

УДК 621.512.2

Особенности расчета бессмазочных лабиринтных уплотнений поршневого компрессора для отпарного газа

А.В. Бураков¹, А.А. Котлов¹, В.Б. Семеновский²

¹ АО «Компрессор»

² ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Calculation features of lubrication-free labyrinth seals for a reciprocating compressor of boil-off gas

A.V. Burakov¹, A.A. Kotlov¹, V.B. Semenovskiy²

¹ JSC Compressor

² Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Дан обзор методик расчета лабиринтных уплотнений поршневых компрессоров для сжатия низкотемпературного пара сжиженного природного газа (отпарного газа), образующегося при его транспортировании и хранении. Рассмотрены конструкции лабиринтных уплотнений различного энергетического и компрессорного оборудования, а также методики проектирования и расчета лабиринтных уплотнений в промышленности. Проанализированы известные методы расчета лабиринтных уплотнений компрессоров и различные конструкции лабиринтных уплотнений с целью применения в поршневых компрессорах для сжатия газа без смазки. Отмечены факторы, определяющие широкое распространение лабиринтных поршневых компрессоров. В качестве объекта исследования выбран поршневой компрессор, входящий в состав комплекса компрессорного оборудования для производства и хранения сжиженного природного газа, и используемые в нем уплотнения. Разработана методика, позволяющая оценивать утечки газа через лабиринтное уплотнение с канавками, имеющими разные шаг и профиль. Выработаны рекомендации по проектированию уплотнительных элементов поршневых лабиринтных компрессоров. Определены оптимальные параметры лабиринтных уплотнений поршневых компрессоров для эффективного сжатия отпарного газа в составе комплекса компрессорного оборудования для производства и хранения сжиженного природного газа. В поршневых компрессорах отпарного газа лабиринтные канавки можно выполнять и на поршне, и на цилиндре, поэтому целесообразно провести дополнительные исследования, чтобы получить данные по продувкам таких уплотнений.

EDN: CEVBBO, <https://elibrary/cevbbo>

Ключевые слова: поршневой компрессор, отпарной газ, сжиженный природный газ, лабиринтное уплотнение, утечки газа

The objective of this article is to review and select suitable calculation methods for labyrinth seals in piston compressors used for compression of low-temperature liquefied natural gas vapors (boil-off gas) generated during liquefied natural gas transportation and storage. This article examines existing labyrinth seal designs for various power and compressor equipment. Various design and calculation methods for labyrinth seals in industry are considered. The article analyzes known calculation methods for labyrinth compressor seals and various designs of labyrinth compressor seals for use in piston compressors for unlubricated gas

compression. The factors determining the widespread use of labyrinth piston compressors are considered. The article considers a piston compressor, which is part of a complex of compressor equipment for the production and storage of liquefied natural gas, and in particular the seals used in them. The main result obtained is the development of a methodology for estimating leakage through a labyrinth seal with grooves of varying pitch and profile. Recommendations for the design of sealing elements for piston labyrinth compressors are developed. Optimal parameters for labyrinth seals in piston compressors for efficient compression of boil-off gas in compressor equipment for the production and storage of liquefied natural gas have been determined. In piston boil-off gas compressor designs, labyrinth grooves can be implemented on both the piston and the cylinder, so it is advisable to conduct further research to obtain blowdown data for such seals.

EDN: CEVBBO, <https://elibrary/cevbbo>

Keywords: piston compressor, boil-off gas, liquefied natural gas, labyrinth seal, gas leaks

Для сжатия отпарного газа при транспортировании, связанного с необходимостью его повторного сжижения и возврата сжиженного природного газа (СПГ) в хранилище, применяются бесшмазочные поршневые компрессоры (ПК) [1]. По способу уплотнения их подразделяют на три группы: контактные, бесконтактные и комбинированные [2].

Исследованию и расчету контактных уплотнений ПК, гибридных машин и расширительных криогенных машин посвящено много работ [3–8]. В них рассмотрены как уплотнения со смазкой, так и уплотнения, работающие без подачи смазки в цилиндр. Однако сжатие отпарного газа сопровождается низкими температурой на входе (ниже 120 К) и влагосодержанием, что существенно влияет на работу уплотнительных элементов. Поэтому в специфических областях нефтехимической промышленности эксплуатируется большое количество зарубежного компрессорного оборудования. Например, для сжатия отпарного газа, монооксида углерода и аммиака применяют ПК с лабиринтными уплотнениями (ЛУ) Laby компании Burckhardt Compression AG [9].

