

10.31653/smf46.2023. 110-117

Сагін С.В., Побережний Р.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

## **МЕТОД УПРАВЛІННЯ ФАКТОРАМИ РИЗИКУ ВИНИКНЕННЯ АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЙ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ ЗАСОБІВ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ**

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Експлуатація пропульсивних комплексів засобів водного транспорту (морських та річкових пасажирських, транспортних та військових суден) пов'язана з ризиком виникнення аварійних ситуацій підставою яких можуть бути неочікувані зміни умов роботи суднового обладнання, гідрометеорологічної та навігаційної обстановки, а також «людський» фактор. При цьому подібні ситуації виникають та розвиваються в відкритому морі, в прибережних акваторіях та акваторіях морських портів, а також під час завершення ремонтних робіт, що виконуються на судноремонтних заводах та плавучих доках [1, 2].

Остаточною фазою ремонтних докових операцій є спуск судна на воду. При цьому в повному обсязі закінчуються роботи по корпусній частині судна та гвинто-рульовому комплексу. Однак можливі випадки, коли з тих чи інших виробничих чи експлуатаційних причин головний двигун (ГД) судна ще не готовий до роботи. Даний аспект суворо не регламентується в нормативних документах наглядових та класифікаційних органів. Крім того, для суден, оснащених дизелями, що працюють на гвинт фіксованого кроку, введення в дію яких не планується в акваторії судноремонтного заводу, взагалі не розглядається до моменту ходових випробувань. Якщо великотоннажні судна після закінчення докового ремонту виводяться на відкриту воду за допомогою портових засобів, то для суден малої та середньої водотоннажності (які, в тому числі як рушій використовують гвинт, крок якого регулюється – ГРК) можливий самостійний вихід за територію судноремонтного заводу або порту. Крім того, такі судна менш інерційні, а тому більш схильні до дії факторів, що обурюють, якими можуть служити випадкове хвилювання моря, тимчасове збільшення сили повітря, необґрунтоване маневрування суден, що знаходяться поруч, або помилка під час буксирування [3, 4]. Все це ще раз підтверджує необхідність повної готовності комплексу ГД – ГРК до роботи під час виходу судна з доку з метою попередження та управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій, що виникають

під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Пускові режими є найбільш відповідальними для будь-яких типів двигунів, в тому числі і судових середньо-оберткових дизелів (СОД). Підвищення їх надійності та одночасне зниження ризиків виникнення аварійних ситуацій може бути досягнуто за рахунок вдосконалення функціонування циркуляційної системи мащення дизеля.

Для суден середньої водотоннажності, що використовують як ГД СОД, які працюють на ГРК, питання підготовки дизеля та системи, що обслуговують його роботу, відносно до моменту виходу судна з сухого доку раніше розглядалися з позиції загального забезпечення судової енергетичної установки до експлуатації [5, 6]. При цьому робота циркуляційних систем мащення вивчалась при умовах, що моторне мастило, що в них використовується, не підлягає ніякої додаткової обробки (зокрема введенню в нього поверхнево-активних речовин, що сприяють покращенню його реологічних характеристик) [7, 8]. Також не розглядалась можливість модернізації вже існуючих мастильних систем з метою підвищення надійності їх роботи у випадку екстреного пуску дизеля [9, 10].

**Постановка завдання.** Наведений огляд останніх досліджень свідчить про наявність нерозв'язаного завдання з можливості забезпечення додаткових маневрових якостей судна, а, отже, підвищення його керованості та живучості, а також зниження факторів ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту в критичних, надкритичних та надзвичайних умовах. Одним із шляхів знайдення оптимального рішення цього завдання є оптимізація експлуатаційних показників роботи циркуляційних систем мащення судових СОД під час пускових режимів роботи ГД та відповідної передачі його корисної потужності на ГРК.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Експерименти, що пов'язані з даними дослідженнями, були проведені на судні водотоннажністю 9800 тонн. Як ГД на судні використовувався чотиритактний СОД РС4-2 фірми SEMT-Pielstic з номінальною потужністю 4410 кВт, що працює на ГРК [11].

