

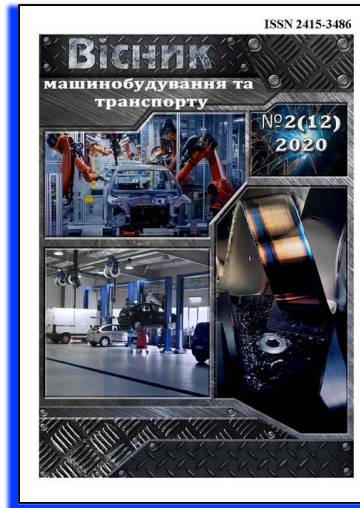
Вісник

машинобудування та транспорту

Journal of Mechanical Engineering and Transport

ГОЛОВНА / АРХИВИ / Том 12 № 2 (2020)

Том 12 № 2 (2020)



DOI: <https://doi.org/10.31649/2415-3486-2020-12-2>

ОПУБЛІКОВАНО: 2021-02-11

Основи алгоритму вибору варіанту транспорту тверднучих рідин промислово-аграрного комплексу за наявності морських перевезень

Анатолій Михайлович Берестовой, Ольга Анатоліївна Хлестова, Сергій Георгійович Зінченко, Іван Олегович Берестовой

4-10

Переглядів анотації: 38 | Завантажень: 24

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-4-10>

 PDF (РУССКИЙ)

Аналіз методів визначення кількості та пасажиромісткості рухомого складу на міських маршрутах пасажирських перевезень

Віктор Вікторович Біліченко, Сергій Володимирович Цимбал, Ольга Василівна Цимбал

11-18

Переглядів анотації: 33 | Завантажень: 31

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-11-18>

 PDF

Процес зрізу рослинності різальними апаратами сегментно-пальцевих косарок

Наталія Ростиславівна Веселовська, Олександр Петрович Терещенко, Олександр Іванович Малаков

19-24

Переглядів анотації: 39 | Завантажень: 19

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-19-24>



PDF

Експериментальні дослідження адаптованих середньовантажних пожежних автомобілів для ліквідації надзвичайних ситуацій

Ігор Андрійович Вікович, Роман Володимирович Зінько, Мар'ян Зеновійович Лаврівський, Андрій Павлович Поляков

25-33

Переглядів анотації: 28 | Завантажень: 12

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-25-33>



PDF

Оцінка функціональної стабільності гальмівного управління транспортних засобів

Володимир Петрович Волков, Ігор Валерійович Грицук, Тетяна Вікторівна Волкова, Володимир Петрович Кужель, Наталія Георгіївна Бережна

34-44

Переглядів анотації: 27 | Завантажень: 21

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-33-44>



PDF (РУССКИЙ)

Метод діагностування легкового автомобіля по витраті палива

Юрій Васильович Горбік, Андрій Альбертович Кашканов, Олег Павлович Антонюк

45-53

Переглядів анотації: 46 | Завантажень: 22

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-45-53>



PDF

Оцінка запропонованого методу вимірювання моменту інерції частин приводу автомобіля за разгоном та вибігом

Володимір Олександрович Зуєв, Сергей Іванович Кривошапов, Ернест Хаїмович Рабінович, Михаил Хаїмович Буравцев, Віталій Альбертович Кашканов

54-60

Переглядів анотації: 30 | Завантажень: 21

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-54-60>



PDF (РУССКИЙ)

Підвищення якості автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод в умовах композиційної невизначеності

Андрій Альбертович Кашканов, Сергій Леонідович Рейко, Василь Миколайович Діордіца, Віталій Альбертович Кашканов, Анастасія Андріївна Кашканова

61-67

Переглядів анотації: 61 | Завантажень: 23

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-61-67>



PDF

Експериментальне дослідження опору кочення коліс автомобіля на роликовому стенді

Ігор Арнольдович Мармут, Віталій Альбертович Кашканов, Володимир Олександрович Зуєв

68-75

Переглядів анотації: 27 | Завантажень: 15

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-68-75>



PDF

Порівняльна оцінка гальмових властивостей легкових автомобілів, що експлуатуються, з урахуванням зносу гальм

Олександр Іванович Назаров, Іван Олександрович Назаров, Євген Михайлович Шпінда, Сергій Костянтинівич Шабленко, Віталій Альбертович Кашканов, Володимир Іванович Назаров, Олександр Миколайович Леоненко

76-84

Переглядів анотації: 42 | Завантажень: 25

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-76-84>



PDF (РУССКИЙ)

Сутність автомобільної діагностики при впровадженні експертних систем

В'ячеслав Миколайович Павленко, Володимир Петрович Кужель, Максим Євгенійович Хорін

85-92

Переглядів анотації: 26 | Завантажень: 13

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-85-92>



PDF

Дослідження стійкості роботи гідроприводу, чутливого до навантаження, на базі мультирежимного гідророзподільника

Олександр Васильович Петров, Леонід Геннадійович Козлов, Наталія Степанівна Семічаснова, Ольга Олександрівна Завальнюк

93-99

Переглядів анотації: 27 | Завантажень: 13

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-93-99>



PDF

Формалізоване подання експонентних моделей основних показників надійності, обмеженість їх застосування для характеристики машин інженерного озброєння

Андрій Павлович Поляков, Володимир Іванович Кривцун, Максим Миколайович Каленик,
В'ячеслав Йосипович Нагачевський

100-105

Переглядів анотації: 29 | Завантажень: 9

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-100-105>



PDF

Технологічні засади забезпечення довговічності кузовів автобусів у процесі виробництва

Дмитро Петрович Рубан, Любомир Васильович Крайник, Юрій Любомирович Крайник, Вадим Васильович Дзьоба

106-111

Переглядів анотації: 40 | Завантажень: 24

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-106-111>



PDF

Вплив відцентрових сил на змащування підшипників колінчастого вала в аварійних режимах роботи двигуна автомобіля

Олександр Едуардович Хрулев, Олексій Вікторович Сараєв, Ірина Юріївна Сараєва

112-121

Переглядів анотації: 60 | Завантажень: 43

DOI <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-112-121>



PDF

МОВА

English

Українська

ПОДАТИ СТАТТЮ

ІНФОРМАЦІЯ

Для читачів

Для авторів

Для бібліотекарів

Наукові журнали ВНТУ

Наукові конференції ВНТУ

Видавництво ВНТУ

ВНТУ

О. Е. Хрулев
О. В. Сараєв
І. Ю. Сараєва

ВПЛИВ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ НА ЗМАЩУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА В АВАРІЙНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Виконано аналіз стану підшипників колінчастого вала автомобільних двигунів внутрішнього згоряння при порушенні та припиненні подачі до них моторної оливи. Відзначено, що ця несправність є однією з розповсюджених причин ушкоджень пар, що труться підчас експлуатації, при яких нерідко ушкоджуються різні групи підшипників, що не вдається пояснити в рамках існуючих моделей змащення підшипників ковзання.

