм, ширина – 5,5 мм, материал уплотнений – Ф4, материал втулок – Ф4К15М5. Диаметр втулок 49,9 мм, высота 5,5 и 11 мм. На рисунке 3 представлены схемы испытываемых наборных комбинированных уплотнений.

На рисунке 4 представлены фото испытываемых наборных уплотнений.

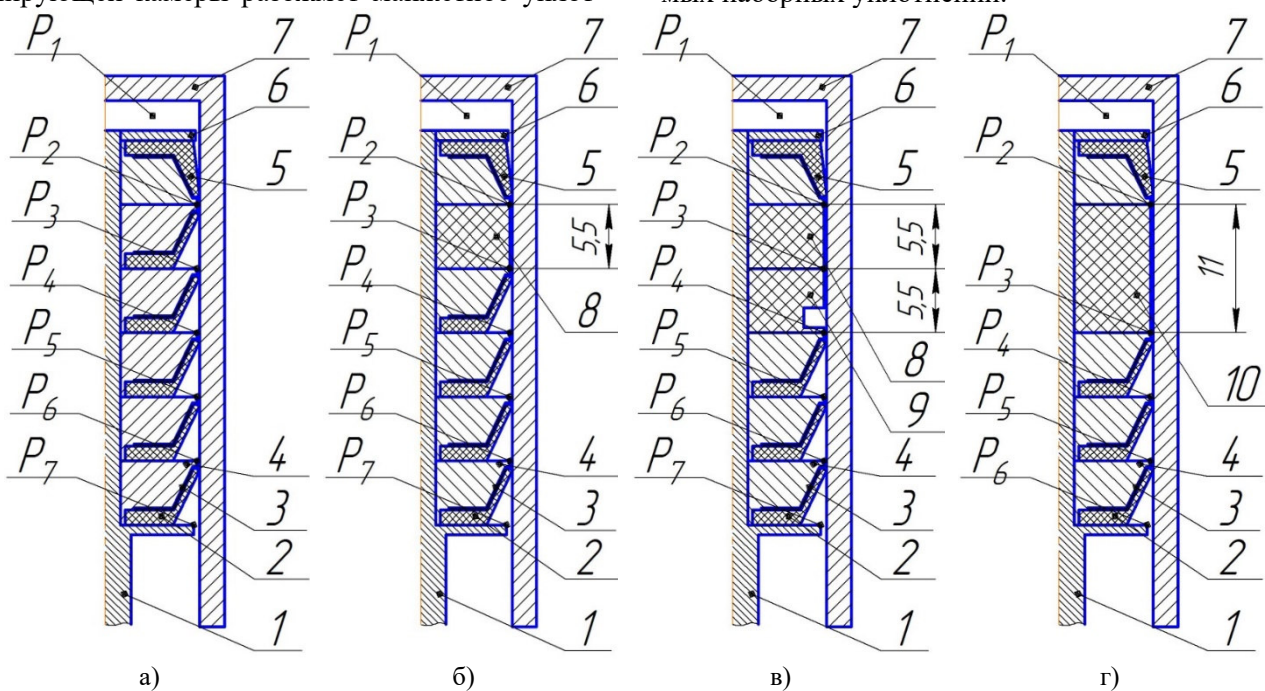


Рис. 3. Конструкции комбинированных цилиндропоршневых уплотнений:

- а – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой;
- б – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм;
- в – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм и аккумулирующей камерой длиной 5,5 мм;
- г – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 11 мм;
- 1 – поршень; 2 – манжетное уплотнение; 3 – экспандер; 4 – шайба; 5 – обратное манжетное уплотнение;
- 6 – прижимная шайба; 7 – рабочий цилиндр; 8 – дроссельная втулка (длиной 5,5 мм);
- 9 – шайба с аккумулирующим объемом; 10 – дроссельная втулка (длиной 11 мм).

