

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

УДК 621.436.1-242

Матвеєнко Володимир Володимирович



**ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ
ШВИДКОХІДНИХ ДИЗЕЛІВ У САПР**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Пильов Володимир Олександрович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут», м. Харків,
виконуючий обов'язки завідувача кафедри двигунів
внутрішнього згоряння

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Заренбін Володимир Георгійович,
ДВНЗ «Придніпровська державна академія
будівництва та архітектури», м. Дніпропетровськ,
завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин

кандидат технічних наук, доцент
Гусєв Юрій Олексійович,
Національний аерокосмічний університет
ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний
інститут», м. Харків,
професор кафедри конструкції авіаційних двигунів

Захист відбудеться «13» червня 2013 р. о 13⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої Вченої ради Д 64.050.13 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий «07» травня 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої Вченої ради



Осетров О.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Підвищення рівня форсування двигунів внутрішнього згоряння суттєво впливає на ресурс деталей камери згоряння, зокрема поршня, як найбільш термонавантаженої деталі. При цьому в сучасному двигунобудуванні в процесі створення нових конструкцій застосовується прогресивна концепція гарантованого забезпечення їх ресурсу. Для САПР ДВЗ дотримання вказаної концепції є важливим, оскільки дозволяє створювати завідомо надійні конструкції ще на стадії проектування на етапах 6-7 (рис. 1).

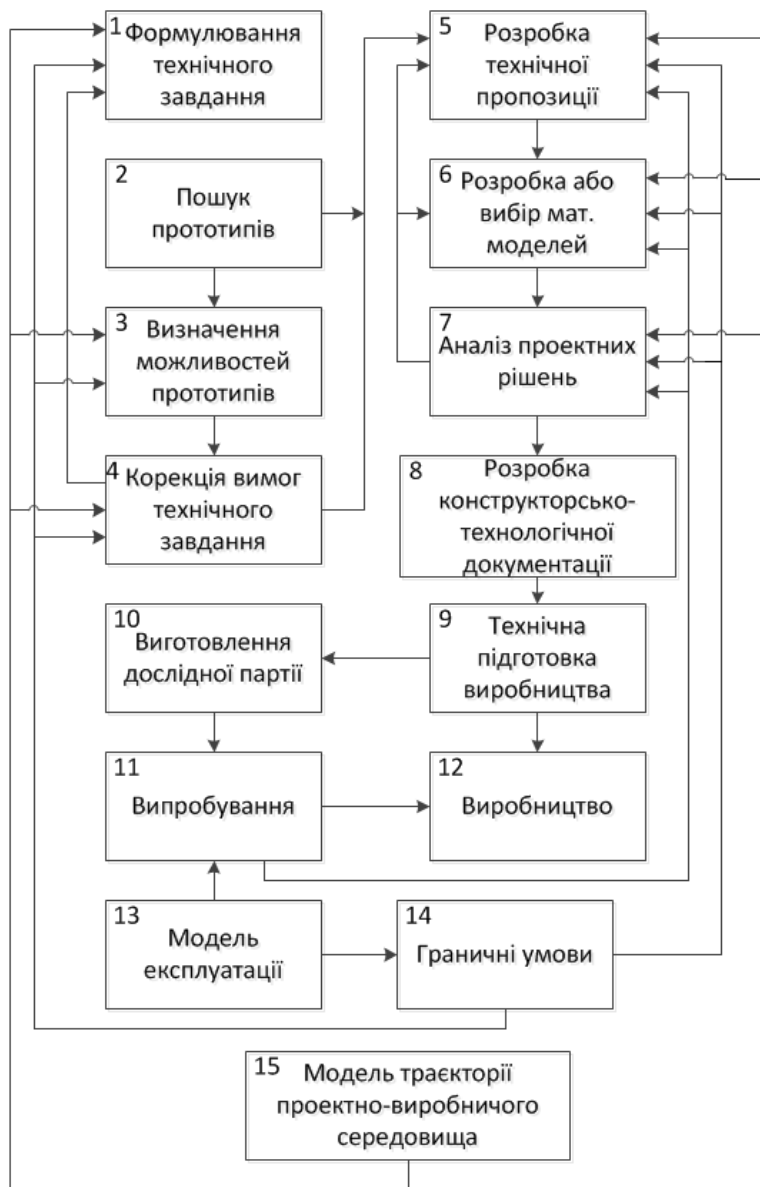


Рис. 1. Загальна схема процесу автоматизованого проектування ДВЗ

Такий підхід підвищує ефективність застосованої САПР внаслідок мінімізації повернень на попередні етапи проектування після проведення випробувань на етапі 11.

Очевидно, що в рамках діючої концепції доцільно забезпечити створення конструкцій з мінімальними обґрунтованими запасами міцності. Це може бути здійснено підвищенням якості проектування, що визначається досконалістю застосованих в блоці 6 математичних моделей опису процесів у ДВЗ, заснованих на урахуванні сукупності вагомих впливових факторів.

Питання, що пов'язані з прогнозуванням теплонапруженого стану та ресурсу конструкцій, детально розглянуті в роботах Абрамчука Ф.І., Білова В.П., Білогуба О.В., Глінкіна О.С., Заренбіна В.Г., Кавтарадзе Р.З., Когаєва В.П., Костіна А.К., Краснокутського А.Н., Левтерова А.М., Лізунова О.О., Олійника О.В., Розенбліта Г.Б., Симбірського Д.Ф., Світлицького В.О., Серенсена С.В., Стефановського Б.С., Тимохіна А.В., Третяка Є.І., Троценка В.Т., Чайнова М.Д., Шеховцова А.Ф., Annand W., Eichelberg G., Heywood J., Pfallum W., Pospisil B., Woschni G. та інших.

Основними чинниками, що визначають ресурс поршня дизеля, є руйнування

кромки камери згоряння, втрата геометрії канавки під верхнє компресійне кільце, зношення бічної поверхні тронку. Тому приймаємо, що ресурсна міцність – це здатність матеріалу конструкції опиратися руйнуванню під дією змінних низькочастотних термічних та високочастотних термомеханічних навантажень протягом ресурсу роботи.

Внаслідок суттєвої складності процесів втрати міцності та у зв'язку з вимогами мінімізації витрат часу та коштів на реалізацію проектів, в оцінках ресурсної міцності значно спрощується ряд факторів, які визначають вказані процеси. Зокрема, відомі математичні моделі (блоки 6 і 14) не враховують несиметричність температурного стану поршня в окружному напрямі його камери згоряння та залежність його температурного стану від частоти обертання колінчастого валу.

Водночас означені вимоги вступають у протиріччя до необхідності урахування сукупності репрезентативних перехідних процесів навантаження двигунів. Так моделі експлуатації дизелів транспортних та сільськогосподарських машин (блок 13) налічують до 20 і більше перехідних процесів. Тому важливою задачею є зменшення кількості застосованих в процесі проектування поршня репрезентативних перехідних процесів.

У зв'язку з вище означеним, прогнозування ресурсної міцності поршнів та підвищення ефективності процесу їх проектування в САПР при застосуванні концепції гарантованого забезпечення призначеного ресурсу є актуальною науково-технічною задачею, яка визначила напрям дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» у рамках бюджетних тем МОН України: «Розробка наукових основ комплексного забезпечення перспективного рівня теплонапруженості та екологізації високофорсованих транспортних двигунів внутрішнього згоряння» (2009-2011 рр., ДР № 0109U002385), «Розробка заходів із забезпечення перспективного рівня економіко-екологічних показників ДВЗ при використанні альтернативних палив» (2009-2010 рр., ДР № 0109U002386), «Інтеграція фізико-хімічних процесів згоряння при сумісному керуванні показниками екологічності, економічності та надійності транспортних ДВЗ» (2012 р., ДР № 0112U000404), а також госпдоговірної теми з ПАТ «АВТРАМАТ» (м. Харків) «Попередня оцінка впливу гальваноплазменого покриття на температуру кромки камери згоряння автотракторного двигуна» (2010 р., договір №27985 від 05.10.2009 р.), у яких здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета та задачі дослідження. Мета дисертаційного дослідження полягає у вдосконаленні методики прогнозування в САПР ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів енергетичних установок різного призначення шляхом уточнення моделі граничних умов теплопровідності поршня та скорочення кількості застосованих в процесі його проектування репрезентативних перехідних процесів навантаження двигуна.

