



Г. С. Гудз¹, М. І. Герис², О. Й. Коцюмбас¹, М. М. Осташок¹

¹ Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

² Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна

ВПЛИВ ПОКАЗНИКІВ ОЛИВИ В АВТОМОБІЛЬНОМУ ДВИГУНІ НА ТЕМПЕРАТУРИ ВКЛАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА

Проблема підвищення довговічності двигунів автотранспортних засобів (АТЗ) продовженням ресурсу спряжень деталей та терміном функціонування робочої оливи за часом неухильно зростає. Встановлено, що це актуально за експлуатування АТЗ у складних нестационарних умовах, особливо на режимах "пуск-стоп", заповненості, за великих навантажень та низьких швидкостей руху, на автошляхах складного профілю. Перераховані вище умови експлуатування АТЗ призводять до інтенсивного спрацювання деталей й зниження показників якості та погіршення властивостей моторної оливи, що зумовлює зменшення терміну її використання, а отже, збільшення частоти заміни останньої й витрат. Окрім цього, інтенсивність відведення теплоти мастилом від поверхонь тертя підшипників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) також сприяє підвищенню їхнього ресурсу. Описано технічну характеристику двигуна та методику термометрування вкладок корінних і шатунних підшипників рядного автомобільного двигуна після його припрацювання. З'ясовано розподіл температур за колом вкладок корінних підшипників під час роботи двигуна за зовнішньою швидкісною й навантажувальною характеристиками за різних частот обертання колінчастого вала. Виявлено та побудовано криві зміни температури вкладок від температури оливи за постійного тиску у системі змащування. За результатами цих емпіричних досліджень побудовано математичну модель у вигляді параболічної залежності, яку підтверджено коефіцієнтами кореляції. Також отримано результати випробувань двигуна під час його роботи за зовнішньою швидкісною характеристикою та за різного тиску оливи у системі змащування. Встановлено, що зниження тиску оливи у системі від 0,45 до 0,25 МПа призводить до того, що температура вкладок за колом підшипників під час роботи двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою зростає за частоти 2500 хв⁻¹ – на 4–5 °С, а за 6000 хв⁻¹ – на 12–13 °С. За результатами цих досліджень отримано лінійну модель залежності температури вкладок та оливи за різних тисків у системі на підставі оцінювання її адекватності з допомогою розрахунку коефіцієнтів кореляції.

Ключові слова: автомобільний двигун; вкладки підшипників колінчастого вала; система змащування двигуна; температура вкладок та оливи; тиск оливи; математична модель.

Вступ / Introduction

Для підвищення надійності автомобільного двигуна та стабільності його характеристик необхідно ще на стадії проектування забезпечувати довговічність спряження "шийка колінчастого вала – вкладка підшипника ковзання". Для деталей цього з'єднання важливими показниками, що визначають їхні властивості у процесі експлуатування автотранспортного засобу, є: швидкісний та навантажувальний режими роботи підшипника, стан поверхонь тертя, інтенсивність відведення теплоти мастилом та здатність до теплопередачі самих вкладок і спряжених з ними деталей. Визначення теплового стану вкладок залежно від перерахованих вище чинників є важливим для оцінювання їхньої роботи, підвищення яких дасть змогу збільшити ресурс як самих деталей, так і ДВЗ загалом, що вельми актуально.

Об'єкт дослідження – теплові процеси у контактному

му середовищі "шийка колінчастого вала – вкладка підшипника ковзання" ДВЗ автотранспортного засобу.

Предмет дослідження – закономірності впливу теплового стану та типу оливи у ДВЗ на температури вкладок підшипників колінчастого вала.

Мета роботи – експериментально дослідити взаємовплив теплового стану оливи в системі мащення ДВЗ з температурним режимом вкладок підшипників колінчастого вала.

Для досягнення зазначеної мети визначено таке основне завдання дослідження – отримати емпіричні залежності показників теплового стану й тиску оливи та температур вкладок підшипників колінчастого вала.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Вважають, що посилення спрацювання вузлів тертя двигунів є наслідком абразивного, молекулярно-механічного та корозійного видів зношування. Це питання порушили такі відомі вчені-трибологи (І. В. Крагельський [11],

Інформація про авторів:

Гудз Густав Степанович, д-р техн. наук, професор, кафедра автомобільного транспорту. Email: hustav.s.hudz@lpnu.ua

Герис Микола Іванович, канд. техн. наук, доцент, кафедра лісових машин. Email: mherys@ukr.net

Коцюмбас Олег Йосифович, канд. техн. наук, доцент, кафедра автомобільного транспорту. Email: oleh.y.kotsiumbas@lpnu.ua

Осташок Микола Михайлович, канд. техн. наук, доцент, кафедра транспортних технологій.

Email: mikola.ostashuk.m@gmail.com

Цитування за ДСТУ: Гудз Г. С., Герис М. І., Коцюмбас О. Й., Осташок М. М. Вплив показників оливи в автомобільному двигуні на температури вкладок підшипників колінчастого вала. Науковий вісник НЛТУ України. 2022, т. 32, № 3. С. 66–72.

