

Научная статья  
УДК 62-242.3  
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-48-56>  
EDN NVRBAX

## Стендовые испытания нового уплотнения деталей цилиндропоршневой группы судового ДВС

**Юрий Иванович Матвеев<sup>1</sup>, Сергей Юрьевич Курицын<sup>2</sup>✉,  
Сергей Сергеевич Казаков<sup>3</sup>, Рафик Рафаилович Жамалов<sup>4</sup>**

<sup>1, 2</sup>Волжский государственный университет водного транспорта,  
Нижегород, Россия, [KuritsynSergey@yandex.ru](mailto:KuritsynSergey@yandex.ru)✉

<sup>3, 4</sup>Нижегородский государственный инженерно-экономический университет,  
Княгинино, Россия

**Аннотация.** Двигатель состоит из большого количества деталей, каждая из которых отвечает за определенную функцию его эффективной работы. Надежность работы судового дизеля во многом определяется ресурсом отдельных его узлов и деталей, следовательно, для увеличения ресурса двигателя необходимо выделять в нем наиболее ответственные, подверженные большому износу детали и находить решения для повышения их долговечности. К таким деталям относятся поршневые кольца, которые влияют не только на технико-экономические показатели двигателя, но и его надежность и экологические показатели. Из всего комплекта уплотнения деталей цилиндропоршневой группы следует выделить верхнее поршневое компрессионное кольцо как наиболее нагруженное. Отмечена основная функция поршневых колец – создание герметичности камеры сгорания. Пропуск отработавших газов неизбежен из-за наличия «замка» в конструкции, и в процессе работы износ поршневых колец приводит к его увеличению, что влияет на расход топлива, масла, и к уменьшению мощности двигателя. Одним из самых негативных последствий износа поршневого кольца признано появление вибрации типа «флаттер», приводящее к разрушению не только кольца, но и кромок поршневых канавок, особенно на алюминиевых поршнях. Изношенные канавки не восстанавливают, прибегая к замене поршней. Предлагается способ продления ресурса, заключающийся в применении нового узла уплотнения деталей цилиндропоршневой группы. Новый узел уплотнения позволяет продлить работоспособность поршня путем расточки верхней поршневой канавки поршня до устранения всех сколов. Работоспособность данного узла и эффективность уплотнения подтверждена экспериментом, который проводился на стенде в условиях, приближенных к реальным. Предложена технология восстановления работоспособности поршней, изготовленных из алюминиевых сплавов.

**Ключевые слова:** износ, ресурс, поршневое кольцо, поршневая канавка, вибрация, цилиндропоршневая группа, замок, стенд, показатели двигателя

**Для цитирования:** Матвеев Ю. И., Курицын С. Ю., Казаков С. С., Жамалов Р. Р. Стендовые испытания нового уплотнения деталей цилиндропоршневой группы судового ДВС // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2024. № 2. С. 48–56. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-48-56>. EDN NVRBAX.

Original article

## Bench tests of the new sealing of parts of the cylinder piston group of the marine internal combustion engine

**Yuri I. Matveev<sup>1</sup>, Sergey Yu. Kuritsyn<sup>2</sup>✉, Sergey S. Kazakov<sup>3</sup>, Rafik R. Zhamalov<sup>4</sup>**

<sup>1, 2</sup>Volga State University of Water Transport,  
Nizhny Novgorod, Russia, [KuritsynSergey@yandex.ru](mailto:KuritsynSergey@yandex.ru)✉

<sup>3, 4</sup>Nizhny Novgorod State University of Engineering and Economics,  
Knyaginino, Russia

**Abstract.** The engine consists of a large number of parts, each of which is responsible for a specific function of its efficient operation. The reliability of a marine diesel engine is largely determined by the resource of its individual components and parts. Therefore, in order to increase the engine life, it is necessary to allocate the most responsible parts in it, which are subject to greater wear and find solutions to increase their durability. Such details include piston rings, which affect not only the technical and economic performance of the engine, but also its reliability and environmental performance. Of the entire set of sealing parts of the cylinder-piston group, the upper piston compression ring should be distinguished as the most loaded. The main function of piston rings is noted – the creation of tightness of the combustion chamber. The passage of exhaust gases is inevitable due to the presence of a “lock” in the structure, and during operation, the wear of the piston rings leads to an increase in it, which affects fuel consumption, oil, and a decrease in engine power. One of the most negative consequences of piston ring wear is the appearance of “flutter” type vibration, which leads to the destruction of not only the ring, but also the edges of the piston grooves, especially on aluminum pistons. Worn grooves are not repaired by resorting to replacing pistons. A method for extending the service life is proposed, which consists in the use of a new sealing unit for cylinder piston group parts. The new sealing unit allows you to extend the piston's operability by boring the upper piston groove of the piston until all chips are eliminated. The operability of this node and the effectiveness of the seal was confirmed by an experiment that was conducted on the stand in conditions close to real ones. A technology for restoring the operability of pistons made of aluminum alloys is proposed.

