

Савчук В.П., Курносенко Д.В., Білоусов Є.В. Сатулов А.І.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТИПОВИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ НА ФУНКЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМ ЗМАЩУВАННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Ефективним напрямком підвищення безвідмовності, та цілому й надійності підшипникових вузлів кривошипно-шатунного механізму (КШМ) є розробка нових та вдосконалення існуючих методів діагностування їх працездатності та працездатності систем змащування (СЗ) без виведення двигунів з дії. Особливо це актуально для головних судових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), що функціонують в умовах тривалої безперервної дії на різних режимах навантаження. На практиці застосовуються непрямі методи оцінки працездатності підшипників КШМ шляхом моніторингу показників функціональних параметрів: температури оливи на вході та виході з підшипників, концентрації парів оливи в картері дизеля та ін. Додатково працездатність СЗ оцінюється моніторингом тиску оливи на вході в двигун, та виконується періодичний контроль її в'язкості, що є основним показником, який забезпечує працездатність підшипників ковзання. При пошуку алгоритмів діагностування СЗ виділено два контури діагностування: контур подачі, очищення та охолодження моторної оливи й контур змащування підшипникових вузлів та охолодження поршнів. Перед проведенням аналізу кореляційних зв'язків між діагностичними параметрами виділено основні несправності: забруднення сітки оливоприймача, знос деталей насоса оливи, заклинювання золотника запобіжного клапану, інтенсивне забруднення фільтра оливи, відхилення в'язкості моторної оливи від встановленого діапазону заводом-виробником. Для визначення характеристик елементів СЗ проведено ряд експериментальних стендових досліджень при різних умовах її функціонування: при відсутності відхилень робочих параметрів від нормативних; при підвищеній витраті моторної оливи через головну оливну магістраль; при підвищеному значенні опору на лінії всмоктування моторної оливи; при підвищеному значенні опору фільтру оливи (експлуатація дизеля із фільтром оливи, що має значне забруднення фільтруючого елементу); при фіксованому відкритому положенні золотника запобіжного клапану. Наведені результати вказують на недостатність існуючих засобів діагностування працездатності елементів СЗ, а також відсутність можливостей забезпечення необхідної повноти діагностування навіть при можливості додаткового вимірювання тиску безпосередньо в контурі системи подачі, очищення та охолодження моторної оливи. Внаслідок впливу запобіжного клапану на показники тиску як в контурі, так і в напірній магістралі, компенсувати відсутність діагностичної інформації можливо шляхом визначення витрати моторної оливи через запобіжний клапан.

Ключові слова: високообертовий двигун внутрішнього згорання, система змащування, фільтр оливи, насос оливи, запобіжний клапан

Постановка проблеми. Оскільки існують відомі труднощі моніторингу структурних параметрів КШМ ДВЗ, що на пряму вказують на зміну технічного стану об'єкту діагностування, таких як величина робочого зазору, товщина змащувальної плівки підшипників КШМ, то на практиці часто застосовують непрямі методи оцінки їх працездатності шляхом моніторингу показників функціональних параметрів [1, 2, 3]. Зазвичай такими є температура оливи на вході та виході з підшипників, концентрація парів оливи в картері дизеля та ін. Оцінювання працездатності систем змащування (СЗ) виконують шляхом моніторингу тиску оливи на вході в

двигун та періодичним контролем її в'язкості, якає одним із основних параметрів, що забезпечує працездатність підшипників ковзання. Зазвичай високообертові ДВЗ, що мають систему змащування із «мокрим» картером, мають обмежені можливості визначення динаміки зміни технічного стану елементів СЗ, оскільки безперервно можуть контролюватись тільки значення температури та тиску моторної оливи в центральній оливній магістралі, які дають можливість оцінити працездатність системи в цілому або констатувати існуючу відмову її критичних елементів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогоднішній день існуючі системи функціонального та тестового діагностування систем змащування високооберткових ДВЗ все ще не мають узагальнених критеріїв обробки діагностичних параметрів з метою визначення несправностей в умовах експлуатації. Такі системи діагностування отримали обмежене застосування на практиці. Частково дослідження із даної тематики опубліковано колективами авторів [3, 4].

Формулювання цілей статті. Попередити пошкодження підшипників колінчастого валу через порушення функціонування елементів СЗ чи зміни властивостей моторної оливи можливо шляхом оснащення двигунів системами безперервного моніторингу за робочими характеристиками СЗ та її діагностування. Метою даного дослідження є встановлення кореляційних зв'язків між структурними та функціональними параметрами СЗ високооберткових ДВЗ та аналіз достатності використання бортового діагностичного обладнання для моніторингу функціонування СЗ та діагностування найбільш розповсюджених варіантів порушення їх працездатності.

Основні результати дослідження. При пошуку алгоритмів діагностування СЗ доцільним є виділити два її контури, що діагностуються:

- контур подачі, очищення та охолодження моторної оливи;
- контур змащування підшипникових вузлів та охолодження поршнів.

Такий поділ дасть можливість чітко виділити діагностичні ознаки за об'єктами СЗ та встановити між ними кореляційні зв'язки. Показниками, що можуть використовуватись для визначення зміни технічного стану елементів СЗ та відхилення в'язкості моторної оливи від допустимих заводом виробником, є тиск, витрата та температура моторної оливи. Також необхідно враховувати особливості компонування СЗ та конструктивні особливості її елементів та вузлів.

Перед проведенням аналізу кореляційних зв'язків між вказаними діагностичними параметрами попередньо виділимо основні несправності, що можливо діагностувати непрямыми методами:

- забруднення сітки оливоприймача;
- знос деталей насоса оливи;
- заклинювання золотника запобіжного клапану;
- інтенсивне забруднення фільтра оливи;
- відхилення в'язкості моторної оливи від встановленого діапазону заводом-виробником.

Наведені несправності не враховують зміни технічного стану підшипникових вузлів, хоча не виключають можливості їх узагальненого діагностування. Дане питання потребує проведення окремих досліджень, зокрема в напрямку визначення впливу зносу підшипникових вузлів на характер пульсацій тиску моторної оливи [9, 10].

Для пошуку закономірностей впливу зміни технічного стану елементів СЗ, що наведено вище, можна застосовувати методи математичного моделювання, стендові дослідження та натурні випробування. Кожен із даних методів не виключає один одного, а лише доповнює, мають за мету покращити розуміння процесів, які відбуваються в системах, вдосконалення математичних моделей, спрощення розробки, виробництва та введення в експлуатацію виробу та, взагалі, підвищення його рівня надійності та енергоефективності.

Для визначення характеристик елементів СЗ з урахуванням різних технічних станів її складових елементів, нами розроблено дослідний стенд [11, 12]. В якості стендового насоса

оливи нами використовувався насос моделі 50-1403010-Б1 високообертового дизельного двигуна Д246.4 [13] та відповідний йому корпус фільтра оливи із запобіжним клапаном 245-1017015-Б (рис. 1). В якості стендового фільтра оливи використовувався фільтр SM108 із диференційним тиском відкриття перепускного клапану 0,25 МПа та тиском відкриття антидренажного клапану 0,1 МПа. При дослідженні впливу забрудненого фільтра оливи на показники СЗ використовувався фільтр М-019 із аналогічними характеристиками клапанів.