Для досягнення поставленої мети в роботі визначено основні задачі:

1. Удосконалення моделі граничних умов 3-го роду теплопровідності поршня шляхом урахування її несиметричності в окружному напрямі камери згоряння та впливу частоти обертання колінчастого валу.

2. Розробка ієрархічних моделей стаціонарного та нестаціонарного навантаження двигунів енергетичних установок різного призначення.

3. Удосконалення методики прогнозування в САПР ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів.

4. Аналіз заходів щодо підвищення ресурсної міцності поршня та узагальнення результатів дослідження.

Об'єкт дослідження – процеси втрати міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів.

Предмет дослідження – температурний стан та ресурсна міцність поршнів форсованих швидкохідних дизелів енергетичних установок різного призначення.

Методи дослідження. Усі теоретичні та експериментальні дослідження базуються на фундаментальних положеннях теорій двигунів внутрішнього згоряння, теплопровідності, міцності. Експериментальний метод застосовано для ідентифікації граничних умов задачі теплопровідності зони вогневого днища поршня. При моделюванні температурного стану поршня використано метод скінчених елементів. При прогнозуванні ресурсної міцності найбільш термонавантаженої зони поршня застосовано розрахунково-експериментальний метод, що базується на теорії зміцнення при повзучості, використанні рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна. Усі розрахункові дослідження здійснено з використанням сучасних програмних пакетів.

Наукова новизна одержаних результатів. Розвинуто теоретичні положення щодо прогнозування ресурсної міцності поршнів за дотриманням концепції гарантованого їй забезпечення на стадії проектування, які відрізняються від раніше відомих уточненим моделюванням граничних умов задачі теплопровідності та вибором репрезентативних режимів навантаження дизелів:

1. Вперше оцінено вплив несиметричного в окружному напрямі камери згоряння температурного поля поршня на розрахункові значення його ресурсної міцності.

2. Вперше оцінено ступінь впливу частоти обертання колінчастого валу швидкохідного дизеля на розрахункові значення ресурсної міцності поршня.

3. Вперше встановлено вплив об'єднання репрезентативних режимів експлуатації дизеля за температурою кромки камери згоряння поршня на розрахункові значення його ресурсної міцності.

4. Встановлено, що для забезпечення високої ефективності проектування двигунів у САПР з використанням комплексу критеріїв їх якості, функціональні математичні моделі повинні супроводжуватись спеціалізованими ієрархічними моделями експлуатації двигунів.

Практичне значення одержаних результатів для двигунобудування полягає у наступному:

1. Для підвищення точності моделювання температурного стану поршня запропоновано локальні по поверхні камери згоряння несиметричні в її окружному напрямі залежності коефіцієнту тепловіддачі від середнього ефективного тиску та частоти обертання колінчастого валу швидкохідного дизеля.

2. Розроблено методику отримання ієрархічних стаціонарних моделей навантаження та отримано моделі різних рівнів складності стаціонарного та нестаціо-

нарного експлуатаційних навантажень автомобільного, комбайнового і тракторного дизелів для їх застосування при прогнозуванні ресурсної міцності поршнів.

3. Для підвищення ефективності процесу проектування поршня в САПР запропоновано дві моделі впливу частоти обертання колінчастого валу дизеля на розрахунковий температурний стан поршня, які передбачається використовувати при оцінці ресурсної міцності поршня на різних етапах цього процесу.

4. Визначено резерви підвищення потужності дизеля 4ЧН12/14 та оцінено вплив на рівень ресурсної міцності поршня технологічних й конструктивних заходів, зокрема, гальваноплазменної обробки поверхні вогневого днища поршня, регулювання масляного охолодження поршня та інтенсифікації його масляного охолодження.

5. Отримано 2 патенти України на нові конструкції поршнів з порожнинами галерейного масляного охолодження.

Результати впроваджені і використовуються у ПАТ «АВТРАМАТ» (акт про використання № 20 від 09.12.2011 р.), у практиці наукових досліджень та у навчальному процесі кафедри двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» (акт впровадження від 04.06.2012 р.).

Особистий внесок здобувача. Всі основні положення дисертації, які виносяться на захист, належать особисто здобувачу, серед них: участь у підготовці стенду та проведенні досліджень температурного стану поршня дизеля 4ЧН12/14; удосконалення моделей граничних умов 3-го роду теплопровідності поршня, визначення температурного стану різних конструктивних варіантів поршнів за методом скінчених елементів; синтез ієрархічних моделей різних рівнів складності стаціонарного та нестаціонарного експлуатаційного навантаження двигунів установок різного призначення; проведення комплексу чисельних досліджень щодо прогнозування величин руйнуючих пошкоджень кромки камери згоряння поршнів форсованих швидкохідних дизелів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційного дослідження доповідалися на: XVIII-XX Міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2010-2012 рр.); III та IV Всеукраїнських науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» (м. Первомайськ, 2009 р. та 2011 р.); 73-й та 74-й Міжнародних науково-технічних конференціях кафедр УкрДАЗТ, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн (м. Харків, 2011 р., 2012 р.), XVIII Міжнародному конгресі двигунобудівників, (АР Крим, с. Рибаче, 2012 р.).

Публікації. Результати дисертаційного дослідження опубліковано у 13 наукових працях, з них 9 статей у фахових виданнях України, 2 патенти України на винаходи та 2 тези доповідей.

Обсяг та структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг дисертації складає 176 сторінок, з них 32 рисунки за текстом, 11 рисунків на 8 окремих сторінках, 25 таблиць за текстом, 17 таблиць на 14 окремих сторінках, 144 найменування використаних джерел на 18 сторінках, 2 додатки на 3 окремих сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

Вступ розкриває стан та сутність проблеми, актуальність теми роботи. Сформульовано мету та задачі дослідження, визначено шляхи їх вирішення. Сформульовано наукову новизну та практичну цінність результатів роботи, наведено особистий внесок здобувача та дані щодо апробації результатів дисертації.

Перший розділ присвячено аналізу сучасного стану проблеми прогнозування ресурсу форсованих швидкохідних дизелів, напрямів та шляхів її розв'язання.

Аналіз джерел науково-технічної інформації з питань забезпечення призначеного ресурсу деталей камери згоряння засвідчує, що розв'язання означеної задачі здійснюється за конструкторським, технологічним та режимним напрямками. Спектр відповідних заходів є досить широким, що породжує проблематику вибору найбільш раціонального з них через урахування факторів, що впливають на ресурс поршня.

При виборі шляхів досягнення заданого ресурсу поршня прогресивним слід вважати підхід, який в рамках концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності дозволяє мати мінімальні обґрунтовані її запаси. Вирішити це питання можна, зокрема, шляхом покращання внутрішніх та зовнішніх параметрів математичних моделей опису процесів у ДВЗ.

У цьому сенсі внутрішніми параметрами, що підлягають удосконаленню, прийнято граничні умови задачі теплопровідності. Відомими є моделі опису коефіцієнту тепловіддачі для зони вогневого днища поршня, який представляють у вигляді $\alpha = z_1(l, N_n)$. Тут l – поточна координата твірної поверхні вогневого днища поршня, N_n – літрова потужність двигуна. Підвищити якість опису температурного стану поршня можна як шляхом урахування несиметричності температурного поля в окружному напрямі камери згоряння, так і шляхом урахування впливу швидкісного режиму роботи двигуна $\alpha = z_2(l, \theta, p_e, n)$, де θ – кутова координата положення твірної поверхні вогневого днища поршня, p_e – середній ефективний тиск, n – частота обертання колінчастого валу.

Зовнішніми параметрами є моделі експлуатації двигуна, які являють собою масиви дискретних сполучень значень крутного моменту, частоти обертання та наробітку двигуна для кожного репрезентативного режиму і перехідного процесу експлуатації швидкохідного дизеля. Внаслідок високого ступеня деталізації відомих моделей експлуатації зростають витрати часу при розрахунковій оцінці ресурсної міцності деталей. З цієї причини необхідними є скорочення часу аналізу конструкцій шляхом створення ієрархічних моделей експлуатації.

Використання на відповідних етапах процесу проектування поршня в САПР уточнених моделей опису ГУ задачі теплопровідності та ієрархічних моделей експлуатації двигунів дозволяє підвищити ефективність процесу проектування.

Другий розділ містить загальні положення методів і методик дослідження термонапруженого стану та прогнозування ресурсної міцності поршнів.