**Keywords:** wear, service life, piston ring, piston groove, vibration, cylinder piston group, lock, stand, engine indicators

**For citation:** Matveev Yu. I., Kuritsyn S. Yu., Kazakov S. S., Zhamalov R. R. Bench tests of the new sealing of parts of the cylinder piston group of the marine internal combustion engine. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies. 2024;2:48-56.* (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-48-56>. EDN NVRBAX.

## Введение

Ресурс двигателя назначается разработчиком. При грамотной эксплуатации и выполнении всех предписанных работ по техническому обслуживанию изготовитель гарантирует сохранение всех показателей двигателя на весь период его работы. Особое внимание при эксплуатации двигателя акцентируется на деталях, подверженных максимальным нагрузкам и отвечающих за технико-экономические показатели двигателя. Фактически данные детали и определяют сроки проведения текущих и средних ремонтов двигателя. К основным вышеназванным деталям относятся поршневые кольца [1–3]. Поршневые кольца работают в тяжелых условиях, таких как повышенное давление, высокая температура, сила трения, при этом они выполняют помимо основной своей функции, заключающейся в сохранении герметичности камеры сгорания [4], и ряд других, не менее важных для эффективной работы двигателя:

- распределение масла на рабочей поверхности цилиндра;
- охлаждение поршня путем передачи тепла от поршня к стенке цилиндра, охлаждаемой внутренним контуром.

Комплект поршневых колец состоит из компрессионных и маслосъемных колец, количество которых зависит от скорости движения поршня. Но независимо от количества колец в любом случае самые большие нагрузки воспринимает верхнее компрессионное кольцо. Герметичность камеры сгорания, зависящая от деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), определяется двумя факторами. Первый фактор заключается в конструкции порш-

невого кольца, в которую входит «замок», выполняющий функцию компенсации теплового расширения тела кольца. Второй фактор зависит от плотности прилегания кольца к «зеркалу» цилиндра. Плотность прилегания обеспечивается собственной силой упругости кольца, которая зависит от материала, способа и технологии изготовления [5]. Как правило, для нового двигателя плотность прилегания обеспечена за счет технологических возможностей производителя. Но со временем работы цилиндровая втулка, подвергаясь тепловым нагрузкам, деформируется, изменяя свою первоначальную форму. Ресурс цилиндрических втулок намного больше, чем у поршневых колец, и составляет 2–3 периода работы поршневых колец. Таким образом, начиная с первой замены новые поршневые кольца устанавливаются с просветами, через которые просачивается отработанный газ из камеры сгорания, тем самым уменьшая давление сжатия. Данный фактор, как правило, компенсируется приработкой трущихся поверхностей в период обкатки [3]. Время обкатки зависит от материала поршневых колец или их покрытия, величины зазора между трущимися поверхностями. В настоящее время в качестве материала изготовления поршневых колец используется серый чугун или высокопрочный чугун с шаровидной формой графита. Следует отметить, что графит является сухой смазкой деталей ЦПГ в условиях граничного трения. Увеличение ресурса поршневых колец достигается за счет напыления на рабочую поверхность кольца разных упрочняющих материалов [6, 7]. Данное мероприятие не всегда дает положительного эффекта для второго или третьего периода рабо-

ты поршневых колец. Это связано с появлением зазоров между кольцом и «зеркалом» цилиндра, возникающим от деформации цилиндрической втулки. Из-за твердости материала очень трудно достичь плотности прилегания трущихся поверхностей, поэтому период обкатки становится очень длительным, а иногда практически бесполезным из-за невозможности обеспечения достаточного уплотнения. Одним из вариантов решения данной задачи является установка колец с разным материалом напыления. Верхнее кольцо ставят повышенной твердости, а второе кольцо – со специальным мягким притирочным слоем. При работе с таким комплектом функции верхнего поршневого кольца, пока оно не притрется к поверхности цилиндра, берет на себя второе кольцо. Второе кольцо из-за мягкого притирочного слоя в короткий промежуток времени приработки полностью повторяет контуры цилиндрической втулки, обеспечивая полноценное прилегание к поверхности цилиндра.

В процессе работы и приработки поршневые кольца изнашиваются, что приводит к неизбежному уменьшению силы собственной упругости и увеличению зазора в «замке». Уменьшение силы упругости приводит к снижению давления прижима кольца к стенке цилиндра, в связи с чем происходит уменьшение контакта взаимодействия трущихся поверхностей. Данное обстоятельство приводит к ухудшению отвода тепла от поршня и к возможности появления просветов между стенкой цилиндра и рабочей поверхностью кольца. Появление просветов и увеличение «замка» в поршневом кольце уменьшает технико-экономические показатели двигателя:

- происходит уменьшение давления сжатия, соответственно, потеря мощности двигателя;
- происходит увеличение расхода топлива из-за необходимости компенсировать падение давления сжатия;
- увеличивается расход масла на угар.

