

ДО РОЗРАХУНКУ ТЕЧІЇ ГАЗІВ ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВІ УЩІЛЬНЕННЯ ДВЗ З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІКИ ПОРШНЕВИХ КІЛЬЦЬ

В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова

Запропонована математична модель течії газів через кільцеві ущільнення циліндро-поршневої групи враховує дроселюючий вплив верхнього пояса поршня і зміни прохідних перетинів і об'ємів кільцевого лабіринту, викликаних переміщенням поршневих кілець в канавках поршня. Представлені розрахункові та експериментальні дані по переміщенню поршневих кілець в канавках поршня. Відзначається істотний вплив поведінки другого компресійного кільця на динамічну стійкість кільцевого ущільнення. Зіставлення експериментальних даних з результатами розрахунків показує їх задовільну збіжність.

TO CALCULATION OF GAS FLOW THROUGH RING SEAL SEALS WITH REGULAR DYNAMICS OF PISTON RINGS

V.G.Zarenbin, T.N. Kolesnikova

The mathematical model of gas flow through the ring seals of the cylinder-piston group which takes into account the throttling effect of the upper piston belt and changes in the incoming sections and volumes of the ring labyrinth caused by the displacement of the piston rings in the piston grooves has been suggested. The calculated and experimental data on the displacement of piston rings in the grooves of the piston are presented. There is a significant effect of the behavior of the second compression ring on the dynamic stability of the ring seal. Comparison of the experimental data with the results of calculations shows their satisfactory convergence.

УДК 621.43.016

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.07

И.А. Мордвинцева, А.Н. Клименко, Р. Ариан, О.Ю. Линьков, В.А. Пылев

ОСОБЕННОСТИ ЗАДАНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ

Выполнен анализ стационарных и нестационарных моделей эксплуатации транспортных двигателей на примере тракторного дизеля третьей категории. Предложено оценку ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня осуществлять с учетом изменения частоты вращения коленчатого вала. Определены управляющие функции граничных условий теплопроводности поршня в зоне поршневых колец, необходимые для моделирования основных переходных процессов нестационарной модели эксплуатации дизеля. Работа выполнена на примере дизеля 4 ЧН12/14.

Введение

При проектировании поршней для двигателей внутреннего сгорания постоянно возрастают требования к собственно процессу проектирования. В большинстве своем эти требования обусловлены повышением показателей двигателя [1] при сокращении времени проектирования. При этом неотъемлемой задачей является обеспечение необходимого ресурса поршня. На стадии проектирования требуемого результата можно достичь на основе применения концепции гарантированного обеспечения ресурса [2,3]. Однако опыт реальной эксплуатации транспортных дизелей свидетельствует об имеющихся место нарушениях указанной концепции, что характеризуется растрескиванием кромки камеры сгорания (КС) [4].

Моделирование условий эксплуатации двигателя в процессе проектирования поршня предполагает получение определенных последовательностей циклов нагружения детали. Это означает, что совершенствование используемых методик моделирования потери прочности следует осуществлять в направлениях уточнения нестационарных моделей

эксплуатации и изменения термонапряженного состояния поршня в переходных процессах его нагружения.

Анализ публикаций

Для моделирования процесса потери прочности поршня может быть использовано выражение, учитывающее накопленные повреждения материала в особо теплонапряженной зоне конструкции [5]:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}^{(j)}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k U_k^{(j)} \leq 1, \quad (1)$$

где d_{fs} – совокупность величин накопленных повреждений от усталости d_f и ползучести d_s ; $j = 1, 2, \dots, N_0$ – совокупность переходных процессов нестационарной модели нагружения поршня; $k = 1, 2, \dots, N1_j$ – совокупность всех циклов низкочастотного нагружения детали k -го переходного процесса; $N_{fk}^{(j)}$ – количество циклов до разрушения, вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения; $U_k^{(j)}$ – энергия рассеивания при ползучести, вызванная единичным k -м циклом

нагружения; U^* – критическая величина энергии рассеивания при ползучести.

Нестационарные модели нагружения получают на основе соответствующих стационарных моделей эксплуатации с помощью методики, предложенной в [2]. Пример стационарной и нестационарной моделей эксплуатации трактора 3-й категории приведены в табл. 1 и табл. 2 [2,6,7].

Здесь \bar{N}_{ei} – загрузка двигателя на i -ом стационарном режиме относительно номинальной мощности, \bar{n}_i – относительное от номинальной значение частоты вращения коленчатого вала, \bar{P}_i – относительная от заданного ресурса наработка двигателя. Составляющие переходного процесса в табл. 3 при этом подразумевают циклическое нагружение двигателя, предполагающее наброс нагрузки с одного стационарного режима на другой с последующим ее сбросом на исходный режим. Нарботка двигателя \bar{P}_j в переходном процессе устанавливается по методике [2].

