

деталей автомобилей / Б.В. Савченко, В.Г. Гончаров, Н.Г. Александров, А.Л. Самсоник // *Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та.* – 2005. – Вып.16. – С. 83–85. 6. Гончаров В.Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: Автореф. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / В.Г. Гончаров: Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т. – Х., 2008. – 19 с. 7. Ткачук М.А. Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно-континуальних полів напружень у високоавантажених елементах машин / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук, А.В. Грабовський // *Механіка та машинобудування.* – 2009. – №1. – С. 147-156. 8. Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных схем / Н.А. Ткачук, Ю.В. Веретельник, Ю.Я. Миргородский, Е.В. Пелешко // *Механіка та машинобудування.* – 2004. – № 2, т. 2. – С.79-84. 9. Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследо-

вания элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глуценко, Г.В. Ткачук // *Механіка та машинобудування.* – 2004. – № 2, т. 2. – С.85-96. 10. Ткачук Н.А. Концептуальные основы интегрированных систем проектирования, изготовления и исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Н. Ковальчук, В.И. Кохановский, Л.С. Липовецкий // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2005. – № 1(17) - С.86-90. 11. Ткачук Н.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Н.А. Ткачук, С.Т. Бруль, А.Н. Малакей и др. // *Механіка та машинобудування.* – 2005. – №1. – С.184-194. 12. Ткачук М.А. Метод скінчених елементів у спеціалізованих інтегрованих системах автоматизованого аналізу і синтезу елементів механічних систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурний, В.І. Головченко, Є.А. Орлов // *Машинознавство.* – 2005. – №6. – С. 18-23.

УДК 521.4-2

**А. К. Каукаров, магистр, Т. М. Мендебаев, канд. техн. наук,
В.Г. Некрасов, канд. техн. наук, М.К. Куанышев, канд. техн. наук**

ИССЛЕДОВАНИЕ СУХОГО УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Введение

Анализ конструкций цилиндропоршневой группы современных ДВС показал наличие ряда существенных недостатков. В цилиндропоршневой группе происходят наиболее значительные потери на трение, достигающие 50% от всех механических потерь в двигателе. Использование гильзы цилиндра в качестве направляющей для движения поршня в сочетании с кривошипно-шатунным механизмом приводит к эллиптическому износу гильзы. Конструкция компрессионных колец допускает прорыв газов в картер, повышенный износ верхнего компрессионного кольца и верхней части гильзы цилиндра. Смазка гильзы цилиндра и охлаждение гильзы и поршня маслом приводит к снижению вязкости масла и его термическому разложению, а при сгорании пленки масла на стенке гильзы образуются высокотоксичные углеводороды.

Формулирование проблемы

Отмеченные недостатки требуют пересмотра конструкции цилиндропоршневой группы в составе комплексной оптимизации ДВС [1]. Решить проблему разгрузки поршня от боковых сил может механизм, создающий линейное движение штока, связывающего поршень с кинематическим механизмом преобразования движения. Такие механиз-

мы разрабатывались и предлагались многими авторами на всем протяжении развития поршневых ДВС. Ряд специалистов работают над этой проблемой и в настоящее время, исследуя схемы аксиального, кулачкового, эксцентрикового, кулисного механизмов. В промышленном варианте для разгрузки поршня от боковых сил используется крещкопфный вариант кривошипно-шатунного механизма. Однако такой механизм увеличивает габарит двигателя по высоте и применяется только на стационарных или судовых двигателях большой мощности. Перспективен одновальный кривошипно-кулисный механизм [2, 3].

Пути решения проблемы

Механизм, задающий линейное движение штока поршня разгружает поршень от боковых сил, перенося их на узлы в картере двигателя при хорошей смазке. Кроме этого, такой механизм позволяет отделить цилиндр от картера, исключив угар масла и его термическое разложение. Но при этом возникает проблема снижения потерь на трение поршня в цилиндре. Использование подачи масла по штоку не применимо ввиду потерь масла и по экологическим требованиям. Задача снижения потерь на трение решается применением уплотнения без использования жидкой смазки (сухое уплотне-

ние) с использованием твердого антифрикционного материала. В качестве антифрикционного материала используется графит, обладающий свойством твердой смазки [4].

