

А.В. Белогуб, В.А. Пылев, А.М. Бодяко, С.В. Галагаев, А. А. Бодяко

## МОДЕРНИЗАЦИЯ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ K6S310DR

*В работе рассмотрена возможность и результаты расчетного исследования по изменению конструкции поршня и поршневых колец, связанного с уменьшением их количества и размеров. Проведена идентификация тепловых граничных условий имеющейся конструкции и рассчитан модифицированный профиль боковой поверхности. Показано, что эффект от внедрения предложения будет состоять в снижении потерь трения в цилиндропоршневой группе и улучшении условий смазки пары тронк – зеркало цилиндра, что повысит ресурс двигателя и снизит расход топлива.*

### Актуальность и постановка задачи

В 1957 году чехословацкие заводы «ЧКД» начали выпускать маневровые тепловозы ЧМЭ2 (рис.1) с электрической передачей. На этих тепловозах был установлен четырехтактный рядный шестицилиндровый дизель 6S310DR мощностью 750 л.с. (550 кВт) при 750 об/мин и восьмиполосный тяговый генератор постоянного тока типа TD-868 мощностью 470 кВт, жёстко соединённый с дизелем. Тепловозы ЧМЭ2 производились до 1965 г. включительно, всего было создано 522 секции. Основная часть этих тепловозов в СССР была исключена в период 1986–1988 годов [1]. С 1965 года заводы ЧКД-Прага начали серийное производство ЧМЭЗ для поставки в СССР. Эти тепловозы и их модификации (ЧМЭЗМ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЭ) выпускались по 1991 год включительно. Мощность дизеля была увеличена до 1350 л.с. (993 кВт). Всего было поставлено 7454 тепловоза [2]. **Конструкция дизеля и его комплектующих, в частности поршня, при этом практически не изменялась более 50 лет.**



Рис.1. Первый тепловоз серии — ЧМЭ3-001 в музее Варшавского вокзала в Санкт-Петербурге

В 2000-м году АОЗТ «Украинские моторы» (дочернее предприятие ОАО «АВТРАМАТ») получило предложение от «Укрзалізниці» на производство поршней для дизеля K6S310DR для поставок на Днепропетровский тепловозоремонтный завод (ДТРЗ).

Поршень (рис.2) изготавливался методом литья, он имел камеру сгорания Гессельмана, четыре канавки под компрессионные и две под маслосъем-

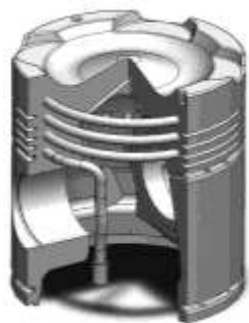


Рис.2. Конструкция поршня 67.08.41.00 СБ зап

ные кольца, снабжен стальной трубкой масляного охлаждения. Материал поршня – эвтектический Al-Si сплав, легированный медью, марганцем и никелем (AK12M2MgH).

Чертеж поршня был предоставлен ПКТБ по ремонту локомотивов,

г. Полтава, и вначале 2001 года была изготовлена опытная партия, переданная на испытания в ДТРЗ. По их результатам на двух из шести поршней были обнаружены натирсы, после чего в ОАО «АВТРАМАТ» с использованием САД/САЕ-пакетов прикладных программ SolidWorks и COSMOS были проведены работы по корректировке профиля поршня. При этом минимальный (по головке) и максимальный (по юбке) диаметры были сохранены, а изменена лишь форма бочкообразной образующей.

Новый профиль был согласован, и в дальнейшем поршни производились и производятся в настоящее время с откорректированным профилем [3]. До настоящего времени ПАО «АВТРАМАТ» произведено, реализовано и работает на железных дорогах Украины и Беларуси более 10 тысяч поршней Д67.08.41.00 СБ зап. Особенности конструкции – 6 поршневых колец (4 компрессионных и 2 маслосъемных), масляное охлаждение посредством змеевика, залитого в тело поршня, палец запрессован в бобышки.