Таблица 1. Стационарная модель эксплуатации тракторного двигателя 3-й категории

Номер стационарного режима, i	\bar{N}_{ei}	\bar{n}_i	\bar{P}_i
1	0,0825	0,825	0,02
2	0,0975	0,975	0,054
3	0,1075	1,075	0,096
4	0,2475	0,825	0,027
5	0,2925	0,975	0,046
6	0,315	1,05	0,06
7	0,4125	0,825	0,032
8	0,475	0,95	0,035
9	0,5125	1,025	0,085
10	0,5775	0,825	0,026
11	0,665	0,95	0,034
12	0,7175	1,025	0,09
13	0,7425	0,825	0,024
14	0,855	0,95	0,036
15	0,9	1	0,099
16	0,9075	0,825	0,012
17	0,94875	0,825	0,006
18	1,045	0,95	0,033

С целью сокращения сроков проектирования осуществляют свертку нестационарных моделей [8,9]. В [10] показано, что учет влияния частоты вращения коленчатого вала (КВ) двигателя на тем-

пературное состояние поршня оказывает существенное влияние на получаемые по модели (1) результаты. При этом в [6] было найдено компромиссное решение, позволяющее в рамках принятой концепции гарантированного обеспечения ресурса учесть влияние частоты вращения и минимизировать количество расчетов. Однако недостатком подхода [6] является увеличение запасов прочности конструкции практически вдвое.

Таблица 2. Нестационарная модель эксплуатации тракторного двигателя 3-й категории

№ переходного процесса, j	Составляющие переходного процесса, i	\bar{P}_j
1	1; 18	0,012
2	1; 17	0,028
3	2; 17	0,038
4	2; 16	0,024
5	2; 15	0,046
6	3; 15	0,152
7	3; 14	0,04
8	4; 14	0,032
9	4; 13	0,022
10	5; 13	0,026
11	5; 12	0,066
12	6; 12	0,114
13	6; 11	0,006
14	7; 11	0,062
15	7; 10	0,002
16	8; 10	0,05
17	8; 9	0,02

В связи с этим актуальным является дальнейшее направление работ, связанное с разработкой и применением подходов, позволяющих реализовать переход к новой концепции обеспечения на стадии проектирования работы поршня на пределе ресурсной прочности.

Основная часть

При учете влияния частоты вращения КВ двигателя на температурное состояние деталей КС одной из достаточно сложных задач является определение граничных условий (ГУ) нестационарной теплопроводности.

До настоящего времени при моделировании нестационарного температурного состояния поршня используется подход [11], согласно которому выполняется анализ конструкции в условиях циклического нагружения двигателя при неизменной

частоте вращения КВ. При этом ГУ третьего рода рассматриваются в виде:

$$-\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right) = \alpha \cdot \Phi_{\alpha}(\tau) \cdot (t_{cm} - t_{cp} \Phi_i(\tau)), \quad (2)$$

где λ – теплопроводность материала; α – коэффициент теплоотдачи; t_{cm} – температура стенки (поверхности детали); t_{cp} – температура окружающей среды (рабочего тела, взаимодействующего с поверхностью детали); $\Phi_{\alpha}(\tau)$, $\Phi_i(\tau)$ – управляющие функции, задаваемые по участкам границ области теплообмена для изменения граничных условий во времени.

Задача усложняется тем, что количество участков поверхности теплообмена поршня при моделировании стационарных режимов достигает 30. В связи с этим нами предварительно рассмотрены различные варианты, упрощающие задание нестационарных ГУ [13, 14]. Установлено, что для достоверного описания нестационарной теплопроводности поршня дизеля достаточно по его КС изменять ГУ мгновенно с изменением режима нагружения. При этом для зон верхних двух колец применение плавно меняющихся управляющих функций в (2) является обязательным.

Для их получения применительно к дизелю 4ЧН12/14 был выполнен эксперимент. Его программа представлена в табл. 3.

Таблица 3. Совокупность режимов нагружения дизеля 4ЧН12/14

№ процесса	Составляющие переходного процесса	
	N_{ei} , кВт	n_i , мин ⁻¹
1	1,1→75,3	1500→1800
2	75,3→1,1	1800→1500
3	1,3→75,3	1800→1800
4	75,3→1,3	1800→1800
5	1,1→66,1	1500→1500
6	66,1→1,1	1500→1500
7	0,88→47,6	1200→1200
8	47,6→0,88	1200→1200
9	1,3→66,1	1800→1500
10	66,1→1,3	1500→1800
11	0,88→75,3	1200→1800
12	75,3→0,88	1800→1200

Здесь в каждой строке таблицы представлен единичный переходный процесс либо наброса, либо сброса нагрузки. При этом переходные процессы 1,2 являются близкими к процессу 2 нестационарной модели, приведенной в табл. 2. Процессы 3,4 – близкими к 5,6, а процессы 5,6 – близкими к 9. Соответствующие указанные процессы в табл. 2,3 выделены шрифтом. Такой их выбор обусловлен тем, что последующие процессы 10-17 табл. 2 не оказывают практического влияния на ресурсную прочность поршня [6].

