

ЕКСПЕРТНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВТОМОБІЛЯ ЧЕРЕЗ МОДЕЛІ ТЕПЛООБМІНУ

Хрулев Олександр Едуардович, доктор техн. наук, старший науковий співробітник, судовий експерт, e-mail: alo.engine@gmail.com, тел. +38 096 616 183, ORCID <http://orcid.org/0000-0002-6841-9225>.

Кривошапов Сергій Іванович, к.т.н., доцент, кафедра інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. Говоруценка М.Я., тел. +38 0660574773, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>

Козлов Олександр Володимирович – аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: alexandrexcars@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0006-3607-9410>

Леонтєв Денис Вадимович, здобувач третього рівня навчання (аспірант), кафедра інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. Говоруценка М.Я., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: samodelkin.renault@gmail.com

Проблема оцінки пошкоджень деталей двигуна, особливо його механізмів, які працюють в умовах порушень експлуатації автомобіля є складним завданням. Така оцінка потребує певної кваліфікації, спеціального обладнання, є досить затратною і має суб'єктивний характер. Застосування математичних моделей при проведенні таких досліджень повинне покращити об'єктивність висновку експерта. Для цього в роботі визначено аналіз математичних моделей, які покладено до основи удосконаленого експертного методу оцінки пошкоджень двигуна. Ці моделі при певних умовах застосування дозволяють вирішити зворотну задачу руйнування деталей механізму двигуна. Раніше такі моделі застосовувались при проектуванні двигуна за умов відсутності порушень експлуатації автомобіля. Моделювання в практиці проведення експертних досліджень призвано покращити їх інформаційну та об'єктивну складові при визначення причин несправностей двигуна внаслідок порушень умов експлуатації автомобіля.

Аналіз практики експертних досліджень різних несправностей [1, 2, 3] також показує, що правильне визначення їх причин і побудова яких-небудь методик неможливо без докладного опису й аналізу всіх їхніх ознак. При цьому важливо, що розв'язати пряме завдання, а саме, тільки по характеру руйнування (зламу) окремих деталей [4, 5] визначити причину, по якій вони перетворилися в уламки, неможливо, а спроба саме так підійти до розв'язку завдання є типовою помилкою експертів, що не дозволяє правильно виявити причину несправності [6].

Саме для правильного визначення причини необхідно вирішувати зворотне завдання – установити ознаки, які з'явилися на деталях внаслідок

їхнього початкового ушкодження ще в той час, коли деталі зберігали працездатність [7, 8]. Тоді, якщо знати й виявити всі такі ознаки, можна встановити не тільки факт, але й причину несправності.

Із цією метою насамперед необхідно визначити місце експертних досліджень у загальному комплексі науково-дослідних і конструкторських робіт. Саме в цьому полягає основна складність таких досліджень, причому найбільш складним виявляється визначення причин передчасних відмов двигунів у гарантійний період, установлений виробником, коли крім порушення умов експлуатації [9], необхідно розглядати й виробничі причини несправностей [10].

Аналіз опублікованих джерел [11, 12] показує, що відомі на сьогодні способи (назвемо їх умовно методиками) визначення причин несправностей і відмов двигунів в експлуатації можна розділити на 3 групи. Це: таблиці несправностей, довідники несправностей, методики діагностики технічного стану.

У результаті правильне визначення причини несправності на практиці найчастіше вдається тільки фахівцеві із серйозною підготовкою й експертним досвідом дослідження причин несправностей [13, 14] – в інших випадках великий ризик помилитися, одержати повторну відмову й подвоїти, а іноді й потроїти власні витрати на ремонт транспортного засобу. Розробка моделей, що описують процеси ушкодження у ДВС, мабуть, базується на основних фізичних законах механіки, термодинаміки, газової динаміки, гідравліки, опору матеріалів і інших загальнотехнічних наук.

Розглянемо моделі, які застосовують при дослідженні процесів газообміну й робочих процесів у циліндрі ДВС. Моделювання процесів ДВС, особливо, коли мова йде про теплові процеси, неможливо виконати без закону збереження енергії (теплового балансу) [15].

Рівняння теплообміну застосовне також для окремих деталей ДВС, якщо вони нагріваються або прохолоджуються. Так, для клапана теж можна записати рівняння, яке фактично описує зміна його внутрішньої енергії du за часом dt у процесі нагрівання-охолодження:

$$dU = (Q_r - Q_c - Q_k - Q_m) dt, \quad (1)$$

де Q_r – кількість теплоти, що надходить у головку клапана від газів у камері згоряння, що мають температуру T ; Q_c , Q_k , Q_m – кількість теплоти, що йде в сідло, у вступника до клапана повітря й у напрямну втулку за рахунок теплопровідності уздовж стрижня клапана, відповідно.

Згідно [15] залежність для контактного теплообміну в сполученні клапана із сідлом:

$$Nu_c = (623 \lambda_{cp} / \lambda_{np} - 3,6) (p_\phi / \sigma_b)^{0,43} \quad (2),$$

де p_ϕ – тиск контакту; $\lambda_{cp} / \lambda_{np}$ – відношення коефіцієнта теплопровідності

середовища, що заповнює межконтактні проміжки, до наведеного коефіцієнта теплопровідності (приблизно $\lambda_{cp} / \lambda_{mp} = 110 \cdot 10^{-4}$); σ_B – межа міцності матеріалу сідла (у розрахунках прийняте $\sigma_B = 500$ МПа).