**В настоящее время поршневые комплекты для новых двигателей с маслосъемными кольцами, расположенными ниже пальцевого отверстия и компрессионными, количеством более трех не применяются.** Это связано с тем, что более половины потерь трения в поршневой группе приходится на трение колец о зеркало цилиндра, а не на трение поршня о цилиндр. Если бы высота кольца и их количество, тем эти потери меньше.

Известно, что для изготовления колец широко используется чугун – недорогой материал с высокими антифрикционными свойствами. Современные тенденции увеличения мощности двигателей предъявляют все возрастающие требования к прочностным и износостойким характеристикам материала колец в условиях высоких динамических и контактных нагрузок. Разработанный в Институте технологии металлов НАН Беларуси и освоенный впервые в мировой литейной практике на УЧНПП «Технолит» (Республика Беларусь) метод непрерывно-циклического литья нагараживанием (НЦЛН), рис.3, [4] в основу которого положен принцип направленного затвердевания, обеспечивает однонаправленный теплоотвод и свободное питание фронта кристаллизации перегретым расплавом в течение всего времени затвердевания отливки. Это позволяет в непрерывном процессе литья циклически извлекать из металлической водоохлаждаемой формы затвердевшую часть расплава, представляющую собой полуотливку мерной длины при температуре, выше критических точек, и обеспечивает возможность гибкого управления структурообразованием и формированием заданных свойств в отливках фактически в процессе литья. Проведенные Всероссийским научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) сравнительные испытания поршневых колец, изготовленных из отливок, полученных различными способами литья, показали, что наибольшей стойкостью к износу и задиру, а также высокими упругими свойствами обладают изготовленные НЦЛН.

Сопоставление взаимодействий внутренних структур жизненного цикла (ЖЦ), рис.4, ДВС и ЖЦ его комплектующих (поршня и колец) показывает, что маршруты ЖЦ ДВС и комплектующих пересекаются несколько раз, совпадая только в части периода использования. Это обусловлено разными значениями ресурса комплектующих и двигателя и, согласно концепции системной поддержки ЖЦ, накладывает дополнительные жесткие условия относительно качества комплектующих – каждое следующее совпадение этапов монтажа и технического обслуживания двигателя желательно выполнять при достижении нового уровня качества комплектующих новых конструкций [5].

Из вышеизложенного следует вывод, что в настоящее время существует возможность повысить качество двигателя К6S310DR путем установки нового, более совершенного, комплекта поршневых колец с соответствующим изменением конструкции поршня в части их расположения и изменения профиля поршня в соответствии с новыми

условиями теплообмена.

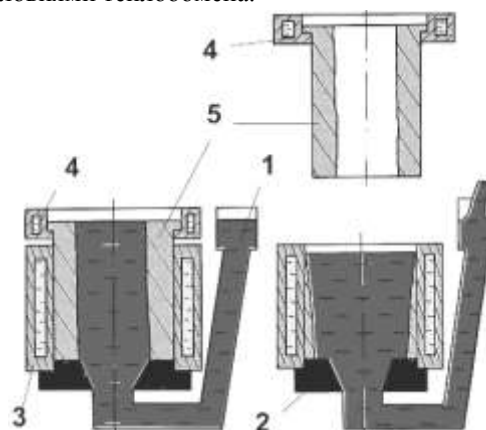


Рис. 3. Принципиальная схема и процесс непрерывно-циклического литья полых заготовок без стержня: 1 – металлопровод; 2 – соединительный стакан; 3 – стационарная часть кристаллизатора; 4 – подвижная часть кристаллизатора (захваты); 5 – отливка

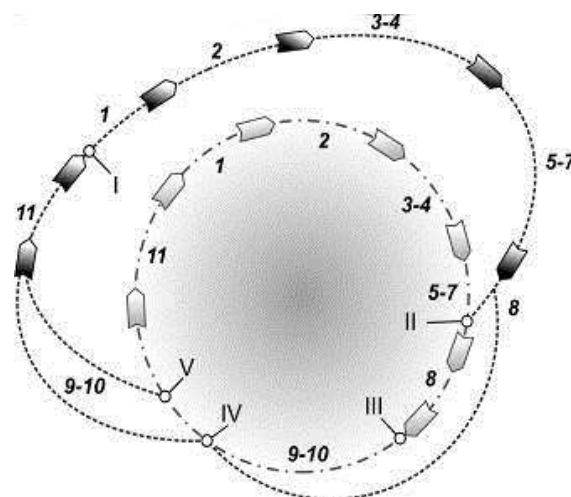


Рис.4. Особенности маршрутизации ЖЦ поршневой группы (---) относительно ЖЦ ДВС (- · - ·):