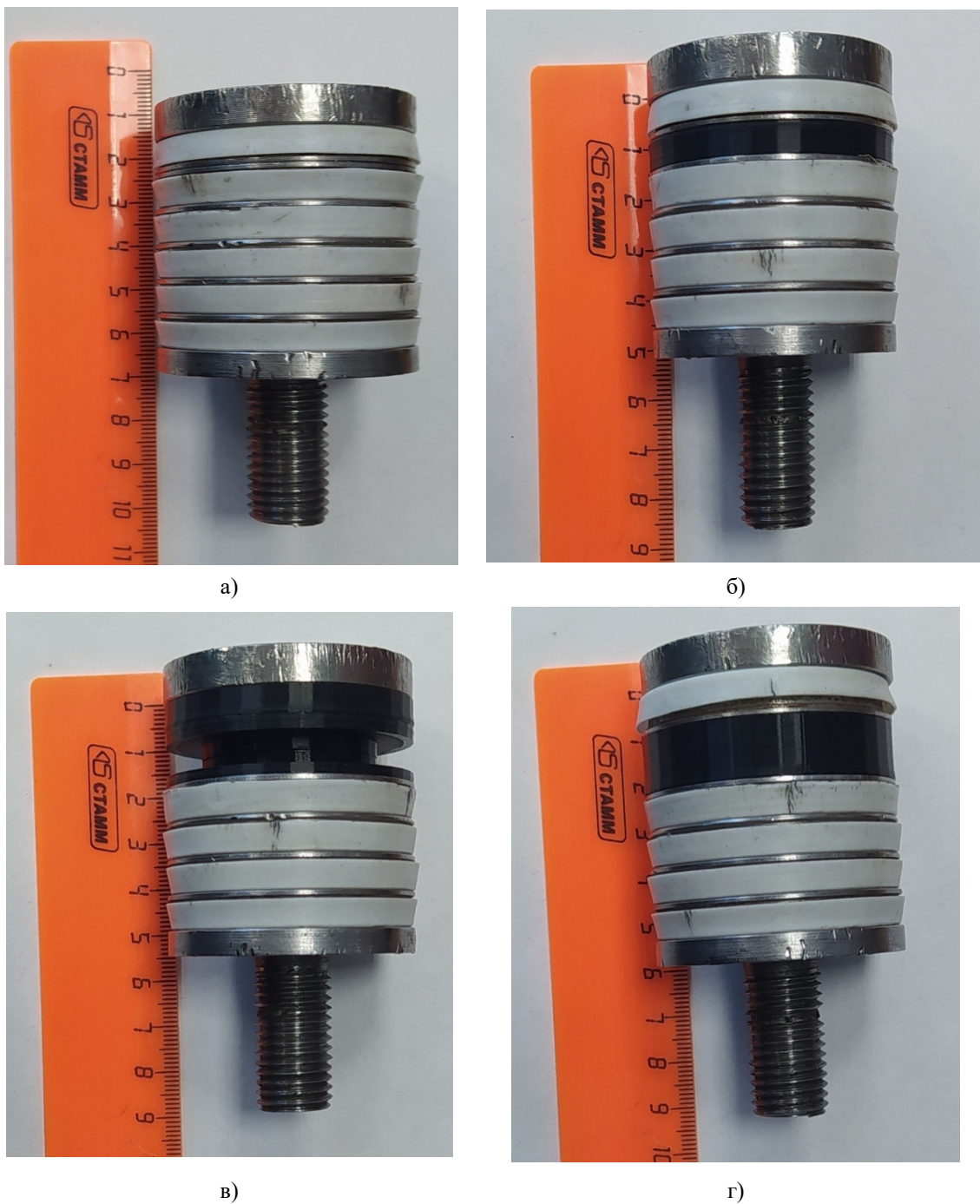


Рис. 4. Фото испытуемых комбинированных уплотнений:

4а – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой;

4б – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм;

4в – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 5,5 мм и аккумуляющей камерой длиной 5,5 мм;

4г – Комбинированное уплотнение с обратной манжетой, дроссельной втулкой длиной 11 мм.

Описание экспериментального стенда.

