Міністерство освіти і науки України

Національний університет «Одеська морська академія»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Сагін Сергій Вікторович

УДК 629.5.016+621.43.018.2

ДИСЕРТАЦІЯ

ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ НА СУДНАХ З МІНІМАЛЬНО НЕМИНУЧИМИ НЕЗВОРОТНИМИ ВТРАТАМИ

Спеціальність 05.22.20 - Експлуатація та ремонт засобів транспорту

Подається на здобуття наукового ступеню доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

(С. В. Сагін)

Науковий консультант: Голіков Володимир Антонович, д.т.н., професор, заслужений працівник народної освіти України

Одеса - 2019

АНОТАЦІЯ

Сагін С. В. Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеню доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Національний університет «Одеська морська академія» Міністерства освіти і науки України, Одеса, 2019.

Дисертаційне дослідження спрямоване на розв’язання науково-прикладної проблеми – енергоресурсозбереження в пропульсивному комплексі транспортного судна.

Головною мотивацією досліджень є сьогоденна наявність **запитів практики**:

- на забезпечення необхідного рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії під час перетворення теплотворної здатності палива (яке є початковим джерелом енергії) на кінетичну енергію поступового руху кривошипно-шатунного механізму (КШМ) та обертального руху колінчастого валу та на корисну роботу пов’язаних з цими елементами споживачів енергії морських та річкових засобів транспорту;
- на підвищення енергетичної ефективності суднового пропульсивного комплексу річкових та морських засобів транспорту;
- на забезпечення перебігу гідродинамічного або граничного режиму мащення основних трибологічних систем (насамперед поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра, колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, плунжер – мастильній матеріал – втулка паливного насосу високого тиску) суднових двигунів внутрішнього згоряння

(які встановлені на морських та річкових засобах транспорту) без контактних взаємодій;

- на підтримання та можливість поновлення реологічних характеристик моторного мастила, що використовується у циркуляційних системах мащення суднових дизелів річкових та морських засобів транспорту;
- на попередження підвищеного зносу деталей циліндропоршневої групи (ЦПГ) та підшипників ковзання двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) морських та річкових засобів транспорту з одночасним підвищенням зносостійкості та ресурсу цих деталей;
- на впровадження в енергетичні комплекси річкових та морських суден методів, що сприяють підвищенню паливної економічності засобів транспорту в умовах експлуатації;
- на зменшення втрат індикаторної потужності, яка розвивається в циліндрах двигунів внутрішнього згоряння засобів транспорту, та теплової енергії, що витрачається на отримання цієї потужності.

На підставі аналізу сучасних концепцій розвитку суднових дизелів, що забезпечують мінімальний рівень неминучих втрат енергії річкових і морських засобів транспорту встановлено **наявність наступних нерозв'язаних проблем** під час трансформації вхідної енергії (яка забезпечується шляхом згоряння палива) у вихідну ефективну потужність дизеля та пов'язаного з ним споживача енергії (гребного гвинта або генератора електричного струму):

- порушення (за відповідних умов) режимів мащення основних трибологічних систем суднових двигунів внутрішнього згоряння морських і річкових засобів транспорту;
- збільшення витрати моторного мастила на випал;
- збільшення питомої витрати палива на отримання необхідного значення ефективної потужності;

•підвищення зносу основних контактних поверхонь суднових дизелів (поршневих кілець, вкладишів підшипників, плунжерів паливних насосів високого тиску);

•підвищення часу встановлення сталого швидкісного режиму під час зміни навантаження на дизель;

•погіршення експлуатаційних характеристик моторного мастила, що використовується в системах циркуляційного мащення ДВЗ річкових і морських засобів транспорту;

•відхилення в негативній бік реологічних характеристик моторного мастила у разі тривалого або короткочасного переходу режиму мащення з гідродинамічного на граничний;

•погіршення технічного стану контактних поверхонь деталей та вузлів трибологічних систем дизелів;

•підвищення значень потужності механічних втрат та пов’язане з цим зменшення ефективної потужності ДВЗ річкових і морських засобів транспорту.

Вищевказані проблеми визначили та зумовили **комплексне завдання наукового дослідження**: мінімізація неминучих незворотних втрат під час забезпечення процесу трансформації теплотворної здатності палива в кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму та пов’язаних з ним споживачів енергії морських та річкових засобів транспорту, яке складається з **трьох головних завдань дослідження:**

•управління мінімально неминучими втратами енергії під час обертального руху контактних вузлів суднових дизелів морських та річкових засобів транспорту (у ТС колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника);

•управління мінімально неминучими втратами під час поступального руху контактних вузлів суднових дизелів морських та річкових засобів транспорту (у ТС поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра);

•управління мінімально неминучими втратами енергії в умовах високих динамічних навантажень (у ТС плунжер – мастильній матеріал – втулка паливного насосу високого тиску).

У результаті вирішення головних та допоміжних завдань отримані наступні **наукові положення**:

•механізм енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами залежить від трибологічних процесів, що відбуваються в підшипникових вузлах на лінії трансформації енергії кривошипно-шатунний механізм – колінчастий вал – споживач потужності; при цьому необхідно враховувати, як триботехнічні характеристики самих вузлів тертя, так і функціональні та реологічні властивості мастила, що входить до ТС метал – мастильний матеріал – метал;

•анізометрія структури орієнтаційно впорядкованого шару мастила поблизу твердої металевої поверхні призводить до виникнення стратифікації його в’язкості, що на режимах пуску та реверсу забезпечує підвищення, а на динамічно сталих режимах – зниження несучої здатності мастильного шару та відповідного зростання контактних навантажень;

•мінімізація неминучих втрат під час перетворення теплотворної здатності палива на ефективну потужність, що розвивається засобом транспорту, забезпечується підвищенням пружно-демпфуючих властивостей робочих речовин (палива та мастила), які виконують функції змащувального матеріалу в контактних поверхнях ДВЗ.

Наукові положення обґрунтовані **науковими результатами**.

Вперше:

•встановлено, що основним показником, який характеризує рівень мінімально неминучих незворотних втрат у гідродинамічному та граничному

режимі мащення, є стратифікація в’язкості мастильного матеріалу, що забезпечує функціонування ТС циліндро-поршневої групи (ЦПГ), кривошипно-шатунного механізму (КШМ) та паливної апаратури високого тиску. У діапазоні зсувних навантажень 100…350 $с^{-1}$, які характерні для основних експлуатаційних режимів роботи вищевказаних ТС суднових ДВЗ морських та річкових засобів транспорту, стратифікація в’язкості знаходиться в межах 0,88…1,09 її номінального значення;

- встановлена експериментальна залежність енергетичних втрат від стратифікації в’язкості шару моторного мастила, що поділяє контактні поверхні деталей ЦПГ та КШМ ДВЗ морських та річкових суден;
- оцінка рівня стратифікації в’язкості визначена «реологічною стійкістю», як відхиленням в’язкості у граничному шарі мастильного матеріалу від об’ємної в’язкості за умов відсутності та наявності зсувних напружень, які відповідають номінальному навантаженню;
- збільшення реологічної стійкості забезпечує зниження механічних втрат, підвищує механічний ККД, зменшує потужність механічних втрат та сприяє перебігу процесу енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами;
- оцінка рівня вільної енергії граничних шарів вуглеводних рідин, яка характеризує здатність утворювати на металевій поверхні наноструктуровану анізотропну фазу, визначається «оптичною щільністю» як відношенням відповідних максимумів спектрів поглинання орієнтаційно впорядкованих шарів;
- встановлено, що дисипація енергії в ТС суднових ДВЗ, розділених багатофазним шаром мастильного матеріалу, визначається величиною лінійного зносу контактуючих поверхонь, а безпосередньо процеси дисипації енергії представлені у вигляді верифікованої математичної моделі;
- підтримання мінімально неминучих втрат енергії у морських та річкових засобах транспорту досягається поліпшенням триботехнічних характеристик ТС суднових ДВЗ шляхом забезпечення самоорганізації

впорядкованості наноструктури граничних шарів робочих рідин (палива і мастила);

•встановлено механізм організації впорядкованої наноструктури моторних палив, який дозволяє покращити триботехнічні характеристики прецизійних пар паливної апаратури високого тиску ДВЗ морських та річкових суден.

Удосконалено:

•математичну модель контактної взаємодії поверхонь тертя, яка враховує особливості мастильного матеріалу, якій знаходиться у неньтонівському стані;

•методику та технологію еліпсометричних вимірювань товщини тонких плівок наноструктурованих шарів вуглеводних рідин (палива та мастила);

•методику та технологію проведення спектрофотометричних досліджень орієнтованої структури мікронних шарів технологічних рідин, що утворюються поблизу металевих поверхонь;

•принцип розподілу навантаження на паралельно працюючі електричні генератори суднової електростанції морських та річкових суден з урахуванням можливої зміни реологічних характеристик моторного мастила, що забезпечує процес мащення дизель-генераторів;

•технологію визначення лінійного та об’ємного зносу окремих деталей основних ТС ДВЗ морських та річкових суден для спрощення процедуру та підвищення точності вимірювань.

Набули подальшого розвитку:

•метод визначення оптимальної концентрації поверхнево-активних речовин у базовому мастилі та технологія підтримання цієї концентрації в циркуляційних та циліндрових системах мащення суднових морських та річкових суден протягом експлуатаційного періоду їх роботи, що стримує відхилення реологічних характеристик моторного мастила від допустимих значень;

•технологія визначення оптимального часу нанесення органічних покриттів на поверхні плунжерів ПНВТ, що забезпечило процес утворення наноструктурованого шару органічного покриття з максимальною товщиною;

•процедура визначення реологічних кривих за допомогою ротаційного віскозиметру, що сприяло зменшенню дисперсії неузгодженості експериментальних значень;

•послідовність виміру в'язкості вуглеводних рідин у радіальному напрямку, що забезпечило відхилення експериментальних значень від аналогічних показників, що отримані аналітично за допомогою математичного моделювання;

•теоретичні та експериментальні методи визначення втрат індикаторної потужності, яка розвивається у циліндрі двигуна внутрішнього згоряння, та теплової енергії, яка витрачається на отримання цієї потужності, що підвищило точність розрахунку механічного коефіцієнта корисної дії та потужності механічних втрат.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що на основі виконаних досліджень розроблено та впроваджено:

•математичну модель, яка дозволяє досліджувати процеси контактної взаємодії поверхонь, розділених шаром мастильного матеріалу, що знаходиться у ньютонівському, або неньютонівському стані;

•систему стабілізації реологічних характеристик мастильних матеріалів, що використовуються у вузлах тертя ДВЗ морських та річкових суден;

•систему підтримання впорядкованої наноструктури у граничному мастильному шарі, яка забезпечує його пружно-демпфуючі властивості та сприяє зменшенню рівня дисипації енергії в ТС суднових дизелів;

•технологію покращення триботехнічних властивостей прецизійних деталей паливної апаратури високого тиску;

•методику визначення реологічних характеристик мастильних матеріалів в умовах змінних зсувних навантажень.

Ключові слова: судновий пропульсивний комплекс, механічні втрати, судновий дизель, граничний змащувальний шар, управління енергетичними втратами, механічний коефіцієнт корисної дії.

Список опублікованих праць за темою дисертації

Статті у наукових фахових виданнях України (що входять до переліку наукових фахових видань України, які рекомендовані МОН України для публікації результатів дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук):

1. Сагин С. В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехничские характеристики узлов трения / С. В. Сагин, Ю. М. Поповский, М. Н. Гребенюк // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 1. – Одесса: ОГМА. – С.102-104.

2. Поповский Ю. М. Противоизносные свойства граничных смазочных слоев / Ю. М. Поповский, С. В. Сагин, М. Н. Гребенюк // Судовые энергетические установки. – Одесса, 1998. – Вып. 2. – С. 37–42.

3. Сагин С. В. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей за счет управления структурой смазочного слоя / С. В. Сагин, И. И. Фрасинюк , С. А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – Одесса, 1998. – Вып. 2. – С. 89–94.

4. Сагин С. В. Связь электрических и оптических методов оценки противоизносных характеристик граничных смазочных слоев / С. В. Сагин, Ю. М. Поповский, Д. Ф. Бордан // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 1999. – Вып. 4. – Одесса: ОГМА. – С.113-116.

5. Мацкевич Д. В. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин, С. А. Ханмамедов

// Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса : ОНМА. – С.109-118.

6. Сагин С. В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей / С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С.116-125.

7. Сагин С. В. Особенности подготовки масляной системы судовых дизелей, работающих на винт регулируемого шага, при выходе судна из сухого дока / С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одеса: ОНМУ. – С. 50-56.

8. Сагин С. В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одеса: ОНМУ. – С. 78-88.

9. Сагин С. В. Способы снижения эмиссии NO_x судовых дизелей, находящихся в эксплуатации / С. В. Сагин, Р. В. Перунов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С.54-60.

10. Мацкевич Д. В. Диагностирование структурного состояния углеводородных жидкостей по их электрической прочности / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 38-46.

11. Мацкевич Д. В. Влияние медьсодержащих присадок на эксплуатационные свойства моторных масел / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 3. – Одеса: ОНМУ. – С. 18-26.

12. Сагин С. В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий,

Р. В. Перунов // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012 . – № 3. – Одеса: ОНМУ. – С. 84-103.

13. Мацкевич Д. В. Диагностирование структурного состояния углеводородных жидкостей по их электрической прочности / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.- виробн. журнал. – 2012. – № 2. – Одеса: ОНМУ. – С. 38-46.

14. Сагин С. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012 . – № 4. – Одеса: ОНМУ. – С. 68-81.

15. Сагин С. В. Использование топливных присадок в судовых дизелях / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С.180-186.

16. Сагин С. В. Влияние триботехнических свойств топлив на эксплуатационные характеристики судового малооборотного дизеля / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 1. – Одеса: ОНМУ. – С. 72-83

17. Сагин С. В. Снижение энергетических затрат при механической обработке деталей движения двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин, А. А. Аблаев, М. Н. Гребенюк // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013 . – № 4. – Одеса: ОНМУ. – С. 75-87.

18. Сагин С. В. Влияние жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев на реологические характеристики моторных масел / С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2013. – № 3. – Одеса: ОНМУ. – С. 64-71.

19. Сагин С. В. Триботехнические процессы, протекающие в топливной аппаратуре высокого давления судовых дизелей / С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2013. – № 2. – Одеса: ОНМУ. – С. 33-42.

20. Сагин С. В. Теоретический анализ процессов трения, протекающих в подшипниковых узлах судовых дизелей / С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2014. – № 2. – Одеса: ОНМУ. – С. 49-56.

21. Сагин С. В. Исследование корреляционной взаимосвязи жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев и реологических характеристик моторных масел судовых дизелей / С. В. Сагин // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса: ОНМА. – С. 67-76.

22. Заблоцкий Ю. В. Исследование эксплуатационных характеристик судовых среднеоборотных дизелей при их работе на различных топливах / Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2014. – № 34. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.

23. Поповский А. Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : наук.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74-83.

24. Сагин С. В. Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей / С. В. Сагин, А. В. Семенов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ ОМА. – С. 104-114.

25. Поповский А. Ю. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : наук.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.

26. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств : наук.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

27. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів / С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

28. Сагин С. В. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры судовых дизелей за счет использования органических покрытий / С. В. Сагин // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2018. – Вип. 4(57). – С. 109-120.

Статті в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus and Web of Science:

29. Popovskii Yu. M. Influence of anisotropic fluids on the operation of frictional components / Yu. M. Popovskii, S. V. Sagin, S. A. Khanmamedov, M. N. Grebenyuk, V. V. Teregerya // Russian Engineering Research, 1996. – № 6. – P. 7-11 (Indexed by Scopus).

30. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269 (Indexed by Scopus)

31. Zablotsky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment, May 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490. (Indexed by Scopus)

32. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208 (Indexed by Scopus)

33. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of

Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627 (Indexed by Scopus)

34. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – December 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516 (Index by Scopus).

35. Sagin S. V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – Num. 19. – P. 8380-8391. Research India Publication (Index by Scopus)

36. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // Nase More (Our Sea) : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3 (Index by Scopus and Web of Science)

37. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // Nase More (Our Sea) : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 66. – № 1. – P. 1-9. https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1 (Index Scopus and Web of Science)

Статті в інших іноземних виданнях:

38. Сагин С. В. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа двигателя / С. В. Сагин, В. Г. Солодовников // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). – Новосибирск : «СибАК», 2014. – С.42-48.

39. Сагин С. В. Исследование взаимосвязи жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев и реологических характеристик моторных масел / С. В. Сагин // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXVIII междунар. науч.-практ. конф. № 9 (34). – Новосибирск : «СибАК», 2014. – С.46-54.

40. Сагин С. В. Оптимизация процессов смазывания подшипниковых узлов судовых среднеоборотных дизелей при их работе на пусковых режимах / С. В. Сагин // Сб. научных трудов. IV межд. научн.-практ. конф. «Техника и технологии: роль в развитии современного общества», 27 января 2015 г., г. Краснодар. – Краснодар : науч.-изд. центр Априори, 2015. – С. 116-120.

41. Солодовников В. Г. Совершенствование системы топливоподготовки судовых среднеоборотных дизелей / В. Г. Солодовников, С. В. Сагин // Сб. научных трудов. XV Межд. научн.-практ. конф. «Научное обозрение физико-математических и технических наук в XXI веке», г. Москва, 27-28 марта 2015 г. – М. : Prospero, № 3 (15), 2015. – С. 55-58.

42. Сагин С. В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей / С. В. Сагин // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2016. – № 7 (28) . URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385 (дата обращения: 02.08.2016).

43. Sagin S. V. Determining the thickness of the boundary layer lubrication of marine motor oils by optical methods / S. V. Sagin, O. V. Semenov // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference, Munich, November 2nd – 3rd, 2016. – Munich, Germany 2016. – P. 82-89.

44. Sagin S. V. The investigations of the influence of ultrasonic fuel processing on sulfur wear of details in cylinder group of marine diesel engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // European Science and Technology : material of the XVI international research and practice conference, Munich, March 14th – 15th, 2017. – Munich, Germany 2017. – P. 61-74.

45. Сагин С. В. Ультразвуковая обработка топлива для судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин, В. Г. Солодовников // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 88-93.

46. Сагин С. В. Контроль реологических характеристик судовых моторных масел в процессе эксплуатации среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин // Austria-science. – 2017. – № 7.– С. 29-33.

47. Sagin S. V. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels / S. V. Sagin, A. A. Kuropyatnik // American Scientific Journal, 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67-71.

48. Сагин С .В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей / С. В. Сагин // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67-71.

49. Sagin S. V. Improving the performance parameters of systems fluids / S. V. Sagin // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59

50. Сагин С. В. Ультразвуковая десульфуризация топлив для судовых дизелей / С. В. Сагин // Единый всероссийский научный вестник, 2016. – № 7. – С. 87-92.

Статті у збірниках за матеріалами конференцій:

51. Мацкевич Д. В. Повышение надежности экстренного пуска среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Матеріали V-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» 10.11.2011-11.11.2011. – Миколаїв : НУК ім. адм. Макарова. – С. 156-157.

52. Сагин С. В. Реологические характеристики смазочных материалов судовых дизелей/ С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Матеріали наук.-техн.

конфер. «Енергетика суден. Експлуатація та ремонт», 05.04.2011-07.04.2011. – Одеса: ОНМА. – С. 31-33.

53. Мацкевич Д. В. Повышение надежности экстренного пуска среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Матеріали V-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми», 10-11 листопада 2011. – Миколаїв : НУК ім. адм. Макарова. – С. 156-157.

54. Заблоцкий Ю. В. Повышение надежности работы среднеоборотных дизелей на режимах экстренного пуска / Ю. В. Заблоцкий, Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. – Херсон : ХДМА, 2011. – С. 62-63.

55. Сагин С. В. Интенсификация процесса смазывания деталей движения судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки. Експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. – Одеса: ОНМА. – С. 60-61.

56. Сагин С. В. Использование присадок для судовых топлив / С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013- 22.03.2013. – Одеса : ОНМА. – С. 70-72.

57. Маковецкий В. В. Восстановление работы распределительного вала дизеля / В. В. Маковецкий, С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013-22.03.2013. – Одеса: ОНМА. – С. 173-174.

58. Сагин С. В. Определение электрической прочности тонких пленок моторных масел / С. В. Сагин // Зб. ст. VI Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті – MINTT-2014» (27-29 травня 2014 р., м. Херсон). – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2014. – С. 304-306.

59. Заблоцкий Ю. В. Снижение механических нагрузок в прецизионных парах топливной аппаратуры судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Сб.матер. III Міжнар. наук.-техніч. конфер. Сучасний стан та проблеми двигунобудування, 19-21 листопада 2014 р. – Миколаїв, НУК ім. адм. Макарова, 2014. – С.282-284.

60. Сагин С. В. Аналитическое описание триботехнических процессов в парах трения судовых дизелей / С. В. Сагин // Збірка матеріалів VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті – MINTT-2015» (26-28 травня 2015 р., м. Херсон). – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2015. – С. 225-227.

61. Сагин С. В. Использование химической обработки топлива для улучшения показателей работы судового дизеля / С. В. Сагин // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : НУ «ОМА», 2017. – С. 74-77.

62. Сагин С. В. Мониторинг эксплуатационных показателей цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей / С. В. Сагин // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, 2017. – С. 82-85.

63. Сагин С. В. Исследование трибологической системы поршневое кольцо – втулка цилиндра судовых дизелей / С. В. Сагин // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 352-355.

64. Сагин С.В. Обеспечение оптимального расхода цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2018. – С. 42-45.

65. Сагин С. В. Снижение уровня минимально неизбежных потерь в судовых энергетических установках / С. В. Сагин // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт», 21.03.2019–22.03.2019. – Одеса : НУ «ОМА», 2019. – С. 36-40.

66. Сагин С. В. Модифицирование прецизионных поверхностей топливной аппаратуры высокого давления / С. В. Сагин // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матиріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 128-130.

67. Sagin S. V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines / S. V. Sagin // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. – P. 139-145. DOI/ 10.34660/INF.2019.15.36258

З наукових робіт, опублікованих у співавторстві, у дисертації використані тільки ті положення, які належать автору особисто: [1, 6, 10, 29] – проведення експериментальних досліджень та обробка отриманих результатів; [2, 13] – розробка схеми експериментальної установки, проведення експерименту, аналіз та оформлення результатів; [3, 17] – проведення експериментальних досліджень з визначення оптимальної концентрації поверхнево-активних речовин; [4, 24, 26, 33, 36, 37, 47] – розробка технології проведення експериментальних досліджень, аналіз отриманих результатів; [5, 53, 54] – розробка алгоритму підготовки циркуляційної змащувальної системи дизеля у разі виникнення екстремальних умов експлуатації; [7] – переустаткування штатної суднової циркуляційної змащувальної системи, проведення експерименту, аналіз отриманих результатів; [8, 16, 35, 43] – проведення експериментальних

досліджень, аналіз отриманих результатів; [9] – проведення інформаційного пошуку; [11, 12, 15, 22, 44, 45] – проведення досліджень на суднових двигунах внутрішнього згоряння, обробка та аналіз отриманих результатів; [14] – проведення експериментальних досліджень, обробка отриманих результатів; [18, 51, 52] – аналіз зміни основних реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів; [23, 25, 57] – постановка експерименту, обробка і аналіз результатів; [30] – дообладнання суднової системи підготовки палива, проведення експерименту, аналіз отриманих результатів; [31, 59] – аналіз працездатності елементів паливної апаратури високого тиску, проведення експериментальних досліджень, обґрунтування заходів щодо підвищення ефективності суднового енергетичного комплексу; [32] – складання математичного опису процесу зміни реологічних характеристик моторних мастил під час експлуатації мастильної системи суднового дизеля; [34, 41] – визначення динаміки зміни параметрів робочого процесу суднових дизелів; [38] – проведення інформаційного пошуку, проведення експерименту, аналіз отриманих результатів.

ANNOTATION

Sagin S. V. Theory and practice of energy conversion on ships with minimal inevitable irreversible losses. – Qualifying scientific work as manuscript.

Dissertation for the degree of doctor of technical sciences in specialty 05.22.20 – operation and repair of transport vessels. – National University “Odessa Maritime Academy” of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2019.

The dissertation research is aimed at solving an applied scientific problem – energy conservation in propulsion systems of a transport vessel. The main motivation for research is the current availability of practice queries:

• to provide the required level of minimally inevitable irreversible energy losses during the conversion of the calorific value of fuel (which is the initial source of energy) to the kinetic energy of the forward motion of the crank mechanism and the rotary motion of the crankshaft and to useful work of energy consumers related to these components on marine and river transport;

• to increase the energy efficiency of the ship propulsion unit of river and sea transportation facilities;

• to ensure passing through either the hydrodynamic mode or boundary mode of lubrication of the main tribological systems (primarily ‘piston ring - lubricant - cylinder liner’, ‘crankshaft - lubricant - bearing shell’, and ‘plunger - lubricant - high-pressure fuel pump liner’) of internal combustion engines (installed on sea and river transportation facilities) with no contact interaction;

• to maintain and upgrade the rheological characteristics of the engine oil used in circulating systems of ship diesel engines on marine and river transport;

• to prevent the increased wear of the parts of the cylinder-piston group (CPG) and sleeve bearings of internal combustion engines (ICE) of marine and river transportation facilities with simultaneous increase of wear resistance and service life of these parts;

• to introduce into the propulsion units of river and sea vessels the methods contributing to the increase of fuel economy on operational transportation facilities;

• to reduce the losses due to indicated horsepower developed in the cylinders of internal combustion engines on transportation facilities and those due to the heat energy consumed to obtain that horsepower.

On the basis of the analysis of modern concepts of development of marine diesel engines ensuring the minimum level of inevitable energy losses by river and sea vessels, the **following unsolved problems** have been established during the transformation of the input energy (which is provided by fuel combustion) into the output effective power of diesel engine and its relevant energy consumer (propeller or electric generator):

• violation (under appropriate conditions) of the modes of lubrication of the main tribological systems of ship combustion engines on sea and river transportation facilities;

• increase in burning oil consumption;

• increase in specific fuel consumption to obtain the required value of effective power;

• increase of wear of the main contact surfaces of ship diesels (piston rings, bearing shells, high-pressure fuel pump plungers);

• increase of the time for setting the steady-state speed mode when changing the load on the diesel engine;

• deterioration of the performance of lube oil used in circulation systems of internal combustion engines on marine and river transportation facilities;

• deterioration of the rheological characteristics of the lube oil in case of a long-lasting or short-term transition of the lubrication mode from hydrodynamic to boundary;

• deterioration of the technical condition of the contact surfaces on parts and assemblies of tribological diesel systems;

• increase in the power values of mechanical losses and the resulting reduction in the effective power of internal combustion engines on marine and river vessels.

The above problems have identified and conditioned the **complex task** of scientific research: minimization of inevitable irreversible losses during the process of transformation of the calorific value of fuel into kinetic energy of crank mechanism and related consumers of energy on marine and river transportation facilities, consisting of **three basic objectives of research**:

• control over minimally inevitable energy losses during the rotary motion of the contact points of marine diesel engines on marine transportation facilities (in the tribological system ‘the crankshaft - lubricant - bearing shell’);

• control over minimally inevitable losses during the forward movement of the contact points of marine diesel engines on marine and river transportation facilities (in the tribological system ‘piston ring - lubricant - cylinder liner’);

• control over minimally inevitable energy losses in conditions of high dynamic loads (in tribological system ‘plunger - lubricant - high-pressure fuel pump liner’).

As a result of solving the main and supplementary problems the following scientific provisions were obtained:

• the mechanism of energy conversion on ships with minimally inevitable irreversible losses depends on tribological processes occurring in the bearing assemblies within the energy transformation section ‘crank mechanism - crankshaft - energy consumer’; in such a case it is necessary to take into account both tribotechnical characteristics of the friction units themselves and the functional and rheological properties of the lube oil included in the tribological system ‘metal - lubricant – metal’;

• the anisometry of the structure of an oriented ordered layer of lubricant near a solid metal surface leads to stratification of its viscosity, which in both the start-up and reverse modes provides an increase and, in dynamically stable modes, a decrease in the bearing capacity of the lubricating layer and a corresponding increase in contact loads;

• minimizing the inevitable losses during the conversion of the calorific value of the fuel to the effective power developed by the transport vessel is ensured by the upgrade of the elastic-damping properties of the working substances (fuels and

lubricants) that perform the functions of the lubricant in the contact surfaces of the internal combustion engines.

Scientific provisions are substantiated by **research outcomes.**

For the first time:

• it has been established that the main indicator of the level of minimum inevitable irreversible losses in the hydrodynamic and boundary modes of lubrication is stratification of the viscosity of the lubricant, which ensures the functioning of the tribological system of the cylinder-piston group, crank mechanism and high pressure fuel equipment. In the range of shear loads of 100…350 s^{-1}, which are characteristic for the basic operational modes of the above mentioned tribological systems of marine diesel engines on marine and river vessels, the viscosity stratification is in the range of 0.88…1.09 of its nominal value;

• we have found the experimental dependence of energy losses upon the stratification of the viscosity of the lube oil layer separating the contact surfaces of the parts of the cylinder-piston group and those of the crankshaft mechanism of diesel engines on sea and river vessels;

• the viscosity stratification is determined by "rheological stability" qualified as the deviation of the viscosity in the lubricant boundary layer from the bulk viscosity in the absence and presence of shear stresses corresponding to the rated load;

• the increase in rheological stability reduces mechanical losses, increases mechanical efficiency, reduces friction horsepower and promotes the process of energy transformation with minimal inevitable irreversible losses;

• the estimation of the free energy level of the boundary layers of hydrocarbon liquids, which characterizes the ability to form a nanostructured anisotropic phase on a metal surface, is determined by the "optical density" as the ratio of the corresponding maxima of the absorption spectra of oriented ordered layers;

• the energy dissipation in tribological systems of marine diesel engines, separated by a multiphase layer of a lubricant, is determined by the amount of linear wear of the contacting surfaces, but the energy dissipation processes are presented directly in the form of a verified mathematical model;

• the maintenance of minimally inevitable energy losses in marine and river transportation facilities is achieved by improving the tribotechnical characteristics of the tribological systems of marine diesel engines by ensuring the self-organization of the nanostructure of the boundary layers of working fluids (fuels and oils);

• the mechanism for organizing a well-ordered nanostructure of engine fuels has been established, which allows to improve the tribotechnical characteristics of precision pairs of diesel engine high-pressure fuel equipment on marine and river vessels.

The following has been improved:

• the mathematical model of contact interaction of friction surfaces, which takes into account the peculiarities of the lubricant in the non-Newtonian state;

•the methods and technology of ellipsometric measurements of the thickness of thin films of nanostructured layers of hydrocarbon liquids (fuels and oils);

• the methods and technology for conducting spectrophotometric studies of the oriented structure of micron layers of process fluids formed near metal surfaces;

• the principle of load sharing between parallel operating electric generators of ship power plant on sea and river vessels taking into account possible change of rheological characteristics of engine oil, which provides the process of lubrication of diesel generators;

• the technology for determining the linear and volumetric wear of individual parts of the main tribological systems of diesel engines on seagoing and river vessels to simplify the procedure and improve the accuracy of measurements.

The following has further been developed:

• the method of determining the optimum concentration of surfactants in the basic lubricant and the technology of maintaining this concentration in the circulating and cylindrical lubrication systems of marine and river vessels within their operational period, which prevents deviation of the rheological characteristics of engine oil from admissible values;

• the technology for determining the optimum time of application of organic coatings on the surface of plungers of high-pressure fuel pumps, which has ensured the formation of a nanostructured layer of organic coating with maximum thickness;

• the procedure for determining rheological curves using a rotational viscometer, which has helped to reduce the dispersion of inconsistency of the experimental values;

• the sequence of taking viscosity measurements of hydrocarbon liquids in radial direction, which has made it possible to deviate the experimental values from the analogous parameters obtained analytically by mathematical modeling;

• the theoretical and experimental methods for determining the losses of indicator horsepower developed in the cylinder of an internal combustion engine and those of the thermal energy consumed to obtain this horsepower, which have increased the accuracy of calculation of mechanical efficiency and frictional horsepower.

The practical significance of the outcomes obtained is that, based on the performed research, the following has been developed and implemented:

• the mathematical model, which allows to study the processes of contact interaction of surfaces separated by a layer of lubricant in the Newtonian or non-Newtonian state;

• the system of stabilization of rheological characteristics of lubricants used in the friction units of diesel engines on sea and river vessels;

• the system for maintaining an ordered nanostructure in the boundary lubricating layer, which provides its elastic-damping properties and helps to reduce the level of energy dissipation in tribological systems of marine diesel engines;

• the technology for improving tribotechnical properties of precision parts of high pressure fuel equipment;

• the method of determining the rheological characteristics of lubricants under conditions of variable shear loads.

Key words: ship propulsion unit, mechanical losses, ship diesel engine, boundary lubricating layer, control over energy losses, mechanical efficiency.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ……... 32
ВСТУП…….……..…. 33
РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ЗНИЖЕННЯ НЕМИНУЧИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОМПЛЕКСІВ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ……..…..… 48
1.1. Сучасні концепції розвитку суднових дизелів, що забезпечують мінімальний рівень неминучих втрат енергії морських і річкових засобів транспорту..... 48
1.2. Аналіз основних напрямків зниження неминучих втрат енергії під час експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння..... 57
1.3. Аналіз методологічних підходів до моделювання процесів енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами..... 62
1.4. Формалізація функціональних залежностей процесів енергоперетворення з урахуванням змінної реології робочих рідин, що їх забезпечують..... 68
1.4.1. Класифікація матеріалів за їх реологічною поведінкою..... 69
1.4.2. Реологічні моделі моторних мастил, що забезпечують функціонування суднового двигуна внутрішнього згоряння..... 75
1.4.3. Вихідні рівняння математичної моделі..... 86
1.5. Висновки за розділом 1……..... 98
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМАЛЬНО НЕМИНУЧИХ НЕЗВОРОТНИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ…….. 100
2.1. Обґрунтування вибору напрямку наукового дослідження…… 100

2.2. Обґрунтування мети і завдань дисертаційного дослідження…… 107
2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження……..…….…… 111
2.4. Вибір і обґрунтування методів наукового дослідження…… 115
2.5. Принципи експериментальних досліджень……. 117
2.6. Висновки по розділу 2…….…….. 119
РОЗДІЛ 3. УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ ПІД ЧАС ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ КОНТАКТНИХ ВУЗЛІВ……. 120
3.1. Математична модель процесу поширення енергії при контактній взаємодії твердих тіл, розділених анізотропним мастильним матеріалом… 120
3.2. Математичні моделі процесу енергоперетворення в суднових двигунах внутрішнього згоряння із урахуванням анізотропних характеристик мастильного шару, який поділяє пари тертя …….. 129
3.2.1. Розподіл тиску і визначення розміру площі контакту в парі ковзання, крізь які здійснюється процес енергоперетворення …….…… 130
3.2.2. Визначення сил і моментів тертя в трибологічних системах, у яких здійснюється поступальний чи обертальних рух …….. 136
3.2.3. Математичні моделі процесу дисипації енергії у трибологічній системі ковзання з урахуванням анізотропії мастильного шару ……. 138
3.2.4. Розв’язок рівняння Рейнольдса для ньютонівських та неньтонівських рідин, що забезпечують процес енергоперетворення в елементах пари ковзання ……. 142
3.2.5. Визначення тисків та навантажень в анізотропному мастильному матеріалі, що забезпечує процес енергоперетворення крізь пари ковзання …….……. 145
3.2.6. Критерії надійності роботи пар ковзання суднових дизелів, що забезпечують процес енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами …… 150

3.3. Теоретичний опис явищ, що відбуваються в наноструктурованих шарах вуглеводневих рідин …….…….…. 153
3.3.1. Модель Майера-Заупе……..……..… 154
3.3.2. Модель Ландау-де-Жена…….……..……... 156
3.3.3. Ланцюгова модель Ізінга……..… 161
3.4. Зміна енергетичних характеристик наноструктурованих шарів вуглеводневих рідин…… 165
3.4.1. Поведінка рідини на малих відстанях від металевої поверхні …..... 165
3.4.2. Поведінка рідини на великих відстанях від металевої поверхні…..… 169
3.5. Визначення якісних і кількісних характеристик мастильних шарів, що забезпечують процес енергоперетворення в теплових двигунах……. 175
3.6. Зміна реологічних характеристик мастильних матеріалів, які забезпечують процес енергоперетворення під час обертального руху контактних вузлів суднових дизелів …… 190
3.7. Методика і результати експериментального визначення реологічних характеристик суднових моторних мастил …… 198
3.8. Експериментальне визначення впливу реологічної стійкості моторних мастил на мінімально неминучі втрати енергії в дизелях…..….. 206
3.9. Висновки по розділу 3……..…….. 216
РОЗДІЛ 4. УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ ПІД ЧАС ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ……..…….…… 218
4.1. Вплив теплових потоків на процес енергоперетворення…….……... 218
4.2. Експериментальне визначення реологічних характеристик наноструктурованих вуглеводневих рідин зі зміною теплового потоку….. 223
4.2.1. Вплив поля поверхневих сил на форму смуг електронного поглинання вуглеводневих рідин…….. 224
4.2.2. Об’єкти досліджень…….. 231

4.2.3. Методика температурних досліджень наностуктурованих поверхневих шарів вуглеводневих рідин спектрофотометричним методом ……..... 233
4.3. Моделювання реологічних характеристик наноструктурованих поверхневих шарів моторних мастил під час поступального переміщення деталей циліндро-поршневої групи …….……. 240
4.4. Висновки за розділом 4……..……. 266
РОЗДІЛ 5. УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ ПРИ ВИСОКИХ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ ……..…….. 268
5.1. Особливості процесу дисипації енергії в трибосполученнях паливної апаратури високого тиску…….……. 268
5.2. Моделювання процесів енергоперетворення, що відбуваються при високих динамічних навантаженнях…….…… 270
5.3. Визначення енергетичної ефективності поверхонь, що працюють в умовах підвищених динамічних навантажень…….…… 274
5.4. Експериментальне визначення структурних і реологічних характеристик вуглеводневих рідин, які працюють в умовах підвищених навантажень…… 281
5.4.1. Дослідження характеристик наноструктурованих шарів палива оптичними методами …… 282
5.4.2. Дослідження триботехнічних характеристик наноструктурованих шарів палива ……..……. 284
5.5. Забезпечення ефективності процесу енергоперетворення у випадку підвищених динамічних навантажень_…….……... 288
5.6. Висновки за розділом 5……..……. 298

РОЗДІЛ 6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ З МІНІМАЛЬНО НЕМИНУЧИМИ НЕЗВОРОТНИМИ ВТРАТАМИ ЗА РАХУНОК СТВОРЕННЯ ТА УПРАВЛІННЯ НАНОСТРУКТУРОВАНИМ ШАРОМ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ…. 300
6.1. Зміна енергетичних і теплових потоків у наносистемах, що утворені впорядкованим шаром мастильного матеріалу ……..…….. 300
6.2. Аналітичне визначення теплових і енергетичних потоків у трибологічних наносистемах……... 305
6.2.1. Відсутність контактних взаємодій ……..……... 305
6.2.2. Наявність контактних взаємодій……..…….. 308
6.3. Розробка технології забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час обертального руху у вузлах тертя……. 310
6.3.1. Забезпечення мінімально неминучих втрат енергії шляхом оптимального відновлення реологічних характеристик моторного мастила…….…. 311
6.3.2. Забезпечення мінімально неминучих втрат енергії шляхом використання поверхнево-активних присадок до моторного мастила…... 321
6.4. Розробка технології забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час поступального руху у вузлах тертя …… 335
6.5. Розробка технології забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час роботи в умовах високих динамічних навантажень…… 339
6.5. Висновки за розділом 6…….. 347
ВИСНОВКИ…… 349
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ…… 354
ДОДАТКИ……..…….. 395

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ГД – головний двигун

ГЗШ – граничний змащувальний шар

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

ЕРК – епітропний рідкий кристал

ЕРС – електрорушійна сила

ККД – коефіцієнт корисної дії

КШМ – кривошипно-шатунний механізм

МОД – малообертовий двигуни

НРК – нематичний рідкий кристал

ОВПШ – орієнтаційно впорядкований пристінний шар

ПАП – поверхнево-активна присадка

ПАР – поверхнево-активна речовина

ПНВТ – паливний насос високого тиску

ППП – подвійне променезаломлення

РК – рідкий кристал

СЕУ – суднова енергетична установка

ТС – трибологічна система

ЦПГ – циліндропоршнева група

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Морській та річковій транспорт є однією з важливих галузей у морегосподарському комплексі України. Експлуатація суден спрямована на отримання прибутку, який залежить від організації перевезень, вибору економічно вигідних і безпечних морських та/або річкових шляхів, забезпечення максимальної швидкості судна, збереженості та своєчасної доставки вантажів, комфортних умов праці екіпажу та відпочинку пасажирів, зниження витрат на паливно-мастильні матеріали. Підвищення ефективності експлуатації суден за рахунок зростання прибутку можна здійснити за двома напрямками: перший – збільшення доходів (підвищенням тарифів за надані послуги, збільшенням провізної спроможності засобу транспорту, скороченням терміну виконання транспортної послуги); другий – зниження транспортних витрат до мінімально неминучих.