Метою роботи є розробка математичної моделі подачі оливи до шатунних підшипників в аварійному режимі, яка враховувала б характерні риси конструкції підшипників, а також залежно від характеру ушкоджень допомагала визначати й пояснювати причини їх несправностей, якщо вони виникають на різних режимах при порушенні умов експлуатації.

Розроблено розрахункову модель, яка дозволяє оцінити вплив конструктивних відмінностей в організації подачі моторної оливи та дії відцентрових сил при обертанні колінчастого вала на стовп оливи в каналі, через який вона подається до шатунного підшипника. Виконані розрахунки зміни за часом тиску подачі моторної оливи до шатунних підшипників для різних варіантів конструктивного виконання мастильних каналів колінчастого вала. Показано, що залежно від режиму роботи двигуна і його конструкції тиск моторної оливи перед шатунними підшипниками не пропадає відразу після відмови, причому чим менша частота обертання колінчастого вала, тем довше триває змащування шатунних підшипників. Результати розрахунків підтверджені даними експертних досліджень технічного стану двигунів, у яких було виявлено заклинювання колінчастого вала в корінних підшипниках при відсутності серйозних ушкоджень шатунних підшипників. Встановлено, що такі особливості ушкодження відповідають аварійно швидкому припиненню подачі оливи до колінчастого вала при різних експлуатаційних ушкодженнях, включаючи відмову масляного насоса, редуційного клапана, руйнування піддона картера, порушення ущільнення масляного фільтра. Розроблена модель пояснює різницю в умовах змащення й у ступені ушкодження корінних і шатунних підшипників при аварійних випадках порушення подачі оливи, які спостерігаються в експлуатації автомобілів, і допомагає уточнити причини несправності. Це дозволяє використовувати модель і отримані дані при проведенні автотехнічних експертних досліджень причин відмов автомобільних двигунів, пов'язаних з порушеннями умов експлуатації.

Ключові слова: автомобіль, двигун внутрішнього згоряння, моторна олива, колінчастий вал, шатунний підшипник, відмова, ушкодження, модель, експертиза.

Вступ

Порушення подачі оливи у двигуні внутрішнього згоряння є однією з найпоширеніших причин ушкоджень тертьових пар в експлуатації. Несправність цього виду приводить до ушкодження, у першу чергу, підшипників колінчастого вала, в умовах граничного або сухого тертя. Однак характер ушкодження підшипників в експлуатації може суттєво різнитися – від незначних ушкоджень у вигляді блискучих ділянок поверхні до задирок, плавлення й руйнування робочого шару, що супроводжується заклинюванням колінчастого вала. При цьому ушкодження може мати локальний характер і проявлятися тільки в одного підшипника, а може поширитися на багато або навіть на всі підшипники двигуна [1]. Відомі й більш складні випадки, коли ушкодженню зазнає якась одна група підшипників. У деяких випадках характерні ознаки ушкоджень і різниця в ушкодженні підшипників може виявитися ключовий для встановлення причини відмови [2]. Однак не всі види ушкоджень, їх ознаки й причини досить докладно вивчені, хоча вони зустрічаються в практиці автотехнічної експертизи.

Звичайне визначення причини порушення режиму змащення підшипника не викликає більших труднощів при аналізі ушкодження, якщо воно обмежено одним підшипником, оскільки такий тип ушкодження можливий тільки з досить обмеженого числа причин, локалізованих безпосередньо біля самого ушкодженого підшипника [1–3]. До таких причин відносяться дефекти ремонту, пов'язані з установкою вкладишів підшипників, рідше – виробничі дефекти, викликані потраплянням у підшипник

стружки або неправильною комбінацією допусків, а також деякі інші, коли ушкодження підшипника стає наслідком якихось ушкоджень (наприклад, руйнування колінчастого вала).

Навпаки, при дослідженні причини несправності, коли ушкоджено багато або навіть усі підшипники колінчастого вала, інформації, одержуваної при вивченні ушкоджених деталей, може виявитися недостатньо. Проте, існує велика кількість джерел, що допомагають установлювати причини ушкодження по додаткових характерних ознаках [4–7]. Звичайно в таких випадках мова йде про загальну нестачу оливи, у тому числі, можуть мати місце найрізноманітніші причини, наприклад, несправний або негерметичний масляний насос і/або редуційний клапан насоса, витік в масляній системі (надмірно великі зазори, поломки заглушок, масляних форсунок і т.д.), засмічення сітки оливоприймача, занадто низький рівень оливи, занадто великий нахил автомобіля й ін.

Однак, незважаючи на докладні описи ознак і причин, для низки практичних випадків у літературі відсутній докладний опис конкретних ознак ушкоджень. Одним з таких ознак є ушкодження тільки однієї групи підшипників, наприклад, корінних, у той час як шатунні підшипники виявляються з незначними ушкодженнями або взагалі без них. У рамках існуючої теорії гідродинамічного змащення, на якому ґрунтується робота підшипників ковзання, пояснити таку особливість ушкодження не вдається [8, 9]

Загальним для розглянутої проблеми є також те, що в джерелах інформації є пробіли в математичному описі процесів, які супроводжують або відбуваються при ушкодженні підшипників. Дійсно, моделі й методи, що враховують різні експлуатаційні фактори при проведенні проектувальних розрахунків підшипників [10, 11] добре відомі, у той час як моделі, що описують роботу підшипників при порушеннях умов експлуатації, коли виникають різні ушкодження [12, 13], розроблені недостатньо. Це нерідко викликає труднощі у визначенні реальних причин ушкодження корінних і шатунних підшипників.

