

Розробка математичних критеріїв оцінки якості діагностування циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля

Сараєва І. Ю.¹, Хрулев О. Е.¹, Воробйов О. М.¹

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

***Анотація.** У роботі аналізуються можливість застосування різних математичних моделей та критеріїв оцінювання якості відповідно до проблем сучасної діагностики автомобіля. Розглядається найбільш складний об'єкт діагностики автомобіля – двигун внутрішнього згоряння та особливо навантажені його елементи, які входять до циліндро-поршневої групи. Запропоновані критерії оцінки якості діагностування циліндро-поршневої групи. Показана можливість представлення показників якості в багатомірному просторі, в якому кожна мірність відповідає певній групі властивостей. Для надання комплексної оцінки описаний ряд показників властивостей якості, що мають певну формалізовану інтерпретацію і дозволяють більш об'єктивно, інформативно та однозначно отримати діагностичне заключення щодо функціонування складних технічних об'єктів.*

***Ключові слова:** якість; показники якості; безпека; кількісна оцінка якості; транспортні засоби; телематика; ергономічність; експертиза.*

Вступ

Технічна діагностика охоплює три типи завдань визначення технічного стану об'єкта. Це – завдання діагностування об'єкта в теперішній момент часу, завдання прогнозування технічного стану об'єкта, у якому він виявиться в деякий майбутній момент часу, і завдання визначення технічного стану об'єкта в деякий момент у минулому.

Застосовують математичні моделі нормально функціонуючого об'єкта й математичні моделі несправного об'єкта. Ці два типи моделей можуть суттєво відрізнятися, тому що поява несправності може викликати появу нової зміни, що характеризує ступінь розвитку несправності. Для завдань діагностування математичні моделі застосовуються з метою встановлення зв'язки між структурними й діагностичними параметрами.

Перевагою аналітичної моделі при постановці діагнозу є можливість одержання числових значень структурних параметрів. Це дозволяє визначити технічний стан об'єкта не тільки в момент діагностування, але й, накопичуючи одержувану інформацію, аналізувати зміну структурних параметрів у функції

пробігу з метою прогнозування технічного стану.

Більше поширення в практиці діагностування циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна одержали емпіричні та напівемпіричні моделі, які мають достатню точність, однак, не вимагають проведення великого і постійного обсягу експериментів.

Параметри робочих і супутніх процесів у двигуні дуже зручно ухвалювати за непрямі ознаки технічного стану ЦПГ, тому що вони доступні виміру й при цьому не потрібно істотного розбирання двигуна. Однак, далеко не кожний вихідний параметр може стати діагностичним параметром, тобто застосовуватися при проведенні операцій діагностування. Існують певні критерії, запропоновані до діагностичних параметрів. Ці критерії якості сформувалися в процесі розвитку технічної діагностики.

Мета та постановка задачі

Мета роботи – на підставі аналізу різних типів математичних моделей технічної діагностики двигуна автомобіля переглянути і удосконалити критерії оцінки якості діагносту-

тиск робочого тіла в циліндрі; M , $dM/d\phi$ – маса робочого тіла в циліндрі і її зміна за кут $d\phi$; V , $dV/d\phi$ – обсяг циліндра і його зміна за кут $d\phi$.

Зміна маси робочого тіла перебуває з урахуванням масового видатку, що впливає газу через нещільності [4]:

$$M_{pac} = \mu F_{om} \sqrt{2 \left[\frac{k}{k-1} \right] p_1 \rho_1 \times \left[\left(p_2 / p_1 \right)^{2/k} - \left(p_2 / p_1 \right)^{(k+1/k)} \right]}, \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт видатку повітря; F_{om} – еквівалентна площа отвору; p_1 – тиск того середовища, звідки відбувається закінчення; ρ_1 – щільність того середовища, звідки відбувається закінчення; p_2 – тиск того середовища, куди відбувається закінчення.

Будь-яка аналітична модель видатку газу ускладнюється з обліком докритичного й надкритичного плинину газів [5, 6]. Тому вираження типу (7) описує лише докритичний плин газів, коли:

$$p_2 / p_1 < \beta_{kp} = \left[2 / (k + 1) \right]^{(k/k-1)}, \quad (8)$$

де β_{kp} – критичне відношення тисків p_2 / p_1 .

У випадку ж надкритичного плинину газів при $p_2 / p_1 \geq \beta_{kp}$ масовий видаток газу через нещільності визначається по вираженню [4]:

$$M_{pac} = \psi_{max} \mu F_{om} \sqrt{p_1 \rho_1}, \quad (9)$$

де ψ_{max} – коефіцієнт, $\psi_{max} = 0,685$.

Еквівалентна площа отвору перебуває за графіком, побудованому за результатами вимірів [66]:

$$F_{om} = f(V), \quad (10)$$

де $f(V)$ – величина відносних витоків повітря з надпоршневого простору.

Гранично припустимі величини витоків і видатку картерних газів для бензинових двигунів визначені за питомими значеннями цих параметрів, виходячи з того, що площа зазорів прохідного перетину для газів F_{om} пов'я-

зана з розмірністю двигуна й еквівалентна вираженню [119]:

$$F_{om} = \pi D S, \quad (11)$$

де D – діаметр циліндра; S – величина зазорів між кільцем і стінкою циліндра.