Запропоновано ідентифікувати несиметричну модель граничних умов задачі теплопровідності поршня за результатами експериментального дослідження в діапазоні експлуатаційних режимів навантаження дизеля. Для його проведення обрано вимірну систему, що включає хромель-алюмелеві термопари та стру-

можнімаючий пристрій з переривчастою передачею сигналу. Закладення термопар у тілі поршня виконано за допомогою капсулів, які виготовлені з алюмінієвого сплаву. Капсулі, що встановлені у відповідні отвори додатково проварені. Схему розміщення термопар у дослідному поршні подано на рис. 2.

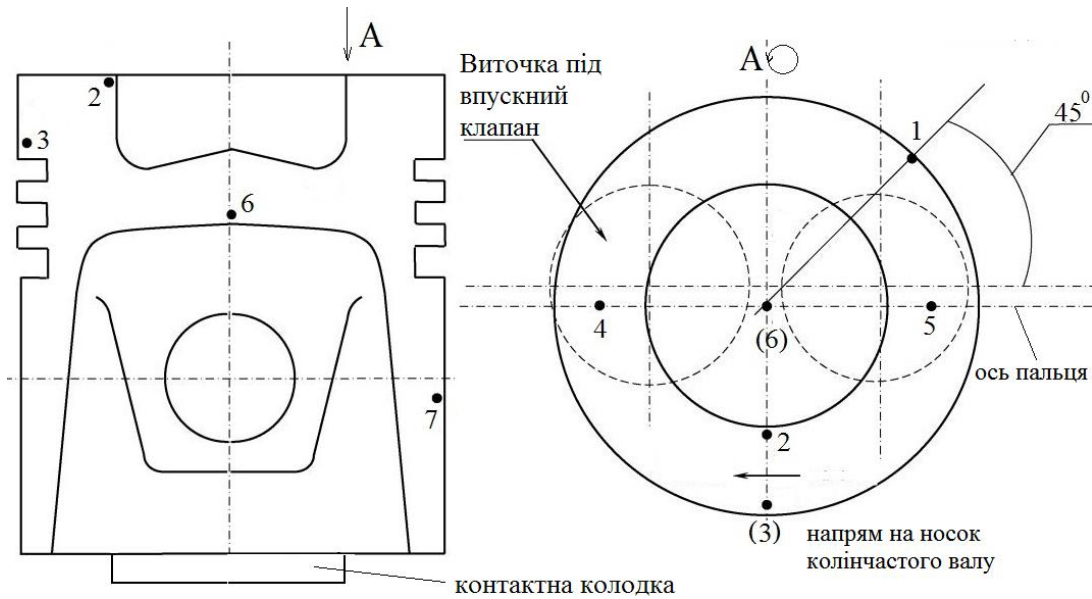


Рис. 2. Схема встановлення термопар у контрольних точках поршня

Для оцінки ресурсної міцності поршнів у зонах локальних екстремумів напруженості в даній роботі обрано методику, що заснована на сумісному урахуванні накопичення пошкоджень матеріалу, викликаних втомою (d_f) та повзучістю (d_s) з урахуванням передісторії навантаження двигуна

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j^{N0} \sum_k^{N1_j} \frac{1}{Nf_k^{(j)}} + \frac{1}{U^*} \sum_j^{N0} \sum_k^{N1_j} U_k^{(j)}, \quad (1)$$

де d_{fs} – сукупна величина накопичених пошкоджень від втоми й повзучості; $j = 1, 2, \dots, N0$ – сукупність перехідних процесів нестационарного навантаження поршня; $k = 1, 2, \dots, N1_j$ – сукупність всіх циклів низькочастотного навантаження деталі j -го перехідного процесу; $Nf_k^{(j)}$ – кількість циклів до руйнування, викликаних втомою, в умовах одиничного k -го циклу навантаження j -го перехідного процесу; $U_k^{(j)}$ – енергія розсіювання при повзучості, викликана одиничним k -им циклом навантаження j -го перехідного процесу; U^* – критична величина енергії розсіювання при повзучості. Умовою руйнування є $d_{fs} = 1$.

Тут величину $Nf_k^{(j)}$ встановлюють відповідно до рівняння Поспішила

$$\sigma_a^{(k)}{}_{\text{екв}} = \left\{ \sigma'_f \left[\left(2Nf_k^{(j)} \right)^c + \frac{\varepsilon_{\text{пл.н}}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \right\}^m \times \left\{ \sigma'_f \left[\left(2Nf_k \right)^c + \frac{\varepsilon_{\text{пл.н}}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} + E_{\text{еф}} \left[\varepsilon'_f \left(2Nf_k^{(j)} \right)^c + \varepsilon_{\text{пл.н}} \right] \right\}^{1-m}, \quad (2)$$

де $E_{\text{еф}}$ – модуль пружності матеріалу при ефективній температурі неізотермічного процесу $T_{\text{еф}}^{(k)}$; ε'_f – коефіцієнт втомної в'язкості; σ'_f – коефіцієнт втомної міцності; c – показник циклічної пластичності; b – показник циклічної міцності; $\varepsilon_{\text{пл.н}}$ – неруйнуюча пластична деформація, m – показник узагальненого співвідношення Нейбера.

При цьому, кожний цикл термонавантаження поршня в перехідному процесі роботи двигуна розбивається на $N2_k$ розрахункових підінтервалів тривалістю τ_i , для яких встановлюють величини температур $T_i^{(k)}$ і напружень $\sigma_i^{(k)}$.

Ефективна температура неізотермічного процесу

$$T_{\text{еф}}^{(k)} = \frac{1}{2} \left[T_{\text{max}}^{(k)} + \frac{1}{\tau_{\text{ц}}^{(k)}} \sum_i T_i^{(k)} \cdot \tau_i \right], \quad (3)$$

де $T_{\text{max}}^{(k)}$ – максимальна температура у k -му циклі навантаження дизеля; $\tau_{\text{ц}}^{(k)}$ – тривалість k -го циклу; $T_i^{(k)}$ – температура на i -му розрахунковому підінтервалі.

Співвідношення між результатами лінійного розрахунку $\sigma_i^{(k)}$ й дійсним станом матеріалу $\sigma_{\text{дi}}^{(k)}$ в зоні розглянутого локального екстремуму встановлено на основі узагальненого принципу Нейбера з урахуванням залежності Морроу

$$\sigma_i^{(k)} = \sigma_{\text{дi}}^{(k)m} \left[\sigma_{\text{дi}}^{(k)} + E_i \cdot \varepsilon'_f \left(\sigma_{\text{дi}}^{(k)} / \sigma'_f \right)^{c/b} \right]^{1-m}, \quad (4)$$

де E_i – модуль пружності матеріалу, визначений при температурі поршня T_i на розрахунковому інтервалі τ_i .

Наприкінці i -го інтервалу, внаслідок дії повзучості і релаксації, напруження зменшиться до величини σ_{τ_i} . Визначення величини σ_{τ_i} потребує додаткового розподілу інтервалу τ_i на підінтервали τ_l .

Розрахунок релаксації напружень на інтервалі τ_l виконується за формулами:

$$\Delta\sigma_l = E_i \cdot \dot{\varepsilon}_{pl} \cdot \tau_l; \quad (5)$$

$$\dot{\varepsilon}_{pl} = \text{sign}(\sigma_l) A_{0u} \exp[-k_1/T_i] (1 + D_u |\varepsilon_{pl}|^{-\alpha_u}) \cdot |\sigma_l|^n, \quad (6)$$

де $\Delta\sigma_l$ – величина релаксації напруження в кінці розрахункового інтервалу τ_l ; $\dot{\varepsilon}_{pl}$ – швидкість повзучості на розрахунковому інтервалі τ_l ; σ_l – значення напруження на початку розрахункового інтервалу τ_l ; A_{0u} , k_1 , D_u , α_u , n – коефіцієнти повзучості матеріалу; ε_{pl} – величина деформації повзучості на початок розрахункового інтервалу τ_l .