Схема системи циркуляційного мащення дизеля приведена на рис. 1. Робота ГД з забезпечується устаткуванням модулів сепарації мастила I, попереднього очищення II та остаточної підготовки III.

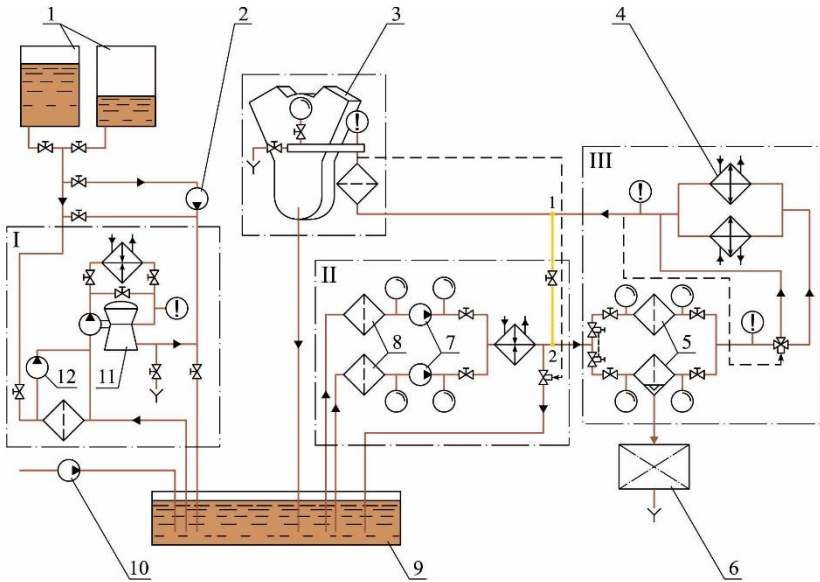


Рис. 1. Схема системи мащення суднового дизеля PC4-2 фірми SEMT-Pielstic:

1 – витратні цистерни; 2 – мастильний насос; 3 – ГД; 4 – охолоджувач мастила; 5 – фільтр тонкого очищення; 6 – стічна цистерна; 7 – мастильний насос; 8 – фільтр грубого очищення; 9 – стічна цистерна; 10 – насос поповнення кількості мастила в системі; 11 – мастильний сепаратор; 12 – мастильний насос; I – модуль сепарації; II – модуль попереднього очищення; III – модуль остаточної підготовки

Модуль сепарації I забезпечує очищення мастила, що знаходиться в стічній цистерні 9. До сепаратора 11 мастило спрямовується насосом 12, або (у випадку непотрібності попереднього очищення в потоковому фільтрі) безпосередньо насосом сепаратора. Очищене мастило повертається до цистерни 9. Поповнення цистерні 9 забезпечується з або витратних цистерн 1 (за допомогою насосу 2), або з цистерн запасу мастила (за допомогою насосу 10). У випадку необхідності мастило, що знаходиться в витратних цистернах 1, очищується в сепараторі 11.

Модуль попереднього очищення II виконує функції очищення мастила в фільтрі грубого очищення 8 та попередній підігрів мастила (в випадку необхідності, наприклад під час «холодного» пуску ГД). Також цей модуль забезпечує рециркуляцію мастила у випадку підвищення її температури перед ГД 1.

В модулі остаточної підготовки III виконується очищення мастила в повнопотоковому фільтрі тонкого очищення 5. В залежності від температури мастила воно піддається або охолодженню в охолоджувачі 4, або спрямовується перепускною магістраллю безпосередньо до ГД 1. Збір протічок, води та забруднень, що залишаються в фільтрах 5, відводиться до стічної цистерни 6.

Перед пуском ГД прокачується одним з мастильних насосів 7, який забирає мастило з стічної цистерни 9 та через фільтр 8 і охолоджувач мастила 4 спрямовує його до поверхонь тертя дизеля (вкладишів підшипників колінчатого валу, деталей циліндрової групи та розподільного вала). Дана стандартна схема подачі мастила володіє певним часовим інтервалом, що характеризує рух мастила по системі від вихідного патрубка насоса безпосередньо до контактуємих деталей дизеля. У режимі штатної підготовки дизельної установки до пуску даний параметр не має переважаючого значення, а сам процес прокачування мастилом має за мету не тільки збагачення поверхонь мастильною плівкою, а й прогрів дизеля. Крім того, прокачування дизеля мастилом починається задовго до безпосереднього пуску дизеля, особливо це відноситься до мало-оберткових двотактних дизелів.