Водночас створення умов для високоефективної експлуатації засобів транспорту повинно забезпечувати їх енергетичну ефективність, надійність роботи, підтримання екологічних вимог. Витратна частина транспортного процесу, який забезпечується завдяки експлуатації суднового пропульсивного комплексу (СПК), пов’язана з роботою технічних засобів судна; зростанням собівартості перевезень; незапланованим підвищенням ходового часу судна; збільшенням кількості баластних переходів, а також переходів з неповним завантаженням судна; додатковими витратами енергії (а отже, і палива) на компенсацію негативних внутрішніх та зовнішніх дій, які знижують швидкісні показники судна, при цьому кожний елемент СПК (корпус судна, рушій, валопровід, двигун) має власну структуру і розглядається як окрема система.

Невід’ємною частиною транспортної роботи є втрати, які відносно морських та річкових засобів транспорту виникають у двигуні, корпусі судна, рушії та валопроводі. При цьому частина цих втрат у загальному процесі енергоперетворення на суднах (відповідно до I та II законів термодинаміки) відноситься до неминучих незворотних. Ці втрати неможливо обернути у рушійну силу СПК або у теплову енергію ні шляхом вдосконалення конструкції або профілю корпусу судна, ні шляхом підвищення корисної тяги гребного гвинта, ні шляхом оптимізації інерційних характеристик лінії передачі та валопроводу, ні шляхом вдосконалення робочого циклу, що здійснюється у двигуні. Мінімальний рівень цих втрат забезпечує максимальний пропульсивний коефіцієнт корисної дії (ККД) морського або річкового судна як засобу транспорту та зниження витрати палива на одиницю часу або пройденого шляху.

Більшість мінімально неминучих незворотних втрат складають механічні втрати в трибологічних системах (ТС): поршневі кільця – втулка циліндра, колінчастий вал – вкладиш підшипника, плунжер – втулка паливного насосу високого тиску (ПНВТ), а також втрати енергії, що пов’язані з інерцією елементів СПК, які здійснюють обертальний чи поступальний рух (у тому числі валопроводу та гвинта з приєднаною масою води) та безпосередньо з інерцією судна (яка у тому числі пов’язана з виникненням поздовжніх та поперечних коливань його корпусу під дією збурень та зовнішніх завад).

З наведеного переліку втрат енергії під час здійснення судном механічної роботи з перевезення вантажу (яка у кінематичному вигляді характеризується його швидкістю) керованому впливу підлягають лише механічні втрати. Саме вони є вагомою складовою мінімально неминучих незворотних втрат, яка визначає пропульсивний ККД СПК.

Виникнення механічних втрат у засобах транспорту передовсім пов’язане з безпосереднім контактом поверхонь, працездатність яких

забезпечується гідродинамічним або граничним станом робочої рідини. Відомі енергетичні моделі, що базуються на апріорних розробках наукової школи Поповського Ю. М. (яким спільно з Дерягіним Б. В. та Алтоїзом Б. А.) було відкрито та зафіксовано факт існування особливої термодинамічної фази ізотропних рідин, що виникає під дією поверхневих сил) та подальших дослідженнях Ханмамедова С. А., Заблоцького Ю. В., Кіріяна С. В. (якими були встановлені аномальні характеристики теплопровідності, в'язкості, діелектричної проникності та ряду інших характеристик граничних шарів рідини), не передбачали шляхи керованого впливу на процес тертя та можливість керованого зниження рівня мінімально неминучих незворотних втрат із подальшою мінімізацією їх величин.

Це свідчить про наявність **нерозв'язаної комплексної наукової проблеми** – управління процесами енергоперетворення на суднах із мінімально неминучими незворотними втратами, підтверджуючи її актуальність. Розв'язання цієї проблеми є особливо актуальним в умовах експлуатації дизелів як однієї зі складових морського та річкового засобу транспорту, у яких змащувальний матеріал (паливо чи мастило), що характеризується аномалією деяких фізичних властивостей граничних шарів, знаходиться під дією високого зовнішнього тиску, а також поступального чи обертального руху механізмів, який він поділяє.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Важливість розв'язання проблеми щодо управління мінімально неминучими незворотними втратами морських та річкових засобів транспорту насамперед визначається вимогами Додатку VI конвенції MARPOL, а також резолюціями Міжнародної морської організації MEPC.203 (62) і MEPC.213 (63) до енергетичної ефективності суден у процесі підвищення їх ефективності експлуатації.

Робота виконувалася відповідно до положень Транспортної стратегії України на період до 2020 року (Наказ Президента України №5/2015

від 12 січня 2015 року); положень Транспортної стратегії України на період до 2030 року; Рішення Ради національної безпеки і оборони України від 16.05.2008 року «Про заходи щодо забезпечення розвитку України як морської держави» (Наказ Президента України від 20.05.2008 року № 463/2008); а також у рамках наступних держбюджетних науково-дослідних робіт Національного університету «Одеська морська академія»: «Підвищення ефективності робочих процесів суднових енергетичних установок на базі сучасних технічних і інформаційних технологій» № ДР 0116U002390 (2014–2017 рр.), «Розвиток систем і методів удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок на підставі сучасних інформаційних технологій» № ДР 0110U005910 (2017–2019 рр.), «Прогнозування експлуатаційного технічного стану суднової пропульсивної установки на основі контролю її вібраційно-коливальних характеристик» № ДР 0119U001654 (2018–2021 рр.), у яких автор дисертації брав участь як відповідальний за виконання теми та виконавець.

Мета дослідження – підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту.

Основною науковою гіпотезою дослідження є теза про те, що підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту забезпечується організацією процесу генерації та трансформації механічної енергії з мінімально неминучими незворотними втратами.

Для досягнення мети і підтвердження наукової гіпотези під час проведення досліджень розв’язувалися такі завдання.

Комплексне завдання наукового дослідження – мінімізація неминучих незворотних втрат під час забезпечення процесу трансформації теплотворної здатності палива в кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму та пов’язаних з ним споживачів енергії морських та річкових засобів транспорту, яке складається з **трьох головних завдань дослідження:**

•управління мінімально неминучими втратами енергії під час обертального руху контактних вузлів суднових дизелів морських та річкових засобів транспорту (у ТС колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника);

•управління мінімально неминучими втратами під час поступального руху контактних вузлів суднових дизелів морських та річкових засобів транспорту (у ТС поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра);

•управління мінімально неминучими втратами енергії в умовах високих динамічних навантажень (у ТС плунжер – мастильній матеріал – втулка паливного насосу високого тиску).

Об'єкт дослідження: процес експлуатації СПК як засобу транспорту.

Предмет дослідження: процеси енергоперетворення, що виникають під час генерації та трансформації механічної енергії у СПК.

Методи дослідження. У дисертаційній роботі поєднані теоретичні, чисельні та експериментальні методи дослідження. Теоретичні методи (дедукції, експертних оцінок, системного аналізу) використовувалися під час знаходження рішень абсолютно нових нерозв'язаних проблем, які раніше не досліджувались, або рішення яких неможливо було використовувати з урахуванням особливостей експлуатації морських та річкових засобів транспорту. Експериментальні методи (у тому числі методи планування експерименту та регресивного аналізу експериментальних даних) використовувалися для перевірки адекватності та достовірності математичних моделей, а також для визначення закономірностей перебігу процесів генерації та трансформації теплотворної здатності палива в корисну роботу, а також вивчення динаміки змін експлуатаційних та реологічних характеристик основних складових ТС суднових дизелів морських та річкових засобів транспорту. Чисельними методами (теорії ймовірності та математичної статистики) здійснювалося зіставлення результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту досягається управлінням мінімально неминучими незворотними втратами енергії шляхом оптимізації триботехнічних характеристик контактних поверхонь суднових двигунів (як одного з компонентів СПК), а також реологічних характеристик та наноструктури мастильних матеріалів, що забезпечують їхнє функціонування.

У результаті розв’язання головних та допоміжних завдань сформовані наступні **наукові положення**:

- механізм енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами залежить від трибологічних процесів, що відбуваються в підшипникових вузлах на лінії трансформації енергії кривошипно-шатунний механізм – колінчастий вал – споживач потужності; при цьому необхідно враховувати, як триботехнічні характеристики самих вузлів тертя, так і функціональні та реологічні властивості мастила, що входить до ТС метал – мастильний матеріал – метал;
- анізометрія структури орієнтаційно впорядкованого шару мастила поблизу твердої металевої поверхні призводить до виникнення стратифікації його в’язкості, що на режимах пуску та реверсу забезпечує підвищення, а на динамічно сталих режимах – зниження несучої здатності мастильного шару та відповідного зростання контактних навантажень;
- мінімізація неминучих втрат під час перетворення теплотворної здатності палива на ефективну потужність, що розвивається засобом транспорту, забезпечується підвищенням пружно-демпфуючих властивостей робочих речовин (палива та мастила), які виконують функції змащувального матеріалу в контактних поверхнях двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Наукові положення обґрунтовані **науковими результатами**.

Вперше:

•встановлено, що основним показником, який характеризує рівень мінімально неминучих незворотних втрат у гідродинамічному та граничному режимі мащення, є стратифікація в’язкості мастильного матеріалу, що забезпечує функціонування ТС циліндро-поршневої групи (ЦПГ), кривошипно-шатунного механізму (КШМ) та паливної апаратури високого тиску. У діапазоні зсувних навантажень 100…350 $с^{-1}$, які характерні для основних експлуатаційних режимів роботи вищевказаних ТС суднових ДВЗ морських та річкових засобів транспорту, стратифікація в’язкості знаходиться в межах 0,88…1,09 її номінального значення;

•встановлена експериментальна залежність енергетичних втрат від стратифікації в’язкості шару моторного мастила, що поділяє контактні поверхні деталей ЦПГ та КШМ ДВЗ морських та річкових суден;

•оцінка рівня стратифікації в’язкості визначена «реологічною стійкістю», як відхиленням в’язкості у граничному шарі мастильного матеріалу від об’ємної в’язкості за умов відсутності та наявності зсувних напружень, які відповідають номінальному навантаженню;

•збільшення реологічної стійкості забезпечує зниження механічних втрат, підвищує механічний ККД, зменшує потужність механічних втрат та сприяє перебігу процесу енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами;

•оцінка рівня вільної енергії граничних шарів вуглеводних рідин, яка характеризує здатність утворювати на металевій поверхні наноструктуровану анізотропну фазу, визначається «оптичною щільністю» як відношенням відповідних максимумів спектрів поглинання орієнтаційно впорядкованих шарів;

•встановлено, що дисипація енергії в ТС суднових ДВЗ, розділених багатофазним шаром мастильного матеріалу, визначається величиною лінійного зносу контактуючих поверхонь, а безпосередньо процеси дисипації енергії представлені у вигляді верифікованої математичної моделі;

•підтримання мінімально неминучих втрат енергії у морських та річкових засобах транспорту досягається поліпшенням триботехнічних характеристик ТС суднових ДВЗ шляхом забезпечення самоорганізації впорядкованості наноструктури граничних шарів робочих рідин (палива і мастила);

•встановлено механізм організації впорядкованої наноструктури моторних палив, який дозволяє покращити триботехнічні характеристики прецизійних пар паливної апаратури високого тиску ДВЗ морських та річкових суден.

Удосконалено:

•математичну модель контактної взаємодії поверхонь тертя, яка враховує особливості мастильного матеріалу, якій знаходиться у неньтонівському стані;

•методику та технологію еліпсометричних вимірювань товщини тонких плівок наноструктурованих шарів вуглеводних рідин (палива та мастила);

•методику та технологію проведення спектрофотометричних досліджень орієнтованої структури мікронних шарів технологічних рідин, що утворюються поблизу металевих поверхонь;

•принцип розподілу навантаження на паралельно працюючі електричні генератори суднової електростанції морських та річкових суден з урахуванням можливої зміни реологічних характеристик моторного мастила, що забезпечує процес мащення дизель-генераторів;

•технологію визначення лінійного та об’ємного зносу окремих деталей основних ТС ДВЗ морських та річкових суден для спрощення процедуру та підвищення точності вимірювань.

Набули подальшого розвитку:

•метод визначення оптимальної концентрації поверхнево-активних речовин у базовому мастилі та технологія підтримання цієї концентрації в

циркуляційних та циліндрових системах мащення суднових морських та річкових суден протягом експлуатаційного періоду їх роботи, що стримує відхилення реологічних характеристик моторного мастила від допустимих значень;

- технологія визначення оптимального часу нанесення органічних покриттів на поверхні плунжерів ПНВТ, що забезпечило процес утворення наноструктурованого шару органічного покриття з максимальною товщиною;
- процедура визначення реологічних кривих за допомогою ротаційного віскозиметру, що сприяло зменшенню дисперсії неузгодженості експериментальних значень;
- послідовність виміру в'язкості вуглеводних рідин у радіальному напрямку, що забезпечило відхилення експериментальних значень від аналогічних показників, що отримані аналітично за допомогою математичного моделювання;
- теоретичні та експериментальні методи визначення втрат індикаторної потужності, яка розвивається у циліндрі ДВЗ, та теплової енергії, яка витрачається на отримання цієї потужності, що підвищило точність розрахунку механічного коефіцієнта корисної дії та потужності механічних втрат.

Наукова значимість дослідження полягає в підвищенні ефективності роботи засобів транспорту під час генерації та трансформації енергії шляхом управляючого впливу на наноструктуровані граничні змащувальні шари робочих речовин.

Практична цінність отриманих результатів полягає в тому, що на основі виконаних досліджень розроблено та впроваджено:

- математичну модель, яка дозволяє досліджувати процеси контактної взаємодії поверхонь, розділених шаром мастильного матеріалу, що знаходиться у ньютонівському, або неньютонівському стані;

•систему стабілізації реологічних характеристик мастильних матеріалів, що використовуються у вузлах тертя ДВЗ морських та річкових суден;

•систему підтримання впорядкованої наноструктури у граничному мастильному шарі, яка забезпечує його пружно-демпфуючі властивості та сприяє зменшенню рівня дисипації енергії в ТС суднових дизелів;

•технологію покращення триботехнічних властивостей прецизійних деталей паливної апаратури високого тиску;

•методику визначення реологічних характеристик мастильних матеріалів в умовах змінних зсувних навантажень.

Основні впровадження:

•технологія забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час поступального руху у вузлах тертя суднових дизелів та метод модифікації прецизійних пар паливної апаратури високого тиску суднових дизелів – у період 2018…2019 рр. під час здійснення менеджменту на суднах, які знаходяться в операційному управлінні ТОВ «Незалежний морський сюрвей»; це сприяло підвищенню енергетичних та економічних показників роботи суднових середньо-обертових дизелів 12V32/40 MAN-B&W та суднових високо-обертових дизелів Volvo Penta TMDA 163A, зокрема 1,2…4,4 %-ому зниженню питомої витрати палива та 7,8…12,6 %-ому зниженню витрати мастила на випал на основних експлуатаційних режимах роботи дизелів, а також 1,7…2,9 кратному зниженню зносу поршневих кілець та вкладишів підшипників, та забезпечило зниження фінансових витрат від 100 до 250 $/добу під час експлуатації морських суден у територіальних водах України та від 200 до 600 $/добу під час здійснення подібної експлуатації в територіальних водах країн Європейського Союзу та Світового океану (акт від 12.04.2019 р.);

•блок дозування поверхнево активних присадок до моторного мастила та метод визначення оптимального доливання мастила в систему мащення – у складі суднових пропульсивних комплексів суден «Дунай», «Київська»,

«Куяльницька», «Ізмаїльська» ТОВ СМД-ІНВЕСТ у період з 2016 по 2019 рр.; що сприяло зменшенню витрати моторного мастила, а також дозволило поліпшити експлуатаційні показники систем мащення та технічний стан суднових дизелів та забезпечило зменшення трудомісткості робіт з моточищення дизелів (відповідно до акту ТОВ СМД-ІНВЕСТ);

•технологія підвищення гідравлічної щільності елементів паливної апаратури високого тиску суднових дизелів – на суднах «White Eagle» та «White Pearl» ТОВ «Marine Crew Management»; що забезпечило поліпшення експлуатаційних характеристик і технічного стану плунжерів паливних насосів високого тиску та розпилювачів форсунок суднових середньообертових дизелів «Pielstik» 8-PC2.5L400 та Cummins KTA19 та сприяло 1,8…3,3 %-му зниженню витрати палива та 2,8…8,5 %-му зниженню витрати мастила суднових дизелів, що виконують функції головних та допоміжних двигунів (відповідно до акту ТОВ «Marine Crew Management»);

•технологія додавання поверхнево-активних речовин у циркуляційну систему мащення та методика контролю остаточної концентрації поверхнево-активних речовин в об’ємі системи мащення – при експлуатації суднових середньообертових дизелів 6EY22AW Yanmar, що входять до складу допоміжної енергетичної установки морських суден «Ocean Haven» та «Ocean Treasure» ТОВ «Каалбай Шиппінг Україна»; що забезпечило: 18…27 %-е зниження масового зносу вкладишів підшипників, 6,3…10,8 %-е зниження витрати мастила на випал, 1,3…2.5 %-е зниження питомої витрати палива, 3,9…14,7 %-е зниження потужності механічних втрат (акт від 17.03.2017 р.);

•технологія підвищення гідравлічної щільності елементів паливної апаратури високого тиску – під час експлуатації суднових дизелів Wartsila Marine Engines морського судна “Pacific Mistral” та STX MAN Marine Engines судна “Pacific Sciroccо”, що забезпечило 1,3…2,7 %-е зниження питомої витрати палива, (відповідно до акту судноплавної компанії “Pacific Drilling”);

•у навчальний процес Національного університету «Одеська морська академія» (акт від 31.05.2019 р.).

Ступінь обґрунтованості і достовірності наукових положень і рекомендацій. Наукові положення та результати, що отримані в дисертаційному дослідженні достовірні, оскільки базуються на проведеному інформаційному пошуку, розробленій математичній моделі, збігу аналітичних та експериментальних значень досліджених параметрів, а також актах впровадження на енергетичних комплексах морських засобів транспорту.

Особистий внесок автора. У дисертаційному дослідженні викладено авторський підхід до розв'язання важливої науково-прикладної проблеми – забезпечення мінімального рівня незворотних втрат енергії, що неминуче виникають у пропульсивних комплексах морських та річкових засобів транспорту. Наукові положення, теоретичні визначення, технологічні розробки та науково-практичні рекомендації, що висвітлені у роботі та виносяться на захист, отримані автором особисто (під час проведених ним наукових досліджень у Національному університеті «Одеська морська академія», а також на морських суднах, що належать українським та закордонним судноплавним компаніям) та викладені у його наукових працях. З наукових робіт, опублікованих у співавторстві, у дисертації використані тільки ті положення, які належать автору особисто: [1, 6, 10, 29] – проведення експериментальних досліджень та обробка отриманих результатів; [2, 13] – розробка схеми експериментальної установки, проведення експерименту, аналіз та оформлення результатів; [3, 17] – проведення експериментальних досліджень з визначення оптимальної концентрації поверхнево-активних речовин; [4, 24, 26, 33, 36, 37, 47] – розробка технології проведення експериментальних досліджень, аналіз отриманих результатів; [5, 53, 54] – розробка алгоритму підготовки циркуляційної змащувальної системи дизеля у випадку виникнення екстремальних умов експлуатації; [7] –

переустаткування штатної суднової циркуляційної змащувальної системи, проведення експерименту, аналіз отриманих результатів; [8, 16, 35, 43] – проведення експериментальних досліджень, аналіз отриманих результатів; [9] – проведення інформаційного пошуку; [11, 12, 15, 22, 44, 45] – проведення досліджень на суднових двигунах внутрішнього згоряння, обробка та аналіз отриманих результатів; [14] – проведення експериментальних досліджень, обробка отриманих результатів; [18, 51, 52] – аналіз зміни основних реологічних характеристик мастильних матеріалів суднових дизелів; [23, 25, 57] – постановка експерименту, обробка й аналіз результатів; [30] – дообладнання суднової системи підготовки палива, проведення експерименту, аналіз отриманих результатів; [31, 59] – аналіз працездатності елементів паливної апаратури високого тиску, проведення експериментальних досліджень, обґрунтування заходів щодо підвищення ефективності суднового енергетичного комплексу; [32] – складання математичного опису процесу зміни реологічних характеристик моторних мастил під час експлуатації мастильної системи суднового дизеля; [34, 41] – визначення динаміки зміни параметрів робочого процесу суднових дизелів; [38] – проведення інформаційного пошуку, проведення експерименту, аналіз отриманих результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень за темою дисертаційної роботи неодноразово доповідалися на ряді міжнародних та Всеукраїнських наукових конференціях, зокрема: V Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» 10.11.2011-11.11.2011. – Миколаїв, НУК ім. адм. Макарова; науково-технічній конференції «Енергетика суден. Експлуатація та ремонт», 05.04.2011-07.04.2011. – Одеса, ОНМА; Всеукраїнській науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсон – 2011, ХДМА; науково-технічній конференції «Суднові енергетичні установки. Експлуатація та ремонт», 21.03.2012 –

23.03.2012. – Одеса, ОНМА; науково-технічній конференції «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013- 22.03.2013. – Одеса; ОНМА; VI Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті – MINTT-2014» (27-29 травня 2014 р., м. Херсон) – Херсон; ХДМА; III Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», 19-21 листопада 2014 р. – Миколаїв, НУК ім. адм. Макарова; VII Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті – MINTT-2015» (26-28 травня 2015 р., м. Херсон) – Херсон, ХДМА, 2015; науково-технічній конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017 – Одеса, НУ «ОМА»; VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика : стан та проблеми». – Миколаїв, НУК ім. адм. Макарова, 2017 р.; X Міжнародній науково-практичній конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. – Херсон, ХДМА; Міжнародній науково-технічній конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 22.03.2018–23.03.2018 р. – Одеса, НУ «ОМА»; науково-технічній конференції «Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт», 21.03.2019–22.03.2019 – Одеса, НУ «ОМА»; 10-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування», 12-13 вересня 2019 р. – Херсон, ХДМА; XIIIth International Research and Practice Conference «Science and Education», Munich, November 2nd–3rd, 2016. – Munich, Germany; XVIth International Research and Practice Conference «European Science and Technology», Munich, March 14th–15th, 2017. – Munich, Germany; International Conference «Scientific Research of the SCO Countries: Synergy and Integration», August 31, 2019, Beijing, China.

Публікації. За темою дисертації здобувачем опубліковано 67 наукових праць, з яких 28 – у наукових фахових виданнях України (що входять до переліку наукових фахових видань України, які рекомендовані МОН України

для публікації результатів дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук); 9 – в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus та Web of Science; 13 – в інших іноземних виданнях (7 – у наукових журналах, та 6 – у збірках матеріалів наукових конференцій); 17 – у збірниках за матеріалами міжнародних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з переліку умовних скорочень, вступу, шістьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертаційної роботи становить 402 сторінки, зокрема: основний текст – 323 сторінки з анотацією на 25 сторінках, список використаних джерел із 312 найменувань на 41 сторінці, додатки – 8 сторінок, 84 рисунки, 34 таблиці.

РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ЗНИЖЕННЯ НЕМИНУЧИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОМПЛЕКСІВ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Енергетичні комплекси морських і річкових засобів транспорту є багатокомпонентними структурними об’єктами, при цьому:

- їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води);
- їх основним експлуатаційним завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин на корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії;
- завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів і охолоджуючих рідин у навколишнє середовкілля.

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримки екологічних параметрів [1, 2], але й мінімальний рівень неминучих втрат під час перетворення вхідної енергії на корисну роботу.

1.1. Сучасні концепції розвитку суднових дизелів, що забезпечують мінімальний рівень неминучих втрат енергії морських і річкових засобів транспорту

Основні енергетичні перетворення у функціональній схемі робочі речовини – тепловий двигун морських і річкових транспортних засобів – корисна робота відбуваються у разі забезпечення процесу трансформації теплотворної здатності палива (рідкого або газоподібного) в кінетичну

енергію кривошипно-шатунного механізму (КШМ) і пов’язаних з ним споживачів енергії [3, 4].

Тепловими двигунами суднових енергетичних установок (СЕУ) річкових і морських транспортних засобів є парові котли, газові турбіни і двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Причому саме ДВЗ на даний час отримали домінуюче поширення на всіх без винятку річкових і морських суднах, незалежно від їх водотоннажності, типу і призначення. Провідні дизелебудівні концерни і фірми випускають суднові дизелі в широкому діапазоні розмірів (з діаметром циліндра від 0,1 до 0,98 м), кількості циліндрів (від 4-х до 18-ти) і потужності (від 100 до майже 100000 кВт) [5].

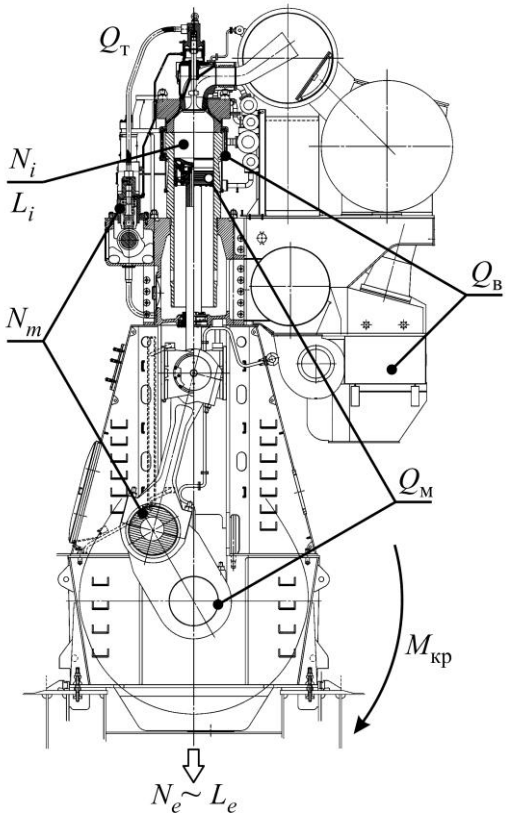
Ефективність суднового ДВЗ (як і будь-якого теплового двигуна) визначається коефіцієнтом корисної дії (ККД), що представляє відношення теплової енергії палива до корисної праці робочого циклу. Для сучасних ДВЗ значення їх ефективного ККД знаходиться в межах 50...52%. Таким чином, в корисну роботу трансформується тільки половина енергії, що утворюється під час згоряння палива. Частину втраченої енергії можливо утилізувати, використовуючи суднові утилізаційні комплекси (що включають в себе утилізаційні котли, утилізаційні турбогенератори, водоопріснювальні установки, теплообмінні апарати), проте значна частина енергії (в межах 10...20 %) являє собою неминучі втрати (пов’язані передусім з тертям і тепловими втратами в навколишнє середовище).

Функціонування суднового ДВЗ не можливе без підведення до нього енергії з робочими рідинами:

- водою – для забезпечення процесу відведення теплоти від деталей циліндрової групи і системи наддуву;
- мастилом – для забезпечення процесів охолодження і змащування циліндропоршневої групи (ЦПГ) і деталей руху (підшипників, колінчастого і розподільного валів, механізмів газо-випускної системи);

•паливом – для процесу його згоряння і подальшого розширення утворених при цьому газів.

Разом з цим безпосередньо на кінетичну енергію обертання колінчастого вала перетвориться тільки енергія, що підводиться з паливом у результаті його згоряння, а енергія, що підводиться з водою і мастилом, забезпечує перебіг цього процесу і подальше отримання корисної роботи. Схема енергетичних потоків, які підводяться до ДВЗ з паливом, водою і мастилом, показана на рис. 1.1.



$Q_т$ – теплота, еквівалентна теплотвірній здатності палива;
$Q_в$, $Q_м$ – теплота, відведена від робочого циліндра з водою і паливом;
N_i, L_i – індикаторна потужність і індикаторна робота циклу в циліндрі ДВЗ;
N_m – потужність механічних втрат;
N_e, L_e – ефективна потужність і корисна робота на виході з ДВЗ;
$M_{кр}$ – крутний момент

Рис. 1.1. Схема енергетичних потоків, які підводяться до ДВЗ із паливом, водою і мастилом

Енергетична ефективність (або просто ефективність) теплових двигунів характеризується співвідношенням одержуваної роботи і витраченої на її отримання теплової енергії. У практиці оцінки ефективності теплових двигунів широко використовується енергетичний метод, що полягає у

визначенні складових енергетичних балансів, енергетичного ККД і оцінці на цій підставі енергетичних втрат, які супроводжують роботу двигуна. Рідше використовується метод ексергетичного аналізу, який передбачає визначення ексергетичної балансів і ексергетичної ККД [6].

На даний час під ексергією розуміють ту частину енергії, яку можна перетворити на роботу найкращим чином (максимально) при досягненні рівноваги з навколишнім середовищем (технічну працездатність енергії). Максимальна робота може відбуватися тільки в рівноважних оборотних процесах, що представляють собою наукову ідеалізацію. Дійсна робота, вироблена системою в реальних, незворотних процесах, завжди менше максимальної на величину незворотних втрат теплоти через її дисипації і деградації.

До категорії диссипация енергії для суднових ДВЗ насамперед слід віднести втрати енергії через змінний градієнт температур між контактуючими вузлами і робочими рідинами (паливом і мастилом), які забезпечують їх функціонування і подальше отримання корисної роботи. Деградація енергії передусім пов’язана з механічними втратами при трансформації індикаторної роботи в ефективну, а також у разі виникнення безпосередніх контактів у парах тертя ДВЗ (перш за все поршневі кільця – втулка циліндра, вал – вкладиш підшипника, плунжер – втулка паливного насоса високого тиску) [7 , 8].

Численні контактні вузли суднових ДВЗ є трибологічними системами (ТС), що зв’язують зовнішні впливи і корисну роботу. Під зовнішнім впливом, за допомогою якого до ТС надходить енергія, мається на увазі комплекс полів механічних сил, хімічних реакцій і теплових полів. При цьому перетворення енергії відбувається за рахунок:

- кінетичної дії (швидкість лінійного переміщення, частота обертання) [9];

•динамічного впливу (тиск у разі переміщення або зміни агрегатного стану робочих речовин, швидкість поширення акустичних і гідродинамічних хвиль) [10];

•теплового впливу (зміна градієнта температур робочих речовин і теплових потоків) [11, 12].

З огляду на те що, наслідком кінетичного і динамічного впливів на ТС є надходження в неї механічної енергії, а результатом теплового впливу – збільшення теплової енергії, зовнішні впливи мають енергетичний характер.

Під час передачі енергії через ТС неодмінно відбуваються її неминучі втрати, які можна розподілити на три фази:

1) накопичення енергії в обсязі (конструкції) теплового двигуна (в ЦПГ і КШМ);

2) емісія енергії;

3) перетворення накопиченої енергії на теплоту і ентропію.

Виходом будь-який ТС є корисна (ефективна) робота теплового двигуна. Залежно від теплових і механічних втрат значення корисної роботи для суднових ДВЗ може варіюватися в інтервалі 0...95 % індикаторної роботи, яка утворюється у циліндрі дизеля.

Теплотворна здатність палива, що згоряє в циліндрі дизеля, за допомогою КШМ перетворюється на кінетичну енергію обертання колінчастого вала дизеля, а також кінематично пов’язаного з ним розподільного вала. Обертання останнього забезпечує зворотно-поступальне переміщення прецизійної пари плунжер-втулка паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Аналогічний рух здійснює поршень у циліндрі дизеля під час роботи КШМ. Передача поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого вала і пов’язаних з ним споживачів енергії неможлива без використання підшипників ковзання (якими є мотильові і рамові), а також підшипників валопроводу (упорних і опорних). Саме в цих вузлах тертя і

виникають основні втрати енергії, які відносять до категорії неминучих втрат при отриманні корисної роботи.

Дані втрати енергії визначаються:

потужністю механічних втрат N_m, як різниця між індикаторної N_i і ефективної N_e потужністю

$$N_m = N_i - N_e;$$

роботою механічних втрат за цикл L_m, як різниця між індикаторної L_i і ефективної L_e роботою

$$L_m = L_i - L_e;$$

або механічним ККД η_m – як відношення корисно використовуваної енергії (потужності) до індикаторної:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i}.$$

Втрати енергії під час передачі корисної (індикаторної) потужності до споживача лежать у широких межах, і можуть становити 6...10 % – у разі експлуатації суднових ДВЗ на номінальному режимі, і до 100 % – при експлуатації на холостому ходу. Мінімізації цих втрат і забезпечення мінімальних значень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на вирішення якой спрямовано наукові дослідження, що проводяться як дизелебудівними корпораціями, так і окремими науково-виробничими фірмами та інститутами.

Концепції розвитку виробництва ДВЗ провідних концернів, таких як MAN-Diesel & Turbo, Wartsila-Sulzer, Mitsubishi Heavy Industries, зводяться до збільшення циліндрової потужності, підвищення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, збільшення ступеня наддуву дизеля [13, 14]. Однак,

збільшення потужних показників суднових ДВЗ має і негативний бік, зокрема це призводить до підвищення теплової та динамічної напруженості в основних деталях ДВЗ, що може сприяти зростанню механічних втрат [15, 16].

Суднові ДВЗ є найпоширенішими типами теплових машин, що перетворюють енергію рідкого палива на механічну роботу і передають її на рушій. Практично 100 % транспортних суден використовують суднові дизелі як головні двигуни (ГД). На всіх без винятку сучасних засобах транспорту річкового і морського флоту ДВЗ виконують функції допоміжних двигунів, забезпечуючи енергією генератори суднової електростанції. Зростаючі потреби в перевезення вантажів морськими шляхами сприяють будівництву суден підвищеного тоннажу, на яких в якості ГД встановлюють малообертові двигуни (МОД), що працюють за двотактним циклом і передають свою корисну потужність на гвинт фіксованого кроку.

Потужність суднових дизелів визначається за виразом

$$N_{e_{\text{ном}}} = \frac{V_s zin}{60} p_e,$$

де $V_s = \frac{\pi D^2}{4} S$ – робочий об’єм циліндра (D – діаметр циліндра, S – хід поршня);

z – коефіцієнт тактності;

i – кількість циліндрів;

n – частота обертання колінчастого вала,

і прямо залежить від геометричних розмірів циліндра. Тому одним із способів підвищення циліндрової потужності є збільшення ходу поршня S, яке в сучасному дизелебудуванні реалізується за рахунок збільшення відносини ходу поршня до діаметру циліндра – S/D. Значення даного відносини для дизелів 2-ий і 3-ій (Mk-2 і Mk-3) модифікацій дизелів фірми

MAN-B&W становило 500/1100, 620/1400, 740/1600. Ця ж величина для сучасних моделей фірми MAN Diesel & Turbo (Mk-8 і Mk-9) лежить у межах 500/2000, 600/2400, 700/2800, а в деяких моделях (G-модифікація) 500/2500, 600 / 2790, 700/3256.

Однак підвищення потужності суднових дизелів за рахунок збільшення ходу поршня пов’язане з вирішенням ряду конструкційних і технологічних проблем, однією з яких є необхідність забезпечення якості змащення циліндропоршневої групи, площа поверхні якої (у зв’язку з підвищеним ходом поршня) принципово збільшується. Наприклад, для суднового дизеля VTBF62 (D=0,62 м, S=1,4 м) площа внутрішньої поверхні циліндрової втулки складає $S_{пов}$=2,72 м^2, а для відповідного йому сучасного дизеля G60ME-C Mk9 (D=0,6 м, S=2,79 м) $S_{пов}$=5,26 м^2. При цьому кількість точок циліндрового змазування (кількість плунжерів лубрикатора, розташованих у втулці циліндра) залишається незмінною. Одночасно зі збільшенням ходу поршня у сучасних дизелів підвищені значення всіх показників робочого циклу, зокрема тиск наддувочного повітря p_s (з яким свіже повітря надходить до циліндру) і тиск у кінці згоряння p_z, що також негативно впливає на стан тонкого масляного шару, що знаходиться на дзеркалі циліндрової втулки

Зокрема суднові МОД з підвищеним відношенням ходу поршня до діаметру циліндра (довгоходові дизелі) характеризуються великим ходом розширення з тією же кількістю змін напрямку руху поршня. При цьому система циліндрового мащення повинна забезпечити наявність мастильної плівки на більшій площі втулки циліндра.

Проведений нами аналіз основних проблем застосування циліндрових мастил у довгоходових МОД і шляхи їх вирішення показані в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Використання мастил для мащення ЦПГ довгоходових МОД

Проблема	Шлях вирішення	Засоби вирішення
Збільшена площа мащення	Поліпшення розтічності мастила;	Базове мастило і присадки
	поліпшення змочуваності металу	
Збільшення тиску на поршневі кільця	Збільшення міцності і товщини масляної плівки	Базове мастило і присадки
Великий час контакту з полум’ям і газами під час згорянні	Висока термічна стабільність	Базове мастило і присадки
Тенденція до корозійного зносу	Більш висока швидкість нейтралізації кислоти	Присадки
Тенденція до зростання вуглецевих відкладень	Високий рівень миючих властивостей (детергентні)	Присадки

Аналіз сучасних тенденцій розвитку МОД показує, що для забезпечення необхідної довготривалості та надійності сучасних двигунів до циліндрового мастила висуваються особливі вимоги, багато в чому більш жорсткі, ніж ті, яких потребували МОД попередніх моделей [17]. Зокрема, вимоги до забезпечення плинності мастила і змочуваності металу набувають нового значення, якщо врахувати, що менше 1 г мастила подається в циліндр двигуна за кожен оберт колінчастого вала, при цьому площа мащення поверхні становить до 10 м^2, а хід поршня до 4,5 м. Ці властивості повинні забезпечувати рівномірність розподілу мастила втулкою циліндра. У довгоходові МОД збільшено порівняно зі звичайними МОД час знаходження масляної плівки до її поновлення на поверхні втулки, в результаті чого мастило повинне витримувати більшу термічну навантаження.

Одним з найважливіших завдань є забезпечення товщини і міцності мастильної плівки в умовах низьких швидкостей поршня, наприклад, під час руху суден на економічних ходах, що досить широко поширене в сучасному судноплавстві [19].

Висока потужність, яка припадає на одиницю робочого об’єму циліндрів сучасних МОД, дає велике тепловиділення, значна частка якого сприймається масляною плівкою [20]. При недостатній термічній і окислювальній стабільності мастила створюються передумови для підвищення нагароутворення в зоні поршневих кілець, що знижує ресурс між перебіраннями ЦПГ. Тому мастило повинне мати достатній ступінь детергентності (миючих властивостей) і високу термоокислювальну стабільність.

Таким чином, неминучі втрати можуть бути тільки знижені за рахунок конструкційних дій, але не виключені повністю.

1.2. Аналіз основних напрямків зниження неминучих втрат енергії під час експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння

Конструкційні та технологічні заходи, що забезпечують зниження неминучих втрат енергії під час експлуатації морських та річкових засобів транспорту (як, безпосередньо морського судна, та ї суднового ДВЗ), розглядалися в різних роботах. При цьому увага приділялася питанням модифікації поверхонь ЦПГ [21-23], забезпечення мінімальної витрати палива [24, 25], загальної методології оцінки енергетичних витрат [26], регенерації властивостей робочих поверхонь основних елементів дизеля [27, 28].

Підвищення енергетичної ефективності суднових пропульсивних комплексів вивчалося провідними українськими вченими: Будашком В. В., Голіковим В. А., Голіковим В. В., Онищенком О. А., Радченком Р. Н., Сербиним С. І., Тимошевським Б. Г., Ткачем М. Р . Вони розробили, запропонували і впровадили в суднову енергетику комплекс теоретичних рішень, технологічних і конструктивних ідей, які сприяють не тільки підвищенню ефективного ККД теплових двигунів і пропульсивного ККД СЕУ, а й енергетичній ефективності судна [29-40].

Основними вузлами, в яких відбуваються втрати енергії в ДВЗ засобів транспорту, є:

- ЦПГ (забезпечує передачу кінетичної енергії газів ву поступальне переміщення поршня);
- підшипники КШМ (забезпечують перетворення поступального руху поршня на обертальний рух вала);
- кінематично пов’язані з КШМ елементи (ланцюгові і шестеренні передачі, розподільний вал, паливна апаратура високого тиску, пристрої газовипуску).

Зниження енергетичних втрат в ЦПГ і КШМ забезпечується шляхом створення гідродинамічного режиму змащування між поршневими кільцями і втулкою циліндра, а також у мотильових і рамових підшипниках ковзання, що з’єднують кінематичну систему поршень – шатун – колінчастий вал. При цьому в підшипниках ковзання відбувається повне розділення поверхонь тертя масляним шаром, за рахунок ротаційного затягування мастильного матеріалу між валом і вкладишем підшипника і утворення несучого шару.

Підвищення надійності утворення несучого шару в трібосполученні вал – вкладиш може бути забезпечено шляхом використання гідростатичних підшипників, у яких поділ поверхонь тертя здійснюється в результаті подачі до них мастильного матеріалу під зовнішнім тиском, незалежно знаходяться ці поверхні в русі або в стані спокою [41, 42].

Основними мастильними матеріалами, що забезпечують поділ контактних поверхонь підшипникових вузлів (і тим самим знижують енергетичні втрати в цьому з’єднанні), є мінеральні та синтетичні мастила. При цьому для теплових двигунів СЕУ найбільшого поширення набули мінеральні мастила, до складу яких додаються різні присадки, що покращують експлуатаційні властивості і функціональні можливості базових мастил [43, 44]. Однак, використання систем змащування, що сприяють зниженню втрат енергії в КШМ, пов’язане з розв’язанням додаткових завдань, спрямованих на забезпечення екологічної та пожежної безпеки, а також на підтримку в необхідному діапазоні бракувальних показників мастильних матеріалів [45]. Це призводить до необхідності включення до складу систем змащування спеціального обладнання,

Різниця в принципах отримання, перетворення, передачі і використання енергії в КШМ, різноманітність конструктивного виконання і функціонування вузлів і елементів суднових ДВЗ, в яких відбуваються неминучі втрати енергії, не дозволяє розглянути всі ці компоненти в рамках одного наукового дослідження.