Опыт разработки и производства ПК с ЛУ отечественными компаниями почти не описан в научной литературе. Методики расчета и эффективность компрессоров такого вида изучены мало, что делает разработку и верификацию методик расчета бесконтактных уплотнений поршня актуальной задачей для обеспечения технологического суверенитета российских предприятий в области компрессорного оборудования.

Лабиринтные уплотнения получили распространение в паровых и газовых турбинах, стационарных паровых и газовых турбинах и компрессорах [10], турбонасосных агрегатах жид-

костных ракетных и авиационных газотурбинных двигателей.

Конструкции и методики расчета ЛУ описаны в трудах ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова» [10]. Однако эти методики распространяются на концевые и диафрагменные ЛУ стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров, на уплотнения их лопаточного аппарата, а в части расчета протечек — на щелевые уплотнения штоков клапанов, что неприменимо для расчета уплотнений ПК.

Классификация, описание, методы расчета радиальных бесконтактных вращающихся и стационарных уплотнений различного оборудования очень подробно изучены в работе [11], однако методы расчета уплотнений поршня не рассмотрены.

Компрессоры разного типа оснащены ЛУ различной конструкции. Например, в центробежных компрессорах использованы ЛУ, состоящие из множества канавок в осевом направлении, каждая из которых снабжена множеством карманов, сформированных в окружном направлении (Пат. 2605546 РФ, опубл. 2016).

Лабиринтные уплотнения поршней применяются в маслосмазываемых компрессорах, как правило, на последних ступенях. В частности, известен лабиринтный поршень для воздушного компрессора высокого давления (Огородников В.Б., А.с. 260805 СССР, МПК F04D 29/10, опубл. 1970). В маслосмазываемых авиационных компрессорах и смазываемых глицерином кислородных компрессорах также задействованы ЛУ [12]. Однако авиационные и кислородные компрессоры имеют ограничения по температуре (не ниже 213 К (минус 60 °С)) и за-

грязнят воздух маслом, а кислород — глицерином, вследствие чего их нельзя использовать для сжатия отпарного газа.

В гибридных машинах, объединяющих функции компрессора и насоса, ЛУ также получили распространение. Например, известны конструкции гибридных машин объемного действия с образованием надпоршневой компрессорной и подпоршневой насосной полостей с всасывающими и нагнетательными газовыми и жидкостными обратными клапанами. Оси отверстий жидкостных клапанов лежат в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра, и не пересекают ее.

Отличительной особенностью такой конструкции является то, что юбка поршня снабжена лопатками, рабочая поверхность которых перпендикулярна осям отверстий жидкостных клапанов и длина которых превышает ход поршня. В цилиндре с зазором размещен поршень, имеющий ЛУ в виде винтовой линии, который установлен с возможностью вращения относительно штока (Пат. 2600214 РФ, МПК F04B 31/00, опубл. 2016). Достоинствами ЛУ является высокий ресурс вследствие отсутствия износа. Однако использование жидкости не позволяет применять гибридную машину для сжатия отпарного газа. Так, наличие жидкости при температуре ниже минус 120 К (минус 153 °С) на входе в ПК неизменно приведет к обмерзанию.

Расчет контактных и бесконтактных уплотнений в гибридных машинах, содержащих компрессор и насос, описан в статье [13], но не рассмотрена методика расчета сжатия непосредственно газа в ПК.

Цель работы — создание методики расчета ступени ПК, где ЛУ использовано в уплотнениях поршня и штока, а также ее внедрение в существующую математическую модель.

Материалы и методы решения задач исследования, принятые допущения. Для расчета ПК с ЛУ отпарного газа приняты следующие допущения: поверхности цилиндров — гладкие, зазор в ЛУ — постоянный по всему диаметру, газ — идеальный, постоянного состава.

Лабиринтное уплотнение выполнено в виде системы кольцевых канавок на поверхности поршня, образующих в сочетании с внутренней поверхностью цилиндра, где перемещается поршень, систему лабиринтных камер (канавок) (рис. 1).

Лабиринтные камеры (канавки определенного сечения) расположены по длине поршня на равном расстоянии друг от друга. Между поршнем и цилиндром (штоком и сальником) имеется радиальный зазор s , благодаря чему смазка цилиндра не нужна, так как детали не соприкасаются.