Citation APA: Gudzy, G. S., Herys, M. I., Kotsiumbas, O. Y., & Ostashuk, M. M. (2022). Influence of oil indicators in a car engine on the temperature of crankshaft bearing inserts. *Scientific Bulletin of UNFU*, 32(3), 66–72. <https://doi.org/10.36930/40320311>

Р. В. Кугель [12], В. Є. Канарчук [8] та ін.). Це пояснюють надзвичайною складністю процесів зношування робочих поверхонь деталей і їхньою залежністю від великої кількості конструктивних та експлуатаційних чинників. Оскільки процеси зношування супроводжуються підвищенням температури поверхонь тертя, то термодинамічним процесам у ДВЗ приділено значну увагу у фундаментальних працях А. І. Колчина [9], Ю. Ф. Гутаревича [1], В. А. Косенка [10] та ін.

Велику увагу приділяють і дослідженню змащувальних матеріалів як одного з вагомих чинників впливу на надійність транспортних машин. Зокрема, у роботі [13] пропонують оцінювати властивості моторної та трансмісійної оливи транспортних машин за енергетичними параметрами, у роботі [7] визначено оптимальний інтервал заміни оливи в двигуні трактора на основі оцінювання її властивостей. Питання підвищення довговічності *силових агрегатів* транспортних машин, використовуючи оливи з присадками на основі геомодифікатора, розглянуто в роботі [15].

Значний обсяг теоретичних та експериментальних досліджень присвячено вивченню впливу змащування на окремі спряження деталей ДВЗ. Зокрема, у роботі [14] досліджено вплив старіння синтетичної моторної оливи на трибологію поршневих кілець у реальних умовах роботи двигуна, у роботі [16] розглянуто особливості утворення покриттів (сервоплівок) на поверхні контактуючих деталей машин перенесенням антифрикційних матеріалів, що входять до складу присадок моторних та трансмісійних оливи. У роботі [2] досліджено динаміку обертання і змащення поршневого пальця бензинового двигуна, а також розраховано температурне поле поршня.

Попри великий обсяг проведених різними авторами досліджень, поза увагою залишилися питання впливу показників системи мащення на температурний режим з'єднання "шийка – вкладка підшипника" колінчастого вала, яке істотно визначає довговічність двигунів автотранспортних засобів. Тому встановлення аналітичних залежностей показників теплового стану і тиску оливи та температур вкладок підшипників колінчастого вала є актуальним завданням.

Матеріали та методи дослідження. Дослідження виконували на стенді 1DS 1036 kV (Чехія), який був адаптований до випробувань досліджуваного двигуна. Це установка, що об'єднує електричні машини та прилади для випробування об'єктів із обертальним робочим органом [5].

Головним у дообладнанні стенда постало забезпечення можливості точного вимірювання температур вкладок у характерних точках, запису значень цих температур, обертового моменту й частоти обертання колінчастого вала. Для цього автори у співпраці з ДП НДІ "Система" (м. Львів) створили вимірювальний комплекс [6]. Його побудовано за модульним принципом, у якому вимірювальні модулі розміщено на крос-платі та з'єднано з допомогою контактних роз'ємів. Комплекс містить в собі персональний комп'ютер, перетворювач інформації – 64-канальний осцилограф засобу паралельної діагностики "Автосканер" від Open System, модуль живлення та вимірювання: температур, обертового моменту, частоти обертання.

Досліджували температуру у вкладах підшипників рядного чотирициліндрового автомобільного бензино-

вого двигуна з робочим об'ємом $V_h = 1,48$ л і потужністю $N_e = 53,5$ кВт при $n = 5800$ хв⁻¹, в якому вкладки виготовлені зі свинцевистої бронзи, нанесеної на сталеву основу методом порошкової металургії. Конструктивні параметри підшипників подано в табл. 1.

Табл. 1. Конструктивні параметри підшипників / Design parameters of bearings

Параметр	Корінний підшипник (числове значення)	Шатунний підшипник (числове значення)
1. Діаметр шийки вала, мм	59,955	51,992
2. Ширина робочої частини вкладки, мм	19,930	20,700
3. Товщина вкладки, мм	1,850	1,850
4. Діаметральний зазор, мм	0,055	0,048

Термометруванню піддавались вкладки першого, третього і п'ятого корінних підшипників (з ідентичними полярними діаграмами навантажень) і вкладки шатунного підшипника другого циліндра. Вимірювання температури в декількох корінних підшипниках дало змогу оцінити ідентичність умов їхньої роботи, а також гарантувати отримання результатів, незалежних від випадкових причин. На кожному із підшипників було встановлено вісім хромель-копелевих термопар, розміщених так, щоб отримати можливість вимірювання температурного поля вкладки за колом у двох перетинах підшипника. Усі термопари встановлювали на віддалі 0,10-0,15 мм від внутрішньої робочої поверхні вкладки. Під час термометрування шатунного підшипника термопари встановлювали посередині верхньої і нижньої вкладки.

