

В.Т. Турчин, інж., В.В. Матвєєнко, асп., В.О. Пильов, д-р техн. наук., С.М. Бакланов, студ.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕКОНОМІЧНИХ ТЕОРЕТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ ДЛЯ ОЦІНКИ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ

Сучасні вимоги щодо підвищення рівня форсування швидкохідних дизелів суттєво загострюють проблемну задачу прогнозування та забезпечення ресурсної міцності (РМ) деталей камери згоряння (КЗ) на стадії їх проектування. Розв'язання вказаної задачі на сьогодні, зокрема для поршнів, неможливо без досягнення граничних рівнів їх РМ.

На стадії проектування на розрахункову величину РМ впливає достовірність використаної математичної моделі (ММ), конструкція деталі, властивості матеріалу, модель теоретичної експлуатації двигуна певного призначення. Тоді при незмінних конструкції поршня та властивостях його матеріалу розрахункове значення РМ залежить від якості ММ та прийнятої моделі експлуатації.

За виконаним аналізом ММ опису втрати РМ поршнів найбільш ефективним методом є використання рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна [1,2]. Тут розрахункова величина накопичених пошкоджень в матеріалі d_{fs}^{proz} , як міра його РМ, залежить від сумісної дії процесів утоми d_f та повзучості d_s :

$$d_{fs}^{proz} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \cdot \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\varepsilon_{nl} \cdot \sigma_l \cdot \tau_l), \quad (1)$$

де j – кількість перехідних процесів обраної моделі експлуатації двигуна; k – кількість циклів навантажень j -го перехідного процесу; i – кількість розрахункових інтервалів k -го циклу навантаження; l – кількість підінтервалів i -го розрахункового інтервалу; N_{fk} – число циклів до руйнування матеріалу за умов навантаження k -го циклу; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за умов повзучості; ε_{nl} – швидкість повзучості матеріалу на підінтервалі l ; σ_l – дійсне напруження на підінтервалі l ; τ_l – тривалість розрахункового підінтервалу l .

З урахуванням вище наведеного, значення d_{fs}^{proz} слід розглядати як суму двох складових:

$$d_{fs}^{proz} = d_{fs}^{icm} + d_{fs}^*, \quad (2)$$

де d_{fs}^{icm} – істинне значення РМ, яке залежить від конструкції, матеріалу деталі та реальних умов експлуатації двигуна; d_{fs}^* – розрахункова доля РМ, що визначається якістю ММ та прийнятою теоретичною моделлю експлуатації.

Відповідно до концепції гарантованого забезпечення ресурсу, тобто виконання умови

$$d_{fs}^{proz} > d_{fs}^{icm} \quad (3)$$

в [1] відносний ресурс поршня на момент руйнування визначався у вигляді:

$$d_p = \frac{1}{k \cdot (d_f + d_s)} = 1, \quad (4)$$

де $k=1,2$ – коефіцієнт неврахованих факторів.

При цьому, підхід забезпечення гарантованого ресурсу (3) передбачає, що d_{fs}^* може бути від'ємною величиною.

При переході до концепції забезпечення граничних рівнів РМ величина d_{fs}^* не може бути від'ємною, та повинна бути мінімальною:

$$d_{fs}^{proz} \rightarrow d_{fs}^{icm}, \quad d_{fs}^* > 0, \quad d_{fs}^* \rightarrow 0. \quad (5)$$

На практиці розрахунки РМ поршнів виконують з використанням теоретичних нестационарних моделей експлуатації, які отримують за стационарними моделями. Прикладом таких моделей для тракторних двигунів є моделі ПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України [3] або ГСКБД [4]. Відповідні нестационарні моделі експлуатації для тракторних двигунів 3-ї категорії наведені в табл. 1,2 [5]. Тут і далі введено наступні позначення: N_{em} – $\bar{N}_{em} = N_{em} / N_e$ – питома ефективна потужність двигуна на стаціонарному режимі m , з якого та на який здійснюється скидання-накидання навантаження; N_e – номінальна ефективна потужність двигуна; $\bar{P}_j = P_j / P$ – питомий наробіток j -го перехідного процесу скидання-накидання навантаження; P – призначений ресурс двигуна.