Метою роботи є розробка математичної моделі, що дозволяє враховувати характерні риси конструкції підшипників і залежно від характеру ушкоджень визначати та пояснити причини несправностей підшипників ДВЗ, що виникають на різних режимах при порушенні умов експлуатації автомобіля.

Результати дослідження

Для більш точної оцінки всіх факторів, що впливають на подачу оливи до шатунних підшипників в аварійному режимі після відмови в масляній системі двигуна, слід розглянути схему пристрою масляного каналу від корінної до шатунної шийки колінчастого вала, яка максимально близька до реальної конструкції більшості колінчастих валів сучасних автомобільних двигунів (рис. 1а).

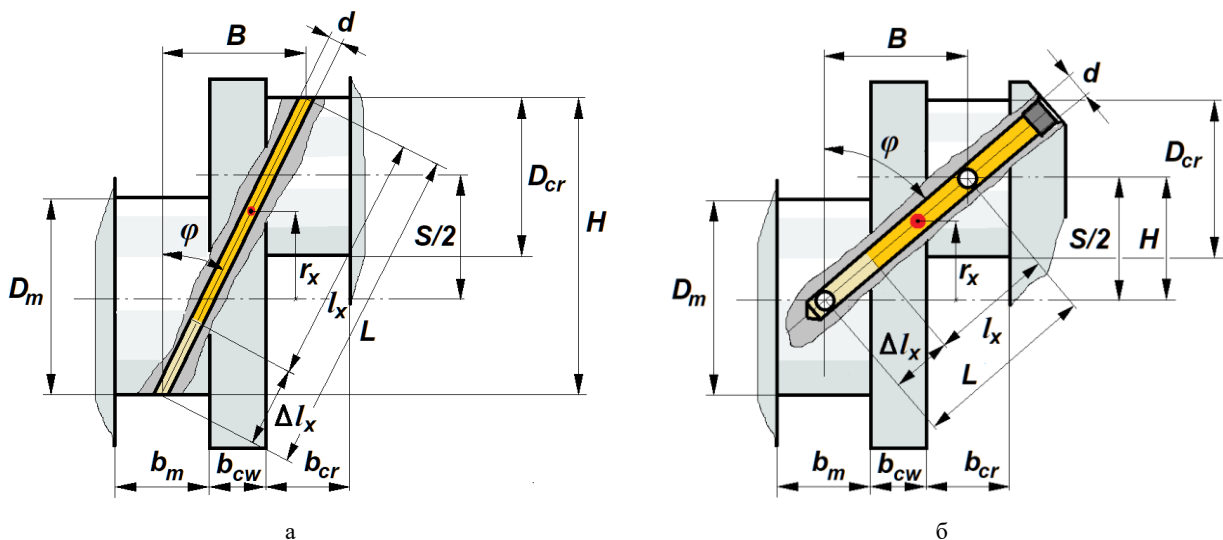


Рис. 1. Розрахункова схема подачі оливи від корінної шийки до шатунної в колінчастому валу:
а) сучасного двигуна, б) двигуна минулих років випуску

Основне завдання розрахунків може бути сформульоване як визначення зміни тиску в мастильному каналі перед шатунним підшипником після відмови подачі оливи в головний масляний канал (перед корінним підшипником). Для вирішення необхідно знайти масу стовпа оливи в мастильному каналі й координату його центру мас, що дозволить обчислити не тільки тиск у зоні мастильного отвору шатунного підшипника, але й зміну цього тиску в часі.

З рис. 1а випливають очевидні геометричні співвідношення для осевої ширини мастильного каналу

$$B = b_{cw} + \frac{1}{2}(b_{cr} + b_m), \quad (1)$$

де b_m , b_{cr} – ширина корінної і шатунної шийок колінчастого вала відповідно; b_{cw} – товщина противаги колінчастого вала.

Для висоти каналу

$$H = \frac{1}{2}(D_{cr} + D_m + S), \quad (2)$$

де D_m , D_{cr} – діаметри корінної і шатунної шийок колінчастого вала відповідно; S – хід поршня (подвійний радіус кривошипа колінчастого вала).

Прийmemo, що мастильний канал розташований у площині, що проходить через осі шийок колінчастого вала (у реальних конструкціях канал розташований не точно в площині осей шийок), тоді його довжина в першому наближенні

$$L = \sqrt{(H^2 + B^2)}.$$

а кут нахилу каналу

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{B}{H}.$$

Центр маси стовпа оливи (туди прикладена відцентрова сила) у каналі можна визначити, якщо задати висоту порожньої частини Δl_x каналу:

$$r_x = H - \frac{1}{2}D_m - \frac{1}{2}(H - \Delta l_x \cos \varphi),$$

або, з врахуванням (2):

$$r_x = \frac{1}{4}(D_{cr} - D_m + S + 2\Delta l_x \cos \varphi), \quad (3)$$

де φ – кут нахилу каналу.

Очевидно, що

$$\Delta l_x = L - l_x,$$

або

$$l_x = L - \Delta l_x.$$

У двигунах минулих років випуску [14] мастильний канал виготовлявся за допомогою великої кількості технологічних операцій, коли отвір виконувався від щоби шатунної шийки до з'єднання з поперечними отворами в шатунній і корінній шийках, після чого закривався заглушкою (рис. 1б).

Для такої схеми, очевидно, $H = \frac{1}{2}S$, а центр маси стовпа оливи в каналі

$$r_x = H - \frac{1}{2}(H - \Delta l_x \cos \varphi) = \frac{1}{2}(H + \Delta l_x \cos \varphi)$$

або

$$r_x = \frac{1}{4}(S + 2\Delta l_x \cos \varphi). \quad (4)$$

При обертанні колінчастого вала відцентрова сила виникає від маси стовпа оливи m_x , розташованого в мастильному каналі

$$F_{cr} = \frac{m_x v_x^2}{r_x}, \quad (5)$$

де $v_x = \frac{\pi}{30} r_x n$ – колова швидкість на радіусі центра мас стовпа.

Маса стовпа, очевидно, залежить від його довжини й рівна:

$$m_x = \rho f l_x, \quad (6)$$

де ρ – щільність оливи; $f = \frac{\pi}{4} d^2$ – площа поперечного перерізу каналу.