Помимо технико-экономических показателей, снижается надежность работы двигателя. При увеличении «замка» в поршневом кольце происходит увеличение пропуска газов. Газы, проходя через «замок» с большой скоростью, сдувают масляную пленку, делая данный участок цилиндрической втулки практически сухим, что приводит при дальнейшем взаимодействии двух тел в данной зоне к сухому трению. Сухое трение неприемлемо для работы в двигателе, поскольку это приводит к дополнительному увеличению температуры и повышенному износу трущихся элементов, как следствие, появлению задиров [8]. Движение газов через поршневой «замок» заканчивается в картере двигателя, где, достигнув определенного давления, неизбежно может привести к взрыву.

Также отказ в работе двигателя может произойти из-за вибрации кольца типа «флаттер» [9]. Данные разрушительные колебания возникают на концах поршневого кольца с последующей передачей на все тело при уменьшении силы упругости и увеличении зазора в «замке». Возникновение такого явления приводит к поломке кольца и, как следствие, к повреждению поршня и цилиндра двигателя.

Весь перечисленный перечень последствий износа поршневых колец влияет на общий износ ЦПГ, ремонт которой отнимает много времени и сил. Своевременная замена поршневых колец дает лишь временное решение вопроса в пределах ресурса, отведенного изготовителем. Соответственно, при отсутствии возможности произвести замену вовремя это приведет к разрушению как минимум поршневых канавок и, как следствие, к замене поршня. Устанавливать новые кольца в разрушенные канавки нецелесообразно, поскольку уплотнение не будет работать должным образом, поэтому установленный ресурс двигателя будет уменьшаться. Вышесказанное подтверждает необходимость решений, позволяющих двигателю не только отработать установленный срок, но и увеличить его, при этом сохраняя технико-экономические показатели двигателя и его надежность.

### **Методы исследования**

Сегодня существует несколько методов эмпирического уровня научного исследования. Одним из самых распространенных и надежных способов для подтверждения результатов проделанной научной работы является эксперимент. Любой эксперимент можно проводить по двум направлениям. Первое заключается в испытании образцов на действующем оборудовании. Второе направление осуществляется с помощью стендовых установок. Вторым вариантом наиболее перспективным, поскольку не каждый владелец действующего оборудования пойдет на установку разработанных вновь ключевых звеньев, которые в случае отрицательного исхода испытаний могут привести к выходу из строя не только испытываемый объект, но и смежные с ним детали. В части испытаний поршневых колец смежными деталями прежде всего являются поршень и цилиндр двигателя. Для повышения эффективности уплотнения цилиндропоршневой группы предложен узел нового уплотнения деталей цилиндропоршневой группы, который предварительные испытания прошел на двух двигателях NVD48-2AU мощностью  $N = 515$  кВт,  $n = 300$  об/мин, установленных на теплоходе. При данных испытаниях концептуально была подтверждена не только работоспособность, но и увеличение ресурса работы двигателя. В целом для проведения сравнительного анализа между штатным узлом уплотнения и дора-

ботанным, а также для выявления положительных сторон и оценки величины повышения ресурса двигателя в связи с модернизированной конструкцией уплотнения испытания были продолжены на

стенде. Для дальнейших испытаний уплотнения ЦПГ был разработан стенд, кинематическая схема которого приведена на рис. 1, а [10]; общий вид стенда отображен на рис. 1, б.