Перевага даного типу аналітичних моделей укладається в тому, що відображається динаміка зміни компресії в циліндрі з урахуванням ступеня герметичності надпоршневого простору. Однак, як показують дослідження учених в області динаміки пневматичних систем і машин, недоліком математичних моделей, що описують динамічні зміни тиску повітря в ємності, є складність визначення функції видатку [5, 6].

Для цього потрібно проведення попереднього циклу складних експериментальних і теоретичних досліджень із добором різних прохідних перетинів. Динамічна модель передбачає еквівалентну заміну конструкції ідеалізованими елементами динамічному ланцюга, еквівалентними ємностями й зосередженими опорами (рис. 1).

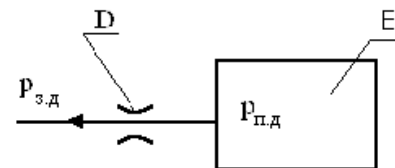


Рис. 1. Схема пневматичної системи: Д – дросельний опір руху повітря; Е – ємність циліндра.

Миттєвий масовий видаток повітря через дросель рівний [7]:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_D = \mu \cdot f \cdot \vartheta_{kr} \cdot \frac{p_{n.o}}{R \cdot T} \cdot \phi(\sigma), \quad (12)$$

де μ – поправочний коефіцієнт видатку повітря; f – площа поперечного перерізу каналу дроселя, m^2 ; ϑ_{kr} – критична швидкість плинину повітря, m/s ; $p_{n.o}$ – тиск у резервуарі перед дроселем, звідки впливає повітря, Па; $\phi(\sigma)$ – безрозмірна функція видатку повітря; R – газова постійна, для повітря $R=287,14 m^2/(s^2 \cdot K)$; T – абсолютна температура робочого тіла, К.

Критична швидкість визначається з вираження $\vartheta_{kr} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$, де k - показник адиабати рівний $k=1.4$ [24, 29-32].

Функція видатку $\phi(\sigma)$ являє собою закон зміни масового видатку повітря через пневмоспротивление залежно від зміни безрозмірного коефіцієнта тиску σ , яке визначається відношенням тиску в порожнині за дроселем $p_{зд}$, у яку надходить повітря, до тиску повітря перед дроселем $p_{нд}$, звідки випливає повітря, $\sigma = p_{зд}/p_{нд}$ [5].

Функція видатку $\phi(\sigma)$ також залежить від функції $u(\sigma)$ швидкості струменя у вихідному перетині каналу: $\phi(\sigma) = \sigma^{\frac{1}{k}} u(\sigma)$. Більша складність термодинамічних процесів у пневматичних системах є причиною того, що дотепер теоретично не отримана газодинамічна функція видатку $\phi(\sigma)$ реальних пневмоспротивлений. Тому в цей час у динамічних розрахунках використовуються різні спрощені емпіричні залежності або видаткові функції, отримані для геометричного сопла з рядом довільних допущень [6].

Залежно від співвідношення тисків у функції видатку при розгляді перехідних процесів у динамічних моделях розрізняють надкритичний плин газів при $\sigma \leq 0,528$ і докритичний плин газів при $\sigma > 0,528$ [5].

Функція видатку $\phi(\sigma)$ через геометричне сопло для адиабатичного процесу згідно з формулою Сен-Венана й Ванцеля рівняється відповідно для докритичного й надкритичного режимів плину газу [7]:

$$\phi(\sigma_d) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{2}{\sigma^k} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)},$$

$$\phi(\sigma_n) = 0,579. \quad (13)$$

Згідно з експериментами Ф.Е. Санвила критичний режим плину газу в реальних клапанах і трубопроводах може досягатися при співвідношеннях тисків у функції видатку $\phi(\sigma)$ значно менших 0,5, або зовсім не досягатися. З обліком цього Ф.Е. Санвилл запропонував для розрахунків емпіричну видаткову функцію [6]:

$$\phi(\sigma) = \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma - \sigma_{кр}}{1 - \sigma_{кр}} \right)^2}, \quad (14)$$

де $\sigma_{кр}$ – експериментальне критичне співвідношення тисків.

Функція (14) крім наявності двох режимів плину газу передбачає проведення попереднього експерименту для визначення $\sigma_{кр}$ і поправочного коефіцієнта μ .

Розбивка перехідного процесу на два режими плину газу й відповідно використання двох видів рівнянь приводить до ускладнення математичної моделі. З метою спрощення математичної моделі в роботі Е.В. Герц [5] запропонована функція видатку для плину, що встановився, газу по трубопроводу, яка передбачає в розрахунках один режим плину газу:

$$\phi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{2k(\xi - \ln \sigma)}}, \quad (15)$$

де ξ – коефіцієнт опору трубопроводу.

Функція (15) не має аналітичного розв'язку й донедавна не знаходила широкого поширення в практичних розрахунках.

У практиці розрахунків пневматичних систем досить часто використовується спрощена гіперболічна функція видатку, отримана Н.Ф. Метлюк і В.П. Автушко [7]:

$$\phi(\sigma) = A \frac{1 - \sigma}{B - \sigma} = A \frac{p_{n,d} - p_{з,d}}{B p_{n,d} - p_{з,d}}, \quad (16)$$

де A, B – коефіцієнти горизонтальної й вертикальної асимптот гіперболи, $A=0,654$, $B=1,13$; $p_{з,d}$ – тиск за дроселем, Па.