1 – маркетинг, планирование; 2 – НИР; 3 – проектирование, приемные испытания; 4 – технологическая подготовка производства; 5 – освоение производства; 6 – серийное производство; 7 – снятие с производства; 8 – монтаж; 9 – использование; 10 – обслуживание и ремонт; 11 – утилизация

**Методика расчета профиля поршня.** Предлагаемая методика расчета профиля внешней боковой поверхности поршня включает шесть этапов:

**Этап 1.** Разработка твердотельной 3-D модели существующего поршня (1/4 часть) с опорными точками по внешней поверхности.

**Этап 2.** Идентификация теплового состояния поршня по его радиальной деформации путем численного эксперимента, состоящего из двух после-

довательных расчетов – определения температурного поля с последующим определением деформации поршня с рассчитанным распределением температуры. Результат этого этапа – граничные условия (ГУ), обеспечивающие продольный профиль поршня в соответствии с требованиями существующего чертежа.

**Этап 3.** Модификация 3-D модели существующего поршня, связанная с изменением теплопередающих поверхностей кольцевых канавок (изменение наличия и геометрии поршневых канавок).

**Этап 4.** Численный эксперимент с выбранными ГУ и ГУ, ужесточающими условия теплового нагружения.

**Этап 5.** Поверочный расчет 1-го компрессионного кольца.

**Этап 6.** Определение поправки к исходному чертежному профилю, как разницы между расчетным со старым набором колец и новым. Результат этого этапа – новый профиль боковой поверхности.

**Определение профиля.** Первоначально была проведена серия из 5-ти численных экспериментов, в которых ГУ 3-го рода задавались по 13 поверхностям [6]. Проведенная серия экспериментов не позволила достичь ожидаемого результата. Отклонение от диаметра по чертежу и расчетное отличалось более чем на 0,5 мм. Для получения приемлемого результата количество поверхностей (зон задания ГУ) было увеличено до 21-й.

Камера сгорания:

1. собственно камера;

2. гнездо клапана;
3. периферия (вытеснитель)

Масляная трубка:

4. поверхность масляной трубки

Внутренняя поверхность:

5. внутренняя поверхность поршня

Пальцевое отверстие:

6. поверхность пальцевого отверстия до стопорного кольца

Юбка поршня:

7. поверхность юбки поршня 1-я зона;
8. поверхность юбки поршня 2-я зона;
9. поверхность юбки поршня 3-я зона

Кольцевые канавки:

10. 1-е кольцо верх;
11. 1-е кольцо низ;
12. 2-е кольцо верх;
13. 2-е кольцо низ;
14. 3-е кольцо верх;
15. 3-е кольцо низ;
16. 4-е кольцо верх;
17. 4-е кольцо низ;
18. 5-е кольцо верх;
19. 5-е кольцо низ;
20. 6-е кольцо верх;
21. 6-е кольцо низ.

В табл. 1 представлены значения ГУ ( $\alpha$  – [Вт/м<sup>2</sup>К], Т – [К]), на рис. 5 – продольный профиль поршня, а в табл. 2 – отклонения чертежного и расчетного профилей для эксперимента №10.