Величина деформації повзучості

$$\varepsilon_{pl} = \sum_j^{N0} \sum_k^{N1} \sum_i^{N2} \sum_l^{N3} \dot{\varepsilon}_{pl}^{(j,k,i)} \cdot \tau_l. \quad (7)$$

Енергія розсіяння при повзучості в умовах навантаження k -го циклу

$$U_k = \sum_i^{N2} \sum_l^{N3} \dot{\varepsilon}_{pl}^{(i)} \cdot \sigma_l^{(i)} \cdot \tau_l. \quad (8)$$

Вхідними параметрами для моделі прогнозування ресурсної міцності поршня є масиви температур та напружень у зоні кромки камери згоряння, які відповідають сукупності репрезентативних перехідних процесів навантаження двигуна. У розділі проаналізовано та обрано основний комплекс моделей для оцінки ресурсної міцності поршня на початкових стадіях його проектування в САПР. Для виконання чисельного моделювання стаціонарного температурного стану поршня обрано метод скінчених елементів та граничні умови 3-го роду задачі теплопровідності. Для моделювання нестационарного температурного стану в перехідному процесі навантаження двигуна обрано методіку, що базується на використанні показника темпу прогріву кромки камери згоряння; визначення нестационарного напруженого стану найбільш термонавантаженої зони поршня здійснено з використанням критерію Предводітелева.

Розрахунки величин накопичених пошкоджень кромки камери згоряння поршня здобувачем виконані з використанням запатентованого програмного забезпечення «Ресурс» кафедри двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП».

Третій розділ містить дані щодо проведеного в лабораторії кафедри ДВЗ НТУ «ХП» експериментального дослідження температурного стану поршня. Для цього було використано оснащений хромель-алюмелевими термопарами поршень 2-го циліндру дизеля 4ЧН12/14.

Обрано режими експериментального дослідження – чотири частоти обертання колінчастого валу та по 5-6 значень навантаження дизеля на кожній частоті. Режими відповідають можливості проведення регресійного аналізу результатів експерименту.

Отримані експериментальні дані щодо несиметричного температурного стану поршня дозволили встановити:

– температура поршня на режимах з близькими значеннями ефективної потужності двигуна відрізняється при різних частотах обертання колінчастого валу, особливо на часткових режимах навантаження. Так для кромки камери згоряння поршня ця розбіжність сягає 30°C при загальному перепаді температур у цій зоні в діапазоні режимів навантаження у 120°C ;

– температурний перепад в окружному напрямі днища поршня в зоні клапанів має місце на всіх режимах навантаження і досягає 20°C .

На основі цих даних показано, що ідентифікація моделі ГУ теплопровідності поршня повинна виконуватися як з урахуванням несиметричності його температурного стану в окружному напрямі камери згоряння, так і з урахуванням впливу частоти обертання колінчастого валу.

Четвертий розділ присвячено вдосконаленню моделі граничних умов 3-го роду поршня за результатами експериментального дослідження його температурного стану.

Уточнена несиметрична схема завдання ГУ подана на рис. 3.

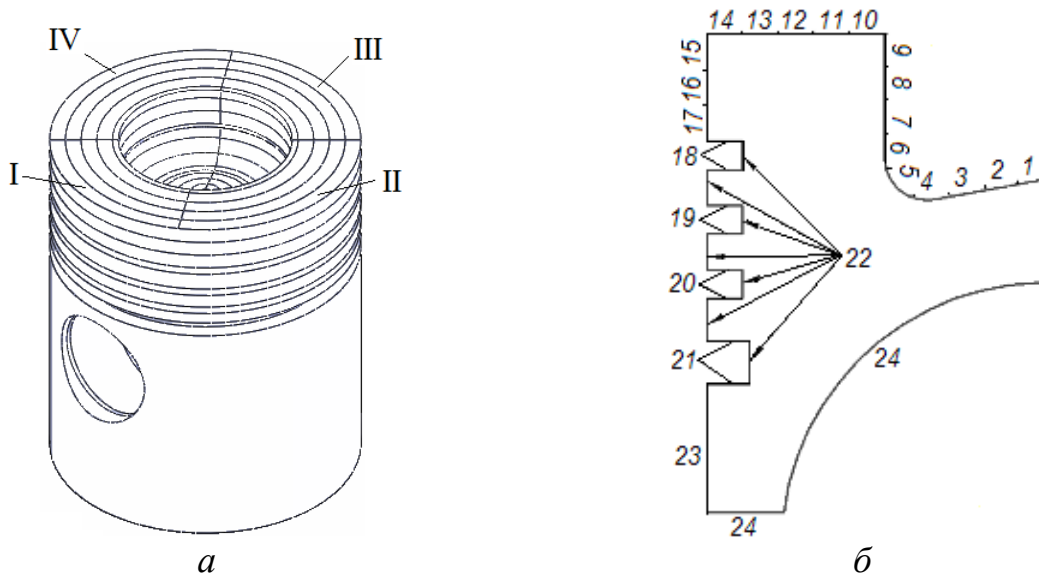


Рис. 3. Схема поділу поверхні камери згоряння на сектори (а) та нумерація ділянок кожного сектору (б)

З використанням методу планування експерименту отримано аналітичні залежності, які описують розподіл коефіцієнту тепловіддачі по вогневій поверхні камери згоряння в залежності від параметрів p_e і n . Розподіл α по довжині твірної поверхні камери згоряння, отримано апроксимацією для всіх режимів навантаження.

Шукані залежності коефіцієнту тепловіддачі для окремого сектору завдання ГУ представлено як:

$$\alpha_I(\bar{l}, \tilde{p}_e, \tilde{n}) = \left(0,527 + 1,481\bar{l} - 1,168\bar{l}^2 \right) \cdot \left(\begin{array}{l} 325,32 + 115,31\tilde{p}_e + 106,85\tilde{n} + 2,15\tilde{p}_e^2 + \\ + 57,09\tilde{n}^2 - 1,84\tilde{n}\tilde{p}_e \end{array} \right);$$

$$\alpha_{II}(\bar{l}, \tilde{p}_e, \tilde{n}) = \left(0,66 + 1,098\bar{l} - 0,888\bar{l}^2 \right) \cdot \left(\begin{array}{l} 260,57 + 83\tilde{p}_e + 61,69\tilde{n} + 3,9\tilde{p}_e^2 + \\ + 6,51\tilde{n}^2 - 1,11\tilde{n}\tilde{p}_e \end{array} \right);$$

$$\alpha_{III}(\bar{l}, \tilde{p}_e, \tilde{n}) = \left(0,608 + 1,29\bar{l} - 1,06\bar{l}^2 \right) \cdot \left(\begin{array}{l} 296,19 + 97,1\tilde{p}_e + 75,65\tilde{n} + 3,38\tilde{p}_e^2 + \\ + 16,56\tilde{n}^2 - 2,37\tilde{n}\tilde{p}_e \end{array} \right);$$

$$\alpha_{IV}(\bar{l}, \tilde{p}_e, \tilde{n}) = \left(0,721 + 0,688\bar{l} - 0,429\bar{l}^2 \right) \cdot \left(\begin{array}{l} 196,4 + 68\tilde{p}_e + 25,82\tilde{n} + 3,8\tilde{p}_e^2 + \\ + 26,7\tilde{n}^2 - 8,5\tilde{n}\tilde{p}_e \end{array} \right).$$

Тут \bar{l}, l_{\max} – відповідно, відносне та максимальне значення поточної координати твірної поверхні камери згоряння, що відраховуються від осі поршня, $\bar{l} = l/l_{\max}$; p_e, \tilde{p}_e та n, \tilde{n} – відповідно, абсолютні і нормовані значення середнього ефективного тиску та частоти обертання колінчастого валу, $\tilde{p}_e = (p_e - 0,435)/0,365$, $\tilde{n} = (n - 1450)/450$. Індeksi I-IV позначають сектори завдання ГУ відповідно до схеми рис. 3.

На рис. 4 за приклад наведено температурне поле поршня для двох режимів експериментального дослідження.