Лабиринт, уменьшающий утечку газа, выполнен в виде большого числа лабиринтных камер (круговых канавок). Размер зазоров выбирают минимально возможным с учетом неизбежных температурных деформаций цилиндра. Чтобы облегчить процесс приработки, на поверхности стенки цилиндра также изготовлены канавки в виде резьбы с мелким шагом. Такая конструкция и выбор материалов поршня и цилиндра препятствуют схватыванию и заклиниванию. Зазор между уплотняющей поверхностью поршня и стенкой цилиндра зависит от диаметра поршня. Необходимый зазор поршня обеспечивается технологической доводкой и обкаткой.

Достоинство ЛУ заключается в отсутствии непосредственного контакта поршня и цилиндра, что исключает трение между ними. Это позволяет применять ЛУ и в ступенях без подачи смазки в цилиндры.

В работе [13] показано, что потери мощности привода ПК на контактные кольцевые уплотнения могут достигать 6 %.

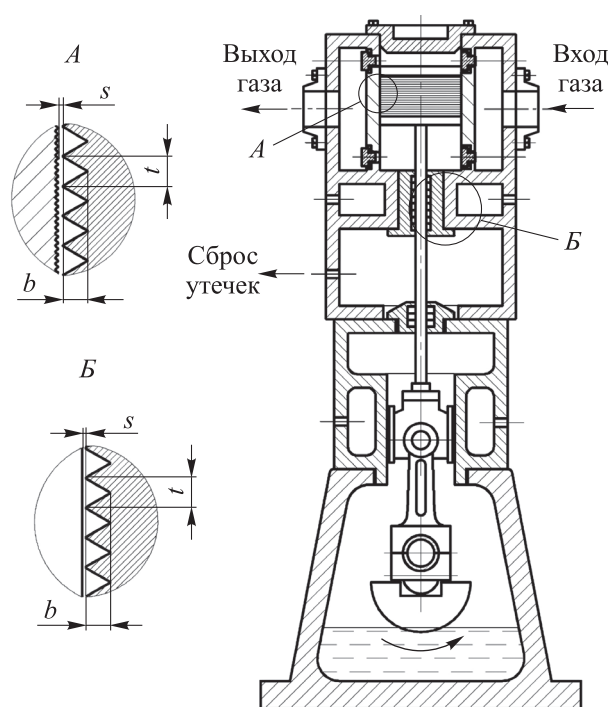


Рис. 1. Схема ступени ПК с ЛУ

Так как вместо классических поршневых колец применены ЛУ в виде лабиринтных канавок, необходимо разработать метод расчета массового расхода отпарного газа в зазорах поршень — цилиндр (см. рис. 1, вид А) и шток — сальник (вид Б). Форма канавок принята треугольной с регулярным шагом для удобства изготовления, вследствие чего утечки газа через ЛУ мало зависят от формы выступов и определяются размером зазора между уплотнением и поверхностью цилиндра. Количество выступов также влияет на утечки газа: чем их больше, тем герметичнее ЛУ. При радиальном зазоре $s = 20...70$ мкм утечки газа через ЛУ почти совпадают с таковыми через гладкое щелевое уплотнение [13].

Расчет таких уплотнений выполняют различными методами моделирования нестационарного течения [14]. Для нахождения точного распределения давления, скорости, расхода и моделирования физической картины течения газа в уплотнениях применяют метод конечных элементов [15].

Результаты. На основании данных, приведенных в работах [16, 17], для определения массового расхода газа через ЛУ выбрана модель Г. Вермеса, применяемая для расчета ЛУ газотурбинного двигателя. Воспользуемся формулой и его подходом для учета конструктивных особенностей ЛУ (числа гребней) и применим полученные для ПК коэффициенты.

В статье [18] для определения расхода газа использованы численные методы расчета, что трудоемко и требует значительных временных затрат.

В работе [19] рассмотрено влияние физических свойств газа на расходные характеристики

ЛУ, что усложняет задачу расчета и не учитывается в нашем исследовании.

В модели Г. Вермеса, учитывающей параметры газа, геометрические размеры ЛУ и число гребней, массовый расход определяется выражением

$$\dot{m} = \mu \frac{Ap_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}\right)^2}{z + \ln\left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}\right)}},$$

где μ — коэффициент расхода газа; A — площадь поперечного сечения; $p_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вх}}$ — давление и температура газа перед ЛУ; R — газовая постоянная; z — число зубьев; $p_{\text{вых}}$ — давление газа за ЛУ.

Коэффициент расхода газа

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{1 - \alpha}}.$$

Здесь α — коэффициент, учитывающий геометрические размеры ЛУ,

$$\alpha = \frac{A}{\frac{t-b}{s} + B},$$

где A , B — эмпирические коэффициенты, получаемые по результатам продувки ЛУ; t — шаг между гребнями; b — высота гребня.