Аналіз досвіду проектування й експлуатації СПК, що забезпечують мінімально неминучі незворотні втрати [49-51] показує, що їх вдосконалення доцільно вести в наступних напрямках:

- підвищення стійкості роботи деталей КШМ (в трибологічній системі поршневі кільця – мастильний матеріал – втулка циліндра) і підшипників руху (мотильових і рамових, що працюють у режимі гідродинамічного, а особливо граничного мащення);
- зниження втрат енергії за рахунок підвищення пружнодемпфуючих властивостей мастильного матеріалу, що забезпечує процеси мащення і охолодження КШМ і підшипників, а також працездатний стан колінчастого вала і лінії валопроводу;

•мінімізація гідравлічних втрат і контактних навантажень у паливній апаратурі високого тиску;

•підвищення ресурсу контактних поверхонь основних трібосполучень дизеля, вала і гребного гвинта;

•розвиток методів діагностики технічного стану вузлів і деталей дизеля, а також функціональних характеристик робочих рідин, що забезпечують отримання корисної роботи;

•удосконалення методів, що сприяють зниженню термічних і динамічних навантажень на рухомі і нерухомі деталі дизеля і валопроводу.

Реалізація цих завдань повинна враховувати не тільки специфіку забезпечення перебігу робочого процесу в циліндрі дизеля з максимальною тепловою й енергетичною ефективністю, але й особливості функціонування основних контактних вузлів дизеля в умовах гідродинамічного і граничного мащення [52-54].

Застосовувані на даний час на морських і річкових суднах заходи, що забезпечують необхідний рівень мінімально неминучих незворотних втрат, ґрунтуються на: зниженні витрат енергії на подолання механічних втрат; підтримці економічності роботи теплових двигунів; виконанні заданих швидкісних і потужнісних характеристик СПК [55, 56]. При цьому суворо дотримуються нормативні вимоги з технічної експлуатації суднових технічних засобів, а також положення міжнародних і національних нормативних актів і документів щодо захисту довкілля [57, 58].

Оцінка енергетичної ефективності роботи засобів транспорту (зокрема морських суден), а також прогнозування їх безаварійної роботи здійснюється виходячи із загальноприйнятих методик [59-61]; досвіду і практики їх експлуатації [62-63]; статистики відмов і аварійних ситуацій [64-65]; які не враховують особливості роботи основних контактних вузлів тертя ДВЗ (як одного з компонентів СПК) – деталей КШМ і підшипників колінчастого вала, у разі постійної зміни теплових, механічних і динамічних навантажень в

умовах постійно мінливої реології робочих рідин. Ці зміни відображаються на експлуатаційних, реологічних і триботехнічних характеристиках робочих рідин (передусім палива і моторного мастила) і призводять до некерованої дисипації корисної енергії [66-67].

Виниклі таким чином протиріччя між нормативними способами визначення енергетичних показників судна і дійсним характером розподілу корисної енергії у всьому комплексі її передачі від джерела виникнення до споживача, істотно ускладнюють теоретичний опис та аналітичні розрахунки щодо визначення мінімально неминучих незворотних втрат енергії. Виникаючі при цьому некеровані процеси дисипації енергії в трибологічних парах суднових дизелів вимагають їх комплексного вивчення [29, 73].

Експериментальні дослідження в цьому напрямку ускладнюються неминучістю проведення теплотехнічного контролю практично всіх основних конструкційних вузлів двигуна, а також необхідністю врахування великого діапазону зміни зовнішніх температурних режимів. Тому, для розробки достовірних методик оцінки процесу енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами доцільно використовувати аналітичні методи, які дають можливість отримати розрахункові значення не прямих показників енергоефективності (теплових потоків в комплексі теплотворна здатність палива – ефективне тепловиділення в робочому циклі), а непрямих параметрів використання енергії (корисної потужності і втрат на тертя). При цьому дані аналітичні методи повинні враховувати особливості стану робочих рідин (палива і мастила).

1.3. Аналіз методологічних підходів до моделювання процесів енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами

Завданням енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами на річкових і морських засобах транспорту є максимально ефективна передача виробленої в тепловому двигуні (циліндрі дизеля, камері згоряння газової турбіни, топці котла паротурбінної установки) ефективної роботи до споживача (рушія або генератора) з мінімальними втратами енергії в цілому. Це можливо, якщо розглядати СЕУ як єдину багатокомпонентну систему з великою кількістю вхідних і вихідних параметрів, підтримка яких відбувається в заданому інтервалі, забезпечуючи при цьому критерій оптимальності мінімуму втрат і необхідні значення крутного моменту $M_{\text{кр}}$ або частоти обертання гребного гвинта $n_{\text{гг}}$ (ротора електрогенератора $n_{\text{ег}}$)

$$M_{\text{кр}} = \frac{N_{e_{\text{ном}}}}{2\pi n}.$$

Розв’язання проблеми забезпечення необхідного рівня мінімально неминучих незворотних втрат у трибологічних системах суднових ДВЗ протягом гарантованого фірмами виробниками експлуатаційного періоду у разі постійного впливу дестабілізуючих вхідних дій у рамках суворо обговорених теорій пов’язане з вибором методологічного підходу, за допомогою якого можливо з високою вірогідністю відобразити фізичну сутність процесів утворення, передачі, розподілу та використання енергії в пропульсивному комплексі морських і річкових засобів транспорту.

Основними факторами, що впливають на характер перебігу процесу використання корисної роботи, і пов’язаний з ним розподіл потоків енергії в пропульсивному комплексі, є:

- статичні і динамічні зовнішні навантаження;
- теплові і масові потоки робочих речовин (палива, мастила, води і повітря);
- фізико-хімічні процеси, що відбуваються в основних трибологічних системах дизеля (поршневі кільця – мастильний матеріал – втулка циліндра, колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, плунжер ПНВТ – паливо – втулка ПНВТ).

Вплив цих факторів викликає трансформацію механічних і теплових напружень, деформацію як рухомих, так і нерухомих деталей ДВЗ, активацію структурних і фазових перетворень у паливі і змащувальному матеріалі. Тому дослідження процесів енергоперетворення на річкових і морських суднах з мінімально неминучими незворотними втратами необхідно здійснювати як в механіко-математичному аспекті аналізу загальних закономірністей процесу збереження енергії в умовах її розподілу, так і в аспекті термодинамічних і реологічних процесів зміни фізико-хімічного стану робочих рідин.

Традиційним методом опису дисипації теплових, динамічних і енергетичних потоків є використання рівнянь Нав’є-Стокса [74, 75], Бінгама-Шведова [76, 77], а також – рівнянь класичного гідродинамічного мащення [78-83] і молекулярної механічної теорії тертя і теорії зношування твердих тіл Крагельського І. В. [84-90].

Подальший розвиток теорії перетворення і розподілу енергії, що генерується тепловими двигунами, пов’язаний з:

- вивченням явищ її загасаючої і латентної дисипації [91-97];
- зміною ентропії теплових і трибологічних систем [98-105];
- можливістю моделювання пружно-демфуючих властивостей ньютонівських і неньютонівських рідин [106-110];

•уніфікацією підходів до конструювання та модифікації контактних поверхонь ДВЗ [111-123];

•використанням теорії графів під час визначення розподілу енергії теплових і механічних потоків [124-129].

Щоб встановити межі застосовуваності аналізу, виконаного в наближенні лінеаризації, необхідно розраховувати динамічні характеристики системи на основі нелінійної теорії. Ця теорія, повинна передбачати моделювання процесів дисипації енергії з урахуванням реологічних і триботехнічних характеристик робочих рідин (палива і мастила), що забезпечують як робочий цикл у тепловому двигуні (дизелі), так і перетворення корисної роботи циклу на кінетичну енергію споживачів потужності (гвинта або генератора) [130-139].

Застосування «енергетичних» і «ентропійних» моделей [140-142], що дозволяють розраховувати перетворення енергії з урахуванням:

•зміни теплоємності всіх робочих речовин,

•температурних градієнтів між робочими речовинами (повітрям, продуктами згоряння, водою, паливом, мастилом),

•температурного напору між робочими речовинами і рухливими і нерухомими деталями в різних перетинах теплового двигуна,

•масового і об’ємного балансу газо-повітряної суміші,

•нерівномірності обертання колінчастого вала,

•крутильних коливань і осьових переміщень, а також інших факторів, незважаючи на те, що прогресує розвиток обчислювальної техніки і вдосконалення програмного забезпечення, залишається складною і ресурсномісткою процедурою, що вимагає попередньої підготовки і певних базових знань користувача.

Використання даних моделей доцільне, перш за все, на етапах проектування, дизайнерського супроводу або принципової модернізації

двигунів, що серійно випускаються. Можливою альтернативою (забезпечує аналогічний рівень похибки) для оцінки і прогнозування процесів енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами є використання теорії поширення енергії в ньютонівських і неньютонівських рідинах [143].

Розв’язання завдань в такій інтерпретації дозволяє істотно скоротити обчислювальні модулі математичного апарату, використовуючи при цьому теорію не тільки диференціальних, але й інтегральних рівнянь. Це, у свою чергу, забезпечує побудова адекватних математичних моделей розподілу енергетичних потоків і дозволяє встановити межі застосування основних гіпотез, припущень і обмежень під час моделювання.

Теоретичні дослідження, присвячені:

- процесам зміни ентропії з підведенням теплової енергії в циклах комбінованих двигунів;
- питаням ефективного використання теплотворної здатності рідких, твердих і газоподібних палив;
- зниженню рівня механічних втрат у теплових двигунах;
- змінам реологічних характеристик робочих рідин;
- виникненню контактних взаємодій в основних елементах двигунів;
- конструктивному вдосконаленню суднових систем;
- впливу режимів роботи й експлуатаційних факторів на використання і розподіл енергії, що проведені в роботах [144-146].

Механізм енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами залежить від трибологічних процесів, що відбуваються в підшипникових вузлах на лінії трансформації енергії КШМ – колінчастий вал – споживач потужності. При цьому необхідно враховувати як триботехнічні характеристики самих вузлів тертя, так і функціональні властивості мастила, що входить до трибологічної системи метал – мастильний матеріал – метал [147, 148].

У дослідженнях, присвячених визначенню стійкості роботи контактних вузлів і мінімізації втрат енергії під час поступального і обертального руху доведено визначальний вплив процесів у змащувальному шарі (у парах вал – вкладиш і поршень – втулка) на стійкість роботи ДВЗ, визначений анізотропний характер ряду фізичних властивостей і характеристик, залежно від орієнтаційної впорядкованості моно- і мультимолекулярних мастильних плівок, встановлені міжмолекулярні механізми розвитку і самоорганізації структури граничних змащувальних шарів (ГЗШ) як в гідродинамічному, так і в граничному режимі тертя [149-156]. У дослідженнях [157-163] феноменологічно, а потім і математично показано, що виникнення орієнтаційної впорядкованості молекул, або, іншими словами, адаптація динамічної орієнтаційної структури ГЗШ у зазорі контактуючих поверхонь відбувається під впливом двох різноспрямованих факторів: градієнтного потоку і температури. Зростання градієнта швидкості в зазорі і підвищення навантаження сприяє динамічному впорядкуванню молекул мастильного матеріалу (як палива, так і мастила) [164, 165]. Причому, що вище ступінь орієнтаційної впорядкованості молекул ГЗШ і його товщина, то більше їх анізометрія і менші енергетичні втрати виникають між поверхнями контакту. Однак цьому впорядкуванню перешкоджає наростаючий тепловий потік диссипации механічної енергії, що підводиться до вузла тертя ззовні і сприяє зростанню температури в зазорі.

У разі сталого у напрямку потоку кінетичної енергії газів, що утворилися під час згорянні палива (наприклад, у циклі двигуна внутрішнього згоряння), динамічні навантаження на підшипникові вузли, що забезпечують обертальний рух споживачів потужності, носять стаціонарний характер. У мастильних шарах ТС самоорганізується відносна рівновага динамічно впорядкованої структури ГЗШ, що забезпечує відсутність значних коливань у значеннях реологічних і триботехнічних характеристик мастильного матеріалу. Короткочасні перехідні режими, пов’язані як зі

збільшенням частоти обертання, так (що ще більш несуттєво) і з її зниженням, зважаючи на наявність орієнтаційної впорядкованості молекул ГЗШ і підвищення у зв'язку з цим їх пружно-демпфуючих характеристик, перешкоджають руйнуванню мастильних плівок, гарантуючи, таким чином надійність роботи теплового двигуна.

Для ДВЗ, що характеризуються імпульсним потоком кінетичної енергії газів, динамічні навантаження як на підшипники ковзання, так і на деталі ЦПГ носять синусоїдальний характер.

Саме в цих умовах принциповий вплив на характер трансформації енергії здійснюють нелінійно-в'язкі характеристики мастильного матеріалу, а також зміна його реологічних параметрів [171-173].

Рух мастильного матеріалу у вузькому зазорі вал – вкладиш (як і в інших парах тертя поршневі кільця – втулка циліндра і плунжер – втулка ПНВТ) в динамічно змінних умовах зовнішніх навантажень не піддається коректному опису за допомогою класичних рівнянь Нав'є-Стокса і Бінгама-Шведова навіть у разі їх спільного опису до розроблених і апробованих реологічними моделями [174-179].

Тому виникає необхідність або у введенні додаткових граничних умов, припущень і обмежень, або у використанні менш поширених (але адекватних і фізично обґрунтованих) моделей, здатних якісно і кількісно описати специфіку міжфазних взаємодій в анізотропному змащувальному шарі. Подібні моделі пропонувалися низкою авторів, проте їхне використання відносилося до стаціонарних режимів роботи, а також до енергетичних установок, не піддається зовнішнім силовим і тепловим впливам (як це відбувається в пропульсивних комплексах морських транспортних засобів) [180-182].

Коректна математична модель, що характеризує розподіл енергії через масовий потік мастильного матеріалу в ТС вал – вкладиш і поршневі кільця – втулка циліндра, вимагає врахування різних ефектів міжфазної взаємодії:

•обмінів імпульсами енергії в разі розриву масляної плівки і виникнення безпосереднього контакту у лінії метал – метал;

•циклічного переходу граничного тертя (і, відповідно, граничного змащування) у гідродинамічний;

•виникнення пружно-демпфуючих переміщень на міжфазній межі метал – мастильний шар, а також на міжфазній межі мастильного матеріалу граничний мастильний шар – об’ємна рідина – граничний мастильний шар;

•локальної інверсії фаз і зниження в’язкості дисперсної системи та ін.

Основні труднощі складання математичної моделі в подібному випадку полягає у визначенні характеру і структури потоку, визначенні залежностей для сил міжфазної взаємодії та виявленні параметрів, за якими можливо виконати оцінку ефективності перетворення енергії. Розв’язання системи диференціальних рівнянь, що описують процес трансформації енергії з урахуванням реології мастильного матеріалу (що забезпечує її перетворення з потенційної на кінетичну) пов’язано з формалізацією умов міжфазних взаємодій, деформуванням фаз і дисперсних характеристик. Основними математичними особливостями опису такого багатофазного потоку є нелінійність і розривність функцій, а також можлива стохастичність визначених параметрів.

1.4. Формалізація функціональних залежностей процесів енергоперетворення з урахуванням змінної реології робочих рідин, що їх забезпечують

Забезпечення мінімального рівня неминучих втрат під час дисипації механічної енергії в елементах ЦПГ, КШМ і пов’язаного з ним споживачів енергії, вимагає формалізації еволюційно-трансформаційних процесів,

викликаних зовнішніми (тепловими та динамічними) впливами на тонкі шари мастильного матеріалу (палива або мастила), що знаходиться в зоні контактних навантажень. Беручи положення структурного аналізу динамічних систем [140, 183], вважаємо, що встановлення функціональних зв'язків із мінімізацією незворотних втрат енергії в теплових двигунах служить основою для оптимізації режимів їх функціонування, що забезпечують отримання максимально можливого термічного й ефективного ККД [184].

1.4.1. Класифікація матеріалів за їх реологічною поведінкою

Розробка методологічного підходу, що дозволяє здійснити комплексну оцінку процесу перетворення енергії з одночасним забезпеченням мінімально неминучих втрат, і пов'язана з ним уніфікація вхідних характеристик трибологічних системи вимагає аналізу триботехнических параметрів контактних поверхонь, а також реологічних і гідродинамічних властивостей поділяють їх робочих рідин. Такими рідинами (найчастіше) є моторне мастило, що входять до Митного союзу поршневі кільця – мастильний матеріал – втулка циліндра і вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, а також паливо в ТС плунжер ПНВТ – мастильний матеріал – втулка ПНВТ. Найбільш відомі реологічні моделі моторних мастил можна показати у вигляді такої схеми (рис. 1.2).

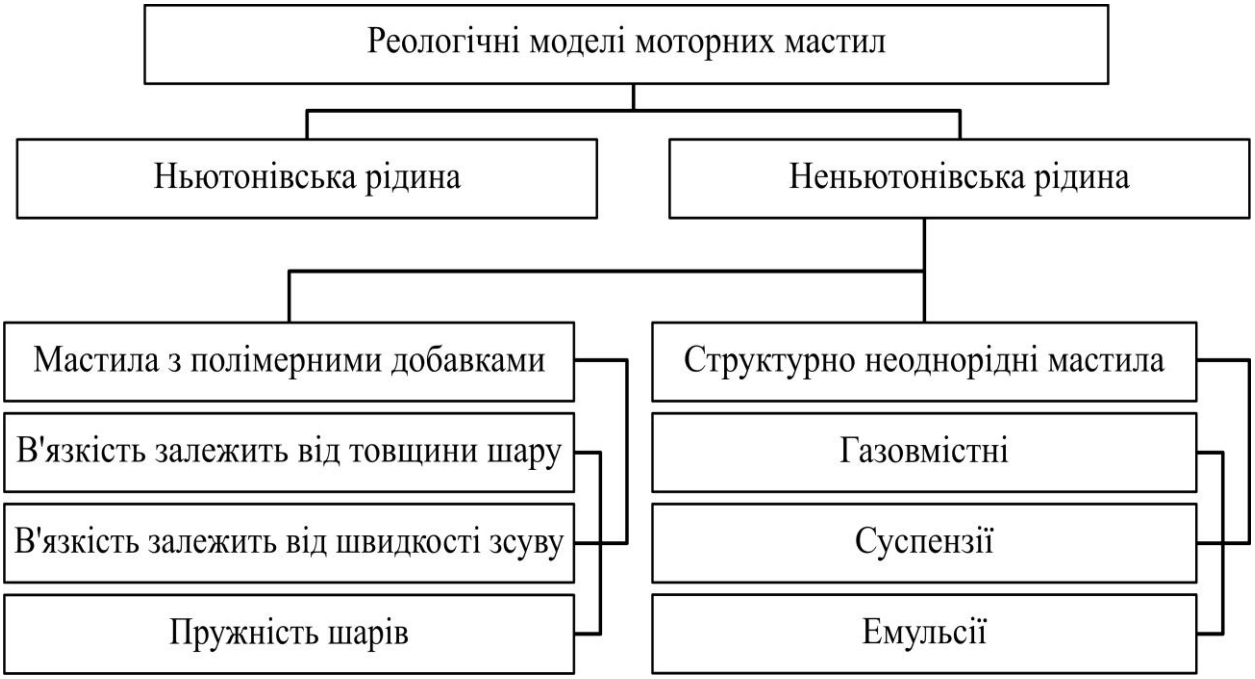


Рис. 1.2. Моделі поведінки моторних мастил

Основний розподіл матеріалів за їхньою реологічною поведінкою відбувається на ньютонівські і неньютонівські.

Ньютонівські рідини – рідини, що володіють «ньютонівським характером течії» за певних величин напруги або швидкості зсуву.

Одним з припущень класичної гідродінамічної теорії мащення (як теоретичного фундаменту для розрахунку динаміки складне навантажених трібосполучень теплових двигунів) є припущеня про те, що мастильний материал підпорядковується реологічному законові Ньютона-Стокса [185]:

$$\tau = \eta\gamma^{/}; \qquad (1.1)$$

де τ – напруга зсуву;

η – динамічна в’язкість мастила, что є функцією температури и тиску мастильного шару;

$\gamma^{/}$ – швидкість зсуву.

Співвідношення між напругою зсуву і швидкістю зсуву, що характеризує поведінку рідини під час течії, графічно зображується у вигляді кривої течії, на якій за віссю ординат відкладають значення напруги зсуву τ, а за віссю абсцис значення швидкості зсуву γ'.

Найбільш простий тип кривої течії наведено на рис. 1.3, а. При цьому в'язкість η у рівнянні (1.1) вважають постійною і не залежить від швидкості зсуву γ'. У випадку ідеальної рідини графічним еквівалентом рівняння Ньютона (1.1) буде пряма лінія з нахилом α, яка виходить із початку координат (рис. 1.3, *а*). Будь-яка точка на цій прямій визначається двома величинами: τ і γ'. Розподіл першої величини на другу дає значенняη. значенняηможе бути також визначене як тангенс кута α. Інший широко використовуваною діаграмою є крива в'язкості (рис. 1.3, *б*), що представляє собою залежність в'язкості від швидкості зсуву $\eta=f(\gamma')$. Для ньютонівських рідин ця залежність має лінійний вигляд.

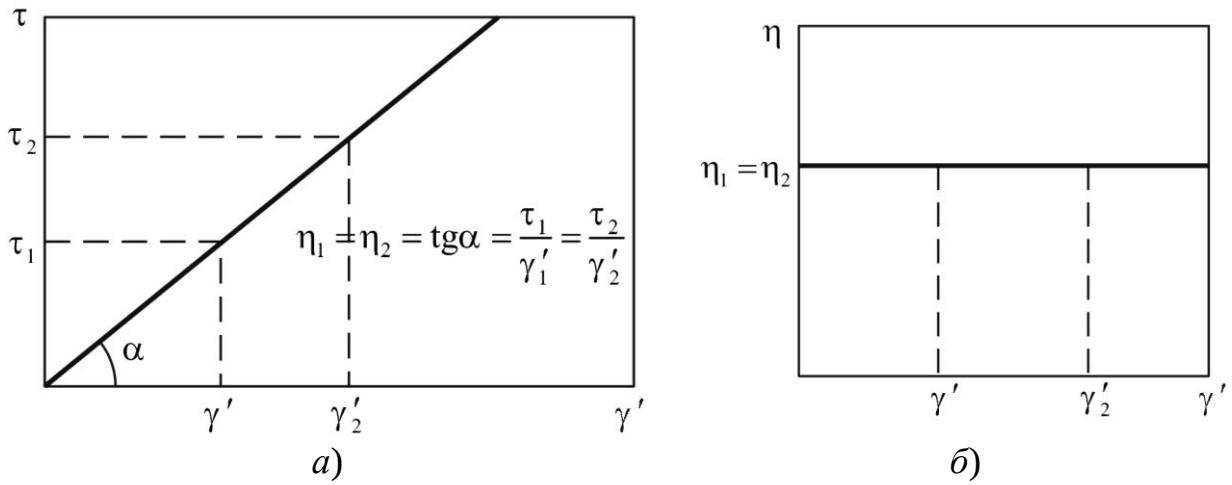


Рис. 1.3. Криві течії (*а*) і в'язкості (*б*) ньютонівської рідини

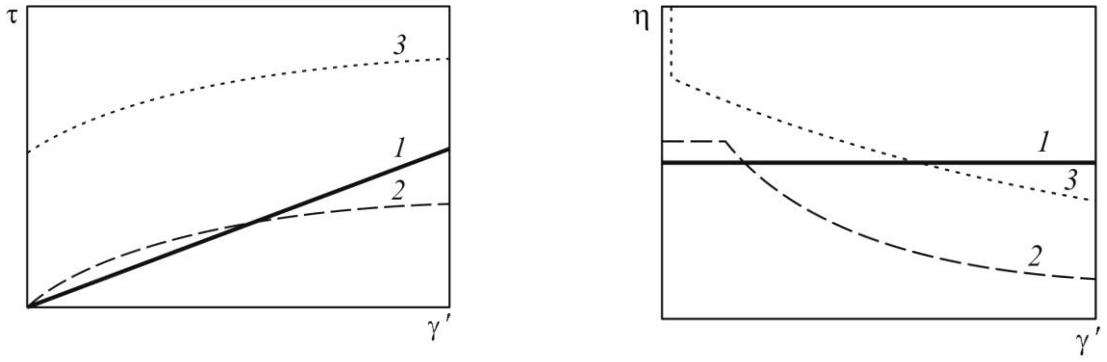
Оскільки як крива течії ідеальної рідини насправді являє собою пряму лінію, відношення всіх пар величин τ і γ', що лежать на цій лінії, постійне. Це означає, що зміна швидкості зсуву не впливає на η. Усі рідини, які

задовольняють цій умові, називаються «ньютонівськими рідинами». Різні типи течії рідин показані на рис. 1.4, при цьому ньютонівським відповідає лінія 1.

Усі інші рідини, які не виявляють такого «ідеального» характеру течії, називають «неньютонівськими рідинами». Неньютонівськіх рідин значно більше, ніж ідеальних рідин. До них відносяться: псевдопластичні рідини, ділатантні рідини, псевдопластичні рідини з межею плинності (пластичні рідини).

Псевдопластичними рідинами називають рідини, що проявляють псевдопластичний характер течіння із певними величинами напруги і швидкістю зсуву: в'язкість цих рідин знижується у разі зростання швидкості зсуву (обидві криві *2* на рис. 1.4).

Для більшості рідких матеріалів ефект зниження в'язкості під впливом зсуву є оборотним (часто він відбувається з деяким запізненням), тобто рідина відновлює початкову високу в'язкість у разі зниження швидкості зсуву або в стані спокою: ланцюгові молекули повертаються до свого початкового неорієнтованого станом, деформовані краплі знову набувають кулястої форми, а агрегати відновлюються завдяки броунівському руху.



а) *б*)

Рис. 1.4. Різні типи течії рідин:

а) криві течії; б) криві в'язкості

Необхідно відзначити, що ступінь зниження в'язкості у разі зростання швидкості зсуву псевдопластичних рідин не є постійною у всьому інтервалі швидкостей зсуву від дуже низьких до дуже високих (рис. 1.5).

Із низькою швидкостю зсуву вплив зсувної орієнтації малий, і всі молекули або частинки в рідині здійснюють хаотичний броунівський рух. Із дуже низькими швидкостями зсуву псевдопластичніх рідини поводяться подібно до ньютонівських рідин із певною в'язкістю η_0, що не залежить від швидкості зсуву, яку часто називають «в'язкістю із нульовою швидкостю зсуву».

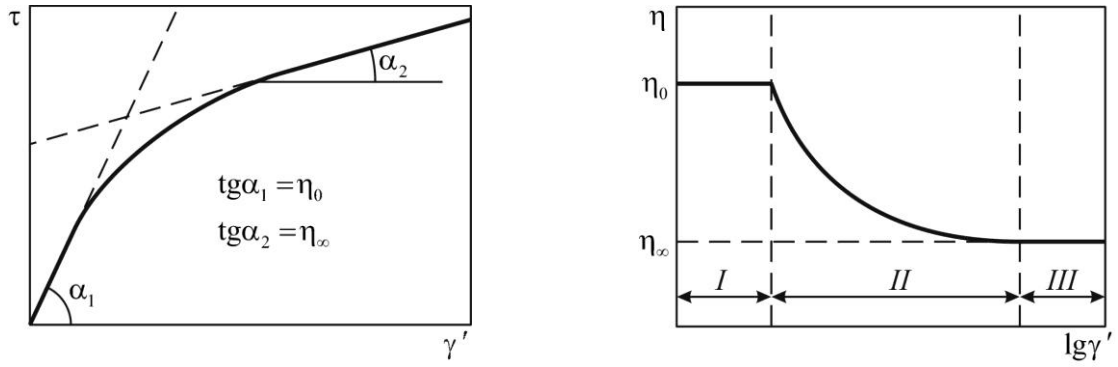


Рис. 1.5. Залежності напруги зсуву і в'язкості від швидкості зсуву псевдопластичні рідини рідин:

I – перша ньютонівска область: в'язкість η_0 ще не залежить від швидкості зсуву;

II – область падіння в'язкості в результаті орієнтації молекул або частинок;

III – друга ньютонівска область: в'язкість η_∞ залишається постійною, що не залежить від подальшого зростання швидкості зсуву

Коли швидкість зсуву зростає до такого ступеня, що викликана нею орієнтація молекул або частинок істотно перевершує дезорієнтуючий вплив броунівського руху, в'язкість рідини різко спадає. При надзвичайно високих швидкостях зсуву в'язкість буде асимптотично наближатися до кінцевої постійної величини η_∞. Перехід до ще більш високих швидкостей зсуву вже

не може призвести до подальшого зниження в'язкості, оскількм оптимальні умови досконалої орієнтації частинок уже досягнуті.

В областях низьких і високих швидкостей зсуву, званих першою і другою ньютонівськими областями, навіть в'язкість псевдопластичні рідини рідин не залежить від швидкості зсуву. Так, для більшості рідин, подібних розплавів полімерів, можуть спостерігатися лише незначні зміни η_0 при γ'=0,1 $с^{-1}$ або γ'=0,01 $с^{-1}$. Аналогічно можна було б очікувати, що в'язкість η_2 при γ'=10000 $с^{-1}$ була б близькою до в'язкості зі швидкістю зсуву в 10 разів вище, якби можна було зберегти температуру маси незмінною.

Ще одним типом неньтонівськіх рідин є ділатантні рідини, або рідини, що демонструють ділатантний характер течіння. Це такі рідини, які при певних інтервалах напруг або швидкостей зсуву проявляють ділатантний характер течіння, а саме – зростання в'язкості зі збільшенням швидкості зсуву.

Неньютонівськими властивостями володіють також «в'язкопластичні» рідини (див. рис. 1.4, криві 3), які характеризуються ще однією особливістю – межею плинності. Із достатньою підставою пластичні рідини можуть бути віднесені як до рідин, так і до твердих тіл. В основному це дисперсії, у яких у стані спокою молекули або частинки завдяки силам Ван-дер-Ваальса, полярним взаємодіям та ін. можуть утворювати просторову сітку. Сили, що формують її, обмежують переміщення елементів об'єму і надають цьому матеріалу характер твердого тіла з нескінченно високою в'язкістю. Якщо зовнішні сили менше, ніж сили, що формують сітку, твердий матеріал буде деформуватися пружно. Тільки тоді, коли зовнішні сили досягнуть величини, достатньої для подолання сил, що формують сітку, тобто перевищать поріг напруги зсуву, званий «межею плинності», сітка зруйнується, елементи об'єму зможуть необоротно зайняти нове положення, і тверде тіло перетвориться на рідину.

Для псевдопластичних рідин зниження в’язкості залежить в основному від орієнтації частинок, молекул та їх упорядкування в напрямку течії за умови, що в результаті зростання швидкості зсуву долається вплив хаотичного броунівського руху молекул. Ця орієнтація так само швидко втрачається, як і виникає.

1.4.2. Реологічні моделі моторних мастил, що забезпечують функціонування суднового двигуна внутрішнього згоряння

Довгий час розрахунок трибосполучень з урахуванням лінійної залежності між дотичними напруженнями і градієнтом швидкості зсуву був виправданий. Ньютонівська реологічна модель мастильного матеріалу (1.1) покладена в основу багатьох інженерних методик розрахунку підшипників ковзання [143, 147, 152].

Однак, відомо, що реологічна поведінка реальних моторних мастил є складною і може відхилятися від закону (1.1), що впливає на характеристики ТС теплових двигунів морських та річкових засобів транспорту. Найбільш відомими відхиленнями, званими в літературі неньютонівськими властивостями, є:

- залежність в’язкості від швидкості зсуву та від величини зазору;
- вплив на в’язкість структурних неоднорідностей;
- релаксація дотичних і поява нормальних напружень у змащувальному шарі (в’язкопружних напружень).

Дослідженню впливу неньютонівських властивостей мастил на характеристики підшипників ковзання присвячене велику кількість теоретичних і експериментальних робіт [66, 172, 176, 179]. Очевидно, що нехтування цими властивостями під час розрахунків пар ковзання може

призвести до неправильної оцінки їх працездатності. Незважаючи на це, методики обліку неньютонівських властивостей моторних мастил поки не набули широкого поширення у вітчизняній практиці проєктування підшипників ковзання колінчастих валів. Це зумовлено, по-перше, недостатнім обсягом інформації про поведінку реології сучасних моторних мастил у підшипнику ковзання; по-друге, відсутністю методики, що дозволяє оцінювати одночасний вплив різних неньютонівських властивостей моторних мастил на динаміку підшипників ковзання колінчастого вала.

Основним рівнянням гідродинамічної теорії мастила, заснованої в 1883 р. Н. П. Петровим і що отримала розвиток у працях інших вчених, є рівняння для визначення поля гідродинамічних тисків у змащувальному шарі, більше відоме як узагальнене рівняння Рейнольдса. Оскільки воно виведено з припущенням про ньютонівську поведінку мастила, то всі відомі методики розрахунку підшипників ковзання, що враховують її неньютонівські властивості, засновані на модифікації узагальненого рівняння Рейнольдса шляхом застосування різних реологічних моделей поведінки мастила [186].

Спочатку проблема неньютонівської поведінки моторних мастил пов’язана з додаванням у них полімерних речовин, призначених для збільшення індексу в’язкості і отримання більш пологої в’язкісно-температурної характеристики. Здатність розчинів полімерів змінювати структуру із деформацією призводить до того, що динамічна в’язкість мастила стає функцією не тільки температури і тиску, а й швидкості зсуву; відбувається оборотне зниження в’язкості мастила зі збільшенням швидкості зсуву. У вітчизняній літературі це явище отримало назву «аномалія в’язкості», «тимчасове зниження в’язкості», у зарубіжній – «shear-thinning» (розрідження при зсуві) і може проявлятися при швидкостях зсуву від $10^2...10^6$ $с^{-1}$. У двигунах внутрішнього згоряння такі швидкості розвиваються в мастильних магістралях та циліндро-поршневої групі.

Практичний інтерес до цього явища зумовлений тим, що здатність мастила тимчасово змінювати в’язкість із зсувом дозволяє знизити втрати потужності на тертя в ДВЗ, отже, і витрату палива (за різними оцінками на 2...5 %). Краща рухливість загущенного мастила забезпечує більш швидке його надходження до трибосполучень двигуна, що сприяє зниженню пускового зносу.

Існує велика кількість реологічних моделей, що враховують залежність в’язкості від швидкості зсуву. Найбільш відомою є статичний закон Оствальда-Вейла [187]:

$$\tau = k\left(\gamma^{/}\right)^{n}.$$

де k – міра консистенції рідини;

n – показник, що характеризує ступінь неньютонівської поведінки.

У цьому випадку в’язкість прийнято називати «удаваною»:

$$\mu^{*} = k\left(\gamma^{/}\right)^{n-1}. \qquad (1.2)$$

Ступеневу залежність використовували у своїх роботах Б. Вілліамсон, І. К. День і Х. Г. Елрод, які розробили загальну теорію для псевдопластичних неньютонівських рідин із постійними властивостями, для яких в’язкість є функцією другого інваріанта тензора швидкостей деформацій і визначається статечним законом. На основі цієї теорії було виведено узагальнене рівняння Рейнольдса і проведено аналіз плоского і циліндричного підшипника кінцевої ширини. Аналіз результатів цієї роботи свідчить про те, що в міру прояву мастилом властивостей псевдопластичної рідини (зменшення в’язкості мастила із зсувом) відбувається зниження мінімальної товщини мастильного шару при заданому числі Зоммерфельда.

Характер зміни в’язкості за степеневим законом представлений на рис. 1.6. Основною перевагою цієї моделі є проста математична форма, що дозволяє легко виконувати перетворення. Крім того, за допомогою степеневої залежності можна описувати три різних моделі поведінки моторного мастила. Пряма 1 відповідає поведінці мінеральних мастил без в’язкісних присадок (ньютонівська модель); крива 2 – поведінці моторних мастил, загущених в’язкісними присадками; крива 3 – поведінці суспензій, тобто в разі наявності в моторному мастилі дрібнодисперсного твердої фази.

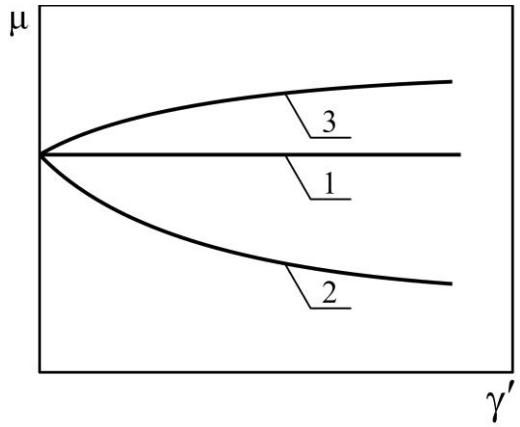


Рис. 1.6. Характер зміни в’язкості від градієнта швидкості зсуву за ступеневою моделлю: 1 – при n=1; 2 – при n<1; 3 – при n>1;

Основним же недоліком закону Оствальда–Вейла (1.2) є обмежений діапазон швидкостей зсуву, в якому ця модель адекватно описує поведінку мастила. У зв’язку з цим усі модифікації статичного закону застосовні тільки для конкретних мастил і в тих діапазонах швидкостей деформацій, для яких вони були виведені.

Модифікована форма рівняння Рейнольдса для псевдопластичної неньютонівської рідини з урахуванням кореляції між градієнтами швидкостей в окружному і осьовому напрямках була розроблена Г. Раялінгхамом. Б. С. Прабху і В. А. Рао [188]. Автори застосували отримане рівняння до радіального підшипника кінцевої довжини і визначили

стаціонарні робочі характеристики. Як реологічне рівняння стану мастила використовували модель:

$$\bar{\tau} + \bar{\alpha}\,\overline{\tau^3} = \bar{\mu}\,\overline{\gamma^{/}}, \qquad (1.3)$$

де $\bar{\alpha}$ – фактор нелінійності.

Зокрема, було встановлено, що при заданому відносному ексцентриситеті підшипника псевдопластичні рідини мастила викликає зменшення сили тертя, числа Зоммерфельда, витрати мастила і величини максимального гідродинамічного тиску, а також збільшення кута орієнтації навантаження. Поряд з цим, із заданим числом Зоммерфельда зменшення в'язкості мастила із зсувом викликає зниження товщини мастильного шару і сили тертя, а також збільшення витрат мастила і величини максимального гідродинамічного тиску.

З використанням реологічної модель (1.3) під час дослідженні характеристик гібридного підшипника з неньютонівським мастилом, було встановлено, що збільшення значення фактора нелінійності призводить до зниження максимального гідродинамічного тиску і мінімальної товщини мастильного шару в гібридному підшипнику. При цьому найкращий зв'язок з експериментальними даними забезпечує рівняння Кросу:

$$\mu^* = \mu_\infty + \frac{\mu_0 - \mu_\infty}{1 + \dfrac{\gamma^{/}}{\gamma_c^{/}}},$$

де μ^* – в'язкість зі швидкістю зсуву $\gamma^{/}$;

μ_0 – в'язкість із «нульовою» швидкістю зсуву;

μ_∞ – в'язкість із нескінченно великою швидкості зсуву;

$\gamma_c^{/}$ – проміжна швидкість зсуву між значеннями для μ_0 і $\mu\infty$,

за умови, що в'язкість неньтонівської рідини залежить від другого інваріанта швидкості зсуву, принциповий характер якої аналогічний рівнянню Кросу,

$$\mu^*(I_2) = \mu_1 \frac{K_c + \mu_2\sqrt{I_2}}{K_c + \mu_1\sqrt{I_2}}. \qquad (1.4)$$

У виразі (1.4) μ_1 і μ_2 – перша і друга ньютонівські в'язкості;

$K_з$ – параметр, що характеризує зсувну стабільність мастила (що вище K_c, то вище стабільність відносно зсуву);

I_2 – другий інваріант швидкостей зсуву.

У (1.4) в'язкості μ_1, μ_2 і параметр K_c є функціями температури [189].

Із низькою швидкістю зсуву до 10^{-3} с$^{-1}$, коли орієнтована структура мастильного шару не порушена, в'язкість має найбільше значення μ_1 (перша ньютонівська в'язкість, початкова). При подальшому збільшенні швидкості зсуву відбувається руйнування впорядкованості молекул мастильного шару і в'язкість прагне до найменшого значення – другій ньютонівської в'язкості μ_2 (рис. 1.7).

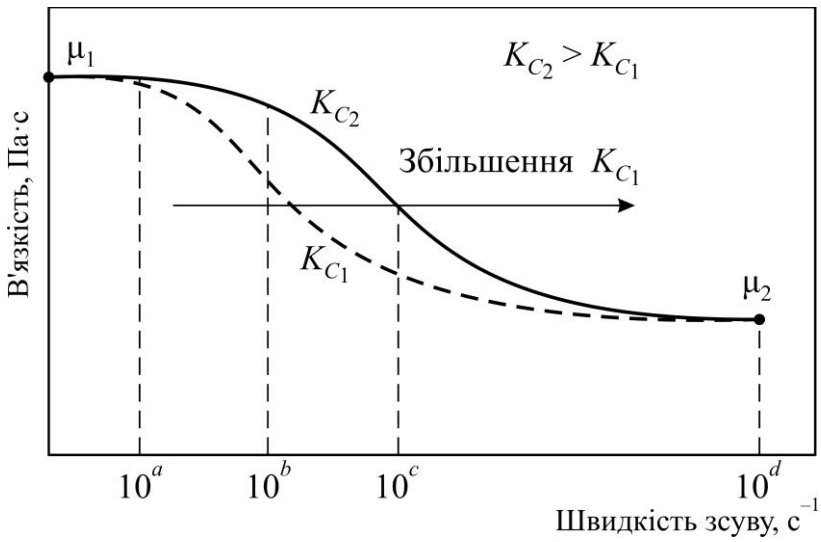


Рис. 1.7. Залежність в'язкості неньютоновских мастил від швидкості зсуву: $a<b<c<d$

До переваг цієї моделі слід віднести хорошу узгодженість з експериментальними даними. До недоліків – складність визначення значення другої ньютонівської в'язкості μ_2, і параметра K_c.