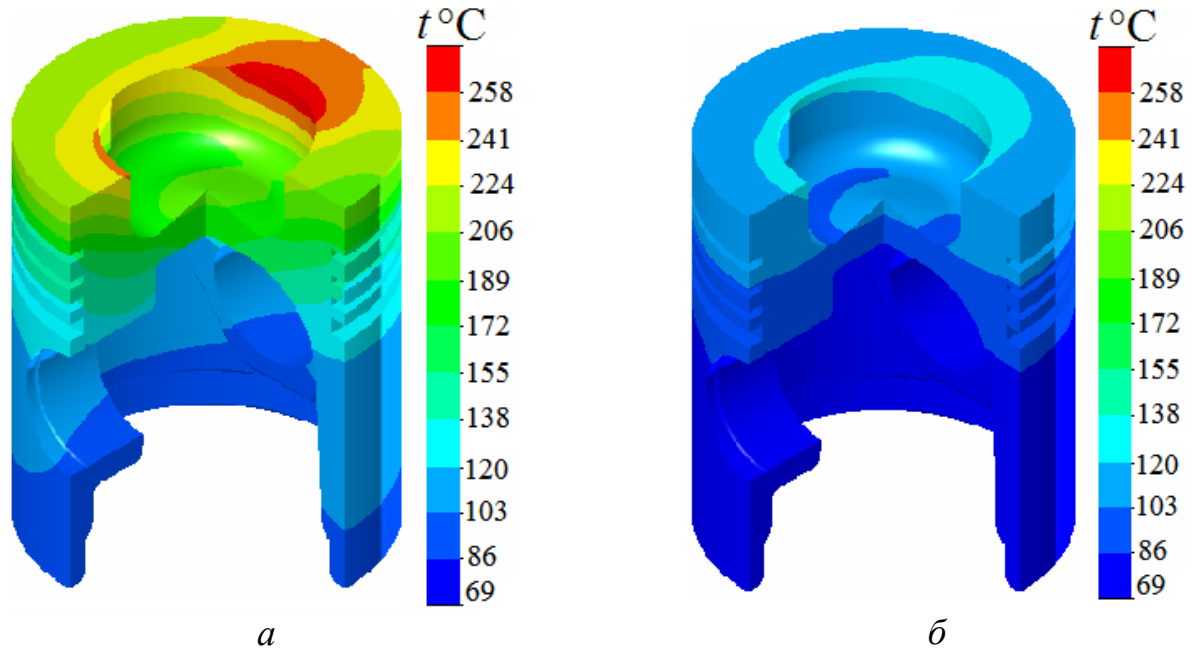


Рис. 4. Температурний стан поршня:
a – $n=1900$ хв⁻¹, $N_e=79,5$ кВт; *б* – $n=1000$ хв⁻¹, $N_e=3,7$ кВт

Перевірка застосування відомої симетричної моделі ГУ показала розбіжність між експериментальними та розрахунковими даними, яка в зоні клапанів досягає 26 К.

Перевірка вдосконаленої моделі ГУ в усьому діапазоні режимів експериментального дослідження показала, що розрахункові значення температур поршня в контрольних точках камери згоряння (див. схему рис. 2) відрізняються від експериментальних на 0,1–5% з максимальним відхиленням температур в зоні клапанів у 7,5 К. Точність визначення температур для режиму максимального крутного моменту ($n=1450$, $p_e=0,84$) не нижче 2,7% (3 К). Розрахункова температура кромки камери згоряння (т. 2) відрізняється від експериментальної на 3,7% (5,5 К) на режимі $n=1750$ хв⁻¹, $p_e=0,07$ МПа, та на 1,5% (3,8 К) на режимі $n=1900$ хв⁻¹, $p_e=0,8$ МПа. Таким чином, розроблену модель ГУ можна рекомендувати для застосування в процесі проектування поршня в САПР.

За результатами розрахунку ресурсної міцності поршня, виконаними на базі масивів температур, отриманих за відомою симетричною та вдосконаленою несиметричною моделями ГУ, встановлено, що у випадку використання симетричної моделі граничне значення величини накопичених пошкоджень кромки камери згоряння поршня досягається при завищеній на 10% ефективній потужності двигуна 4ЧН12/14.

П'ятий розділ присвячено вдосконаленню методики прогнозування в САПР ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів, аналізу заходів щодо підвищення ресурсної міцності поршня та узагальненню результатів дослідження.

В роботі запропоновано методику отримання ієрархічних стаціонарних моделей експлуатації двигунів різного призначення, що базується на об'єднанні репрезентативних режимів базових моделей (моделей верхнього рівня) з близьким температурним станом кромки камери згоряння поршня. При об'єднанні режимів, на яких температура кромки камери згоряння відрізняється не більше ніж на 5°C, отримано моделі середнього рівня, а при об'єднанні режимів з різницею температур не більше ніж у 10°C – моделі нижнього рівня. З використанням цього підходу було здійснено розробку ієрархічних стаціонарних та на їх основі нестаціонарних моделей експлуатації для автомобільних, комбайнових й тракторних дизелів. Приклад стаціонарних моделей експлуатації тракторного дизеля 4-ї категорії трьох рівнів складності наведено в табл. 1.

Таблиця 1

**Стаціонарні моделі експлуатації тракторного
двигуна 4-ї категорії при $N_n=25$ кВт/л**

№ режиму <i>v</i>	\bar{n}_e	\bar{N}_{ee}	$t_e, ^\circ\text{C}$	$P_e, \text{год}$	№ режиму <i>c</i>	№ режиму <i>n</i>
1	0,825	0,0825	179,4	170	1	1
2	0,975	0,0975	181,6	460		
3	1,075	0,1075	183,1	870		
4	0,825	0,2475	203,7	220	2	2
5	0,975	0,2925	210,3	420	3	
6	1,05	0,315	213,7	570		
7	0,825	0,4125	228,0	280	4	3
8	0,95	0,475	237,3	330	5	4
9	1,025	0,5125	242,8	980		
10	0,825	0,5775	252,4	230	6	5
11	0,95	0,665	265,3	360	7	6
12	1,025	0,7175	273,0	1050	8	
13	0,825	0,7425	276,7	180		
14	0,95	0,855	293,3	220	9	8
15	1	0,9	300,0	1230	10	
16	0,825	0,9075	301,0	70		
17	0,95	0,94875	307,1	180	11	
18	0,825	1,045	321,3	520	12	10

Індекс v відповідає моделі верхнього рівня, індекс c – моделі середнього рівня, а індекс n – нижнього.

Тут і далі \bar{n}_e – відносна частота обертання колінчастого вала; $\bar{N}_{ев}$ – відносна ефективна потужність; P_e – напрацювання двигуна; t_e – температура кромки камери згоряння поршня. Частота обертання та ефективна потужність для режимів моделей нижчих рівнів складності визначаються як середнє арифметичне значення цих параметрів для відповідних об'єднаних режимів базової моделі, а напрацювання двигуна – як сума напрацювань.

Отримано зменшення кількості репрезентативних режимів стаціонарних моделей експлуатації автомобільного двигуна – з 27 до 17 (модель середнього рівня) та до 10 (модель нижнього рівня), комбайнового двигуна, відповідно, з 26 до 14 та до 9, тракторного двигуна 4-ї категорії, відповідно, з 18 до 12 та до 10.

Встановлено, що при використанні нестационарних моделей експлуатації нижчих рівнів складності обсяг розрахункової інформації може бути зменшено для моделей середнього та нижнього рівнів складності автомобільного дизеля, відповідно, у 1,6–2,9 рази, комбайнового дизеля – у 1,8–3 рази, тракторного дизеля 3-ї та 4-ї категорії – у 1,5 й 1,9 рази.

З використанням отриманих ієрархічних моделей виконано прогнозування ресурсної міцності поршня в діапазоні рівнів форсування дизеля від 12 кВт/л до 30 кВт/л. Розглянуто два конструктивних варіанти поршня – зі струминним охолодженням (для рівнів форсування дизеля $N_d = 12$ кВт/л, 20 кВт/л та 25 кВт/л) та з галерейним охолодженням (для рівнів форсування дизеля $N_d = 25$ кВт/л та 30 кВт/л). Результати розрахунків представлено в табл. 2. Тут колонки 1-3 містять дані для моделей, відповідно, верхнього, середнього та нижнього рівнів складності. Встановлено вплив об'єднання репрезентативних режимів експлуатації дизеля за температурою кромки камери згоряння поршня на розрахункові значення його ресурсної міцності. Відмінність результатів між застосуванням моделей верхнього та нижнього рівнів сягає 13% для величин накопичених пошкоджень d_{fs} близьких до 1.

Отримані моделі нижчих рівнів складності рекомендовано для прогнозування ресурсної міцності поршня на початкових стадіях його проектування в САПР.

Таблиця 2

Результати розрахунку ресурсної міцності поршня дизеля 4ЧН12/14

N_d кВт/л	Величина накопичених пошкоджень d_{fs}								
	Автомобільний двигун			Комбайновий двигун			Тракторний двигун 4-ї категорії		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
12	0,0031	0,0026	0,0023	0,0029	0,0023	0,0019	0,0038	0,0033	0,0031
20	0,045	0,041	0,040	0,034	0,031	0,028	0,101	0,100	0,097
25	0,891	0,818	0,795	0,387	0,355	0,342	2,573	2,521	2,495
25*	0,154	0,139	0,138	0,109	0,099	0,103	0,445	0,449	0,432
30*	2,030	1,797	1,796	1,211	1,127	1,07	7,302	7,409	7,100

Примітка: * – галерейне охолодження.