Коэффициенты A и B определены при обработке экспериментальных данных, приведенных в работе [20] при продувке неподвижного поршня с постоянным давлением газа перед ЛУ. Зависимости коэффициентов B и A от зазора в ЛУ s при шаге между гребнями $t = 1, 2$ и 4 мм показаны на рис. 2.

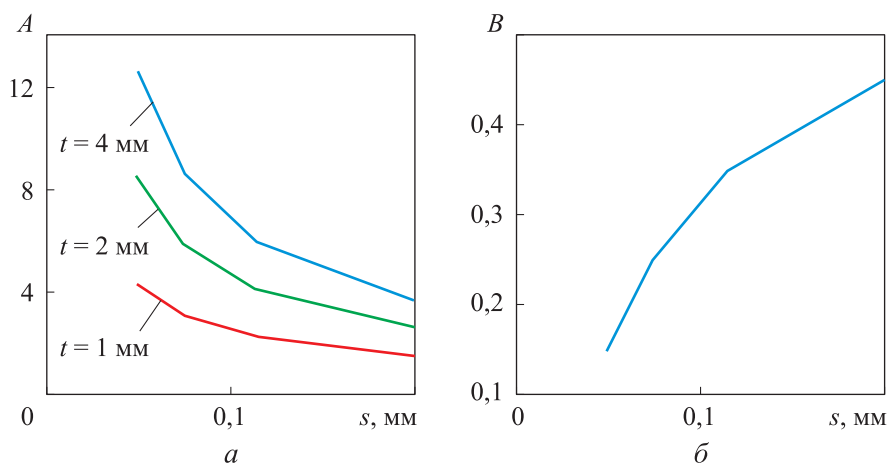


Рис. 2. Зависимости коэффициентов A (а) и B (б) от зазора в ЛУ s и шага между гребнями t

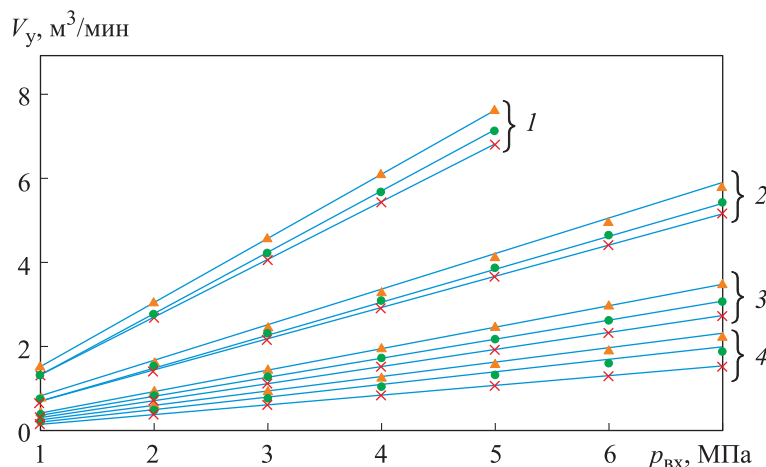


Рис. 3. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) зависимости расхода газа через ЛУ V_y от давления пара перед ЛУ $p_{вх}$ при шаге между гребнями $t = 1$ (×), 2 (•) и 4 мм (▲) и различных значениях зазора в ЛУ $s = 0,200$ (1), 0,115 (2), 0,075 (3) и 0,050 (4)

Полученные коэффициенты справедливы для поршней с диаметром, близким к 120 мм. Зависимости расхода газа через ЛУ с канавками разного профиля от давления пара перед ЛУ $p_{вх}$ приведены на рис. 3. Там же точками отмечены данные экспериментальных продувок [20].

Результаты расчета ЛУ по приведенной методике хорошо согласуются с данными экспериментальных продувок, взятыми из работы [20], поэтому приведенную методику можно считать адекватной.

Предложенная методика расчета ЛУ была добавлена в математическую модель ступени ПК, описанную в работе [20]. Модель ступени ПК учитывает реальные свойства газа, работу клапанов, теплообмен и перетечки через различные неплотности, а также переменные давления и массовый расход газа за цикл (по углу поворота коленчатого вала).

Перетечки газа через зазор поршень — цилиндр рассчитываются по приведенной выше методике расчета лабиринтного уплотнения.

Рассмотрим работу первой ступени ПК с ЛУ, предназначенной для перекачки паров СПГ. Ступень — без смазки цилиндропоршневой группы, с вертикально расположенным цилиндром и поршнем двойного действия. Клапаны — кольцевые. Основные параметры ступени приведены в таблице.