Для определения реальной нагрузки, действующей на цилиндропоршневое уплотнение, был разработан экспериментальный стенд, который представлен на рисунке 5.

На рисунке 6 представлен разрез оснастки с технологическими отверстиями для установки

датчиков давления. Датчик 1 фиксирует давление до наборного поршня, датчик 2 фиксирует давление после обратного манжетного уплотнения (после дроссельных втулок), датчик 3 фиксирует давление после третьего манжетного уплотнения и так далее по аналогии. На рисунке 6 показан общий вид блока наборного поршня, состоящего из манжетных уплотнений.



Рис. 5. Общий вид экспериментального стенда:
 1 – емкость, 2 – оснастка, 3 – мультиметры, 4 – блок питания, 5 – баллон со сжатым воздухом.

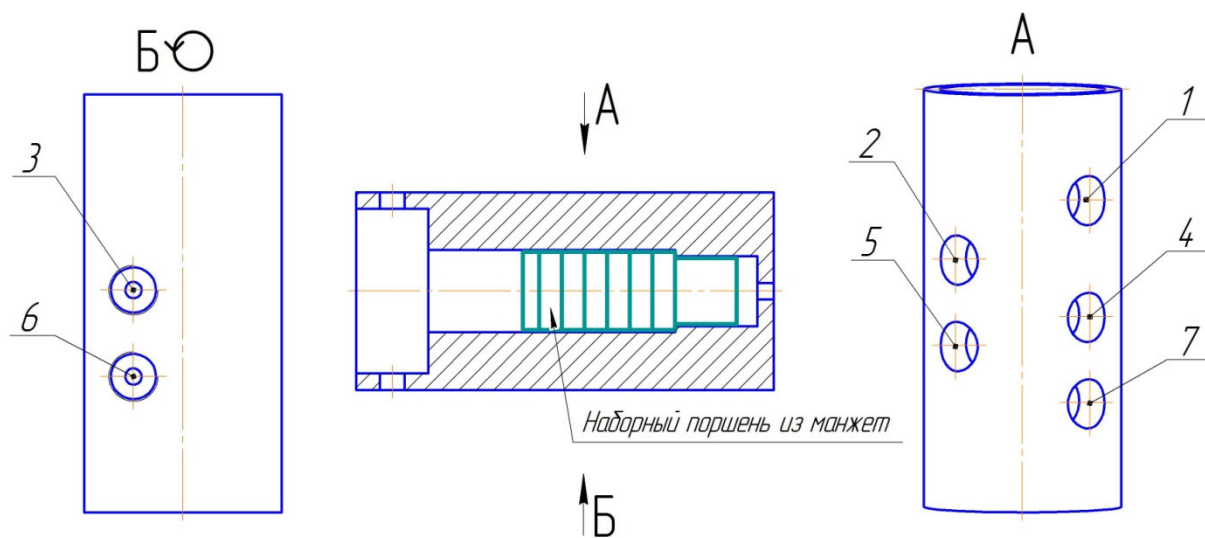


Рис. 6. Оснастка.

Эксперимент проводился следующим образом: в емкость 1 из баллона со сжатым воздухом 5 подавался газ требуемого давления (от 1 до 5 МПа), в момент достижения требуемого давления с мультиметров 3, которые в свою очередь подключены к датчикам давления, снимались показания. Один из мультиметров всегда был подключен к датчику давления, который фиксирует давление до наборного поршня, второй мультиметр подключался к датчику давления, который фиксирует давление после дроссельных втулок (перед последующим уплотнением). Полученные результаты распределения давления по наборному поршню различных комбинаций ком-

бинированного уплотнения (для давления в рабочей камере – 3МПа) представлены на рисунке 7. Стоит отметить, что данный процесс проведения эксперимента справедлив как для манжетного уплотнения, так и для кольцевых уплотнений.

Конструкция уплотнения согласно рисунку «Зв» дала схожие результаты с конструкцией согласно рисунку 3г, поэтому отдельной кривой на рисунке 7 не представлена.