Маса оливи в каналі не залишається постійною з часом, тому що масло після припинення подачі в корінний підшипник продовжує витікати з масляного каналу в шатунний підшипник. Зміна маси оливи в одиницю часу буде в точності рівною її миттєвій масовій витраті G_{cr} через шатунний підшипник, оскільки після відмови в масляний канал нічого не надходить:

$$\frac{dm_x}{d\tau} = -G_{cr}.$$

де знак $-$ указує на зменшення маси оливи при витіканні її з каналу.

Відповідно до зміни маси змінюється з часом і довжина стовпа оливи в каналі, оскільки ці величини, згідно з виразом (6), пропорційні:

$$\frac{dl_x}{d\tau} = -\frac{4}{\pi \rho d^2} G_{cr}. \quad (7)$$

Тоді можна записати витрата оливи в такий спосіб:

$$G_{cr} = 2\mu f_{cr} \sqrt{2\rho \Delta p_{cr}}, \quad (8)$$

де f_{cr} – площа перерізу, що визначає витрату оливи в підшипнику; μ – коефіцієнт витрати; Δp_{cr} – перепад тиску в шатунному підшипнику.

Усі величини, що входять у вираз (8), для їхнього визначення при відсутності експериментальних даних вимагають прийняття спрощених допущень. Основна проблема полягає в тому, що розрахунки носить не проектувальний характер, коли визначається, приміром, витрата оливи через підшипник на робочому режимі, що встановився, [10–12], а перевірочний, коли витрата оливи може бути свідомо меншою розрахунковою, у тому числі, за рахунок меншого тиску подачі.

Виходячи із цього, в першому наближенні площа перерізу, що визначає витрату оливи в підшипнику, може бути обрана не як бічна площа підшипника [10], а як найменша площа прохідного перерізу живильного каналу – це мінімальна площа прохідного перерізу для оливи, яка рівна площі отвору каналу, що відкривається вклядишем підшипника. В першому наближенні, без врахування ексцентриситету вала, цю площу визначає половина діаметрального робочого зазору в підшипнику (який зазвичай близький до $\delta_{cr} = 0,05$ мм і далі в розглянутому процесі прийнятий незмінним). Тобто

$$f_{cr} = \frac{1}{2} \pi d \delta_{cr}.$$

Коефіцієнт витрати через цей отвір залежить від коефіцієнта гідравлічного опору ξ перерізу. Оскільки вплив кругового руху оливи в підшипнику на проходження її в зазор [10] невідомий, наближено прийнято, що схема плин у розглянутому перерізі близька до витікання з труби (канал) на плоский екран, утворений робочою поверхнею вклядиша [15]. Тоді коефіцієнт витрати можна представити у вигляді

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}},$$

де ξ – коефіцієнт, що може бути взятий, з даних [15], у діапазоні 1,5–2,5.

Деяка складність є в розрахунках перепаду тиску подачі оливи Δp_{cr} у каналі перед шатунним підшипником. Перепад тиску на підшипнику

$$\Delta p_{cr} = p_{cr} - \Delta p_c - p_k, \quad (9)$$

де p_{cr} – тиск перед вихідним отвором, повністю обумовлений геометрією колінчастого вала й відцентровими силами, що діють на стовп оливи в каналі; Δp_c – втрати тиску при переході оливи з обертового масляного каналу в обертовий з іншою кутковою швидкістю шар оливи в підшипнику [10] (у даній моделі ці втрати враховуються за допомогою коефіцієнта витрати, тому при розрахунках перепаду тиску величину Δp_c в першому наближенні можна покласти рівної нулю); p_k – тиск у картері, який може бути вважати рівним атмосферному.

Тиск перед вихідним отвором може бути знайдений з врахуванням того, що канал нахилений, і відцентрова сила (5) діє на стовп під кутом φ (рис. 2). Тому

$$p_{cr} = \frac{F_{cr}}{f} \cos\varphi = \frac{m_x v_x^2}{f r_x} \cos\varphi,$$

звідки, з врахуванням (3) і (6) отримують рівняння для розрахунків тиску від відцентрових сил:

$$p_{cr} = \frac{\pi^2}{900} \rho r_x n^2 l_x \cos\varphi. \quad (10)$$

З вираження (9) тиск прямо пропорційний радіусу центра мас стовпа і його висоті.

Підставляючи вираз (8) у рівняння (7) і враховуючи формули (9) і (10) для тиску, одержимо рівняння для зміни довжини стовпа оливи в каналі:

$$\frac{dl_x}{d\tau} = -\frac{4\delta_{cr}}{d\sqrt{\rho(1+\xi)}} \sqrt{2(p_{cr}-p_k)}. \quad (11)$$

Рівняння (11) є диференціальним рівнянням 1-го порядку виду

$$\frac{dl_x}{d\tau} = f(l_x), \quad (12)$$

яке описує процес зміни (зменшення) довжини стовпа оливи в мастильному отворі внаслідок витікання оливи з отвору під дією відцентрової сили, прикладеної до стовпа. Рівняння (12) розв'язується, якщо задати крок за часом $\Delta\tau$ і початкові умови, якими, очевидно, є довжина стовпа в початковий момент часу, рівна довжині каналу, тобто при $\tau = 0$ $l_x = L$. Простіше всього рівняння розв'язується чисельно, наприклад, методом Ейлера, за яким для розрахунків довжини стовпа на кожному кроці робиться ітерація виду

$$l_x = l_x + \frac{dl_x}{d\tau} \Delta\tau.$$

Як приклад було розглянуто завдання відмови системи змащення колінчастого вала 2-х типових автомобільних двигунів обсягом 1,6–2,0 л з такими параметрами: $D_m=50$ мм, $D_{cr}=45$ мм, $S=84$ мм, $b_m=25$ мм, $b_{cr}=22$ мм, $b_{cw}=15$ мм.

Розрахунки виконувалися для варіантів конструкції з діаметром каналу $d=5$ мм для схеми на рис. 1а та $d=10$ мм із двома отворами на шатунній шийці $d_f=5$ мм, для схеми на рис. 1б при декількох режимах роботи двигуна по частоті обертання колінчастого вала із кроком за часом 0,1 с.