Таблиця 1. Теоретична економічна модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигуна трактора 3-ї категорії за даними ГСКБД

Перехідний процес j	N_{em}	\bar{P}_j
1	0↔0,93	0,062
2	0↔0,9	0,008
3	0,23↔0,9	0,036
4	0,23↔0,85	0,008
5	0,35↔0,85	0,132
6	0,35↔0,7	0,150
7	0,35↔0,65	0,068
8	0,5↔0,65	0,316

Аналізуючи дані таблиць видно, що модель ПМаш являється більш деталізованою – кількість перехідних процесів у порівнянні з моделлю ГСКБД є майже вдвічі більшою і дорівнює 15 проти 8. З цієї причини модель ПМаш є неекономічною. Однак, зважаючи на економічність моделі ГСКБД, важливо відмітити, що вона була розроблена для оцінки середньоексплуатаційної витрати палива і її застосування в розрахунках РМ раніше пояснювалося саме перевагами економічності при дотриманні прийнятої концепції забезпечення гарантованого ресурсу.

Таблиця 2. Теоретична деталізована модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигуна трактора 3-ї категорії за даними ПМаш

Перехідний процес j	N_{em}	\bar{P}_j
1	0,0825↔1,045	0,040
2	0,0975↔1,045	0,026
3	0,0975↔0,9487	0,012
4	0,0975↔0,9075	0,024
5	0,0975↔0,9	0,046
6	0,1075↔0,9	0,152
7	0,1045↔0,855	0,040
8	0,2475↔0,855	0,032
9	0,2475↔0,7425	0,022
10	0,2925↔0,7425	0,026
11	0,2925↔0,7175	0,066
12	0,315↔0,7175	0,114
13	0,4125↔0,665	0,062
14	0,475↔0,5775	0,050
15	0,475↔0,5125	0,020

В [6] запропоновано методику згортки деталізованих моделей експлуатації двигунів та отримано економічну модель на основі моделі ПМаш (див. табл. 3).

Порівняння нестационарних економічних моделей ГСКБД (табл. 1) та ПМаш (табл. 3) свідчить, що більшість перехідних процесів j є близькими. Але економічна модель ПМаш додатково має неврахований моделлю ГСКБД процес $j=9$, який не зважаючи на малу тривалість ($\bar{P}_j=0,066$) є найбільш важким, тобто вноситиме значний вклад у значення $d_{fs}^{розр}$ та зменшуватиме величину $|d_{fs}^*|$.

Таблиця 3. Теоретична економічна модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигуна трактора 3-ї категорії за даними ПМаш

Перехідний процес j	N_{em}	\bar{P}_j
1	0,0973↔0,9632	0,012
2	0,0973↔0,9175	0,222
3	0,0973↔0,8680	0,04
4	0,2513↔0,8680	0,032
5	0,2513↔0,7411	0,022
6	0,3452↔0,7411	0,206
7	0,3452↔0,6307	0,07
8	0,5013↔0,6307	0,05
9	0,0973↔1,0609	0,066

Порівняльний аналіз розрахунків РМ за різними моделями на сьогодні відсутній. Тому метою даної роботи є перевірка ефективності використання наведених вище моделей для розрахунку РМ поршня на початкових етапах проектування.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувалися наступні задачі:

- виконання розрахунків РМ кромки КЗ поршня за моделями: економічною ГСКБД, деталізованою ПМаш та економічною ПМаш;
- аналіз ефективності застосування означених моделей на початкових етапах проектування.