Дослідження температурного стану вкладок, виконане після припрацювання двигуна впродовж 9 год, дало змогу отримати розподіл температури за колом вкладки корінних підшипників під час роботи двигуна за зовнішньою швидкісною й навантажувальною характеристиками за різних частот обертання колінчастого вала. При цьому температура води в системі охолодження підтримувалась 80 °С.

Під час виконання цього дослідження використано методи емпіричного та експериментально-теоретичного досліджень, а також методи математичної статистики, зокрема, статистичного опису результатів спостережень, експериментальних дій і вимірювань та побудови математичних моделей.

Результати дослідження та їх обговорення / Research results and their discussion

Результати досліджень показали, що у всіх корінних підшипниках розподіл температури за колом є приблизно рівномірним. Деяке підвищення температури виявлено в середній зоні нижньої вкладки.

Отримані залежності середніх для всіх вимірювань за колом (за винятком середньої зони нижніх вкладок) температур вкладок корінних підшипників від частоти обертання під час роботи двигуна з повним навантаженням наведено на рис. 1, (а). На рис. 1, (б) показано аналогічні залежності для середньої зони нижніх вкладок. Криві зміни температури вкладок відповідають різним (у діапазоні 60-110 °С) значенням температури оливи в системі змащування. Тиск оливи в системі зма-

шування p_m під час цих випробувань підтримувався в межах 0,4 МПа.

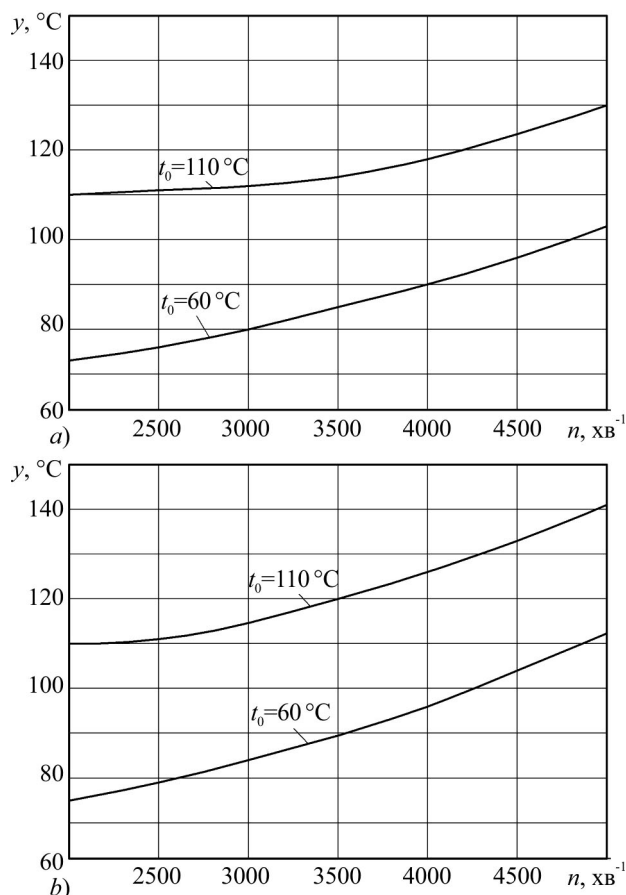


Рис. 1. Зміна температури вкладок корінних підшипників під час роботи двигуна за зовнішньою характеристикою, за різних температур оливи / Changing the temperature of the main bearing inserts during engine operation according to the external characteristics, at different oil temperatures: а) за колом вкладок корінних підшипників / according to the circle of the main bearing inserts; б) для середньої зони нижніх вкладок / for the middle zone of the lower inserts

Проаналізувавши рис. 1, видно, що за кожної з температур оливи в системі змащування зростання частоти обертання колінчастого вала супроводжується одночасно підвищенням температури вкладок, спричиненого зміною потужності тертя й, відповідно, тепловиділенням у підшипниках.

З підвищенням частоти обертання вала через збільшення pompвання оливи через підшипники та температурного градієнта в них тепловідведення від підшипників також зростає. Ця обставина, а також спричинений у фазі рідинного тертя вплив зменшення в'язкості оливи, стримує підвищення температури підшипників. Однак, за постійної температури оливи, що надходить у підшипники, стабілізація теплового режиму вкладок із збільшенням частоти обертання валу проходить за більш високих значень температур. Інтенсивність підвищення витрати оливи через корінні підшипники із збільшенням частоти обертання зазвичай зменшується [8], тому в таких умовах зростання температури вкладок проходить, навпаки, зі зростаючою інтенсивністю.