Для визначення середньої експлуатаційної витрати палива в ГСКБД було розроблено модель експлуатації тракторного дизеля, яка має 8 репрезентативних режимів. При порівнянні моделі ГСКБД з розробленою моделлю експлуатації тракторного двигуна 4-ї категорії нижнього рівня складності встановлено, що основні режими вказаних моделей є близькими.

В результаті прогнозування ресурсної міцності поршня за цими двома моделями встановлено, що модель ГСКБД дає занижений на величину до 60% результат. Таким чином встановлено, що для забезпечення високих показників критеріїв якості двигуна в САПР відповідні математичні моделі повинні супроводжуватися специфічними ієрархічними моделями експлуатації.

При прогнозуванні ресурсної міцності поршня визначається температурний стан його кромки камери згоряння на кожному режимі перехідного процесу нестационарної моделі експлуатації. Оскільки моделі експлуатації містять режими роботи двигуна при різних частотах обертання колінчастого валу, постає питання вибору способу урахування частоти обертання колінчастого валу. В розділі розглянуто п'ять варіантів урахування частоти обертання колінчастого валу щодо прогнозування ресурсної міцності поршня. Варіанти 1-4 проілюстровано на рис. 5.

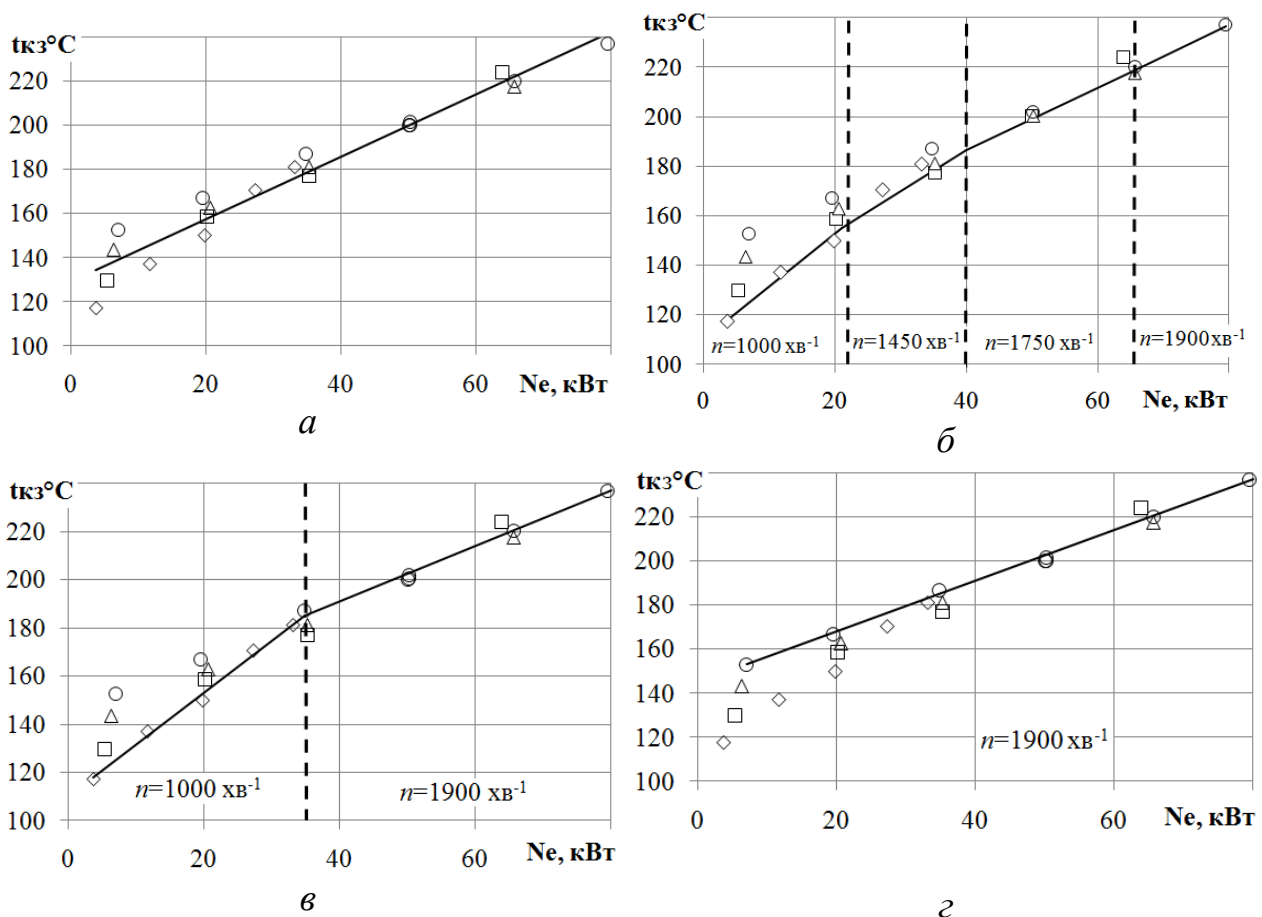


Рис. 5. Апроксимація температурного стану поршня:

a – варіант 1; *б* – варіант 2; *в* – варіант 3; *з* – варіант 4

\diamond – $n = 1000 \text{ xB}^{-1}$; \square – $n = 1450 \text{ xB}^{-1}$; Δ – $n = 1750 \text{ xB}^{-1}$; \circ – $n = 1900 \text{ xB}^{-1}$

За варіантом 1 для урахування температурного стану поршня передбачаєть-

ся отримання єдиної апроксимуючої залежності для всіх частот обертання колінчастого валу (див. рис. 5 а). Суттєвою перевагою такого підходу є його найменша трудомісткість. Однак, в зоні малих навантажень матиме місце збільшення різниці між розрахунковими та дійсними значеннями температур.

Варіант 2 передбачає послідовний перехід по частотам обертання в залежності від потужності двигуна (див. рис. 5 б). Моменти переходу позначені вертикальними лініями.

Згідно з варіантом 3 передбачається врахування температур для двох значень частоти обертання $n=1000 \text{ хв}^{-1}$ та $n=1900 \text{ хв}^{-1}$. Тут, як і для варіанту 2, не враховується робота двигуна на часткових навантаженнях при підвищених частотах обертання колінчастого валу.

Варіант 4 передбачає урахування температури для частоти обертання $n=1900 \text{ хв}^{-1}$. Трудомісткість такого підходу відповідає трудомісткості варіанту 1. Однак, тут не враховується експлуатація двигуна на часткових режимах при малих частотах обертання колінчастого валу.

Варіант 5 передбачає урахування температури для всіх частот обертання згідно з обраною моделлю експлуатації двигуна. Трудомісткість такого підходу є найбільшою.

Для рівня форсування двигуна 21,3 кВт/л отримано наступні значення величини накопичених пошкоджень: для варіанту 1 – 2,09; для варіанту 2 – 0,454; для варіанту 3 – 0,453; для варіанту 4 – 0,419; для варіанту 5 – 0,899.

На цій основі рекомендовано на початкових етапах проектування поршня в САПР застосовувати перший варіант урахування його температурного стану, який відповідає концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності. Вказаний підхід є менш трудомістким у порівнянні з варіантом, що враховує повну множину частот обертання колінчастого валу двигуна. Застосування варіантів 2-4 є неприйнятним внаслідок суттєвого заниження розрахункової величини накопичених пошкоджень. Для прогнозування ресурсної міцності поршня на остаточних стадіях проектування слід застосовувати підхід, що враховує увесь масив частот обертання колінчастого валу згідно з обраною моделлю експлуатації двигуна. Такий підхід дозволяє в рамках концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності створювати конструкції з мінімальними обґрунтованими запасами міцності.

Використання ідентифікованих несиметричних моделей ГУ 3-го роду, які враховують вплив частоти обертання колінчастого валу дизеля, розроблених ієрархічних моделей експлуатації двигунів та запропонованих варіантів урахування температурного стану поршня для різних частот обертання колінчастого валу є суттю удосконалення методики прогнозування ресурсної міцності поршня в процесі його проектування в САПР.