Таблица 1. Граничные условия проведения численного эксперимента

№ зоны	Эксперимент 6		Эксперимент 7		Эксперимент 8		Эксперимент 9		Эксперимент 10	
	$\alpha$	T	$\alpha$	T	$\alpha$	T	$\alpha$	T	$\alpha$	T
1.	350	1000	350	1000	350	1050	350	1050	<b>350</b>	<b>1020</b>
2.	320	950	320	950	320	1000	320	1000	<b>320</b>	<b>1000</b>
3.	300	950	300	950	300	950	300	950	<b>300</b>	<b>950</b>
4.	1000	385	1000	385	1000	385	1000	385	<b>1000</b>	<b>385</b>
5.	250	380	250	380	250	380	250	360	<b>250</b>	<b>355</b>
6.	10000	385	10000	385	10000	385	10000	385	<b>10000</b>	<b>385</b>
7.	2000	420	2000	420	2000	420	2000	420	<b>1800</b>	<b>425</b>
8.	2000	410	2000	410	2000	390	2000	385	<b>1800</b>	<b>385</b>
9.	2000	395	2000	380	2000	370	2000	360	<b>2000</b>	<b>360</b>
10.	350	520	350	520	350	520	340	530	<b>340</b>	<b>530</b>
11.	30000	500	30000	500	25000	500	25000	510	<b>25000</b>	<b>510</b>
12.	450	505	450	505	450	505	400	505	<b>400</b>	<b>505</b>
13.	15000	470	12000	470	12000	480	12000	480	<b>12000</b>	<b>480</b>
14.	450	470	450	470	450	470	400	470	<b>400</b>	<b>470</b>
15.	15000	460	12000	460	12000	470	12000	470	<b>12000</b>	<b>470</b>
16.	450	460	450	460	450	460	400	460	<b>400</b>	<b>460</b>
17.	15000	455	12000	455	12000	460	12000	460	<b>12000</b>	<b>460</b>
18.	450	450	450	450	450	450	450	450	<b>450</b>	<b>450</b>
19.	15000	440	12000	440	12000	440	12000	440	<b>12000</b>	<b>440</b>
20.	450	390	450	390	450	390	450	390	<b>450</b>	<b>355</b>
21.	15000	390	15000	380	15000	380	12000	360	<b>1200</b>	<b>355</b>

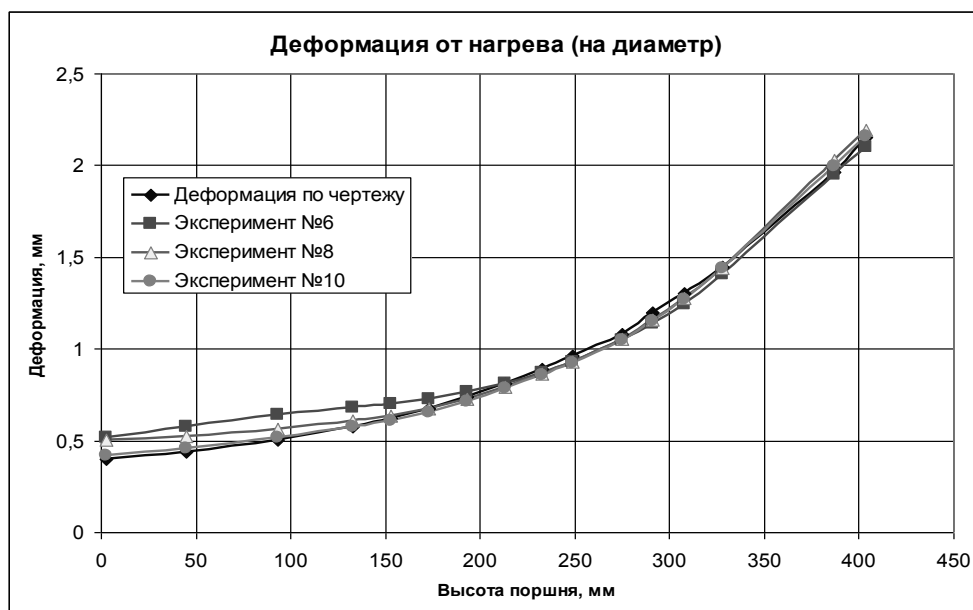


Рис.5. Результаты численного эксперимента по деформации от нагрева

Таблица 2. Отклонения расчетного профиля от «чертежного»

Высота поршня	3	93	153	193	233	275	308	387	404
Отклонение расчетной деформации от чертежа	5,2%	2,1%	2,0%	3,0%	3,8%	2,7%	2,5%	1,8%	0,4%

Отклонения деформаций по профилю чертежа и по эксперименту №10 (табл. 2) составляют от 0,4 % по головке поршня до 5% по юбке, что является достаточным для использования найденных ГУ в дальнейшем расчете.