Зі збільшенням температури оливи в системі змащування кожна із кривих на рис. 1 зміщується вгору унаслідок зменшення інтенсивності охолодження підшипників. Разом з тим в міру збільшення температури оливи в системі змащування стрімкість наростання темпе-

ратурних кривих вкладок підшипників залежно від обертів характеризується збільшенням. Остання обставина зв'язана з відносним зменшенням інтенсивності росту потужності тертя через зменшення в'язкості оливи й спричиненого цим зменшення інтенсивності тепловиділення у підшипниках.

Зі збільшенням швидкісного режиму двигуна від 2000 до 6000 хв⁻¹, температура в середній зоні нижніх вкладок збільшується приблизно на 10-15 °С, ніж у решті зони підшипника. Останнє явище може бути пов'язане з більшим проявом впливу збільшеної частоти місцевих порушень в оливоному шарі в найбільш навантаженій зоні підшипника, що спричиняє явище місцевого розігрівання, чому сприяє відносно менша теплопровідність кришок підшипника, виготовлених із чавуну, порівняно з теплопровідністю алюмінієвого блоку.

Зазвичай, будь-який об'єкт дослідження підпорядковується фізичним законам. Закон відображає всі властивості об'єкта в реальних умовах та є об'єктивною характеристикою усіх взаємозв'язків і процесів, що відбуваються в об'єкті. Проте, якщо ці закони невідомі, замість них застосовують модель об'єкта дослідження. Найпоширенішими під час дослідження складних систем є моделі у вигляді математичних виразів, що відображають взаємозв'язок між змінними.

Розглянемо модель 1 (див. рис. 1, (а), $t_o = 110$ °С).

На підставі візуальної оцінки характеру зміни температури вкладок корінних підшипників вибираємо форму моделі у вигляді параболічної залежності

$$\hat{y} = ax^2 + bx + C,$$

де: $\hat{y}$ – розрахункове значення температури вкладок, °С; x – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹.

Складаємо систему рівнянь за трьома точками з діапазону їхнього визначення (2000; 110), (3500; 114) та (5000, 130):

$$\begin{cases} 4000000a + 2000b + c = 110 \\ 12250000a + 3500b + c = 114 \\ 25000000a + 5000b + c = 130 \end{cases}$$

Розв'язок системи рівнянь за формулами Крамера визначить коефіцієнти моделі:

$$a = \frac{\Delta_a}{\Delta}; b = \frac{\Delta_b}{\Delta}; c = \frac{\Delta_c}{\Delta},$$

де $\Delta, \Delta_a, \Delta_b, \Delta_c$ – визначники;

$$\Delta = \begin{vmatrix} 4000000 & 2000 & 1 \\ 12250000 & 3500 & 1 \\ 25000000 & 5000 & 1 \end{vmatrix} = -6750000000;$$

$$\Delta_a = \begin{vmatrix} 110 & 2000 & 1 \\ 114 & 3500 & 1 \\ 130 & 5000 & 1 \end{vmatrix} = -18000;$$

$$\Delta_b = \begin{vmatrix} 40000 & 100 & 1 \\ 12250000 & 114 & 1 \\ 25000000 & 130 & 1 \end{vmatrix} = 81000000;$$

$$\Delta_c = \begin{vmatrix} 4000000 & 2000 & 110 \\ 12250000 & 3000 & 114 \\ 25000000 & 5000 & 130 \end{vmatrix} = 832500000000;$$

$$c = \frac{-832500000000}{-6750000000} = 123,3; b = \frac{81000000}{-6750000000} = -0,012;$$

$$a = \frac{-18000}{-6750000000} = 0,0000027.$$

Регресійне рівняння моделі (1) має вигляд
 $\hat{y} = 0,0000027x^2 - 0,012x + 123,3$.

Визначаємо статистичну похибку моделі (її точність) та оцінимо якість. Необхідні для розрахунку дані наведено в табл. 2.

Табл. 2. Дані для розрахунку моделей 1 і 2 / Data for calculation of models 1 and 2

Модель 1				Модель 2			
y_i	$\hat{y}_i$	$(y_i - \bar{y})^2$	$(y_i - \hat{y}_i)^2$	y_i	$\hat{y}_i$	$(y_i - \bar{y})^2$	$(y_i - \hat{y}_i)^2$
110	110,1	49	0,01	73	72,9	171,61	0,01
111	110,2	36	0,64	76	76,2	102,01	0,04
112	111,6	25	0,16	80	80,1	37,21	0,01
114	114,4	9	0,16	85	84,7	1,21	0,09
118	118,5	1	0,25	90	89,9	15,21	0,01
124	124,0	49	0	96	95,8	98,01	0,04
130	130,8	169	0,64	103	102,3	285,61	0,49
819 $\bar{y}=117$	—	338 $\sigma_y^2=338/7=48,3$	1,8 $\sigma_\varepsilon^2=1,8/7=0,3$	603 $\bar{y}=86,1$	—	710,87 $\sigma_y^2=710,87/7=101,5$	0,65 $\sigma_\varepsilon^2=0,69/7=0,1$

Середньостатистична похибка моделі 1 (її точність) становить $\sigma_\varepsilon^2=0,3$. Для оцінки щільності зв'язку між змінними визначимо коефіцієнт кореляції [3]:

$$R = \sqrt{\frac{\sigma_{xy}^2}{\sigma_y^2}},$$

де: σ_y^2 – загальна дисперсія, σ_{xy}^2 – факторна дисперсія.

$$R = \sqrt{\frac{42}{48,3}} = \sqrt{0,87} = 0,932 > 0,7.$$

Оскільки $R > 0,7$, то зв'язок між змінними щільний і форма моделі близька до реальної.