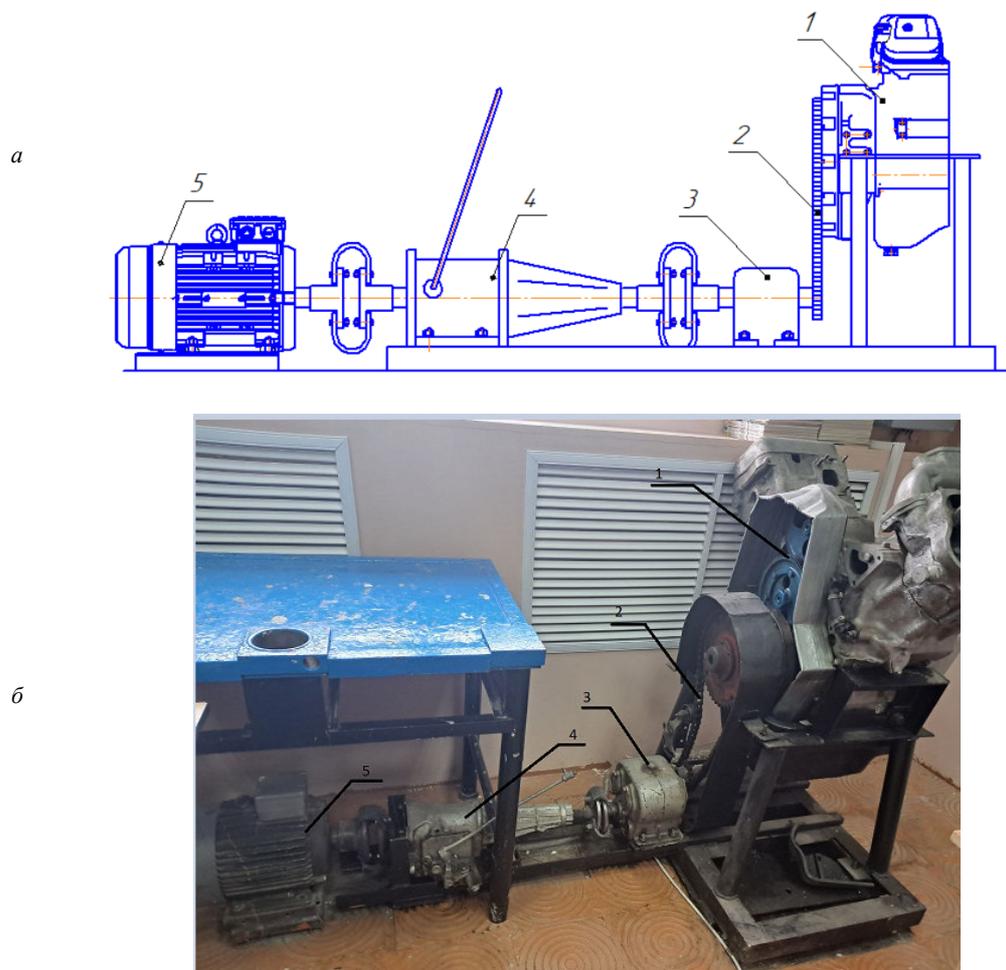


Рис. 1. Стенд для испытаний: а – кинематическая схема; б – общий вид стенда: 1 – два цилиндра двигателя ЯМЗ-236; 2 – цепная передача; 3 – редуктор; 4 – коробка автомобильных передач; 5 – электродвигатель АИРУ112М2У2

Fig. 1. Test bench: а – kinematic diagram; б – general view of the stand: 1 – two cylinders of the ЯМЗ-236 engine; 2 – chain transmission; 3 – gearbox; 4 – gearbox; 5 – АИРУ112М2У2 electric motor

Все основные элементы стенда установлены жестко, с помощью болтового соединения на сварную раму. Несущие элементы рамы подкреплены закладными деталями, залитыми бетоном, для придания большей устойчивости и надежности стендовой установки. Основным звеном для испытания поршневых колец являются два цилиндра от V-образного, шестицилиндрового двигателя ЯМЗ-236 (позиция 1). Данный двигатель широко применялся как в качестве главной энергетической установки, работающей на гребной винт, так и основного двигателя судовой электростанции на маломерном

флоте. Для стендовой установки от двигателя демонтировали два цилиндра с сохранением газораспределительного механизма и масляной системы. Основной объем масла для смазки всех трущихся элементов находится в съемном поддоне. Данная конструкция облегчает доступ к коленчатому валу, что особенно необходимо для периодического демонтажа и монтажа поршня. В качестве привода установленного двигателя служит электродвигатель мощностью 7,5 кВт, 3 000 об/мин (позиция 5). Из-за большой частоты вращения электродвигателя в конструкцию стенда дополнительно установили редук-

тор 3, цепную передачу 2 и коробку скоростей 4, предназначенные для понижения частоты вращения до оборотов работы среднеоборотных двигателей. Для возможности регулировки частоты вращения коленчатого вала, необходимой при испытаниях двигателя под разной нагрузкой, установлена коробка автомобильных передач. Данное устройство позволяет проводить испытания на четырех скоростях. Суммируя передаточные отношения каждого звена, стенд работает следующим образом:

- на первой передаче –  $149 \text{ мин}^{-1}$ ;
- на второй передаче –  $255 \text{ мин}^{-1}$ ;
- на третьей передаче –  $391 \text{ мин}^{-1}$ ;
- на четвертой передаче –  $521 \text{ мин}^{-1}$ .

Конструкция фундаментной рамы состоит из стальных уголков, соединенных между собой при помощи сварки. Электродвигатель, коробку скоростей и редуктор соединили упругими муфтами для компенсации неточности центровки. Конструкция упругих муфт включает в себя гибкие элементы, изготовленные из транспортной ленты.

#### Результаты исследования

Предложенный узел уплотнения позволяет решить несколько задач [11, 12]. Первая заключается в исключении пропуска отработавших газов через «замок» поршневого кольца. Вторая задача позволяет разработать технологию восстановления поршня, связанную с износом поршневых канавок [13, 14]. Третья задача направлена на устранение вибрации типа «флаттер».

Для испытаний в качестве образцов были взяты штатные поршневые кольца двигателя ЯМЗ-236 производства «Мотордеталь» г. Кострома (рис. 2). Профиль кольца данного двигателя имеет форму трапеции (рис. 3).



