

ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА РЕЗЕРВІВ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ МАСЛЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

Пильов В.О., доктор технічних наук, Клименко О.М., аспірант, Матвеев В.В., аспірант, Нестеренко І.О., студент, Котуха А.А., студент

Наведено результати розрахункових досліджень стосовно впливу регульованого масляного охолодження поршня на ресурсну міцність кромки його камери згоряння. Встановлено ефективність різних способів регулювання. Подано порівняльні дані щодо ресурсної міцності поршня тракторного та автомобільного дизелів.

Presents the results of a calculation research of influence of the controlled oil cooling piston on the resource of toughness of its combustion chamber. Determined the effectiveness of various methods of regulation. Presents comparative data on the resource strength pistons of tractor and automotive diesel engines.

Сучасні напрями та темпи розвитку транспортних та сільськогосподарських технологій потребують подальшого підвищення ефективності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), що у числі системних заходів передбачає зростання рівнів абсолютної та питомої потужності останніх. Практична реалізація цих заходів призводить до підвищення навантажень на деталі камери згоряння (КЗ) та зумовлює погіршення показників їх надійності.

Однією з найбільш теплонапружених деталей КЗ ДВЗ являється поршень. При цьому основна увага вчених і виробників приділяється розробкам концепцій проектування та методів забезпечення ресурсної міцності поршнів дизелів. Відмінність процесів втрати міцності та впливових факторів, що визначають ці процеси для масивних поршнів дизелів та тонкостінних поршнів бензинових двигунів, розкрито в [1]. Серед чинників, які впливають на руйнування поршня дизеля, основними слід вважати: малоциклову термічну утому, яка визначається наявністю перехідних процесів аперіодичного навантаження двигуна; багатоциклову термічну утому, що обумовлена високочастотною періодичною зміною значень параметрів робочого тіла в циліндрі; процес повзучості матеріалу, який має місце на стаціонарних режимах та прискорюється внаслідок циклічного аперіодичного навантаження двигуна; релаксацію термопружних напружень, що супроводжує процес повзучості за умов обмежень деформацій останньої. Перераховані процеси безпосередньо визначаються конкретними технологічними циклами роботи двигуна певного призначення, тобто є функцією моделі його експлуатації.

Відомою є сукупність напрямів підвищення ресурсної міцності поршня дизеля. Їх можна розподілити на чотири основні групи. Це внесення змін до параметрів робочого процесу двигуна; внесення змін до конструкції поршня; заміна матеріалу поршня; організація додаткових заходів щодо зменшення впливу чинників, які визначають ресурсну міцність конструкції. Серед додаткових заходів можна виділити інтенсифікацію масляного охолодження поршня, застосування частково-динамічної теплоізоляції поверхні КЗ, вирівнювання температурного поля поршня в коловому напрямку КЗ, призначення припустимої пористості матеріалу, застосування системи керування масляним охолодженням тощо. В НТУ «ХП» проводиться комплекс робіт по урахуванню всіх вказаних напрямів. Метою даної роботи є оцінка резервів підвищення ресурсної міцності конструкції на основі застосування регульованого масляного охолодження.

Для досягнення вказаної мети в роботі поставлені задачі:

1. Розробка закону регулювання інтенсивності теплообміну в масляній галереї поршня шляхом зміни значення коефіцієнту тепловіддачі від стінки галереї в масло α_m .
2. Розробка закону регулювання температури охолоджуючого масла t_m .
3. Виконання попередньої оцінки ефективності застосування запропонованих законів регулювання.

Дослідження виконано на прикладі поршня дизеля 4ЧН12/14 при його форсуванні за літровою потужністю до $N_d = 30$ кВт/л. Внаслідок високої складності та значної тривалості експериментальних випробувань основу роботи покладено методи математичного моделювання.