Модификация 3-D модели существующего поршня была осуществлена следующим образом: размеры канавок под кольца 1,2,3 и 5 перестроены под новые размеры. Канавки 4 и 6 «заращены» металлом. ГУ в зоне канавки 4 приняты без теплообмена. ГУ в зоне канавки 6 – как в 3-й зоне юбки поршня. Условия теплообмена по оставшимся кольцам были ужесточены по температуре для разных численных экспериментов на +10 и +20 К. Это ужесточение выполнено для обеспечения гарантированного зазора между втулкой и поршнем для случая, когда коэффициент теплопроводности материала новых колец ниже, чем традиционных.

Размеры колец (и кольцевых канавок), рис.6, принятые для расчета: 1-е (компрессионное) кольцо – В=5,5 мм; Т=10,0; 2-е и 3-е (скребковые) кольца – В=5,0 мм; Т=10,0 мм; 4-е (маслосъемное) – В=8,0 мм; Т=9,0 мм. Здесь В – высота кольца, Т – ширина кольца. Опорная поверхность принята как ширина минус 1 мм.

В табл. 3 и на рис. 7 приведены профили поршня по чертежу и рассчитанные для 4-х колец с запасом по температуре +10 и +20 К.

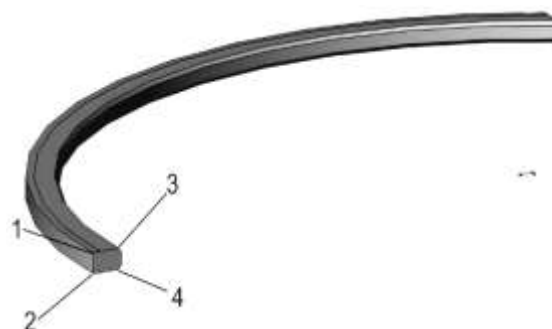


Рис. 6. 3-D модель кольца и точки измерения температуры

На основании выполненных расчетов и данных рис.6 и табл. 3 следует, что профиль по юбке практически не изменился (не более 0,01 мм), что полностью соответствует нашим представлениям о работе поршневого кольца, расположенного под поршневым пальцем. В зоне установки оставшихся колец наблюдается некоторое ухудшение теплообмена, связанное, в первую очередь, с меньшими размерами колец. Но даже в этой зоне поправка на большее тепловое расширение не превосходит 0,06 мм при искусственно назначенном перегреве колец.

Таблица 3. Профиль «чертежного» и модифицированного поршня

Высота поршня	3	193	233	249	275	291	308	328	387	404
Профиль чертеж	309,60	309,25	309,08	308,99	308,87	308,74	308,63	308,49	308,00	307,82
Профиль 4 кольца +10К	309,59	309,25	309,07	308,97	308,85	308,72	308,60	308,46	307,99	307,82
Профиль 4 кольца +20К	309,60	309,24	309,05	308,95	308,82	308,68	308,57	308,43	307,97	307,79