Гіперболічна функція дозволяє одержати аналітичний розв'язок диференціального рівняння, що описує миттєвий видаток повітря через дросельний опір [7]:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_D = \mu f \vartheta_{kr} \frac{p_{n,d}}{RT} A \frac{p_{n,d} - p_{з,d}}{B p_{n,d} - p_{з,d}}. \quad (17)$$

Невідповідність емпіричних функцій видатку дійсним термодинамічним процесам компенсується поправочним коефіцієнтом видатку μ , який визначається експериментальним шляхом для кожного конкретного дросельного опору. Точність динамічного розрахунків визначається не стільки видом використовуваної функції видатку, скільки точністю визначення коефіцієнта видатку μ .

Завдання по визначенню функції видатку

ускладнюється тим, що прохідний перетин через нещільності ЦПГ може мінятися не тільки залежно від зношування сполучень, але й із цілого ряду інших причин. Точність визначення функції витратку буде залежати: по-перше, від кількості масла, що попадає в циліндри й ущільнюючого зазори; по-друге, від кількості палива, що попадає в циліндри, що й вимиває масляну плівку; по-третє, від довільного положення поршневих кілець у різні моменти руху поршня; по-четверте, від швидкості руху поршня.

Безперервна зміна прохідного перетину в зазорах ЦПГ ставить під сумнів точність одержання діагностичної інформації, як за допомогою аналітичних моделей, так і за допомогою методу діагностування по витокові стисненого повітря із циліндрів. В останньому випадку розглядається статичне положення поршня, коли відсутній динамічний процес наростання тиску в надпоршневому просторі.

На підставі практичних досліджень знайдена залежність зміни компресії від умовного зазору в ЦПГ [1, 3]:

$$\Delta P_c = 2,4 \lg(S_{cpy} - 0,2), \quad (18)$$

де S_{cpy} – середній умовний зазор у ЦПГ двигуна.

Номінальне значення величини тиску стиску можна визначити по спрощеній емпіричній залежності [1, 3]:

$$P = 1,55 \cdot \varepsilon - 2,35, \quad (19)$$

Істотним недоліком моделей (18), (19) є те, що вони, по-перше, не дозволяють виявити несправності ЦПГ, не зв'язані зі зниженням компресії, наприклад, зношування поршневих кілець, поршня й циліндра. По-друге, не представляється можливим установити причину зниження компресії, яка може бути зв'язана як з несправністю ЦПГ, так і з порушенням герметичності клапана. У-третіх, немає даних про припустимі границі параметра.

Емпіричним шляхом установлена залежність зміни потужності механічних втрат, амплітуди вібрації й температури газів, що відробили, від числа оборотів двигуна при підвищених износах ЦПГ [1,3]:

$$U = ae^{bn_b + cn^2}, \quad (20)$$

де U – величина контролюваного параметра; n_e – число оборотів колінчатого валу; a, b, z – коефіцієнти враховуючі ступінь зношування ЦПГ і режим контролю.

Однак, сам автор відзначає, що чутливість цих параметрів до зношування ЦПГ незначна.

Дослідженню автоматизованого логічного процесу постановки діагнозу присвячена робота [8]. У роботі приводиться синтез загальної моделі об'єкта діагностики автомобільних агрегатів і дається опис взаємозв'язків між безліччю технічних станів (несправностей) і безліччю діагностичних сигналів. Завдання синтезу моделі діагностики ставиться у вигляді «чорного ящика», вхідні й вихідні параметри якого можуть ухвалювати нескінченну безліч значень на певному інтервалі. Синтез моделі діагностики трактується, як пошук оператора, що привласнює безлічі структурних параметрів X безлічі діагностичних сигналів S , за умови, що безліч вхідних впливів U в умовах діагностування стабілізується:

$$S = F[X, Y]. \quad (21)$$

Розв'язок діагностичних завдань в автоматизованому режимі можливо з використанням математичної логіки, яка використовується в дискретній математиці, при складанні програмного забезпечення промислових комплексів автоматичних і автоматизованих систем керування [9,10, 11].

Важливе значення для правильного діагностування має досвід експериментальних досліджень різних несправностей ЦПГ, зокрема, отриманий при проведенні автотехнічної експертизи. Це ушкодження деталей ЦПГ, викликані гідродаром при влученні рідини в циліндр [16, 17], абразивним зношуванням деталей [18, 19], зношуванням клапанів і сідел, у тому числі, при використанні рідкого газу в якості палива [20], перегрівом двигуна при відмові системи охолодження [21], перегрівом і обривом клапана [22], а також порушенням осьової фіксації поршневого пальця [23].

У рамках методології експертної оцінки причин зазначених несправностей створені математичні моделі, що описують виникнення й розвиток гідродару, перегріву клапана й абразивного зношування деталей. Ці моделі можуть бути об'єднані за допомогою структурно-логічної моделі, створеної на основі

логіко-імовірнісного методу [24], що дозволяє одержати комплексну систему для визначення не тільки технічного стану, але й самої причини несправності. Тим самим, методи експертних досліджень несправностей ЦПП доповнюють діагностичні методи, в тому числі, в області серйозних ушкоджень, що особливо важливо при діагностуванні двигунів у стані після відмови

Критерії оцінки якості діагностування ЦПП

Для забезпечення належної вірогідності й економічності процесу діагностування діагностичні параметри повинні бути чутливі, однозначні, стабільні й інформативні.