Питання втрати міцності матеріалу практично завжди пов'язують з уявленнями про накопичення пошкоджень. Приймається, що їх величина встановлює долю вичерпання ресурсу деталі у відносних одиницях, тобто може змінюватися в інтервалі $d_{fs} = 0..1$. Оцінка накопичення

пошкоджень проводиться для всіх циклів низькочастотного навантаження деталі. Загальний вираз для такої оцінки відповідно до [2] має вигляд:

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

де d_f – доля пошкоджень утоми; d_s – доля пошкоджень повзучості; N_{fk} – кількість циклів до руйнування матеріалу в умовах k -го циклу складного аперіодичного навантаження деталі; U_k – поточне значення питомої енергії розсіювання за умов повзучості; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за цих умов; k – загальна кількість циклів низькочастотного навантаження деталі.

Для пошуку величини N_{fk} можна скористатися співвідношенням Поспішила:

$$\sigma_{f. \dot{\epsilon} i. \dot{\epsilon} \dot{\epsilon} a.} = \left\{ \sigma'_f \left[(2N_{fk})^c + \frac{\epsilon_{d \dot{\epsilon} i.}}{\epsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \right\}^m \times \left\{ \sigma'_f \left[(2N_{fk})^c + \frac{\epsilon_{d \dot{\epsilon} i.}}{\epsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} + E \left[\epsilon'_f (2N_{fk})^c + \epsilon_{d \dot{\epsilon} i.} \right] \right\}^{1-m}, \quad (2)$$

де $\sigma_{f. \dot{\epsilon} i. \dot{\epsilon} \dot{\epsilon} a.}$ – амплітуда пружних напружень особливо термонавантаженої зони деталі в умовах симетричного циклу навантаження еквівалентного дійсному несиметричному; b , c , σ'_f , ϵ'_f , $\epsilon_{d \dot{\epsilon} i.}$, E – параметри, що визначають властивості матеріалу.

Швидкість повзучості матеріалу може бути визначена за теорією зміцнення:

$$\dot{\epsilon}_d = A_{0\delta} \cdot \exp(-k_1/t) \sigma^n \left(1 + D_\delta \cdot \epsilon_d^{-\alpha_\delta} \right), \quad (3)$$

де σ – дійсне напруження в досліджуваній зоні; t – температура в цій зоні; $A_{0\delta}$, k_1 , n , D_δ , α_δ – коефіцієнти циклічної повзучості матеріалу.

Параметри матеріалу, які використовуються у (2), для поршневого сплаву АК12М2МгН (АЛ25) наведені в [3], які входять до (3) – подані в [2].

Усі параметри, які описують процеси утоми та залежать від температури, визначають при ефективній температурі процесу:

$$t_{\dot{\epsilon} \delta . k} = \frac{1}{2} \left[t_{\max k} + \frac{\sum_i t_{ik} \tau_{ik}}{\tau_{\delta k}} \right], \quad (4)$$

де i – певний розрахунковий інтервал k -го циклу навантаження дизеля; τ_{ik} – час розрахункового інтервалу; τ_{ik} – час циклу; $t_{\max k}$ – максимальна температура циклу.

При цьому температурний та напружено-деформований стан конструкції поршня швидкохідного дизеля може бути визначено із застосування граничних умов, запропонованих в [2] та уточненими на основі експериментальних даних.

Відповідно до поставлених задач дослідження підвищення ресурсної міцності конструкції можна отримати шляхами зменшення максимальної температури циклу навантаження та зменшення перепадів температур в поршні між довільними експлуатаційними режимами. Останнє у загальному випадку потребує зростання мінімальної експлуатаційної температури поршня.

Для встановлення шуканих залежностей керування параметрами теплообміну в масляній галереї від рівня форсування двигуна $\alpha_m(N_L)$, $t_m(N_L)$ здійснено комплекс розрахунків температурного стану поршня у тривимірній постановці. Значення α_m змінювалось в межах 0,5...6 кВт/м²К, значення t_m – в межах 70...110 °С. Прийнято ступеневий закон зміни параметрів α_m , t_m . Обмежувальним параметром виступала температура поверхні галереї, $t_c < 240^\circ\text{C}$.

Результати розв'язання першої задачі подано на рис. 1. Тут при керованій зміні коефіцієнту α_m закон зміни температури t_m приймався некерованим та призначався за експериментальними даними. Результати розв'язання другої задачі подано на рис. 2. У цьому випадку крива I відповідає режиму,

коли систему охолодження вимкнено, тобто поршень працює в умовах масляного туману при $\alpha_m = 0,5$ кВт/м²К. При включенні системи охолодження прийнято $\alpha_m = 2,2$ кВт/м²К.