Проаналізовано технологічні й конструктивні заходи щодо підвищення ресурсної міцності поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14, які були обрані у розділі 1:

- встановлено, що при застосуванні низькотеплопровідного шару, утвореного на поверхні камери згоряння поршня, ефективна потужність дизеля 4ЧН12/14 може бути підвищена на 14 кВт без зміни рівня накопичених пошкоджень в зоні кромки камери згоряння без застосування заходів інтенсифікації його охолодження;

- встановлено, що при інтенсифікації охолодження поршня рівень форсування

двигуна може бути збільшено з 24,5 кВт/л до 27,5 кВт/л, що відповідає зростанню його ефективної потужності на 18 кВт без зміни рівня накопичених пошкоджень в зоні кромки камери згоряння;

– встановлено, що при регулюванні масляного охолодження поршня розрахункова величина накопичених пошкоджень в зоні кромки камери згоряння для рівня форсування дизеля 25 кВт/л може бути зменшена на 20%;

– отримано два патенти України на винаходи на конструкції поршнів з порожнинами галерейного масляного охолодження.

Оскільки застосування заходів щодо підвищення ресурсної міцності поршня засноване на концепції гарантованого її забезпечення, використання запропонованої методики дозволяє здійснювати визначення залишкового ресурсу, та за необхідності, його продовження. Для форсованого швидкохідного дизеля пропонується використання системи моніторингу та продовження ресурсу поршнів, яка передбачає збір даних щодо їх температурного стану та подальший централізований аналіз для формування висновків щодо подальшої експлуатації.

ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні вирішена важлива для двигунобудування науково-практична задача з розвитку теоретичних положень та удосконалення методики прогнозування ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів у САПР. Проведене дисертаційне дослідження дозволило отримати наступні наукові та практичні результати:

1. Удосконалено модель граничних умов 3-го роду теплопровідності поршня. Запропоновано локальні по поверхні камери згоряння несиметричні в її окружному напрямі залежності коефіцієнту тепловіддачі від середнього ефективного тиску та частоти обертання колінчастого валу швидкохідного дизеля.

2. Встановлено вплив несиметричного в окружному напрямі камери згоряння температурного поля поршня на ресурсну міцність кромки його камери згоряння. Встановлено, що у випадку використання симетричної моделі ГУ граничне значення величини накопичених пошкоджень кромки камери згоряння поршня досягається при завищеній на 10% ефективній потужності двигуна 4ЧН12/14.

3. Оцінено ступінь впливу частоти обертання колінчастого валу двигуна на ресурсну міцність кромки камери згоряння поршня. Встановлено, що урахування частоти обертання дозволяє в рамках концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності поршня зменшити розрахунковий запас його ресурсної міцності у порівнянні з відомими моделями практично у два рази і більше.

4. Запропоновано методику отримання ієрархічних стаціонарних моделей експлуатації двигунів енергетичних установок різного призначення, що базується на об'єднанні репрезентативних режимів експлуатації з близьким температурним станом поршня. Отримано ієрархічні моделі стаціонарного і нестаціонарного експлуатаційного навантаження двигунів установок різного призначення. Для проектування поршнів автомобільних, тракторних та комбайнових дизелів зменшено обсяг розрахункової інформації у 1,5-3 рази.

5. Встановлено вплив об'єднання репрезентативних режимів експлуатації ди-

зеля за температурою кромки камери згоряння поршня на розрахункові значення ресурсної міцності поршня.

6. Встановлено, що для забезпечення високих показників заданих критеріїв якості двигуна в САПР відповідні математичні моделі повинні супроводжуватися специфічними ієрархічними моделями експлуатації енергетичних установок.

7. Вдосконалено методику прогнозування ресурсної міцності поршня швидкохідного форсованого дизеля. Методика передбачає використання ідентифікованих несиметричних моделей ГУ 3-го роду, які враховують вплив частоти обертання колінчастого валу дизеля, застосування на відповідних етапах процесу проектування поршня в САПР різних підходів до урахування частоти обертання колінчастого валу та використання ієрархічних моделей експлуатації двигунів.

8. Проаналізовано заходи щодо підвищення ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів та визначено чисельні значення їх впливу. Отримано два патенти України на нові конструкції поршнів з порожнинами галерейного масляного охолодження.

9. Отримані здобувачем результати мають практичне значення й використовуються у ПАТ «АВТРАМАТ», у практиці наукових досліджень та у навчальному процесі кафедри двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» при викладанні дисциплін «Теплообмін в ДВЗ», «Надійність ДВЗ», «Перспективні конструкції ДВЗ», при написанні студентами науково-дослідних магістерських робіт.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Матвеєнко В.В. Підвищення економічності методу прогнозування ресурсної міцності поршнів двигунів енергетичних установок різного технологічного призначення / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, В.В. Матвеєнко, І.Г. Омельченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 46-50. *Здобувач брав участь у прогнозуванні ресурсної міцності поршнів двигунів різного технологічного призначення та формулюванні висновків.*

2. Матвеєнко В.В. Оцінка впливу комплексу конструктивних та регулювальних параметрів дизеля ЧН12/14 на теплонапруженість і ресурсну міцність поршня / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, О.В. Білогуб, І.М. Карягін, В.Т. Коваленко, С.В. Обозний, В.В. Матвеєнко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 48-51. *Здобувач брав участь у проведенні експериментального дослідження температурного стану поршня дизеля 4ЧН12/14.*

3. Матвеєнко В.В. Аналіз ефективності 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. *Здобувач брав участь у прогнозуванні ресурсної міцності поршнів.*

4. Матвеєнко В.В. Розробка напрямів підвищення ефективності масляного охолодження / О.В. Матюха, В.О. Пильов, В.В. Матвеєнко, В.Т. Турчин // Вісник Національного технічного університету «ХП». – 2010. – №32. – С. 12-15. *Здобувач брав участь у аналізі літературних джерел та формулюванні висновків.*

5. Матвеєнко В.В. Результати оцінки ресурсної прочності поршня автотрак-

торного дизеля при учете локального теплообмена в камере сгорания / В.В. Матвеевко, В.А. Пылёв, А.В. Матюха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. №2. – С. 78–81. *Здобувачем виконано ідентифікацію несиметричних граничних умов теплообміну поршня та проведено оцінку ресурсної міцності його кромки камери згоряння.*

6. Матвеевко В.В. Влияние регулируемого струйного масляного охлаждения поршня на ресурсную прочность кромки его камеры сгорания / В.В. Матвеевко, В.Т. Турчин, В.А. Пылёв, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, И.А. Нес-теренко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2011. – №21. – С. 29-33. *Здобувач брав участь у чисельному моделюванні температурного стану поршня та прогнозуванні ресурсної міцності його кромки камери згоряння.*

7. Матвеевко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня на различных скоростных режимах работы двигателя /В.В. Матвеевко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2012. – №19. – С. 118-120.

8. Матвеевко В.В. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя / В.В. Матвеевко, В.А. Пылёв, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С. 120-124. *Здобувачем виконано прогнозування ресурсної міцності поршня за різними варіантами урахування його температурного стану та розроблено рекомендації щодо їх використання при проектуванні поршня у САПР.*

9. Матвеевко В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В. Матвеевко, В.А. Пылёв // Грузовик. М., – 2011. – №3. – С. 6-8. *Здобувачем виконано розробку економічних теоретичних моделей експлуатації двигунів автомобільного, комбайнового й тракторного призначення.*

10. Пат. 96675 Україна, МПК F02F 3/00. Поршень для двигуна внутрішнього згоряння / Пильов В.О., Коваленко В.Т., Матвеевко В.В., Пасечник М.Д., Зуєв І.Г., Стасік Р.О.; заявник та власник патенту Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – № а201006849; заявл. 03.06.10; опубл. 25.11.11, Бюл. № 22. *Здобувач виконував розрахунки теплонапруженого стану запропонованої конструкції.*

11. Пат. 96676 Україна, МПК F02F 3/00, F01P 3/10, F01P 3/06, F16J 1/00. Поршень для двигуна внутрішнього згоряння / Пильов В.О., Матвеевко В.В., Матюха О.В.; заявник та власник патенту Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – № а201006871; заявл. 03.06.10; опубл. 25.11.11, Бюл. № 22. *Здобувач виконував розрахунки теплонапруженого стану запропонованої конструкції.*

12. Матвеевко В.В. Основні напрямки та шляхи вирішення проблеми забезпечення призначеного ресурсу високофорсованого транспортного дизеля / В.В. Матвеевко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковський, М.В. Прокопенко, Н.І. Літвінцева // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: 3-я Всеукр. наук.-техн. конф., 21-22 травня 2009 р.: тези доп. – Первомайськ: ППІ НУК, 2009. – С. 30-31. *Здобувачем на основі аналізу літературних джерел виділено основні напрями та шляхи вирішення проблеми забезпечення призначеного ресурсу високофорсованого транспортного дизеля.*

13. Матвеевко В.В. Особенности накопления поврежденных ползучести в особо

теплонапряженных зонах поршней ДВС / В.А. Пылев, А.В. Белогуб, В.Т. Турчин, В.В. Матвеевко // Двигатель-2010: междунар. конф., посв. 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана, 16 окт. 2010 г.: сб. науч. трудов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 153-156. *Здобувачем виконано прогнозування ресурсної міцності поршнів двигунів автомобільного й тракторного призначення для рівнів їх форсування від 18 кВт/л до 35,6 кВт/л.*

АНОТАЦІЇ

Матвеевко В.В. Прогнозування ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів у САПР. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2012.