Чутливість діагностичного параметра розцінюється, як його збільшення dI стосовно зміни технічного стану du [1]:

$$K_r = \frac{dI}{du}, \quad (22)$$

Автор [12] дає більш точну оцінку чутливості діагностичного параметра, як відно-

шення збільшення цього параметра ds до зміни структурного параметра dx :

$$K_r = \frac{dS}{dX}, \quad (23)$$

і чисельно оцінює чутливість діагностичного параметра через його відносну зміну в межах усього діапазону наробітку об'єкта від номіналу до настання несправного стану:

$$\Delta S = \left| \frac{S_p - S_n}{S_n} \right|, \quad (24)$$

де S_p – граничне значення діагностичного параметра; S_n – номінальне значення діагностичного параметра.

У роботі [13] вказується, що інформативну здатність кожного з методів діагностики можна оцінити коефіцієнтом інформативності, який показує динаміку зміни значень діагностичних параметрів у функції пробігу й наводить приклад відносно циліндропоршневої групи (табл. 1).

Таблиця 1 – Оцінка інформативності діагностичних параметрів ЦПП

Діагностичний параметр	Значення параметра		Коефіцієнт інформативності
	max	min	
Вигар масла, г/ч	180	10	0,945
Витік повітря із циліндрів, %	85	25	0,706
Прорив газів у картер двигуна, л/хв.	250	74	0,704
Тиск такту стиску, *105 Па	8,0	5,5	0,303
Розрідження усмоктування, мм рт. Ст	450	400	0,112
Потужність двигуна, л.с	115	108	0,06

Згідно із запропонованою методикою зі збільшенням коефіцієнта інформативності $K_{инф}$ росте й розв'язна здатність коштів виміру. Причому слід уважати задовільним інформативність того або іншого методу діагностування, якщо $K_{инф} \geq 0,5$.

Якщо проаналізувати значення коефіцієнта інформативності, мінімальні й максимальні значення діагностичних параметрів, що приводяться в таблиці, і відновити вид вираження, по яких будувалася дана таблиця, то одержимо:

$$K_{инф} = \frac{X_{max} - X_{min}}{X_{max}}, \quad (25)$$

де X_{max} – граничне значення діагностичного параметра; X_{min} – номінальне значення діаг-

ностичного параметра.

При порівнянні виражень (24) і (25) проявляється їхня явна математична подібність. Крім того, по-перше, дана методика обмежена тільки показом динаміки зміни значень діагностичних параметрів у функції пробігу й не передбачає облік інших можливих несправностей. По-друге, значення діагностичного параметра є випадковою величиною, як, втім, і його екстремуми.

Тому пропонується чутливість діагностичного параметра оцінювати, як відносна зміна середньостатистичного значення випадкової величини в межах границі припустимих значень:

$$\Delta(\bar{x}) = \left| \frac{\bar{x}_d - x_{pd}}{\bar{x}_d} \right|, \quad (26)$$

де \bar{x}_d – середньостатистичне значення випадкової величини діагностичного параметра; x_{pd} – гранично припустиме значення випадкової величини діагностичного параметра.

Наприклад, якщо призначена величина мінімально припустимої компресії $x_{pd}=0,958$ МПа й установлене $\bar{x}_d = 1,29$ МПа. На підставі чого чутливість величини компресії в сучасних бензинових двигунів до порушення герметичності клапана й заляганню поршневих кілець складе:

$$\Delta(\bar{x}) = \left| \frac{1,29 - 0,958}{1,29} \right| \approx 0,26,$$

що для діагностичного параметра є задовільним. Це значить, що при порушенні герметичності клапана або заляганні поршневих кілець середньостатистичне значення величини компресії буде зменшуватися більш ніж на 26%.

Однозначність діагностичного параметра означає відсутність екстремума в діапазоні від початкового до граничного значень зміни структурного параметра. Цей критерій можна записати в такий спосіб: $\frac{dS}{dX} \neq 0$.

По відношенню тільки до двом несправностям: порушення герметичності клапана й залягання поршневих кілець – величина компресії буде однозначно свідчити про можливу несправність. У випадку зношування ЦПГ зміна величини компресії може бути неоднозначним внаслідок можливого влучення масла в циліндри двигуна.

Стабільність діагностичного параметра визначається варіацією його значень при багаторазовому вимірі на об'єктах, що мають ту саму величину відповідного структурного параметра. Її оцінюють за допомогою середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma_{\Pi(u)} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [\Pi(u) - \bar{\Pi}(u)]^2}{n-1}}, \quad (27)$$

де $\Pi(u)$ – значення параметра при певному технічному стані; $\bar{\Pi}(u)$ – математичне очікування, що характеризує стабільність параметра; n – кількість значень параметра при багаторазовому вимірі на об'єктах.

Нестабільність діагностичного параметра знижує його фактичну чутливість. Тому для оцінки тісноти зв'язки діагностичного параметра зі структурним використовують відношення:

$$K'_r = \frac{K_r}{\sigma_{\Pi(u)}}. \quad (28)$$

Залишається незрозумілим, який діагностичний параметр можна вважати стабільним, а який нестабільним. Очевидно, що чим більше розкид випадкової величини діагностичного параметра, тем він менш стабільний.