Величина нагрузки была рассчитана по формуле 1, где коэффициент $\beta=1,58$. Результаты расчетов представлены на рисунке 8.

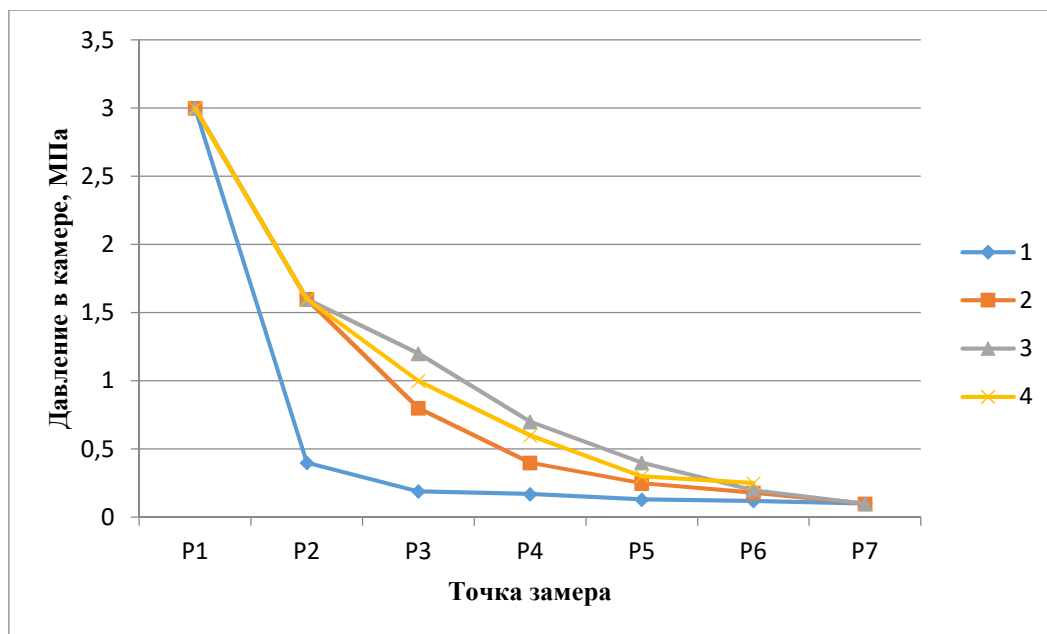


Рис. 7. Падение давления вдоль оси поршня:

- 1 – Кривая падения давления для стандартного наборного поршня (была получена ранее в работе [6])
- 2 – Кривая падения давления для конструкции согласно рисунку 3а;
- 3 – Кривая падения давления для конструкции согласно рисунку 3б;
- 3 – Кривая падения давления для конструкции согласно рисунку 3г.