Розрахунки накопичених пошкоджень кромки КЗ було виконано за виразом (1) для поршня дизеля 4ЧН12/14 трактора 3-ї та 4-ї категорії [7], різних рівнів форсування та при різних способах охолодження поршня (струминному та галерейному). Призначений ресурс роботи двигуна Р було прийнято 10000 год. Результати розрахунку наведено на рис. 1 та у табл. 4.

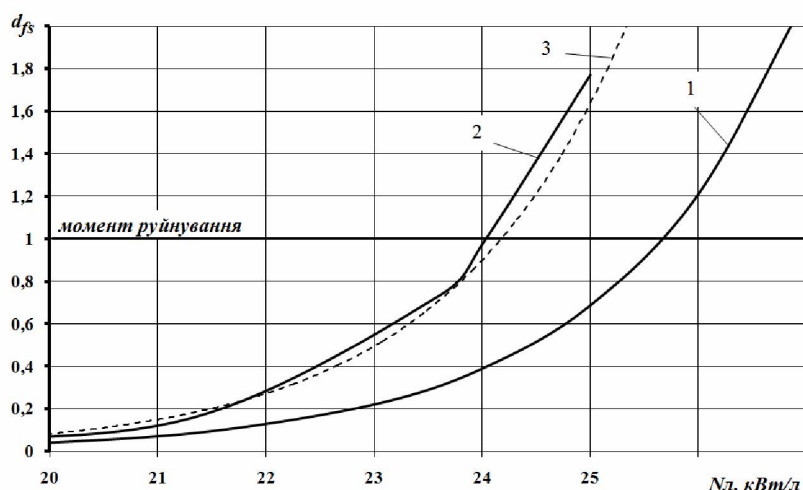


Рис. 1. Результати розрахунків накопичених пошкоджень $d_{fs}^{розр}$ для 3-ї категорії трактора в зоні кромки КЗ поршня зі струминним охолодженням: 1 – за моделлю ГСКБД; 2 – за деталізованою моделлю ППМаш; 3 – за економічною моделлю ППМаш

Таблиця 4. Результати розрахунків накопичених пошкоджень $d_{fs}^{розр}$ в зоні кромки КЗ поршня

Рівень форсування, кВт/л	Модель нестационарного навантаження	Категорія трактора та спосіб охолодження			
		3 струминне	3 галерейне	4 струминне	4 галерейне
18,5	За ГСКБД [4]	0,017055	-	-	-
	За ППМаш [3]	0,038083	0,01766	0,04707	0,0228
	За економічною [6]	0,036025	0,021321	0,044627	0,02346
	відмінність, % - ППМаш-ГСКБД - ППМаш-економічна	55,2 5,40	- 3,55	- 5,19	- 2,89
21,3	За ГСКБД [4]	0,0938	-	-	-
	За ППМаш [3]	0,15474	0,0514	0,2105	0,065
	За економічною [6]	0,157546	0,058453	0,216472	0,07501
	відмінність, % - ППМаш-ГСКБД - ППМаш-економічна	64,97 1,83	- 13,72	- 2,84	- 15,40
25	За ГСКБД [4]	0,68545	-	-	-
	За ППМаш [3]	1,7723	0,323	2,622	0,458
	За економічною [6]	1,726749	0,379662	2,567439	0,546315
	відмінність, % - ППМаш-ГСКБД - ППМаш-економічна	158,6 2,57	- 17,54	- 2,08	- 19,28

З рис. 1 видно, що при досягненні розрахункового моменту руйнування кромки КЗ ($d_{fs}^{розр} = 1$) за деталізованою моделлю ППМаш, величина накопичених пошкоджень за економічною моделлю ГСКБД становить лише 0,4. Тобто, при використанні моделі ГСКБД має місце значне завищення запасу міцності кромки КЗ. Ясно, що концепція гарантованого забезпечення РМ (3, 4) є неоправданою. Водночас величина накопичених пошкоджень

за економічною моделлю ППМаш складає близько 0,9, що є задовільним результатом.

З табл. 4 видно, що різниця результатів неекономічної та економічної моделей ППМаш складає від 2 до 16% в області $d_{fs}^{розр} < 1$ і до 20% при $d_{fs}^{розр} > 1$.