Расчеты показывают, что применение антифрикционного материала на основе графита для

уплотнительных колец обеспечивает существенное снижение потерь на трение, потери на трение сухого уплотнения достигает 15% от величины потерь для обычного уплотнения (табл. 1).

Таблица 1. Сравнение затрат энергии на преодоление трения в цилиндропоршневой цилиндра с поршневыми кольцами традиционного типа и в «сухом» цилиндре с уплотнением в виде кольца из медно-графитового материала

Статьи расчета	Традиционные кольца	Сухое уплотнение
Число колец, шт. в. ч.: компрессионных маслосъемных	2 1	Одно сдвоенное в едином пазу -
Высота колец, мм: компрессионных маслосъемных	3 2 x 1	6 x 2 = 12 -
Площадь трения колец: компрессионных маслосъемных	1,884D 0,628D	4,082D
Удельное давление, МПа: для компрессионных колец маслосъемных колец	0,5 1,0	0,02 -
Коэффициент трения	0,07 (при смазке)	0,2
Усилие на сдвиг колец: компрессионных маслосъемных всего комплекта колец	0,660D 0,440D 1,100D	0,163D - 0,163D
Затраты энергии на трение колец за один ход поршня, .	1,100DS	0,163DS
Относительная величина затрат энергии, %	100	14,8

Экспериментальные исследования

Для исследования сухого уплотнения была разработана конструкция уплотнительных колец (рис. 1) [5]. Уплотнение осуществляется двумя кольцами в одной проточке поршня. Каждое из колец состоит из двух полуколец со стыковкой полуколец, исключающих попадание газа в полость под кольца. Стыки полуколец сдвинуты относительно друг друга на 90 градусов, а прижатие полуколец к стенке гильзы осуществляется пружинами.

Для исследования было изготовлено два комплекта уплотнительных колец аналогичной конструкции, один из бронзы, второй комплект – из стали.

Исследование уплотнения включало следующие этапы: подбор антифрикционного материала, испытание на прочность и термостойкость; оценка силы трения уплотнения поршня в цилиндре; компрессии в цилиндре при сухом уплотнении; оценка интенсивности изнашивания и ресурса уплотнительных колец. Далее рассмотрим результаты этих исследований.

В качестве антифрикционного заполнения проточки в уплотнительном кольце применялась паста из порошка графита на связующем – жидком стекле. Было приготовлено три состава графитовой пасты с содержанием графита 25%, 50% 75%. Пасту отдельно, а также при внесении ее в проточку на уплотнительном кольце проверили на твердость и термическую стойкость при выдержке в течение 1 часа при температуре 900°C. По условиям прочности, отсутствия растрескивания при сушке и прокаливании, удерживанию в проточке кольца для моторных испытаний была применена смесь при содержании графита 75%.

Кольца с антифрикционным заполнением пазов были смонтированы в цилиндре опытного двигателя и после приработки определено усилие на сдвиг поршней. Усилие определялось при горизонтальном положении цилиндра по моменту начала сдвига поршня при помощи динамометра табл. 2. Усилие для сухого варианта составило 58% от значения при смазке маслом.

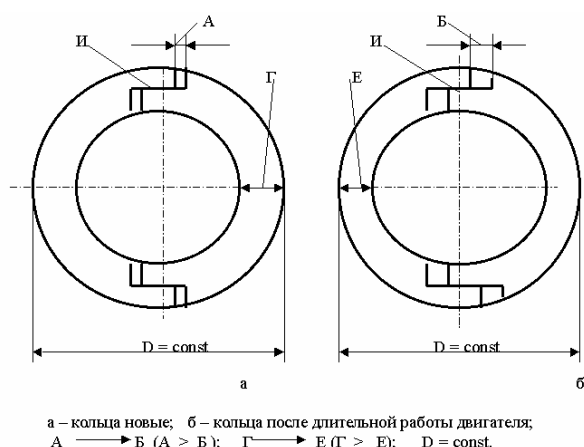
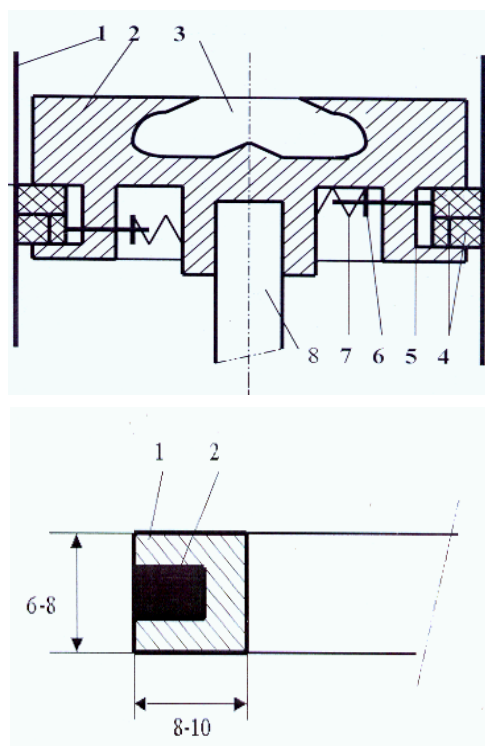