Результати розрахунків представлені в табл. 1 і на рис. 2, де добре видно, що змащення шатунних шийок колінчастого вала, дійсно пропадає після відмови системи змащення двигуна з певною затримкою, тривалість якої залежить як від конструкції й розмірів мастильного каналу, так і від частоти обертання колінчастого вала.

Таблиця 1

Результати розрахунків роботи системи змащення двигунів після відмови подачі на різних обертах роботи

Режим роботи, об/хв.	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Час роботи до початку ушкоджень шатунних підшипників, с						
Сучасні ДВЗ	6	3	2	-	-	-
ДВЗ минулих років	14	7,5	4,5	3,5	3	2,5
Максимальний тиск подачі оливи в шатунні підшипники від відцентрових сил, бар						
Сучасні ДВЗ	1,07	1,26	1,60	-	-	-
ДВЗ минулих років	1,03	1,11	1,25	1,45	1,70	2,0

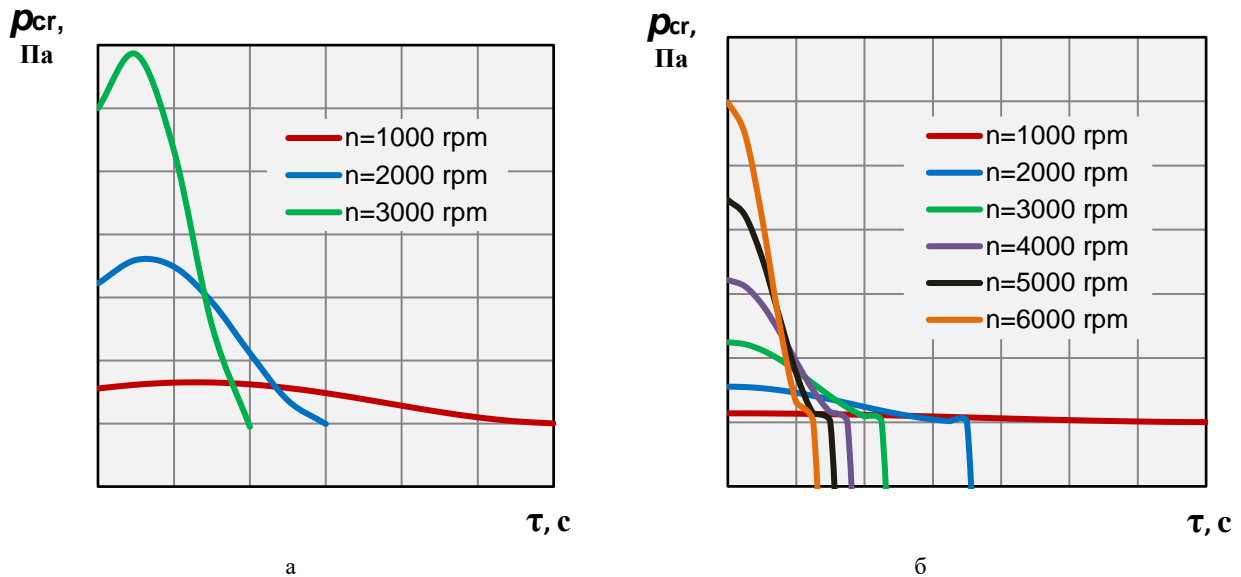


Рис. 2. Зміна тиску оливи в мастильному каналі перед шатунним підшипником за час після відмови (припинення) подачі оливи залежно від режиму роботи: для двигунів сучасної конструкції (а); для двигунів минулих років (б)

Звертає на себе увага той факт, що режими, близькі до режиму холостого ходу (це близько 1000 хв^{-1}), забезпечують при невеликому тиску подачі максимальну тривалість змащення шатунних підшипників. Загальний час протягом якого в шатунні підшипники надходить масло, що залишилося в масляному каналі колінчастого вала після припинення подачі оливи до корінних підшипників, залежно від режиму роботи двигуна, ілюструє рис. 3.

Виконаний розрахунок показує, що при аварійному припиненні подачі оливи до корінних підшипників шатунні не залишаються відразу без змащення, оскільки якийсь час тиск оливи в них забезпечується дією відцентрових сил, причому величина тиску, створюваного відцентровими силами, що діють на стовп оливи в мастильному отворі, може бути ще цілком достатня для нормальної роботи підшипника (хоча й при невеликих навантаженнях протягом досить обмеженого часу – поки масло не буде повністю видавлене з мастильного отвору в шатунний підшипник). Тоді, якщо допустити, що на режимі малих навантажень і частот обертання шатунний підшипник зберігає працездатність, поки є подача оливи, то рис. 3 покаже максимальний час із моменту відмови до зупинки двигуна за умови відсутності ушкодження шатунних підшипників.

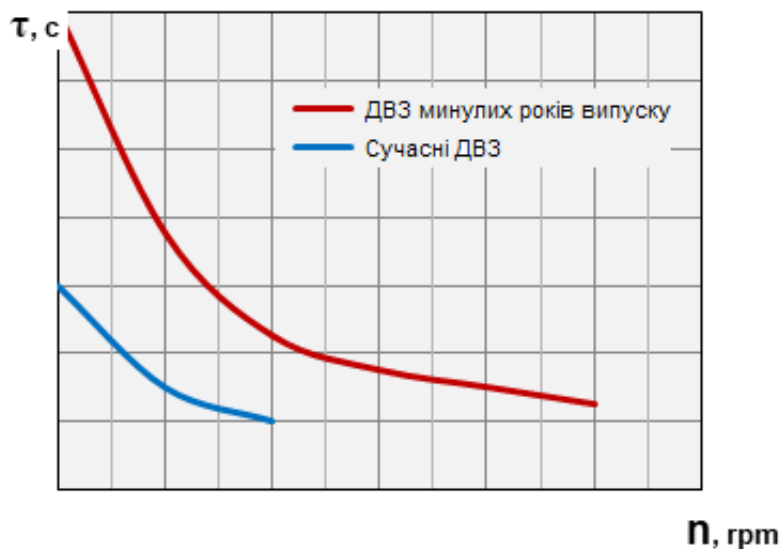


Рис. 3. Загальний час подачі оливи до шатунних підшипників після відмови подачі оливи в корінні підшипники залежно від обертів двигуна

Виходячи з таких особливостей роботи шатунних підшипників, є всі підстави вважатися, що саме наявністю відцентрових сил і пояснюються відмічвані в практиці дослідження причин несправностей істотні відмінності в ушкодженнях різних груп підшипників [2, 13]. Зокрема, мова йде про ті випадки,

коли заклинювання колінчастого вала в корінних підшипниках не супроводжується серйозним ушкодженням шатунних.