Дополнительные переходные процессы 7-12 табл. 3 представляют интерес при формировании модели ГУ.

Согласно [2] коэффициент теплоотдачи в зоне поршневых колец (ПК) принят неизменным. Управляющие функции $\Phi_i(\tau)$ для некоторых процессов табл. 3 представлены на рис. 1,2.

Из представленных данных видно, что для различных процессов нагружения двигателя управляющие функции $\Phi_i(\tau)$ могут либо не совпадать, либо совпадать. Эти данные важны как в уточненных оценках ресурсной прочности кромки КС поршня, так и при упрощении функции $\Phi_i(\tau)$ без нарушения концепции гарантированного обеспечения ресурса на стадии проектирования.

На рис. 3,4 представлены данные о нестационарном температурном состоянии периферийной зоны огневой поверхности днища поршня, кромки его камеры сгорания и первого ПК. Результаты расчетов приведены пунктирной линией, экспериментальные данные – сплошной. Видно, что для всех контрольных зон поршня имеет место достаточно удовлетворительное совпадение результатов. При этом в процессе наброса нагрузки расчетные значения температур не отстают от экспериментальных, а в процессе сброса – не опережают последних. Это свидетельствует об отсутствии нарушения концепции гарантированного обеспечения ресурса конструкции на стадии моделирования управляющих функций.

Выводы

На сегодня имеет место совершенствование методик обеспечения ресурса кромок камер сгорания поршней наземных транспортных машин.

Оно связано с повышением качества проектов и процесса проектирования. При этом затраты на проектирование снижаются при поддержке концепции обеспечения ресурсной прочности поршня на стадии этого проектирования.

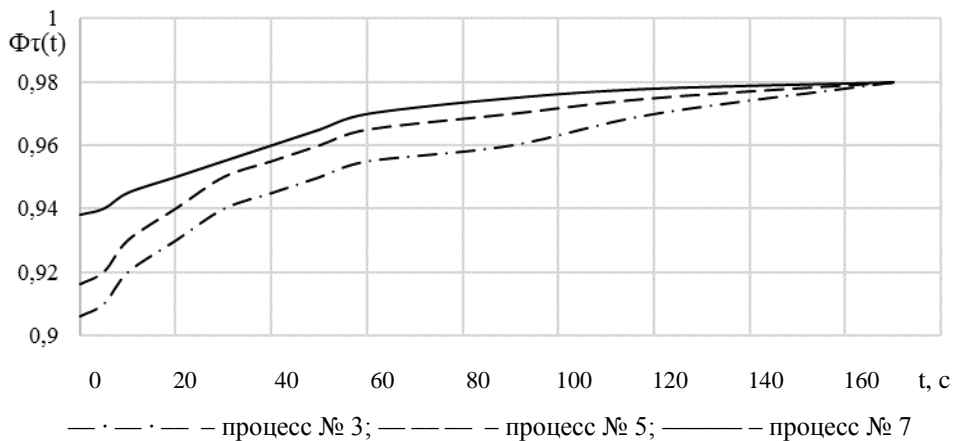
Достоверное моделирование процесса потери прочности кромок камер сгорания поршня предполагает учет влияния частоты вращения коленчатого вала двигателя на искомое температурное состояние.

В работе поставлена и решена задача определения значений управляющих функций процессов

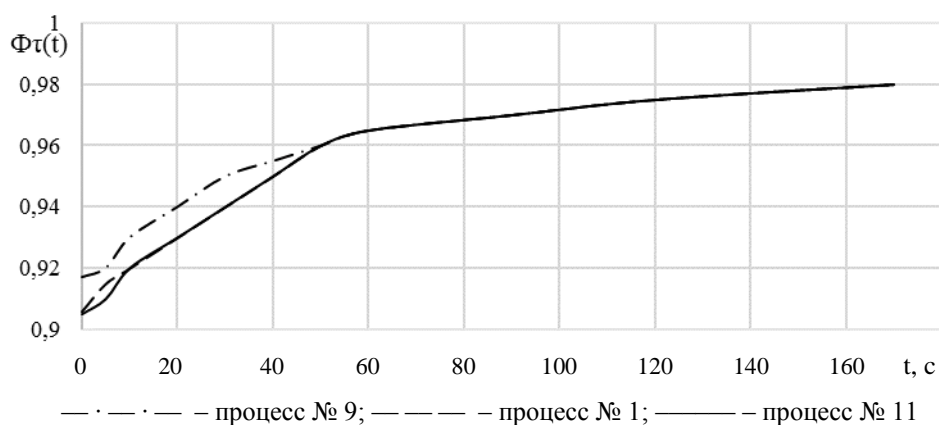
наброса и сброса нагрузок для основных переходных процессов дизеля.

