

international commercial powertrain conference. Graz Austria: Helmut-List-Halle, May 25th-26th, 2011. - P. 11-18. 2. Alechin S.A. Perspektivnaya vspomogatel'naya silovaya ustanovka nazemnogo transportnogo sredstva / S.A. Alechin, G.K. Popov, V.V. Saltovskii // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2008. - №1. - s. 5-9. 3. Todorov P.P. Vitchiznyani malolitrazhni dizel'ni dviguni / P.P. Todorov, O.V. Gritsyuk, I.T. Slyadnev / Visti akademiy inzhenernich nauk ukrajni. -

Kiiv: NTUU "KPI", 2008. - №1 (35). - s. 13-16. 4. Sovremennye dizel'nye dvigateli razrabotki KP "Char'kovskoe konstruktorskoe byuro po dvi-gatelestroeniyu" / S.A. Alechin, A.V. Gritsyuk, I.A. Krayushkin, E.N. Ovcharov // Dvigateli vnutrennego sgo-raniya. - 2006. - №1. - s. 4-8. 5. Elektroagregat AD8-P28,5-2RP. Kerivnitstvo z ekspluatatsiy / Zatv. O.V. Gritsyuk. - Charkiv: KP CHKBD, 2011. - 101 s.

УДК 621.43.016.4:621.45.01

В.В. Матвеевко, асп., В.А. Пылев, д-р техн. наук, А.В. Матюха, магистр

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ УЧЕТЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

Постоянный рост удельной мощности двигателей внутреннего сгорания сопровождается неуклонным ужесточением требований по обеспечению их надежности и ресурса. При этом оценки ресурсной прочности теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС) в процессе их проектирования ранее выполнялись на основе применения концепции гарантированного обеспечения ресурса технического объекта [1]. Важно, что такой подход сокращает время проектирования, но приводит к завышению запасов прочности проектируемых деталей. В то же время при увеличении уровня форсирования двигателей обеспечение ресурсной прочности теплонапряженных деталей и, в частности поршней, на основе известных подходов и концепций становится проблематичным. Последнее обстоятельство вызывает необходимость учета расширенного комплекса факторов, определяющих ресурс деталей, и перехода к концепции работы материалов на границе их прочностных возможностей [2]. Реализация последней концепции является важным практическим заданием.

Экспериментально установлено, что теплоперепад в окружном направлении кромки КС поршня может составлять 8–48 °С [3-6]. Однако, на сегодняшний день для расчетов теплонапряженного состояния поршней применяют локальные в радиальном и симметричные в окружном направлении днища поршня граничные условия (ГУ) 3-го рода. В работе [7] выполнено численное исследование температурного состояния поршня с учетом неравномерности теплоотода в гильзу в зоне верхнего поршневого кольца. Получено, что расчетная величина накопленных повреждений кромки камеры сгорания поршня d_{fs} , являющаяся критерием его ресурсной прочности, изменяется от 0,87 при сим-

метричных ГУ до 1,059 при учете окружной несимметричности теплоотода. Видно, что влияние несимметричной модели ГУ, как более близкой к реальной, является существенным. Однако, в работе [7] окружная неравномерность теплоотода к поршню стороны рабочего тела КС не учтена.

Последние исследования МГТУ им. Н.Э. Баумана [8] свидетельствуют, что погрешность известных моделей при расчетах локального теплообмена в КС может достигать 30%. Таким образом, единственным достоверным способом определения ГУ является эксперимент. До проведения эксперимента целесообразно установить влияние возможной окружной несимметричности температурного состояния на ресурсную прочность поршня. Исходя из сказанного, целью данной работы является выполнение оценки влияния модели ГУ на температурное состояние поршня и его ресурсную прочность. Для достижения указанной цели в работе поставлены следующие задачи:

1. Выбор окружных симметричных и несимметричных ГУ поршня с учетом локального радиального теплообмена в камере сгорания.
2. Прогнозирование ресурсной прочности кромки КС поршня.
3. Анализ влияния различных моделей ГУ на ресурсную прочность поршня.

В качестве объекта исследования выбран поршень автотракторного дизеля 4ЧН12/14 форсированного до $N_d=25$ кВт/л с галерейным масляным охлаждением. Для выполнения численного моделирования температурного состояния поршня были созданы его твердотельная и конечноэлементная модели. Симметричные ГУ теплообмена определены по методике [1,9] в зонах согласно рис. 1а и приведены в колонках 2 и 3 табл. 1. Окружные не-

симметричные ГУ приняты для зон, представленных на рис. 1б, на основе экспериментального исследования температурного состояния поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14, проведенного на кафедре ДВС НТУ «ХПИ». Они приведены в колонках 2 и 4 табл. 1. Здесь окружной локальный теплообмен учтен для днища поршня в зонах, номера которых отмечены верхними индексами.