Граничними умовами при проведенні стендових випробувань були наступні:

- індекс в'язкості моторної оливи SAE 10W40 (кінематична в'язкість 15 сСт при температурі 100 °С);
- температура моторної оливи на виході із насосу 85 °С;
- досліджувані режими роботи насосу оливи при 500, 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000, 2250, 2500 та 2750 хв⁻¹.

Проведено п'ять різних варіантів досліджень умов функціонування СЗ, що характеризують варіанти зміни чи втрати працездатності її складових елементів. Кожен варіант було повторено щонайменше 4 рази. Відхилення отриманих результатів від середнього значення не перевищувало 2,0 %.

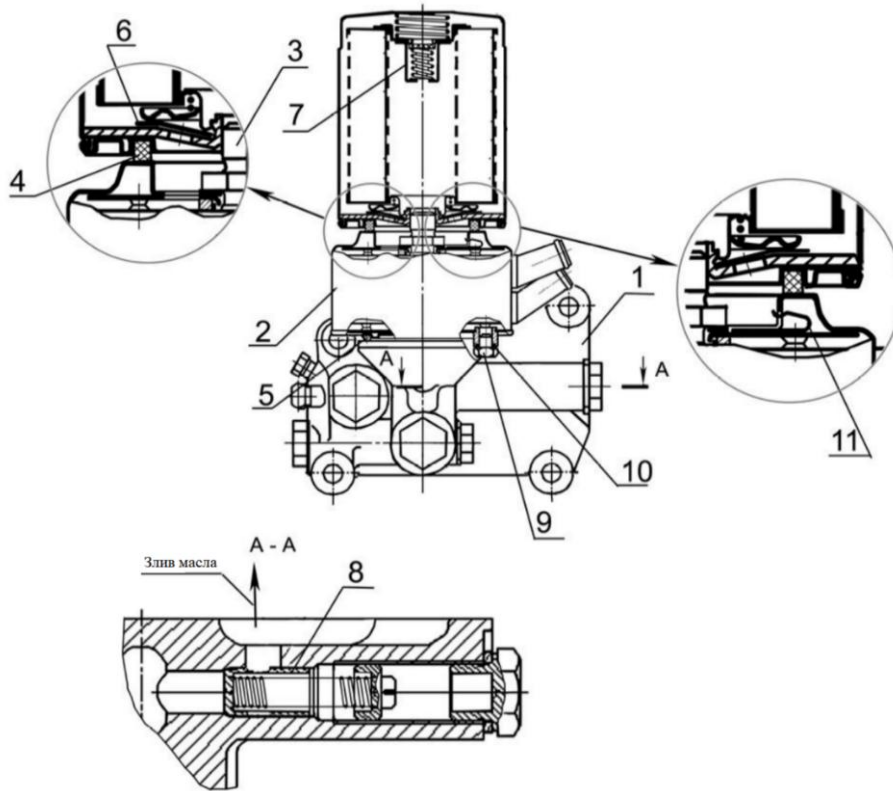


Рисунок 1 – Клапани системи змащування високообертового двигуна Д246.4:

- 1 – корпус фільтра оливи; 2 – рідинно-оливний теплообмінник; 3 – штуцер; 4 – прокладка фільтра; 5 – прокладка рідинно-оливної теплообмінника; 6 – клапан протидренажний; 7 – клапан перепускний; 8 – клапан запобіжний; 9 – пробка для зливу охолоджувальної рідини; 10 – кільце ущільнювальне; 11 – запобіжний клапан рідинно-оливної теплообмінника

Варіант 1. Дослідження характеристик СЗ, що не має відхилень експлуатаційних показників від нормативних.

Варіант 2. Дослідження характеристик СЗ при підвищеній витраті моторної оливи через головну оливну магістраль. Здійснювалось шляхом збільшення площі прохідного перерізу стенового дроселю в напірній лінії.

Варіант 3 (3а). Дослідження характеристик СЗ при підвищеному значенні опору на лінії всмоктування моторної оливи. Здійснювалось шляхом зменшення площі прохідного перерізу стенового дроселю на лінії всмоктування.

Варіант 4. Виконувалось дослідження характеристик СЗ при підвищеному значенні опору фільтру оливи (експлуатація дизеля із фільтром оливи, що має значне забруднення фільтруючого елементу).

Варіант 5. Виконувалось дослідження характеристик СЗ при фіксованому відкритому положенні золотника запобіжного клапану.

Результати осереднених значень наведено у вигляді графічних залежностей (рис. 2-13).

В якості основних характеристик СЗ наведено залежності витрат моторної оливи в напірну лінію (через фільтр оливи), витрата моторної оливи через запобіжний клапан та сумарна продуктивність насоса оливи. Також при кожному варіанті, що відтворено при стендових дослідженнях, реєструвались параметри тиску в напірній лінії, тиску, що створюється насосом оливи, значення перепаду тиску на фільтрі оливи та значення абсолютного тиску на всмоктуванні перед насосом.

Відповідно, для першого варіанту дослідження, отримані результати представлено на рис. 2 і 3.

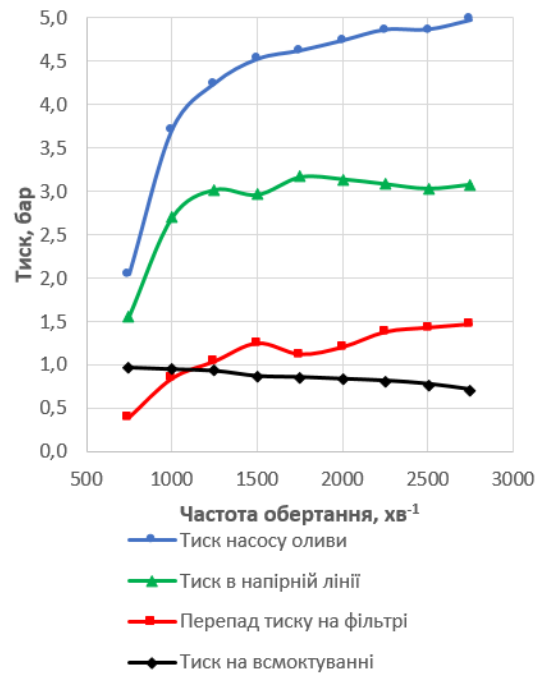
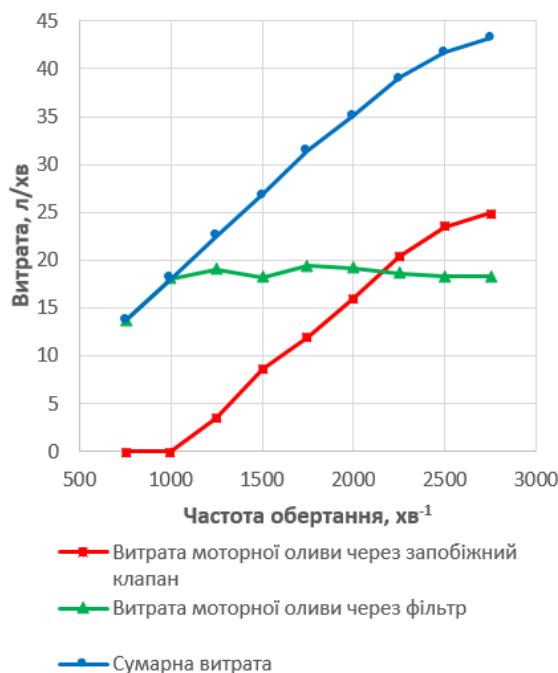