Дальнейшие работы направлены на уточнение оценок ресурсной прочности кромки камеры сго-

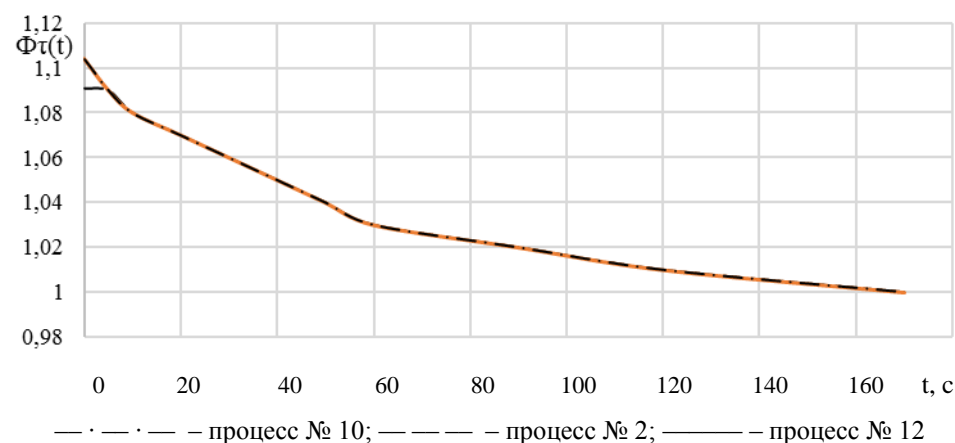
рания поршня и упрощение управляющих функций с учетом перехода к концепции работы материала поршня на пределе прочности.



а)

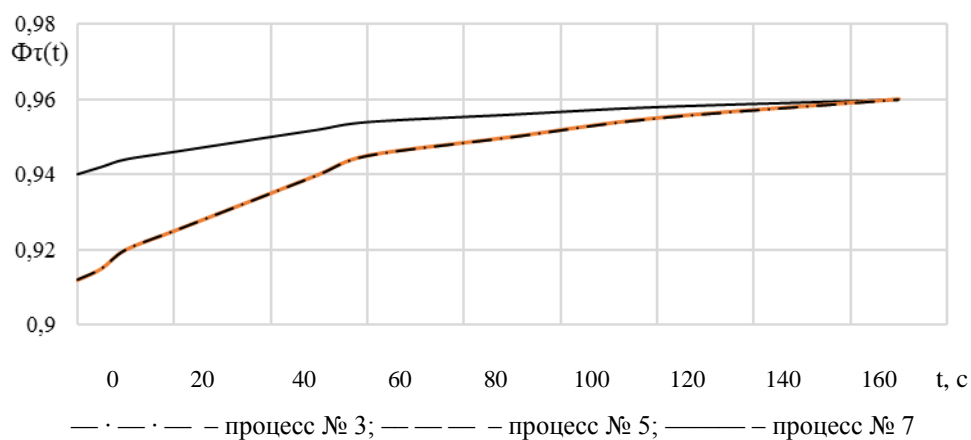


б)

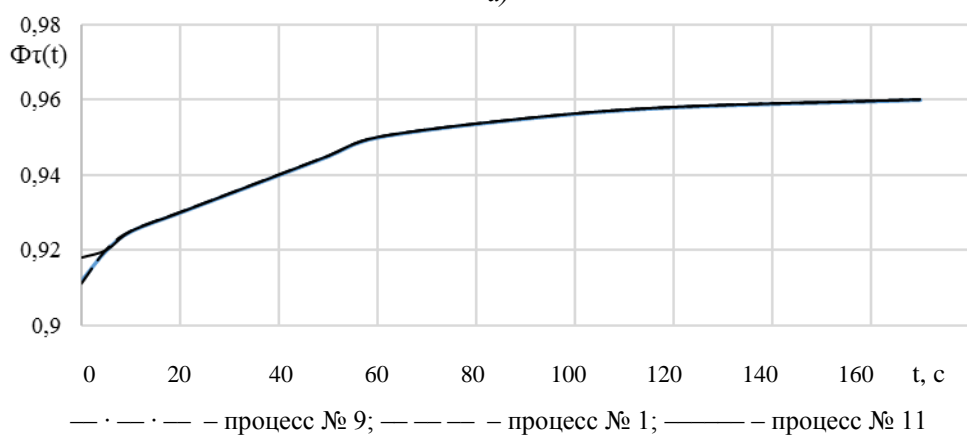


в)