Згідно із законом більших чисел при багаторазовому вимірі випадкової величини, щільність її розподілу прагне до нормального розподілу, а середньостатистичне значення до математичного очікування [14].

У цьому випадку повинне виконуватися правило «трьох сигм», сутність якого полягає в тому, що, якщо випадкова величина розподілена нормально, те абсолютна величина її відхилення від математичного очікування не перевершує потроєного середньоквадратичного відхилення.

Отже, діагностичний параметр можна вважати стабільним, якщо виконується нерівність:

$$\bar{x}_d - x_{pd} < 3\sigma. \quad (29)$$

Інформативність діагностичних параметрів є їхньою найважливішою якістю при діагностуванні складних механізмів, які можуть мати кілька несправностей. При цьому інформативність діагностичного параметра розглядається як зниження вихідної фізичної ентропії (невизначеності) на величину ентропії після використання діагностичної інформації [12]:

$$I_i = H_x - H_i, \quad (30)$$

де H_x - вихідна невизначеність технічного стану об'єкта; H_i – ентропія після використання діагностичної інформації.

Повнота контролю при використанні діагностичного параметра виражається, як від-

ношення інформативності до вихідної невизначеності [12]:

$$K_I = \frac{I_i}{H_x}. \quad (31)$$

Однак, сам автор виражень (30, 31) указує на складність одержання даних для визначення ентропії H_x і H_i по імовірнісних зв'язках з несправностями об'єкта й пропонує інформативність і повноту контролю діагностичних параметрів оцінювати по тісноті зв'язку з головними параметрами робочих процесів – потужності, видатку палива. Основний недолік пропонованого способу оцінки інформативності стосовно технічного стану ЦПГ укладається в тому, що вихідна ентропія збільшиться пропорційно кількості несправностей двигуна, що впливають на зміну потужності й видатку палива.

Інформативність є одним з найважливіших властивостей діагностичного параметра. Вона характеризує вірогідність діагнозу, одержуваного в результаті виміру значень параметра. При загальному діагностуванні, коли виявляється несправність об'єкта в цілому, інформативність визначають зі спільного аналізу щільності розподілу параметрів $f_1(P)$ і $f_2(P)$, що відповідають свідомо справним і несправним об'єктам [15]. Чим менше ступінь «перекриття» розподілів, тем менше помилок буде при використанні для постановки діагнозу даного параметра, тем він інформативніше. Для кількісного визначення інформативності необхідно підрахувати величину «площі перекриття» - імовірність помилки діагнозу. Ця величина буде тем менше, чим сильніше відрізняються значення параметра P_1 і P_2 для справного й несправного станів об'єкта й чим менше розкид значень параметра для кожного стану. Тому для оцінки інформативності можна використовувати величину [15]:

$$I(P) \approx \frac{|\bar{P}_1 - \bar{P}_2|}{\sigma_1 + \sigma_2}, \quad (32)$$

де \bar{P}_1 – математичне очікування параметра P_1 для справного об'єкта; \bar{P}_2 – математичне очікування параметра P_2 для несправного об'єкта; σ_1 – середньоквадратичне відхилення параметра P_1 ; σ_2 – середньоквадратичне відхилення параметра P_2 .

Чим вище інформативність діагностичного параметра, тем на більшу величину знижується невизначеність стану об'єкта діагностування при використанні даного діагностичного параметра, тем вище вірогідність діагнозу.

Недолік вираження (32) укладається у відсутності чіткої кількісної границі між інформативним і малоінформативним параметрами. Для уточнення цього питання розглянемо щільності розподілу припустимого й граничного значень діагностичного параметра. З умови того, що інформативним буде той діагностичний параметр, у якого щільності розподілів його випадкової величини при справному й несправному стані об'єкта не мають площ перекриття в діапазоні середньоквадратичного відхилення, запишемо нерівність:

$$|\bar{x}_d - \bar{x}_{pn}| > (\sigma_d + \sigma_{pn}), \quad (33)$$

де \bar{x}_{pn} – середньостатистичне значення діагностичного параметра несправного об'єкта; σ_d, σ_{pn} – середньоквадратичне відхилення від середньостатистичного відповідно для справного й несправного об'єкта.

Перенесемо праву частину нерівності (33) у ліву, одержимо границю між інформативним і малоінформативним діагностичним параметром:

$$\frac{|\bar{x}_d - \bar{x}_{pn}|}{(\sigma_d + \sigma_{pn})} > 1. \quad (34)$$

Отримана нерівність (34) ставить умова, при виконанні якого діагностичний параметр можна вважати інформативним.

Наприклад, на підставі експериментальних досліджень з використанням методу математичної статистики була встановлена середньостатистична величина компресії

$\bar{x}_{pn} = 0,647$ МПа для бензинових двигунів з несправної ЦПГ і порушеною герметичністю клапана. Підставивши отримані характеристики випадкової величини компресії в нерівність (34), одержимо: $\frac{1,29 - 0,647}{0,123 + 0,26} > 1$, звідки

$1,68 > 1$. На підставі чого можна затверджувати, що величина компресії є досить інформативним діагностичним параметром при виникненні несправності бензинового двигуна,

пов'язаної з порушенням герметичності клапана або заляганням поршневих кілець.