Рисунок 2 – Залежність витрати моторної оливи через запобіжний клапан та фільтр оливи від частоти обертання насоса

Рисунок 3 – Тиск моторної оливи після та на всмоктуванні насоса, в напірній лінії та перепад тиску на фільтрі при різних значеннях частоти обертання насоса

На даних режимах роботи СЗ в діапазоні частоти обертання насоса 1250...2750 хв⁻¹ підтримується тиск в напірній лінії близько 0,3 МПа (3 бар), що забезпечується налаштуваннями запобіжного клапану. Витратна характеристика даного клапану це

підтверджує (рис. 2). Витрата моторної оливи в діапазоні обертів 1000...2750 хв^{-1} наближається до значення близько 20 л/хв. Залежність продуктивності насоса оливи демонструє лінійну залежність до значення частоти обертання насоса оливи 1750 хв^{-1} , а далі спостерігається поступове відхилення в сторону зменшення, що пояснюється збільшенням втрат в насосі через перетікання оливи в зазорах насосу та збільшення опору на всмоктуванні (рис. 3).

Для забезпечення працездатності СЗ при зміні характеристик її складових елементів та змащувальних вузлів (знос підшипників КШМ, знос деталей насоса оливи, зміна в'язкості моторної оливи, забруднення фільтруючого елемента фільтра оливи, тощо) продуктивність насосів оливи вибирається із майже двократним запасом. При експлуатації двигуна при відсутності суттєвих відхилень технічного стану елементів СЗ від нормативних значень, практично рівнозначна кількість моторної оливи перепускається запобіжними клапанами поза центральну магістраль системи та подається до неї. При зменшенні, наприклад, продуктивності насоса оливи, відповідно зменшується її кількість, що відводиться через запобіжний клапан. Зміна продуктивності насоса оливи також відбувається при зміні частоти обертання колінчастого валу дизелів, що працюють за швидкісною характеристикою.

Імітація зносу підшипникових вузлів КШМ (варіант 2) здійснювалась шляхом зменшення опору в напірній магістралі стендовим дроселем. Отримані характеристики витрати та тиску в контурі наведено на рис. 4 та 5. Аналіз отриманих результатів вказує на падіння тиску в напірній лінії в середньому на 0,1 МПа (1,0 бар) при підвищенні витрати в діапазоні 2,0...3,0 л/хв. Для підтримки базового значення тиску в системі функціонування запобіжного клапану є недостатнім, хоча й витрата через нього зменшилась (наприклад, при частоті обертання 2500 хв^{-1} на 3,85 л/хв). За рахунок підвищення витрати в напірну магістраль підвищився опір на фільтрі оливи в середньому на 0,07 МПа. Значення опору на всмоктуванні практично не змінилось.

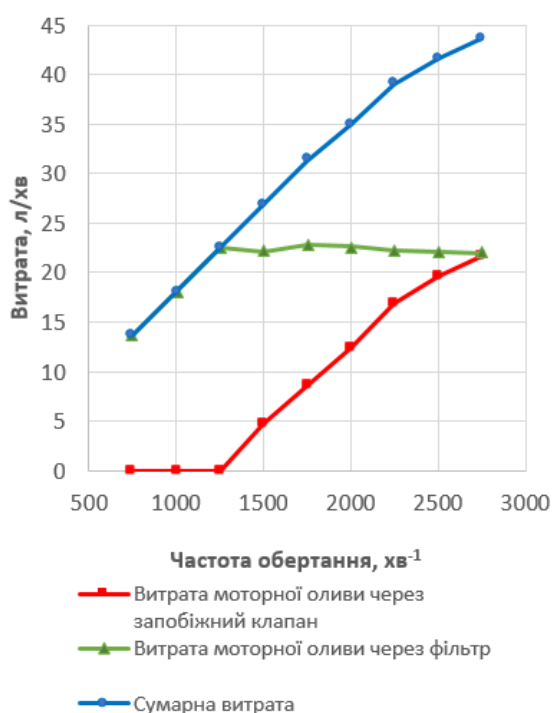


Рисунок 4 – Залежність витрати моторної оливи через запобіжний клапан та фільтр оливи від частоти обертання насоса

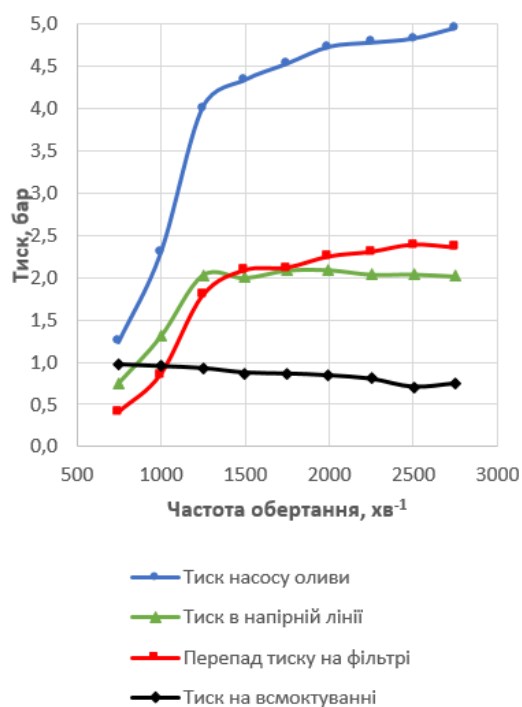


Рисунок 5 – Тиск моторної оливи після та на всмоктуванні насоса, в напірній лінії та перепад тиску на фільтрі при різних значеннях частоти обертання насоса

Результати для варіанту 3 (3а) наведено на рис. 6-9, що побудовані за аналогічним принципом, як і для попередніх варіантів. Зниження абсолютного значення тиску на всмоктуванні очікувано призводить до зменшення об'ємного ККД насосу оливи та призводить до зниження його продуктивності при значенні тиску на всмоктуванні менше 0,065 МПа (0,65 бар). При значенні цього параметру нижче 0,04 МПа було зареєстровано інтенсивне піноутворення внаслідок виділення парової фази із моторної оливи та відповідно порушення сталого режиму роботи насоса оливи. Втрати на всмоктуванні пов'язані із розрідженням у всмоктувальній камері насоса, що призводить до неповного заповнення міжзубових впадин та утворення кавітації [14].