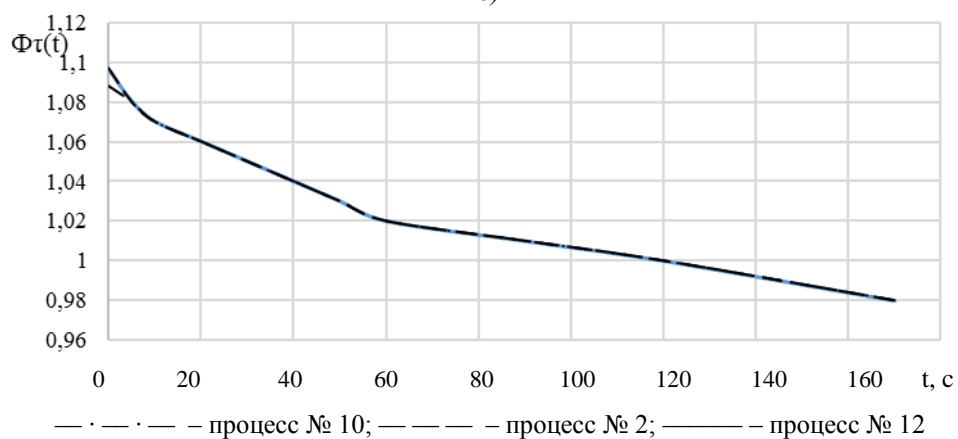
Рис.1. Изменения значений управляющей функции в зоне первого поршневого кольца в переходных процессах наброса и сброса нагрузки дизеля 4ЧН12/14



a)



б)



в)

Рис 2. Изменения значений управляющей функции в зоне второго поршневого кольца в переходных процессах наброса и сброса нагрузки дизеля 4ЧН12/14