Рис. 2. Поршневые кольца

Fig. 2. Piston rings

Кольцо поршневое компрессионное  
верхнее  
236-1004030-A2



Рис. 3. Профиль кольца

Fig. 3. Ring Profile

Все испытания проводили в два этапа. Первый этап заключался в получении данных при работе двигателя с одним поршневым кольцом согласно штатного узла двигателя ЯМЗ-236. В целях чистоты эксперимента из всего комплекта колец на поршень устанавливалось два кольца – верхнее испытываемое и нижнее маслоъемное кольцо (рис. 4).

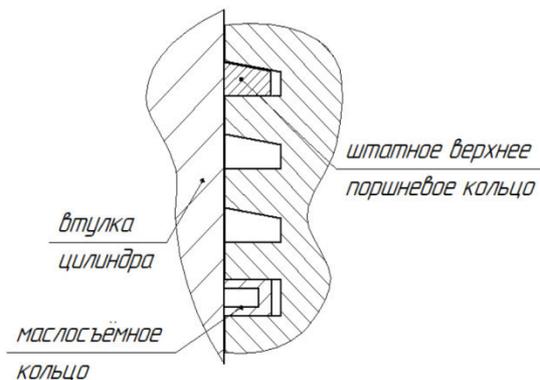


Рис. 4. Схема испытаний с установленным одним штатным верхним поршневым кольцом

Fig. 4. Test scheme with one standard upper piston ring installed

Поршень для испытаний взят со списанного двигателя, имеющего дефекты в геометрии.

Перед проведением замеров новое поршневое кольцо вначале притерли к стенке цилиндра путем проведения обкаточного режима работы стенда. Обкатка проводилась без нагрузки, со сквозным отверстием в крышке цилиндра. Данное отверстие ранее предназначалось для установки форсунки. Притирка производилась до устранения зазоров между стенкой цилиндра и рабочей поверхностью кольца. Обкатка проводилась на четырех режимах благодаря коробке скоростей в течение двух часов работы. Данного времени было достаточно для обеспечения плотного прилегания кольца к стенке цилиндра из-за наличия притирочного слоя на поверхности кольца. Контроль зазоров проводился прежде всего путем проверки щупом разной толщины, в заключение провели «просвечивание» узла.

Данную операцию проводили лампой, расположенной в картере двигателя, с направлением светового потока по втулке цилиндра [15]. С внешней стороны двигателя при просвечивании закрывали блок цилиндров плотной тканью. Все работы, включая промер щупом, осуществляли в двух положениях поршня в цилиндре двигателя в верхней мертвой точке (ВМТ) и нижней мертвой точке (НМТ). Величина теплового зазора в «замке» после притирочных работ соответствовала норме завода изго-

товителя и равнялась 0,7 мм.

Замеры давления сжатия проводились компрессометром КМ-06, устанавливаемым во время работы вместо форсунки. В конструкцию компрессометра входит запорный клапан с возможностью сброса показаний во время испытаний. Общее время испытаний составило 20 мин с замером давления сжатия каждые 5 мин. Результаты испытаний занесены в табл. 1.

Таблица 1

Table 1

Результаты испытаний с одним компрессионным кольцом

Test results with one compression ring

Время замера, мин	Давление сжатия, МПа			
	149 мин <sup>-1</sup>	255 мин <sup>-1</sup>	391 мин <sup>-1</sup>	521 мин <sup>-1</sup>
5	1,32	1,52	1,59	1,96
10	1,32	1,52	1,58	1,91
15	1,32	1,52	1,59	1,94
20	1,32	1,52	1,59	1,96

Второй этап испытаний проводился в том же порядке, что и первый этап. Перед проведением второго этапа на испытуемом поршне увеличили

высоту канавки под первое поршневое кольцо по размерам, указанным на рис. 5.