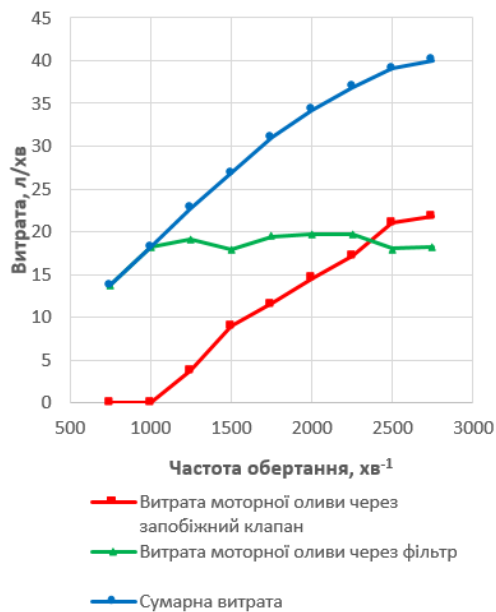


Рисунок 6 – Залежність витрати моторної оливи через запобіжний клапан та фільтр оливи від частоти обертання насоса

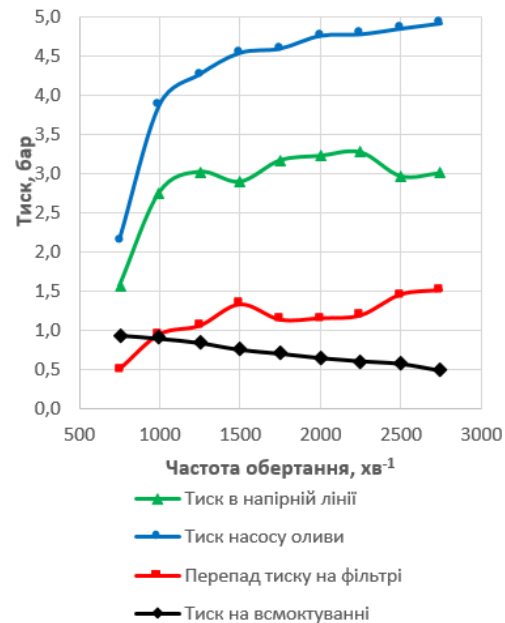


Рисунок 7 – Тиск моторної оливи після та на всмоктуванні насоса, в напірній лінії та перепад тиску на фільтрі при різних значеннях частоти обертання насоса

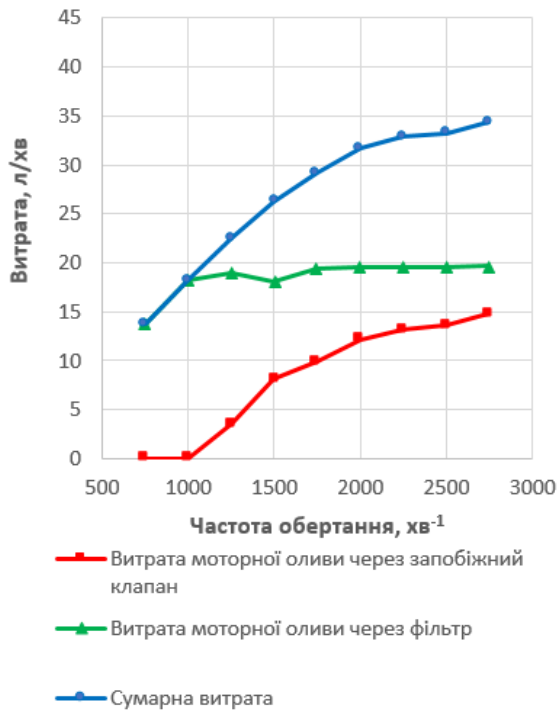


Рисунок 8 – Залежність витрати моторної оливи через запобіжний клапан та фільтр оливи від частоти обертання насоса

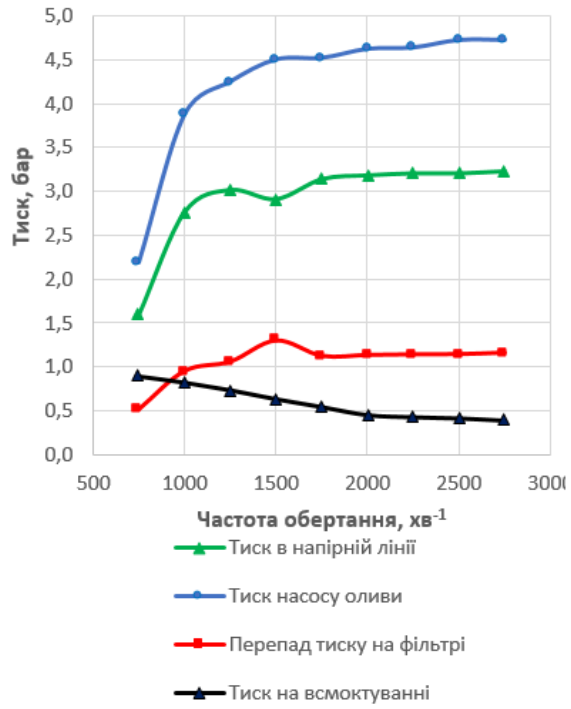


Рисунок 9 – Тиск моторної оливи після та на всмоктуванні насоса, в напірній лінії та перепад тиску на фільтрі при різних значеннях частоти обертання насоса

При даних налаштуваннях робота запобіжного клапану забезпечує нормативне значення тиску в напірній лінії СЗ в діапазоні 0,3 МПа (3 бар). Прогнозовано, що при несприятливих умовах, пов'язаних із зносом підшипникових вузлів (варіант 2) та забрудненням оливоприймача (варіант 3а), може виникнути падіння тиску в СЗ до критичного значення, що для даного типу дизелів становить 0,1 МПа при роботі на режимі холостого ходу та 0,25 МПа при режимі роботи при номінальній частоті обертання колінчастого валу.

Вплив забрудненого фільтру оливи на характеристики СЗ можна побачити на графічних залежностях, що наведено на рис. 10, 11. Витратна характеристика насоса вказує на появу зниження об'ємного ККД насоса в порівнянні із базовим варіантом (рис 2) та роботою запобіжного клапану при мінімальній частоті обертання (рис. 10). Відповідно, витрата моторної оливи через напірну магістраль не перевищує 11,57 л/хв, а тиск 0,14 МПа. Такі показники є неприпустимими для забезпечення працездатності підшипників КШМ двигуна на робочих режимах навантаження. Вимірювання диференційного тиску на фільтрі оливи (рис. 11) вказує на значення відкриття перепускного клапану після 0,31 МПа, хоча виробником фільтру заявлено величина 0,25 МПа (виробник дизеля встановлює допустимий діапазон спрацьовування перепускних клапанів фільтрів оливи 0,13...0,17 МПа [13]). В напірній лінії зареєстровано діапазон тиску від 0,09 до 0,014 МПа, що вказує на неприпустимий режим роботи СЗ та ймовірне пошкодження підшипників колінчастого валу при роботі на режимах робочих навантажень двигуна.