Рис. 1. Конструкция сухого уплотнения (слева): 1 – зеркало гильзы цилиндра; 2 – поршень; 3 – камера сгорания в поршне; 4 – уплотнительные кольца; 5 – проточка для колец; 6 – штоки для отжима полуколец; 7 – пружины; 8 – шток поршня. Разрез уплотнительного кольца с антифрикционным заполнением проточки в кольце (внизу). Положение полуколец по мере износа скользящей поверхности (справа): а – новое кольцо; б – кольцо при наличии износа с сохранением герметичности замка

Опытный двигатель для моторных испытаний модернизировался при выполнении крейцкопфа. В качестве базового двигателя был взят двухцилиндровый четырехтактный двигатель УД-2М с отношением $D/S = 72/72$. Модернизация двигателя заключалась в следующем. Штатные цилиндры были

заменены цилиндрическими вставками в качестве направляющих.

Таблица 2. Величина усилий сдвига поршня со стандартным и сухим уплотнением

№ замера	Величина усилия сдвига поршня, Н·10	
	Стандартное	Сухое
1	9,0	8,0
2	11,0	7,0
3	12,0	5,0
4	11,0	6,0
5	9,0	5,5
6	10,0	7,0
7	11,0	6,0
8	12,0	5,5
9	10,0	5,0
10	9,0	5,5
Среднее	10,4	6,05
То же, в %	100%	58%

Сверху цилиндрических вставок крепились основные цилиндры, а поршни с сухим уплотнением устанавливались на штоки, которые крепились к дну штатных поршней – ползунов крейцкопфа. Были удлинены толкатели клапанов. Двигатель был оснащен приводом от электродвигателя для холодной прокрутки.

На опытном двигателе проверялась работоспособность сухого уплотнения, его надежность, а также оценивалась интенсивность изнашивания уплотнительных колец сухого уплотнения.

Для прижатия уплотнительных полуколец к зеркалу цилиндра использовались плоские пружины. Усилие для прижатия определялось по аналогии с использованием антифрикционных материалов на основе графита в электротехнике.

Компрессия в двигателе определялась компрессометром при прокрутке двигателя от электромотора при частоте 1000 мин^{-1} (номинальная частота вращения двигателя 3000 мин^{-1}). Получена величина компрессия около 0,4 МПа, что соответствует степени сжатия 5 с учетом частоты вращения.

В режиме холодной прокрутки и в горячем режиме работающего на бензине двигателя определялась интенсивность изнашивания. Для оценки изнашивания использовались три метода: по изменению массы полуколец весовым методом, метод прямого замера изменения толщины уплотнительного кольца микрометром, а также метод, рекомендуемый ГОСТ [6]. Метод был модернизирован для условий замера величины износа на дуговой части

кольца и заключается в измерении изменения длины хорды, через которую оценивается износ цилиндрической поверхности кольца с кратностью 15-78, причем, с тем большей кратностью, чем

меньше величина износа. Ниже приводятся результаты исследования уплотнения на интенсивность изнашивания (табл. 3-5).