Аналогічно до попереднього випадку розраховуємо коефіцієнти моделі 2 (рис. 1,а, $t_o = 60^\circ\text{C}$), які наведено в табл. 2, що дало змогу отримати таке рівняння регресії:

$$\hat{y} = 0,0000013x^2 + 0,0007x + 66,3.$$

Отримані параметри рівняння регресії – це складові рівняння квадратичної регресії, якщо між випадковими величинами існує нелінійний зв'язок.

Точність моделі оцінюється залишковою дисперсією $\sigma_\varepsilon^2=0,1$. Розрахуємо коефіцієнт кореляції R . Для цього визначимо факторну дисперсію σ_{xy}^2

$$\sigma_{xy}^2 = \sigma_y^2 - \sigma_\varepsilon^2 = 101,5 - 0,1 = 101,4;$$

$$R = \sqrt{\frac{\sigma_{xy}^2}{\sigma_y^2}} = \sqrt{\frac{101,4}{101,5}} = \sqrt{0,999} = 0,999 > 0,7.$$

Оскільки $R > 0,7$, то параболічна функція достатньо адекватна для оцінки форми моделі. Зв'язок між факторами щільний. 99 % зміни $\hat{y}$ зумовлені зміною незалежних чинників ($K_o = R^2$).

Коефіцієнти, отримані для моделі (3) (див. рис. 1,б, $t_o = 110^\circ\text{C}$) та моделі (4) (див. рис. 1,б, $t_o = 60^\circ\text{C}$), наведено у табл. 3.

Рівняння регресії моделі (3) має такий вигляд

$$\hat{y} = 0,00000x^2 - 0,0067x + 113,8.$$

Рівняння регресії моделі (4) отримуємо таке:

$$\hat{y} = 0,0000013x^2 + 0,0027x + 64,3.$$

Табл. 3. Дані для розрахунку моделей 3 і 4 / Data for calculation of models 3 and 4

Модель 3				Модель 4			
y_i	$\hat{y}_i$	$(y_i - \bar{y})^2$	$(y_i - \hat{y}_i)^2$	y_i	$\hat{y}_i$	$(y_i - \bar{y})^2$	$(y_i - \hat{y}_i)^2$
110	110	151,29	0	75	74,9	265,69	0,01
111	112	127,69	1	79	79,2	151,29	0,04
115	115,3	53,29	0,09	84	84,1	53,29	0,01
120	119,8	5,29	0,04	90	89,7	1,69	0,09
125	125,4	7,29	0,16	96	95,9	22,09	0,01
133	132,3	114,49	0,49	104	102,8	161,29	1,44
141	140,3	349,69	0,49	111	110,3	388,09	0,49
856 $\bar{y}=122,3$	—	803,74 $\sigma_y^2=803,74/7=114,82$	2,27 $\sigma_\varepsilon^2=2,27/7=0,3$	639 $\bar{y}=86,1$	—	1043,43 $\sigma_y^2=1043,43/7=149,1$	2,09 $\sigma_\varepsilon^2=2,09/7=0,3$

Результати випробовувань двигуна під час його роботи за зовнішньою швидкісною характеристикою та за різних тисків оливи показали (рис. 2), що в міру зменшення тиску в системі змащування кожна температурна крива функції від обертів зміщується в бік збільшення температур вкладок. Чим менший тиск у системі змащування, тим інтенсивність зростання температури вкладок, зі збільшенням частоти обертання валу, збільшується. Відзначені факти пов'язані зі зменшенням витрати оливи через підшипники і, як наслідок, інтенсивності відводу тепла від них.

Так, зниження тиску оливи у системі змащування від 0,45 до 0,25 МПа призводить до того, що температура вкладок за колом підшипників під час роботи двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою зростає за 2500 хв⁻¹ на 4-5 °С, а за 6000 хв⁻¹ – на 12-13 °С.