Аналітичним рішенням рівняння (1.4), яке враховує нелінійну поведінку в'язкості, можна підтвердити, що ньютонівські моделі не в змозі точно відображати характеристики підшипників ковзання, що працюють в умовах граничного тертя.

Модель (1.4) використовувалася в різних дослідженнях ТС теплових двигунів [188, 189]. В одному з них представлено узагальнене рівняння Рейнольдса для неньютонівської рідини, яке розв'язано із використанням алгоритму кавітації Елрод (алгоритму збереження маси). За допомогою розробленої методики була проаналізована робота статично і динамічно навантажених підшипників двигуна. Результати аналізу статично навантаженого рамового підшипника, що працює на неньютонівському мастилі, підтвердили 25...30 %-є зниження втрат потужності на тертя і зменшення кавітаційних явищ на ділянці змазування. Також у результаті використання даної моделі було встановлено, що відмінності при роботі на ньютонівському і неньютонівському мастилі більшою мірою відносяться до мінімальної товщини мастильного шару.

Крім нелінійної поведінки в'язкості, загущені полімерними присадками мастила володіють в'язкопружними властивостями, тобто поряд із в'язкою течією здатні виявляти пружне відновлення форми. В'язкопружні властивості загущених моторних мастил найчастіше описуються моделлю Максвелла, відповідно до якої рідина одночасно з в'язкістю характеризується часом релаксації λ який має порядок $10^{-4}...10^{-6}$ с і є властивістю речовини. Модель в'язкопружної неньютоновскої рідини Максвелла має вигляд [186]:

$$\tau + \lambda \frac{\partial \tau}{\partial t} = \mu \frac{\partial V}{\partial y}; \qquad (1.5)$$

де τ – напруга зсуву;

$\frac{\partial V}{\partial y}\cdot$ – швидкість зсуву;

λ – час релаксації, що характеризує запізнювання змін дотичних напружень щодо змін швидкостей зсуву;

$\mu(T, p, I_2)$ – динамічна в'язкість, що є в загальному випадку функцією температури мастильного шару $T(x, y, z)$, тиску $p(\varphi, z)$ і другого інваріанта швидкостей зсуву I_2.

За допомогою реологічної моделі в'язкопружної рідини Максвелла (1.5) аналітично встановлено, що здатність навантаження підшипника із мащенням в'язкопружними мастилами вище, ніж із мащенням чисто в'язкою рідиною (мінеральним мастилом), а збільшення часу релаксації призводить до зрушення залежностей навантаження і мінімальної товщини мастильного шару від кута повороту колінчастого вала відносно значень певних із нульовим часом релаксації. Експериментальна апробація моделі Максвела підтвердила, що несуча здатність в'язкопружної мастильної плівки (неньютонівської) вище, ніж ньютонівської, а момент тертя при цьому залишається постійним.

Деякі теоретичні роботи [161] вказують на зниження несучої здатності в'язко-пружної рідини в порівнянні з ньютонівською, а також на те, що нормальні напруження при сталих зсувних течіях не дуже впливають на несучу здатність підшипників ковзання. Зниження пружно-демпфуючих властивостей ГЗШ пояснюється можливістю самоорганізації не тільки гомеотропної (у разі нормального розташування молекул мастильного матеріалу до поверхні металу), а й планарної (при паралельному розташуванні осей молекул поверхні) орієнтації молекул [168, 191].

Для поліпшення протизносних, протизадирних, а також енергозбережувальних властивостей, для зниження тертя і зносу в умовах напіврідинного і граничного режимів мащення в сучасні мастила вводять так

звані модифікатори тертя, наприклад, частинки ди-, трисульфіду молібдену (MoS_2, MoS_3). У цьому випадку мастило являє собою двохфазне середовище «рідина – тверде тіло», реологічна поведінка якої також не відповідає закону Ньютона для течії нестисливої рідини (1.1), а мастило в цьому випадку являє собою суспензію.

Крім того, у процесі експлуатації ДВЗ до мастилао надходять забруднювальні частинки. Незважаючи на наявність у мастильній системі фільтруючих елементів у підшипники надходить не ідеально чисте мастило. Вміщені в мастилі диспергуючі присадки утримують частинки в підвішеному стані. І в цьому випадку мастило приймає вигляд суспензії. Наявність твердих частинок у ньютонівському мастилі може стати причиною неньютонівської поведінки.

Найбільш відомою моделлю для еквівалентної в’язкості суспензій є формула Енштейна [192], що показує залежність в’язкості від концентрації частинок. Для випадку сферичних частинок і наповнення (об’ємної частки) $\varphi \leq 0{,}04$

$$\mu = \mu_0 (1 + 2{,}5\varphi),$$

де μ_0 – в’язкість дисперсійного середовища, тобто початкова в’язкість базового мастила.

Ця залежність використовувалася багатьма авторами під час опису реологічної поведінки мастила в підшипниках ковзання. Як реологічні моделі для випадку, коли розмір часток перевищує мінімальну товщину плівки, використовується залежність виду

$$\tau = \mu(M, T, p)\frac{\partial u}{\partial z} \pm N\tau_p,$$

де $\frac{\partial u}{\partial z}$ – швидкість зсуву;

M – вагова концентрація твердих частинок;

N – відносна концентрація твердих частинок;

τ_p – експериментально визначається напруга тертя частинок на поверхні підшипника.

У разі, коли розмір частинок малий порівнянно з мінімальною товщиною плівки, доданок $N\tau_p$ дорівнює нулю.

Серед теорій, що враховують поведінку двофазних мастил, найбільшого поширення набула теорія «мікрополярних рідин», розроблена А. Ерінгеном [193]. Аномальну поведінку мікрополярної рідини із використанням її в якості мастила полягає у збільшенні ефективної в'язкості під час течії у вузькому зазорі, величина якого порівнюється із середнім розміром частинок або молекул. Відповідно до цієї моделі, мікрополярна рідина характеризується трьома фізичними константами μ, μ_1, γ, На відміну від ньютонівської рідини, у якій лише одна константа μ – в'язкість. Параметр μ_1 має розмірність в'язкості. Оскільки він проявляється в результаті урахування мікрообертів, то його називають коефіцієнтом в'язкості з обертальним рухом (коефіцієнтом вихрової в'язкості). Він характеризує опір обертального руху подібно до того, як коефіцієнтμхарактеризує опір поступальному руху. Коефіцієнт γ визначає параметр довжини і характеризує розміри молекул мастильної рідини. За допомогою коефіцієнта μ_1 розраховуються так звані параметри мікрополярності:

$$N = \left(\frac{\mu_1}{2\mu + \mu_1} \right)^{1/2}.$$

Дослідження, виконані в рамках цієї моделі, показали, що мікрополярні мастила збільшують гідродинамічний тиск у змащувальному шарі, його

несучу здатність та знижують момент тертя. Однак, з огляду на труднощі експериментального визначення використовуваних параметрів, теорія «мікрополярних рідин» поки не знайшла широкого застосування в інженерних методиках розрахунку підшипників колінчастого вала.

Ф. Дей і М. Хонсарі [186] запропонували теорію гідродинамічного мащення сумішшю двох рідин. Вони розглянули моторне мастило як емульсію, що складається з простої неньютонівської рідини, описуваної статечним законом, диспергує в ньютонівської рідини, вважаючи, що загальна в'язкість емульсії залежить від об'ємної частки і в'язкості кожного з її компонентів. В якості реологічного закону була запропонована наступна модель:

$$\tau_{zx}^{M} = \tau_{zx}^{N} + \tau_{zx}^{P} = \mu_N v_N \frac{\partial u}{\partial z} + \mu_P v_P \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^n = \mu_h \frac{\partial u}{\partial z},$$

де $\mu_h = \mu_N v_N + \mu_P v_P \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{\frac{n-1}{2}}$;

$\tau_{zx}^{M}, \tau_{zx}^{N}, \tau_{zx}^{P}$ – напруги тертя для суміші, ньютонівської і статечної рідини, відповідно;

μ_N, v_N, μ_P, v_P – в'язкість і об'ємна концентрація ньютонівської і статечної рідини, відповідно;

$\frac{\partial u}{\partial z}$ – швидкість зсуву;

n – показник статичного закону.

Аналітичний розв'язок даної моделі свідчить про те, що збільшення в однорідній суміші об'ємної концентрації неньютонівської компоненти призводить до зниження здатності навантаження підшипника [194].

Крім того, відомо, що в процесі експлуатації суднових ДВЗ мастило піниться. Незважаючи на протипінні присадки, у моторному мастилі наявні бульбашки повітря. У цьому випадку мастило приймає вигляд двохфазного

середовища «рідина-повітря». Відомо, що в’язкість мастила, що містить повітря, вище в’язкості чистого мастила. За аналогією з формулою Енштейна в’язкість газовмісного мастила можна визначити за формулою

$$\mu_{см} = \mu(1 + \beta D),$$

де μ – в’язкість чистого мастила;

β – емпірична постійна, для моторних мастил β=0,015;

D – об’ємний вміст повітряних бульбашок, % [195].

Наведений огляд реологічних моделей підтверджує різноманітність підходів до опису неньютонівських властивостей моторних мастил. Існуючі розрахункові методики, побудовані на основі розглянутих моделей, дозволяють оцінювати вплив окремих неньютонівських властивостей мастила на характеристики підшипників ковзання і теоретично можуть бути використані для розрахунків підшипників колінчастого вала. Однак, певні труднощі викликає експериментальне визначення параметрів і коефіцієнтів, що входять в реологічні моделі, що поки обмежує їхне застосування під час проектування вузлів тертя. Реологічна поведінка моторного мастила в парі ковзання є складною, що може призвести до одночасного прояву декількох неньютонівських властивостей. Актуальним завданням на даний час є створення методики, що дозволяє оцінити контактні взаємодії для неньтонівських рідин.

1.4.3. Вихідні рівняння математичної моделі

Стан нестисливої рідини, що рухається (до категорії якої відноситься моторне мастило і паливо, що входять до складу розглянутих вище ТС: поршневі кільця – мастильний матеріал – втулка циліндра, вал – мастильний

матеріал – вкладиш підшипника, плунжер ПНВТ – мастильний матеріал – втулка ПНВТ) повністю характеризується завданням у кожній точці простору у кожен момент часу значення чотирьох величин: трьох компонент швидкості рідини v і тиску p. У нестисливої рідини швидкість руху v задовольняє рівняння безперервності

$$\mathrm{div}\ \mathrm{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \qquad (1.6)$$

виражає закон збереження речовини.

Три інших рівняння, необхідніх для визначення шуканих функцій, являють собою рівняння руху елемента рідини. Якщо відносити рівняння руху до одиниці об’єму рідини, то у векторному вигляді воно запишеться у такому вигляді:

$$\rho \frac{d\mathrm{v}}{dt} = -\mathrm{grad}\, p + \mu \Delta \mathrm{v} + f. \qquad (1.7)$$

Рівняння (1.7), іменоване рівнянням Нав’є-Стокса, у лівій частині містить добуток маси одиниці об’єму рідини і його прискорення. У правій частині рівняння (1.7) стоять сили, що впливають на цей елемент рідини. Вектор f являє собою об’ємну силу, що діє на елемент рідини. Прикладом об’ємної сили може слугувати сила тяжіння. Градієнт тиску являє собою об’ємну силу (взяту з протилежним знаком), що діє на елемент рідини, якщо саме тиск змінюється від точки до точки.

Доданок $\mu\Delta\mathrm{v}$ (де μ – в’язкість рідини) враховує дію в’язких сил. Наявність у рідині в’язкості сил внутрішнього тертя проявляється в перенесенні кількості руху від тих місць, де рідина рухається з більшою швидкістю, до місць з меншою швидкістю. Іншими словами, відбувається захоплювання шарів, що рухаються з меншою швидкістю, шарами, що рухаються з більшою швидкістю. Об’ємна сила $\mu\Delta\mathrm{v}$ виникає в рідині, у якій

цей перенос відбувається за законом тертя Ньютона і в'язкі властивості якої характеризуються значенням однієї постійної в'язкості μ. Такі рідини, як вказувалося в 1.4.1, іменуються нормальними, або ньютонівськими.

Згідно з визначеннями, наведеними в 1.4.1, існує широкий клас рідин, для яких закон тертя Ньютона непридатний. Такі рідини називають зазвичай неньтонівськими або аномальними. На жаль, до теперішнього часу не існує скільки-небудь обґрунтованих теоретичних уявлень в облгалузіасті течії неньютонівських рідин. Вельми значна кількість теоретичних досліджень у цій галузі не призвела поки до створення послідовної кількісної гідродинаміки неньютонівських рідин.

Записавши докладніше прискорення $\frac{d\mathrm{v}}{dt}$ і враховуючи, що щільність рідини ρ постійна, можна уявити рівняння (1.7) як

$$\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial t} + (\mathrm{v}\ \mathrm{grad})\mathrm{v} = -\mathrm{grad}\ \frac{p}{\rho} + \nu\Delta\mathrm{v} + \frac{f}{\rho},$$

або в координатному вигляді:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_k} + \nu\frac{\partial^2 v_i}{\partial x_k^2} + \frac{f_i}{\rho},$$

де $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ – кінематична в'язкість рідини, мм^2/с.

Система рівнянь (1.6) і (1.7) повинна бути доповнена системою граничних умов. Численні експериментальні дослідження дозволили встановити, що при перебігу ньютонівських рідини уздовж змочуваної ними поверхні твердого тіла має місце нерухомість шару рідини, безпосередньо прилеглого до поверхні, або, як часто говорять, сліпання рідини з твердою поверхнею. Вимірювання швидкостей показали, що товщина нерухомого шару рідини дуже мала: вона становить кілька молекулярних шарів. Проте

відсутність ковзання уздовж поверхні має велике значення для течіння рідини в цілому. Таким чином, можна вважати, що на всіх твердих поверхнях, з якими межує і рухається рідина, виконано граничну умову

$$\mathrm{v} = 0.$$

При цьому на одиницю поверхні твердого тіла з боку рідини діє сила, рівна потоку імпульсу, що проходить через цю поверхню.

Із рухом в'язкої рідини в ній відбувається дисипація енергії. Енергія, що дисипується в одиниці об'єму, виражається формулою [194]

$$-\frac{dE}{dt} = \int \frac{\mu}{2}\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_k} + \frac{\partial v_k}{\partial x_i}\right)^2 dV = \mu\left[-\int (\mathrm{rot\ v})^2 dV + \int \frac{\partial \mathrm{v}}{\partial n} ds - 2\int \mathrm{v}(\mathrm{rot\ v})\mathrm{n} ds\right].$$

З математичної точки зору, розв'язання системи рівнянь гідромеханіки є нелінійними диференціальними рівняннями з частинними похідними, викликає значних труднощів. Тому їх спільний розв'язок вдається отримати тільки у виняткових випадках. Такі рівняння, як правило, прагнуть спростити, після чого відшукують наближені розв'язки спрощеної системи.

Для подальшого визначення механізму енергоперетворення, що базується на теорії теплопередачі через рідину, що забезпечує гідродинамічний або граничний режим змащування, розглянемо методи теорії розмірностей та теорії подібності. Методи теорії подібності та теорії розмірностей, що становлять наукову основу моделювання фізичних явищ, використовуються не тільки в теоретичних дослідженнях, а й у техніці.

Розглянемо течіння в'язкої рідини і встановимо необхідні і достатні умови подібності двох течій. Для встановлення умов подібності двох процесів необхідно привести рівняння течії до безрозмірного вигляду. Для цього всі розмірні змінні величини, що входять у рівняння гідродинаміки, слід визначати в частинах деякого характерного для них масштабу. Нехай

потік рідини (у нашому випадку мастила або палива) тече по діаметральному зазору (у нашому випадку між валом і вкладишем підшипника і між поршневим кільцем і втулкою циліндра – для мастила і між плунжером і втулкою ПНВТ – для палива), ширина якого дорівнює *l*. Тоді діаметральний зазор буде характеризувати масштаб ділянки, в якій відбувається рух рідини. Усі лінійні розміри в цьому випадку вимірюються в безрозмірних величинах $X_i = \frac{x_i}{l}$. Аналогічно: нехай U_0 представляє швидкість потоку, що надходить в ТС. Швидкість U_0 представляє деяку характерну швидкість руху і повинна бути обрана за масштаб швидкості. Будемо виражати цю швидкість у безрозмірних величинах $V_i = \frac{v_i}{U_0}$. Тоді рівняння Нав'є-Стокса для стаціонарної течії нестисливої рідини можна записати у вигляді

$$\frac{U_0^2}{l} V_k \frac{\partial V_i}{\partial X_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial X_i} \frac{1}{l} + \nu \frac{U_0}{l^2} \frac{\partial^2 V_i}{\partial X_k^2},$$

або

$$V_k \frac{\partial V_i}{\partial X_k} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\nu}{U_0 l} \frac{\partial^2 V_i}{\partial X_k^2}, \qquad (1.8)$$

де $P = \frac{p}{\rho U_0^2}$ – безрозмірний тиск.

У перетворене у такий спосіб до безрозмірного вигляду рівняння (1.7) входить число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{U_0 l}{\nu}.$$

З його урахуванням рівняння (1.8) набуде вигляду

$$V_k \frac{\partial V_i}{\partial X_k} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{1}{\mathrm{Re}} \frac{\partial^2 V_i}{\partial X_k^2}. \qquad (1.9)$$

Для повноти до (1.9) має бути додано рівняння безперервності

$$\frac{\partial V_k}{\partial X_k} = 0. \qquad (1.10)$$

Однозначний розв’язок будь-якого гідродинамічного завдання вимагає, крім рівнянь (1.9) і (1.10), завдання системи граничних умов на поверхнях, що обмежують об’єм, у якому відбувається рух рідини.

Найбільш поширеним на практиці випадком руху рідини є її рух при великих числах Рейнольдса. При Re>>1 останнім членом у рівнянні (1.9) можна знехтувати, якщо тільки з яких-небудь причин похідна $\frac{\partial^2 V_i}{\partial X_k^2}$ не має особливо великих значень. Тоді можна записати:

$$V_k \frac{\partial V_i}{\partial X_k} = -\frac{\partial P}{\partial X_i},$$

або в розмірних величинах

$$v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} = -\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{p}{\rho}\right).$$

У загальному випадку нестаціонарного руху і за наявності зовнішніх об’ємних сил маємо:

$$\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial t} + (\mathrm{v}\,\nabla)\mathrm{v} = -\mathrm{grad}\,\frac{p}{\rho} + \frac{f}{\rho}. \qquad (1.11)$$

У рівнянні (1.11) не враховується вплив в’язкості, це означає, що при великих числах Рейнольдса в’язкі сили малі і грають другорядну роль. Рівняння (1.11) – рівняння Ейлера – відображає закон руху ідеальної рідини.

Оскільки на відміну від рівнянь Нав'є-Стокса рівняння Ейлера являють собою диференціальні рівняння першого порядку, в ідеальній рідині повинні бути змінені граничні умови; наприклад, обернення в нуль усіх компонентів швидкості рідини на твердій поверхні є вимогою, несумісним з рівняннями Ейлера. В ідеальній рідині, що не взаємодіє з твердим тілом через відсутність в'язкості, тангенціальна складова швидкості не може бути піддана будь-яким обмеженням, і на поверхні твердого тіла повинна обертатися в нуль тільки нормальна складова швидкості:

$$v_{\text{п}} = 0 \text{ (На поверхні твердого тіла).}$$

У реальної рідини на поверхні твердого тіла швидкість течії повинна обернутися в нуль. Тим часом із законів руху ідеальної рідини, які не накладають будь-якого обмеження на дотичну складову швидкості рідини поблизу твердої поверхні, випливає, що рідина рухається тут зі швидкістю течії далеко від твердої поверхні. Таким чином, поблизу поверхні твердого тіла повинна існувати вузька область, в якій дотична складова швидкості зазнає вельми різкої зміни, від великих значень на зовнішньому кордоні і до нуля на поверхні твердого тіла. Цей тонкий шар рідини є суміжним (граничним) шаром. При цьому всі математичні вирази про малу величину в'язких сил при течінні рідини з великими числами Рейнольдса незастосовні до граничного шару.

Гальмування рідини в граничному шарі відбувається виключно завдяки в'язким силам, що відіграє тут основну роль. Математично це виражається в тому, що в граничному шарі досить великий градієнт швидкості в нормальному до стінки напрямку, і в'язкі члени в рівняннях Нав'є-Стокса, що містять похідні, у цьому напрямку великі, незважаючи на малу в'язкість рідини. Хоча граничний шар займає незначний об'єм, він відіграє дуже вагому роль у русі рідини і передачі через неї теплової та механічної енергії.

Рівняння руху рідини в граничному шарі допускають істотного спрощення. А саме, у тонкому граничному шарі швидкість зміни всіх величин у напрямку, перпендикулярному стінці, велика в порівнянні зі швидкістю їх зміни в тангенціальному напрямку. Крім того, на досить малій ділянці тіла течіння в граничному шарі можна вважати плоским (зрозуміло, якщо розміри тіла великі в порівнянні з товщиною граничного шару).

Розглянемо плоске стаціонарне течіння рідини, спрямував вісь y перпендикулярно до поверхні тіла і вісь x – вздовж поверхні в напрямку течії.

Рівняння руху (1.6) і (1.7) в компонентах для стаціонарного руху набувають вигляду

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}\right), \tag{1.12}$$

$$v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2}\right), \tag{1.13}$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0. \tag{1.14}$$

Якщо позначити через d_s товщину граничного шару і через l довжину поверхні, на якій цей шар утворюється, то можна вважати, що зміна швидкості за віссю y відбувається на відстанях порядку d_s, а вздовж осі x – на відстані близько l. Всю область руху можна наближено розбити на дві: області трансформації енергії через ньютонівську рідину і область трансформації енергії через граничний шар, в якій в’язкість має істотну роль. У першій області в рівняннях Нав’є-Стокса можна відкинути члени з в’язкістю, замінивши їх рівняннями Ейлера. Всередині другої області (всередині граничного шару) для спрощень рівнянь Нав’є-Стокса можна скористатися тим, що граничний шар має товщину, дуже малу в порівнянні з його протяжністю вздовж тіла. Введемо в рівняннях (1.12) – (1.14) безрозмірні координати, записавши

$$x = lX, \quad y = lY.$$

Відповідні таким чином безрозмірні координати змінюються в межах

$$0 \le X \le 1, \quad 0 \le Y \le 1. \tag{1.15}$$

У нових змінних рівняння (1.12) – (1.14) набудуть виду

$$\frac{v_x}{l}\frac{\partial v_x}{\partial X} + \frac{v_y}{d_s}\frac{\partial v_x}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho l}\frac{\partial p}{\partial X} + \frac{\nu}{l^2}\frac{\partial^2 v_x}{\partial X^2} + \frac{\nu}{d_s^2}\frac{\partial^2 v_x}{\partial Y^2}, \tag{1.16}$$

$$\frac{v_x}{l}\frac{\partial v_y}{\partial X} + \frac{v_y}{d_s}\frac{\partial v_y}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho d_s}\frac{\partial p}{\partial Y} + \frac{\nu}{l^2}\frac{\partial^2 v_y}{\partial X^2} + \frac{\nu}{d_s^2}\frac{\partial^2 v_y}{\partial Y^2}, \tag{1.17}$$

$$\frac{1}{l}\frac{\partial v_x}{\partial X} + \frac{1}{d_s}\frac{\partial v_y}{\partial Y} = 0. \tag{1.18}$$

Порівняємо, перш за все, порядки величин компонентів швидкостей v_x і v_y.

З (1.18) маємо:

$$v_y = -\frac{d_s}{l}\int_0^1 \frac{\partial v_x}{\partial X} dY.$$

похідна $\frac{\partial v_x}{\partial X}$ не має будь-яких особливостей, а її інтеграл у межах від 0 до *1* має порядок самої v_x. Тому в граничному шарі

$$v_y \sim \frac{d_s}{l} v_x << v_x. \tag{1.19}$$

За допомогою (1.19) можна оцінити різні члени в рівнянні (1.12). Зауважимо, що, оскільки зміна *Y* відбувається в межах (1.15), похідні

$$\frac{\partial v_x}{\partial Y} \sim \frac{\partial^2 v_x}{\partial Y^2} \sim v_x.$$

Так само

$$\frac{\partial v_x}{\partial X} \sim \frac{\partial^2 v_x}{\partial X^2} \sim v_x.$$

Тому в правій частині рівняння (1.16) можна знехтувати членом

$$\frac{\nu}{l^2}\frac{\partial^2 v_x}{\partial X^2} \sim \frac{v_x}{l^2}\nu$$

в порівнянні з членом

$$\frac{\nu}{d_s^2}\frac{\partial^2 v_x}{\partial Y^2} \sim \frac{v_x}{d_s} \sim \nu.$$

У лівій частині (1.16), однак, обидва члени мають той самий порядок величини:

$$\frac{v_x}{l}\frac{\partial v_x}{\partial X} \sim \frac{v_x^2}{l};$$

в силу (1.19)

$$\frac{v_y}{d_s}\frac{\partial v_x}{\partial Y} \sim \frac{v_x v_y}{d_s} \sim \frac{v_x^2}{l}.$$

Тому рівняння (1.12) можна записати остаточно у вигляді

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}. \qquad (1.20)$$

Товщину граничного шару d_s можна оцінити з умови, щоб всі члени, залишені в рівнянні (1.20), були одного і того ж порядку малості. Це дає:

$$\frac{v_x}{l}\frac{\partial v_x}{\partial X} \sim \frac{\nu}{d_s^2}\frac{\partial^2 v_x}{\partial Y^2}. \qquad (1.21)$$

Якщо швидкість v_x на зовнішньому кордоні граничного шару досягає значення U_0, то з (1.21) випливає:

$$\frac{U_0}{l} \sim \frac{\nu}{d_s^2},$$

або

$$d_s \sim \sqrt{\frac{\nu l}{U_0}} \sim \sqrt{\frac{l^2}{\mathrm{Re}}} \sim \sqrt{\frac{1}{\mathrm{Re}}}.$$

Таким чином, d_s менше розмірів тіла щодо кореня з числа Рейнольдса. При цьому необхідно, щоб виконувалася нерівність $\sqrt{\mathrm{Re}} >> 1$. Ця оцінка підтверджується точним розрахунком [196].

При цьому необхідно підкреслити, що поняття товщини граничного шару є умовним. Перехід від в’язкої течії в граничному шарі до нев’язкої в основному потоці відбувається плавно і поступово. Товщина d_s являє собою товщину тієї області, в якій відбувається основна зміна швидкості від нуля до U_0.

З (1.20) випливає також, що похідна

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} \sim \frac{U_0}{l}.$$

Переходячи до оцінки членів, що входять у рівняння (1.13), знаходимо, що вони мають порядок величини $\frac{U_0^2 d_s}{l^2}$, тобто менше членів рівняння (1.12) щодо $\frac{d_s}{l}$. Звідси випливає, що градієнт тиску по нормалі до поверхні, що входить в (1.13), дорівнює

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} \sim \frac{d_s^2 U_0}{l^2}.$$

Порівнюючи це з (3.18), видно, що

$$\frac{\partial p}{\partial y} \sim \frac{d_s}{l}\frac{\partial p}{\partial x}.$$

Це означає, що градієнт тиску в напрямку по нормалі малий у порівнено зі зміною тиску вздовж поверхні. Тому з точністю до членів другого порядку малості замість (1.13) можна написати:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0. \qquad (1.22)$$

Рівняння (1.22) показує, що в досить тонкому граничному шарі тиск не встигає змінитися в нормальному напрямку і залишається рівним тиску поза граничного шару. Тому зміна тиску p з координатою x в граничному шарі визначається характером зміни його поза граничним шаром. Останній визначається інтегралом Бернуллі.

1.5. Висновки за розділом 1

1. Недостатнє наукове обґрунтування положень щодо забезпечення необхідного рівня мінімально неминучих необертових втрат, що виникають в енергетичних об’єктах річкових і морських засобів транспорту вимагає узагальнення та подальшого розвитку методології наукового дослідження процесів перетворення теплотворної здатності палива в корисну роботу споживачів енергії.

2. Процеси енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими необертовими втратами, що виникають в енергетичних установках (зокрема в двигунах внутрішнього згоряння), забезпечуються робочими рідинами (в першу чергу паливом і мастилом), реологічні характеристики яких під час експлуатації погіршуються. Останнє призводить до зміни дисипації енергії в основних трибологічних системах, що зв’язують зовнішні впливи і корисну роботу.

3. Експлуатація робочих рідин (палива і мастила) неминуча пов’язана зі зміною їх структурних характеристик, відхилення яких від допустимих меж призводить до зростання необертових втрат енергії і може сприяти виникненню аварійних ситуацій і знижує надійність роботи пропульсивного комплексу річкового або морського засобу транспорту.

4. Існуюче різноманіття реологічних моделей, що описують поведінку мастильного матеріалу, не враховує особливості теплових і енергетичних потоків, що виникають в енергетичних установках річкових і морських засобах транспорту, і тому вимагає додаткового вивчення з метою розробки оптимального критерію, якій найбільш повно визначає рівень мінімально неминучих необертових втрат енергії.

5. Реалізація методологічних підходів, які вирішують науково-прикладні завдання, пов’язані з принципами отримання, перетворення, передачі і

використання енергії річкових і морських засобів транспорту, різноманітність конструктивного виконання і функціонування вузлів і елементів суднових пропульсивних комплексів в яких відбувається неминучі втрати енергії повинна враховувати не тільки специфіку забезпечення робочого процесу, який перебігає в циліндрі дизеля, з максимальною тепловою і енергетичною ефективністю, але і особливості функціонування основних контактних вузлів дизеля в умовах гідродинамічного і граничного мащення.

Наведені факти підкреслюють доцільність досліджень, результати яких забезпечать управління мінімально неминучими необертовими втратами енергії в двигунах внутрішнього згоряння морських і річкових засобах транспорту.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМАЛЬНО НЕМИНУЧИХ НЕЗВОРОТНИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ І РІЧКОВИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

2.1. Обґрунтування вибору напрямку наукового дослідження

Дисертаційне дослідження відноситься до галузі функціонального і структурного аналізу суднової енергетичної установки, зокрема процесів перетворення потенційної енергії робочих речовин на кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму і пов’язаних з ним споживачів енергії із одночасним забезпеченням необхідного рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії.

У роботі відомого українського вченого І. І. Крінецкого [197], присвяченій процесам наукових досліджень, визначено головний методологічний принцип наукового дослідження: «...щоб уникнути однобічності в дослідженні об’єкта, необхідно врахувати всі суттєві сторони і зв’язки предмета...». Дане висловлювання червоною ниткою проходить від часу наукових досягнень професора Крінецкого І. І. до сучасної дійсності й актуальне на даний час, тому що під нього повністю підпадають сучасні вимоги в категоріях «об’єкт дослідження» і «предмет дослідження». Ним же стверджувалося «...для того, щоб визначити тему і напрям наукових досліджень, необхідно використовувати наукові прогнози – передбачення...».

З огляду на дані висловлювання, вибір напрямку наукового дослідження заснований на проведеній експертній оцінці можливих варіантів розв’язання завдання забезпечення мінімально неминучих незворотних втрат енергії при отриманні корисної роботи в суднових енергетичних установках за наступними критеріями:

- актуальність;

- наукова новизна;
- економічна ефективність;
- можливість використання в умовах морського судна;
- відповідність паспорту спеціальності, а також основним напрямкам наукової спеціальності і наукової школи.

У випадках надзвичайної складності проблеми, її новизни, недостатності наявної інформації, неможливості математичної формалізації процесу розв’язання доводиться виконувати комплексне оцінювання можливих варіантів її розв’язування.

Такий розв’язок завдання, заснований на аргументації, формуванні кількісних оцінок, обробці останніх формальними методами дістав назву методу експертних оцінок.

Можливість використання експертних оцінок, обґрунтування їх об’єктивності зазвичай базується на тому, що невідома характеристика досліджуваного явища трактується як випадкова величина, відображенням закону розподілу якої є індивідуальна оцінка фахівця-експерта щодо достовірності та значущості тієї чи іншої події. Разом з цим передбачається, що справжнє значення досліджуваної характеристики знаходиться всередині діапазону експертних оцінок $p \in P$ (де $P=\{p_1, p_2, \ldots, p_n\}$ – репрезентативна вибірка, одержуваних від групи експертів, і що узагальнена колективна думка є достовірною [198].

Оцінка напрямків наукового дослідження здійснена за вказаними вище показниками і відображена в таблиці 2.1, де позитивній оцінці відповідає знак «+», а негативній знак «–».

Таблиця 2.1

Використання методу експертних оцінок для визначення варіантів розв’язання завдання мінімізації незворотних втрат із забезпеченням процесу трансформації теплотворної здатності («потенційної енергії») палива на кінетичну енергію КШМ і пов’язаних з ним споживачів енергії (у суднових енергетичних установках річкових і морських транспортних засобів)

Варіант розв’язання поставленого завдання	критерії					
	актуальність	наукова новизна	економічна ефективність	можливість використання в умовах морського судна	відповідність паспорту спеціальності	сума балів
1. Технологічне вдосконалення систем змащування	-	+	+	+	-	3
2. Технологічне вдосконалення елементів конструкції ДВЗ СЕУ	-	+	+	-	-	2
3. Розробка та застосування нових мастильних матеріалів	+	+	-	+	-	3
4. Удосконалення систем підготовки і використання палива	+	+	-	+	+	4
5. Удосконалення теоретичного опису і розробка практичних рекомендацій щодо зниження мінімально неминучих незворотних втрат за рахунок підтримки реологічних характеристик робочих рідин (мастила і палива), що забезпечують функціонування енергетичних установок річкових і морських транспортних засобів	+	+	+	+	+	5

Виконана експертна оцінка значимості досліджень щодо технологічного вдосконалення систем змащування показала, що на сучасному етапі розвитку суднових ДВЗ СЕУ і їхніх систем змащування даний варіант розв’язання поставленого завдання всебічно вивчений і не є актуальним.

Технологічне вдосконалення елементів конструкції ДВЗ СЕУ на даний час також досягло свого максимуму, а окремі варіанти розв’язання цього завдання створюються не для суднової енергетики, а для автомобільного та залізничного транспорту.

Оцінка значущості варіанту, пов’язаного з розробкою і застосуванням нових мастильних матеріалів, не підтверджується його економічною ефективністю, у зв’язку з тривалістю етапів його впровадження.

Крім того, названі варіанти не відповідають паспорту спеціальності, основними напрямками наукової спеціальності і наукової школи.

Експертні оцінки значущості вдосконалення систем підготовки і використання палива показали, що в основному всі оцінювані критерії мають позитивну оцінку, проте економічна ефективність даного варіанту зараз ще не може бути забезпечена через необхідність масштабних конструктивних перетворень систем СЕУ.

За результатами експертних оцінок найбільш оптимальним і доцільним слід визнати спосіб удосконалення теоретичного опису і розробки практичних рекомендацій щодо зниження мінімально неминучих незворотних втрат за рахунок підтримки реологічних характеристик робочих рідин (мастила і палива), що забезпечують функціонування енергетичних установок річкових і морських транспортних засобів, в зв’язку з цим саме на його розвиток спрямоване наукове дослідження і тема дисертації.

З огляду на обраний напрям наукового дослідження, а також на підставі результатів аналізу інформаційного пошуку, виконаного в першому розділі, була визначена тема наукового дослідження – теорія і практика

енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами.

Проблема забезпечення мінімального рівня енергетичних втрат під час тертя не є новою, але шляхи її розв’язання постійно вдосконалюються, на жаль, основним напрямом прикладного використання даних результатів цього розв’язання є стаціонарна енергетика, автомобільний та залізничний транспорт.

Розв’язання проблем, визначених у дисертаційному дослідженні, є продовженням розробок наукової школи д.т.н., проф. Ханмамедова С. А. [66, 178, 184] та його послідовників д.т.н. Кирюхіна О. Л. [42, 151, 171], к.ф.-м.н. Кіріяна С. В. [161], к.т.н., Слободянюка Д. І., які у свою чергу базуються на науковому відкритті к.ф.-м.н., доцента кафедри фізики і хімії НУ «ОМА» Поповського Ю. М. [165, 169], а також його співавторів Алтоїза Б. А. та Дерягіна Б. В., у цьому відкритті було зафіксовано факт існування особливої термодинамічної фази ізотропних рідин, що виникає під дією поверхневих сил. Подальшими дослідженнями вищезазначених та деяких інших учених було встановлено аномальні характеристики теплопровідності, в’язкості, діелектричної проникності та ряд інших характеристик граничних шарів рідини, що пояснюються виникненням у них орієнтаційної впорядкованості молекул.

На теперішній час існує наявність окремих наукових досліджень, у яких було здійснено спроби пов’язати особливі властивості змащувальних шарів рідини з втратами на подолання сил тертя у вузлах механізмів, які ці шари поділяють. Разом з цим, ці дослідження виконувалися для ароматичних рідин та «чистих» вуглеводних рідин (таких, що незбагачені спеціальними компонентами на відміну від суднових моторних мастил та палив), що знаходились в умовах атмосферного тиску та температури та не піддавались змінним тепловим, динамічним, а також зсувним напруженням.

Усе це свідчить про наявність нерозв’язаної наукової проблеми – управління процесами енергоперетворення на суднах із мінімально неминучими незворотними втратами. Розв’язання цієї проблеми є особливо актуальним в умовах експлуатації суднових дизелів морських суден, у яких змащувальний матеріал (паливо чи мастило), що характеризується аномалією деяких фізичних властивостей граничних шарів, знаходиться під дією високого зовнішнього тиску, а також поступального чи обертального руху механізмів, який він поділяє.

До актуальності теми дослідження необхідно також віднести наступне.

Енергетичні комплекси річкових і морських транспортних засобів є багатокомпонентними структурними об’єктами, при цьому: їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води); їх основним експлуатаційним завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин на корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії; завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів і охолоджувальних рідин у довкілля.

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо отримання ефективної потужності і підтримання екологічних параметрів, а й гарантувати мінімальний рівень неминучих втрат під час перетворення внутрішньої (потенційної) енергії палива на корисну роботу кругового термодинамічного циклу і далі – на кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму і пов’язаних з ним споживачів енергії.

Важливість розв’язання завдань щодо забезпечення мінімально неминучих незворотних витрат суднової енергетичної установки насамперед визначається вимогами Додатку VI конвенції MARPOL, а також резолюціями Міжнародної морської організації MEPC.203 (62) і MEPC.213 (63) до енергетичної ефективності суден у процесі підвищення їхньої ефективності експлуатації.

Таким чином, можна сформулювати актуальну науково-технічну проблему в галузі розвитку засобів транспорту – забезпечення необхідного рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії під час отримання корисної роботи та ефективної потужності в суднових енергетичних комплексах з одночасним підтриманням їх надійного та безаварійного функціонування.

Робота виконувалася відповідно до положень Транспортної стратегії України на період до 2020 року (схвалено наказом Президента України №5/2015 від 12 січня 2015 року); положень Транспортної стратегії України на період до 2030 року; рішення Ради національної безпеки і оборони України від 16.05.2008 року «Про заходи щодо забезпечення розвитку України як морської держави» (Наказ Президента України від 20.05.2008 року № 463/2008); а також у рамках наступних держбюджетних науково-дослідних робіт Національного університету «Одеська морська академія»: «Розвиток систем і методів удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок на підставі сучасних інформаційних технологій» № ДР 0110U005910, «Підвищення ефективності робочих процесів суднових енергетичних установок на базі сучасних технічних і інформаційних технологій» № ДР 0116U002390, «Прогнозування експлуатаційного технічного стану суднової пропульсивної установки на основі контролю її вібраційно-коливальних характеристик» № ДР 0119U001654 у яких автор дисертації брав участь як відповідальний за виконання теми та виконавець.

Наукова спрямованість досліджень відповідає паспорту спеціальності; профілю досліджень, що проводяться кафедрою технічної експлуатації флоту Національного університету «Одеська морська академії»; основними напрямками спеціальності 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту.

2.2. Обґрунтування мети і завдань дисертаційного дослідження

Необхідність оптимізації процесу перетворення енергії на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами визначає запит практики, пов’язаний з необхідністю забезпечення необхідного рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії, а також на підвищення енергетичної ефективності суднового пропульсивного комплексу.

Метою дослідження є підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту.

Основною науковою гіпотезою дослідження є теза про те, що підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту забезпечується організацією процесу генерації та трансформації механічної енергії з мінімально неминучими незворотними втратами.

Для досягнення мети і підтвердження наукової гіпотези під час проведення досліджень розв’язувалися такі завдання.

Комплексне завдання наукового дослідження – мінімізація неминучих незворотних втрат під час забезпечення процесу трансформації теплотворної здатності палива в кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму та пов’язаних з ним споживачів енергії морських та річкових засобів транспорту.