Ці дані дозволяють рекомендувати застосування економічної моделі ППМаш на початкових стадіях проектування.

Висновки:

- доведено ефективність застосування економічної теоретичної моделі експлуатації ПМаш для тракторних двигунів 3-ї та 4-ї категорії щодо прогнозування РМ поршнів на початкових етапах їх проектування;

- встановлено, що розробка економічних моделей експлуатації повинна проводитися відповідно до обраного критерію якості.

Подальший напрям робіт пов'язаний з розробкою економічних моделей експлуатації для двигунів автомобільного та комбайнового призначення.

Список літератури:

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. Монографія. / Пильов В.О. – Х.: НТУ „ХПИ”, 2001. – 332 с. 2. Турчин В. Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів /

В. Т. Турчин, В. О. Пильов, А. П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С. 30–35. 3. Ажиппо Н.А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. // Двигателестроение. – 1985, №8. – С.17-20. 4. Луцицкий Ю.В. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения / Луцицкий Ю.В., Косулин А.Г. // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. научный научн.-техн. сб. – Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1985. – Вып. 41. С. 96-104. 5. Пылева Т.К. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения / Т.К. Пылева, В.Т. Турчин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. №1. – С. 125–132. 6. Білогуб О.В. Розробка економічної моделі експлуатації тракторного дизеля в системі прогнозування ресурсної міцності деталей камери згорання /О.В. Білогуб, В.Т. Турчин, В.О. Пильов, С.М. Бакланов, С.В. Силенок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. №1. – С. 100–103. 7. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / [Н.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.]; под ред. Н.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

УДК 621.43.016.4

В.В. Шпаковский, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ЧАСТИЧНО-ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ

Постановка проблемы

Срок службы ДВС до капитального ремонта в основном определяется износом деталей кривошипно-шатунного механизма, выходом из строя поршней. Высокий температурный уровень последних приводит к снижению механических свойств материала, а неравномерное температурное поле вызывает значительные термические напряжения и неравномерную деформацию. На поршнях растрескиваются кромки камер сгорания, происходит износ и поломка кольцевых перемычек, появляются задиры на цилиндрической части юбки и схватывание с гильзой цилиндра. Поэтому проблема снижения теплонпряженности поршня с целью повышения ресурса ДВС является актуальной.

Анализ публикаций и нерешенные вопросы

Снижение температурного уровня поршней достигается применением их охлаждения, изменением конструкции, применением теплоизолирующих накладок или покрытий [1 - 4]. Экспериментально установлено [5], что применение покрытия толщиной от $0,2 \cdot 10^{-3}$ до $0,8 \cdot 10^{-3}$ м позволяет снизить температуру тела головки поршня на 20–50°C, а зоны над первым кольцом – на 10-25°C. В частности при

покрытии алюминиевых поршней окисью алюминия Al_2O_3 толщиной $0,3 \cdot 10^{-3}$ м опытного дизеля 1Ч 10,5/13 температура в центре днища снизилась на 35 °С, а над первым поршневым кольцом на 25°С. При таком же покрытии поршня тепловозного дизеля Д100 температура наиболее теплонагруженного участка головки поршня снизилась на 85°С [6]. При теплоизоляции днища поршня опытного дизеля 1Ч 24/36 температура тела поршня снизилась на 20 - 25° по всей нагрузочной характеристике [7]. Однако, указанные, равно как и другие покрытия при работе отслаивались и поэтому они не нашли широкого применения для снижения температурного уровня поршней.

Способы решения проблемы

Эффективным способом снижения теплонпряженности поршня и повышения его работоспособности является образование теплозащитного корундового поверхностного слоя на рабочей поверхности поршня методом гальваноплазменной обработки. Образование корундового слоя малой толщины на рабочих поверхностях поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 обеспечило явление частично-динамической теплоизоляции. При этом дизель