Це дозволяє пояснити деякі відомі з експертних досліджень факти, у тому числі, ті з них, коли відмова подачі оливи супроводжується спрацьовуванням сигналізатора недостатнього тиску оливи. Якщо така відмова відбувається на великій частоті обертання, серйозні ушкодження всіх підшипників колінчастого вала закономірні, особливо, на двигунах сучасних конструкцій. На малих частотах обертання, навпаки, водій має час для реакції на відмову та своєчасну зупинку двигуна і в такому випадку шатунні підшипники можуть не одержати помітних ушкоджень.

Згідно з рис. 3, час процесу може бути досить значним (більш 10 секунд), особливо, при малих частотах обертання й навантаженнях, коли для працездатності підшипника досить невеликого тиску подачі, це може пояснити різницю в ступені ушкодження корінних і шатунних підшипників після відмови в системі змащення. У такому випадку становлять інтерес дані експертних досліджень несправностей двигунів, а саме, наявність відмінностей у стані шатунних і корінних підшипників.

На рис. 4 представлено характер ушкодження підшипників бензинового двигуна 2,0 л після раптового порушення й майже повного припинення подачі оливи, викликаного видавлюванням ущільнювального кільця з-під масляного фільтра (відмова супроводжувалася спрацьовуванням сигналізації недостатнього тиску оливи). Колінчастий вал був заклинений у корінних підшипниках, у той час як шатунні підшипники одержали тільки незначні ушкодження.

Аналогічні випадки були відзначені в експертній практиці й при інших несправностях у системі подачі оливи, у тому числі, при руйнуванні піддона картера, заклинюванні редукційного клапана та ін. Загальним для випадків ушкодження переважно корінних підшипників є швидке й практично повне припинення подачі оливи до колінчастого вала, якщо воно відбулося на знижених режимах роботи двигуна.

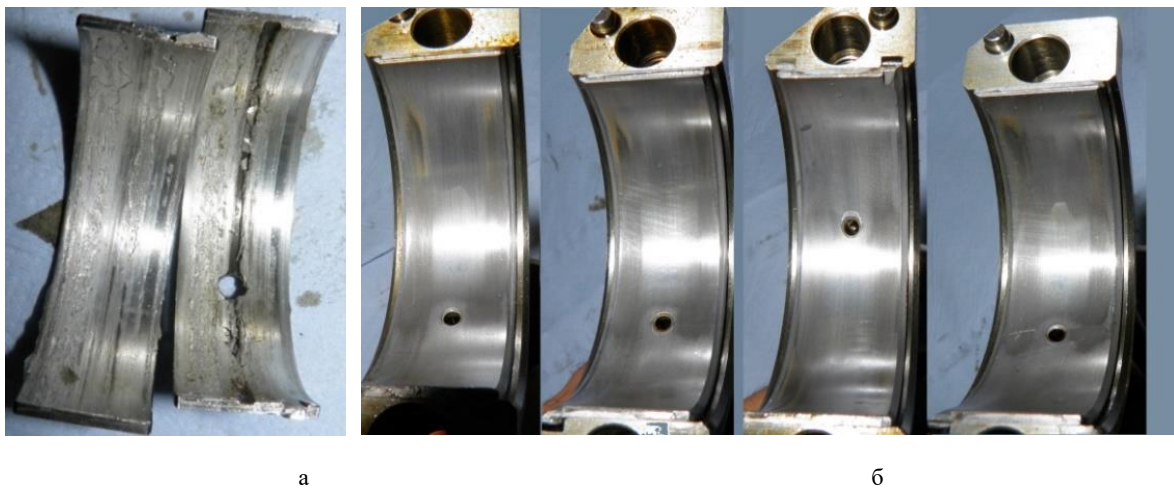


Рис. 4. Несправності шатунних підшипників колінчастого вала: задирки та плавлення на поверхні підшипників (а); незначні ушкодження підшипників (б)

Якщо зазначені умови не виконуються, наприклад, подача оливи пропадає не відразу, не повністю й/або режими роботи двигуна підвищені, ушкодження поширюється й на шатунні підшипники. На рис. 5 представлено стан підшипників бензинового двигуна 2,0 л після пробою піддона картера. Відмова в системі подачі оливи, викликана витіканням оливи, відбулася на підвищених режимах роботи, у результаті чого колінчастий вал заклинив у корінних підшипниках уже після того, як шатунні отримали ушкодження.

Добре видно, що більшість корінних підшипників мають надзвичайно сильні ушкодження (один повернутий у постелі), у той час як ушкодження шатунних підшипників, що живляться від них, помітно менші.

Із практики випливає (а результати моделювання й розглянуті випадки це побічно підтверджують), що в межах, коли подача оливи не припиняється повністю, а тільки дещо знижується, картина ушкодження фактично змінюється на зворотню – ушкодження одержують тільки шатунні підшипники, у той час як корінні можуть бути ушкоджені незначно або взагалі не мати видимих ушкоджень [2, 13].