Розв’язання комплексного завдання забезпечується синтезом розв’язання таких головних завдань:

головне завдання № 1 – управління мінімально неминучими втратами енергії під час обертального руху контактних вузлів суднових дизелів морських та річкових засобів транспорту (у ТС колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника);

головне завдання № 2 – управління мінімально неминучими втратами під час поступального руху контактних вузлів суднових дизелів морських та річкових засобів транспорту (у ТС поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра);

головне завдання № 3 – управління мінімально неминучими втратами енергії в умовах високих динамічних навантажень (у ТС плунжер – мастильній матеріал – втулка паливного насосу високого тиску).

Рішення головних завдань дисертаційної роботи забезпечується виконанням ряду допоміжних завдань:

для 1-ого головного завдання:

- розробка математичної моделі процесу дисипації енергії з урахуванням її розповсюдження в анізотропному середовищі зі змінною реологією робочих рідин;
- розробка концептуального підходу до оцінки анізотропії енергетичних втрат із граничним і гідродинамічним режимами роботи трибологічних систем суднових пропульсивних комплексів;
- визначення рівня дисипації енергії в трибологічних системах суднових дизелів, розділених багатофазним шаром мастильного матеріалу;

для 2-ого головного завдання:

- визначення діапазону стратифікації в’язкості мастильного матеріалу, що розділяє поверхні під час їх обертального і поступального руху;
- забезпечення самоорганізації наноструктури граничних шарів робочих рідин (палива і мастила), що дозволяють поліпшити триботехнічні характеристики трибологічних систем суднових дизелів, гарантуючи у такий спосіб підтримання мінімально незворотних втрат енергії;
- управління реологічними характеристиками робочих рідин, що забезпечують перебіг процесу перетворення енергії з мінімально неминучими незворотними втратами;

для 3-ого головного завдання:

•визначення резервів зниження енергетичних втрат із поступальним переміщенням в трибологічних системах паливної апаратури високого тиску;

•підвищення пружних властивостей моторних палив, що дозволяють поліпшити триботехнічні характеристики прецизійних пар паливної апаратури високого тиску;

•управління триботехнічними характеристиками контактних поверхонь трибологічних систем ПНВТ.

Під час розв’язання кожного головного завдання отримано відповідні наукові результати, а саме:

•розв’язання головного завдання № 1 – аналітичне визначення параметрів процесу трансформації потенційної енергії палива і далі від поступального переміщення поршня до обертального руху валу необхідно розглядати з урахуванням анізометрії реологічних характеристик мастильного матеріалу, що розділяє контактні поверхні;

•розв’язання головного завдання № 2 – підтримання мінімально неминучих втрат енергії в підшипниках КШМ забезпечується стійкістю наноструктурованого граничного мастильного шару;

•розв’язання головного завдання № 3 – управління триботехнічними характеристиками поверхонь плунжерів ПНВТ забезпечує їх гарантований термін експлуатації і рівень мінімальних втрат енергії із забезпеченням процесу подачі палива.

Узагальнення наукових результатів, що отримані під час розв’язання головних завдань дослідження, дає можливість сформулювати наукові положення з теорії та практики енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими втратами енергії:

• наукове положення № 1 – механізм енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами залежить від трибологічних процесів, що відбуваються в підшипникових вузлах на лінії трансформації енергії кривошипно-шатунний механізм – колінчастий вал – споживач

потужності; при цьому необхідно враховувати, як триботехнічні характеристики самих вузлів тертя, так і функціональні та реологічні властивості мастила, що входить до ТС метал – мастильний матеріал – метал;

- наукове положення № 2 – анізометрія структури орієнтаційно впорядкованого шару мастила поблизу твердої металевої поверхні призводить до виникнення стратифікації його в'язкості, що на режимах пуску та реверсу забезпечує підвищення, а на динамічно сталих режимах – зниження несучої здатності мастильного шару та відповідного зростання контактних навантажень;

- наукове положення № 3 – мінімізація неминучих втрат під час перетворення теплотворної здатності палива на ефективну потужність, що розвивається засобом транспорту, забезпечується підвищенням пружно-демпфуючих властивостей робочих речовин (палива та мастила), які виконують функції змащувального матеріалу в контактних поверхнях ДВЗ.

Розв'язанням комплексного завдання дисертаційного дослідження є наступне: підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту досягається управлінням мінімально неминучими незворотними втратами енергії шляхом оптимізації триботехнічних характеристик контактних поверхонь суднових дизелів (як одного з компонентів СПК), а також реологічних характеристик та наноструктури мастильних матеріалів, що забезпечують їхнє функціонування.

Наукова значимість розв'язання комплексного завдання полягає у підвищенні ефективності роботи засобів транспорту при генерації та трансформації енергії шляхом управляючого впливу на наноструктуровані граничні змащувальні шари робочих речовин.

2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження

У науковій літературі пропонуються різні визначення поняття «система». Найбільш просте визначення складної системи наведено в роботі [199], у якій система вважається складною, якщо вона складається з великого числа взаємопов’язаних і взаємодіючих між собою елементів. Для технічних систем більш прийнятне і зрозуміле трактування запропоноване в роботі [200]. Його зміст зводиться до того, що будь-яку систему можна описати або як деяке перетворення вхідних впливів у вихідні величини, або з позиції досягнення певної мети.

Суднові технічні засоби доцільно розглядати як елементи складної системи, що представляє собою комплекс функціонально взаємопов’язаного енергетичного обладнання. Внутрішні зв’язки СЕУ забезпечують взаємодію окремих її елементів, а сукупність функціонально пов’язаних елементів утворює структуру СЕУ. Процес перетворення теплотворної здатності палива на корисну роботу забезпечується внутрішніми зв’язками СЕУ: триботехнічними характеристиками деталей ДВЗ, реологічними характеристиками мастильного матеріалу, тепловими і механічними втратами і низкою інших факторів. Крім внутрішніх зв’язків, на СЕУ та її елементи впливають зв’язки зовнішнього рівня: гідродинамічні характеристики пропульсивного комплексу, екологічні обмеження, експлуатаційні характеристики транспортного засобу. Це означає, що СЕУ є підсистемою морського або річкового судна. У свою чергу, судно як засіб транспорту в комплексі з СЕУ знаходиться у взаємодії з навколишнім середовищем, представленим зовнішніми змінними факторами, які в тій чи іншій ситуації впливають на стан системи «судно», а також її підсистеми «СЕУ» і елементів, що до неї входять. За характером взаємодії з довкіллям як

система «судно», так і система «СЕУ» відносяться до відкритих (незамкнутих) систем, у яких в процесі функціонування відбувається введення і виведення енергії і речовини, які в тій чи іншій ситуації впливають на стан системи «судно», а також її підсистеми «СЕУ» і елементів, що входять до неї.

Розв’язання завдання із забезпечення процесу енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами можна було б реалізувати, сформулювавши єдине математичне оптимізаційне завдання з критерієм, що характеризує здатність системи до функціонування за призначенням і обмеженнями, що відображають вимоги до річкового або морського транспортного засобу. У математичному відношенні це була б екстремальне завдання з невідомими дискретного і безперервного характеру [201].

Поки не існує ефективних методів розв’язання подібних оптимізаційних завдань, що відрізняються найбільш загальним характером функцій і невідомих. Реальним уявляється розв’язання ряду частинних оптимізаційних завдань, що передбачає узгодження впливу зовнішніх зв’язків на кожній ділянці послідовних наближень. Це, по суті, розчленовування єдиного завдання на складові в процесі узгодженого розв’язання завдань внутрішнього і зовнішнього рівня. У дисертаційному дослідженні використано головний принцип оптимізації подібних завдань – пошук комплексних розв’язань, що забезпечують досягнення найвищої ефективності системи і виконання численних, у тому числі і суперечливих, вимог до її якостей.

Для технічних систем річкових і морських транспортних засобів можливе використання наступного визначення: «система – це сукупність елементів і зв’язків, здатних перетворити вхідні впливу на вихідні величини для досягнення поставленої мети» [202].

Ґрунтуючись на цьому висловлюванні, річкові та морські транспортні засоби являють собою складну динамічну багатокомпонентну систему, яка

складається з великої кількості функціонально самостійних елементів - підсистем. Для морських суден в якості підсистем, що забезпечують процес енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами, можуть бути визначені наступні:

робочий цикл у циліндрі дизеля;

процес подачі палива паливною апаратурою високого тиску;

процес змащування деталей ЦПГ і підшипників КШМ;

процес відведення теплоти з зон тертя;

процес передачі корисної потужності споживачам енергії.

Незважаючи на різноманітність елементів і їх функціонального призначення, загальною ознакою названих підсистем є те, що їх взаємодія здійснюється через робоче тіло, в якості якого виступає мастильний матеріал – моторне мастило і паливо. Він є системоутворювальним процесом, що пов’язує між собою різні функціональні частини суднових ДВЗ.

З огляду на фундаментальні принципи системного аналізу [29], замкнений цикл наукового дослідження системно поданий у вигляді технологічної карти дослідження, наведеної на рис. 2.1.

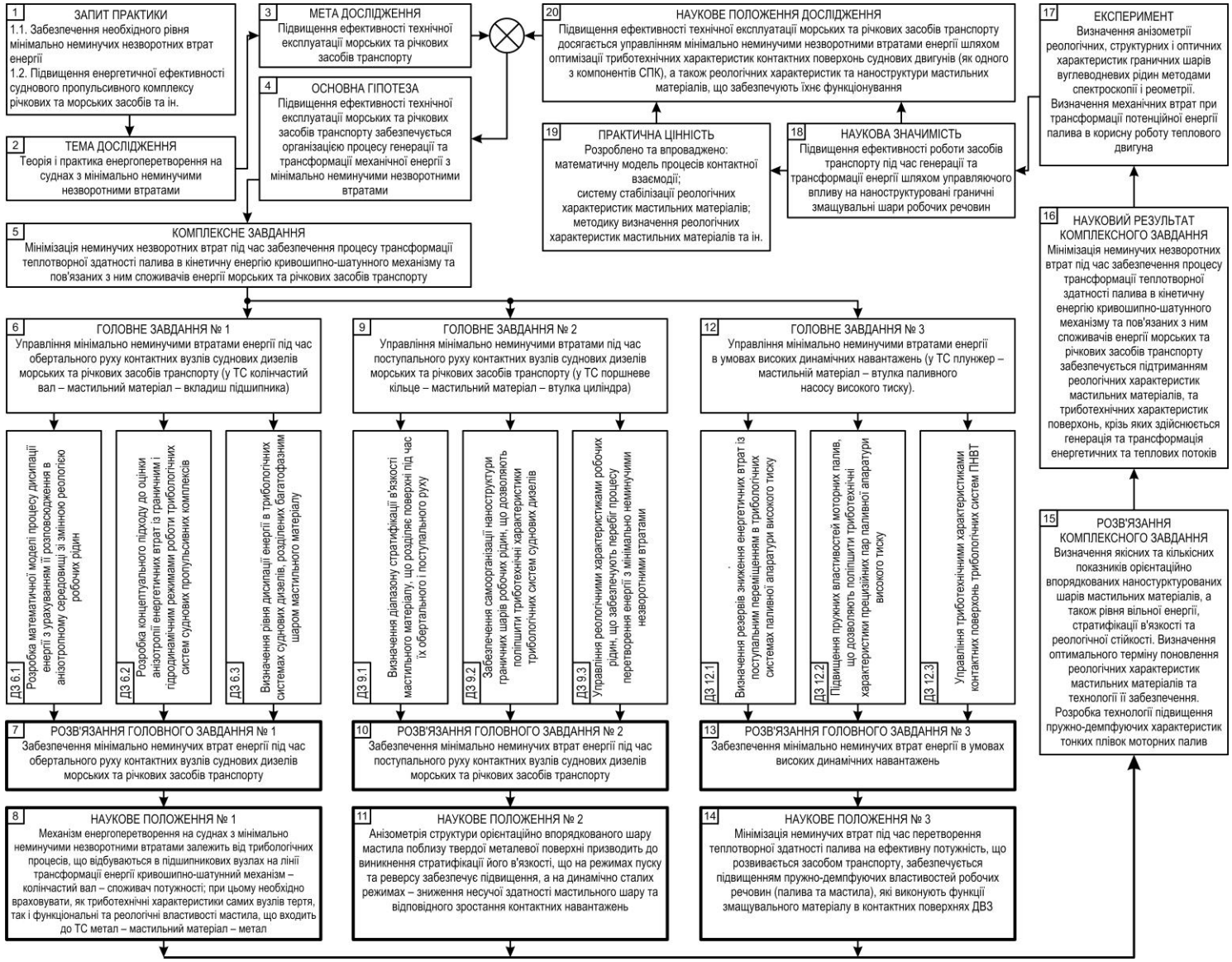


Рис. 2.1. Технологічна карта дослідження

2.4. Вибір і обґрунтування методів наукового дослідження

Системна методологія вкладає новий зміст у традиційні уявлення про емпіричні (експериментальні) і теоретичні (математичні) методи дослідження в природничих науках.

Серед відомих методів дослідження СЕУ, її підсистем і елементів можна виділити наступні: статистичний метод, метод макетування, метод порівняння з ескізним проектом, метод натурних випробувань, метод науково-технічного прогнозування, методи фізичного і математичного моделювання [29].

Під час вибору методів наукового дослідження враховувалося, що статистичний метод, методи макетування, порівняння з ескізним проектом і науково-технічного прогнозування не дає задовільних результатів для визначення оптимальних значень параметрів, що розвиваються, елементів СЕУ, особливо при їх залежності від зовнішніх факторів. Здійснити ж прямі експерименти в суднових умовах практично неможливо з огляду на об’єктивні труднощі у відтворенні екстремальних факторів, що виникають в аварійних умовах, а також підвищеній небезпеці виходу з ладу досліджуваних об’єктів. Тому для аналізу процесу енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами, виявлення напрямків підвищення його енергетичної ефективності у взаємозв’язку з перетворенням теплотворної здатності палива да корисну роботу ДВЗ і пропульсивних комплексів річкових і морських засобів транспорту необхідна розробка і створення моделей, що досить повно відтворюють процеси, які вивчаються.

Метод фізичного моделювання передбачає дослідження на моделі, що відтворює основні геометричні, фізичні, динамічні і функціональні характеристики і властивості «оригіналу» (але не обов’язково всі

властивості) і володіє великими можливостями визначення різних якостей технічних систем і їх елементів. Однак фізичне моделювання на експериментальних моделях (стендах), яке набуло широкого поширення під час дослідження окремих елементів СЕУ, виявляється недостатньо інформативним для аналізу складних систем [200].

Практично необмежені можливості виявлення найбільш різних якостей технічних систем, підсистем і елементів має метод математичного моделювання. Метод є найбільш модним засобом визначення оптимального шляху розвитку складних систем і дозволяє досліджувати як реальні, так і всі можливі абстрактні об’єкти.

Найчастіше, під час дослідження складних технічних систем використовується метод імітаційного математичного моделювання, під яким розуміється процес формування моделі реальної системи (об’єкта) і проведення на ній експериментів з метою виявлення шляхів створення, удосконалення та (або) ефективного використання.

Проведення експериментів на імітаційній математичній моделі не вимагає значних матеріальних, організаційних, часових витрат і характеризується наступними позитивними факторами:

- можливість заміни експерименту в реальних умовах експериментом у віртуальному середовищі;
- можливість наочно уявити проблеми, які явно не відтворюються або не існували раніше, коли традиційні методи аналізу непридатні;
- забезпечення найкращих умов для систематичного використання ситуації і суджень про експеримент;
- можливість змінювати час перебігу досліджуваних процесів у широких межах;
- отримання безлічі альтернатив поведінки системи.

Незважаючи на багато позитивних якостей, імітаційне моделювання має і низку недоліків:

- значні витрати на розробку моделі, необхідність залучення висококваліфікованих фахівців;
- небезпека отримання помилкової імітації з ускладненням моделі;
- утрудненість реалізації складних алгоритмів моделей, часу і точності;
- відносна складність доопрацювання імітаційної моделі.

Тому активне застосування імітаційного моделювання під час проведення досліджень повинно супроводжуватися використанням як апріорної інформації про особливості процесів, що відбуваються, так і інших методів дослідження, що підтверджують достовірність отриманої інформації.

2.5. Принципи експериментальних досліджень

Основні експериментальні дослідження, виконані в роботі, проводились у лабораторних і виробничих умовах. При цьому ставилися наступні науково-дослідні завдання:

- визначення механізму створення наноструктурованого граничного шару мастила;
- визначення анізометрії реологічних, структурних та оптичних характеристик граничних шарів вуглеводневих рідин методами спектроскопії і реометрії;
- визначення механічних втрат із трансформацією теплотворної здатності палива в корисну роботу теплового двигуна.

В умовах наукової лабораторії визначалися:

- реологічні характеристики моторного мастила (ММ) – в’язкість в граничному змащувальному шарі (ГЗШ), характер течіння ММ, що знаходиться в зазорі пари тертя вал – вкладиш підшипника, реологічна

стійкість ММ, а також вплив поверхнево активних речовин на зазначені параметри – за допомогою ротаційного віскозиметра;

- якісні (параметр порядку) і кількісні (товщина шару) характеристики орієнтаційно впорядкованих ГЗШ, спектральна щільність ММ – за допомогою оптичного методу спектрофотометрії.

Похибка в вимірах при проведенні лабораторних досліджень не перевищувала 3,5%.

У виробничих умовах визначалися теплотехнічні, енергетичні та економічні показники суднових дизелів під час зміни реологічних характеристик ММ. При цьому похибка у вимірах не перевищувала 4,5%.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що на основі виконаних досліджень розроблено та впроваджено:

- математичну модель, яка дозволяє досліджувати процеси контактної взаємодії поверхонь, розділених шаром мастильного матеріалу, що знаходиться у ньютонівському, або неньютонівському стані;
- систему стабілізації реологічних характеристик мастильних матеріалів, що використовуються у вузлах тертя ДВЗ морських та річкових суден;
- систему підтримання впорядкованої наноструктури у граничному мастильному шарі, яка забезпечує його пружно-демпфуючі властивості та сприяє зменшенню рівня дисипації енергії в ТС суднових дизелів;
- технологію покращення триботехнічних властивостей прецизійних деталей паливної апаратури високого тиску;
- методику визначення реологічних характеристик мастильних матеріалів в умовах змінних зсувних навантажень.

2.6. Висновки за розділом 2

1. У результаті вибору теми дисертаційного дослідження ознаками актуальності, наукової новизни, практичної значущості, відповідності паспорту спеціальності за основними напрямками спеціальності 05.22.20 експлуатація та ремонт засобів транспорту сформульована тема, спрямована на підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту.

2. Перебіг процесу перетворення теплотворної здатності («потенційної енергії») палива на кінетичну енергію КШМ ДВЗ і пов’язаних з ним споживачів енергії (у суднових енергетичних установках морських і річкових засобів транспорту) необхідно забезпечувати з підтриманням мінімально неминучого рівня незворотних втрат. Дане завдання може бути розвязане шляхом удосконалення теоретичного опису і розробки практичних рекомендацій щодо зниження мінімально неминучих незворотних втрат за рахунок підтримки реологічних характеристик робочих рідин (мастила і палива), що забезпечують функціонування енергетичних установок морських і річкових засобів транспорту.

3. Метою дослідження є підвищення ефективності технічної експлуатації морських та річкових засобів транспорту.

4. Комплексної завданням дисертаційного дослідження є мінімізація неминучих незворотних втрат під час забезпечення процесу трансформації теплотворної здатності палива в кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму та пов’язаних з ним споживачів енергії морських та річкових засобів транспорту.

5. Розв’язання комплексного завдання дисертаційного дослідження здійснено шляхом синтезу наукових результатів трьох головних і дев’яти допоміжних завдань. На базі системного підходу замкнений цикл наукового дослідження подано у вигляді технологічної карти дослідження.

РОЗДІЛ 3. УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ ПІД ЧАС ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ КОНТАКТНИХ ВУЗЛІВ

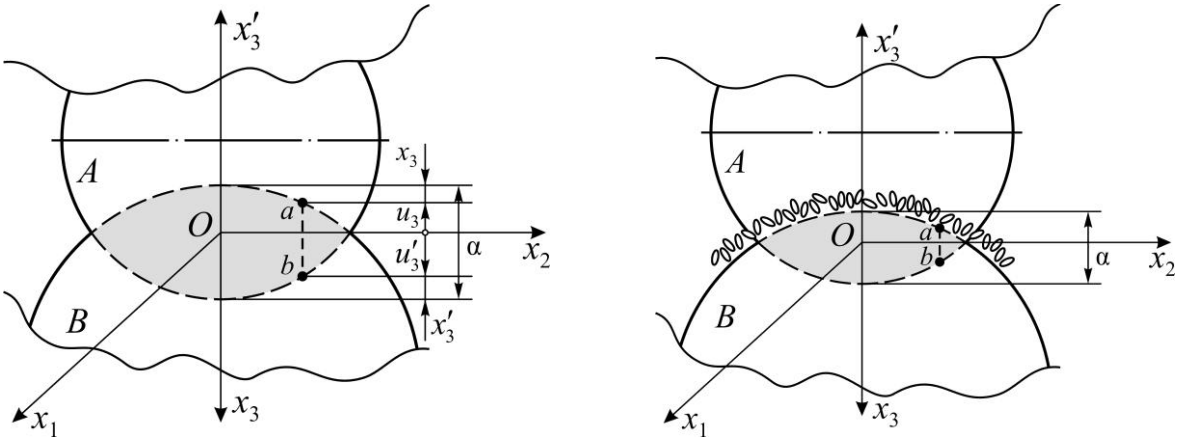
3.1. Математична модель процесу поширення енергії при контактній взаємодії твердих тіл, розділених анізотропним мастильним матеріалом

Контактні вузли суднових дизелів, у яких відбувається обертальний рух, є одними з найпоширеніших елементів дизеля. Передусім до них відносяться такі пари тертя: вал – вкладиш підшипника (рамового або шатунного) і поршневий палець – головка шатуна.

Мінімально неминучі втрати, що виникають під час перетворення потенційної енергії палива на корисну роботу і обертальний рух споживачів енергії, залежать від контактних взаємодій, що відбуваються в цих парах тертя (трибологічних системах). Причому якісні і кількісні показники процесу енергоперетворення змінюються в залежності від характеристик мастильного матеріалу, який є складовою частиною цих трибологічних систем.

Розглянемо два тіла *A* і *B*, які стикаються в одній точці (рис. 3.1). Введемо дві прямокутні системи координат: одну для тіла *A* (O, x_1, x_2, x_3), *A* іншу для тіла *B* $(O, x_1^{/}, x_2^{/}, x_3^{/})$, причому $x_1 = x_1^{/}, x_2 = x_2^{/}, x_3 = x_3^{/}$. Нехай точка дотику знаходиться на початку координат. Рівняння поверхні в точці дотику для тіла *A* запишемо у вигляді

$$x_3 = \chi_{IJ} x_I x_J, \quad (3.1)$$



а) *б*)

Рис. 3.1. Модель зближення двох тіл при їх контактній взаємодії: *а*) у разі безпосереднього контакту; б) у разі поділу поверхонь шаром анізотропного мастильного матеріалу

де χ_{IJ} – компоненти двовимірного симетричного тензора другого рангу. Вони характеризують кривизну і крутіння, що видно з похідних

$$x_{3,\alpha\beta} = \chi_{\alpha\beta}, \quad x_{3,\alpha\alpha} = \chi_{\alpha\alpha}.$$

Аналогічно (3.1) для тіла В маємо

$$x_3^{/} = \chi_{IJ}^{/} x_I^{/} x_J^{/}. \tag{3.2}$$

Припустимо, що обидва тіла стискаються силами *P*, в результаті чого вони зближуються на величину α. Під визначенням «зближення» розуміється відстань між вершинами *A* і *B*, якщо б вони вільно входили одна в одну при контактній взаємодії (рис. 3.1). Насправді такого не відбувається. Точки *a* і *b*, які до контакту лежали на одній вертикалі і належали тілам *A* і *B* відповідно, після контакту зіллються [203].

Таким чином, згідно з контактною задачею Герца, ми приймаємо два припущення:

1) під час контакту відбувається абсолютне зчеплення частинок, тобто дотичних напружень не виникає (тому точки *a* і *b*, що дістали в зіткнення, залишаються в контакті протягом всього процесу деформування;

2) площа контакту завжди залишається плоскою [204].

З рис. 3.1 видно, що для вертикальних координат точок *a* і *b* і їх переміщень справедливоа рівність

$$\left(x_3 + u_3\right) + \left(x_3^{/} + u_3^{/}\right) = \alpha. \tag{3.3}$$

Зрозуміло, у тих точках, де поверхні не стикаються, правильна нерівність

$$\left(x_3 + u_3\right) + \left(x_3^{/} + u_3^{/}\right) > \alpha.$$

Отже, рівність (3.3) справедлива тільки в делінці контакту тіл *A* і *B*. Підставленнями (3.1) і (3.2) у рівність (3.2) отримаємо

$$\left(\chi_{IJ} + \chi_{IJ}^{/}\right) x_I x_J + u_3 + u_3^{/} = \alpha. \tag{3.4}$$

Тензор з компонентами $\chi_{IJ} + \chi_{IJ}^{/}$ симетричний, тому його можна привести до головних осей. Нехай χ_1, χ_2 – головні значення цього тензора (головні кривизни). Тоді рівняння (3.4) запишеться у вигляді

$$u_3 + u_3^{/} = \alpha - \chi_I x_I^2. \tag{3.5}$$

Для підрахунку переміщень u_3 і $u_3^{/}$ скористаємося розв’язанням завдання Буссінеска для зосередженої сили *P*, докладеної в точці (ξ_1, ξ_2, 0)

$$u_3 = \frac{P(1+\nu)}{2\pi E}\left[\frac{x_3^2}{r^3} + \frac{2(1-\nu)}{r}\right],$$

де

$$r = \sqrt{(x_I - \xi_I)(x_J - \xi_J) + x_3^2};$$

ν – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль Юнга [205].

На площині x_3=0 маємо

$$u_3 = \frac{1-\nu^2}{\pi E}\frac{P}{\rho}, \tag{3.6}$$

де

$$\rho = \sqrt{(x_I - \xi_I)(x_J - \xi_J)}.$$

З огляду на принцип суперпозиції, можна зосереджену силу P щодо входить до (3.6) замінити щільністю $p(\xi_1, \xi_2)$ сил, розподілених по ділянці контакту Σ:

$$\rho P = \int_\Sigma p(\xi_1, \xi_2) d\xi_1 d\xi_2. \tag{3.7}$$

Тоді з (3.6) маємо

$$u_3 = \frac{1-\nu^2}{\pi E}\int_\Sigma \frac{p(\xi_1, \xi_2) d\xi_1 d\xi_2}{\rho}, \tag{3.8}$$

$$u_3^{/} = \frac{1-\nu^{/2}}{\pi E^{/}}\int_\Sigma \frac{p(\xi_1, \xi_2) d\xi_1 d\xi_2}{\rho}, \tag{3.9}$$

де коефіцієнт Пуассона ν і модуль Юнга E відносяться до тіла A, а $\nu^{/}$ і $E^{/}$ – до тіла B.

Зі співвідношень (3.8) і (3.9) видно, що відношення переміщень $u_3/u_3^{/}$ – величина постійна,

$$\frac{u_3}{u_3^{/}} = \frac{\left(1-\nu^2\right)E}{\left(1-\nu^{/2}\right)E^{/}}.$$

Підставляючи вирази (3.8), (3.9) в (3.5) отримаємо

$$\frac{C}{\pi}\int_{\Sigma}\frac{p\left(\xi_1,\xi_2\right)d\xi_1 d\xi_2}{\rho} = \alpha - \chi_I x_I^2, \tag{3.10}$$

де введена константа C, що має розмірність пружної піддатливості:

$$C = \frac{1-\nu^2}{E} + \frac{1-\nu^{/2}}{E^{/}}.$$

Таким чином, для визначення контактного тиску $p(\xi_1, \xi_2)$ є два рівняння (3.10) і (3.7), причому в них не відомі ділянка контакту Σ і зближення α.

Рівняння (3.10) можна порівняти з відомим у теорії потенціалу [206] тотожністю

$$\int_S \frac{\sqrt{1-\frac{x_I^2}{\alpha_I^2}}}{\rho\left(x_1,x_2,\xi_1,\xi_2\right)}d\xi_1 d\xi_2 = \frac{\pi a_1 a_2}{2}\int_0^{\infty}\frac{\left(1-\frac{x_I^2}{\alpha_I^2+\xi}\right)d\xi}{\sqrt{\xi\left(a_1^2+\xi\right)\left(a_2^2+\xi\right)}}, \tag{3.11}$$

де S – еліпс з півосями a_1 і a_2:

$$\frac{x_1^2}{a_1^2} + \frac{x_2^2}{a_2^2} = 1, \quad \left(\frac{x_I^2}{\alpha_I^2} = 1\right).$$

Якщо допустити, що ділянка контакту Σ є еліпсом *S*, то зі співвідношень (3.10) і (3.11) знаходимо

$$p(x_1, x_2) = A\sqrt{1 - \frac{x_I^2}{\alpha_I^2}}, \tag{3.12}$$

де *A* – деяка константа, яка може бути визначена з (3.7):

$$A\int_S \sqrt{1 - \frac{x_I^2}{\alpha_I^2}}\, dx_1\, dx_2 = P.$$

Звідси

$$A = \frac{3P}{2\pi a_1 a_2}. \tag{3.13}$$

Підставляючи (3.13) в (3.12), отримаємо розподіл контактного тиску за площею ділянки зіткнення тіл *A* і *B*:

$$p(x_1, x_2) = \frac{3P}{2\pi a_1 a_2}\sqrt{1 - \frac{x_I^2}{\alpha_I^2}}. \tag{3.14}$$

Середній у ділянці контакту тиск є відношенням сили *P* до площі еліпса:

$$p_{\text{ср}} = \frac{P}{\Sigma} = \frac{P}{S} = \frac{P}{\pi a_1 a_2},$$

у той час, як максимальний тиск, згідно до (3.14) реалізований уточці x_1=0, x_2=0, дорівнює

$$p_{\max} = \frac{3}{2}\frac{P}{\pi a_1 a_2}$$

і в півтора рази перевищує середній.

Підставивши (3.14) в (3.10)

$$\frac{C}{\pi}\frac{3P}{2\pi a_1 a_2}\int_S \frac{\sqrt{1-\frac{\xi_I^2}{a_I^2}}}{\rho}\,d\xi_1 d\xi_2 = \alpha - \chi_I x_I^2, \tag{3.15}$$

порівняємо тепер праві частини (3.15) і (3.11). Отримаємо

$$\frac{3}{4}\frac{CP}{\pi}\int_0^\infty \frac{\left(1-\frac{x_I^2}{\alpha_I^2+\xi}\right)d\xi}{\sqrt{\xi\left(a_1^2+\xi\right)\left(a_2^2+\xi\right)}} = \alpha - \chi_I x_I^2,$$

звідки маємо

$$\alpha = \frac{3}{4}\frac{CP}{\pi}\int_0^\infty \frac{d\xi}{\xi\left(a_1^2+\xi\right)\left(a_2^2+\xi\right)},$$

$$\chi_I = \frac{3}{4}\frac{CP}{\pi}\int_0^\infty \frac{d\xi}{\left(a_I^2+\xi\right)\sqrt{\xi\left(a_1^2+\xi\right)\left(a_2^2+\xi\right)}}.$$

Шляхом підставлення (3.14) в (3.10) можливо знайти вираз для зближенняα

$$\alpha = \frac{3}{4}\frac{CPJ_3}{\pi a_1},$$

де величина J_3 знаходиться з виразу

$$J_3 = \int_0^\infty \frac{\lambda d\eta}{\sqrt{\eta(1+\eta)\left(1+\lambda^2\eta\right)}},$$

в котрому $\lambda = a_1/a_2$ – відношення півосей еліпса S, а $\eta = \xi/a_1^2$.

Результат розв’язання задачі Герца можна застосувати до розрахунку дотикання твердих тіл, розділених в’язкопружною рідиною (рис. 3.1, б). Нехай у деякий момент часу t=0 є дотичними два тіла A і B з масами m і $m^{/}$ відповідно. На майданчику контакту виникає розподілене зусилля p. Позначимо сумарну силу взаємодії зударних тіл через $P(t)$.

За теоремою про зміну кількості руху маємо

$$\frac{d}{dt}\left(M\frac{d\alpha}{dt}\right)=-P, \tag{3.16}$$

де M – приведена маса,

$$M=\frac{mm^{/}}{m+m^{/}}.$$

Згідно із задачею Герца, P пов’язане з α за формулою

$$\alpha=kP^{2/3}, \tag{3.17}$$

де k – деякий розмірний коефіцієнт [207].

Підставляючи (3.17) у (3.16), отримаємо

$$\ddot{\alpha}=-B\alpha^{3/2}, \tag{3.18}$$

де $B=1/\left(Mk^{3/2}\right)$.

Рівняння (3.18) легко інтегрується після домноження його лівої і правої частини на $\dot{\alpha}$. Оскільки $\dot{\alpha}\ddot{\alpha}\equiv(d/dt)\left(\dot{\alpha}^2/2\right)$, то після інтегрування отримаємо

$$\frac{1}{2}\left(\dot{\alpha}^2+c\right)=-\frac{2}{5}B\alpha^{5/2}. \tag{3.19}$$

Але центри тіл *A* і *B* у момент часу *t*=0, тобто коли α=0, зближуються з відомою швидкістю *V*. Отже,

$$\frac{1}{2}(V+c)=0. \tag{3.20}$$

З (3.20) знаходимо постійну інтегрування *c* і підставляємо її в (3.19)

$$\frac{1}{2}\left(\dot{\alpha}^2-V^2\right)=-\frac{2}{5}B\alpha^{5/2}. \tag{3.21}$$

У момент найбільшого зближення (у кінці фази) швидкість зближення $\dot{\alpha}$ дорівнює нулю. Тому

$$\frac{1}{2}\left(\dot{\alpha}^2-V^2\right)=-\frac{2}{5}B\alpha^{5/2}.$$

Тепер можливо визначити найбільше значення сили взаємодії (а, відповідно, і неминучих втрат енергії) за формулою (3.17), а потім і розміри ділянки контакту.

Оскільки дотик поверхонь можна уявити у вигляді абсолютно пружного удару, то після максимального тиску відбувається його падіння, і вся картина повторюється в зворотному напрямку за часом [208]. Знайдемо повний час контакту $t_к$, який еквівалентний часу зіткнення. Для цього вирішимо диференційее рівняння (3.21), яке після поділу змінних запишемо у вигляді

$$\frac{d\alpha}{\sqrt{V^2-\frac{4}{5}B\alpha^{5/2}}}=dt. \tag{3.22}$$

Інтегруючи (3.22), отримаємо

$$t_к = 2\int_0^{\alpha_{max}} \frac{d\alpha}{\sqrt{V^2 - \frac{4}{5}B\alpha^{5/2}}},$$

або після заміни змінної $\alpha = \alpha_{max}\varphi$

$$t_к = \frac{2\alpha_{max}}{V}\int_0^1 \frac{d\varphi}{\sqrt{1-\varphi^{5/2}}}.$$

З огляду на кінцеві значення V і φможна зробити висновок, що використання мастильного матеріалу з анізотропними властивостями граничного мастильного шару сприяє зниженню часу контакту, а, отже, і мінімально неминучих втрат енергії.

3.2. Математичні моделі процесу енергоперетворення в суднових двигунах внутрішнього згоряння із урахуванням анізотропних характеристик мастильного шару, який поділяє пари тертя

Процеси енергоперетворяння, які виникають у суднових ДВЗ, а також тривалість їх надійної та безаварійної роботи суттєво залежать від роботи пар ковзання, що забезпечують обертальний або поступальний рух деталей дизеля. Тому дослідження нормальних і дотичних напружень, визначення площ контакту в парах ковзання, вивчення впливу якості мастил на вказані характеристики є важливими завданнями для прогнозування рівня мінімально неминучих незворотних втрат та довговічності роботи суднових ДВЗ. Розв’язання вказаних завдань базується на застосуванні математичних моделей процесів дисипації енергії, що відбуваються в ТС ковзання.

При цьому зазвичай розглядають два основних процеси, які відбуваються під час роботи цих трибологічних систем:

- дослідження контактних і дотичних напружень, які виникають у парах ковзання в рамках пружних або пружно-пластичних контактних моделей;
- дослідження процесів гідродинамічного та граничного мащення в тонкому шарі мастила, що поділяє елементи пари ковзання.

Поєднання цих процесів дозволяє достатньою мірою оцінити влив пружно-механічних властивостей елементів пари ковзання і в’язкісних та гідродинамічних характеристик мастил на процес енергоперетворення та рівень мінімально неминучих незворотних втрат у суднових ДВЗ.

3.2.1. Розподіл тиску і визначення розміру площі контакту в парі ковзання, крізь які здійснюється процес енергоперетворення

У результаті роботи трибологічних систем, в яких здійснюється поступальний чи обертальних рух (поршневі кільця – втулка циліндра, колінчастий вал – вкладиш підшипника, плунжер – втулка ПНВТ), виникають зони безпосереднього контакту пар тертя по деяким дугам. Зазор між парами тертя є досить малий, а взаємодія носить квазістатичний періодичний характер, тому розрахунок процесів енергоперетворення в таких вузлах можна звести до завдання про втискання кругового циліндра (кільця, вала чи плунжера) у тіло з круговою порожниною (втулку циліндру, вкладиш підшипника чи втулку ПНВТ). При цьому визначення площі контакту і розподілу тиску в зонах контакту (нормальних напружень) є основними питаннями у випадку дослідження процесів енергоперетворення, що виникають в цих ТС.

До розв’язання вказаного контактного завдання застосуємо метод фундаментальних розв’язків, або функцій впливу. Для цього скористаємося фундаментальними розв’язками для циліндра радіуса R_1, і для нескінченного тіла з циліндричною порожниною радіусу R_2, які завантажені стискаючими радіально зосередженими силами P в умовах плоскої деформації (рис. 3.2).

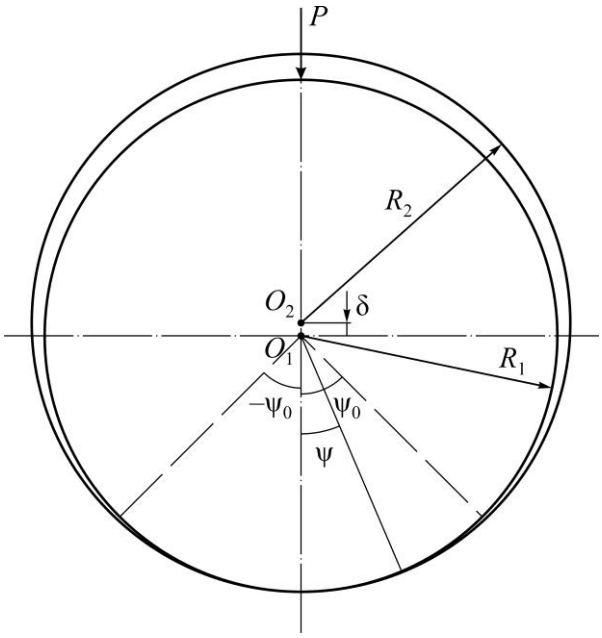


Рис. 3.2. Що до математичної моделі розподілу тиску і визначення розміру площі контакту в парі тертя, яка забезпечує обертальний рух

При цьому нормальні переміщення точок межі циліндра $u_1(\psi)$ і циліндричної порожнини $u_2(\psi)$ залежно від кута ψ можна подати так [209]

$$u_1(\psi) = P\left(-2\theta_1\left[1+\cos\psi\ln\left(\frac{|\psi|}{2}\right)\right]+k_1\sin|\psi|\right),$$

$$u_2(\psi) = P\left(-2\theta_2\left[1+\cos\psi\ln\left(\frac{|\psi|}{2}\right)\right]+k_2\sin|\psi|\right),$$

де

$$\theta_1 = \frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1}; \quad k_1 = \frac{(1-2\nu_1)(1+\nu_1)}{2E_1};$$

$$\theta_2 = \frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2}; \quad k_2 = \frac{(1-2\nu_2)(1+\nu_2)}{2E_2};$$

$\nu_{1,2}$, $E_{1,2}$ – коефіцієнти Пуассона і модулі пружності відповідно для циліндра і простору.

У результаті втискання циліндра в циліндричну порожнину утвориться площа контакту $\psi \in (-\psi_0;\ \psi_0)$, в якій діє контактний тиск $p(\psi)$. Точка циліндра, яка відповідає куту ψ, суміститься з точкою на циліндричній порожнині, якщо виконується умова [209]

$$u_1(\psi) + u_2(\psi) = \alpha\cos\psi - \delta(1-\cos\psi); \tag{3.23}$$

де δ – радіальний зазор: $\delta = R_2 - R_1$, м;

α – зближення елементів пари при втисканні, м.

Припустивши, що контактний тиск $p(\psi)$ збігається із зовнішнім тиском на пару тертя, і скориставшись принципом суперпозиції, переміщення граничних точок пари в цьому випадку, представимо у вигляді згортки

$$u_1(\psi) = R_1 \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi)\left\{k_1 \sin|\psi-\varphi| - 2\theta_1\left[1+\cos(\psi-\varphi)\ln\left(\frac{|\psi-\varphi|}{2}\right)\right]\right\}d\varphi \tag{3.24}$$

$$u_2(\psi) = R_2 \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi)\left\{-2\theta_2\cos(\psi-\varphi)\ln\left(\frac{|\psi-\varphi|}{2}\right) - k_2\sin|\psi-\varphi|\right\}d\varphi \tag{3.25}$$

Подання (3.24), (3.25) і умова (3.23) дають можливість відносно невідомого контактного напруження $p(\psi)$ отримати наступне інтегральне рівняння

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi)\left\{2\chi_1\cos(\psi-\varphi)\ln\left(\frac{|\psi-\varphi|}{2}\right)-\chi_2\sin|\psi-\varphi|\right\}d\varphi+\mu_1\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi)d\varphi= \\ =\alpha\cos\psi-\delta(1-\cos\psi),\quad \psi\in(-\psi_0;\psi_0), \tag{3.26}$$

де $\mu_1=\theta_j R_j$, $\chi_1=\mu_1+\mu_2$, $\chi_2=k_1R_1-k_2R_2$.