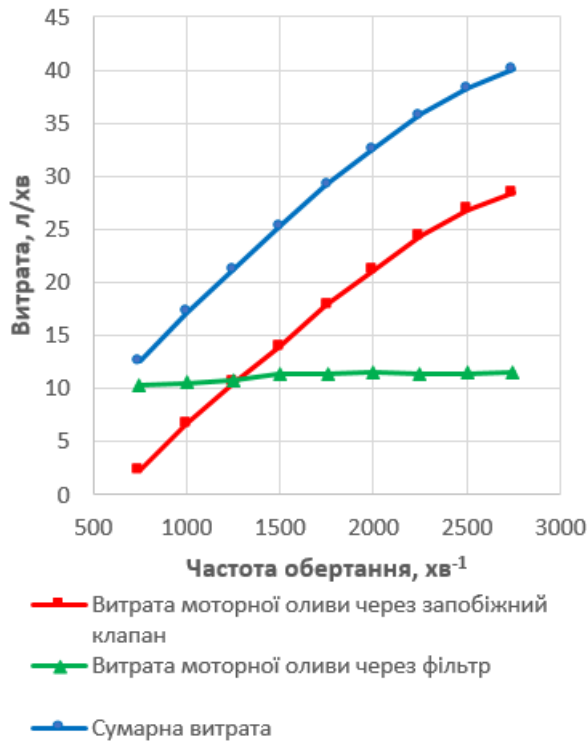


Рисунок 10 – Залежність витрати моторної оливи через запобіжний клапан та фільтр оливи від частоти обертання насоса оливи

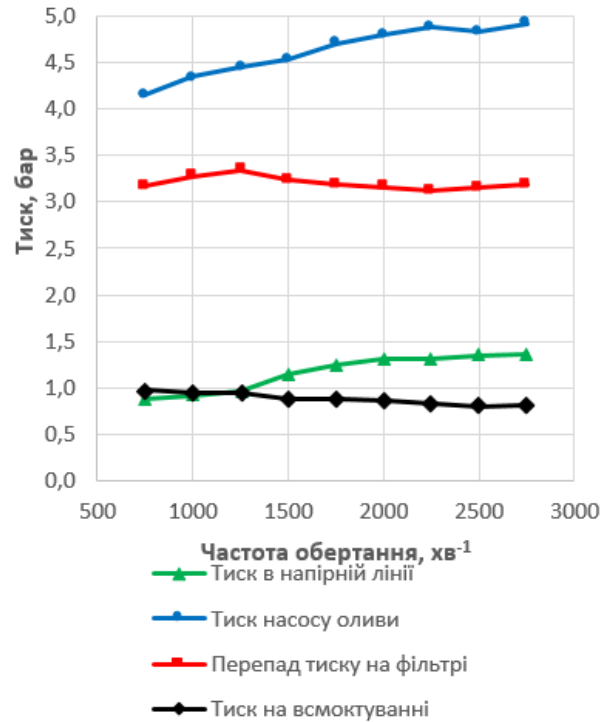


Рисунок 11 – Тиск моторної оливи після та на всмоктуванні насоса, в напірній лінії та перепад тиску на фільтрі при різних значеннях частоти обертання насоса

Прогнозовану динаміку зміни значень досліджуваних показників демонструє п'ятий варіант налаштувань роботи СЗ, а саме при фіксованому відкритому положенні золотника запобіжного клапану. Такі умови забезпечувались заміною пружини клапану на жорсткий стрижень, що імітує роботу клапану в положенні 8 мм від початкового положення. Результати графічних залежностей за даним варіантом наведено на рис. 12 та 13.

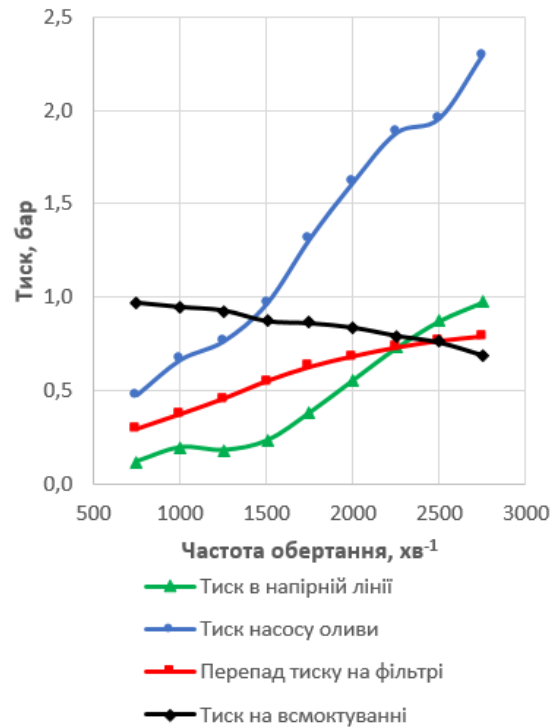
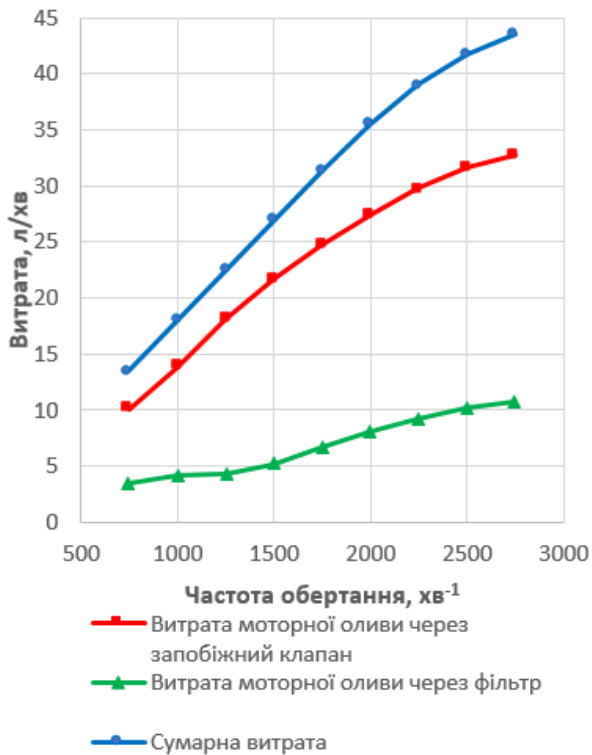


Рисунок 12 – Залежність витрати моторної оливи через запобіжний клапан та фільтр оливи від частоти обертання насосу

Рисунок 13 – Тиск моторної оливи після та на всмоктуванні насоса, в напірній лінії та перепад тиску на фільтрі при різних значеннях частоти обертання насосу

При встановлених умовах роботи СЗ спостерігається зниження витрати моторної оливи через фільтр до 10,74 л/хв навпроти 18,33 л/хв для базового варіанту при максимальних обертах насоса оливи. Значення тиску в напірній магістралі не перевищує 0,01 МПа.

Для визначення вимог до оснащення системи діагностування СЗ проведемо аналіз можливостей виявлення зміни її технічного стану за функціональними параметрами: значення тиску в напірній магістралі, в контурі подачі та очищення моторної оливи (перед запобіжним клапаном) та диференційний тиск на фільтрі оливи.

Графічні залежності зміни значень функціональних параметрів наведено на рис. 14-16. Попередній аналіз можливостей використання даного набору діагностичних параметрів для діагностування описаних несправностей СЗ дозволяє встановити наступне:

- вплив на величину диференційного тиску на фільтрі оливи мають витрата моторної оливи через фільтр та ступінь його забруднення;
- вплив на величину тиску в напірній магістралі СЗ мають технічний стан підшипників КШМ, витрата оливи через фільтр, ступінь забруднення фільтру оливи;
- головний вплив на величину тиску в контурі подачі та очищення моторної оливи СЗ здійснює технічний стан запобіжного клапану.