Температурное состояние поршня в эксперименте оценивалось с помощью 8-ми термопар. На данном этапе исследований идентификация выполнена при работе дизеля на режимах с уровнем литровой мощности 12,56 кВт/л и 1,1 кВт/л при неизменной частоте вращения коленчатого вала 1900 мин⁻¹. В результате идентификации получены аналитические зависимости граничных условий от уровня форсирования двигателя, которые были использованы для расчетов при $N_d=25$ кВт/л.

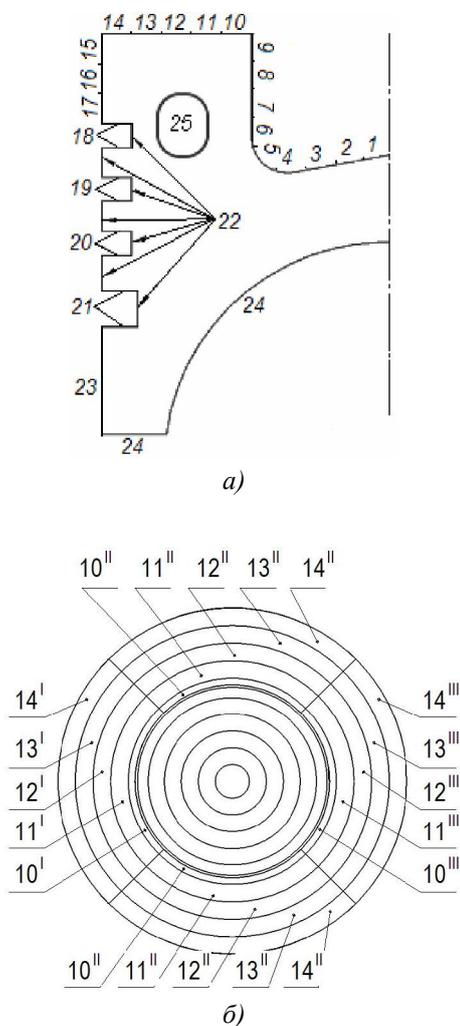


Рис. 1. Схемы задания ГУ теплообмена поршня

Таблица 1. Граничные условия 3-го рода температурной задачи поршня

№ зоны	$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha_{\text{сим}}, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	$\alpha_{\text{несим}}, \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	
1	2	3	4	
1	850	395	395	
2		470	470	
3		530	530	
4		580	580	
5		615	615	
6		635	635	
7		645	645	
8		640	640	
9		625	625	
10 ^I		595		900
10 ^{II}				500
10 ^{III}				650
11 ^I		550		875
11 ^{II}				480
11 ^{III}	630			
12 ^I	495		850	
12 ^{II}			465	
12 ^{III}			610	
13 ^I	425		830	
13 ^{II}			445	
13 ^{III}			590	
14 ^I	340		715	
14 ^{II}			370	
14 ^{III}			500	
15	426	235	235	
16	330	235	235	
17	235	235	235	
18	215	16000	16000	
19	220	280	280	
20	205	12000	12000	
21	190	6000	6000	
22	180	3000	3000	
23	165	500	500	
24	110	500	500	
25	115	4500	4500	

Полученные по результатам численного моделирования температурные поля для двух моделей ГУ приведены на рис. 2.

Расчетные значения температур в зоне кромки КС составили: для симметричных ГУ температура постоянна и равна 269 °С, для несимметричных ГУ получено $t_{\text{max}}=305$ °С, $t_{\text{min}}=266,5$ °С. Таким образом, в случае учета несимметричности теплоподвода в зоне днища поршня разность температур в окружном направлении кромки КС составила 38,5 °С. Для уровня форсирования $N_d=12,56$ кВт/л эта величина составляла 28 °С.