Зазор в ЛУ принят постоянным по всему диаметру. В реальной конструкции имеется смещение поршня относительно цилиндра. Для предотвращения смещения такие ПК выполняют вертикальным, а направление штока осуществляется в двух точках, первая из которых

расположена на крейцкопфе, вторая — на направляющей втулке.

Радиальный зазор между поршнем и цилиндром выбирают в зависимости от диаметра последнего и давления нагнетания, как правило, он находится в пределах 0,05...0,20 мм.

Перетечки в зазоре между поршнем и цилиндром влияют на производительность ступени. В цилиндре двойного действия перетечки газа через зазор поршень — цилиндр (см. рис. 1, вид А) происходят между соседними полостями, причем основное влияние на производительность оказывается в процессе всасывания из одной полости цилиндра в другую. В остальное время влияние идет только на рабочий процесс.

Основные параметры ступени

Параметр	Значение
Рабочая среда	Пары СПГ, CH_4
Давление газа на входе (абсолютное), МПа	0,1
Температура газа на входе в ПК, К (°C)	113 (минус 160)
Давление газа на выходе из ПК (избыточное), МПа	0,35
Производительность, приведенная к нормальным условиям, $\text{нм}^3/\text{ч}$	220
Диаметр цилиндра двойного действия, мм	120
Ход поршня, мм	100

Результаты расчета производительности ступени в зависимости от числа гребней для ЛУ с шагом $t = 2$ мм приведены на рис. 4. Как и предполагалось, производительность ступени уменьшается с увеличением числа гребней z и зазора между поршнем и цилиндром s . Причем влияние числа гребней для ЛУ с меньшими зазорами менее заметно, что позволяет их использовать в более широком диапазоне. При зазоре $s = 0,050$ мм и числе гребней $z = 20$ производительность ступени меньше расчетной на 7 %, а при $s = 0,200$ мм и $z = 20$ — на 30 %.

Уменьшение радиального зазора положительно сказывается на производительности ступени, однако это ведет к удорожанию конструкции. Вследствие малого зазора ЛУ рубашка охлаждения цилиндра выполнена так, чтобы температурные деформации деталей были минимальными. Также шток должен быть достаточно жестким, чтобы исключить вибрации [20].

Таким образом, при выборе ЛУ необходимо учитывать и конструктивные особенности ступени, и финансовые затраты на изготовление ПК с ЛУ. Так как у ПК с ЛУ возрастает точность изготовления деталей и узлов (штока, поршня, картера с дополнительной опорой штока и дополнительной промежуточной полости между картером и цилиндром с ЛУ штока) его стоимость выше, чем у ПК традиционной конструкции. При этом дополнительно требуется тщательный подбор материалов для сопрягаемых деталей и пар трения с минимальными температурными деформациями в области низкой рабочей температуры.

К преимуществам ПК с ЛУ перед ПК традиционного исполнения относятся чистота перерабатываемого газа, надежность и долговечность.

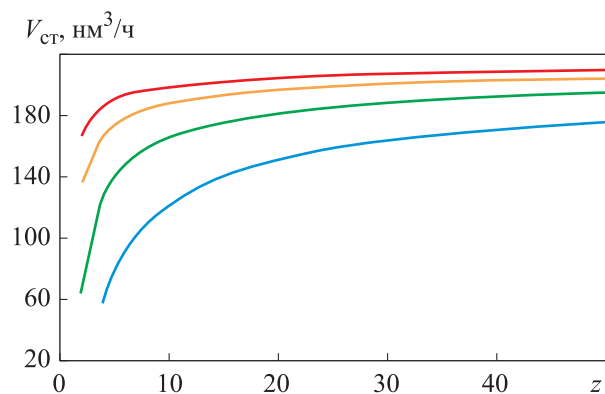


Рис. 4. Зависимости производительности ступени $V_{ст}$ от числа гребней z с шагом $t = 2$ мм при зазоре $s = 0,050$ (—), $0,075$ (—), $0,115$ (—) и $0,200$ мм (—)