Зміна внутрішньої енергії пов'язана зі зміною температури головки клапана T_V , її питомою теплоємністю c_p і масою m тим же самим рівнянням (1), у якому $m = \rho \cdot V$ – маса, ρ , V – щільність матеріалу й обсяг головки клапана.

Багато деталей ДВС сполучено один з одним, на поверхні сполучення виникає контактний теплообмін. Найбільш напружені умови виникають в області контакту клапана із сідлом, коли при порушенні контакту можливий перегрів і ушкодження клапана. Це визначає важливість математичного опису й моделювання механізму ушкодження, пов'язаного з порушенням умов контакту.

Незважаючи на наявність рекомендацій [15], визначити без експериментальних даних по двигуну досліджуваного типу надійне значення H по якій-небудь відомій методиці не представляється можливим – принаймні, результати такого розрахунків представляються сумнівними, а його вплив на кінцевий результат неприйнятно більшим. Внаслідок чого для практичних завдань важливо знайти алгоритми, що дозволяють уникнути використання даного параметра.

Для багатьох практичних завдань потрібно також оцінити втрати теплоти в стінки камери згоряння. Особливо це важливо при моделюванні внутрішніциліндрових процесів, для чого необхідно розраховувати коефіцієнт тепловіддачі від газу в стінку камери згоряння.

У загальному випадку для одержання точних результатів потрібна оцінка застосовності різних формул і вибір найбільш відповідних для розглянутого завдання. Однак у зв'язку з тим, що для експлуатаційних завдань метою розрахунків є визначення загального характеру зміни температури і її різниці для різних елементів системи охолодження в нестационарному режимі, в 1-м наближенні можна використовувати апріорі обрані варіанти.

Так, відома формула Ейхельберга [15] є однією з найбільш простих за структурою й зручних для застосування в розглянутих завданнях моделювання ушкоджень:

$$\alpha_1 = 7,8^3 \sqrt{C_m} \cdot \sqrt{p_1 \cdot T_1} \quad (3),$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від робочого середовища до стінки; T_1 – температури робочого середовища; C_m – середня швидкість поршня, м/с ($C_m = S \cdot n / 30$); S – хід поршня; n – частота обертання колінвала, хв⁻¹; p_1 – середнеєфективний тиск, МПа.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газу до головки клапана використовується також не менш відома формула Вошни [15], перевагою якої є облік параметрів:

$$\alpha_r = 128 (10 p)^{0,8} \omega^{0,8} / (T^{0,53} \cdot D^{0,2}) \quad (4),$$

де p , T – тиск і температура газу в циліндрі (МПа й К); D – діаметр

циліндра; m ; ω – швидкісний коефіцієнт, пропорційний середньої швидкості поршня $C_m = S \cdot n / 30$.

Розрахункові рівняння, використовувані в програмі, отримані із закону збереження енергії (1-го закону термодинаміки) і рівняння стану ідеального газу:

$$\begin{cases} dQ - dW = dE + dH \\ p = \frac{m}{V} RT \end{cases}, \quad (5)$$

де m , V – маса й обсяг газу в циліндрі; $dQ = dQ_1 - dQ_2$ – теплота, яка підводить при згорянні палива (Q_1) і приділяється в стінки (Q_2); $dW = pdV$ – робота, чинена газом; $dE = C_v dT$ – зміна внутрішньої енергії; C_p , C_v – питомі теплоємності газу; $dH = C_{p_{in}} T_{in} dm_{in} - C_{p_{ex}} T_{ex} dm_{ex}$ – зміна ентальпії; C_{pi} , T_i , dm_i – питома теплоємність, температура й маса, що втікає (*in*) /, що впливає (*ex*) потоків відповідно.

Після перетворень отримані наступні рівняння для розрахунків зміни тиску й температури в циліндрі, які використовуються в програмі:

$$\begin{cases} dp = p \left(\frac{dQ + dH}{mC_v T} - k \frac{dV}{V} \right) \\ dT = \frac{dQ - pdV}{mC_v} \end{cases}, \quad (6)$$

де $k = \frac{C_p}{C_v}$ – коефіцієнт питомої теплоємності.

Вхідне в систему рівнянь зміна обсягу циліндра dV розраховується з геометричних і кінематичних характеристик кривошипно-шатунного механізму [15], що дозволяє одержати залежність швидкості зміни обсягу від кута повороту φ коленвала в загальному виді як:

$$dV = f_1(\varphi, D, S, \varepsilon, \dots) d\varphi, \quad (7)$$

де D , S , ε – геометричні розміри двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стиску і т.д.); $d\varphi$ – крок обчислень по куту повороту колінчатого вала.