Зведена таблиця (табл. 1) демонструє зв'язки між функціональними та структурними параметрами СЗ та можливість їх використання для проведення моніторингу зміни технічного стану, так і причин втрати працездатності її складових елементів.

Наведені результати також вказують на складність діагностування збільшення опору на всмоктуванні насоса шляхом вимірювання тисків. Цей варіант відхилення технічного стану від нормативного реєструється шляхом визначення витрати моторної оливи через запобіжний клапан.

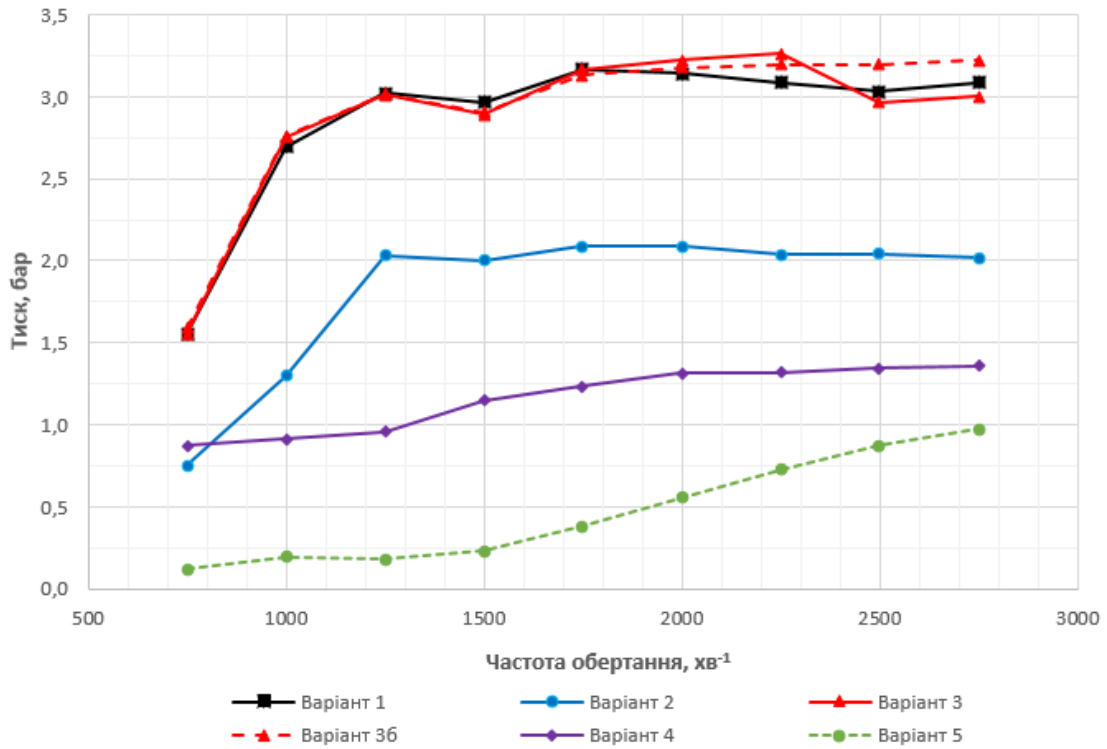


Рисунок 14 – Залежність тиску в напірній магістралі СЗ при різних варіантах технічного стану її елементів

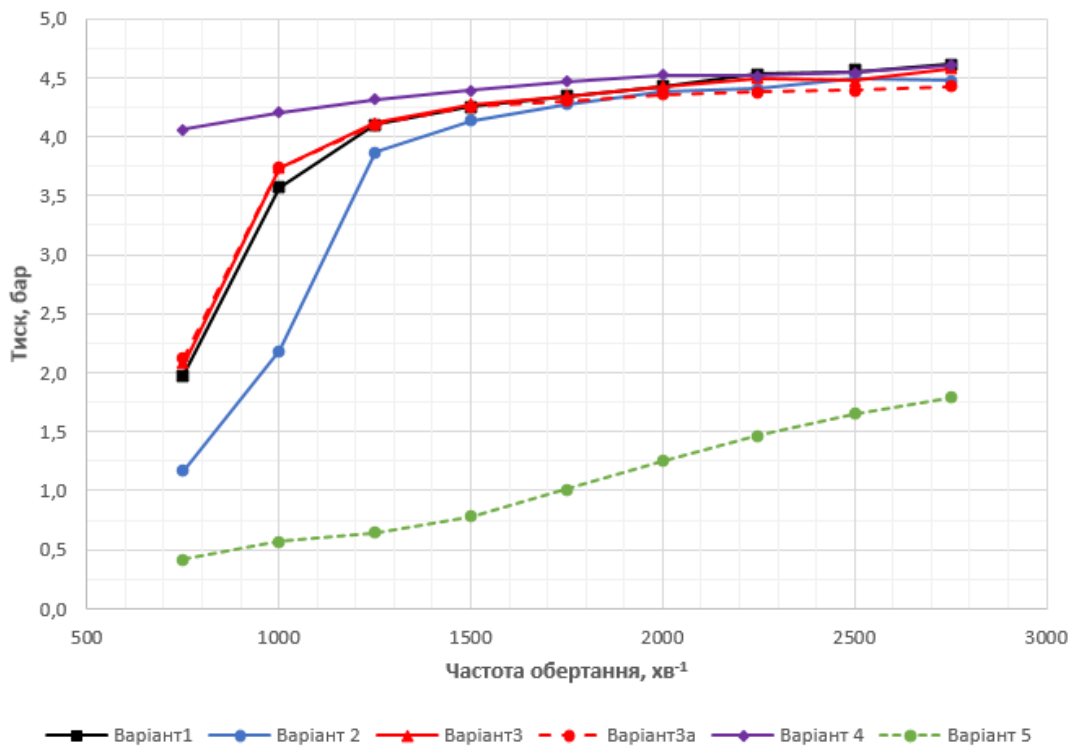


Рисунок 15 – Залежність тиску в контурі подачі та очищення моторної оливи СЗ при різних варіантах технічного стану її елементів