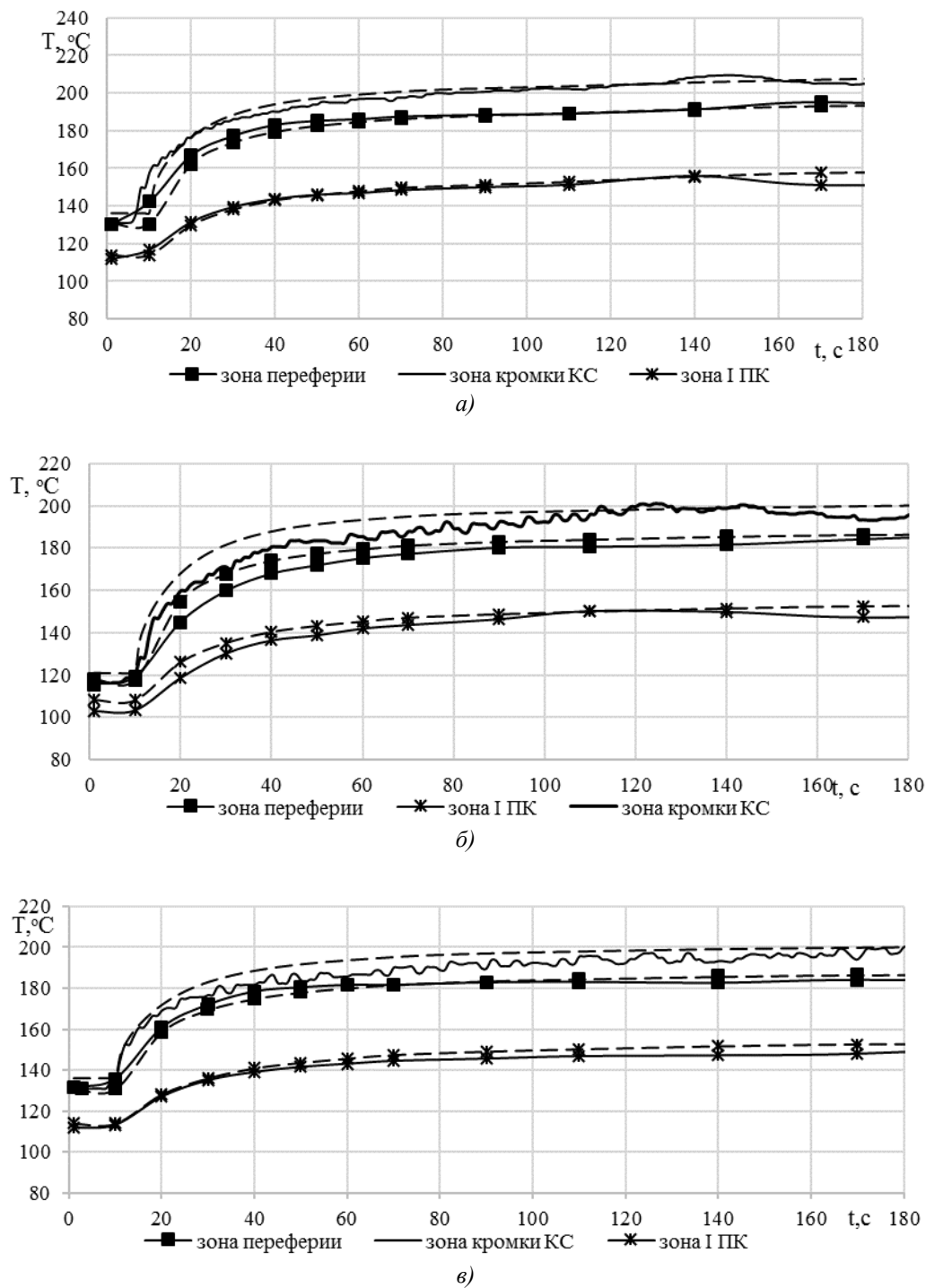


Рис.3. Температурное состояние основных зон поршня дизеля 4ЧН12/14 в переходных процессах наброса нагрузки (номера процессов соответствуют табл. 3):

- а) – процесс № 3;
- б) – процесс № 5;
- в) – процесс № 9

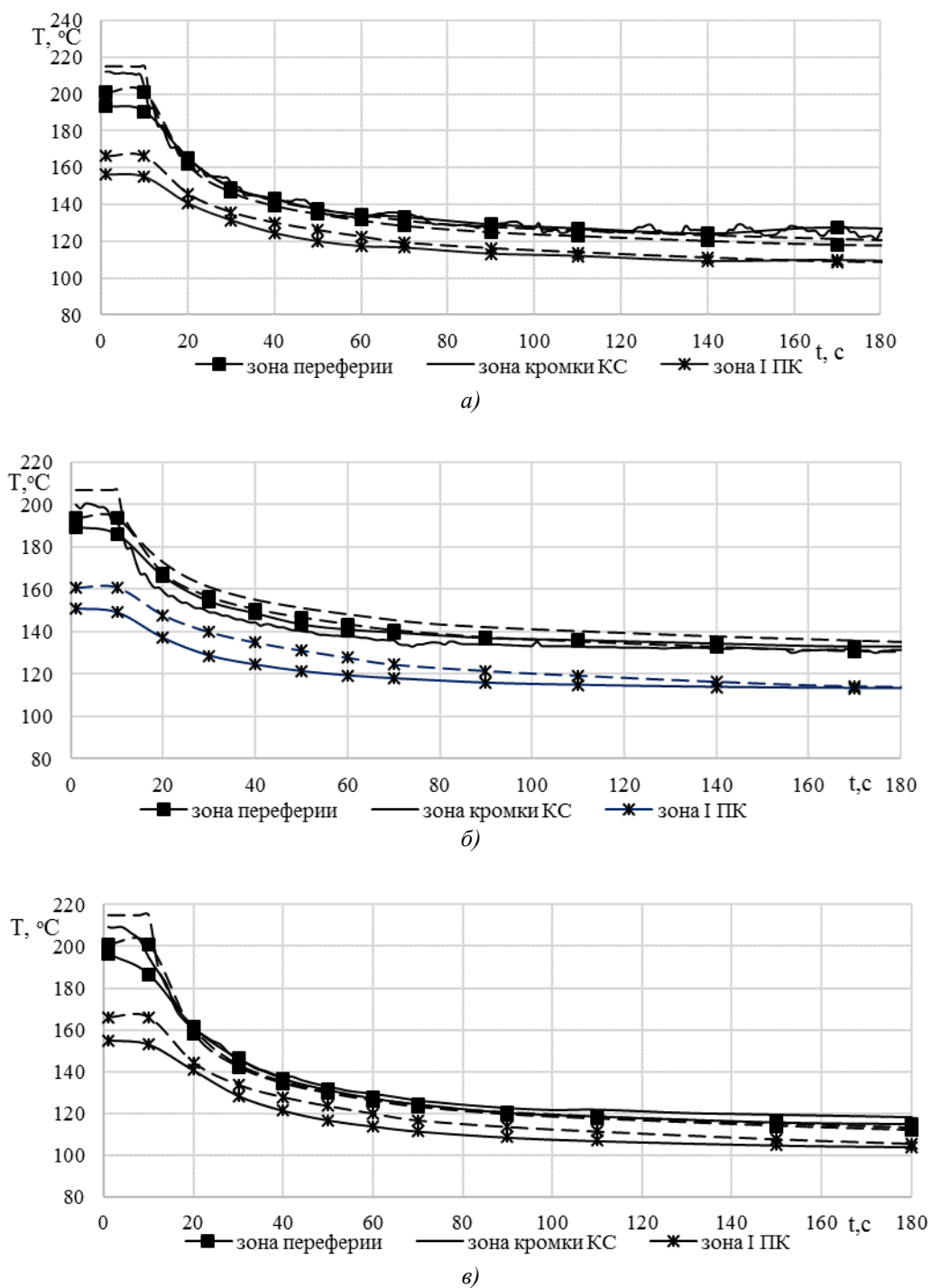


Рис.4. Температурное состояние основных зон поршня дизеля 4ЧН12/14 в переходных процессах наброса нагрузки (номера процессов соответствуют табл. 3):