Додаткові дані для формулювання критеріїв оцінки дають результати експертних досліджень технічного стану двигунів, що мають серйозні ушкодження аж до втрати працездатності. При цьому важливо, що критерії оцінки для різних станів двигуна можуть бути різними.

Якщо для працездатного двигуна з різними видами ушкоджень ЦПГ важлива інформативність діагностичних параметрів, то у двигуна у випадку серйозних ушкоджень і особливо, у стані відмови на перший план виходить необхідність правильного визначення причини цієї відмови. Основна проблема полягає в тому, що в стані відмови більшість діагностичних параметрів втрачають не тільки інформативність, але й саму можливість їх виміру (наприклад, неможливо виміряти компресію у двигуна із заклинившим колінчастим валом). Або можуть знадобитися додаткові дослідження для правильної інтерпретації значень діагностичних параметрів (приміром, падіння компресії внаслідок деформації шатуну після гідродару). У такому випадку діагностика як метод визначення технічного стану може бути доповнена експертними методами визначення причин виникнення й розвитку несправностей, щоб зробити дослідження технічного стану двигуна більш повним і закінченим.

У якості прикладів можна вказати на ушкодження ЦПГ і відмови, викликані гідродаром (рис.1, а), абразивним зношуванням (рис.1, б) і перегрівом (рис.1, в).

Відомість ознак і інших характерних рис цих і інших видів несправностей дозволяє виявити умовні діагностичні параметри для стану відмови двигуна. Наприклад, таким параметром може бути характер ушкодження стінок блоку циліндрів тощо.



а



б



в

Рис. 1. Оцінка ушкодження деталей ЦПГ при проведенні автотехнічної експертизи: а – гідродар; б – локальне абразивне зношування через порушення фільтрації повітря; в – перегрів через втрату охолодної рідини

Висновки

Для статистичних моделей діагностування пропонується чутливість діагностичного параметра оцінювати, як відносна зміна середньостатистичного значення випадкової величини в межах припустимих значень:

$$\Delta(\bar{x}) = \left| \frac{\bar{x}_d - x_{pd}}{\bar{x}_d} \right|.$$

Діагностичний параметр, випадкова величина якого розподілена за нормальним законом, можна вважати стабільним, якщо різниця між середньостатистичним і встановленою границею припустимої величини цього параметра не перевершує «трьох сигм»:

$$\bar{x}_d - x_{pd} < 3\sigma.$$

Виходячи з того, що інформативним є діагностичний параметр, у якого щільності розподілів випадкової величини при справ-

ному й несправному стані об'єкта не мають площ перекриття в діапазоні середньоквадратичного відхилення, одержимо критерій, при виконанні якого діагностичний параметр можна вважати інформативним

$$\frac{|\bar{x}_d - \bar{x}_{pn}|}{(\sigma_d + \sigma_{pn})} > 1.$$

У стані відмови двигуна більшість діагностичних параметрів втрачають інформативність або вимагають додаткових досліджень для правильної інтерпретації їх значень, у зв'язку із чим критерії оцінки якості діагностики можуть бути доповнені або змінені за допомогою методів експертної оцінки причин виникнення й розвитку несправностей.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. Клюев В.В., Пархоменко П.П., Абрамчук В.Е. (1989) Технические средства диагностирования. Справочник. Под общ. Ред. В.В. Клюева. Mashinostroenie. Klyuev V.V., Parhomenko P.P., Abramchuk V.E. (1989) Tehnicheskie sredstva diagnostirovaniya. [Technical diagnostic tools] Spravochnik. Pod obsch. Red. V.V. Klyueva. Mashinostroenie. [in Russian]
2. Колчин А.И., Демидов В.П. (1980) Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. Высшая Школа. Kolchin A.I., Demidov V.P. (1980) Raschet avtomobilnyh i traktornyh dvigateley [Calculation of automobile and tractor engines]: Ucheb. Posobie dlya vuzov. 2-e izd., pererab. i dop. Vysshaya SHkola. [in Russian]
3. Говорущенко Н. Я., Туренко А.Н. (1999) Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). Изд. 2-е, переработанное и дополненное. Харьков: РИО ХГАДТУ. Govorushchenko N. Ya., Turenko A.N. (1999) System engineering of transport (on the example of road transport). [System engineering of transport (on the example of road transport).] Ed. 2nd, revised and expanded. Kharkiv: RIO HGADTU. [in Russian]
4. Куверин И.Ю. (2002) Диагностирование карбюраторных ДВС по показателям спектрального анализа изменения угловой скорости коленчатого вала. Автореферат дис. ... канд. техн. наук. Саратов. Kuverin I.YU. (2002) Diagnostirovanie karbyuratornyh DVS po pokazatelyam spektralnogo analiza izmeneniya uglovooy skorosti kolenchatogo vala. [Diagnosis of carburetor internal combustion engines based on spectral analysis of changes in the angular velocity of the crankshaft] Avtoreferat dis. ... kand. tehn. nauk. Saratov. [in Russian]
5. Герц Е.В. (1985) Динамика пневматических систем машин. М.: Mashinostroenie. Gerts E.V. (1985) Dinamika pnevmaticheskikh sistem mashin. [Dynamics of pneumatic systems of machines] M.: Mashinostroenie. [in Russian]
6. Sanville F.E. (1971) A new method of specifying the flow capacity of pneumatic fluid power valves. Hydr. Pneum. Power, 17, 195, 120-126.
7. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. (1980) Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. [Dynamics of pneumatic and hydraulic drives of vehicles] М.: Mashinostroenie. Metlyuk N.F., Avtushko V.P. (1980) Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskih privodov avtomobiley. M.: Mashinostroenie. [in Russian]
8. Сараева И.Ю. (2003) Моделирование постановки диагноза при диагностировании цилиндра-поршневой группы и герметичности клапанов двигателя. «Вестник» Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Сборник научных трудов. Харьков: ХНАДУ. 21. 57-60. Saraeva I.YU. (2003) Modelirovanie postanovki diagnoza pri diagnostirovanii tsilindro-porshnevoy gruppy i germetichnosti klapanov dvigatelya. [Modeling the diagnosis when diagnosing the cylinder-piston group and the tightness of the engine valves] «Vestnik» Harkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorojnogo universiteta. Sbornik nauchnyh trudov. Harkov: HNADU. 21. 57-60. [in Russian]
9. Saraiev, O., Saraieva, I., Gritsuk, I., Volkov, V. et al. (2020) Automated Diagnostic System for Engine Cylinder-Piston Group. SAE Technical Paper 2020-01-2022. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2022>
10. Сараева И.Ю., Хрулев О.Е., Воробйов О.М., Себко Д.П. (2020) Цифрова діагностика для визначення герметичності камери згоряння двигуна автомобіля. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: зб. нук. пр. 18. 52–64. Saraieva I.Iu., Khruliev O.E., Vorobiov O.M., Sebko D.P. (2020) Tsyfrova diahnostyka dlia vyznachennia hermetychnosti kamery zghoriannia dvyhuna avtomobilia. [Digital diagnostics to determine the tightness of the combustion chamber of the car engine] Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii: zb. nuk. pr. 18. 52–64. [in Ukrainian]
11. Кошовий М. Д., Сараева И.Ю. (2010) Математичне забезпечення процесу діагностування циліндро-поршневої групи двигуна. Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т