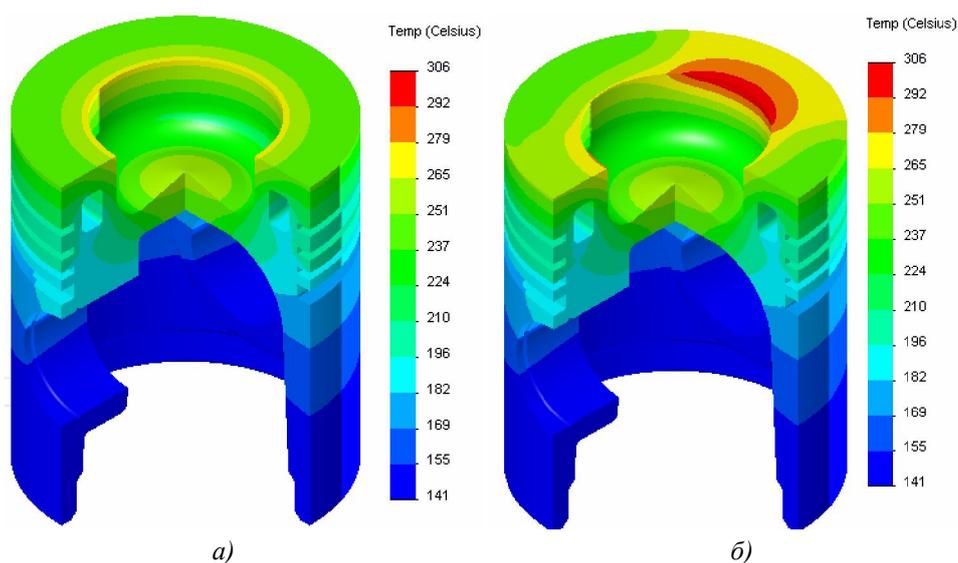


Рис. 2. Температурное состояние поршня:
а) при симметричных ГУ; б) при несимметричных ГУ

Для оценки влияния способа задания ГУ теплообмена поршня на его ресурсную прочность в работе выполнен расчет накопленных повреждений d_{fs} его кромки камеры сгорания с использованием методики [1] на основе уравнения:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \cdot \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\epsilon}_{nl} \cdot \sigma_l \cdot \tau_l)$$

где j – количество переходных процессов выбранной модели эксплуатации двигателя; k – количество циклов нагружения j -го переходного процесса; i – количество расчетных интервалов k -го цикла нагружения; l – количество подинтервалов i -го расчетного интервала; N_{fk} – число циклов до разрушения материала в условиях нагружения k -го цикла; U^* – критическая величина удельной энергии рассеяния в условиях ползучести; $\dot{\epsilon}_{nl}$ – скорость ползучести материала на подинтервале l . Момент разрушения кромки КС τ^* и соответствующее ему количество циклов до разрушения N_{fk}^* определяется условием: $d_{fs} = 1$.

Расчеты выполнены на сопоставимой базе 10000 часов по моделям эксплуатации автомобильного, комбайнового и тракторного дизеля 4-й категории [10]. Максимальные значения накопленных повреждений d_{fs}^{\max} в окружном направлении кромки приведены в таблице 2.

Получено, что максимальные величины накопленных повреждений кромки КС без учета локального окружного теплообмена и его при учете отличаются для автомобильного дизеля в 8 раз, для

комбайнового – в 6 раз, а для тракторного – в 16 раз. При этом для тракторного дизеля имеет место разрушение кромки камеры сгорания, поскольку расчетная величина d_{fs}^{\max} больше 1. По этой причине для поршней тракторных дизелей учет локального теплообмена является особенно важным.

Таблица 2. Максимальные значения накопленных повреждений кромки КС поршня дизеля 4ЧН12/14 при его форсировании до 25 кВт/л

Модель эксплуатации	d_{fs}^{\max}	
	Симметричные ГУ	Несимметричные ГУ
Автомобильный дизель	0,031	0,259
Комбайновый дизель	0,023	0,136
Тракторный дизель 4-й категории	0,078	1,252

Выводы. Выполнена оценка ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня при различных моделях ГУ теплообмена. Показана необходимость учета радиального локального теплообмена в камере сгорания. Дальнейшее направление работ связано усовершенствованием модели несимметричных граничных условий теплообмена поршня путем совместного учета влияния литровой мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала.

Список литературы:

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцно-

сті: [монографія]. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 2. Турчин В.Т. Вплив технологічного призначення двигуна на ресурсну міцність поршня / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, І.Г. Омельченко, М.В. Прокопенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 81–86. 3. Кавтарадзе Р.З. Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на огневом днище поршня дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель / Р. З. Кавтарадзе, А. И. Гайворонский, А.А. Зеленцов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". – 2009. – №2. С. 45-57. 4. Никишин В.Н. Исследование неравномерности температурного поля гильзы цилиндра и поршня автомобильного дизеля [Электронный ресурс] / В.Н. Никишин // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, организация: Онлайн-научно-технический журнал. – 2006. – №7. – 5с. – Режим доступа к журн.: <http://kampi.ru/sets>. 5. Лощаков П.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ / П.А. Лощаков // Двигателестроение. – 2000. – № 1. – С. 57-58. 6. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 7. Матвеев В.В. Попередня оцінка температурного стану поршня з урахуванням нерівномірного тепловідведення в зоні верхнього кільця / В.В. Матвеев, В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, І.Г. Позжидяев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. № 1. – С. 78-81. 8. Зеленцов А.А. Исследование локального теплообмена в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ: автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А.А. Зеленцов. – Москва, 2011. – 16 с. 9. Процессы в перспективных дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во "Основа", 1992. – 352с. 10. Матвеев В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В. Матвеев, В.А. Пылев // Сб. научных трудов Между-

нар. конф. «Двигатель-2010», посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2010. – С. 64-67.