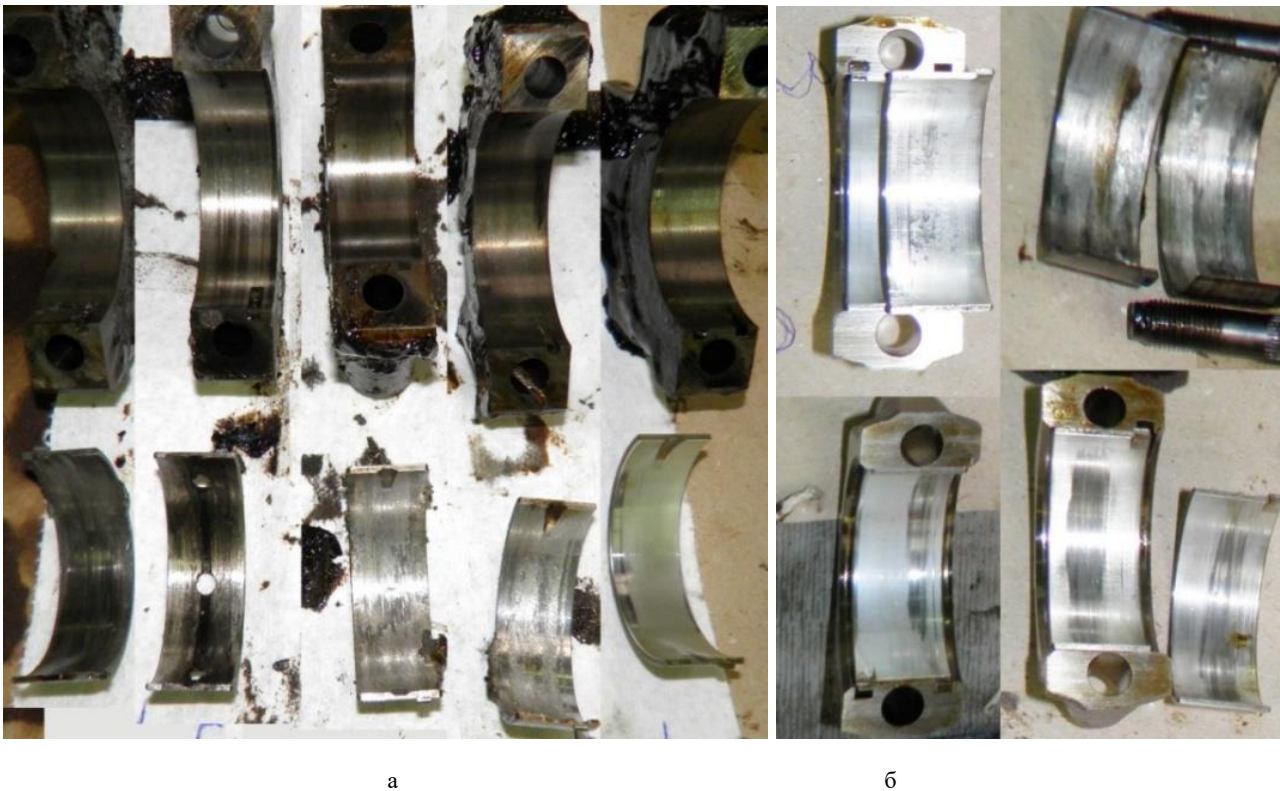


Рис. 5. Значні пошкодження підшипників колінчастого вала, які виникли після падіння тиску оливи на підвищених обертах двигуна: корінні підшипники (а); шатунні підшипники (б)

Таким чином, порушення режиму змащення й ушкодження, головним чином, корінних підшипників пов'язане зі швидким і повним (або майже повним) припиненням подачі до них оливи, у той час як ушкодження тільки, або переважно, шатунних підшипників є, як правило, наслідком зниження подачі оливи нижче якогось мінімального рівня. Можливі також перехідні стани, коли ушкоджені й корінні, і шатунні підшипники, однак для правильного визначення причини відмови найбільш важлива різниця в ступені їх ушкодження (рис. 5). Можна також відзначити, що ушкодження корінних підшипників колінчастого вала при відсутності (або незначності) ушкоджень шатунних більш відповідають відмовам на знижених режимах роботи двигуна. Ця ознака також може бути ключовою при розслідуванні причин відмови в рамках проведення автотехнічної експертизи, у тому числі, при аналізі дій водія з метою визначення технічної можливості запобігання наслідків відмови.

Висновок

Розроблено математичну модель оцінки пошкоджень підшипників колінчастого вала при падінні тиску оливи в масляній системі ДВЗ, яка теоретично підтверджує, що змащення шатунних підшипників пропадає через певний час після змащення корінних підшипників. Це дозволяє пояснити різницю в умовах змащення та ступені ушкоджень корінних і шатунних підшипників при аварійних порушеннях подачі оливи, спостережуваних в експлуатації автомобілів. У результаті використання розробленої моделі й отриманих даних при проведенні автотехнічних експертних досліджень дозволяє уточнювати причини несправностей і відмов, пов'язаних з порушеннями умов експлуатації автомобільних ДВЗ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] MAHLE. *Engine Bearings: Failure Analysis and Correction*. Farmington Hills: MAHLE Aftermarket Inc, 2014, 39 p.
- [2] А. Э. Хрулев, В. Б. Дроздовский, и С. К. Лосавио, *Экспертиза технического состояния и причины неисправностей автомобильной техники*. Москва: АБС, 2019, 966 с.
- [3] MS Motorservice. *Повреждения подшипников скольжения*. Neuenstadt: MS Motorservice Int. GmbH, 2017, 72 с.
- [4] Mahle Clevite. *Engine Bearings. Failure & Analysis Guide*. Clevite Issue form #CBE-1-1208. Ann Arbor: Mahle Clevite Inc, 2008, 32 p.
- [5] А. Э. Хрулев, и Ю. В. Кочуренко, «Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях», *Двигатели внутреннего сгорания*, №1, с. 52-59, 2017. doi: 10.20998/0419-8719.2017.1.10.
- [6] Д. Копелиович Как избежать отказов в работе подшипников скольжения. *Автомобиль и сервис*, №10, с. 62-64, 2012.
- [7] E. Greuter, and S. Zima, *Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes*. Warrendale: SAE International, 2012, 582 p.

- [8] С. А. Чернавский, *Подшипники скольжения*. Москва: Гос. научно-техн. изд. машиностроительной лит, 1963, 244 с.
- [9] В. А. Максимов, Г. С. Баткис, *Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин*. Казань: ФЭН, 1998, 430 с.
- [10] А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, А. А. Гафиятуллин, и Д. Л. Панкратов, Аналитическое исследование изменения условий смазки шатунных подшипников в процессе эксплуатации, *Вестник СГТУ*, №3 (8), 2005, с. 69-75.
- [11] Е. И. Квитницкий, Н. Ф. Киркач, Ю. Д. Полтавский, и А. Ф. Савин, *Расчет опорных подшипников скольжения*. Москва: Машиностроение, 1979, 70 с.
- [12] Р. Ф. Калимуллин, и Н. Н. Якунин, «Расчетная оценка условий смазки коренных подшипников автомобильных двигателей», *Вестник ОГУ*, № 1(4), с.54-58, 2000.
- [13] А. Э. Хрулев, и М. В. Кротов, «Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС», *Двигатели внутреннего сгорания*, № 1, с. 74-81, 2018. doi: 10.20998/0419-8719.2018.1.13.
- [14] А. Э. Хрулев, *Ремонт двигателей зарубежных автомобилей*. Москва: За Рулем, 1998, 440 с.
- [15] И. Е. Идельчик, *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. 3-е изд. М. О.Штейнберга, Ред. Москва: Машиностроение, 1992, 672 с.