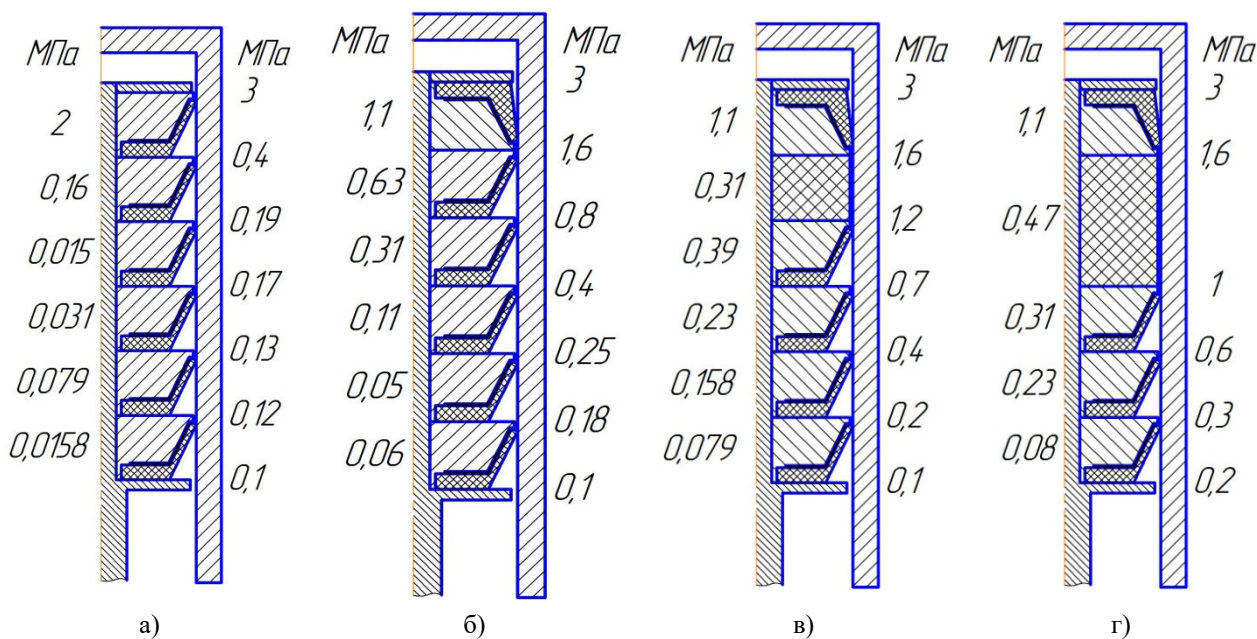


Рис. 8. Нагрузка, действующая на уплотнения:

- а) стандартный наборный поршень; б) наборный поршень с обратным манжетным уплотнением;
- в) наборный поршень с дроссельной втулкой 5,5 мм; г) наборный поршень с дроссельной втулкой 11 мм

Результаты. Анализируя рисунок 8, видно, что в стандартном наборном поршне при давлении в рабочей камере 3 МПа первое уплотнение работает при пиковой нагрузке 2 МПа (стоит отметить, что данная нагрузка при температуре в рабочей камере 100–120 °С является предельно допустимой), используя конструкцию, представленную на рисунке «3а», удалось перераспределить пиковую нагрузку до 1,1 МПа на обратное

манжетное уплотнение и 0,63 МПа на первое манжетное уплотнение. Учитывая тот факт, что ресурс работы уплотнения напрямую зависит от воспринимаемой нагрузки, то снизив пиковую нагрузку с 2 МПа до 1,1 МПа ресурс работы всего цилиндропоршневого уплотнения, теоретически, увеличивается в 2 раза. Используя конструкцию согласно «3б», удалось снизить нагрузку на ман-

жетное уплотнение с 0,63 МПа до 0,39 МПа. Используя конструкцию «3г», удалось снизить нагрузку с 0,63 МПа до 0,31 МПа. Важно при использовании подобной конструкции уплотнения контролировать коэффициент подачи, чтобы утечки газа находились в допустимых пределах.

Выводы и рекомендации. В процессе проведения исследований было выявлено, что для более качественного снижения нагрузки, действующей на уплотнения, необходимо добиваться того, чтобы обратное манжетное уплотнение воспринимало как можно меньшую нагрузку (необходимо регулировать первоначальное разжатие за счет экспандера), а весь процесс дросселирования газа приходился на дроссельные втулки, чтобы давление до первого манжетного уплотнения было как можно меньше. Также большое влияние на дросселирование давления оказывает диаметр дроссельных втулок. В идеальном состоянии втулки необходимо изготавливать диаметром несколько больше чем диаметр цилиндра, проводить предварительную притирку вхолостую, для обеспечения минимального зазора (на уровне микронеровностей). Длина втулок должна быть подобрана оптимальным образом, обеспечить необходимый уровень снижения нагрузки, при этом массогабаритные параметры поршня не должны быть превышены (при условии, что разработанное уплотнение устанавливается в уже эксплуатирующий агрегат). Дальнейшие исследования будут направлены на определение геометрических параметров дроссельных втулок с целью оптимизации конструкции и дальнейшего повышения ресурса работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Захаренко В.П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. докт. тех. наук. Санкт-Петербург., 2001. 159 с.