При режимах екстреного пуску час надходження мастила до вузлів тертя (в першу чергу до підшипників руху) має суттєве значення, а функціональність даного процесу перевищує фактор необхідності прогріву дизеля. У зв'язку з цим стандартна схема була дообладнана лінією 1-2. Слід зазначити, що мастило по магістралі 1-2 надходило до ГД 1 минаючи модуль остаточної підготовки III, та не підлягало додаткової фільтрації та охолодженню. З експлуатаційної точки зору це пояснювалося наступним. У момент пуску дизеля мастило, що знаходиться в системі, ще не володіє високими температурними значеннями, тому необхідність в його охолодженні відсутня. Безпосередньо на вході в дизель мастило проходить через мастильний фільтр, який забезпечує необхідний ступінь очищення, а сам процес фільтрації для режимів екстреного пуску можливо проводити без додаткового проходження мастила через систему фільтрів тонкого очищення в модулі остаточної підготовки. Крім того, при екстреному пуску дизеля було рекомендовано використовувати обидва мастильних насоса 7, при цьому їх паралельна робота підвищувала тиск мастила в системі та, відповідно, в парах тертя вал – вкладиш підшипника, а також поршневе кільце – втулка циліндра.

Безумовно, дані умови роботи системи циркуляційного мащення відрізняються від «штатних». Перш за все, це пов'язано з необхідністю очищення мастила в фільтрах тонкого очищення, розташованих в «відсіченій зоні» системи (в модулі остаточної підготовки III). Однак, з огляду на відносну нетривалість даних умов роботи, а також переважаюче значення надійного пуску дизеля в екстрених умовах, вони можуть бути рекомендовані до експлуатації. Крім того, клапан, за допомогою якого в разі екстреного пуску мастило може бути переспрямовано по додатковій магістралі, може автоматично перекриватися за умовою набору дизелем мінімально стійкої частоти обертання, забезпечуючи таким чином, роботу системи мащення в даному режимі лише певний час.

Неодмінним супутником пускових режимів роботи будь-якого механізму є режим напіврідинного або граничного тертя в його контактуємих елементах. Для суднових СОД найбільш відповідальними з таких вузлів є сполучення втулка – поршневі кільця та вал – вкладиш підшипника. У першому випадку на дзеркалі циліндрової втулки та особливо на поршневих кільцях залишається залишковий шар мастильної плівки, який здатний забезпечити необхідний режим тертя. У другому, після тривалого виведення дизеля з експлуатації гідравлічний підпір шийки вала в підшипнику припиняється, та під впливом сил тяжіння відбувається просідання вала на ліжку підшипника, що призводить до витіснення мастильного матеріалу з сполучення. Таким чином, пуск судового дизеля спочатку відбувається в режимі напіврідинного або граничного тертя. Ще більш ускладнюється забезпечення мастилом пари вал – вкладиш під час екстреного пуску, коли контактуємі елементи не прокачуються мастилом за допомогою мастильного насоса. На жаль, дані режими роботи можливі під час експлуатації судового пропульсивного комплексу та один з таких випадків – спуск судна на воду із сухого доку. Можна стверджувати, що використання в судових умовах запропонованих рішень призведе до більш якісного забезпечення мастилом пар тертя дизеля, підвищенню надійності його роботи, та зниження ризиків виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту [12, 13].

Для підтвердження цього припущення була проведена наступна серія експериментів.