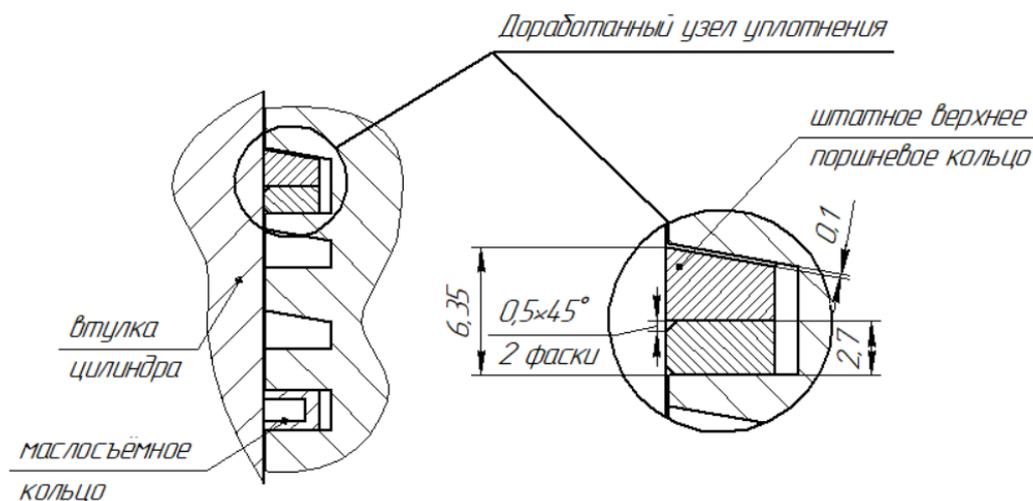


Рис. 5. Схема испытаний с доработанным уплотнением (два поршневых кольца в одной канавке)

Fig. 5. Test circuit with modified seal (two piston rings in one groove)

Геометрию верхней части канавки сохранили для штатного кольца и установили в данный район испытанное кольцо. Второе – нижнее кольцо – доработали по высоте путем обработки с помощью шлифовального станка, взятого из комплекта штатных новых поршневых колец. Плотность прилегания колец между собой проверили щупом.

Щуп 0,05 мм не проходил между кольцами по всему периметру при нахождении их в свободном состоянии друг над другом. После монтажа колец на поршень с помощью щупа был также проверен зазор между верхней кромкой поршневой канавки и телом кольца, равный 0,1 мм (рис. 6).

Матвеев Ю. И., Курицын С. Ю., Казаков С. С., Жамалов Р. Р. Стендовые испытания нового уплотнения деталей цилиндропоршневой группы судового ДВС

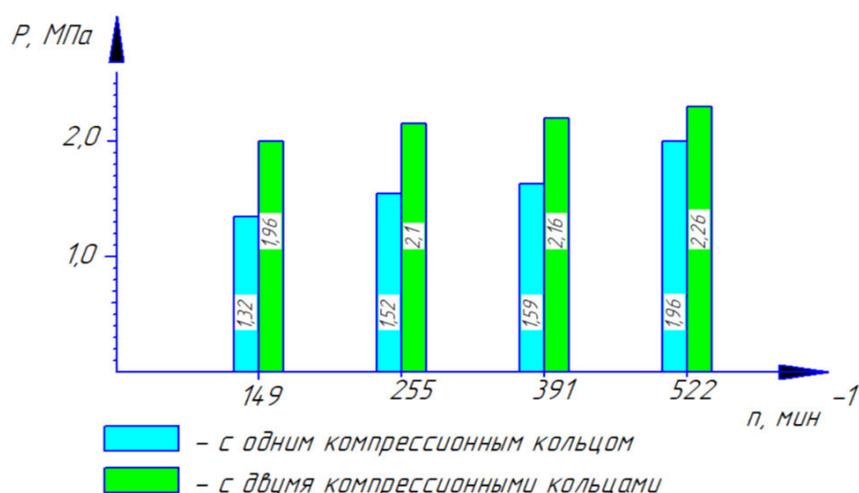


Рис. 6. График соотношения давлений при разной конструкции уплотнений деталей цилиндропоршневой группы

Fig. 6. Pressure ratio graph for different sealing designs of cylinder piston group parts

Установка колец была произведена с учетом разнесения «замков» колец в противоположные стороны на 180 град. Результаты испытаний занесли в табл. 2.

Таблица 2

Table 2

Результаты испытаний с двумя компрессионными кольцами в одной канавке  
Test results with two compression rings in one groove

Время замера, мин	Давление сжатия, МПа			
	149 мин <sup>-1</sup>	255 мин <sup>-1</sup>	391 мин <sup>-1</sup>	521 мин <sup>-1</sup>
5	1,96	2,1	2,16	2,26
10	1,94	2,1	2,16	2,26
15	1,96	2,1	2,16	2,26
20	1,96	2,1	2,16	2,26

Полученные результаты предложенного узла при испытаниях свидетельствуют об улучшении эффективности уплотнения: при частоте вращения 149 мин<sup>-1</sup> – на 32,5 %, при частоте вращения 255 мин<sup>-1</sup> – на 28 %, при частоте вращения 391 мин<sup>-1</sup> – на 26,4 %, при частоте вращения 521 мин<sup>-1</sup> – на 12,5 %. График соотношения эффективности штатного и предложенного нового уплотнения деталей ЦПГ отображен на рис. 6.