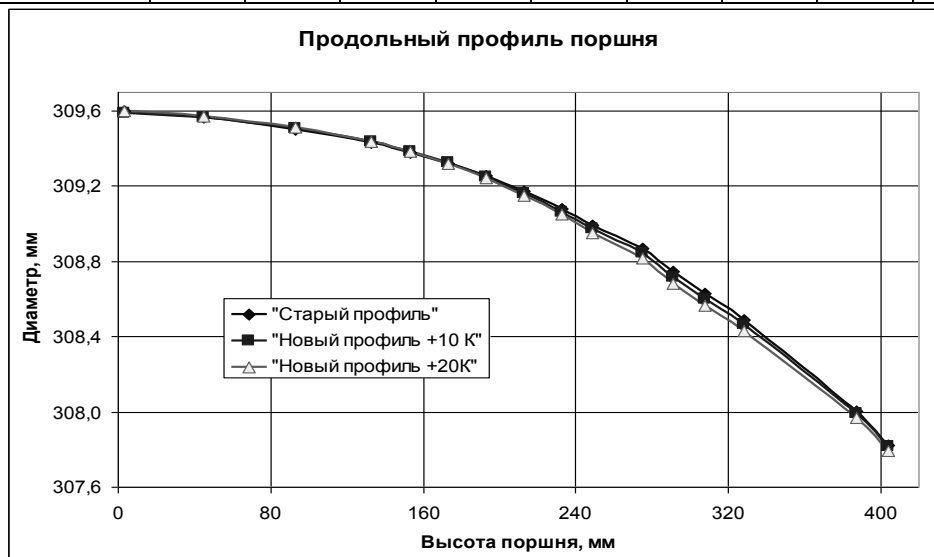


Рис.7. Результаты определения профиля поршня новой конструкции

**Поверочный расчет 1-го кольца (рис.6).**

Граничные условия по кольцу: Верхняя грань (от фаски до линии раздела) –  $\alpha = 430 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ ,  $T = 530\text{К}$ ; Нижняя грань (от фаски до линии раздела) –  $\alpha = 25000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ ,  $T = 510\text{К}$ ; Передняя грань –  $\alpha = 40000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ ,  $T = 430\text{К}$ . Результаты численного эксперимента (по температуре) для 1-го компрессионного кольца приведены в таблице 4. Из расчета следует, что суммарный перегрев нового кольца при самых неблагоприятных обстоятельствах (у старых теплопроводность  $\lambda = 30 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ , а у новых –  $\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ , что не соответствует действительности), не превышает 12 К, что соответствует допущениям, принятым нами при расчете нового профиля.

Таблица 3. Профиль «чертежного» и модифицированного поршня

		Температура по ребрам, К (рис. 6)			
		1	2	3	4
Старое кольцо	$\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	440	441	483	496
	$\lambda = 30 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	436	438	487	501
Новое кольцо	$\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	447	450	489	497
	$\lambda = 30 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	443	446	494	501

Проведенная оценка температурного режима колец позволяет обоснованно подойти к назначению такого важного с точки зрения работоспособности цилиндропоршневой группы (ЦПГ) конструктивного параметра, как зазор в замке собран-

ного кольца (ЗСК), установленного в цилиндр. Наиболее термонагруженным, как и ожидалось, является верхнее компрессионное кольцо. Его максимальная температура достигает 500 К, при этом достаточно существенным является перепад температур по радиальной толщине, составляющий 50 – 65 К (таблица 3), что может оказать заметное влияние на зазор в замке. Если положить, что кольца выходят на рабочий режим до заметного разогрева охлаждающей жидкости и масла в картере двигателя, то оценка ЗСК будет получена с некоторым запасом. В результате находим, что величина ЗСК для первого компрессионного кольца, которое является наиболее термонагруженным, должна быть не менее 1,55 – 1,58 мм при старой конструкции и 1,58 – 1,63 мм для предлагаемых колец. Эти оценки получены в предположении, что в момент пуска охлаждающая жидкость и масло разогревы до 353 К. Если же при пуске двигателя масло и особенно охлаждающая жидкость разогревы до более низких температур, то вероятность задиробразования вследствие подклинивания верхнего компрессионного кольца существенно возрастает. Так, если температура ЦПГ в момент пуска находится на уровне 300 К, то ЗСК должен быть не менее 2,18 – 2,23 мм для колец новой конструкции.

**Выводы и рекомендации.** Приведенные выше расчеты подтверждают тезис о том, что отказ от шести колец в пользу четырех с изменением их конструкции не вносит существенных изменений в тепловое состояние поршня. Для безопасной эксплуатации поршней с предлагаемыми кольцами

рекомендується применити профіль, розрахований з запасом на можливий перегрів. Эта поправка внесена в чертеж опытного поршня. Положительный эффект от внедрения предложения будет состоять в снижении потерь трения в цилиндропоршневой группе и улучшении условий смазки пары тронк – зеркало цилиндра, что повысит ресурс двигателя и снизит расход топлива.