Bibliography (transliterated):

1. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnicij centr NTU «HPI», 2001. – 332 s. 2. Turchin V.T. Vpliv tehnologichnogo prznachennja dviguna na resursnu micnist' porshnja / V.T. Turchin, V.O. Pil'ov, I.G. Omel'chenko, M.V. Prokopenko // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 2008. №1. – S. 81–86. 3. Kavtaradze R.Z. Raschetno-jeksperimental'noe issledovanie lokal'nogo teploobmena na ognemom dniwe porshnja dizelja, konvertirovannogo v gazozhidkostnyj dvigatel' / R. Z. Kavtaradze, A. I. Gajvoronskij, A.A. Zelencov // Vestnik MGТУ im. N.Je. Baumana. Ser. "Mashinostroenie". – 2009. – №2. S. 45-57. 4. Nikishin V.N. Issledovanie neravnomernosti temperaturnogo polja gil'zy cilindra i porshnja avtomobil'nogo dizelja [Jelektronnyj resurs] / V.N. Nikishin // Social'no-jekonomicheskie i tehnicheckie sistemy: issledovanie, proektirovanie, organizacija: Onlajnovyj nauchno-tehnicheckij zhurnal. – 2006. – №7. – 5s. – Rezhim dostupa k zhurn.: <http://kampi.ru/sets>. 5. Lowakov P.A. Rezul'taty raschetno-jeksperimental'nyh issledovanij vlijanija orebrenija ohlazhdaemoj poverhnosti gil'zy cilindrov na temperaturnoe sostojanie gil'z i porshnej dizelej JaMZ / P.A. Lowakov // Dvigatelistroenie. – 2000. - № 1. – S. 57-58. 6. Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti / [F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razlejcev i dr.]; pod. red. A.F. Shehovcova. – K.: Tehnika, 1992. – 272 s. 7. Matveenko V.V. Poperednja ocinka temperaturnogo stanu porshnja z urahuvannjam nerivnomirnogo teplovidvedennja v zoni verhn'ogo kil'cja / V.V. Matveenko, V.O. Pil'ov, M.V. Prokopenko, I.G. Pozhidaev // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 2010. № 1. – S. 78-81. 8. Zelencov A.A. Issledovanie lokal'nogo teploobmena v kamere sgoranja dizelja, konvertirovannogo na prirodnyj gaz: avtoref. dis. na soisk. uch. step. kand. tehn. nauk: spec. 05.04.02 «Teplovyje dvigateli» / A.A. Zelencov. – Moskva, 2011. – 16 s. 9. Processy v perspektivnyh dizeljah / [A.F. Shehovcov, F.I. Abramchuk, V.I. Krutov i dr.]; pod. red. A.F. Shehovcova. – H.: Izd-vo "Osnova", 1992. – 352 s. 10. Matveenko V.V. Razrabotka teoreticheskikh stacionarnykh jekonomichnykh modelej jekspluatacii avtotraktornykh dizelej dlja sistemy prognozirovanija resursnoj prochnosti porshnej / V.V. Matveenko, V.A. Pylev // Sb. nauchnykh trudov Mezhdunar. konf. «Dvigatel'-2010», posvjawennoj 180-letiju MGТУ im. N.Je. Baumana – M.: MGТУ im. N.Je. Baumana. – 2010. – S. 64-67.

УДК 621.436:681.51

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ

Установка на дизеле аккумуляторной системы топливоподачи требует применения электронной системы управления (ЭСУ) этим объектом. Такая ЭСУ обязательно включает в себя регулятор частоты вращения коленчатого вала, тип которого зависит от назначения двигателя. Для подбора параметров, настройки и оптимизации электронного регулятора рационально иметь возможность численного моделирования динамических характеристик двигателя – переходных процессов, возникающих в

результате появления различных возмущающих воздействий.

В учебной и научной литературе достаточно широко представлены решения задач расчета переходных процессов двигателей с наддувом и без наддува по дифференциальному уравнению динамики двигателя [1, 2].

Однако, функциональная схема дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи имеет одно существенное отличие от рассматриваемых – эле-