На рис. 3 подано отриманий температурний стан кромки КЗ для розглянутих задач. Видно, що для першої задачі (суцільна ламана) в розглянутому діапазоні навантаження перепад температур на кромці КЗ при $\alpha_m = 2,2$ кВт/м²К перевищує 200 °С. При інтенсивному галерейному охолодженні, коли $\alpha_m = 6$ Вт/м²К, цей перепад зменшується до 170°С при зменшенні максимальної температури поршня. При запропонованому регульованому охолодженні перепад температури зменшується до 130 °С при додатковому зростанні мінімальної температури. При цьому на режимах навантаження, які перевищують величину $N_{л} = 12$ кВт/л перепад температури в зоні кромки КЗ складає всього 50 °С. Ці дані свідчать про суттєве очікуване підвищення ресурсної міцності конструкції при застосуванні отриманого закону керування тепловим станом поршня.

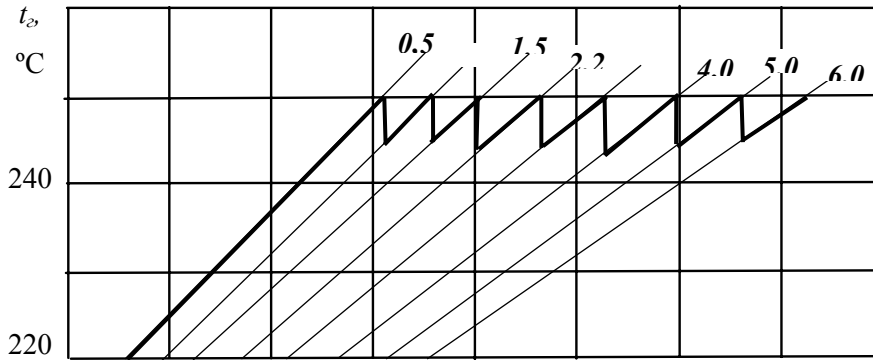


Рис. 1. Залежність температури стінки масляної галереї поршня від рівня форсування двигуна при регулюванні коефіцієнту тепловіддачі в порожнині (цифри біля кривих – α_m , кВт/м²К)

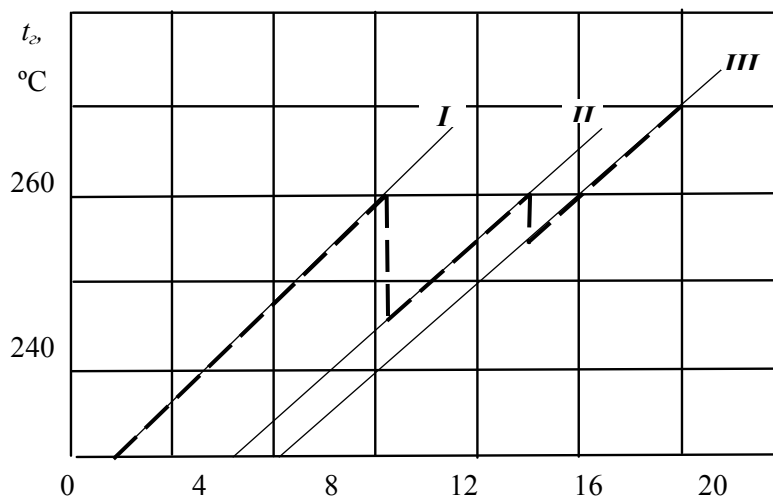


Рис. 2. Залежність температури стінки масляної галереї поршня від рівня форсування двигуна при регулюванні температури масла: I – регулювання відключене; II – $t_m = 110$ °С; III – $t_m = 70$ °С