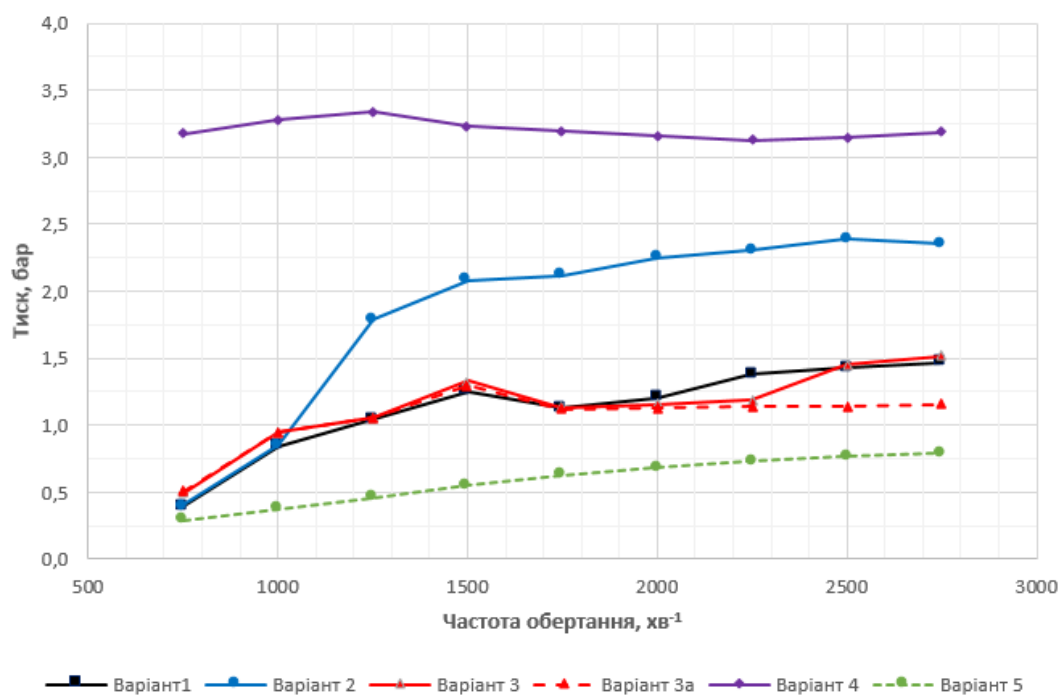


Рисунок 16 – Залежність перепаду тиску на фільтрі оливи при різних варіантах технічного стану її елементів

Таблиця 1 – Взаємозв’язок між функціональними та структурними параметрами СЗ

| Варіант дослідження | Структурні параметри | Функціональні параметри | | |
|---------------------|--|----------------------------|--|--------------------------------|
| | | Тиск в напірній магістралі | Тиск в контурі подачі та очищення моторної оливи | Перепад тиску на фільтрі оливи |
| Варіант 2 | Знос підшипникових вузлів КШМ | + | +/- | +/- |
| Варіант 3,3а | Забруднення оливоприймача | +/- | +/- | +/- |
| Варіант 4 | Забруднення фільтру оливи | + | +/- | +/- |
| Варіант 5 | Заклинювання золотника запобіжного клапану | + | + | + |

Прим. Позначки + та +/- вказують на можливість використання функціонального параметру на всьому діапазоні частот обертання насоса моторної оливи чи тільки на його частині.

Також потребує вирішення питання встановлення причини збільшення падіння тиску на фільтрі оливи, що може відбуватись як через знос підшипникових вузлів КШМ, так і через безпосередньо забруднення фільтру оливи. Тому, для проведення більш детального діагностування працездатності елементів СЗ, необхідно застосовувати весь діапазон режимів

роботи двигуна (що не можливо реалізувати для дизелів, які працюють за навантажувальною характеристикою), чи забезпечити реєстрацію додаткового діагностичного параметру, яким є витрата моторної оливи через запобіжний клапан.

Висновки. В результаті проведеного аналізу результатів стендових експериментальних досліджень було встановлено залежність між функціональними та структурними параметрами системи змащування високообертового дизеля Д246.4 при різних варіантах зміни працездатності її елементів в діапазоні експлуатаційних частот обертання насоса оливи. Наведені результати вказують на обмеженість існуючих засобів діагностування працездатності елементів СЗ, а також відсутність можливостей забезпечення необхідної повноти діагностування навіть при можливості додаткового вимірювання тиску безпосередньо в контурі подачі, очищення та охолодження моторної оливи. Внаслідок впливу запобіжного клапану на показники тиску як в контурі, так і в напірній магістралі СЗ, компенсувати відсутність діагностичної інформації можливо шляхом визначення витрати моторної оливи через запобіжний клапан. Оскільки встановлення обладнання для вимірювання витрати моторної оливи не використовується в системах діагностування високообертових ДВЗ, необхідно акцентувати увагу на розробці більш простих алгоритмів виявлення несправностей, наприклад шляхом реєстрації переміщення чи сили стискування пружини запобіжного клапану.

ЛІТЕРАТУРА

1. Денисов В.Г. Методы и средства технического диагностирования судовых энергетических установок: монография. Одесса: Феникс, 2008. 304 с.
2. Голуб Е.С., Мадорский Е.З., Розенберг Г.Ш. Диагностирование судовых технических средств: справочник. М.: Транспорт, 1993. 150 с.
3. Seth, B., Field, N. Oil Pressure Signatures for Engine Lubrication System Monitoring. SAE Technical Paper, Letter 840063, 1984, pp.364-371. <https://doi.org/10.4271/840063>
4. Gritsenko, A.V., Zadorozhnaya, E.A., Shepelev, V.D. Diagnostics of Friction Bearings by Oil Pressure Parameters During Cycle-By-Cycle Loading. Tribology in Industry, 2. 2018. pp. 300-310. doi:10.24874/ti.2018.40.02.13.
5. Dhar Sujan, et al. Transient, Three Dimensional CFD Model of the Complete Engine Lubrication System. SAE International Journal of Engines, vol. 9, issue 3. 2022. pp. 54-62.
6. Савчук В.П., Білоусов Є.В., Зінченко Д.О., Бойко М.О. Система моніторингу шатунних підшипників колінчастих валів судових двигунів внутрішнього згоряння. Розвиток транспорту. 2022. №1(12). С. 64-74. <http://dx.doi.org/10.33082/td.2022.1-12.06>
7. Савчук В.П., Зінченко Д.О., Акімов О.В. Моделювання робочих параметрів мотилевих підшипників малообертового судового дизельного двигуна Wartsila RT-Flex82С. Розвиток транспорту. 2021. №1(8). С. 91-102. <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.09>
8. Savchuk, V., Kuhtov, V., Gritsuk, I., Podrigalo, M. et al., Providing of Sliding Bearings Reliability of Transmissions Gear Wheels of Transport Cars by Optimization of Assembly Tolerances. SAE Technical Paper 2020-01-2239. 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2239>
9. Савчук В.П., Кухаренко Г.М., Курносенко Д.В., Котов А.І. Дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних факторів системи мащення високообертових судових двигунів внутрішнього згоряння на характер пульсацій тиску масла // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: міжнародна наук.-практ. конф., 08-10 вер. 2020 р.: тези доп. Херсон: ХДМА, 2020. С. 208 – 211.
10. Савчук В.П., Курносенко Д.В., Тулученко Г.Я., Котов А.І. Вдосконалення діагностування елементів систем мащення судових високообертових двигунів внутрішнього згоряння // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: міжнародна наук.-практ. конф., 07-09 вер. 2022 р.: тези доп. Херсон: ХДМА. 2022. С. 33 – 38.
11. Курносенко Д.В., Савчук В.П., Білоусов Є.В., Дзигар А.К., Котов А.І. Стенд для дослідження параметрів елементів систем мащення високообертових двигунів внутрішнього

згоряння. Двигуни внутрішнього згоряння. 2021. № 2. С. 73–79. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.2.10>

12. Курносенко Д.В., Савчук В.П., Білоусов Є.В. Дослідження впливу характеристик масляних фільтрів типу «spin-on» на робочі параметри масляної системи. Розвиток транспорту. 2021. № 4(11). С. 52-64. <https://doi.org/10.33082/td.2021.4-11.05>

13. Двигатели Д-246.1, Д-246.2, Д-246.3, Д-246.4: руководство по эксплуатации. Минск, 2010. 104 с.

14. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: МАШГИЗ, 1960. 188 с.