2. Трухин А.Х. Повышение надежности и долговечности поршневых компрессорных агрегатов. М.: Машиностроение, 1972, 176 с.

3. Новиков И.И., Захаренко В.П., Ландо Б.С. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Л.: Машиностроение, 1981. 238 с.

4. РД 39-0148139-0001-2000. Система технического обслуживания и ремонта компрессорных станций на базе технической диагностики.

5. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет /2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 2000. 456 с.

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., Пластинин П.И. Поршневые компрессоры; Под общ. ред. Б. С. Фотина. Л.: 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. Пинчук Л.С. Создание и исследование герметизирующих систем в машиностроение на основе термопластов: Автореф. канд. дис. Минск, ИЗД. АН БССР, 1974. 20 с.

10. Френкель М.И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. 3-е издание, переработанное и дополненное. Л.: 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. Учебное пособие для студентов вузов. Л., «Машиностроение». 1972. 416 с.

12. Майер Э.А. Торцевые уплотнения: Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1978. 288 с.

13. Голубев А.И., Кондаков Л.А., Овандер В.Б. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.

14. Краснов В.И., Жильцов А.М., Набержнев В.В. Ремонт центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий : Справ. изд. М.: Химия, 1996. 320 с.

15. Сорокин Б.И., Соколов А.Н. Уплотнительные устройства горных машин и комплексов. М.: Недра, 1969. 128 с.

Информация об авторе

Кобыльский Роман Эдуардович, инженер, ассистент. E-mail: roman.kobilsky@gmail.com. Омский государственный технический университет. Россия, 644050, Омск, ул. Проспект Мира, д. 11.

Поступила 18.02.2022 г.

© Кобыльский Р.Э., 2022

Kobylsky R.E.

Omsk State Technical University

E-mail: roman.kobylsky@gmail.com

THE USE OF A COMBINED SEAL TO REDUCE THE LOAD ACTING ON THE CYLINDER PISTON SEAL

Abstract. In this scientific paper, the importance of the life of the cylinder piston seal for medium and high pressure reciprocating compressor units is considered. The scheme of forces acting on the seal (valid for both piston rings and cuff seals) is considered. The basic calculation formulas are given and a promising design of a combined seal is proposed to increase the service life of the entire compressor unit operating mainly without lubrication of the flow part of the cylinder. To solve this problem, a hypothesis is put forward about the possibility of reducing the load on the seal by throttling the gas, thereby not reducing the performance of the piston unit. In addition, diagrams and photos of a promising design of a combined seal (four combination options) are given. A detailed description of the experimental stand for determining the pressure drop (load) acting on the cuff seal is made. The procedure for conducting an experimental study is also described. As a result, it is found that the use of a combined seal allows to reduce the pressure drop on the first seal by about two times from 2 MPa to 1.1 MPa. Thus, the service life of the seal, theoretically, increases proportionally to the decrease in the pressure drop, also by two times.

Keywords: lip seal, reciprocating compressor, cylinder piston group, sealing resource, compressor efficiency.