Необхідно відзначити, що модель, реалізована в програмі Lotus Engine Simulation, також розраховує плин газу у випускних каналах, що примикають до циліндра впускних і, як одномірне, що дозволяє врахувати динамічні (хвильові) явища в трубопроводах і їх вплив на процеси в циліндрі. Для експлуатаційних завдань це має важливе значення, оскільки визначає умови теплообміну на деталях, у тому числі, на головках клапанів.

Висновки

1. Незважаючи на серйозні зусилля в дослідженнях, конструюванні й діагностуванні ДВЗ, застосовувані до теперішнього часу методики при

проведенні експертних досліджень пошкоджень двигуна, визначення причин його несправностей мають обмежену застосовність, не мають універсальність і, як правило, не дозволяють із необхідної для практики вірогідністю знаходити причину несправності (відмови) двигунів.

2. Аналіз методік по визначенню причин несправностей ДВЗ виявив недостатню їх кількість та якість, для розв'язку практичних завдань. У багатьох випадках пошук причини несправності припускає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка нерідко носить суб'єктивний характер, сильно залежить від кваліфікації дослідника й може привести до помилкового визначення причини несправності.

3. Недостатньо пророблені питання застосовності відомих математичних моделей до завдань ушкодження деталей і вузлів ДВЗ. Фактично методи моделювання взагалі не застосовуються в експертних завданнях визначення причин несправностей.

Література

1. MAHLE (2016) Engine Components and Filters: Damage profiles, Probable Causes and Prevention, Technical Information MS3-1109, Farmington Hills, MAHLE Aftermarket Inc., 76.

2. Missan G.S., Keswani I.P. (2016) Analysis of Causes of Engine Overheating due to Cooling System Failure Using Pareto Principle. – International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), Volume 36, Number 5, 242–248.

3. Henning P., Walsh D., Yurko R. et. al. (2017) Predictive Equipment Maintenance. Oil Analysis Handbook. Third Edition. Chelmsford, Spectro Scientific, 120.

4. Greuter E., Zima S. (2012) Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. SAE International, 568.

5. MS Motorservice (2016) Piston damage – Recognizing and rectifying. Service tips & infos. Article No. 50003 973–02. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 92.

6. Khrulev, A.E., Saraiev, O.V. (2021) Local Abrasive Wear in Automobile Internal Combustion Engines. Monograph. LAP LAMBERT Academic Publishing, Chisinau, 70.

9. Khrulev A.E., Saraiev O.V. (2021) The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. Автомобільний транспорт, 48, 5-16. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5>.

10. Dmitriev S.A., Khrulev A.E. (2020) Some aspects of influence of the connecting rod design on the output parameters of high-speed internal combustion engines. Проблеми тертя та зношування, №1(86), 23-37. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(86\).144855](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(86).144855).

11. Laskowski R. (2015) Fault Tree Analysis as a tool for modeling the marine main engine reliability structure. Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin, no.41 (113), 71-77.

13. MAHLE Clevite (2008) Turbocharger: Damage Profiles, Causes, and Prevention. Technical information MO-2-613. MAHLE Clevite Inc., United States, 16.

14. Miller J. (2008) Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems (S-A Design) Pa-perback, CarTech, 160.

15. Cengel, Yu.A. (2015). Heat and Mass Transfer. Fundamentals and Applications, McGraw–Hill Education New–York, USA, 968.

УДК 621.431

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА ПРИ ПРОВЕДЕННІ АВТОТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЕРТИЗИ

Хрулев Олександр Едуардович, доктор техн. наук, старший науковий співробітник, судовий експерт, e-mail: alo.engine@gmail.com, тел. +38 096 616 183, ORCID <http://orcid.org/0000-0002-6841-9225>.

Сараєва Ірина Юріївна, канд. техн. наук, доцент, кафедра інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. Говоруценка М.Я., Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sarayeva9@gmail.com ORCID: [0000-0003-2362-023X](https://orcid.org/0000-0003-2362-023X)

Дібров Віталій Костянтинович, здобувач третього рівня навчання (аспірант), кафедра інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. Говоруценка М.Я., Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: v.dibrov0201@gmail.com ORCID: [0000-0003-2362-023X](https://orcid.org/0000-0003-2362-023X)

Сохін Андрій Андрійович – аспірант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, e-mail: sokhin.andriy94@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2120-4120>

Поява несправності двигуна в експлуатації сучасного автомобіля нерідко приводить до порушення ряду функціональних параметрів і звичайно викликає реакцію системи самодіагностики шляхом запису коду помилки та спрацьовування лампи несправності (MIL). На етапі ушкодження і його початкового розвитку система самодіагностики може бути корисна для локалізації несправності з метою наступного визначення її причини. Дійсно, сучасні системи самодіагностики деяких транспортних засобів дозволяють в окремих випадках зафіксувати й ідентифікувати момент початкового експлуатаційного ушкодження, звідки іноді навіть можна одержати навіть точний час від початкового ушкодження до відмови. Практика показує, що зробити це можна як у початковий період після первинного ушкодження, так і після його розвитку й виникнення відмови. Однак використовувати ці дані для створення якихось кількісних закономірностей найчастіше неможливо через вплив особливостей конструкції конкретних ДВС, режимів роботи після ушкодження, особливостей запису й зберігання інформації в більшості систем