Хрулев Александр Едуардович – канд. техн. наук, доцент, докторант кафедры автомобілів, e-mail: alo.engine@gmail.com.

Сараєв Олексій Вікторович – д-р техн. наук, доцент, декан автомобільного факультету, e-mail: sarayev9@gmail.com.

Сараєва Ірина Юрївна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, e-mail: sarayeva9@gmail.com.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

O. Khrulev
O. Saraiev
I. Saraieva

The influence of central forces on crankshaft bearing lubrication is in emergency modes of the engine of the car

Kharkiv National Automobile and Highway University

The analysis of the crankshaft bearing condition of the automotive internal combustion engines in the case of insufficiency and breakage of oil supply to them is carried out. It is noted that this fault is one of the most common causes of damage to rubbing pairs in operation. At the same time, the different groups of bearings are often damaged, which cannot be explained within the framework of existing models of plain bearing lubrication.

The objective of the work is to develop a mathematical model of oil supply to connecting rod bearings in emergency mode, taking into account the characteristic features of the bearing design. The model also, depending on the nature of the damage, should help to determine and explain the causes of bearing failures if they occur in different modes when operating conditions are broken.

A computational model has been developed that makes it possible to assess the effect of design differences in the features of oil supply and the action of the centrifugal forces during crankshaft rotation on the oil column in the lubrication hole where oil is supplied to the conrod bearing. Calculations of the change in time of the oil supply pressure to the connecting rod bearings for the various designs of the crankshaft lubrication holes have been performed. It is shown that, depending on the operating mode of the engine and its design, the oil pressure in front of the connecting rod bearings does not disappear immediately after oil supply failure to crankshaft. Moreover, the lower the crankshaft speed is, the longer the lubrication of the conrod bearings will continue. The calculation results are confirmed by the data of the expert studies of the engine technical condition, in which the crankshaft was wedged in the damaged main bearings was found in the absence of serious damage to the connecting rod ones. It has been found that such features of the damage correspond to an rapid breakage of the oil supply to the crankshaft in the case of such operational damage as the oil pump and pressure reducing valve failure, the oil filter seal and oil pan destruction, etc. The developed model explains the difference in lubrication conditions and in the damage feature to the main and connecting rod bearings in the emergency cases of the oil supply breakage, which are observed during operation, and helps to clarify the failure causes. This makes it possible to use the model and the obtained data when providing auto technical expert studies of the failure causes of automobile internal combustion engines This makes it possible to use the model and the obtained data when providing auto technical expert studies of the failure causes of automobile internal combustion engines when the operating conditions are broken.

Key words: car, internal combustion engine, engine oil, crankshaft, connecting rod bearing, failure, damage, model, examination.

Khrulev Oleksandr – Ph. D. (Eng), Associate Professor, doctoral student of Automobile Department, e-mail: alo.engine@gmail.com.

Saraiev Olexii – Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor, Dean of the Automotive Faculty, e-mail: sarayev9@gmail.com.

Saraieva Iryna – Ph. D. (Eng), Associate Professor of the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: sarayeva9@gmail.com.

А. Э. Хрулев
А. В. Сараев
И. Ю. Сараева

Влияние центробежных сил на смазку подшипников коленчатого вала в аварийных режимах

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Выполнен анализ состояния подшипников коленчатого вала автомобильных ДВС при нарушении и прекращение подачи к ним масла. Отмечено, что данная неисправность является одной из распространенных причин повреждений трущихся пар в эксплуатации, при которых нередко повреждаются разные группы подшипников, что не удается объяснить в рамках существующих моделей смазки подшипников скольжения.

Целью работы является разработка математической модели подачи масла к шатунным подшипникам в аварийном режиме, которая учитывала бы характерные особенности конструкции подшипников, а также в зависимости от характера повреждений помогала определять и объяснять причины их неисправностей, если они возникают на различных режимах при нарушении условий эксплуатации.

Разработана расчетная модель, которая позволяет оценить влияние конструктивных различий в организации подачи масла и действия центробежных сил при вращении коленвала на столб масла в смазочном отверстии, через которое масло подается к шатунному подшипнику. Выполнены расчеты изменения по времени давления подачи масла к шатунным подшипникам для различных вариантов конструктивного исполнения смазочных каналов коленчатого вала. Показано, что в зависимости от режима работы двигателя и его конструкции давление масла перед шатунными подшипниками не пропадает сразу после отказа, причем чем меньше частота вращения коленчатого вала, тем дольше продолжается смазывание шатунных подшипников. Результаты расчетов подтверждены данными экспертных исследований технического состояния двигателей, в которых было обнаружено заклинивание коленчатого вала в коренных подшипниках при отсутствии серьезных повреждений шатунных. Установлено, что такие особенности повреждения соответствуют аварийно быстрому прекращению подачи масла к коленчатому валу при различных эксплуатационных повреждениях, включая отказ маслососа, редукционного клапана, разрушение поддона картера, нарушение уплотнения масляного фильтра. Разработанная модель объясняет разницу в условиях смазки и в степени повреждения коренных и шатунных подшипников при аварийных случаях нарушения подачи масла, которые наблюдаются в эксплуатации автомобилей, и помогает уточнить причины неисправности. Это позволяет использовать модель и полученные данные при проведении автотехнических экспертных исследований причин отказов автомобильных ДВС, связанных с нарушениями условий эксплуатации.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, подача масла, коленчатый вал, шатунный подшипник, отказ, повреждение.

Хрулев Александр Эдуардович – канд. техн. наук, докторант кафедры автомобилей, e-mail: alo.engine@gmail.com.

Сараев Алексей Викторович – д-р техн. наук, доцент, декан автомобильного факультета, e-mail: sarayev9@gmail.com.

Сараева Ирина Юрьевна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: sarayeva9@gmail.com.