- «ХАИ». 47. 131-135. Koshovyi M. D., Saraeva Y.Iu. (2010) Matematychnе zabezpechennia protsesu diahnostuvannia tsylindro-porshnevoi hrupy dvyhuna. [Mathematical support of the process of diagnosing the cylinder-piston group of the engine.] Otkritie informatsionnie i kompyuternie integrovannіe tekhnologii: sb. nauch. tr. Kharkov: Nats. aerokosm. un-t «KhAI». 47. 131-135. [in Ukrainian]
12. Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. (1977) Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. М.: Транспорт. Miroshnikov L.V., Boldin A.P., Pal V.I. (1977) Diagnostirovanіe tehničeskogo sostoyaniya avtomobiley na avtotransportnyih predpriyatiyah. [Diagnostics of the technical condition of vehicles at motor transport enterprises] М.: Transport. [in Russian]
13. Аринин И.Н. (1978) Диагностирование технического состояния автомобиля. М.: Транспорт. Arinin I.N. (1978) Diagnostirovanіe tehničeskogo sostoyaniya avtomobilya. [Diagnostics of the technical condition of the car] М.: Transport. [in Russian]
14. Вентцель Е.С. (1969) Теория вероятностей. – 4-е изд., стереотипное. М.: Наука. Venttsel E.S. (1969) Teoriya veroyatnostey. [Probability theory] 4-e izd., stereotipnoe. М.: Nauka. [in Russian]
15. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов/ Под ред. Г.В. Крамаренко. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley [Vehicle maintenance]: Uchebnik dlya vuzov/ Pod red. G.V. Kramarenko. 2-e izd., pererab. i dop. – М.: Transport, 1983. [in Russian]
16. Khrulev, A., Saraiev, O. (2022). Building a mathematical model of the destruction of a connecting rod-piston group in the car engine at hydraulic lock. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3 (7(117)), 40–49. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.259454
17. Хрулев А.Э. (2020) Моделирование повреждения шатуна при поступлении жидкости в цилиндр ДВС. Автомобиль і електроніка. Сучасні технології. 17. 5-18. Hrulev A.E. (2020) Modelirovanіe povrejdeniya shatuna pri postuplenii jidkosti v tsilindr DVS. [Modeling damage to the connecting rod when fluid enters the engine cylinder] Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnologii. 17. 5-18. DOI: 10.30977/VEIT.2226-9266.2020.17.0.5. [in Russian]
18. Khrulev, A.E., Saraiev, O.V. (2021) Local Abrasive Wear in Automobile Internal Combustion Engines. Monograph. LAP LAMBERT Academic Publishing, Chisinau.
19. Khrulev, A.E., Saraiev, O.V. (2021) Devising a model of the airflow with dust particles in the intake system of a vehicle's internal combustion engine, Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2/1(110). 61-69. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.230113
20. Хрулев О.Е., Сараєв О.В., Сараєва І.Ю. (2020) Технічні та економічні аспекти зношування деталей клапанного механізму в процесі переобладнання бензинового двигуна внутрішнього згоряння на газомоторне паливо. Автомобільний транспорт. 47. 5-14. Khruliev O.E., Saraiev O.V., Saraieva I.Yu. (2020) Tekhnichni ta ekonomichni aspekty znoshuvannia detalei klapannoho mekhanizmu v protsesi pereobladnannia benzynovoho dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia na hazomotorne palyvo. [Technical and economic aspects of wear of valve mechanism parts in the process of converting an internal combustion gasoline engine to gas engine fuel.] Avtomobilnyi transport. 47. 5-14. DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2020.47.0.5 [in Ukrainian]
21. Khrulev A.E., Saraiev O.V. (2021) The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. Automobile transport. 48. 5-16. DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5.
22. Khrulev A., Dmitriev S. (2019) Thermal Damage to Intake Valves in ICE with Variable Timing. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 16 (4). 7243-7258. DOI: <https://doi.org/10.15282/ijame.16.4.2019.06.0540>
23. Хрулев А.Э., Кочуренко Ю.В. (2017) Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях. Двигуни внутрішнього згоряння. 1. 52-60. Hrulev A.E., Kochurenko YU.V. (2017) Metodika opredeleniya prichinyi neispravnosti DVS pri tyajelyih ekspluatatsionnyih povrejdeniyah. [Method for determining the cause of an internal combustion engine malfunction in case of severe operational damage] Dviguni vnutrishnogo zgoryannya. 1. 52-60. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.10. [in Russian]
24. Хрулев А.Э., Клименко В.Г. (2020) Особенности построения и применения логических методов поиска причин отказов поршневых двигателей внутреннего сгорания в эксплуатации. Авіаційно-космічна техніка і технологія. 7 (167). 146-157. Hrulev A.E., Klіmenko V.G. (2020) Osobennosti postroeniya i primeneniya logicheskikh metodov poiska prichin otkazov porshnevyyih dvigateley vnutrennego sgoraniya v ekspluatatsii. [Features of the construction and application of logical methods for searching for the causes of failures of reciprocating internal combustion engines in operation] Aviatsiyno-kosmichna tehnik i tehnologiya. 7 (167). 146-157. DOI: 10.32620/aktt.2020.7.20. [in Russian]