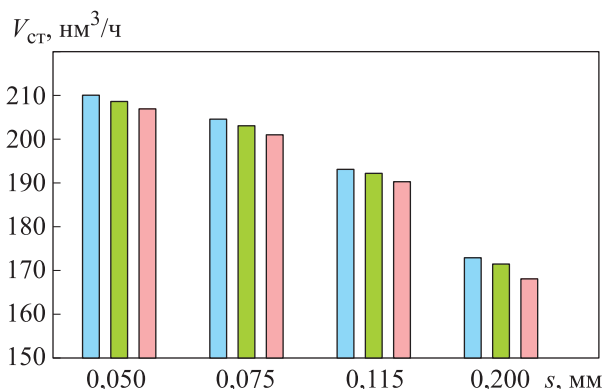


Рис. 5. Зависимости производительности ступени $V_{ст}$ от зазора s при постоянной длине уплотнительной части поршня и шаге между гребнями $t = 1$ (■), 2 (■) и 4 мм (■)

По данным работы [13], снижение экономичности ПК из-за утечек газа через ЛУ частично компенсируется отсутствием поршневых колец, затраты на трение которых составляют около 5 %.

Выбор ЛУ должен определяться длиной рабочей уплотнительной части на поршне, а не числом гребней, так как для одной и той же рабочей части ЛУ число гребней будет неодинаковым при разном шаге между гребнями. Оценим работу ступени при постоянной длине уплотнительной части поршня. Расчет характеристик ступени выполним по модифицированной математической модели, приведенной в работе [21]. Примем рабочую длину ЛУ равной 90 мм, тогда число гребней ЛУ с шагом $t = 1, 2$ и 4 мм будет равно 75, 41 и 21 соответственно. Полученные результаты приведены на рис. 5.

Обсуждение результатов расчета и их сопоставление с данными, полученными ранее. Наименее эффективным оказался ЛУ с шагом между гребнями $t = 4$ мм, у которого производительность ниже на 3 %, чем у ЛУ с $t = 1$ мм. Более заметное снижение производительности наблюдалось при больших зазорах, что обусловлено малым числом гребней, которые можно разместить на рабочей части поршня. Для уменьшения влияния перетечек газа через ЛУ такие ПК рекомендуется делать высокооборотными, так как относительные перетечки обратно пропорциональны средней скорости перемещения поршня. Как правило, средняя скорость перемещения поршня таких ПК выше 4 м/с, что позволяет использовать более компактные электрические приводы с частотой вращения коленчатого вала 1500 мин⁻¹. Также уменьшаются диаметры поршней и цилиндров.

Выводы

1. ПК с ЛУ находят широкое применение в процессах для перекачки отпарного газа, где пониженная температура на входе не позволяет использовать смазку и уплотнение цилиндра жидкостью. Кроме того, при низкой температуре газ имеет очень низкое влагосодержание, что также может привести к повышенному износу самосмазывающихся уплотнительных колец [4].

2. Предложена методика, позволяющая оценивать утечки газа через ЛУ с канавками различного профиля при условии, что цилиндр остается гладким.

3. Так как в современных конструкциях ПК лабиринтные канавки можно выполнить не только на поршне, но и на цилиндре, необходимо провести дополнительные исследования с целью получения данных по продувкам таких уплотнений.

Литература

- [1] Бураков А.В., Котлов А.А., Кузнецов Л.Г. Поршневые компрессоры отпарного газа, применяемые в системах для хранения и транспортировки сжиженного природного газа. *Потребители — производители компрессоров и компрессорного оборудования. Сб. тр. межд. симпозиума*. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2025, с. 116–127. EDN: GMERLN
- [2] Новиков И.И., Захаренко В.П., Ландо Б.С. *Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах*. Ленинград, Машиностроение, 1981. 238 с.
- [3] Болштянский А.П. Особенности замены сухого трения в поршневой паре компрессора газовой смазкой. *Омский научный вестник*, 2000, № 10, с. 60–65.
- [4] Захаренко В.П. *Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки*. Дисс. ... док. тех. наук. Санкт-Петербург, 2001. 341 с.
- [5] Суриков В.И. Снижение утечек и перетечек в поршневых узлах газовых криогенных машин с газостатическим центрированием. *Омский научный вестник*, 2007, № 3(60), с. 65–68.
- [6] Захаренко А.В., Захаренко В.П. О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления. *Вестник Международной академии холода*, 2012, № 2, с. 29–32.
- [7] 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, № 1, с. 50–54, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56>
- [8] Цветков В.А., Жигновская Д.В. О деформации неметаллических поршневых уплотнений компрессора. *Вестник науки и образования Северо-Запада России*, 2019, т. 5, № 4, с. 49–57. EDN: LSMZBB
- [9] Лютый А.М. Компрессоры LABY® с лабиринтным уплотнением поршня. *Химическая техника*, 2013, № 8, с. 26. EDN: RUAXIL
- [10] РТМ 108.020.33–86. *Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет*. Ленинград, НПО ЦКТИ, 1988. 71 с.
- [11] Васильцов Э.А. *Бесконтактные уплотнения*. Ленинград, Машиностроение, 1974. 160 с.
- [12] Рыжов Б.М. *Авиационные поршневые компрессоры*. Москва, Оборонгиз, 1963. 331 с.
- [13] Павлюченко Е.А., Тегжанов А.С., Щерба В.Е. и др. Анализ методов расчета уплотнений гибридных энергетических машин. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2023, т. 7, № 1, с. 40–46, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-1-40-46>
- [14] Дорофеев Е.А. *Моделирование нестационарного течения жидкости в целевом уплотнении поршневой гибридной энергетической машины объемного действия*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, 2021. 250 с.
- [15] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pustovoy N.V. et al. Calculation of the incompressible viscous fluid flow in piston seals of piston hybrid power machines. *Machines*, 2020, vol. 8, no. 2, art. 21, doi: <https://doi.org/10.3390/machines8020021>
- [16] Андросович И.В. *Методика выбора оптимальных конструктивных параметров лабиринтных уплотнений газотурбинного двигателя*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 2023. 130 с.