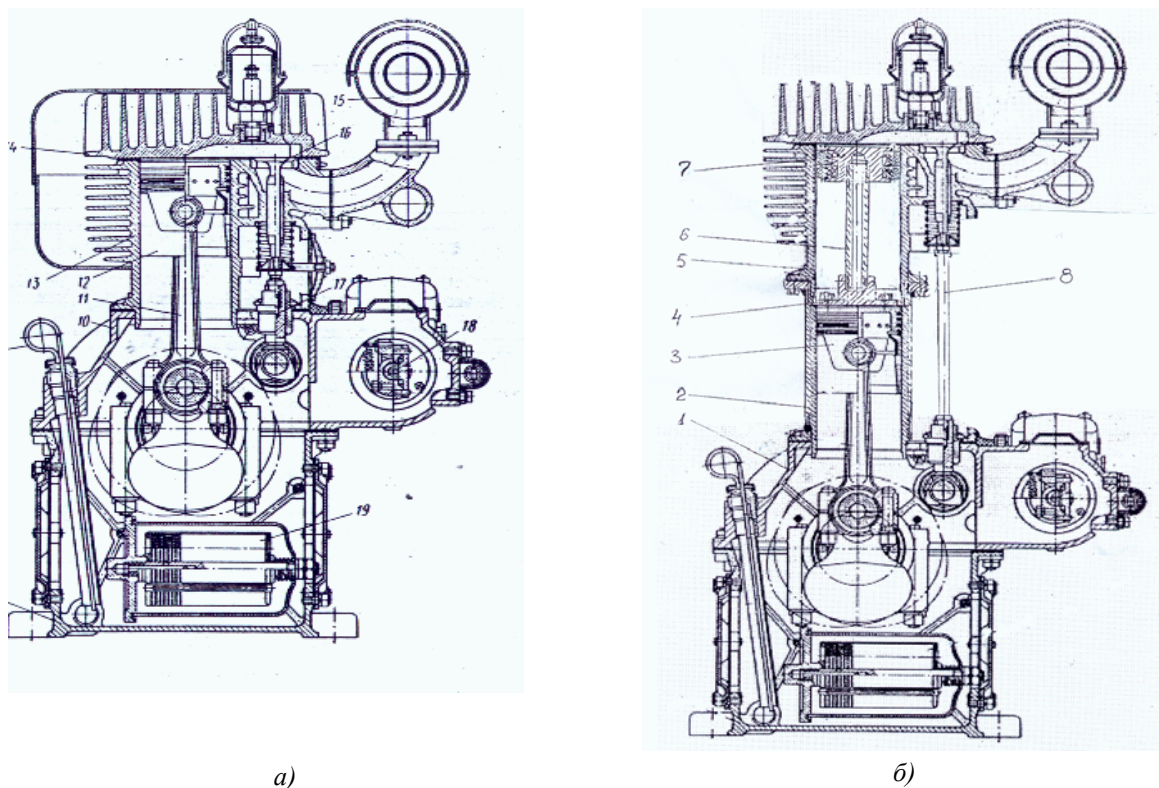


Рис. 2. Схемы двигателя для испытаний сухого уплотнения
а – базовый двигатель УД-2М, б – модернизированный двигателя

Таблица 3. Оценка износа колец по изменению массы кольца

Кольцо	Масса полукольца										
	Начальная		100 час.		200 часов			300 часов			
Маркировка	г	%	г	%	г	%	Сред. %	г	%	Сред. %	
Пара 1 полукольца	0	42,00	100	42,00	100	41,00	97,62	98,76	40,60	96,67	98,24
	5	42,16	100	42,16	42,12	99,11	42,08		99,81		
Пара 2 полукольца	2	40,00	100	40,00	100	39,90	99,75	98,80	39,86	99,65	99,15
	6	40,00	100	40,00	39,94	99,85	39,86		99,65		
Средний	Средний износ по массе за 300 часов 1,305%										98,695

Таблица 4. Оценка износа колец непосредственным замером микрометром

Кольцо	Радиальный размер										
	Начальный		100 час.		200 час.			300 час.			
Маркировка	мм	%	мм	%	мм	%	Сред. %	мм	%	Сред. %	
Пара 1 полукол.	0	9,400	100	9,400	100	9,390	99,89	98,93	9,380	96,67	99,865
	5	9,330	100	9,330	9,328	99,97	9,325		99,81		
Пара 2 полукол.	2	9,200	100	9,200	100	9,190	99,89	99,94	9,180	99,65	99,780
	6	9,310	100	9,310	9,309	99,98	9,290		99,65		
Средний	Средний износ по замеру радиального размера за 300 часов 0,175%										99,825