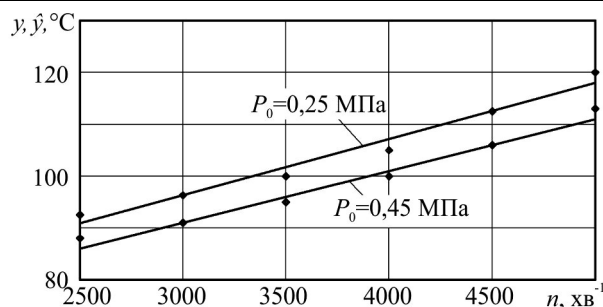


Рис. 2. Зміна температур вкладок корінних підшипників під час роботи двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою та за різних тисків оливи у системі мащення / Changing the temperature of the main bearing inserts during engine operation according to the external speed characteristic and at different oil pressures in the lubrication system

Проаналізуємо можливість побудови найпростішої та найбільш вживаної лінійної моделі, розглядаючи характер залежностей на рис. 2:

$$\hat{y} = a + bx,$$

де: y – експериментально отримане значення температури вкладок, °C; $\hat{y}$ – розрахункове значення температури, °C; x – частота обертання валу двигуна, хв⁻¹.

Для визначення коефіцієнтів моделі (a) і (b) застосовують метод найменших квадратів, що забезпечує такий вибір параметрів моделі, за яких

$$F = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - (a + bx_i))^2 \rightarrow \min.$$

Для забезпечення цієї умови необхідно, щоб

$$\frac{\partial F}{\partial a} = 0 \quad \text{та} \quad \frac{\partial F}{\partial b} = 0,$$

а у розгорнутому вигляді

Табл. 4. Результати розрахунку параметрів моделі 5 / The results of the calculation of the parameters of the model 5

x_i	y_i	$x_i y_i$	x_i^2	$\hat{y}_i$	$(y_i - \bar{y})^2$	$(y_i - \hat{y})^2$
2500	92,5	231250	6250000	90,8	141,61	2,89
3000	96,3	288900	9000000	96,2	65,61	0,01
3500	100,0	350000	12250000	101,7	19,36	2,89
4000	105,0	420000	16000000	107,1	0,36	4,41
4500	112,5	506250	20250000	112,6	65,61	0,01
5000	120,0	600000	25000000	118,0	243,36	4,0
22500	626,3 $\bar{y} = 104,4$	2396400	88750000	–	535,91 $\sigma_y^2 = 89,3$	14,21 $\sigma_e^2 = 2,4$
$\sigma_{yx}^2 = \sigma_y^2 - \sigma_e^2 = 89,3 - 2,4 = 86,9$						

Коефіцієнти моделі:

$$b = \frac{22500 \cdot 626,3 - 6 \cdot 2396400}{22500^2 - 6 \cdot 88750000} = \frac{14091750 - 14378400}{506250000 - 532500000} = \frac{-286650}{-26250000} = 0,0109;$$

$$a = \frac{1}{6} (626,3 - 0,0109 \cdot 22500) = \frac{626,3 - 245,25}{6} = 63,21.$$

Тоді регресійне рівняння моделі

$$\hat{y} = 63,21 + 0,0109x.$$

Середньостатистична похибка моделі $\sigma_e^2 = 2,4$, а коефіцієнт кореляції

Табл. 5. Результати розрахунку параметрів моделі 6 / The results of the calculation of the parameters of the model 6

x_i	y_i	$x_i y_i$	x_i^2	$\hat{y}_i$	$(y_i - \bar{y})^2$	$(y_i - \hat{y})^2$
2500	88	220000	6250000	86,3	116,64	2,89
3000	91	273000	9000000	91,3	60,84	0,09
3500	95	332500	12250000	96,3	14,44	1,69
4000	100	400000	16000000	101,3	1,44	1,69
4500	106	477000	20250000	106,3	51,84	0,09
5000	113	565000	25000000	111,3	201,64	2,89
22500	593 $\bar{y} = 98,8$	2267500	88750000	–	446,8 $\sigma_y^2 = 74,5$	9,34 $\sigma_e^2 = 1,6$
$\sigma_{yx}^2 = \sigma_y^2 - \sigma_e^2 = 74,5 - 1,6 = 72,9$						

Коефіцієнти моделі:

$$b = \frac{22500 \cdot 593 - 6 \cdot 2267500}{22500^2 - 6 \cdot 88750000} = \frac{13342500 - 13605000}{506250000 - 532500000} = \frac{-262500}{-26250000} = 0,01;$$

$$a = \frac{1}{6} (593 - 0,01 \cdot 22500) = \frac{1}{6} (593 - 225) = \frac{368}{6} = 61,3.$$

Отже, рівняння регресії моделі (6) має вигляд

$$\hat{y} = 61,3 + 0,01x.$$

$$\begin{cases} na + b \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i \\ a \sum_{i=1}^n x_i + b \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i y_i \end{cases}.$$

Розв'язок цієї системи визначає оптимальні значення коефіцієнтів моделі

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i - n \sum_{i=1}^n x_i y_i}{\left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2 - n \sum_{i=1}^n x_i^2}; \quad a = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n y_i - b \sum_{i=1}^n x_i \right).$$

Розрахунок коефіцієнтів моделі, теоретичних значень температури вкладок та оцінка якості моделі 5 за тиску оливи $P_o = 0,245$ МПа виконано у табличній формі на основі даних, зображених на рис. 2. Результати розрахунку наведено в табл. 4.

$$R = \sqrt{\frac{86,9}{89,3}} = \sqrt{0,973} = 0,986.$$

Оскільки $R > 0,7$, то модель повно відображає вплив чинників, зв'язок між якими щільний, а вибір форми моделі виправданий.