Мащення деталей циліндро-поршневої групи судових чотиритактних ДВЗ відбувається розбризкуванням, а подача мастила до під-

шипників колінчастого вала здійснюється навішеним мастильним насосом, з чого випливає, що навіть під час знаходження дизеля в положенні «stand-bay» до пари колінчастий вал – вкладиш підшипника не здійснюється подача мастильного матеріалу. Пуск дизеля проводився стисненням повітрям з автоматичним переведенням на роботу на паливі за умовою досягнення необхідної частоти обертання. Як контрольовані параметри визначалися: тиск мастила в системі змащення колінчастого вала та частота обертання колінчастого вала. Слід зазначити, що тиск мастила в системі є одним з параметрів, за яким спрацьовує захист дизеля. Відповідно до інструкцій з технічного обслуговування дизеля, якщо протягом 8 секунд тиск в системі не досягає мінімально допустимої величини ( $3,0 \text{ кг/см}^2$ ), пуск дизеля припиняється навіть за умовою досягнення необхідного числа обертів колінчастого вала. У разі експерименту на дизелі з модернізованою системою мащення, тиск мастила на момент початку пуску знаходив в межах  $5 \dots 5,5 \text{ кг/см}^2$ . Мастильний трубопровід, по якому мастило додатково подавалося до дизелю, був забезпечений електромагнітним відсічним клапаном та під час досягнення дизелем мінімально стійкої частоти обертання (та відповідно введенням в дію навішеного мастильного насоса) здійснювалось його автоматичне закриття цього клапану та переведення роботи системи мащення в «штатний» режим роботи.

Результати проведених експериментів показані на рис. 2, а, б, де надані залежності тиску мастила в системі мащення колінчастого вала та частоти обертання вала в функції від часу.

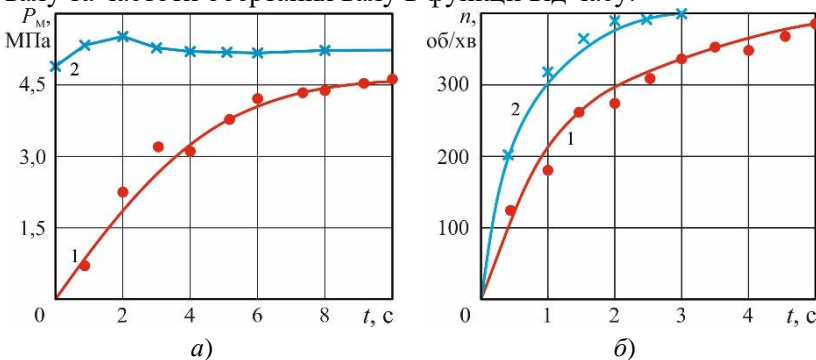


Рис. 2. Зміни показників в пусковий період роботи дизеля PC4-2 фірми SEMT-Pielstic:

а – тиску мастила в системі циркуляційного мащення  $P_M$ ;

б – частоти обертання колінчастого вала  $n$ ;

- 1 – штатна циркуляційна масляна система;
- 2 – модернізована циркуляційна масляна система

**Висновки і перспективи подальших досліджень.** Результати виконаних досліджень дозволяють зробити наступні висновки.

Додаткове забезпечення мастилом ще непрацюючого дизеля суттєво підвищує його надійність роботи та знижує ризики виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації засобів водного транспорту. Більш швидка стабілізація тиску мастила в парі вал-вкладиш підшипника зрозуміла і пояснення не вимагає (рис. 2, а). Більш рання стабілізацію частоти обертання валу дизеля (рис. 2, в) пояснюється зниженням механічних втрат в дизелі.

Отримані результати можуть бути з достатньою достовірністю перенесені на випадок екстреного пуску суднового СОД, що використовується як ГД.

Наведені експериментальні дані підтверджують можливість управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту.

#### *ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ*

1. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

2. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

3. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. Journal of Maritime Science & Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>

4. Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84 - 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

5. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн.

зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108-119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

6. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньооборотних дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

7. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

8. Заблоцький Ю.В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

9. Голіков В.А., Голіков В.В., Онищенко О.А. Використання технологій методології науки у дослідженнях морського та внутрішнього водного транспорту // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 1(35). – С. 5-14. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.01.

10. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

11. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics. Technology Audit and Production Reserves. – 2022. № 5(1(67)). – С. 22–32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

12. Sagin S., Karianskyi S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Tkachenko I. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines // Journal of Marine Science and Engineering. – 2023. – Vol. 11(1). – P. 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

13. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.