- а) – процесс № 2;
- б) – процесс № 10;
- в) – процесс № 12

Список литературы:

1. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузо-

вых автомобилей / Мозер Франц К. // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №4(51). – С. 7–16. 2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності:

моногр. /В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ». – 2001. – 332 с. 3. Пылев В.А. Совершенствование методики сравнительной оценки термонапряженного состояния поршней / В.А. Пылев, А.В. Белозуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хиженяк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. №2. – С.68-72. 4. Повреждения поршней – как выявить и устранить их / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH,Heilbronn, 2izd., – 2010. – 92 с. 5. Прогнозування ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів у САПР. Автореферат на соискание научной степени кандидата технических наук. // В.В. Матвеенко НТУ «ХПІ», Харьков – 2013. 6. Матвеенко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя / В.В. Матвеенко, В.А. Пылев, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. –№1. – С.120-123. 7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография – Х.: НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с. 8. Матвеенко В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В. Матвеенко, В.А. Пылев // Грузовик. М., – 2011. – №3. – С. 6-8. 9. Турчин В.Т. Анализ эффективности застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В.Т. Турчин, В.В. Матвеєнко, В.О. Пильов, С.М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С.89-92. 10. Матвеенко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня на различных скоростных режимах работы двигателя /В.В. Матвеенко – Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2012. – №19. – С. 118-120. 11. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках: Дис. канд. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1991. – 213 с. 12. Марченко А.П. Моделирование нестационарного высокочастотного температурного stanu поршня ДВЗ з теплоізоляванню поверхнею камери згорання / А.П. Марченко, В.В. Пильов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №2. – С.41-47. 13. Пылев В.А. Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях проектирования / В.А. Пылев, С.А. Кравченко, И.А. Нестеренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №2. – С.52-56. 14. Пылев В.А. Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях проектирования / В. А. Пылев, И. А. Нестеренко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Транспортне машинобудування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2017.– №5. – С.68-71.

Bibliography (transliterated):

1. Franz, K. Moser (2008), "Diesel in 2015. Requirements and directions of development of diesel engine technologies for cars and trucks" ["Dizel v 2015 g. Trebovaniya i napravleniya razvitiya tehnologii dizeley dlya legkovyih i gruzovyih avtomobiley"], Journal of Automotive Engineers, No. 4(51), pp. 7-16. 2. Pilov, V.O. (2001), Automated design of the piston of fast-diesels with a given level of