REFERENCES

- Zaharenko V.P. Fundamentals of the theory of seals and the creation of reciprocating compressors without lubrication [Osnovy teorii uplotnenij i sozdanieporshnevnyh kompressorov bez smazki: dis.dokt.tekh.nauk]. Sankt-Peterburg., 2001. 159 p. (rus).
- Trukhin A.H. Improving the reliability and durability of reciprocating compressor units [Povyshenie nadezhnosti i dolgovechnosti porshnevnyh kompressornyh agregatov]. M.: Mashinostroenie, 1972. 176 p. (rus).
- Novikov I.I., Zakharenko V.P., Lando B.S. Oil-free piston seals in compressors [Bessmazochnye porshnevye uplotneniya v kompressorah]. L.: Mashinostroenie, 1981. 238 p. (rus).
- RD 39-0148139-0001-2000. System of maintenance and repair of compressor stations based on technical diagnostics [Sistema tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta kompressornyh stancij na baze tekhnicheskoy diagnostiki] (rus).
- Plastinin P.I. Piston compressors. Volume 1. Theory and Calculation. 2nd ed., reprint. and add [Porshnevye kompressory. Tom 1. Teoriya i raschet. 2-e izd., pererab. i dop]. M.: Kolos, 2000. 456 p. (rus)
- Busarov S.S., Busarov I.S., Titov T.S. Experimental determination of conditional clearances of cylinder piston seals of compressor units [Eksperimental'noe opredelenie uslovyh zazorov cilindroporshnevnyh uplotnenij kompressornyh agregatov]. Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation, rocket and power engineering. 2019. Vol. 3. No. 1. Pp. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56 (rus)
- Fotin B.S., Pirumov I.B., Prilutsky I.K., Plastinin P.I. Reciprocating compressors; Under the general ed. of B. S. Fotin [Porshnevye kompressory; Pod obshch. red. B. S. Fotina]. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1987. 372 p. (rus).
- Zakharenko A.V., Zakharenko V.P. On the calculation of loads in a multi-ring piston seal of compressors without high-pressure lubrication [Raschete nagruzok v mnogokol'cevom porshnevom uplotnenii kompressorov bez smazki vysokogo davleniya]. Bulletin of MAX. 2012. No. 2. Pp. 29–32. (rus).
- Pinchuk L.S. Creation and research of sealing systems in mechanical engineering based on thermoplastics [Sozдание i issledovanie germetiziruyushchih sistem v mashinostroenie na osnove termoplastov]: Avtoref. kand. dis. Minsk, IZD. AN BSSR, 1974. 20 p. (rus).
- Frenkel M.I. Reciprocating compressors: theory, designs and fundamentals of design- 3rd edition, revised and supplemented [Porshnevye kompressory: teoriya, konstrukcii i osnovy proektirovaniya. 3-e izdanie, pererabotannoe i dopolnennoe]. L.: Mashinostroenie, 1969. 744 p. (rus).
- Mirzoev R.G., Kugushev I.D., Braginsky V.A. Fundamentals of design and calculation of plastic parts and technological equipment for their manufacture. Study guide for university students [Osnovy konstruirovaniya i rascheta detalej iz plastmass i tekhnologicheskoy osnastki dlya ih izgotovleniya. Uchebnoe posobie dlya studentov vuzov]. L., Mashinostroenie. 1972. 416 p. (rus).
- Mayer E.A. Mechanical seals: Trans. from ger [Torcevye uplotneniya : Per. s nem]. M. : Mashinostroenie, 1978. 288 p. (rus).
- Golubev A.I., Kondakov L.A., Ovander V.B. Seals and sealing equipment: Handbook [Upotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik]. M. : Mashinostroenie, 1986. 464 p. (rus)

14. Krasnov V.I., Zhiltsov A.M., Naberzhnev V.V. Repair of centrifugal and piston pumps of oil refining and petrochemical enterprises : Reference ed [Remont centrobezhnyh i porshnevyyh nasosov neftepererabatyvayushchih i neftekhimicheskikh

predpriyatij : Sprav. izd]. M.: Himiya, 1996. 320 p. (rus)

15. Sorokin B.I., Sokolov A.N. Sealing devices of mining machines and complexes [Uplotnitel'nye ustrojstva gornyyh mashin i kompleksov]. M.: Nedra, 1969. 128 p. (rus)

Information about the author

Kobylsky Roman E. Engineer, Assistant. E-mail: roman.kobilsky@gmail.com. Omsk State Technical University. Russia, 644050, Omsk, Prospekt Mira str., 11.

Received 18.02.2022

Для цитирования:

Кобыльский Р.Э. Применение комбинированного уплотнения для снижения нагрузки, действующей на цилиндропоршневое уплотнение // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2022. № 7. С. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125

For citation:

Kobylsky R.E. The use of a combined seal to reduce the load acting on the cylinder piston seal. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2022. No. 7. Pp. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125