- [17] Szymański A., Dykas S. Evaluation of leakage through labyrinth seals with analytical models. *TASK Quarterly*, 2019, vol. 23, no. 1, pp. 61–73, doi: <https://doi.org/10.17466/tq2019/23.1/f>
- [18] Ильичев В.Ю., Герасимова Н.С., Качурин А.В. Создание и апробация методики численного моделирования течения воздуха в лабиринтных уплотнениях. *E-Scio*, 2021, № 12, с. 340–349.
- [19] Бондаренко Г.А., Ванеев С.М., Бага В.Н. и др. Влияние физических свойств газов на расходные характеристики лабиринтного уплотнения. *Проблемы региональной энергетики*, 2018, № 3, с. 83–92.
- [20] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 744 с.
- [21] Котлов А.А., Кузнецов Л.Г., Бураков А.В. Расчет характеристики четырехступенчатого поршневого компрессора. *Вакуумная техника и технология*, 2020, т. 30, № 1, с. 11–20.

References

- [1] Burakov A.V., Kotlov A.A., Kuznetsov L.G. [Boil-off gas piston compressors used in liquefied natural gas storage and transportation systems]. *Potrebiteli — proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Sb. tr. mezhd. Simpoziuma* [Consumers — Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment. Proc. Int. Symposium]. Sankt-Peterburg, SPbPU, 2025, pp. 116–127. EDN: GMERLN (in Russ.).
- [2] Novikov I.I., Zakharenko V.P., Lando B.S. *Bessmazochnye porshnevye uplotneniya v kompressorakh* [Lubrication-free piston seals in compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981. 238 p. (In Russ.).
- [3] Bolshtyanskiy A.P. Aspects of replacing dry friction in a compressor piston pair with gas lubrication. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2000, no. 10, pp. 60–65. (In Russ.).
- [4] Zakharenko V.P. *Osnovy teorii uplotneniy i sozdanie porshnevyykh kompressorov bez smazki*. Diss. dok. tekhn. nauk [Fundamentals of seal theory and the creation of piston compressors without lubrication. Doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, 2001. 341 p. (In Russ.).
- [5] Surikov V.I. Reduction of leakages and flow-over in piston units of gas cryogenic machines with gas-static centering. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2007, no. 3(60), pp. 65–68. (In Russ.).
- [6] Zakharenko A.V., Zakharenko V.P. Calculating loads for a multi-ring piston seal in high-pressure oil-free compressors. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda* [Journal of International Academy of Refrigeration], 2012, no. 2, pp. 29–32. (In Russ.).
- [7] Busarov S.S., Busarov I.S., Titov D.S. Experimental determination of conditional clearances for cylinder piston seals of compressor units. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2019, no. 1, pp. 50–54, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56> (in Russ.).
- [8] Tsvetkov V.A., Zhignovskaya D.V. About deformation of non-metallic piston seals of the compressor. *Vestnik nauki i obrazovaniya Severo-Zapada Rossii* [Journal of Science and Education of North-West Russia], 2019, vol. 5, no. 4, pp. 49–57. EDN: LSMZBB (in Russ.).
- [9] Lyutyy A.M. LABY* compressors with labyrinth piston seals. *Khimicheskaya tekhnika*, 2013, no. 8, pp. 26. EDN: RUAXIL (in Russ.).
- [10] RTM 108.020.33–86. *Uplotneniya labirintnye statsionarnykh parovykh i gazovykh turbin i kompressorov. Proektirovanie i raschet* [Labyrinth seals for stationary steam and gas turbines and compressors. design and calculation.]. Leningrad, NPO TsKTI Publ., 1988. 71 p. (In Russ.).
- [11] Vasiltsov E.A. *Beskontaktnye uplotneniya* [Contactless seals]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1974. 160 p. (In Russ.).
- [12] Ryzhov B.M. *Aviatsionnye porshnevye kompressory* [Aircraft piston compressors]. Moscow, Oborongiz Publ., 1963. 331 p. (In Russ.).
- [13] Pavlyuchenko E.A., Tegzhanov A.S., Shcherba V.E. et al. The analysis of methods for calculating seals of hybrid power machines. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and