Внешний вид разработанного поршня показан на рис.8.



Рис.8. Внешний вид предлагаемого поршня

**Список литературы:**

1. ЧМЭ2 [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/ЧМЭ2>. 2. ЧМЭ3 [Электронный

ресурс] – Режим доступа:

<http://ru.wikipedia.org/wiki/ЧМЭ3>. 3. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня теплового двигателя./ А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-т «ХАИ». – Вып.26. 2001. –С 100-102. 4. Технолит [Электронный ресурс] <http://www.tehnolit.by/ru/technology-castle.htm> 5. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А.В. Белогуб // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – №3. – С. 27-40. 6. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001.– 332с.

**Bibliography (transliterated):**

1. ChMJe2 [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: <http://ru.wikipedia.org/wiki/ChMJe2>. 2. ChMJe3 [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: <http://ru.wikipedia.org/wiki/ChMJe3>. 3. Belogub A.V. Ras-chetno-jeksperimental'noe formirovanie obrazujushhej porshnja teplovoznogo dvigatelja./ A.V. Belogub, A.A. Zo-tov, A.G. Shherbina // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – Har'kov: Nac. Ajerokosm. Un-t «HAI». – Выр.26. 2001. –S 100-102. 4. Tehnolit [Elektronnyj resurs] <http://www.tehnolit.by/ru/technology-castle.htm> 5. Belogub A.V. Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennyh porshnej DVS na osnove tehnologii integrirovannogo projektirovanija i proizvodstva / A.V. Belogub // *Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*. – 2010. – №3. – S. 27-40. 6. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnicnij centr NTU «HPI», 2001.– 332s.

Поступила в редакцию 23.05.2013

**Белогуб Александр Витальевич** – доктор техн. наук, ст. н сотр., научный консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: a\_belogub@mail.ru.

**Пылев Владимир Александрович** – доктор техн. наук, проф., и.о. зав. каф. ДВС НТУ «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

**Бодяко Александр Михайлович** – канд. техн. наук, директор УЧНПП «Технолит», г. Могилев, Беларусь, e-mail: tehnolit@tut.by.

**Галагаев Сергей Викторович** – канд. техн. наук, гл. металлург УЧНПП «Технолит» г. Могилев, Беларусь, e-mail: tehnolit@tut.by.

**Бодяко Андрей Александрович** – зам. директора по коммерческим вопросам УЧНПП «Технолит» г. Могилев, Беларусь, e-mail: tehnolit@tut.by.

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ K6S310DR**

*А.В. Білогуб, В.А. Пильов, А.М. Бодяко, С.В. Галагаев, А. А. Бодяко*

У роботі розглянуто можливість і результати розрахункового дослідження щодо зміни конструкції поршня і поршневих кілець, пов'язаного із зменшенням їх кількості та розмірів. Проведена ідентифікація теплових граничних умов наявної конструкції і розрахований модифікований профіль бічної поверхні. Показано, що ефект від впровадження пропозиції буде полягати в зниженні втрат тертя в циліндропоршневій групі і поліпшенні умов змащення пари Тронк - дзеркало циліндра, що підвищить ресурс двигуна і знизить витрату палива.

**MODERNIZATION OF THE PISTON GROUP'S OF THE DIESEL ENGINE K6S310DR**

*A.V. Bilogub, V.A. Pylyov, A.M. Bogyako, S.V. Galagaev, A.A. Bogyako*

The paper considers the possibility and the results of current research on the modification of the piston and piston rings which are related to a decreasing of their number and size. The identification of thermal boundary conditions of the existing structure was carried out and modified side surface profile was calculated. It is shown that the implementation effect will be in reducing of the friction losses in cylinder-piston group and improving of the lubrication conditions on pair skirt-cylinder glass. It will increase the lifecycle of the engine and reduce fuel consumption.

УДК 621.43.06:534.83