Враховуючи гладке примикання елементів пари на кінцях площі контакту, шукане контактне напруження $p(\psi)$ повинно задовольняти умовам

$$p(\pm\psi_0)=0. \tag{3.27}$$

При цьому межа площі контакту, тобто значення параметру ψ_0, завчасно не відоме. Для його визначення використовують умову силової рівноваги

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\psi)\cos\psi d\psi=\frac{P}{R}, \tag{3.28}$$

де R фактичний радіус з’єднання пари, враховуючи, що радіуси елементів пари мало відрізняються, можна вважати $R=R_1=R_2$.

Умова (3.27) дає можливість [209] інтегральне рівняння (3.26) привести до наступного інтегрально-диференційного рівняння з ядром Гілберта

$$\mu_0 p(\psi)+\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p'(\varphi)\operatorname{ctg}(\psi-\varphi)d\varphi=\gamma,\qquad \psi\in(-\psi_0;\psi_0), \tag{3.29}$$

де $\mu_0=-\dfrac{\chi_2}{\chi_1}$, $\gamma=-\dfrac{\mu_2}{\chi_1}\displaystyle\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\varphi)d\varphi-\frac{\delta}{2\chi_1}$.

Умова (3.27) дозволяє розв’язання інтегрально-диференційного рівняння (3.29) застосуванням методу ортогональних многочленів [210], згідно з яким контактне напруження подаємо так:

$$p(\psi)=\frac{\sqrt{2(\cos 2\psi-\cos 2\psi_0)}}{\cos\psi}\sum_{j=1}^{\infty}b_j U_{2j-2}\left(\frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}\psi_0}\right), \qquad (3.30)$$

де $U_j(x)$ – многочлени Чебишева другого роду.

Зауважимо, що в поданні (3.30) присутні тільки парні доданки згідно із симетричністю задачі.

Для визначення невідомих коефіцієнтів b_j підставимо розвинення (3.30) в інтегрально-диференційне рівняння (3.29) і скориставшись ортогональністю многочленів Чебишива:

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} U_{n-1}(\operatorname{tg}\psi\cdot\operatorname{ctg}\psi_0)U_{m-1}(\operatorname{tg}\psi\cdot\operatorname{ctg}\psi_0)\frac{\sqrt{2(\cos 2\psi-\cos 2\psi_0)}}{\cos^3\psi}d\psi=$$

$$=\begin{cases}0, \text{ при } n\neq m,\\ 2\pi\cos\psi_0\operatorname{tg}^2\psi_0, \text{ при } n=m\end{cases}$$

отримаємо нескінченну систему алгебраїчних рівнянь. Для розв’язок останньої застосуємо метод редукції, збіжність якого доведено [210].

В інженерних розрахунках, замість подання (3.30), доцільно скористатись апроксимаційними формулами [211]. Зокрема, досить ефективним є наступний апроксимаційний двочлен

$$p(\psi)=k_1\cos\left(\frac{\pi\psi}{2\psi_0}\right)+k_2\cos\left(\frac{3\pi\psi}{2\psi_0}\right). \qquad (3.31)$$

Коефіцієнти k_1, k_2 в поданні (3.31) і кут ψ_0 можуть бути визначені безпосередньо із рівняння (3.29) і умови силової рівноваги (3.28) [211].

Розглянемо деякі приклади обчислення параметрів подання (3.31). Нехай матеріал внутрішнього тіла сталь (кільця або плунжера ПНВТ), для якої ν_1=0,3, E_1=210 ГПа; або бронза (вкладиш підшипника), для якої ν_1=0,34, E_1=210 ГПа. Матеріал зовнішнього тіла сталь (вал або втулка ПНВТ) ν_2=0,3,

E_2=210 ГПа; або чавун (втулка циліндра), для якого ν_2=0,25, E_2=115 ГПа. Будемо вважати, наприклад, що радіус внутрішнього тіла пари ковзання R=0,04 м; довжина дуги, якою передається навантаження l=0,025 м; середній радіальний зазор δ=0,03мм; сила тиску внутрішнього циліндра до зовнішнього тіла Q=0,15 кН, $P=Q/b$=0,15 кН/м. У таблиці 3.1 наведені значення сталих із подання (3.31) і максимальне значення контактного тиску для вказаних пар ковзання із заданими значеннями навантаження і внутрішнього радіуса.

Таблиця 3.1

Розрахунок контактного тиску в різноманітних парах тертя ковзання

Пара ковзання	Матеріал	Параметр, що розраховується			
		ψ_0, град	k_1, МПа	k_2, МПа	p_{max}, МПа
вал – вкладиш підшипника	сталь-бронза	54,4	120,3	-12,5	107,8
поршневе кільце – втулка циліндру	сталь-чавун	53,7	115,7	-12,4	103,1
плунжер ПНВТ – втулка ПНВТ	сталь-сталь	52,5	126,5	-12,1	114,4

З наведених у таблиці 3.1 значень визначимо, що розподіл тиску і його максимальне значення суттєво залежать як від навантаження, так і від радіального зазору δ. Зокрема, зміна радіального зазору від початкового до максимально можливого призводять до збільшення тиску в парі ковзання на 25…35 %. Це призводить до значного зростання мінімально неминучих втрат енергії та зменшення часу надійної експлуатації пар ковзання при незначному збільшенні радіального зазору контактуючих тіл, тому потребує постійного відстеження в процесі експлуатації і дій, спрямованих на зменшення радіальних зазорів.

3.2.2. Визначення сил і моментів тертя в трибологічних системах, у яких здійснюється поступальний чи обертальних рух

Відомо [209, 212], що у процесі дисипації енергії, яки здійснюється в трибологічних системах, нормальний контактний тиск мало залежить від дотичних сил, при цьому дотичні сили в зоні контакту пропорційні нормальним, тобто

$$\frac{q(\psi)}{p(\psi)} = \frac{q_0}{p_0} = K_{\text{Т}},$$

або

$$q(\psi) = K_{\text{Т}}\, p(\psi), \quad q_0 = K_{\text{Т}}\, p_0,$$

де $q(\psi)$ – інтенсивність дотичних сил у довільній точці ψ ділянки контакту;

q_0 – їх найбільше значення,

$K_{\text{Т}}$ – коефіцієнт тертя між елементами пари ковзання.

Для визначення моменту сил тертя в парі ковзання і витрат енергії на подолання сил тертя, необхідно знати радіус кола тертя r. Як відомо з контактної задачі Герца [205], радіус кола тертя залежить від розмірів площі контакту елементів пари. Так, наприклад, якщо допустити зосереджений у точці контакт елементів пари, то

$$r = K_{\text{Т}0} R,$$

де $K_{\text{Т}0}$ – коефіцієнт тертя для плоских поверхонь тіл із матеріалів, із яких виготовлені елементи пари ковзання;

R – радіус внутрішнього тіла обертання.

Якщо допустити рівномірно розподілений контакт між елементами пари, то будуть мати місце подання:

$$r = \frac{\pi}{2} K_{\text{T}0} R, \quad K_T = \frac{\pi}{2} K_{\text{T}0}.$$

При косинусоїдальному розподілі тиску в парі мають місце залежності

$$r = \frac{4}{\pi} K_{\text{T}0} R, \quad K_T = \frac{4}{\pi} K_{\text{T}0}.$$

Для визначення дійсного радіусу тертя в парі ковзання, скористаємося формулою (3.31). При цьому радіус кола тертя для будь-якої ділянки контакту визначимо із виразу для моменту тертя

$$M_{\text{T}} = rF,$$

де F – рівнодійна всіх сил, докладених до осі обертання.

Отже

$$r = \frac{K_{\text{T}0} R \int_0^{\psi_0} p(\psi) d(\psi)}{\int_0^{\psi_0} p(\psi) \cos(\psi) d(\psi)},$$

або з урахуванням (3.31), маємо

$$r = \frac{K_{T0} R \int_0^{\psi_0} \left(k_1 \cos\left(\frac{\pi\psi}{2\psi_0} \right) + k_3 \cos\left(\frac{3\pi\psi}{2\psi_0} \right) \right) d(\psi)}{\int_0^{\psi_0} \left(k_1 \cos\left(\frac{\pi\psi}{2\psi_0} \right) + k_3 \cos\left(\frac{3\pi\psi}{2\psi_0} \right) \right) \cos\psi d(\psi)}. \qquad (3.32)$$

Після інтегрування із виразу (3.32) отримаємо

$$r = \vartheta K_{T0} R,$$

де

$$\vartheta = \frac{k_1 - \dfrac{k_3}{3}}{\pi^2 \cos(\psi_0)\left\{\dfrac{k_1}{\pi^2 - 4\psi_0^2} - \dfrac{3k_3}{9\pi^2 - 4\psi_0^2}\right\}}.$$

3.2.3. Математичні моделі процесу дисипації енергії у трибологічній системі ковзання з урахуванням анізотропії мастильного шару

Наявність анізотропії мастильного шару в трибологічній системі суттєво вливає на процес енергоперетворення та на зміну динаміки цього процесу. Існуючі методи дослідження цих процесів базуються на рівняннях Нав'є-Стокса [212-214] і різних їх спрощень. Зокрема, тиск у мастильному шарі вважається розподіленим рівномірно за товщиною шару (принцип Максвелла), тобто не залежить від радіусу: $p=p(\psi,z,t)$. У цьому випадку рух тонких мастильних шарів між поверхнями трибологічної системи, що забезпечує поступальний чи обертальний рух пари ковзання (рис. 3.1), можна описати наступним рівнянням Рейнольдса [212-214]

$$\frac{\partial}{R_2 \partial\psi}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{\partial\rho}{R_2\partial\psi}\right) + \frac{\partial}{R_2\partial z}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{\partial\rho}{R_2\partial z}\right) = 6\omega R_1 \frac{\partial(\rho h)}{R_2\partial\psi} + 12\frac{\partial(\rho h)}{\partial t}, \qquad (3.33)$$

де ψ, z, t – відповідно кругова і повздовжня координати і час процесу;

ρ – густина мастила, кг/м^3;

μ – динамічна в'язкість;

$h=h(\psi,z,t)$ – товщина мастильного шару;

ω – кутова швидкість обертання, рад/с;

R_1, R_2 – відповідно радіуси тіла обертання і зовнішнього нерухомого циліндричного тіла, м.

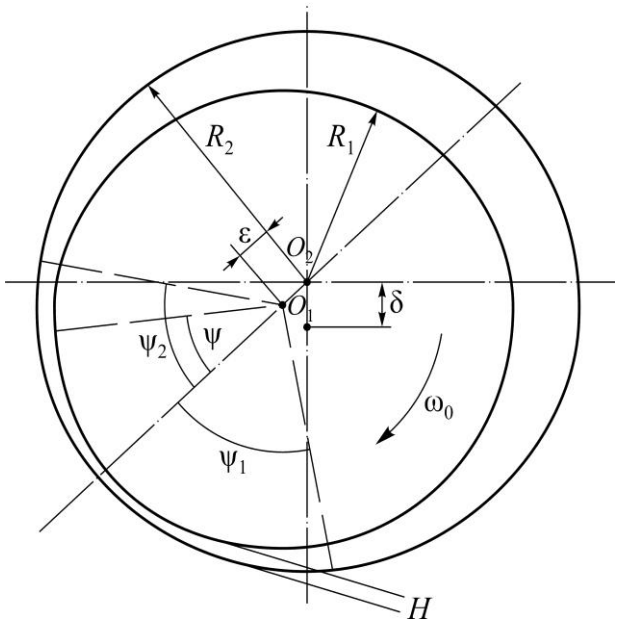


Рис. 3.3. Модель руху мастильних шарів між поверхнями

Під час вивчення процесу енергоперетворення, що виникає у трибологічній системі за наявності мастильного шару між парами тертя, виникає необхідність дослідити рух мастильного шару саме в ділянці безпосереднього контакту внутрішнього та зовнішнього елементів пари ковзання, тому рівняння (3.33) слід розглядати в діапазоні:

$$\psi_1 < \psi < \psi_2, \quad 0 < z < b, \quad t > 0, \tag{3.34}$$

де b – довжина ділянки контакту.

Граничні і початкові умови для рівняння (3.33) мають вигляд (j=1,2)

$$p(\psi_j, z, t) = 0, \quad p(\psi, 0, t) = p(\psi, b, t) = 0, \quad p(\psi, z, 0) = 0. \tag{3.35}$$

В ділянці контакту товщина мастильного шару $h(\psi, z, t)$ залежить від зміщень точок внутрішнього і зовнішнього елементів пари ковзання, які в свою чергу, залежать від контактного напруження, що виникає в області контакту, і які через принцип Максвелла будуть дорівнювати розподіленому тиску в мастильному шарі. Отже, товщину мастильної плівки $h(\psi, z, t)$ можна вважати деяким фунціоналом від $p(\psi, z, t)$, тобто

$$h(\psi, z, t) = L[p(\psi, z, t)]. \tag{3.36}$$

де z – довжина поверхні, яка контактує.

У такій постановці задача (3.33)-(3.36) може мати тільки числовий розв’язок, зокрема, методом кінцевих елементів. Тому необхідні подальші припущення і спрощення. Зокрема, можна вважати, що гідродинамічні процеси в парі ковзання не залежать від повздовжньої координати z, тобто швидкість руху мастила вздовж осі обертання суттєво менше швидкості кругового обертання і ним можна знехтувати. Крім того, із усталеним режимом обертання внутрішнього тіла пари тертя: $\omega(t)=\omega_0=\text{const}$ процес можна вважати стаціонарним, тобто: $h=h(\psi)$, $p=p(\psi)$. За таких припущеннь рівняння Рейнольдсу (3.33) набуде вигляду

$$\frac{d}{d\psi}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{dp}{d\psi}\right) = 6\omega_0 R_1 R_2 \frac{d(ph)}{d\psi}. \tag{3.37}$$

Далі будемо вважати, що мастило є не стисливим: $\rho=\text{const}$, але неньютонівською рідиною, тобто динамічна в’язкість залежить від

температури і тиску, а саме будемо вважати, що залежність в'язкості μ від тиску у шарі $p(\psi)$ описується співвідношенням Баруса [216]

$$\mu = \mu_0 e^{\xi p(\psi)},$$

де μ_0 – в'язкість мастил, яка відповідає зовнішнім тиску і температурі, (Н·с)/м^2;

ξ – п'єзо коефіцієнт в'язкості мастил, Па$^{-1}$ (для нафтових моторних мастил ξ~(2…3)·10^{-3} Па).

Рівняння Рейнольдса (3.37) у цьому випадку подамо так

$$\frac{d}{d\psi}\left(h^3 e^{\xi p(\psi)} \frac{dp}{d\psi}\right) = 6\mu_0 \omega_0 R_1 R_2 \frac{dh}{d\psi}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2, \tag{3.38}$$

Слід зазначити, що в рівняннях (3.33), (3.37) і (3.38) кут ψ, це кут, який відраховується за годинниковою стрілкою від кута ψ_1 входу в робочу зону пари ковзання, тобто в зону де тиск і сили тертя не нульові, до точки P_ψ, яка відповідає тиску $p(\psi)$ (рис. 3.2). Кут ψ_2 – це кут закінчення робочої зони пари ковзання. Поза робочою зоною будемо вважати тиск у мастильному шарі відсутнім.

Для рівняння Рейнольдса (3.38), з урахуванням вищесказаного, граничні умови мають вигляд

$$p(\psi_1) = p(\psi_2) = 0, \tag{3.39}$$

де $p(\psi_1)$, $p(\psi_2)$ – тиск мастила на вході та виході із зони безпосереднього контакту.

До рівняння Рейнольдса (3.38) слід також доєднати вираз для товщини шару мастил $h=h(\psi)$. При цьому можливі наступні випадки:

1) відсутність деформації в елементах пар ковзання в ділянці контакту, тоді безпосередньо із рис. 3.2 отримаємо наступний вираз

$$p(\psi) = \delta + \varepsilon \cos\psi, \tag{3.40}$$

де ε – ексцентриситет центрів тіл пар ковзання;

2) наявність деформації в елементах пар ковзання, у цьому випадку товщину мастильного шару можна подати так

$$h(\psi) = \delta + \varepsilon \cos\psi + u(\psi) - u(\psi_2),$$

де

$$u(\psi) = u_1(\psi) + u_2(\psi);$$

$u_{1,2}(\psi)$ – переміщення точок межі тіл ковзання, які можна визначити, зокрема, за формулами (3.25).

3.2.4. Розв’язок рівняння Рейнольдса для ньютонівських та неньтонівських рідин, що забезпечують процес енергоперетворення в елементах пари ковзання

Перейдемо до розв’язання рівняння Рейнольдса (3.38) при граничних умовах (3.39) і поданні (3.40). Безпосередньо із рівняння (3.39), після інтегрування за ψ, отримаємо

$$h^3 e^{-\xi p(\psi)} \frac{dp}{d\psi} = 6\mu_0 \omega_0 R_1 R_2 h + C, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \tag{3.41}$$

де значення h знаходиться з (3.10);

C – довільна стала, для визначення якої скористаємося наступними міркуваннями.

Тиск $p(\psi)$ у досліджуваному випадку буде досягати максимального значення $p_{\max}$ у разі виконання умови $dp/d\psi=0$. Ця умова буде виконуватись із деяким значенням ψ_0, якому буде відповідати мінімальна товщина мастильного шару $h_{\min}$:

$$\frac{dp(\psi_0)}{d\psi} = 0, \quad h_{\min} = h(\psi_0), \quad p_{\max} = p(\psi_0). \tag{3.42}$$

Якщо допустити, зокрема, що максимального значення тиск набуває у середині робочої ділянки пари ковзання, то можна вважати

$$\psi_0 = \frac{\psi_1 + \psi_2}{2}.$$

Отже, після підстановки ψ_0 у рівняння (3.41), з урахуванням умов (3.42), отримаємо

$$C = -\mu_0 6\omega_0 R_1 R_2 h_{\min}.$$

Остання формула дозволяє рівняння (3.41) подати так

$$e^{-\xi p}\frac{dp}{d\psi}=6\frac{\mu_0\omega_0R_1R_2\varepsilon\left(\cos\psi-\cos\psi_0\right)}{\left(\delta+\varepsilon\cos\psi\right)^3},\quad \psi_1<\psi<\psi_2. \tag{3.43}$$

Диференційне рівняння (3.43) допускає розділення змінних і, отже, для нього може бути отриманий розв’язок у квадратурах

$$e^{-\xi p}dp=6\frac{\mu_0\omega_0R_1R_2\varepsilon\left(\cos\psi-\cos\psi_0\right)}{\left(\delta+\varepsilon\cos\psi\right)^3}d\psi,\quad \psi_1<\psi<\psi_2. \tag{3.44}$$

Розглянемо спочатку випадок, коли мастило є ньютонівською рідиною, тобто $\zeta=0$, тоді із (3.43) отримаємо наступний вираз для питомого тиску в шарі мастил від ψ_1 до ψ

$$p(\psi)=6\mu_0\omega_0R_1R_2\varepsilon\int_{\psi_1}^{\psi}\frac{\left(\cos\alpha-\cos\psi_0\right)}{\left(\delta+\varepsilon\cos\alpha\right)^3}d\alpha,\quad \psi_1<\psi<\psi_2. \tag{3.45}$$

Не важко перевірити, що подання (3.45) задовольняє умовам (3.39).

При $\zeta\neq0$ (мастило є не ньютонівською рідиною) будемо мати наступний розв’язок рівняння (3.44)

$$\frac{e^{-\xi p(\psi)}}{\xi}=6\mu_0\omega_0R_1R_2\varepsilon\int_{\psi_1}^{\psi}\frac{\left(\cos\alpha-\cos\psi_0\right)}{\left(\delta+\varepsilon\cos\alpha\right)^3}d\alpha,\quad \psi_1<\psi<\psi_2$$

або

$$p(\psi)=-\frac{1}{\xi}\ln\left(6\xi\mu_0\omega_0R_1R_2\varepsilon\int_{\psi_1}^{\psi}\frac{\left(\cos\alpha-\cos\psi_0\right)}{\left(\delta+\varepsilon\cos\alpha\right)^3}d\alpha\right),\quad \psi_1<\psi<\psi_2. \tag{3.46}$$

Отримані вирази для розподілу питомого тиску $p(\psi)$ у мастильному шарі (3.45) і (3.46) для ньютонівських і неньютонівських мастил показують, що врахування в'язко-динамічних властивостей мастил суттєво впливає на розподіл тиску в мастильному шарі, а отже, і на критерії роботи пари ковзання. Це особливо важливо для мало-обертових суднових ДВЗ при значних критичних навантаженнях, які виникають, як в стаціонарних режимах, так і в перехідних процесах під час маневрування.

3.2.5. Визначення тисків та навантажень в анізотропному мастильному матеріалі, що забезпечує процес енергоперетворення крізь пари ковзання

Для визначення тисків та навантажень, які приймає на себе мастильний матеріал, що може знаходитися у ньютонівському або неньютонівському стані, введемо нові параметри пари ковзання:

$\delta_0 = \dfrac{\delta}{R_1}$ –відносний радіальний зазор;

$\varepsilon_0 = \dfrac{\varepsilon}{\delta}$ – ексцентриситет центрів тіл пар ковзання;

$r_0 = \dfrac{R_2}{R_1}$ – відносний радіус зовнішнього тіла пари обертання.

Тоді подання для питомого тиску $p(\psi)$ в мастильному шарі (3.45) і (3.46) перепишемо так:

- для ньютонівських мастил

$$p(\psi) = 6\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2} \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1+\varepsilon_0\cos\alpha)^3} d\alpha, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2; \tag{3.47}$$

•для неньютонівських мастил

$$p(\psi) = -\frac{1}{\xi}\ln\left(6\xi\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2} \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1+\varepsilon_0\cos\alpha)^3} d\alpha\right), \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \tag{3.48}$$

Отримані вирази (3.47), (3.48) дозволяють знайти вирази для ключових характеристик роботи пари ковзання. Зокрема, питоме (за довжиною пари ковзання) загальне навантаження P, Па/м, у робочій зоні пари ковзання (у несучому мастильному шарі) можна подати так

$$P = R_1 \int_{\psi_1}^{\psi} \cos(\pi - (\psi + \psi_0)) p(\psi) d\psi.$$

Остання рівність, з урахуванням подання (3.47), для ньютонівського мастила дозволяє отримати наступну формулу

$$P = R_1 6\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2} \int_{\psi_1}^{\psi_2} \cos(\pi - (\psi + \psi_0)) d\psi \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1+\varepsilon_0\cos\alpha)^3} d\alpha. \tag{3.49}$$

Для неньютонівського мастила отримаємо таку формулу

$$P = \frac{R_1}{\xi} \int_{\psi_1}^{\psi_2} \cos(\psi + \psi_0) \ln\left(6\xi\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2} \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1+\varepsilon_0\cos\alpha)^3} d\alpha\right) d\psi. \tag{3.50}$$

Введемо наступні безрозмірні коефіцієнти, які називають коефіцієнтом навантаження (або коефіцієнтом, що враховує незворотні втрати) пари ковзання:

- для ньютонівських мастил

$$\Phi_P = \Phi_P(\varepsilon_0, \psi_1, \psi_2) = -3\varepsilon_0 \int_{\psi_1}^{\psi_2} \cos(\psi + \psi_0) d\psi \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1 + \varepsilon_0 \cos\alpha)^3} d\alpha, \qquad (3.51)$$

- для неньютонівських мастил

$$\Phi_{P,\Theta} = \Phi_{P,\Theta}(\varepsilon_0, \psi_1, \psi_2, \Theta) = \\ = \int_{\psi_1}^{\psi_2} \cos(\psi + \psi_0) \ln\left(2\Theta \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1 + \varepsilon_0 \cos\alpha)^3} d\alpha \right) d\psi, \qquad (3.52)$$

де $\Theta = 3\xi\mu_0\omega_0 \dfrac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2}$.

Отже, для неньютонівських мастил коефіцієнт навантаження, крім традиційних параметрів ε_0, ψ_1, ψ_2, залежить також від безрозмірного параметра Θ.

З урахуванням формули (3.51) загальне навантаження в робочій зоні пари ковзання для ньютонівських мастил подаємо так

$$P = 2R_1\mu_0\omega_0 \frac{r_0}{\delta_0^2} \Phi_P. \qquad (3.53)$$

Для неньютонівського мастила, з урахування співвідношення (3.52), отримаємо наступну формулу

$$P = \frac{R_1}{\xi}\Phi_{P,\Theta}. \tag{3.54}$$

Крім сили загального тиску P, приведеної до довжин пари ковзання, до характеристик несучого мастильного шару відноситься сила в’язкого зсуву T, Па/м, також приведена до довжини пари ковзання. Цю силу, використовуючи результати роботи [217], подамо наступним чином

$$T = \int_{\psi_1}^{\psi_2} \frac{h(\psi)}{2}\frac{dp}{d\psi}d\psi + R_1R_2\int_{\psi_1}^{\psi_2}\frac{\omega_0\mu}{h(\psi)}d\psi \tag{3.55}$$

Із подання (3.55), отримаємо

$$T = \frac{3\mu_0\omega_0 r_0}{2\delta_0}\left(\int_{\psi_1}^{\psi_2}\frac{\varepsilon_0(\cos\psi - \cos\psi_0)e^{\xi p}}{(1+\varepsilon_0\cos\psi)^2}d\psi + \frac{1}{3}\int_{\psi_1}^{\psi_2}\frac{e^{\xi p}d\psi}{1+\varepsilon_0\cos\psi}\right) \tag{3.56}$$

Зауважимо, що подання (3.56) при ζ=0 опише силу в’язкого зсуву для ньютонівського мастила.

Безрозмірну величину

$$\Phi_T = \frac{3}{2}\int_{\psi_1}^{\psi_2}\frac{\varepsilon_0(\cos\psi - \cos\psi_0)e^{\xi p}}{(1+\varepsilon_0\cos\psi)^2}d\psi + \frac{1}{2}\int_{\psi_1}^{\psi_2}\frac{e^{\xi p}d\psi}{1+\varepsilon_0\cos\psi}$$

називають коефіцієнтом опору мастильного шару обертанню в парі ковзання, або безрозмірною характеристикою сили тертя, при ζ=0 для ньютонівських мастил і при $\zeta\neq0$ для неньютонівських. За допомогою останнього вираз для сили повздовжнього зсуву подамо так

$$T = \frac{\mu_0 \omega_0 r_0}{\delta_0} \Phi_T. \tag{3.57}$$

Наступний вираз

$$K_{tk} = \frac{T}{P},$$

називають коефіцієнтом тертя в парі ковзання, який згідно з поданнямі (3.53), (3.54) і (3.57) для ньютонівських мастил (для гідродинамічного мащення) можна подати так

$$K_{tk} = \frac{\delta_0}{2R_1} \frac{\Phi_T}{\Phi_P}, \tag{3.58}$$

для неньютонівських мастил (для граничного мащення) так

$$K_{tk} = \frac{\mu_0 \omega_0 r_0 \xi}{\delta_0 R_1} \frac{\Phi_T}{\Phi_{P,\Theta}}. \tag{3.59}$$

Механічна енергія, яка витрачається на подолання опору мастильного шару, визначається за формулою

$$A = K_{tk} P \omega_0 R_1. \tag{3.60}$$

При цьому еквівалентну кількість теплової енергії, яка втрачається за одиницю часу можна визначити так

$$W = K_{tk} P \omega_0 R_1. \qquad (3.61)$$

Вирази (3.60) і (3.61), з урахуванням подань (3.53), (3.54), (3.58) і (3.59), є справедливими як для ньютонівських, так і для неньютонівських мастил.

Отримані в цьому параграфі характеристики використовуються для прогнозування розрахунку довговічності і надійності пар ковзання суднових ДВЗ.

3.2.6. Критерії надійності роботи пар ковзання суднових дизелів, що забезпечують процес енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами

Як перший критерій довговічності і надійності роботи пари ковзання суднових ДВЗ із забезпеченням процесу енергоперетворення з мінімально неминучими незворотними втратами може бути прийнято максимальне допустиме значення величини питомого тиску $p(\psi)$, тобто максимальне значення розрахованого питомого тиску $p(\psi)$ не повинно перевищувати деякого допустимого значення $p_{доп}$, отриманого експериментальним шляхом:

$$\max\left|p(\psi)\right| < p_{доп}, \ \psi_1 \le \psi \le \psi_2.$$

Значення $p_{доп}$ для різних видів пар ковзання можна знайти в таблицях відомих довідників [218].

Другий критерій довговічності і надійності роботи пари ковзання ДВЗ пов'язаний з тепловиділенням W під час подолання сил тертя, яке можна визначити за формулою (3.61). Частина цього тепла переноситься мастилом:

$$W_1 = c_м Q_м (t_2 - t_1),$$

де $c_м$ – питома об’ємна тепломісткість мастила, Дж/°С;

$Q_м$ – витрата мастила, кг/м^3;

t_1, t_2 – температура мастила на вході і виході із робочої зони пари ковзання, °С.

Інша частина відводиться через зовнішнє тіло пари ковзання:

$$W_2 = k_м S_z (t_м - t_z),$$

де $k_м$ – коефіцієнт теплопередачі мастила, Вт/(м^2·°С);

S_z – зовнішня поверхня пари ковзання, м^2;

$t_м$, t_z – відповідно середня температура мастил у робочій зоні пари ковзання і температура зовнішнього середовища, °С.

Для нормальної роботи пари ковзання необхідно виконання теплового балансу:

$$W = W_1 + W_2.$$

Третім і, напевно, основним критерієм під час дослідження пар ковзання, є критерій Зоммерфельда, який за допомогою кривої Герсі-Штрібека (рис. 3.4), визначає умову наявності достатнього мастильного шару в робочій зоні пари ковзання, тобто визначає, чи тертя в робочій зоні є рідинним або півріднинним [219].

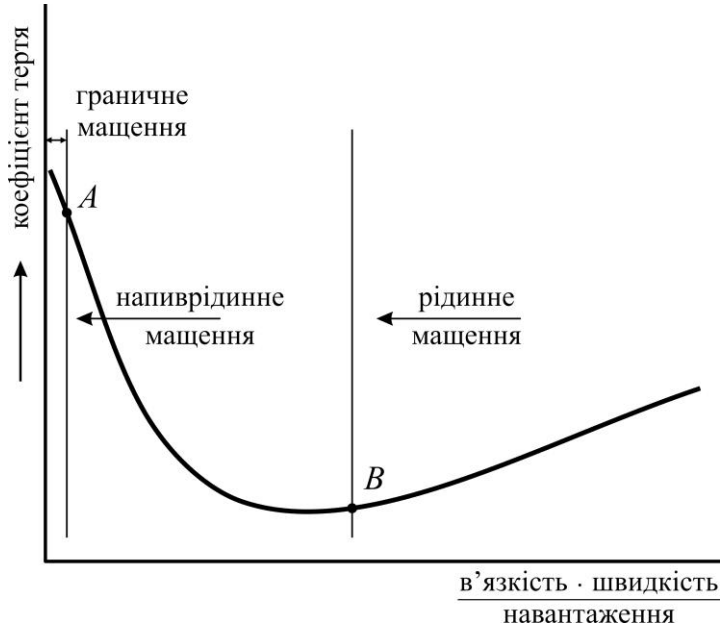


Рис. 3.4. Крива Герсі-Штрібека

В основі критерію Зоммерфельда лежить безрозмірний числовий параметр, який визначають так

$$\overline{\mathrm{So}} = \frac{p_s \delta_0^2}{\mu \omega_0},$$

де $p_s = P(2R_1)^{-1}$ – середній питомий тиск, Н/м^2.

Для широкого спектру параметрів побудовані таблиці критичних значень числа Зоммерфельда $\overline{\mathrm{So}}$, при цьому якщо

$$\mathrm{So} < \overline{\mathrm{So}},$$

то мастильний шар є достатнім та забезпечує гідродинамічний режим мащення, в іншому випадку

$$\mathrm{So} \geq \overline{\mathrm{So}},$$

мастильний шар є не достатнім і тертя в робочій ділянці є піврідинним або граничним.

За допомогою числа Зоммерфельда $\overline{So}$ визначають також нижній предел допустимої динамічної в’язкості, за якою виникає достатній мастильний шар у робочій зоні пар ковзання суднових ДВЗ, а саме

$$\mu \geq \frac{p_s \delta_0^2}{\omega_0 \overline{So}}.$$

3.3. Теоретичний опис явищ, що відбуваються в наноструктурованих шарах вуглеводневих рідин

Усі технічні рідини (у тому числі моторні мастила і палива) можна умовно розділити на три класи:

1) рідкі кристали (РК), для яких характерна впорядкованість у всьому об'ємі рідини;

2) ізотропні рідини;

3) епітропні рідкі кристали (ЕРК), молекули яких недостатньо мезогенні, проте під впливом поля твердої підкладки здатні утворювати орієнтаційно впорядкований пристінний шар (ОВПШ), що тягнеться вглиб рідини на відстань кількох сотень молекулярних шарів і відокремлений від ізотропної рідкої фази різкою межею поділу.

Існує певний клас технічних рідин, які недостатньо мезогенні, щоб утворювалася рідкокристалічна структура типу нематичного рідкого кристала (НРК). Однак під впливом поля Ван-дер-ваальсових сил, створюваних твердою підкладкою, такі рідини можуть утворювати тонкі

орієнтаційно впорядковані шари. У зв'язку з цим теорія, що пояснює виникнення таких шарів, повинна враховувати взаємодію молекул рідини з твердою підкладкою, а також взаємодію молекул поміж собою.

Переважне розташування молекул у наноструктурованій рідкокристалічній фазі може бути гомеотропное (у цьому випадку вісь молекул, або вектор-директор L, перпендикулярний поверхні твердої підкладки) і планарне (при паралельному розташуванні вектора-директора L поверхні). Ступінь орієнтаційної впорядкованості молекул у граничному шарі оцінюється параметром порядку S, який характеризує «щільність орієнтації» молекул у шарі. Параметр порядку відноситься до якісних характеристик орієнтаціно впорядкованого наноструктурованого ГЗШ. Товщина ГЗШ d_s відноситься до його кількісних показників.

До теперішнього часу відомі кілька моделей, що пояснюють властивості ЕРК – модель Ізінга, модель Ландау-де-Жена, модель Майера-Заупе [220]. У цих теоретичних дослідженнях шляхом аналізу вільної енергії як функції температури і відстані до підкладки показана можливість виникнення ЕРК фази поблизу твердої підкладки.

3.3.1. Модель Майера-Заупе

Оскільки ЕРК фаза близька за своїми властивостями до нематичного рідкого кристалу, можливе застосування до її опису статистичних моделей, що застосовуються для опису рідкокристалічного стану.

При побудові мікроскопічної теорії неоднорідної рідкокристаличної плівки, вкладеної між двома підкладками (прийнятими як непроникні тверді межі), розглядається взаємодія між довгими циліндрічно симетричними молекулами у формі анізотропного Ван-дер-ваальсового потенціалу [221].

Вважаючи, що підкладка задає планарну або гомеотропну орієнтацію, були отримані функціональні поверхні параметра порядку $S=f(z, l, T)$, де z – відстань до твердої підкладки, l – товщина плівки, T – температура. При $l<l_{кр}$ фазовий перехід у системі змінюється плавним спаданням параметра порядку з температурою. У роботах [164, 220, 221] визначено, що гомеотропна орієнтація в пристінних шарах мезофази виявляється більш стійкою, ніж планарна: для параметра порядку в центрі плівки товщиною $l\approx5\ldots25$ мкм отримані значення параметра порядку $S\approx0{,}075...0{,}08$ для планарной орієнтації і $S\approx0{,}2...0{,}25$ – для гомеотропної орієнтації.

Фазові перетворення в РК були досліджені в [223] у рамках моделі самоузгодженого поля Майера-Заупе в припущенні, що підкладка задає деяке фіксоване значення параметра порядку, що не залежить від температури, далеко від поверхні. Унаслідок цього виникає орієнтаційна неоднорідність за товщиною $S=f(z)$. Потенціал взаємодії в плівці визначається формулою

$$V_i = \langle P_2(\cos\theta_i)\rangle \sum_j V_{ij} S_j, \qquad (3.63)$$

де $P_2(\cos\theta) = 0{,}5(3\cos^2\theta - 1)$ – поліном Лежандра другого порядку;

$S_j = \langle P_2(\cos\theta_j)\rangle$ – поліном Лежандра, усереднений за функцією розподілу;

$V_{ij} = f\left(\left|\vec{r}_i - \vec{r}_j\right|\right)$ – співмножник, обумовлений парною взаємодією.

РК плівка розбивалася на інтервали шириною h, $(mh \le z_m \le (m+1)h)$, і залежність $S=f(z, T)$ розраховувалася для кожного з цих інтервалів шляхом розкладання (3.63) в ряд Тейлора з обривом на другому доданку. З огляду на звичайне усереднення, для параметра порядку були отримані залежності $S=f(z, T)$ для різних граничних умов, показані на рис. 3.5, і вирази для товщини шару, в межах якого параметр порядку практично незмінний,

$$\frac{L}{R} \approx \ln\left(T - T_c\right)^{-1},$$

де R – радіус міжмолекулярних взаємодій;

L – товщина шару.

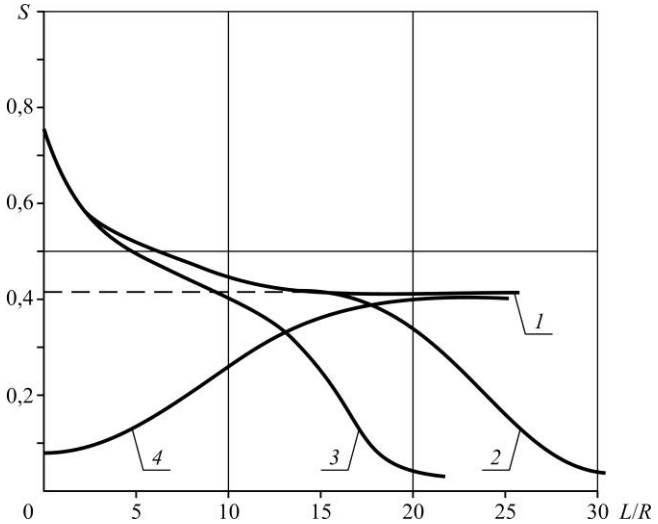


Рис. 3.5. Залежність локального параметра S від відстані до підкладки для напівнескінченного ЖК шару, отримана в рамках теорії Майера-Заупе: 1 – (S_b>S_c),4 – (S_b>S_c) – T<T_c; 2, 3 (S_b>S_c) – T_3>T_2>T_c

Із графіка видно, що температурний діапазон, у якому зберігається орієнтаційна впорядкованість у пристінних шарах, виявляється досить малим.

3.3.2. Модель Ландау-де-Жена

Близькі результати були отримані в роботах, які використовували феноменологічну теорію Ландау-де-Жена. Модель Ландау була запропонована для опису фазових переходів II-го роду і використовувалася

де Женом для розгляду передперехідних ефектів (світлорозсіювання, ефекти Керра і Коттон-Мутона) в ізофазі НРК, що являла собою маловпорядковану систему, молекули якої локально орієнтаційно впорядковані в межах деякої характерної довжини когерентності ξ. Для опису ізотропної фази з локальним упорядкуванням використовують розкладання в статечний ряд за скалярним параметром порядку *S* і його похідних. Тоді орієнтаційна частина щільності вільної енергії в скалярній формі запишеться у вигляді:

$$f(S)=\frac{1}{2}A(T-T^*)S^2-\frac{1}{3}BS^3+\frac{1}{2}CS^4+\varsigma\left(\frac{dS}{dz}\right)^2=f_0(S)+\varsigma\left(\frac{dS}{dz}\right)^2;$$

де *A*, *B*, *C* – феноменологічні константи розкладання;

ς – має сенс модуля пружності;

T^* – температура віртуального фазового переходу другого роду.

Вираз для вільної енергії, що припадає на одиницю площі ЖК плівки одиничної товщини, в припущенні, що вісь z спрямована перпендикулярно підкладці, має вигляд

$$\Im(S,T)=\int_0^l\left[f_0(S)+\varsigma\left(\frac{dS}{dz}\right)^2\right]dz. \qquad (3.64)$$

Мінімізація функціоналу призводить до диференціальних рівнянь Ейлера-Лагранжа:

$$\varsigma\frac{d^2S}{dz^2}=A(T-T^*)S-BS^2+CS^3;$$

яке повинно розв’язуватися з урахуванням граничних умов. Для напівнескінченної плівки розв’язок $S(z)$ може бути отриманий в аналітичній формі з урахуванням наступних граничних умов:

$$S_c = S(z)\big|_{z\to\infty} = 0;$$
$$\left(\frac{dS}{dz}\right)\Bigg|_{z\to\infty} = 0;$$
$$S(0) = S_b$$

$$S(z) = S_c \cdot \frac{1+\tau}{1+\sqrt{\tau}sh\left[\dfrac{z}{\xi(T)} + arcsh\dfrac{(1+\tau)\dfrac{S_c}{S_b}-1}{\sqrt{\tau}}\right]};$$

де введені позначення

$$\xi(T) = \frac{\sqrt{\dfrac{\varsigma}{AT^*}}}{\sqrt{\dfrac{T}{T^*}}-1};$$
$$\tau = \frac{T-T_c}{T_c-T^*},$$

T_c – температура фазового переходу НРК – ізотропна рідина [224].