- Power Engineering], 2023, vol. 7, no. 1, pp. 40–46, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-1-40-46> (in Russ.).
- [14] Dorofeev E.A. *Modelirovanie nestatsionarnogo techeniya zhidkosti v shchelevom uplotnenii porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny obemnogo deystviya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Modeling of unsteady fluid flow in a gap seal of a piston hybrid positive displacement power machine. Kand. tech. sci. diss.]. Omsk, 2021. 250 p. (In Russ.).
- [15] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pustovoy N.V. et al. Calculation of the incompressible viscous fluid flow in piston seals of piston hybrid power machines. *Machines*, 2020, vol. 8, no. 2, art. 21, doi: <https://doi.org/10.3390/machines8020021>
- [16] Androsovich I.V. *Metodika vybora optimalnykh konstruktivnykh parametrov labirintnykh uplotneniy gazoturbinnogo dvigatelya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Methodology for selecting optimal design parameters of labyrinth seals for a gas turbine engine. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2023. 130 p. (In Russ.).
- [17] Szymański A., Dykas S. Evaluation of leakage through labyrinth seals with analytical models. *TASK Quarterly*, 2019, vol. 23, no. 1, pp. 61–73, doi: <https://doi.org/10.17466/tq2019/23.1/f>
- [18] Ilichev V.Yu., Gerasimova N.S., Kachurin A.V. Development and testing of a method for numerical modeling of air flow in labyrinth seals. *E-Scio*, 2021, no. 12 c. 340–349. (In Russ.).
- [19] Bondarenko G.A., Vaneev S.M., Baga V.N. et al. Influence of gas physical properties on labyrinth seals throttling characteristics. *Problemy regionalnoy energetiki* [Problems of the Regional Energetics], 2018, no. 3, pp. 83–92. (In Russ.).
- [20] Frenkel M.I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 744 p. (In Russ.).
- [21] Kotlov A.A., Kuznetsov L.G., Burakov A.V. Calculation of the characteristics of a four-stage reciprocating compressor. *Vakuumnaya tekhnika i tekhnologiya*, 2020, vol. 30, no. 1, pp. 1–20. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 06.11.2025

Информация об авторах

БУРАКОВ Александр Васильевич — начальник ЦКБ. АО «Компрессор» (194044, Российская Федерация, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр-т, д. 64; e-mail: burakovs@mail.ru).

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич — кандидат технических наук, ведущий инженер. АО «Компрессор» (194044, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Большой Сампсониевский пр-т, д. 64, e-mail: kotlov_andrej@mail.ru).

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: swb@neva.ru).

Information about the authors

BURAKOV Aleksander Vasilievich — Head of the Central Design Bureau. JSC Compressor (194044, St. Petersburg, Russian Federation, Bolshoy Sampsonievsky Ave., Bldg. 64, e-mail: burakovs@mail.ru).

KOTLOV Andrey Arkadyevich — Candidate of Science (Eng.), Leading Engineer. JSC Compressor (194044, St. Petersburg, Russian Federation, Bolshoy Sampsonievsky Ave., Bldg. 64, e-mail: kotlov_andrej@mail.ru).

SEMEONOVSKY Vasilii Borisovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnikeskaya St., Bldg. 29, e-mail: swb@neva.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Бураков А.В., Котлов А.А., Семеновский В.Б. Особенности расчета бесшмазочных лабиринтных уплотнений поршневого компрессора для отпарного газа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 8, с. 54–62.

Please cite this article in English as:

Burakov A.V., Kotlov A.A., Semenovskiy V.B. Calculation features of lubrication-free labyrinth seals for a reciprocating compressor of boil-off gas. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 8, pp. 54–62.