Таблица 5. Оценка износа колец по изменению длины хорды

Кольцо	Длина хорды, мм										
	Начальная		100 час.		200 час.		300 час.				
Маркировка	мм	%	мм	%	мм	%	Сред.%	мм	%	Сред. %	
Пара 1 полукольцо	0	26,80	100	26,80	100	26,05	97,20	97,975	25,05	93,47	96,055
	5	28,10	100	28,10		27,75	98,75		27,55	98,04	
Пара 2 полукольцо	2	28,00	100	28,00	100	27,61	98,61	98,535	27,26	97,36	97,140
	6	26,00	100	26,00		25,60	98,46		25,20	96,92	
Средний	27,225		Средний износ по замеру длины хорды за 300 часов 0,14%								96,597

Итоговые результаты определения изнашивания уплотнения следующие.

Износ колец за 300 часов работы:

- по замеру массы – 1,3%

- по замеру радиального размера микрометром – 0,01625 мм (0,17%)

- по замеру длины хорды - 0,0128 мм (0,14%)

Интенсивность изнашивания 0,00174 г/ч.

Ресурс (диаметр цилиндра 72 мм) - 3277 часов.

Проведенные исследования послужили основанием для разработки рекомендаций по изготовлению сухого уплотнения. Основные операции по изготовлению включают токарные и фрезерные работы. А также выполнение антифрикционного слоя на скользящей поверхности колец

Выводы

На основании проведенных исследований были подтверждены работоспособность и надежность сухого уплотнения, оно имеет меньшие потери на трение, а также существенно больший ресурс. Сокращаются затраты на ремонт, исключается угар и изменение свойств масла, уменьшается эксплуатационный расход топлива. В итоге обосновано

применение сухого уплотнения поршня в цилиндре, разработана конструкция такого уплотнения, выполнена опытная установка для его испытания и по полученным результатам исследований разработана технология изготовления сухого уплотнения поршня в цилиндре.

Список литературы:

1. Некрасов В.Г. Оптимизация конструкции двигателя внутреннего сгорания. "Trans&MOTO'06" / В.Г. Некрасов, М.К. Куанышев, А.К. Каукаров, А.Т. Мухтаров // Доклады «Двигатели за транспортные средства. Горюва». Болгария, Варна – 2006. – С.88-91.
2. Некрасов В.Г. Виртуальный шатун/ В.Г. Некрасов // Автомобильная промышленность – 2006. – №1. – с. 25-26.
3. Некрасов В.Г. Механизм преобразования движения поршневого двигателя / В.Г. Некрасов // Вестник машиностроения. – 2005. – №8. – с. 83-86.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника / Д.Н.Гаркунов. – М. Машиностроение. – 1989. – 327 с.
5. Каукаров А.К. Опытная установка по исследованию сухого уплотнения поршня в цилиндре / А.К. Каукаров, В.Г. Некрасов, А.Ж. Мурзагалиев, М.К. Куанышев, А.Т. Мухтаров, А.К. Байбулов // Вестник Актюбинского государственного университета. – 2008. – №4. – С. 60-66.
6. Обеспечение износостойкости изделий. Методы испытания на износостойкость. Общие требования: ГОСТ 30480. – [Введен 1998-07-01] Минск: Международный совет по стандартизации.

УДК 621.891

С.Н. Соловьев, канд. техн. наук, С.Ж. Боду, инж.

К НАЗНАЧЕНИЮ ПОСАДОК И ЗАЗОРОВ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Введение

В большинстве механических систем надежность и ресурс определяются явлениями износа, а причины отказов чаще всего формируются на технологическом этапе изготовления [1-3].

Особенности эксплуатации герметичных компрессоров (ГК) ставят перед проектантами и технологами ряд специфических ограничений, существенно влияющих на надежность техники. Для подобных узлов понятие нагруженность включает

в себя, кроме давления, скорости, температуры, цикличность приложения нагрузки (пусковые износ) и воздействия среды на трибоконтакты.

Параметрические показатели ГК во многом зависят от проектных решений, связанных с точностью изготовления сопрягаемых деталей цилиндропоршневой группы и зазоров между ними.

Соблюдение заданных характеристик в процессе изготовления достигается методами селективной сборки. Точность показателей сопряжений