REFERENCES

1. Denysov V.H. Methods and means of technical diagnostics of ship power plants: monograph [*Metody i sredstva tekhnicheskoho dyagnostyrovanyia sudovykh enerhetycheskykh ustanovok: monohrafiya*]. Odessa: Fenyks, 2008. 304 p.

2. Holub E.S., Madorskyi E.Z., Rozenberh H.Sh. Diagnostics of ship technical equipment: reference book [*Dyagnostyrovanye sudovykh tekhnicheskyykh sredstv: spravochnyk*]. М.: Transport, 1993. 150 p.

3. Seth, B., Field, N. Oil Pressure Signatures for Engine Lubrication System Monitoring. SAE Technical Paper, Letter840063, 1984, pp.364-371. <https://doi.org/10.4271/840063>

4. Gritsenko, A.V., Zadorozhnaya, E.A., Shepelev, V.D. Diagnostics of Friction Bearings by Oil Pressure Parameters During Cycle-By-Cycle Loading. Tribology in Industry, 2. 2018. pp. 300-310. doi:10.24874/ti.2018.40.02.13.

5. Dhar Sujan, et al. Transient, Three Dimensional CFD Model of the Complete Engine Lubrication System. SAE International Journal of Engines, vol. 9, issue3. 2022. pp. 54-62.

6. Savchuk V.P., Bilousov Ye.V., Zinchenko D.O., Boiko M.O. Monitoring system of connecting rod bearings of crankshafts of marine internal combustion engines [*Systema monitorynhu shatunnykh pidshypnykiv kolinchastykh valiv sudnovykh dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia*]. Transport development. 2022. №1(12). Pp. 64-74. <http://dx.doi.org/10.33082/td.2022.1-12.06>

7. Savchuk V.P., Zinchenko D.O., Akimov O.V. Simulation of operating parameters of butterfly bearings of a low-speed marine diesel engine WARTSILA RT-FLEX82C [*Modeliuvannia robochykh parametriv motylevykh pidshypnykiv maloobertovoho sudnovoho dyzelnoho dvyhuna WARTSILA RT-FLEX82C*]. Transport development. 2021. №1(8). S. 91-102. <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.09>

8. Savchuk, V., Kuhtov, V., Gritsuk, I., Podrigalo, M. et al., Providing of Sliding Bearings Reliability of Transmissions Gear Wheels of Transport Cars by Optimization of Assembly Tolerances. SAE Technical Paper 2020-01-2239. 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2239>

9. Savchuk V.P., Kukharenok H.M., Kurnosenko D.V., Kotov A.I. Study of the impact of structural and operational factors of the lubrication system of high-speed marine internal combustion engines on the nature of oil pressure pulsations [*Doslidzhennia vplyvu konstruktyvnykh ta ekspluatatsiinykh faktoriv systemy mashchennia vysokoobertovykh sudnovykh dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia na kharakter pulsatsii tysku masla*] // Modern energy installations on transport, technologies and equipment for their maintenance: International scientific and practical conference, September 8-10, 2020: abstracts of the report.. Kherson: KSMA, 2020. Pp. 208 – 211.

10. Savchuk V.P., Kurnosenko D.V., Tuluchenko H.Ia., Kotov A.I. Improvement of diagnostics of elements of lubrication systems of marine high-speed internal combustion engines [*Vdoskonalennia diahnostuvannia elementiv system mashchennia sudnovykh vysokoobertovykh dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia*] // Modern energy installations on transport, technologies and equipment for their maintenance: International scientific and practical conference, September 8-10, 2022: abstracts of the report.. Kherson: KSMA. 2022. Pp. 33 – 38.

11. Kurnosenko D.V., Savchuk V.P., Bilousov Ye.V., Dzyhar A.K., Kotov A.I. Stand for researching parameters of elements of lubrication systems of high-speed internal combustion engines [*Stend dlia doslidzhennia parametriv elementiv system mashchennia vysokoobertovykh dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia*]. Internal combustion engines. 2021. № 2. Pp. 73–79. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.2.10>

12. Kurnosenko D.V., Savchuk V.P., Bilousov Ye.V. Study of the influence of the characteristics of oil filters of the "spin-on" type on the operating parameters of the oil system [*Doslidzhennia vplyvu kharakterystyk maslianykh filtriv typu «spin-on» na robochi parametry maslianoi systemy*]. Transport development. 2021. № 4(11). Pp. 52-64. <https://doi.org/10.33082/td.2021.4-11.05>

13. Engines D-246.1, D-246.2, D-246.3, D-246.4: instruction manual [*Dvyhately D-246.1, D-246.2, D-246.3, D-246.4: rukovodstvo po ekspluatatsyy*]. Minsk, 2010. 104 s.

14. Rybkyn E.A., Usov A.A. Gear pumps for metal cutting machines [*Shesterennyye nasosy dlia metallorzhushchykh stankov*]. M.: MASHYZ, 1960. 188 s.

Savchuk V.P., Kurnosenko D.V., Bilousov Ye.V., Satulov A.I.

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF TYPICAL MALFUNCTIONS ON THE FUNCTIONAL PARAMETERS OF LUBRICATION SYSTEMS FOR HIGH-SPEED DIESEL ENGINES

An effective way to improve the reliability and, in general, the reliability of bearing units of the crank mechanism (CM) is to develop new and improve existing methods for diagnosing their performance and the performance of lubrication systems (LS) without taking the engines out of service. This is especially relevant for main marine internal combustion engines (ICEs) operating under conditions of prolonged continuous operation at various load conditions. In practice, indirect methods are used to assess the performance of CMM bearings by monitoring indicators of functional parameters: oil temperature at the inlet and outlet of the bearings, oil vapor concentration in the diesel engine crankcase, etc. Additionally, the performance of the lubricant system is assessed by monitoring the oil pressure at the engine inlet, and periodic monitoring of its viscosity, which is the main indicator that ensures the performance of plain bearings. When searching for diagnostic algorithms for the sliding bearings, two diagnostic circuits were identified: the engine oil supply, purification, and cooling circuit and the bearing lubrication and piston cooling circuit. Before analyzing the correlations between the diagnostic parameters, the main faults were identified: contamination of the oil receiver grid, wear of oil pump parts, jamming of the safety valve spool, intense contamination of the oil filter, and deviation of the engine oil viscosity from the manufacturer's specified range. To determine the characteristics of the elements of the SC, a number of experimental bench studies were conducted under various conditions of its operation: in the absence of deviations of operating parameters from the standard ones; at increased consumption of engine oil through the main oil line; at an increased value of resistance on the engine oil suction line; at an increased value of resistance of the oil filter (operation of a diesel engine with an oil filter with significant contamination of the filter element); at a fixed open position of the safety valve spool. These results indicate the insufficiency of the existing means of diagnosing the performance of the elements of the SC, as well as the lack of opportunities to ensure the necessary completeness of diagnostics, even with the possibility of additional pressure measurement directly in the circuit of the engine oil supply, purification and cooling system. Due to the influence of the safety valve on the pressure indicators both in the circuit and in the pressure line, it is possible to compensate for the lack of diagnostic information by determining the flow of engine oil through the safety valve.

Keywords: high-speed internal combustion engine, lubrication system, oil filter, oil pump, safety valve.