**Заключение**

Все поставленные задачи с помощью модернизированного узла уплотнения ЦПГ были решены: – за счет смещения «замков» колец на 180 град при установке на поршень уменьшили количество сжатого воздуха, просачивающегося в картер двигателя. Данный аргумент подтверждается результатами испытаний, которые показали увеличение давления сжатия в среднем на 25 %;

– для подтверждения решения второй задачи при испытаниях специально использовался поршень со списанного двигателя. Повышение давления сжатия с отработавшим ресурс поршнем демонстрирует возможность применения предложенного узла на дефектном поршне, т. е. автоматически продляет его ресурс. Хочется отметить, что проточить канавку на поршне с измененной геометрией довольно сложно, для этого требуется высокая квалификация токаря;

– устранение вибрации типа «флаттер» обеспечивается за счет плотности прилегания колец друг к другу. Колебания, начинающиеся с концов кольца в «замке», гасятся телом второго кольца.

Проведенные испытания на стенде позволили нам в цифровой форме оценить эффективность нового уплотнения деталей ЦПГ и подтвердили возможность продления ресурса поршня по предложенной технологии восстановления их работоспособности.

### Список источников

1. Матвеев Ю. И., Храмов М. Ю., Кольванов В. В., Курицын С. Ю. Повышение эффективности уплотнений деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2023. № 3. С. 49–55.
2. Матвеев Ю. И., Храмов М. Ю., Кольванов В. В., Курицын С. Ю. Повышение работоспособности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей // Науч. проблемы вод. трансп. 2023. № 76 (3). С. 99–110.
3. Андрусенко Е. И. Особенности комплектации кольцевого уплотнения поршней среднеоборотных дизельных двигателей // Двигателестроение. 1990. № 3. С. 47–49.
4. Гинцбург Б. Я. Теория поршневого кольца. М.: Машиностроение, 1979. 247 с.
5. Пат. 94003349 Рос. Федерация, G01L 1/02. Устройство для определения радиального давления в поршневых кольцах / Матвеев Ю. И., Молочная Т. В., Андрусенко Е. И. № 94003349/28; заявл. 28.01.1994; опубл. 20.09.1995.
6. Лобанов М. Л., Кардонина Н. И., Россина Н. Г., Юровских А. С. Защитные покрытия: учеб. пособие. Екатеринбург: Изд-во УрФУ, 2014. 200 с.
7. Кравченко И. Н., Зубрилина Е. М., Чеха Т. А., Добычин М. В. Технология нанесения защитных покрытий на поршневые кольца дизельных двигателей // Вестн. Дон. гос. техн. ун-та. Сер.: Машиностроение и машиноведение. 2016. № 3 (86). С. 59–64.

### References

1. Matveev Yu. I., Khranov M. Yu., Kolyvanov V. V., Kuritsyn S. Yu. Povyshenie effektivnosti uplotnenii detalei tsilindroporshnevoi gruppy sudovykh dizelei [Improving the sealing efficiency of cylinder piston group parts of marine diesel engines]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2023, no. 3, pp. 49-55.
2. Matveev Yu. I., Khranov M. Yu., Kolyvanov V. V., Kuritsyn S. Yu. Povyshenie rabotosposobnosti detalei tsilindroporshnevoi gruppy sudovykh dizelei [Improving the performance of parts of the cylinder piston group of marine diesel engines]. *Nauchnye problemy vodnogo transporta*, 2023, no. 76 (3), pp. 99-110.
3. Andrusenko E. I. Osobennosti komplektatsii kol'tseвого uplotneniia porshnei sredneoborotnykh dizeleynyykh dvigatelei [Features of the complete set of the O-ring seal of pistons of medium-speed diesel engines]. *Dvigatelsestroenie*, 1990, no. 3, pp. 47-49.
4. Gintzburg B. Ya. *Teoriia porshneвого kol'tsa* [Piston ring theory]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 247 p.
5. Matveev Yu. I., Molochnaia T. V., Andrusenko E. I. *Ustroistvo dlia opredeleniia radial'nogo davleniia v porshnevykh kol'tsakh* [A device for determining the radial pressure in piston rings]. Patent RF, no. 94003349/28, 20.09.1995.
6. Lobanov M. L., Kardonina N. I., Rossina N. G., Iurovskikh A. S. *Zashchitnye pokrytiia: uchebnoe posobie* [Protective coatings: a textbook]. Ekaterinburg, Izd-vo UrFU, 2014. 200 p.

8. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
9. Андрусенко Е. И. Устранение вибрационного разрушения поршневых колец судовых дизелей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Н. Новгород, 2006. 17 с.
10. Матвеев Ю. И., Казаков С. С., Курицын С. Ю. Стенд для ускоренных испытаний цилиндропоршневой группы, приближенных к реальным условиям // Вестн. Керчен. гос. мор. технолог. ун-та. Сер.: Морские технологии. 2023. № 2. С. 89–96.
11. Пат. РФ № 105682, МПК F02F 11/00. Уплотнение цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания / Боровский В. М., Матвеев Ю. И., Боровский М. Ю., Горелкин С. В.; заявл. 12.01.2011; опубл. 20.06.2011.
12. Пат. РФ № 111586. Уплотнение цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания / Боровский В. М., Матвеев Ю. И., Боровский М. Ю.; заявл. 16.06.2011; опубл. 20.12.2011.
13. Семенов В. С., Трофимов П. С. Долговечность ЦПГ судовых дизелей. М.: Транспорт, 1969. 216 с.
14. Проватар А. Г. Повышение энергетической эффективности судовых малоразмерных дизелей путем совершенствования конструкции цилиндропоршневой группы: дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2017. 145 с.
15. Устинов А. Н. Исследование поршневых колец дизеля. Саратов: Изд-во Саратов. ун-та, 1974. 130 с.