Моделі 6. Умови проведення експериментальних досліджень з визначення температури вкладок корінних підшипників відрізняються від попередніх величиною тиску оливи ($P_o = 0,45$ МПа (див. рис. 2)). У табл. 5 наведено потрібні дані для визначення коефіцієнтів моделі та її оцінки.

Точність моделі $\sigma_e^2 = 1,6$. Коефіцієнт кореляції

$$R = \sqrt{\frac{\sigma_{xy}^2}{\sigma_y^2}} = \sqrt{\frac{72,9}{74,5}} = \sqrt{0,978} = 0,989.$$

Оскільки $R > 0,7$, то лінійна модель адекватна для оцінювання, взаємозв'язок між змінними x і y значущий.

Обговорення результатів дослідження. Дослідження показали (див. рис. 1), що за кожної з температур оливи в ДВЗ зростання частоти обертання колінчастого вала супроводжується одночасним зростанням тем-

ператури вкладок, спричиненого зміною потужності тертя й, відповідно, тепловиділенням у підшипниках.

За результатами випробувань (див. рис. 2) можна констатувати, що для менших тисків у системі змашування ДВЗ, зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала, інтенсивність збільшення температури вкладок зростає, що пояснюють зменшенням витрат оливи через підшипники.

Отже, за результатами виконаної роботи можна сформулювати таку наукову новизну та практичну значущість результатів дослідження.

Наукова новизна отриманих результатів дослідження – побудовано на підставі емпіричних досліджень, математичні моделі визначення впливу теплового стану оливи у ДВЗ на температури вкладок підшипників колінчастого вала.

Практична значущість результатів дослідження – можуть використати конструктори автомобільних ДВЗ як базу знань для покращення їхніх експлуатаційних характеристик, а також експлуатаційники (інженери-технологи), що розробляють технологічні процеси ремонтування та технічної експлуатації АТЗ.

Висновки / Conclusions

1. На підставі експериментальних даних побудовано модель, яка вказує на параболічний зв'язок між температурою вкладок корінних підшипників колінчастого вала та температурою оливи під час роботи ДВЗ за зовнішньою характеристикою.

2. Так само на підставі експериментальних даних побудовано лінійну модель, яка визначає зміну температур вкладок корінних підшипників колінчастого вала залежно від тисків оливи у системі мащення під час роботи ДВЗ за зовнішньою характеристикою.

3. Отримані математичні моделі адекватно описують досліджувані процеси, оскільки розраховані коефіцієнти кореляції $R > 0,7$.

References

1. Abramchuk, F. I., Hutarevych, Yu. F., Dolhanov, K. Ye., & Tymchenko, I. I. (2007). *Avtomobilni dvyhuny*: Pidruchnyk. Kyiv: Aristei, 476. [In Ukrainian].
2. Allmaier, H., & Sander, D. E. (2020). Piston-Pin Rotation and Lubrication. *Lubricants*, 8, 30. <https://doi.org/10.3390/lubricants8030030>
3. Drohomiretska, Kh. T., Rybytska, O. M., Sliusarchuk, O. Z., et al. (2012). *Teoriia ymovirnostei ta matematychna statystyka*. Lviv: Vyd-vo NU "Lvivska politehnika", 396. [In Ukrainian].