long-term strength: monograph [Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi mitsnos-ti:monogr.], Harkiv: Vidavnichiy tsentr NTU "HPI", 332 s. 3. Pilov, V.O., Belogub, A.V., Nesterenko, I.A., Fedorov, A.Yu., Arian, R., Khizhnyak, V.A. (2014), "Perfection of the method of comparative evaluation of the thermally stressed state of pistons" [Sovershenstvovanie metodiki sravnitelnoy otsenki termonapryazhennogo sostoyaniya porshney], Internal combustion engines, No. 2, pp. 68-72. 4. (2010), Damage to pistons - how to identify and eliminate them/ Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH,Heilbronn, 2nd.ed [Povrezhdeniya porshney – kak vyiyavit i ustranit ih / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH,Heilbronn, 2izd.],92 s. 5. Matveenko, V. (2013), Forecasting the resource strength of the pistons of high-speed high-speed diesel engines in CAD: Abstract on the scientific degree of candidate of technical sciences. [Prognozirovaniye resursnoy prochnosti porshney forsirovannyih byistrohodnyih dizeley v SAPR. Avtoreferat na soiskanie nauchnoy stepeni kandidata tehnikeskikh nauk], NTU "KhPI", Kharkiv, 20 p. 6. Matveenko, V., Pylev, V., Klimenko, A., Kotuha, A. (2012), Evaluation of the piston's life-time in CAD, taking into account the operating conditions of the engine [Otsenka resursnoy prochnosti porshnya v SAPR s uchetom ekspluatatsionnykh rezhimov raboty dvigatelya], Internal combustion engines, No.1, pp.120-123. 7. Parsadanov, I. (2003), Improving the quality and competitiveness of diesel engines on the basis of an integrated fuel and ecological criterion: monograph [Povyishenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya: monografiya], H.: NTU "KhPI", 244 p. 8. Matveenko, V., Pilov, V.O. (2011), "Development of theoretical models of stationary fuel-efficient operation of automotive diesel engines for resource pistons strength prediction system" [Razrabotka teoreticheskikh statsionarnykh ekonomichnykh modeley ekspluatatsii avtotraktornykh dizeley dlya sistemyi prognozirovaniya resursnoy prochnosti porshney], Truck. M, No. 3, pp. 6-8. 9. Turchin, V., Matveenko, V., Pylov, V., Baklanov, S. (2010), "Analysis of efficiency of application of economic theoretical models of operation of tractor diesel engines for the estimation of the resource strength of pistons" [Analiz effektivnosti zastosuvannya ekonomich-nih teoretichnih modeley ekspluatatsiyi traktornih dizeliv dlya otslnki resursnoyi mitsnosti porshniv], Internal combustion engines, No. 2, pp. 89-92. 10. Matveenko, V. (2012), "Evaluation of the resource strength of the piston at different speeds of the engine" [Otsenka resursnoy prochnosti porshnya na razlichnykh skorostnykh rezhimah raboty dvigatelya], Herald of the National Technical University "KhPI", No. 19, pp. 118-120. 11. Levterov, A. (1991), Investigation of the thermal and stressed-deformed state of the details of the cylinder-piston group of a high-speed diesel engine under nonstationary loading: dissertation [Issledovanie teplovo go i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya detaley tsilindroporshnevoy gruppyi byistrohodnogo dizelya pri nestatsionarnykh nagruzheniyah: dis..kand.tehn.nauk], Kharkiv, 213p. 12. Marchenko, A., Pylov, V. (2015), "Modeling of the non-stationary high-frequency temperature state of the piston of the ICE with a heat-insulated surface of the combustion chamber" [Modelyuvannya nestatsionarnogo visoko-chastotnogo temperaturnogo stanu porshnya DVZ z teploizolovanoyu poverhneyu kameri zgorannya], Internal combustion engines, No.2, pp.41-47. 13. Pylov, V., Kravchenko, S., Nesterenko, I. (2015), "Specification of the boundary conditions for heat transfer in the zone of the piston rings of the piston of the transport diesel engine at the initial stages of design" [Zadanie granichnykh usloviy teploobmena v zone porshnevnykh kolets porshnya transportnogo dizelya na nachalnykh stadiyah proektirovaniya], Internal combustion engines, No.2, pp.52-56. 14. Pylov, V., Nesterenko, I. "Specifying the boundary conditions of heat transfer in the zone of the piston rings of the transport diesel piston at the initial stages of designing" [Zadanie granichnykh usloviy teploobmena v zone porshnevnykh kolets porshnya transportnogo dizelya na nachalnykh stadiyah proektirovaniya], Herald of the National Technical University "KhPI". Collection of scientific works. Thematic issue "Transport engineering". - Kharkiv: NTU "KhPI", No. 5, pp. 68-71.

Поступила в редакцию 14.07.2017 г.

Мордвинцева Ирина Александровна – младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

Клименко Александр Николаевич – кандидат техн. наук, младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: klim23051987@gmail.com.

Расул Ариан – младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Линьков Олег Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: linkov@ukr.net.

Пылёв Владимир Александрович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

ОСОБЛИВОСТІ ЗАВДАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ НЕСТАЦІОНАРНИХ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ

I.O. Мордвінцева, Клименко О.М., Р. Ариан, В.О. Пильов, О.Ю. Линьков

Виконано аналіз стаціонарних і нестаціонарних моделей експлуатації транспортних двигунів на прикладі тракторного дизеля третьої категорії. Запропоновано оцінку ресурсної міцності кромки камери згоряння поршня здійснювати з урахуванням зміни частоти обертання колінчастого вала. Визначено керуючі функції граничних умов теплопровідності поршня в зоні поршневих кілець, необхідні для моделювання основних перехідних процесів нестаціонарної моделі експлуатації дизеля. Робота виконана на прикладі дизеля 4ЧН12/14.

FEATURES OF THE DETERMINATION OF BORDER CONDITIONS OF NON-STATIONARY PROBLEMS OF HEAT CONDUCTIVITY OF DIESEL PISTON

I. Mordvintseva, A. Klimenko, R. Arian, O.Ju. Lin'kov, V. Pyilev

The stationary and non-stationary models of the operation of transport engines have been analyzed by using the example of a third-class tractor diesel. The estimation of the resource strength of the edge of the combustion chamber of the piston is made taking into account the change in the rotational speed of the crankshaft. The control functions of the boundary conditions of the thermal conductivity of the piston in the zone of piston rings are determined, which are necessary for modelling the main transient processes of the non-stationary model of diesel operation. The work is performed on the example of a diesel engine 4CH12/14.