Графіки $S(z)$для різних температур і значення S/S_c=1,1 подані на рис. 3.6.

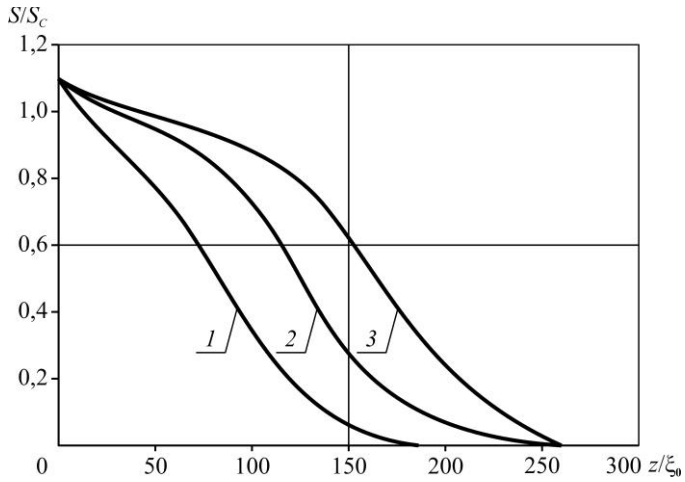


Рис. 3.6. Залежність локального параметра порядку S від відстані до підкладки, отримана за допомогою теорії Ландау-де Жена:
1 – ΔT=10 К; 2 – ΔT=1 К; 3 – ΔT=0,1 К

Як видно з рис. 3.6, за $T \to T_c$ ($\tau \to 0$) відбувається нуклеація нематичної фази поблизу твердої підкладки, причому товщина орієнтаційно впорядкованого шару визначається характерною довжиною $\xi^{/}$, що розходиться при $T \to T_c$:

$$\xi^{/} = \xi_0 arcsh \frac{S_c(1+\tau)/S_b - 1}{\sqrt{\tau}};$$

на відміну від ξ (T), що розходиться за $T \to T^*$.

Перший моношар молекул жорстко пов’язаний із поверхнею підкладки, функціонал (3.64) описує рідина поза першого моношару, а для повного опису РК препарату в розкладання $f(S)$ слід ввести польовий доданок $G(z)S$, де G – величина потенціалу підкладки на одиницю площі , яка визначає вплив першого молекулярного шару на сусідню об'ємну фазу. Тоді вираз для функціонала вільної енергії у разі плівки кінцевої товщини l перетвориться до виду

$$F(S)=\varphi(S_m)l+\xi_0\left[2\int_{S_m}^{S_b}\sqrt{\varphi(S)-\varphi(S_m)}dS-gS_b\right];$$

де $F(S)=\dfrac{\Im(S)}{AT^*}$; $\varphi(S)=\dfrac{f(S)}{AT^*}$; $g=\dfrac{G}{\xi_0 AT^*}$;

S_m – значення параметра порядку в середині плівки.

Процедура мінімізації проводиться в два етапи: на початку за функцією $S(z)$, а потім за її граничним значенням S, що призводить до наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases}\varphi(S_b)-\varphi(S_m)=\dfrac{g^2}{4};\\ \varphi^{/}(S_b)\cdot\left(1-\dfrac{\xi_0}{l}\displaystyle\int_{S_m}^{S_b}\dfrac{dS}{\sqrt{\varphi(S)-\varphi(S_b)}}\right)=0.\end{cases} \qquad (3.65)$$

Якщо система рівнянь (3.65) має більше однієї пари коренів, то обирається та з них, яка визначає найбільш низьке значення вільної енергії $F(S)$. При цьому, у випадку плівки кінцевої товщини існують два фазових переходи:

- об'ємний за температури $T_{cl}=f(l)>T_{c\to\infty}$, коли одночасно відчувають стрибок величини S_m і S_b;
- перехід в граничному шарі за температури $T_{cl}\neq f(l)>T_{c\to\infty}$, при якому стрибкоподібно змінюється тільки величина S.

Теорія Ландау-де-Жена не цілком задовільно описує нематического фазу за $T<T_c$, коли величина параметра порядку досить велика (S~0,5...0,7). Тому для опису приповерхневого впорядкування доцільно використовувати вираз для вільної енергії, яка розраховується для дисперсійної

міжмолекулярної взаємодії. З огляду на залежність енергії молекули від відстані до твердої поверхні, можна отримати:

$$W(z) = \langle W_i \rangle = P_2(\cos\vartheta_i) \cdot \sum_i V_{ij} S(z_j);$$

де $S(z_i) = \langle P_2(\cos\vartheta_i) \rangle$ – усереднення проводиться у всіх кутках між довгими осями молекул і директором *L*.

3.3.3. Ланцюгова модель Ізінга

Гамільтоніан системи, що складається з спінових елементів σ_i , має вид:

$$H = \sum_{\{\sigma_i\}} J_i \sigma_i \sigma_j + h\sigma_i. \tag{3.66}$$

Тут перший доданок описує взаємодію двох елементів із константою взаємодії *J*i, а другий – взаємодію елемента із зовнішнім полем з енергією h. При цьому передбачається, що константа взаємодії однакова для будь-якої пари елементів. Параметр порядку S (усереднене значення спінової змінної) визначається виразом

$$S = \langle \sigma_i \rangle = \frac{\sum_{\{\sigma_i\}} \sigma_i e^{-\beta H}}{\sum_{\{\sigma_i\}} e^{-\beta H}};$$

де $\beta = \dfrac{1}{kT}$ (*k* – константа Больцмана, *T* – абсолютна температура).

В одновимірній моделі Ізінга за відсутностю зовнішнього орієнтованого поля (*h*=0) спонтанна орієнтація елементів не виникає (*S*=0), а за наявності

поля ($h \neq 0$), яке визначає переважний стан елементів системи, середній параметр порядку відмінний від нуля.

Під час використання моделі Ізінга для опису ОВПШ рідини передбачається, як це має місце для реального об'єкта, що елементи (анізометричні молекули рідини) знаходяться в зовнішньому полі плоскої підкладки, нормальному до неї і спадному в міру віддалення від неї. Потенційна енергія елемента в такому полі має два мінімуми, що відповідають двом можливим геометріям розташування молекули відносно до поля (паралельно полю або перпендикулярно до нього). Під час використання моделі Ізінга передбачається, що молекули – елементи моделі відповідно можуть перебувати у двох можливих станах – гомеотропному або планарному відносно до положки. Ізотропній рідині відповідає рівність загального числа кожного зі станів. З огляду на те, що єдиний змінний параметр (зовнішнє поле) змінюється в одному вимірі – перпендикулярно підкладці, можна, застосувати найпростішу одновимірну модель, використання якої дає можливість провести точний розрахунок статистичної суми.

Для розрахунку значення локального параметра порядку в пристінному шарі виділяють сукупності ансамблів елементів – їх «ланцюжки», рівновіддалені від підкладки (рис. 3.7). Для виконання граничної періодичної умови передбачається, що такі ланцюжки є замкнутими. Очевидно, що в межах кожної з таких сукупностей елементів, значення поля постійне. Тому ОВПШ рідини можна розглядати як систему i_Q близько віддалених «ланцюжків», товщина яких дорівнює молекулярній довжині. Такі паралельні один одному і підкладці «ланцюжки» знаходяться в полі дальнодіючих поверхневих сил твердої підкладки (Ван-дер-ваальсової природи), спадної обернено пропорційно кубу відстані від підкладки. Кожна i-я ланцюжок знаходиться в постійному полі h_{i} тому що на відстані близько міжмолекулярної поле можна вважати однорідним.

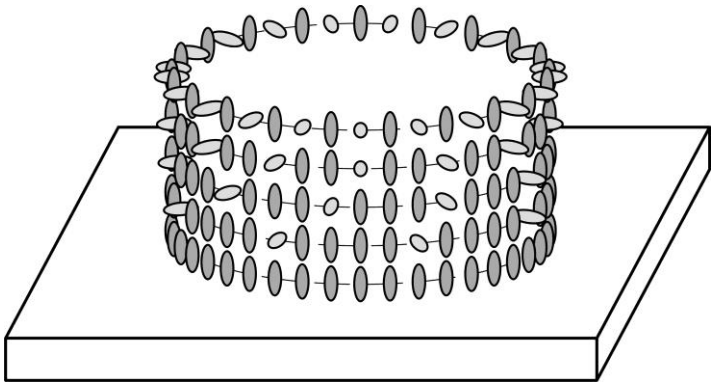


Рис. 3.7. Система Ізінгових «ланцюжків», що моделює орієнтаційно впорядкований полімолекулярний шар рідини на підкладці

З огляду на те, що взаємодія між молекулами швидко падає з відстанню, обмежившись наближенням найближчих сусідів, перепишемо гамільтоніан (3.66) у вигляді

$$H = \sum_{k=1}^{N} J \cdot \sigma_k \sigma_{k+1} + h_i \sigma_k .$$

Статистична сума, знайдена методом трансфер-матриці, має вигляд

$$Z_i = \left(\left[e^{\frac{1}{2}\beta J} \cdot ch(\beta h_1) + \sqrt{e^{\beta J} \cdot (sh(\beta h_1))^2 + e^{-\beta J}} \right] \right).$$

Середнє значення локального (середнього в межах окремій *i*-тій «ланцюжка») параметра порядку *S* дорівнює

$$S_i = \frac{sh(\beta \cdot h_1)}{\sqrt{[sh(\beta \cdot h_1)]^2 + e^{-4\beta J}}} . \qquad (3.67)$$

Для зручності введемо до розгляду безрозмірні параметри: відносну величину поля i-тій «ланцюжка» $\eta_i=\beta h_i$; величину міжмолекулярної взаємодії $\xi=\beta J$ і відношення цих двох величин.

Для оцінки параметра міжмолекулярної орієнтаційної взаємодії ξ приймаємо, що величина теплоти мезоморфного переходу нематик-ізотропна рідина зазвичай на порядок менше теплоти плавлення. Тому за T~300 К, kT~$4{,}1\cdot10^{-21}$ Дж отримаємо $\xi\approx1$.

Поле поверхневих сил, відповідно до вищезазначеного, зменшується з відстанню за законом $\eta_i=\dfrac{\eta_1}{i^3}$, де η_1 – відносна величина енергії поля, в якому знаходиться перший моношар («ланцюжок» елементів, безпосередньо на підкладці), а i – номер «ланцюжка». Оцінка допустимих значень цього параметра була проведена, виходячи з можливої природи зв'язку молекул першого моношару з підкладкою. При їх хімічному зв’язку, з урахуванням, що теплота адсорбції складає ~400000 Дж/моль, для величини η_1 отримаємо: $\eta_1\approx100$. У припущенні водневого зв’язку (25000 Дж/моль) молекули з підкладкою $\eta_1=10$. Зменшення параметра порядку S із віддаленням від підкладки (збільшенням номера «ланцюжка»), розраховане за (3.67) має вигляд, представлений на рис. 3.8 [225, 226].

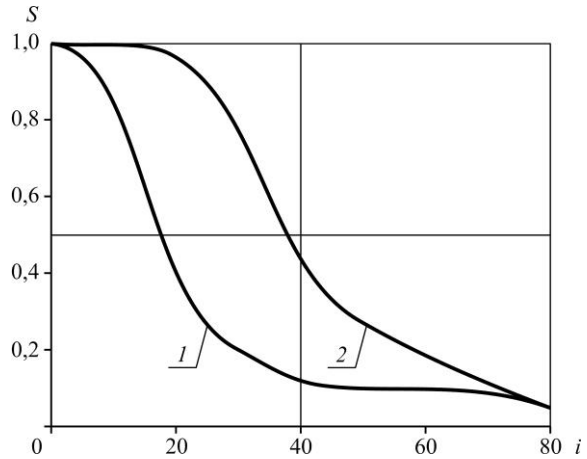


Рис. 3.8. Залежність параметра порядку S в системі ізінгових «ланцюжків» від номера ланцюжка i. Значення параметрів моделі: 1 – $\eta_1=10$; 2 – $\eta_2=100$, $\xi=4$

З рис. 3.8 видно, що при η_1=10 (водневий зв'язок) ОВПШ не спостерігається, а при η_2=100 (хімічний зв'язок) ОВПШ простягається на відстань до 20-ти молекулярних шарів.

Уже згадана модель, проте, дає завищене значення параметра порядку S і пророкує досить розмиту межу розділу між ЕРК та ізотропною рідиною. Незважаючи на ці недоліки, модель добре описує механізм утворення ОВПШ поблизу поверхні твердої підкладки.

3.4. Зміна енергетичних характеристик наноструктурованих шарів вуглеводневих рідин

3.4.1. Поведінка рідини на малих відстанях від металевої поверхні

Розглянемо випадок вузького шару завтовшки z_0 поблизу підкладки (буквально в кілька молекулярних розмірів), далі якого взаємодія молекули з поверхнею підкладки стає дуже незначною. Як відомо, найбільш дальнодіюче з некулонівських міжмолекулярних взаємодій диполь-дипольне убуває як $1/r^3$. Тим самим, навіть воно зменшується в 10 раз на відстані трьох молекулярних розмірів. Усі інші взаємодії (у тому числі і дисперсійне) зменшуються ще швидше. Будемо вважати, що параметр порядку S змінюється незначною мірою на таких масштабах. Дійсно, ми спостерігаємо шари з ненульовим параметром порядку на толщинах у сотні молекулярних шарів. Тобто ми маємо справу з типовим перенесенням параметра порядку вглиб середовища. Причому молекули, взаємодіючи між собою, «переносять» параметр порядку «дуже добре». Тому у нульовому наближенні приймемо його постійним у межах шару z_0 та запишімо вільну енергію одиниці площі цього шару в наступному вигляді

$$F_0 = \rho k_B T z_0 \int d^2 a_1 f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}) \ln f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}) -$$
$$-\frac{1}{2}\rho^2 z_0 \int d^2 \vec{a}_1 \int d^2 \vec{a}_2 f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}) f(\vec{a}_2 \cdot \vec{n}) \int d^3 \vec{r}_{12} V_{12}(\vec{a}_1, \vec{a}_2, \vec{r}_{12}) - \tag{3.68}$$
$$-\rho \int d^2 \vec{a}_1 f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}) \int_0^{z_0} dz V_s(\vec{a}_1, \vec{z});$$

де перший доданок є орієнтаційна ентропія, другий доданок описує взаємодію молекул між собою, а третій – описує взаємодію молекул із поверхнею. Розкладемо ефективну взаємодію молекул між собою і з поверхнею підкладки в ряд за поліномами Лежандра

$$\rho \int d^3 \vec{r}_{12} V_{12}(\vec{a}_1, \vec{a}_2, \vec{r}_{12}) = J_{12}^{(0)} + J_{12}^{(2)} P_2(\vec{a}_1 \cdot \vec{a}_2) + \ldots,$$
$$\frac{1}{z_0} \int_0^{z_0} dz V_s(\vec{a}_1, \vec{z}) = +J_S^{(0)} - J_S^{(2)} P_2(\vec{a}_1 \cdot \vec{k}) + \ldots; \tag{3.69}$$

де $\vec{k}$ – одиничний вектор, перпендикулярний до поверхні підкладки.

У формулах (3.68) і (3.69) усі коефіцієнти позитивні. Припустимо, що молекули притягуються всіма своїми «частинами» до підкладки. Тоді енергія взаємодії молекул із підкладкою буде мінімальною, якщо все молекули розташувати в площині, паралельній поверхні підкладки. Тому у формулі (3.69) стоїть знак «мінус». Зворотний випадок (коли перед другим доданком у формулі (3.69) стоїть знак «плюс») можливий тільки, якщо молекули мають особливий тип взаємодії з підкладкою, наприклад, притягнення до неї молекулярних «хвостів» і сильним відштовхуванням молекулярних «ядер». Отже, обираємо знак «мінус». Підставляючи розкладання (3.69) у формулу (3.68), отримаємо такий вираз для вільної енергії:

$$\frac{F_0}{\rho_0 z_0} = k_B T \int d^2 a_1 f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}) \ln[f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n})] - \\ -\frac{1}{2} J_{12}^{(2)} S_0^2 + J_2^{(2)} S_0 P_2(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}); \tag{3.70}$$

де S_0 – параметр нематичного порядку в шарі z_0, який визначається як:

$$S_0 = \int d^2 \vec{a} P_2(\vec{a} \cdot \vec{n}) f(\vec{a} \cdot \vec{n}). \tag{3.71}$$

При цьому, вільна енергія може бути інтерпретована як енергія, необхідна для розриву зв’язку, що утворився між окремими молекулами, який в рамках найпростішої статистики Больцмана для ізольованих лінійних ассоциатов молекул вимірюється в К [227].

З формули (3.70) випливає, що якщо $S_0 \neq 0$, то $\vec{n} \perp \vec{k}$. Іншими словами, директор нематичного порядку є паралельним площині підкладки. У цьому випадку вільна енергія мінімальна і може бути переписана в наступному вигляді:

$$\frac{F_0}{\rho_0 z_0} = k_B T \int d^2 \vec{a}_1 f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}) \ln[f(\vec{a}_1 \cdot \vec{n})] - \frac{1}{2} J_{12}^{(2)} S_0^2 - \frac{1}{2} J_S^{(2)} S_0 - \frac{1}{2} J_{12}^{(0)} - J_S^{(0)}. \tag{3.72}$$

Мінімізуючи функціонал (3.72) відносно до функції розподілу $f(\vec{a} \cdot \vec{n})$ з урахуванням нормування, отримуємо наступне рекурентне співвідношення для параметра порядку S_0:

$$S_0 = \frac{1}{I} \int dt P(t) \exp\left\{ \left[\tilde{J}_{12}^{(2)} S_0 + \frac{1}{2} \tilde{J}_S^{(2)} \right] P_2(t) \right\}; \tag{3.73}$$

де

$$I = \int dt \exp\left\{\left[\tilde{J}_{12}^{(2)} S_0 + \frac{1}{2}\tilde{J}_S^{(2)}\right] P_2(t)\right\}; \tag{3.74}$$

і

$$\tilde{J}_{12}^{(2)} = J_{12}^{(2)} / k_B T, \tilde{J}_S^{(2)} = J_S^{(2)} / k_B T. \tag{3.75}$$

Нарешті, з урахуванням виразів (3.74) і (3.75) вільна енергія (3.73) може бути переписана наступним чином:

$$\frac{F_0}{\rho_0 z_0} = \frac{1}{2}\tilde{J}_{12}^{(2)} S_0^2 - \ln I. \tag{3.76}$$

У разі відсутності взаємодії молекул з підніжкою $\left(\tilde{J}_S^{(2)} = 0\right)$ вираз (3.74) являє собою звичайне рівняння Майера-Заупе. Як відомо, воно має два розв’язки, що задовольняють мінімуму вільної енергії (3.76). Один з розв’язків $S_0 = 0$ відповідає ізотропній рідині і реалізується при $\tilde{J}_{12}^{(2)} \le 4{,}54$. В іншому випадку реалізується нематического фаза з параметром порядку $S_0 \ge 0{,}42...0{,}44$ (див. криву 1 на рис. 3.9), що свідчить про молекули, які недостатньо мезогенних $\left(\tilde{J}_{12}^{(2)} \le 4{,}54\right)$ в нормальних умовах, тому далеко від підкладки речовина являє собою ізотропну рідину. Однак взаємодія молекул речовини з підкладкою змінює картину в безпосередній близькості від підкладки.

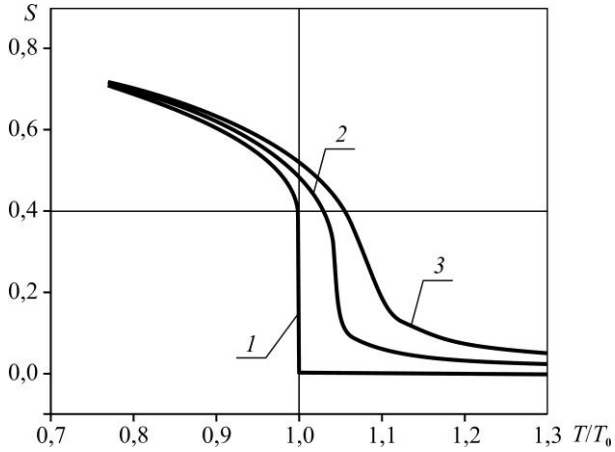


Рис. 3.9. Параметр порядку як функція температури:

$$1-\widetilde{J}_S^{(2)}=0;\ 2-\frac{\widetilde{J}_S^{(2)}}{\widetilde{J}_{12}^{(2)}}=0{,}02;\ 3-\frac{\widetilde{J}_S^{(2)}}{\widetilde{J}_{12}^{(2)}}=0{,}04$$

Дійсно, при $\widetilde{J}_0^{(2)}\neq 0$ рівняння (3.74) має один єдиний розв’язок S_0>0,5 (див. криві 2 і 3 на рис. 3.9). Тим самим, анізотропне тяжіння молекул речовини до підкладки однозначно індукує нематичну фазу в недостатньо мезогенній речовині в безпосередній близькості від підкладки.

3.4.2. Поведінка рідини на великих відстанях від металевої поверхні

У разі, коли молекули речовини знаходяться досить далеко від підкладки, взаємодією молекул речовини з підкладкою можна знехтувати. У цьому випадку, вільну енергію одиниці площі залишку прошарку можна записати в наступному вигляді:

$$F=\rho k_B T\int d^2\vec{a}_1\int dz_1\, f\left(\vec{a}_1\cdot\vec{n}\right)\ln\left[f\left(\vec{a}_1\cdot\vec{n},z_1\right)\right]-$$
$$-\frac{1}{2}\rho^2\int d^2\vec{a}_1\int d^2\vec{a}_2\int dz_1\int d^2\vec{r}_{12}\, f\left(\vec{a}_1\cdot\vec{n},z_1\right)f\left(\vec{a}_2\cdot\vec{n},z_2\right)V_{12}\left(\vec{a}_1,\vec{a}_2\cdot\vec{r}_{12}\right).$$

Мінімізуючи функціонал F за функцією розподілу $f\left(\left(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}\right), z\right)$ з урахуванням умови нормування, отримуємо наступне співвідношення:

$$f\left(\left(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}\right), z_1\right) = \frac{1}{I} \exp\left\{ \frac{\rho}{k_B T} \int d^2\vec{a}_2 \int d^3\vec{r}_{12} f\left(\left(\vec{a}_2 \cdot \vec{n}\right), \vec{r}_{12}\right) V_{12}\left(\vec{a}_1 \cdot \vec{a}_2, \vec{r}_{12}\right) \right\}; \qquad (3.77)$$

де

$$I = \int d^2\vec{a}_1 \exp\left(\frac{\rho}{k_B T} \int d^2\vec{a}_2 \int d^3\vec{r}_{12} f\left(\left(\vec{a}_2 \cdot \vec{n}\right), z_2\right) V_{12}\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2, \vec{r}_{12}\right) \right). \qquad (3.78)$$

Оскільки функція розподілу $f\left(\left(\vec{a}_1 \cdot \vec{a}_2\right), z\right)$ мало змінюється з відстанню між молекулами $\vec{r}_{12}$ порівнянно з потенціалом міжмолекулярної взаємодії $V_{12}\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2, \vec{r}_{12}\right)$, то для оцінки інтеграла за міжмолекулярним вектором $\vec{r}_{12}$ можна скористатися методом перевалу, розклавши функцію $f\left(\left(\vec{a}_1 \cdot \vec{n}\right), z_2\right)$ у ряд Тейлора за z в точці z_1:

$$\begin{gathered} \int d^3\vec{r}_{12} f\left(\left(\vec{a}_2 \cdot \vec{n}\right), z_2\right) V\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2, \vec{r}_{12}\right) = \\ = V_0\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2\right) f\left(\left(\vec{a}_2 \cdot \vec{n}\right), z_1\right) + V_2\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2\right) \frac{\partial^2}{\partial z^2} f\left(\left(\vec{a}_2 \cdot \vec{n}\right), z_1\right) + \ldots; \end{gathered} \qquad (3.79)$$

де

$$V_i\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2\right) = \int d^3\vec{r}_{12} z_{12}^i V\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2, \vec{r}_{12}\right), \quad i = 0,2. \qquad (3.80)$$

Зауважимо, що в ряді (3.79) не будє доданків з непарними індексами i. Розкладемо величини $V_i\left(\vec{a}_1, \vec{a}_2\right)$ в ряд за поліномами Лежандра:

$$V_i(\vec{a}_1,\vec{a}_2)=J_i^{(0)}+J_i^{(2)}P_2(\vec{a}_1,\vec{a}_2)+\ldots,\quad i=0,2. \tag{3.81}$$

Підставляючи формулу (3.81) у (3.80), (3.80) у (3.79), (3.79) у (3.77) і (3.78), вводячи параметр порядку S за формулою (3.71), і з огляду на тільки ті складові у формулі (3.79) , які виписані (тобто до першого змінюється з відстанню z до підкладки), отримуємо наступні рівняння:

$$S(z)=\frac{1}{I(z)}\int dtP_2(t)\exp\left(\left[\tilde{J}_0^{(2)}S(z)+\tilde{J}_2^{(2)}S^{//}(z)\right]P_2(t)\right); \tag{3.82}$$

де

$$I(z)=\int_{-1}^{1}dt\exp\left(\left[\tilde{J}_0^{(2)}S(z)+\tilde{J}_2^{(2)}S^{//}(z)\right]P_2(t)\right); \tag{3.83}$$

і

$$\tilde{J}_0^{(2)}=\frac{\rho J_0^{(2)}}{k_BT};\quad \tilde{J}_2^{(2)}=\frac{\rho J_2^{(2)}}{k_BT}. \tag{3.84}$$

Система диференціальних рівнянь (3.82) і (3.83) другого порядку за S з граничними умовами

$$S(0)=S_0,\quad S(\infty)=S_\infty, \tag{3.85}$$

де S_0 визначається рівнянням (3.74), а S_∞ визначається тим же рівнянням, але з коефіцієнтом $\tilde{J}_0^{(2)}=0,$ описує зміна параметра порядку S з видаленням z від

підкладки. З огляду на те, що величина $\tilde{J}_2^{(2)} S^{//}(z)$ дуже мала, експоненту в рівняннях (3.82) і (3.84) можна розкласти за нею в ряд і обмежитися першим складовим, який залежить від $S^{//}$. Тоді замість системи (3.82)-(3.84) будемо мати наступне рівняння:

$$S^{//} = -\frac{1}{\tilde{J}_2^{(2)}} \cdot \frac{SI_0(S) - I_1(S)}{SI_1(S) - I_2(S)}, \tag{3.86}$$

де інтеграли $I_k(S)$ визначаються наступним чином:

$$I_k(S) = \int_{-1}^{1} dt P_2^k(t) \exp\left(\tilde{J}_0^{(2)} S P_2(t)\right).$$

Для того, щоб чисельно розв'язати рівняння (3.86) з граничними умовами (3.85), простіше переписати його у вигляді:

$$S^{//} = -\sqrt{\frac{2}{\tilde{J}_2^{(2)}} \int_S^{S_\infty} dS \frac{SI_0(S) - I_1(S)}{SI_1(S) - I_2(S)}}$$

з однією граничною умовою $S(0)=S_0$. Однак, аналітично зручно досліджувати рівняння (3.86). Знайдемо точки перегину на кривій $S(z)$. З рівняння (3.86) випливає, що в цих точках

$$S = \frac{I_1(S)}{I_0(S)}. \tag{3.87}$$

Рівняння (3.87) є звичайне рівняння Майера-Заупе. Як відомо, існує два особливих значення змінної $\tilde{J}_0^{(2)}$, за яких змінюється кількість розв'язків рівняння (3.87). Перший $(\tilde{J}_N^*)$ називається точкою втрати стійкості нематичної фази, другий $(\tilde{J}_I^*)$ – точкою втрати стійкості ізотропної фази. При

$\widetilde{J}_0^{(2)} < \widetilde{J}_N^*$ рівняння (3.87) має єдиний розв'язок, відповідний ізотропній фазі (S=0) – крива 1, рис. 3.10. У цьому випадку ніяка відстань z від підкладки не виділяється на тлі інших. Таким чином, молекули, для яких $\widetilde{J}_0^{(2)} < \widetilde{J}_N^*$, не утворюють ніяких виділених «шарів».

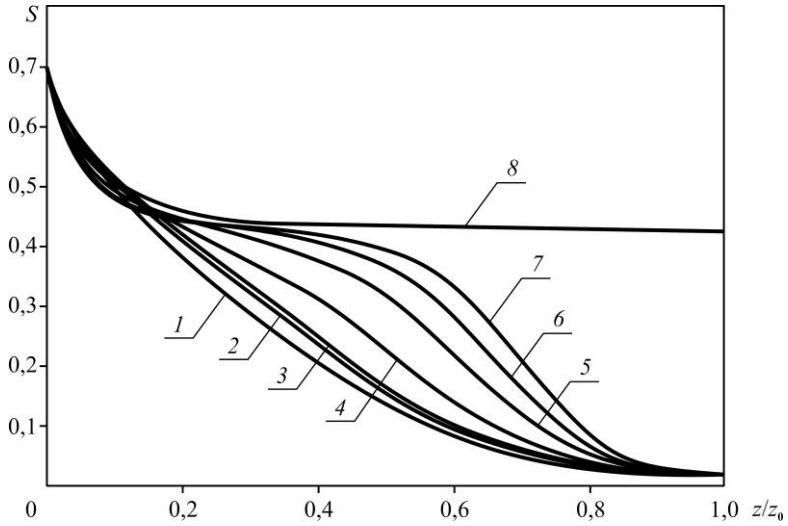


Рис. 3.10. Параметр порядку як функція відстані до підкладки при різних значеннях параметра $\widetilde{J}_0^{(2)}$:

1 – 4,44; 2 – 4,49; 3 – 4,50; 4 – 4,53; 5 – 4,54; 6 – 4,5415; 7 – 4,5418; 8 – 4,5419

При $\widetilde{J}_0^{(2)} > \widetilde{J}_N^*$ рівняння (3.86) має єдиний розв'язок, відповідний нематичній фазі (S>0) – крива 8, рис. 3.10.

І, нарешті, припустимо, що молекули задовольняють умові

$$\widetilde{J}_N^* < \widetilde{J}_0^{(2)} < \widetilde{J}_I^*. \tag{3.88}$$

У цьому випадку рівняння Майера-Заупе має три розв'язки, два з яких відповідають мінімумам вільної енергії, а третій – максимуму. Припустимо також, що головний мінімум вільної енергії відповідає ізотропній фазі. Тоді поблизу підкладок рідина є структурно впорядкованою з деяким параметром порядку S>0 (криві 2-7, рис. 3.10). Таким чином, при виконанні умови (3.88) можливе утворення ЕРК-фази. Що стосується товщини цієї фази, то в разі

рівняння (3.86), лінійного за $S^{//}$, вона цілком визначається коефіцієнтом $\tilde{J}_0^{(2)}$, який також містить у собі щільність і температуру.

Рис. 3.10 відноситься до випадку напівнескінченного пристінного шару, обмеженого з одного боку твердою підкладкою. Результати обчислень для випадку, коли рідина обмежена двома підкладками, представлені на рис. 3.11. Наведені на рис. 3.10-3.11 результати виконані за допомогою стандартного програмного пакета HyperChem, що враховує методи молекулярної динаміки [228].

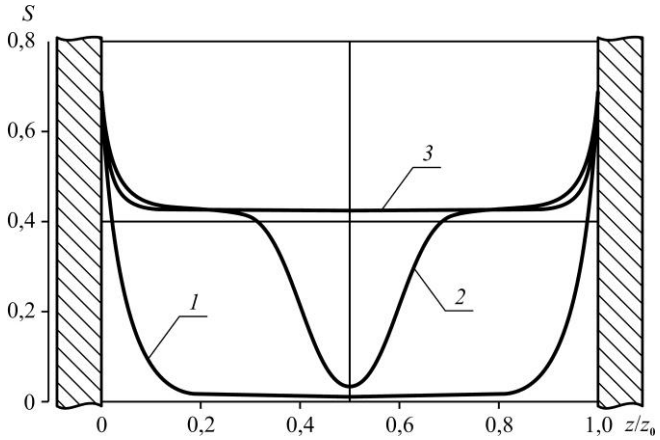


Рис. 3.11. Параметр порядку як функція відстані до підкладки:
1 – ізотропна рідина, 2 – ЕРК, 3 – НРК
(вертикальними лініями показані підкладки)

Таким чином, особливий тип поведінки параметра порядку поблизу межі речовини з підкладкою пояснюється наявністю побічного мінімуму у вільній енергії. Такий стан реалізується, якщо речовина близько до переходу в нематичну фазу. У цьому випадку досить невеликого анизотропного тяжіння молекул речовини до підкладки, щоб «метастабільний» нематичний стан «проявивя» на деякій відстані z^* від підкладки. При цьому, глибина безпосередньої взаємодії молекул проникнення взаємодії з підкладкою z_0 багато менше z^*. Крім того, метастабільний нематичний стан переноситься далеко вглиб речовини за допомогою взаємодії його молекулярних шарів один з одним [229].

3.5. Визначення якісних і кількісних характеристик мастильних шарів, що забезпечують процес енергоперетворення в теплових двигунах

Для підтвердження можливості використання теоретичних моделей, що пояснюють властивості ЕРК, для вуглеводневих технічних рідин (моторного мастила і палива), проводилися дослідження з визначення параметра порядку *S* їх ОВПШ. При цьому вивчалася поведінка технічних вуглеводневих рідин, що забезпечують режим змащування в симетричних тріадах металева поверхня – рідина – металева поверхня суднових технічних засобів, розглядалося з позиції самоорганізованої наноструктури ГЗШ.

У процесі полімолекулярної адсорбції ряду технічних рідин (моторного мастила і палива) на поверхні металевого тіла порівняно велика величина міжмолекулярних сил обумовлює можливу зміну характеристик приповерхневого шару. Найбільш добре і детально цей ефект вивчено для ароматичних сполук, що належать до класу монозаміщених бензолу [224, 230]. У цьому випадку асиметричне поле поверхневих сил, що діє з боку ліофільної твердої підкладки, призводить до орієнтаційного впорядкування рідкокристалічного типу в приповерхневих шарах. Тому такі ОВПШ мають особливі фізико-хімічні властивості (теплоємність, анізотропію оптичних характеристик, наявність структурної компоненти розклинюючого тиску). Ці властивості настільки відрізняються від об’ємних, що ОВПШ розглядають як особу граничну фазу – ЕРК.

Разом з тим є ряд свідчень на користь того, що і для рідин з принципово іншою структурою (неполярні сполуки з нульовим дипольним молекулярним моментом), але з наявністю анізометрі молекулярної форми можуть проявлятися особливі фізичні властивості пристінних шарів. Насамперед це результати дослідження особливостей товщинних залежностей реологічних характеристик [231], а також дослідження індукованого підкладкою

подвійного променепереломлення [232]. Подібні дослідження проводилися для ряду технічних рідин (мастильно-охолоджуючих реагентів [233], моторних мастил [234] і палива [235]), проте отримані в них наукові результати не зіставлялися з теоретичними моделями утворення та функціонування ОВПШ.

Відмінність від нуля орієнтаційного параметра порядку S в діапазоні товщини ОВПШ призводить до анізометрії оптичних характеристик (зокрема коефіцієнта заломлення світла, що проходить через ізотропну n_{iso} фазу і граничний шар $n_{\text{гр}}$), що обумовлює ненульові значення $\Delta n = n_{\text{iso}} - n_{\text{гр}}$ і підвищення коефіцієнта в'язкості для аліфатичних рідин, що складаються з довголанцюгових молекул, до яких відносяться вуглеводневі технічні рідини (моторне мастило і паливо) [165]. Так відомо [224, 236], що інфрачервоні спектри поглинання моторних мастил в тонких прошарках мають яскраво виражені особливості порівняно з обсягом, що може бути пов'язано з ефектами димеризації (тобто об'єднання двох молекул в один кластер), які зазвичай пов'язані з орієнтаційним упорядкуванням поблизу підкладки. Методами вимірювання подвійного променепереломлення було встановлено, що поблизу кварцових і металевих підкладок моторні мастила проявляють здатність формування ЕРК шарів, причому товщина таких шарів досягає 8...12 мкм, що суттєво вище, ніж для ЕРК, що складаються з ароматичних молекул. Тип орієнтації молекул залежить від способу модифікації поверхні підкладок, проте переважно (у 85...90% випадків) молекули моторних мастил в ГЗШ розташовуються гомеотропно поверхні [237].

Під час експериментальних досліджень оптичним методом дихроїзма поглинання виконувалося вивчення залежності оптичної щільності D від товщини прошарку мастильного шару, що дозволяє оцінити просторову межу ОВПШ – d_s і ступінь його орієнтаційної впорядкованості, яка характеризується величиною скалярного параметра порядку S.

Контроль зміни даного параметра виконувався на установці, схема якої показана на рис. 3.12.

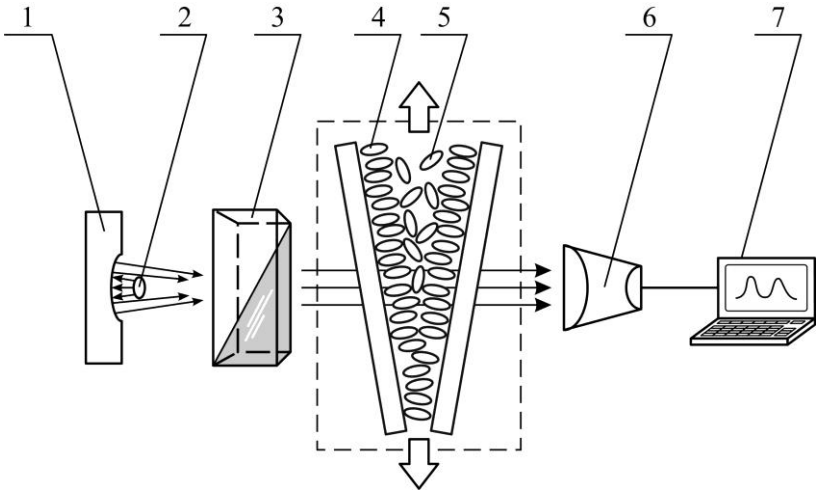


Рис. 3.12. Схема установки для визначення анізотропії оптичних характеристик граничного шару ЕРК:
1 – лінза, що фокусує; 2 – джерело світла; 3 – поляризатор; 4 – клиноподібна кювета; 5 – досліджувана рідина; 6 – фотоелектронний пристрій; 7 – персональний комп’ютер

Від джерела світла 2 світловий промінь фокусувався лінзою 1 і паралельним пучком прямував через поляризатор 3 в обсяг досліджуваної рідини 5. Для здійснення процедури сканування граничного шару за товщиною використовувалася клиноподібна кювету 4, виконана з полірованого кварцового скла. Обсяг кювети заповнювався досліджуваної рідиною, молекули якої поблизу кварцової поверхні формували граничний шар з упорядкованою структурою молекул. Під час експерименту кювета переміщалася в напрямку, перпендикулярному напрямку падаючого світла. Інтенсивність світла, що проходить, фіксувалася за допомогою фотоелектронного пристрою 6 і передавалася на персональний комп'ютер 7 [238].

Дослідження проводилися для наступних суднових моторних мастил:

•Castrol Vection 15W-40, Shell Rimula R4X (використовуються в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A);

•Castrol TLX PLUS 404, Shell Navigo Tepeo 40/40 (використовуються в системі циркуляційного мащення суднового дизеля MAN-B&W V32/40), характеристики яких наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Основні характеристики моторних мастил, що використовуються при проведенні експерименту

Параметр, розмірність	Марки моторного мастила			
	Castrol TLX PLUS 404	Shell Navigo Tepeo 40/40	Castrol Vection 15W-40	Shell Rimula R4X 15W40
Клас SAE	40	40	15	15
Густина при 15°C, кг/м^3	915	915	910	906
Кінематична в’язкість при 40°C, сСт	149	142	96	95
Кінематична в’язкість при 100°C, сСт	15,16	14,17	13,66	12,93
Температура спалаху, °C	220	225	222	218
Температура застигання, °C	-16	-14	-14	-18
Загальне лужне число, мгКОН/г	35,5	37,4	10,2	10,3

Спектрофотометричні експерименти проводилися в двох геометріях – «на просвіт» і «в шарі». У першому випадку досліджуваний прошарок розміщувався між підкладками, а світловий вектор падаючого світла був перпендикулярним поверхні підкладки. Далі формувався клиновидний зазор, при цьому діапазон товщини експерименту 1...10 мкм і ухил зазору α~1,2 мкм/мм задавалися спейсером, вкладеним з одного боку кювети. Створений клин уміщався в спектрофотометр і сканувався за товщиною на довжині хвилі поглинання домішку або на довжині хвилі максимуму вікна прозорості матриці (для випадку монодисперсної суспезії нанотрубок). Сканування шару за товщиною здійснювалося в діапазоні 3...20 мкм, що відповідало передбачуваній товщині ГЗШ. Температура в експериментах підтримувалася в діапазоні (20±2)°С.

Для визначення профілю клиновидного зазору проводилося сканування монохроматичним світловим зондом з довжиною хвилі λ_0=240 нм у напрямку зростання товщини повітряного зазору і проводився запис залежності інтенсивності світла *I*, що проходить, від положення світлового зонда при переміщенні уздовж *x* – *I*=*f*(*x*). Оцінка профілю проводилася щодо положень інтерференційних екстремумів, що дозволяло судити про профіль зазору до товщини $d = \lambda_0/4$=60 нм. Для більш детальної оцінки профілю і для уточнення його при товщині $d = \lambda_0/4$ використовувалося очевидне співвідношення двопроменевої інтерференції:

$$I_d = \frac{I_{\max} - I_{\min}}{2} + \left(\frac{I_{\max} - I_{\min}}{2}\right)\cos\frac{4\pi}{\lambda}d;$$

де I_d – поточне значення інтенсивності при товщині зазору *d*;

$I_{\max}$, $I_{\min}$ – відповідно значення інтенсивностей двох сусідніх інтерференційних екстремумів [148, 222].