4. Gritsyuk, Yu. I. (2005). Investigation of the influence of basic configurations of cutting maps on the efficiency of the use of board wood material. *Scientific Bulletin of UkrSFU*, 15(2), 81–95.
5. Gudz, G. S., Hlobchak, M. V., Kotsiumbas O. Y., & Klypko, O. R. (2012). Eksperymentalni doslidzhennia teplovykh rezhymiv hilzy tsylindriv ta okholodnyka DVZ. *Naukovi notatky. Visn. Luts'koho NTU*, 36, 73–77. Retrieved from: https://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2012_36_17. [In Ukrainian].
6. Gudz, G. S., Hlobchak, M. V., Kotsiumbas O. Y., & Klypko, O. R. (2014). Vymiriuvalnyi kompleks dlia systemnoho doslidzhennia teplovoho stanu seredovyscha "Hilza-okholodnyk" DVZ. *Naukovi notatky. Visn. Luts'koho NTU*, 45, 153–158. Retrieved from: https://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2014_45_25. [In Ukrainian].
7. Hönl, V., et al. (2020). Determination of Tractor Engine Oil Change Interval Based on Material Properties. *Materials* 2020, 13, <https://doi.org/10.3390/ma13235403>
8. Kanarchuk, V. Ye., Polianskyi, S. K., & Dmytriiev, M. M. (2003). *Nadiinist mashyn: Pidruchnyk*. Kyiv: Lybid, 424. [In Ukrainian].
9. Kolchin, A. I., & Demidov, V. P. (2002). *Raschet avtomobilnykh i avtotraktornykh dvigateley*. Moscow: Vysshaya shkola, 496. [In Russian].
10. Kosenko, V. A., Kushchevska, N. F., Dobrovolskyi, O. H., & Malyshev, V. V. (2016). Suchasni aspekty trybolohii u transportnykh zasobakh. Kyiv: Universytet "Ukraina", 355. [In Ukrainian].
11. Kragelskiy, I. V. (1968). *Trenie i iznos*. Moscow: Mashinostroenie, 480. [In Russian].
12. Kugel, R. V. (1982). *Ispytanie na nadezhnost mashin i ih elementov*. Moscow: Mashinostroenie, 181. [In Russian].
13. Nahliuk, I. S. (2013). Kontsepsiia otsinky vlastyvostei motornoi ta transmissiinoi olyvy transportnykh mashyn za enerhetychnymy parametramy. *Abstract of Candidate Dissertation for Technical Sciences* (05.22.20 "Eksploatatsiia ta remont zasobiv transportu"). Kharkiv, 40. [In Ukrainian].
14. Nikolakopoulos, P. G., Mavroudis, S., & Zavos, A. (2018). Lubrication Performance of Engine Commercial Oils with Different Performance Levels: The Effect of Engine Synthetic Oil Aging on Piston Ring Tribology under Real Engine Conditions. *Lubricants*, 6, 90. Retrieved from: <https://www.mdpi.com/2075-4442/6/4/90/htm>
15. Slon, V. V. (2021). Pidvyshchennia dohovichnosti sylovykh ahrehativ transportnykh mashyn vykorystanniam olyv z prysadkoiu na osnovi heomodyfikatora. *Abstract of Candidate Dissertation for Technical Sciences* (05.22.20 "Eksploatatsiia ta remont zasobiv transportu"). Kharkiv, 20. Retrieved from: <https://dspace.khntusg.com.ua/handle/123456789/19125>. [In Ukrainian].
16. Slon, V. V., et al. (2021). Creation of theoretical bases of tribotechnologies of running-in and restoration as means of effective increase of operational wear resistance of motor transport and mobile agricultural machinery. *Problems of Tribology*. Vol. 26, no. 1/99-2021, 51–58. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2021-99-1-51-58>

G. S. Gudz¹, M. I. Herys², O. Yo. Kocyumbas¹, M. M. Ostashuk¹

¹ Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

² Ukrainian National Forestry University, Lviv, Ukraine

INFLUENCE OF OIL INDICATORS IN A CAR ENGINE ON THE TEMPERATURE OF CRANKSHAFT BEARING INSERTS

Experience in the operation of an internal combustion engines (ICE) of motor vehicles (MV) shows that the durability of their couplings depends largely on lube oil performance depending on time. In the process of conducting the research we applied the methods of empirical, experimental and theoretical study, as well as methods of mathematical statistics, in particular, statistical description of the results of observations, experimental actions and measurements and construction of mathematical models. The results of the research show that this is especially true during ICE operating in non-stationary conditions, namely with frequent ICE starts, their work in aggressive environments, under heavy loads and slow traffic of ICE on roads with low quality pavement. These factors contribute to the intensive operation of ICE parts and the deterioration of the engine oil quality, which leads to the reduction in its service life, i.e. to an increase in the frequency of replacement of the latter and costs. We have found out that increasing the service life of internal combustion engine bearings can be achieved by intensifying heat dissipation from their friction surfaces. Some technical characteristic of the researched automobile engine and the technique of thermometry of inserts of radical and connecting crankshaft rod bearings after ICE running-in are described in the paper. The distribution of temperatures on the circumference of the

insert of main bearings during the operation of the engine on the external speed and load characteristics and at different speeds of the crankshaft is defined. The nature and graphical dependences of the change in the temperature of the inserts on the temperature of the oil in the lubrication system at constant pressure are established. Empirical studies allowed obtaining a mathematical model in the form of a parabolic dependence, which is confirmed by the calculated correlation coefficients. The results of ICE tests at different oil pressures in the lubrication system during its operation according to the external speed characteristic were also investigated and obtained. The research has revealed that the reduction of oil pressure in the system from 0.45 to 0.25 MPa leads to the fact that the temperature of the inserts behind the bearing circle during engine operation according to the external speed characteristic increases at a frequency of 2500 min⁻¹ at 4-50 °C, and at 6000 min⁻¹ – at 12-130 °C. According to the results of empirical research, a linear model of the dependence of the temperature of the inserts and oil at different pressures in the lubrication system was obtained and its adequacy was confirmed.

Keywords: car engine; crankshaft bearing inserts; engine lubrication system; insert and oil temperatures; oil pressure; mathematical model.