Дисертація присвячена прогнозуванню ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів у САПР. Актуальність даної роботи полягає у підвищенні ефективності процесу проектування поршня в САПР за рахунок удосконалення методики прогнозування його ресурсної міцності на основі застосування концепції гарантованого забезпечення ресурсу конструкції.

Вдосконалено модель граничних умов 3-го роду задачі теплопровідності поршня. Запропоновано локальні по поверхні камери згоряння несиметричні в її окружному напрямі залежності коефіцієнту тепловіддачі від середнього ефективного тиску та частоти обертання. Вперше оцінено вплив несиметричного в окружному напрямі камери згоряння температурного поля поршня та частоти обертання колінчастого валу швидкохідного дизеля на ресурсну міцність кромки камери згоряння поршня. Запропоновано методику та розроблено ієрархічні стаціонарні та нестаціонарні моделі експлуатації. Вдосконалено методику прогнозування ресурсної міцності поршня, що передбачає застосування на різних стадіях процесу проектування поршня у САПР різних підходів до урахування частоти обертання колінчастого валу та використання моделей експлуатації двигунів різних рівнів складності. Виконано аналіз заходів щодо підвищення ресурсної міцності поршнів на стадії їх проектування. Запропоновано дві конструкції поршнів з порожнинами галерейного масляного охолодження на які отримано патенти України на винаходи.

Ключові слова: швидкохідний дизель, поршень, модель експлуатації, ресурсна міцність, ресурсне проектування.

Матвеевко В.В. Прогнозирование ресурсной прочности поршней форсированных быстроходных дизелей в САПР. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков, 2012.

Диссертация посвящена прогнозированию ресурсной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей в САПР. Актуальность данной работы заключается в повышении эффективности процесса проектирования поршня в САПР

за счет совершенствования методики прогнозирования его ресурсной прочности на основе применения концепции гарантированного обеспечения ресурса.

В работе выполнено усовершенствование модели граничных условий задачи теплопроводности поршня путем учета их несимметричности и влияния частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Опираясь на результаты экспериментального исследования температурного состояния поршня дизеля 4ЧН12/14, выполнена идентификация граничных условий задачи теплопроводности поршня. Предложены локальные по поверхности камеры сгорания несимметричные в ее окружном направлении зависимости коэффициента теплоотдачи от среднего эффективного давления и частоты вращения коленчатого вала.

С целью снижения объема расчетной информации при прогнозирования ресурсной прочности в САПР предложена методика получения иерархических стационарных моделей эксплуатации двигателей различного назначения. Путем объединения репрезентативных режимов базовой модели (модели верхнего уровня), для которых температура кромки камеры сгорания поршня отличается не более, чем на 5°C получены модели среднего уровня, а при объединении режимов с разностью температур не более, чем в 10°C – модели нижнего уровня. На основе стационарных моделей были получены соответствующие нестационарные модели, которые позволяют сократить объем расчетной информации до 2,9 раза для автомобильного двигателя, до 3 раз – комбайнового, до 1,9 раза – тракторного двигателя 4-й категории. Установлено, что расчетные значения ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня, отличаются незначительно для моделей различных уровней сложности. В работе показано, что для обеспечения высокой эффективности проектирования двигателей в САПР, при учете комплекса критериев его качества, функциональные математические модели должны сопровождаться специфическими моделями эксплуатации.

Для прогнозирования ресурсной прочности поршня необходимо иметь данные о термонапряженном состоянии кромки его камеры сгорания. Обычно экспериментальные массивы температур обрабатывают с помощью метода наименьших квадратов с целью получения их линейной зависимости от уровня форсирования двигателя. Частота вращения коленчатого вала при этом не учитывается. Такой подход обосновывается тем, что разбросы значений температур имеют место лишь на частичных режимах, влияние которых на процесс разрушения является минимальным. Однако в работах Пылева В.А. было показано, что наличие релаксации напряжений на частичных режимах приводит к интенсификации процесса релаксации напряжений на последующих тяжелых режимах, что интенсифицирует процесс накопления повреждений. В работе рассмотрены различные варианты аппроксимации температурного состояния кромки камеры сгорания, отличающиеся способом учета температуры модельных режимов нагружения двигателя. В ротационных циклах поиска оптимума конструкции на начальных стадиях процесса проектирования поршня в САПР рекомендуется использовать единую аппроксимирующую зависимость. Это обеспечивает снижение трудоемкости процесса проектирования поршня и соответствует концепции гарантированного обеспечения его ресурса. На заключительных стадиях процесса проектирования температурное состояние следует учиты-

вать для всех частот вращения коленчатого вала согласно выбранной модели эксплуатации двигателя.

Использование несимметричных моделей граничных условий, учитывающих влияние частоты вращения коленчатого вала дизеля, разработанных иерархических моделей эксплуатации двигателей и предложенных вариантов учета температурного состояния поршня для различных частот вращения коленчатого вала являются сутью усовершенствования методики прогнозирования ресурсной прочности поршня в процессе его проектирования в САПР.

Выполнен анализ мероприятий по повышению ресурсной прочности поршней форсированных быстроходных дизелей на стадии их проектирования, а именно: интенсификация масляного охлаждения поршня, регулирование охлаждения поршня и гальваноплазменная обработка поверхности огневого днища поршня и камеры сгорания. Предложены две конструкции поршней с полостями галерейного масляного охлаждения, на которые получены патенты Украины на изобретения.

Ключевые слова: быстроходный дизель, поршень, модель эксплуатации, ресурсная прочность, ресурсное проектирование.

Matveenko V. Resource strength of the pistons predicting of forced high-speed diesel engines in CAD/CAE. – On the rights of a manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.05.03 – engines and power plants. – National Technical University “Kharkiv Polytechnic institute”, Kharkiv. – 2012.

The dissertation is devoted to resource strength of the pistons predicting of forced high-speed diesel engines in CAD/CAE. The relevance of this work is to improve the efficiency of the piston design process in CAD/CAE by improving methodology of forecasting its resource strength by applying the concept of guaranteed resource maintenance.

The model of 3rd kind boundary conditions of the piston thermal conductivity problem improved. Local by the combustion chamber surface and asymmetrical in its circumferential direction dependences of the heat transfer coefficient from the average effective pressure and engine speed proposed. The impact of the temperature field, that's asymmetrical in the circumferential direction of the combustion chamber, and diesel engine speed on the resource strength of the piston combustion chamber edge first estimated. Proposed the technique and designed hierarchical stationary and non-stationary models of operation. Methodology of the piston resource strength forecasting, which assumes applying at various stages of the piston design process in CAD/CAE different approaches to diesel engine speed taking into account and using models of exploitation of different complexity levels, been improved. Have been analyzed the measures to improve the pistons resource strength at the design stage. Have been proposed two piston structures with cavities of oil cooling which received patents of Ukraine for inventions.

Keywords: high-speed diesel engine, model of exploitation, resource strength, resource designing.

Підп. до друку 19.04.2013 р. Формат видання 145x215. Формат паперу 60x90/16.
Папір офсет. Цифровий друк. Гарнітура Times New Roman. Обсяг авт. арк. 0,9.
Наклад 100 прим. Зам. № 16.

Видавець і виготовлювач
Копі-центр «МОДЕЛІСТ» (ФО-П Миронов М.В.),
вул. Червонопрапорна, 3 літер Б-1, м. Харків-2, 61002
Тел. 7-170-354
www.modelist.in.ua

Свідоцтво про державну реєстрацію ВО №022953 від 31.03.1994 р.