Сараєва Ірина Юрїївна¹, к.т.н., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів імені М.Я. Говорущенка, тел. +38 050-64-00-787, e-mail: sarayeva9@gmail.com, ORCID: 0000-0002-7720-471X

Хрулев Олександр Едуардович¹, к.т.н., с.н.с., судовий експерт за фахом 10.2 «Дослідження технічного стану транспортних засобів», alo.engine@gmail.com, тел. +380961632183, ORCID: 0000-0002-6841-9225.

Воробієв Олександр Миколайович¹, аспірант, тел. +38 093-47-76-660, e-mail: sanechek007@icloud.com, ORCID: 0000-0002-2882-957X

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Development of mathematical criteria for assessing the quality of diagnosing the cylinder-piston group of a car engine

Abstract. Problem. The paper analyzes the possibility of applying various mathematical models and quality assessment criteria in accordance with the problems of modern car diagnostics. The most complex object of car diagnostics is considered - the internal combustion engine and its especially loaded elements, which are part of the cylinder-piston group. The criteria for evaluating the quality of diagnosis of the cylinder-piston group are proposed. The possibility of presenting quality indicators in a multidimensional space, in which each dimension corresponds to a certain group of properties, is shown. In order to provide a comprehensive assessment, a number of indicators of quality properties are described, which have a certain formalized interpretation and make it possible to obtain a more objective, informative and unambiguous diagnostic conclusion regarding the functioning of complex technical objects.. **Methodology.** Based on the analysis of various types of mathematical models of technical diagnostics of

the car engine, the criteria for evaluating the quality of diagnostics of the cylinder-piston group have been revised and improved. Additional data for the formulation of quality assessment criteria are provided by the results of expert studies of the technical condition of engines with serious damage up to the point of inoperability. At the same time, it is important that the assessment criteria for different engine states may be different.. **Originality.** The document shows a wide range of properties for evaluating the quality of diagnostics of the cylinder-piston group of the engine. A method of comprehensive quality assessment is proposed. An assumption is made about the presentation of quality indicators in a multidimensional space, in which each dimension corresponds to a certain group of properties. **Practical value.** To improve the quality of diagnosis of the cylinder-piston group of the engine, a comprehensive assessment of the diagnosis quality has been developed and improved, taking into account the conduct of expert studies of severe engine damage.

Key words: quality; quality indicators; safety; quantitative assessment of quality; vehicles; telematics; ergonomics; education.

Saraieva Irina¹, Ph.D., associate professor of the department of technical operation and service of cars named after M.Ya. Govorushchenko, tel. +38 050-64-00-787, e-mail: sarayeva9@gmail.com, ORCID: 0000-0002-7720-471X

Khrulev Alexander¹, Ph.D., Senior Researcher, forensic expert on specialty 10.2 "Study of the vehicles technical condition", alo.engine@gmail.com, tel. +38 096 616 183, ORCID: 0000-0002-6841-9225.

Vorobiov Oleksandr¹, postgraduate, tel. +38 093-47-76-660, e-mail: sanechek007@icloud.com, ORCID: 0000-0002-2882-957X

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslav Mudry street, Kharkiv, 61002, Ukraine.