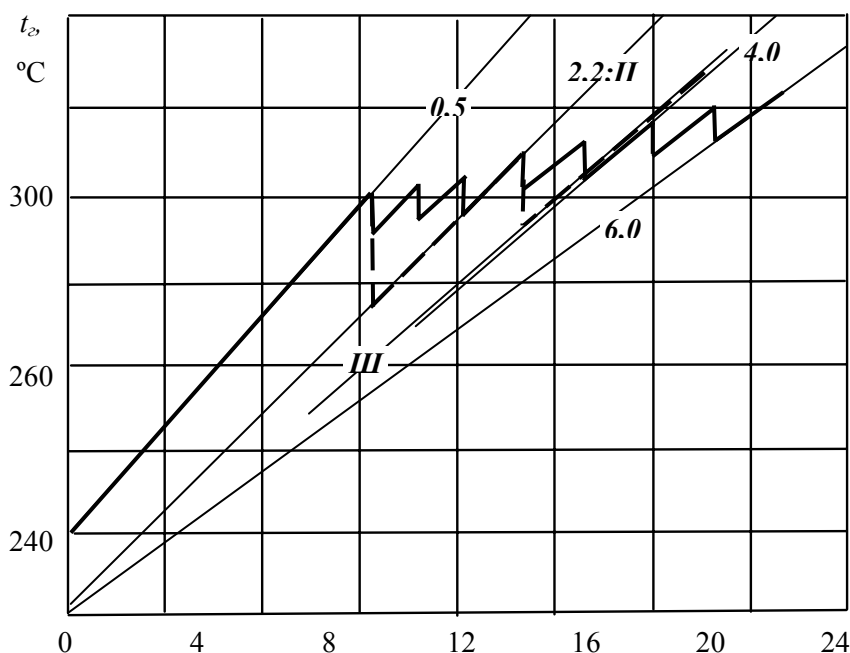


Рис. 3. Температурний стан кромки КЗ поршня при різних способах регульованого масляного охолодження (позначення відповідають рис. 1,2)

Для другої задачі (пунктирна ламана) ефект є меншим. Однак видно, що зменшення температури масла на режимах літрової потужності понад 20 кВт/л може бути продуктивним заходом і, особливо, при одночасному збільшенні коефіцієнта тепловіддачі.

З урахуванням отриманих результатів оцінку ресурсної міцності поршня при рівні форсування двигуна $N_d = 25$ кВт/л виконано за методикою (1)-(4). Варіанти з традиційною системою охолодження при $\alpha = 2,2$ кВт/м²К та відповідно до отриманого закону регулювання α_m порівнювались за умов експлуатації трактора сільськогосподарського призначення. Варіанти з традиційною системою охолодження та відповідно до отриманого закону регулювання t_m порівнювались за умов експлуатації вантажного автомобіля за змішаним циклом місто-шосе. Моделі експлуатації прийнято за даними [4]. З урахуванням концепції гарантованого забезпечення ресурсу усі цикли термічного навантаження поршня приймалися 6 хв. Результати розрахунків для незмінної розрахункової бази 10000 годин подано у табл. 1. Видно, що застосування регульованого масляного охолодження поршня може забезпечити зростання ресурсної міцності конструкції у 2 і більше разів.

Таблиця 1 – Результати оцінки ресурсної міцності кромки КЗ поршня дизеля 4ЧН12/14 при $N_d = 25$ кВт/л

Модель експлуатації	Ресурсна міцність кромки КЗ поршня d_{fs}	
	Без регулювання охолодження	З регулюванням охолодження
Трактора	0,78	0,09
Автомобіля	0,41	0,21

У зв'язку з отриманими результатами подальший напрям робіт пов'язаний з урахуванням динаміки прогріву поршня та частоти змін експлуатаційних режимів навантаження дизеля, оптимізації положення масляної галереї в поршні.

Література

1. Пылев В.А. Особенности накопления поврежденных ползучести в особо теплонапряженных зонах поршней / В.А.Пылев, А.В.Белогуб, В.Т.Турчин, В.В.Матвеевко // Сб. научн. тр. Междунар. конф. «Двигатель-2010». М.: МГТУ им.Баумана. – 2010. С. 153-156.
2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с.
3. Абрамчук Ф.И. Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей: Дис... докт. техн. наук: 05.04.02. Харьков, 1990. – 317 с.
4. Матвеевко В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В.Матвеевко, В.А.Пылев // Сб. научн. тр. Междунар. конф. «Двигатель-2010». М.: МГТУ им.Баумана. – 2010. С. 64-67.