7. Kravchenko I. N., Zubrilina E. M., Chexha T. A., Dobychin M. V. Tekhnologiya naneseniia zashchitnykh pokrytii na porshnevye kol'tsa dizeleynyykh dvigatelei [Technology of applying protective coatings to piston rings of diesel engines]. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie i mashinovedenie*, 2016, no. 3 (86), pp. 59-64.
8. Kragel'skii I. V., Dobychin M. N., Kombalov V. S. *Osnovy raschetov na trenie i iznos* [Fundamentals of friction and wear calculations]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 526 p.
9. Andrusenko E. I. *Ustranenie vibratsionnogo razrusheniia porshnevykh kolets sudovykh dizelei: avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk* [Elimination of vibration destruction of piston rings of marine diesel engines: abstract of the dis. ... Candidate of Technical Sciences]. Nizhnii Novgorod, 2006. 17 p.
10. Matveev Yu. I., Kazakov S. S., Kuritsyn S. Yu. Stend dlia uskorennykh ispytaniy tsilindroporshnevoi gruppy, priblizhennykh k real'nym usloviiam [A stand for accelerated testing of a cylinder-piston group, close to real conditions]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnologiya*, 2023, no. 2, pp. 89-96.
11. Borovskii V. M., Matveev Yu. I., Borovskii M. Yu., Gorelkin S. V. *Uplotnenie tsilindroporshnevoi gruppy dvigatel'ia vnutrennego sgoraniia* [Sealing of the cylinder piston group of the internal combustion engine]. Patent RF, no. 105682, 20.06.2011.

12. Borovskii V. M., Matveev Iu. I., Borovskii M. Iu. *Uplotnenie tsilindroporshne-voi gruppy dvigatel'ia vnutrennego sgoraniia* [Sealing of the cylinder piston group of the internal combustion engine]. Patent RF № 111586, 20.12.2011.

13. Semenov V. S., Trofimov P. S. *Dolgovechnost' TsPG sudovykh dizelei* [The durability of the CPG of marine diesels]. Moscow, Transport Publ., 1969. 216 p.

14. Provatar A. G. *Povyshenie energeticheskoi effek-*

*tivnosti sudovykh malorazmernykh dizelei putem sovershenstvovaniia konstruktssii tsilindroporshnevoi gruppy: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Increasing the energy efficiency of small-sized marine diesel engines by improving the design of the cylinder piston group: dis. ... Candidate of Technical Sciences]. Astrakhan', 2017. 145 p.

15. Ustinov A. N. *Issledovanie porshnevykh kolets dizelei* [Investigation of diesel piston rings]. Saratov, Izd-vo Saratovskogo universiteta, 1974. 130 p.

Статья поступила в редакцию 18.02.2024; одобрена после рецензирования 05.03.2024; принята к публикации 01.04.2024

The article was submitted 18.02.2024; approved after reviewing 05.03.2024; accepted for publication 01.04.2024

### Информация об авторах / Information about the authors

**Юрий Иванович Матвеев** – доктор технических наук, профессор; заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок; Волжский государственный университет водного транспорта; maveevseu@mail.ru

**Сергей Юрьевич Курицын** – аспирант; ассистент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок; Волжский государственный университет водного транспорта; KuritsynnSergey@yandex.ru

**Сергей Сергеевич Казаков** – кандидат технических наук, доцент; заведующий кафедрой технических и биологических систем; Нижегородский государственный инженерно-экономический университет; kazakoff.85@mail.ru

**Рафик Рафаилович Жамалов** – кандидат технических наук; доцент кафедры технических и биологических систем; Нижегородский государственный инженерно-экономический университет; zhamalov.rafik@yandex.ru

**Yuri I. Matveev** – Doctor of Technical Sciences, Professor; Head of the Department of Operation of Ship Power Plants; Volga State University of Water Transport; matveevseu@mail.ru

**Sergey Yu. Kuritsyn** – Postgraduate Student; Lecturer of the Department of Operation of Ship Power Plants; Volga State University of Water Transport; KuritsynnSergey@yandex.ru

**Sergey S. Kazakov** – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Head of the Department of Technical and Biological Systems; Nizhny Novgorod State University of Engineering and Economics; kazakoff.85@mail.ru

**Rafik R. Zhamalov** – Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Technical and Biological Systems; Nizhny Novgorod State University of Engineering and Economics; zhamalov.rafik@yandex.ru