Так само, як і для РК, як параметри, що описують впорядкованість граничної фази, було обрано напрямок переважної орієнтації довгих осей молекул (директор *L*) і ступінь впорядкованості (параметр далекого орієнтаційного порядку *S*).

У [220] було отримано вираз для коефіцієнта поглинання μ_s лінійно поляризованого світла орієнтаційно впорядкованим ансамблем молекул із довільною орієнтацією вектора дипольного моменту переходу в молекулі

$$\mu_s = \mu_{izo}\left(1 - mS\left(1 - 3\cos^2\beta \cdot \sin^2\alpha\right)\right)d;$$

де μ_{izo} – коефіцієнт поглинання світла ізотропним середовищем;

m – молекулярний параметр, який визначається кутом між дипольним моментом відповідного електронного переходу і довгою віссю молекули;

β – кут між електричним вектором світлової хвилі і проєкцією директора *L* на поверхню підкладки;

α – кут між директором *L* і нормаллю до поверхні підкладки.

Аналізуючи залежність коефіцієнта μ_s від відстані *d* до поверхні твердої підкладки $\mu_s = f(d)$, можна встановити тип орієнтації молекул, значення параметра порядку *S* і ступінь однорідності граничної фази [50, 165, 168, 222].

Інтенсивність світла *I*, що пройшов через шар досліджуваної рідини товщиною *d*, визначається відповідно до закону Бугера за виразом

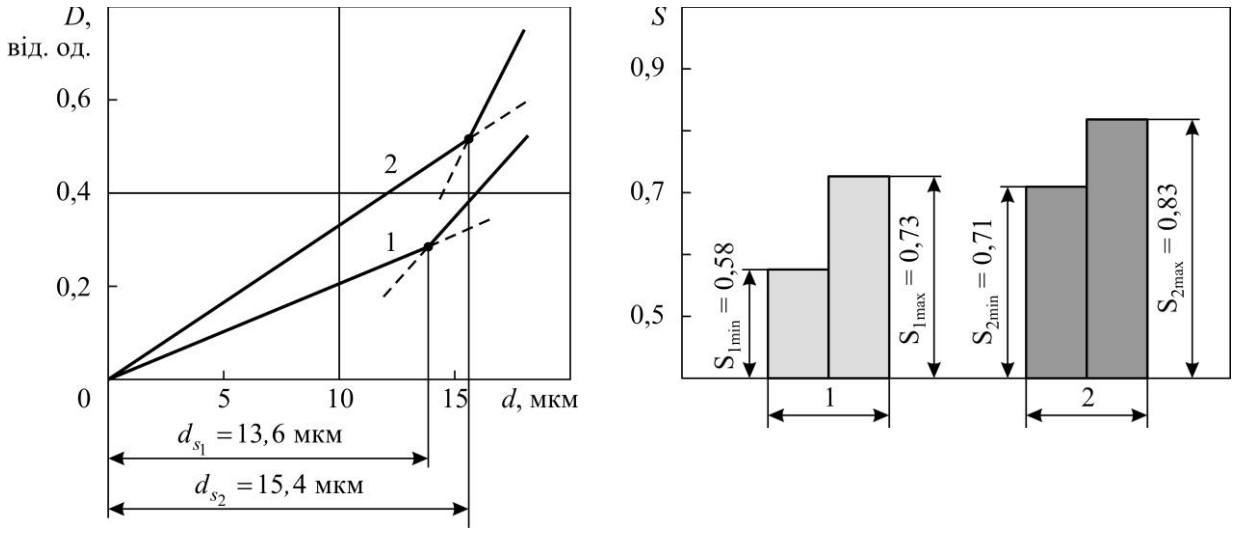
$$\ln I = \ln I_0 - \mu d$$

або

$$D = \mu d,$$

де $D = \frac{\ln I}{\ln I_0}$ – оптична щільність світловода, заповненого досліджуваною рідиною.

У разі структурної неоднорідності прошарку (наприклад, наявності орієнтаційно впорядкованого шару) залежність $D=f(d_s)$ не є лінійної, що дозволяє розрахувати аналогічну залежність для параметра порядку S і встановити характер переходу граничної фази рідини в об'ємну. Результати вимірювань проілюстровані на рис. 3.13, а.



а) *б*)

Рис. 3.13. Результати експерименту:

а) залежності оптичної щільності ГЗШ D (відносні одиниці) від товщини їх мультимолекулярних шару d (мкм);

б) параметр порядку S для різних моторних мастил;

1 – моторне мастило Shell Rimula R4X 15W40;

2 – моторне мастило Castrol Vection 15W40

Апроксимувавши залежність двома лінійними залежностями, можна оцінити величину структурних параметрів «гостей» упорядкованих

гомеотропно, тобто перпендикулярно до підкладки. Розрахунок параметра порядку *S* проводився за формулою:

$$S = 1 - \mu_s / \mu_{iso},$$

де μ_s, μ_{iso} – коефіцієнти поглинання лінійно поляризованого світла пристінного шару та ізотропної рідкої фази, а також контролювався за виразом

$$S = \frac{R-1}{R+2},$$

де *R* – дихроичное відношення, яке визначається відношенням оптичної щільності у двох поляризаціях, що підвищувало точність результатів і підтверджувало достовірність вимірювань.

Результати розрахунку параметра порядку *S* наведені на рис. 3.13, *б*.

Спектральні дослідження для мастил Castrol Vection 15W40 і Shell Rimula R4X 15W40 проводилися в діапазоні товщини клиноподібного зазору 0...60 мкм (що відповідало технологічному зазору в трибологічній системі вал – мастильний шар – вкладиш підшипника суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A); для мастил Castrol TLX PLUS 404 і Shell Navigo Tepeo 40/40 у діапазоні товщини клиноподібного зазору 0...80 мкм (що відповідало технологічному зазору в трибологічній системі вал – мастильний шар – вкладиш підшипника суднового дизеля MAN-B&W V32/40).

Результати спектральних досліджень наведені на рис. 3.14, де відображено зміну параметра порядку *S* залежно від відстані між металевими поверхнями *d* для досліджуваних моторних мастил (криві 1) та «еталонного» (вазелінового) мастила (крива 2), яке не утворює ОВПШ. Центральна частина залежності *S*=*f*(*d*) на кривих 1 відповідає розвпорядкованій ізотропній фазі, а

ділянки, що знаходяться поблизу твердих поверхонь і характеризуються більш високими значеннями S – ОВПШ.

Значення параметру порядку S і товщини ОВПШ d_s досліджених моторних мастил наведено в таблиці 3.3.

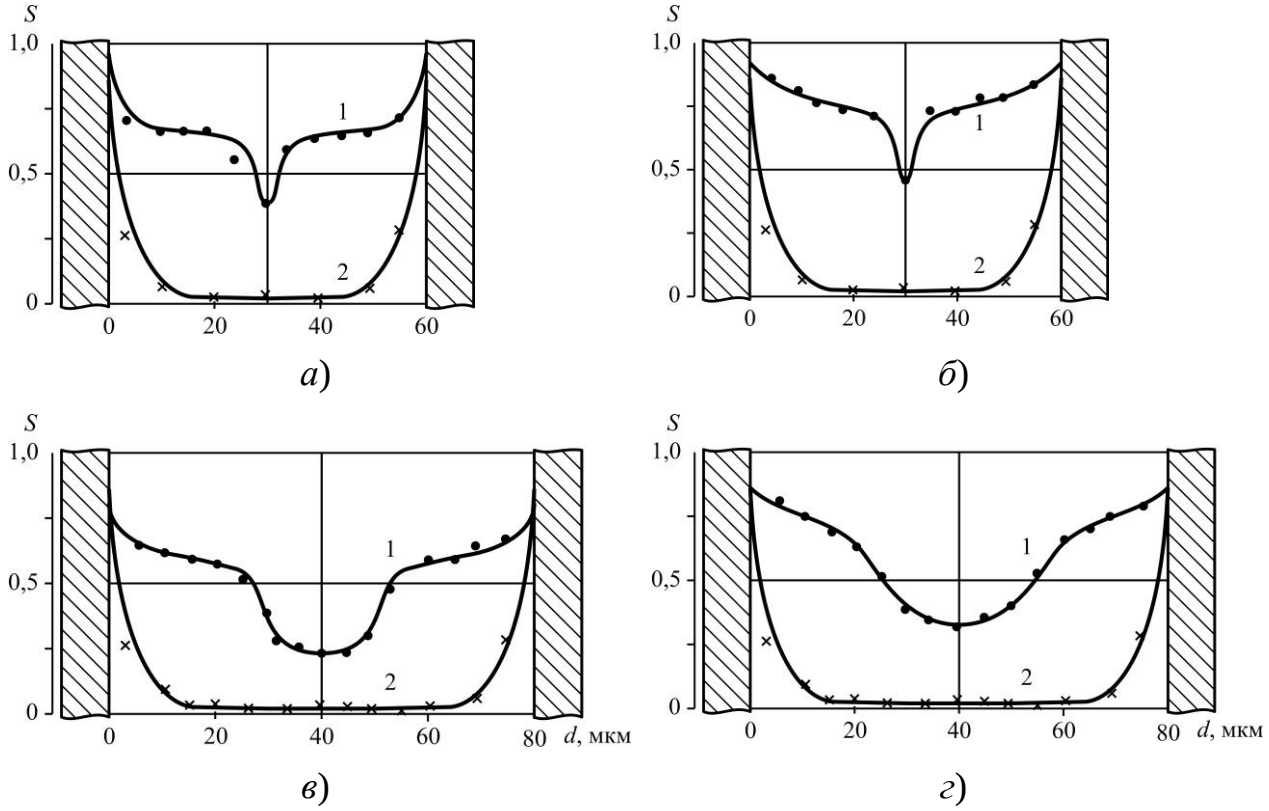


Рис. 3.14. Залежність параметра порядку від відстані до підкладці для досліджуваного мастила 1 і «еталонного» (вазелінового) 2:

а) моторне мастило Castrol Vection 15W-40 (дизель Volvo Penta TMDA 163A);

б) моторне мастило Shell Rimula R4X 15W40 (дизель Volvo Penta TMDA 163A);

в) моторне мастило Castrol TLX PLUS 404 (дизель MAN-B&W V32/40);

г) моторне мастило Shell Navigo Tepeo 40/40 (дизель MAN-B&W V32/40)

Таблиця 3.3

Характеристики орієнтаційно впорядкованих ГЗШ моторних мастил

Марка моторного мастила	Характеристика	
	Параметр порядку, S	Товщина ГЗШ, d_s, мкм
Shell Rimula R4X 15W40	0,58...0,59	14,7...15,0
Castrol Vection 15W40	0,63...0,64	17,1...17,5
Shell NavigoTepeo 40/40	0,48...0,49	13,7...14,1
Castrol TLX PLUS 404	0,55...0,56	16,0...16,3

Паралельно з лабораторними дослідженнями за визначенням характеристик ОВПШ, проводилися експерименти на суднових дизелях Volvo Penta TMDA 163A, експлуатація яких виконувалася з використанням моторних мастил Castrol Vection 15W40 і Shell Rimula R4X 15W40. Обидва сорти моторних мастил відносяться до рекомендованих фірмою-виробником для експлуатації дизелів. До складу СЕУ входило два названих дизеля, кожен обладнаний автономною мастильною системою, що дозволяло в кожному з них використовувати різні моторні мастила (Castrol Vection 15W40 і Shell Rimula R4X 15W40). Дизелі перед початком експерименту мали співрозмірний період експлуатації, однаковий технічний стан основних контактних вузлів (колінчастого вала, вкладишів підшипників, паливної апаратури) і експлуатувалися на однакових навантаженнях (з неузгодженістю не більше ± 2,5 %). Це дозволяло зробити висновок про їх ідентичності один одному.

Як критерій, за допомогою якого можливо оцінити відмінності в експлуатаційних параметрах дизелів під час їх роботи на моторних мастилах, що характеризуються різними значеннями параметра порядку і товщини ОВПШ, приймався закид частоти обертання при зміні навантаження. Вимірювання частоти обертання виконувалося за допомогою електронного тахометра (встановленого на блоці управління дизелем), який додатково

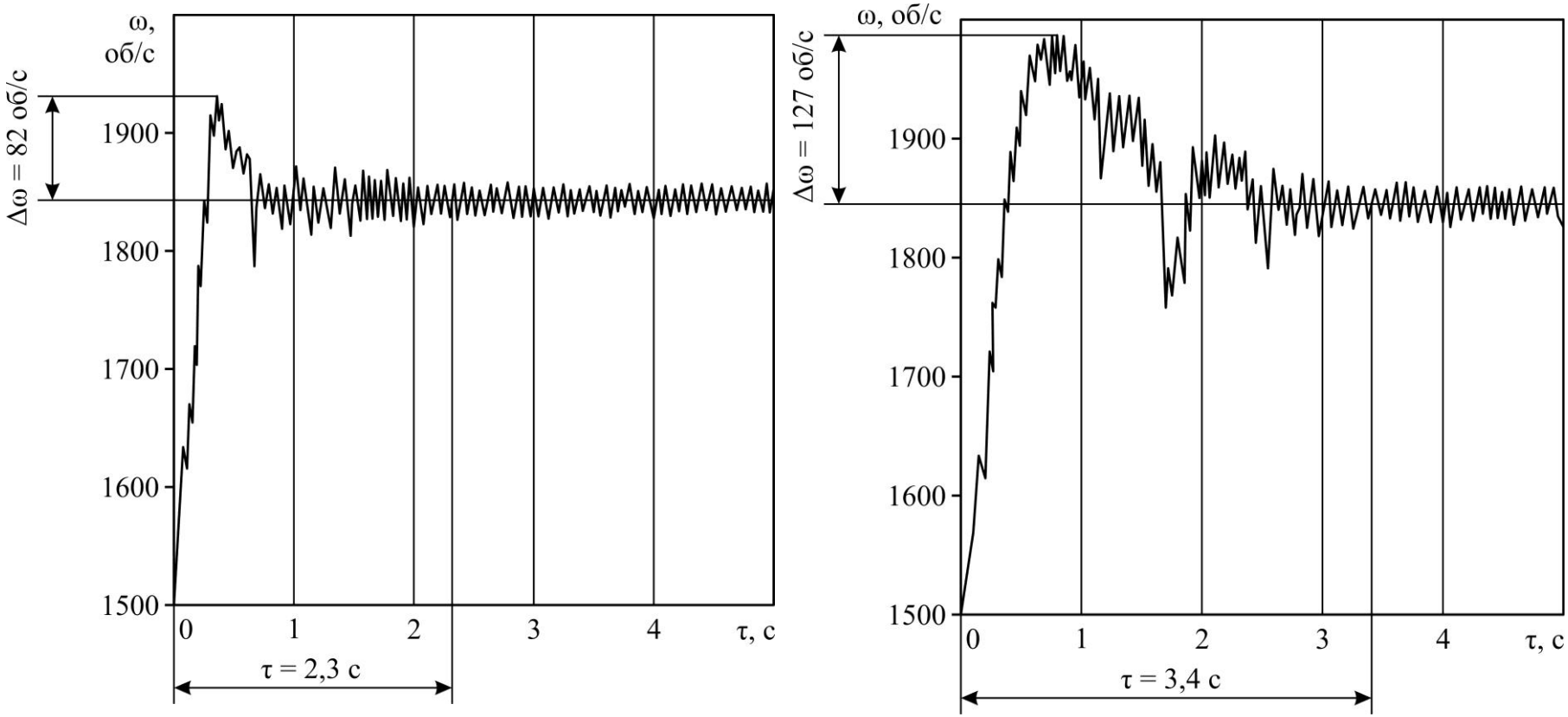
з’єднувався з портативним осцилографом. Вимірювання виконувалися для пускового режиму (як найбільш динамічно навантаженого) і для різних режимів зміни навантаження. При цьому результати досліджень наведені на рис. 3.15.

Результати, наведені на рис. 3.15, свідчать про зниження вібрації в парі тертя вал – вкладиш при пускових режимах дизеля, що забезпечує більш низький рівень енергетичних втрат в даній трибологічній системі.

Працездатність будь якої динамічної системи (в тому числі трибологічній: вал – мастильний шар – вкладиш і кінематичної: ЦПГ – КШМ – споживач енергії) визначається її стійкістю.

Оцінка динамічної стійкості роботи ДВЗ, а також якості перехідних процесів зі зміною зовнішнього навантаження може бути виконана за закиду частоти обертання.

З цією метою на двох дизелях Volvo Penta TMDA 163A проводилось вимірювання (за допомогою зазначених вище тахометра і портативного осцилографа) частоти обертання при рівнорозмірних змінах навантаження. Один з дизелів експлуатувався на моторному мастилі Castrol Vection 15W40 (параметр порядку S=0,63...0,64, товщина ОВПШ d_s=17,1...17,5 мкм), інший – на моторному мастилі Shell Rimula R4X 15W40 (параметр порядку S=0,58...0,59, товщина ОВПШ d_s=14,7...15,0 мкм).



а) *б*)

Рис. 3.15. Зміна частоти обертання суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A при пусковому режимі:

а) із використанням моторного мастила Castrol Vection 15W40 (S=0,63...0,64, d_s=17,1...17,5 мкм);

б) із використанням моторного мастила Shell Rimula R4X 15W40 (S=0,58...0,59, d_s=14,7...15,0 мкм)

Як критерій, за яким визначався рівень асимптотичної стійкості, приймався закид частоти обертання валу дизеля $\Delta\omega_д$ і час виходу на стійкий режим роботи τ. Результати розрахунків узагальнені у вигляді таблиці 3.4 і наведені на рис. 3.16, 3.17.

Таблиця 3.4

Результати розрахунків асимптотичної стійкості роботи суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A на різних моторних мастилах

Параметр	Марка моторного мастила	
	Castrol Vection 15W40	Shell Rimula R4X 15W40
Збільшення навантаження на 20 %		
Закид частоти обертання валу дизеля, $\Delta\omega_д$, об/с	101	119
Час виходу на усталений режим, τ, с	1,7	2,4
Зменшення навантаження на 20 %		
Закид частоти обертання валу дизеля, $\Delta\omega_д$, об/с	103	118
Час виходу на усталений режим, τ, с	1,8	2,4
Збільшення навантаження на 35 %		
Закид частоти обертання валу дизеля, $\Delta\omega_д$, об/с	112	119
Час виходу на усталений режим, τ, с	1,8	2,8
Зменшення навантаження на 35 %		
Закид частоти обертання валу дизеля, $\Delta\omega_д$, об/с	114	123
Час виходу на усталений режим, τ, с	1,9	2,9

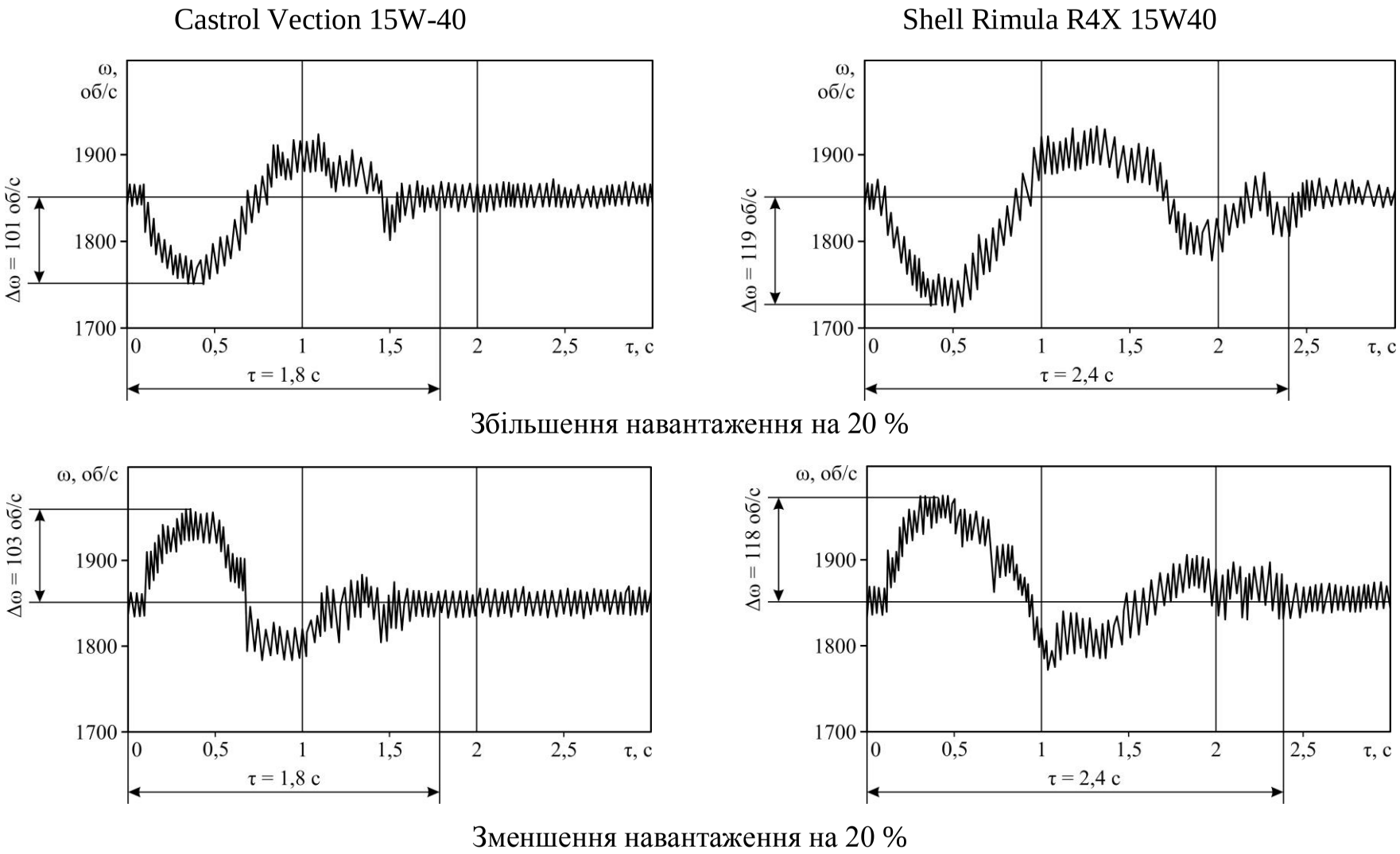


Рис. 3.16. Залежність частоти обертання валу дизеля Volvo Penta TMDA 163A від часу при різних змінах навантаження і використання моторних мастил з різними РК властивостями

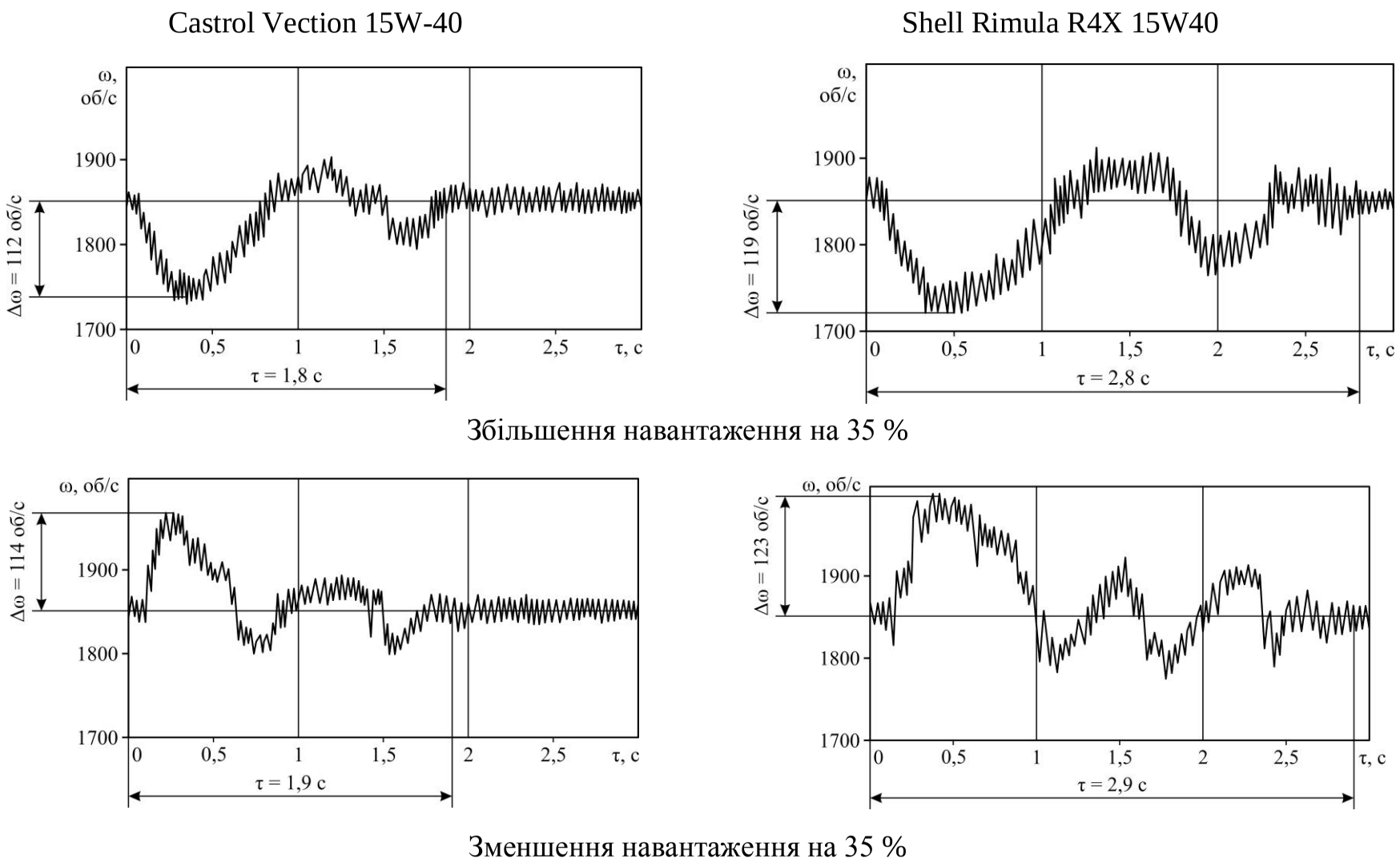


Рис. 3.17. Залежність частоти обертання валу дизеля Volvo Penta TMDA 163A від часу при різних змінах навантаження і використання моторних мастил з різними РК властивостями

Аналізуючи наведені результати, можна зробити наступні висновки. Моторні мастила, які характеризуються більш високим ступенем порядку молекул в ГЗШ, забезпечують перебіг перехідних динамічних процесів із меншим закидом частоти обертання і меншим часом перехідного процесу. Це зумовлюється тим, що подібні моторні мастила мають більший рівень орієнтаційної впорядкованості молекул ОВПШ, що сприяє збільшенню пружнодемпфуючих властивостей ГЗШ і підвищенню асимптотичної стійкості колінчастого вала як об’єкта регулювання частоти обертання.

3.6. Зміна реологічних характеристик мастильних матеріалів, які забезпечують процес енергоперетворення під час обертального руху контактних вузлів суднових дизелів

Відповідно до законів термодинаміки [239] будь-які фізичні системи в стані рівноваги при постійній температурі і об'ємі мають мінімальну вільну енергію (енергію Гельмгольца)

$$F = E - TS,$$

де E, T, S – внутрішня енергія, температура і ентропія системи відповідно, яка описує стан системи із постійною температурою T і об’ємі V (або густині ρ).

У тих випадках, коли виконується умова p, T=const (p – тиск е системі), необхідно використовувати термодинамічний потенціал Гіббса

$$\Phi = F + pV.$$

Для твердих тіл (кристалів) визначальним у різниці $(E - TS)$ є внутрішня енергія E. Для РК речовин ентропійний внесок $(-TS)$ у вільну енергію F обов'язковий для взяття до уваги, оскільки він безпосередньо впливає на їхній структурний стан. Крім того, при будь-якому відхиленні РК системи від рівноваги, пов'язаному зі зміною її ентропії, завдяки наноструктурній самоорганізації виникають повертаючі сили, настільки ж реальні, як і звичайні механічні сили, пропорційні градієнту потенційної енергії.

Мінімуму об'ємної вільної енергії РК системи відповідає простій однорідний стан, який не залежить від координат вектора-директора L. Проте, в технічних рідинах і системах досить суттєвим фактором є межа, з якого пов'язані певні граничні умови. Ці умови можуть нав'язувати РК системі досить нетривіальні просторові структури поля вектора-директора L. Для ГЗШ, освіченими вуглеводневими рідинами в енергетичних системах, свою роль відіграють також зовнішні електричні і магнітні поля.

Вільна енергія F має сингулярність у точці фазового переходу II-го роду. На відміну від вільної енергії функціонал Ландау F, який визначає енергію, пов'язану з даним значенням параметра порядку S, є аналітичною функцією S, оскільки виходить при виключенні мікроскопічних ступенів свободи на тлі даного (досить повільно мінливого в просторі) параметра порядку S. Сингулярність ж в F виникає за рахунок довгохвильових флуктуацій параметра порядку S. Аналітичність функціоналу Ландау за параметром порядку дозволяє використовувати його в розкладання в ряд за S, яке добре працює на межі фазового переходу (де параметр порядку наближається до нуля) [240, 241].

Для визначення реологічних характеристик ГЗШ розглянемо деякі особливості статичної рівноваги ОВПШ вуглеводневих рідин (палива і мастила).

У ГЗШ виникає додаткова вільна енергія (енергія Франка). Об'ємна складова цієї енергії (запропонована де-Женом) [242] визначається як:

$$F_{\mathrm{v}} = \int dV \left\{ \frac{1}{2} k_1 (\nabla \cdot L)^2 + \frac{1}{2} k_2 [L \cdot (\nabla \times L)]^2 + \frac{1}{2} k_3 [L \times (\nabla \times L)]^2 \right\}, \qquad (3.89)$$

де k_1, k_2, k_3 – модулі Франка.

Енергія (3.89) грає роль аналогічну енергії деформування твердого тіла, і саме цей факт додає рівнянням статики і динаміки мастильного матеріалу деяких рис теорії пружності [203, 205]. Під час розв’язання поставлених завдань виникає в основному питання про рівняння, що визначають рівноважний розподіл вектора-директора за глибиною шару $L=f(R)$ при заданих граничних умовах.

Граничні умови до рівняння рівноваги не можуть бути встановлені в загальному вигляді: вони залежать не тільки від пружної енергії (3.89), а й від конкретного роду взаємодії мастильного матеріалу з твердою поверхнею. Крім того, поверхнева енергія повинна бути включена в повну вільну енергію, мінімальність якої визначає умови рівноваги. Фактично, саме поверхневі сили металів встановлюють напрямок L на кордоні мастильного шару, що не залежить від характеру деформації мастильного матеріалу в його шарі. Якщо ж поверхня металу анізотропна, то це також позначається значною мірою на орієнтації молекул мастила в граничному шарі.

Реологічна модель мастильного матеріалу, що знаходиться в зазорі вал – вкладиш підшипника, може бути представлена як багатофазна течія на різних радіальних ділянках: вал – граничний шар, граничний шар – об’ємна рідина – граничний шар, граничний шар – вкладиш підшипника. Загальна товщина мастильного шару в зазорі вал – вкладиш визначається величиною d, що складається, у свою чергу, з подвоєної товщини граничного мастильного шару d_s (у кожній з металевих поверхонь) і товщини ізотропного шару h (товщини об’ємної рідини). По лінії граничний мастильний шар – об’ємна рідина (на відстанях R_1-R_2 і R_3-R_4) відбувається розрив у структурі

мастильного матеріалу і перехід течії з ньютонівської рідини в неньютонівську (рис. 3.18).

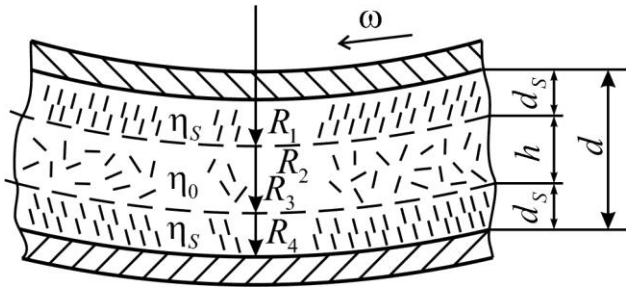
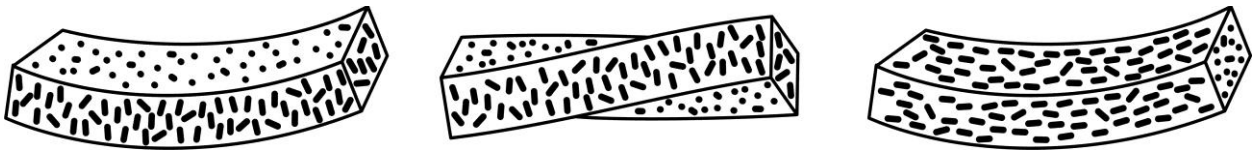


Рис. 3.18. Реологічна модель мастильного матеріалу, що знаходиться в зазорі вал – вкладиш підшипника

Подібна модель може бути використана і при відомих деформаціях поля вектора-директора *L* ОВПШ (рис. 3.19).



а) *б*) *в*)

Рис. 3.19. Деформація поля вектора-директора ОВПШ:
а) splay; б) twist; в) bend

Як відомо [243], рух в'язкої рідини описується рівнянням Нав’є-Стокса, яке, стосовно аналізованої циліндрично-симетричної задачі про рух в’язкої нестисливої рідини для єдиної ненульової компоненти швидкості $v = v_\varphi(r, z)$ і прийнятих позначеннях, відповідних циліндричних координат:

z – відстань уздовж осі циліндра;

r – відстань від осі циліндра вздовж радіуса;

φ– кут повороту в площині перетину перпендикулярній осі циліндра;

матиме вигляд

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial v}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}-\frac{v}{r^2}=0.$$

Задамо граничні умови даної задачі у вигляді:

$$v(0,z)=0,$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial r}-\frac{v}{r}\right)_{r=0}=0,$$

$$v(r,0)=0,$$

$$v(r,d)=\omega r,$$

де умова $\left(\frac{\partial v}{\partial r}-\frac{v}{r}\right)_{r=0}=0$ означає рівність нулю компоненти дотичного напруження $\sigma_{r\varphi}$ і випливає з розгляду рівняння рівноваги циліндричного шару.

Із розв’язку крайової задачі з урахуванням зчеплення поточної рідини зі стінками і умов сполучення швидкостей в’язких напружень на кордонах радіальних ділянок

$$\left.\begin{aligned}
&v_1(R_1)=0;\\
&v_1(R_2)=v_2(R_2);\\
&v_3(R_3)=v_2(R_3);\\
&v_1(R_4)=\omega(R_4);\\
&\sigma_1(R_2)=\sigma_2(R_2);\\
&\sigma_2(R_3)=\sigma_3(R_4)
\end{aligned}\right\}$$

визначаються напруга сили в’язкого тертя, яке пов’язане зі швидкістю

$$\sigma_{R\varphi} = \eta\left(\frac{\partial v_R}{\partial R} - \frac{v_\varphi}{R}\right);$$

на межі R=R_1 дорівнює:

$$\sigma_{R\varphi} = \frac{2\eta_s\omega}{\frac{R_1^2}{R_4^2} - 1 - \left(\frac{\eta_s}{\eta_{об}} - 1\right)\left(\frac{R_1^2}{R_2^2} - \frac{R_1^2}{R_3^2}\right)},$$

і момент сили тертя, що діє на вкладиш підшипника з шириною B:

$$M_1(R_1) = (2\pi R_1 B\sigma)(R_1);$$

$$M_1(R_1) = \frac{4\pi\eta_s B\omega}{\frac{1}{R_4^2} - \frac{1}{R_1^2} - \left(\frac{\eta_s}{\eta_{об}} - 1\right)\left(\frac{1}{R_2^2} - \frac{1}{R_3^2}\right)};$$

де η_s –значення в’язкості мастильного прошарку ГЗШ товщиною d_s;

$\eta_{об}$ – значення в’язкості в ізотропної фазі (об’ємна в'язкість) товщиною h (рис. 3.18).

У наближенні $\frac{d}{R} \langle\langle 1$ для моменту сил в’язкого тертя з урахуванням товщини ізотропної рідкої фази h=(d–2d_s) виходить більш простий вираз

$$M_1(R_1) = \frac{2\pi BR^2\eta_{об}\gamma}{1 - \frac{2d_s}{d}\left(1 - \frac{\eta_{об}}{\eta_s}\right)}.$$

Значення для моменту сили тертя можна визначити експериментально [227, 244], використовуючи вираз

$$M_2 = 2\pi BR^2 \eta_{\text{рас}} \gamma;$$

де $\eta_{\text{рас}}$ – розподілене значення в'язкості мастильного прошарку товщиною d.

Прирівнявши аналітичне M_1 і експериментально отримане M_2 значення для моментів, можна отримати співвідношення, що зв'язує коефіцієнт «розподіленої» в'язкості $\eta_{\text{рас}}$ прошарку товщиною d з коефіцієнтом в'язкості «об'ємної» рідини $\eta_{\text{об}}$, в'язкістю граничних шарів η_s і з їх подвоєною товщиною $2d_s$ в прошарку:

$$\eta_{\text{рас}} = \frac{\eta_{\text{об}}}{1 - \frac{2d_s}{d}\left(1 - \frac{\eta_{\text{об}}}{\eta_s}\right)}, \tag{3.90}$$

звідки товщина граничного шару дорівнює

$$d_s = \frac{\frac{d}{2}\left(1 - \frac{\eta_{\text{об}}}{\eta_{\text{рас}}}\right)}{\left(1 - \frac{\eta_{\text{об}}}{\eta_s}\right)}. \tag{3.91}$$

Величину коефіцієнта в'язкості $\eta_{\text{об}}$ можливо визначити експериментально для великих розмірів мастильного шару (або у звичайному об'ємі досліджуваної рідини), також для різних значень швидкості зсуву γ визначається $\eta_{\text{рас}}$. Коли наявність граничного шару не позначається на в'язкості прошарку (наприклад, коли $d \rangle\rangle d_s$), то $\eta_{\text{рас}}=\eta_{\text{об}}$, в іншому випадку, слід враховувати наявність граничного шару.

Для врахування граничного шару при роботі пари ковзання, розрахуємо його товщино за формулою (3.91) яку подамо так:

$$d_s = K_S d, \tag{3.92}$$

де $K_S = \left(1 - \frac{\eta_{об}}{\eta_{рас}}\right)\left(1 - \frac{\eta_{об}}{\eta_s}\right)^{-1}$ – безрозмірний коефіцієнт.

Товщину шару мастила розрахуємо за формулою (3.40) при $\psi=\psi_0$, тобто

$$d = h(\psi_0) = \delta + \varepsilon \cos\psi_0. \tag{3.93}$$

Об’ємну в’язкість для неньютонівських мастил розрахуємо за формулою:

$$\eta_{об} = \mu e^{\xi p(\psi_0)}, \tag{3.94}$$

для визначення $p(\psi_0)$ скористаємось формулою (3.46) при $\psi=\psi_0$, тобто

$$p(\psi) = -\frac{1}{\xi}\ln\left(6\xi\mu_0\omega_0 R_1 R_2 \varepsilon \int_{\psi_1}^{\psi} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(\delta + \varepsilon\cos\alpha)^3} d\alpha\right), \tag{3.95}$$

для ньютонівських мастил

$$p(\psi_0) = 6\xi\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0 r_0}{\delta_0^2} \int_{\psi_1}^{\psi_0} \frac{(\cos\alpha - \cos\psi_0)}{(1 + \varepsilon_0\cos\alpha)^3} d\alpha. \tag{3.96}$$

Отже, формули (3.92)-(3.96) дають можливість розрахувати товщину граничного шару мастил для ньютонівських і неньютоновських мастил.

3.7. Методика і результати експериментального визначення реологічних характеристик суднових моторних мастил

Під час вивчення фізичних характеристик ГЗШ було встановлено, що в'язкість в тонких шарах рідини, утворених поблизу твердої поверхні, відрізняється від в'язкості цієї ж рідини в «великому об'ємі» [248, 249]. Ряд досліджень, виконаних Б. А. Алтоїзом, Ю. М. Поповським, О. Ю.Поповським, проводилися не з технічними мастилами, а з ароматичними вуглеводнями [220, 230, 250]. Питання стратифікації в'язкості моторних мастил, що знаходяться між металевими поверхнями, досліджував С. В. Кіріян [231, 251], ним же була запропонована методика вимірювання в'язкості в тонких граничних шарах за допомогою ротаційного віскозиметра [234]. За допомогою даної методики нами були вивчені зміни реологічних характеристик ММ у діапазоні товщини, відповідної зазорам у парах тертя суднових дизелів [252].

Робота віскозиметра (рис. 3.20) заснована на визначенні моменту сил в'язкого тертя $M_{тр}$, який виникає в прошарку рідини між коаксіальними циліндрами 6, 7 при обертанні зовнішнього циліндра в стакані 5. Привід здійснюється від електродвигуна 10 через ремінну передачу 2 системи шківів 1. Вимірником крутного моменту сил в'язкого тертя служить система противаг 3. Можливість варіювання масою цих противаг забезпечує значний діапазон вимірювань величини в'язкості досліджуваних мастил (10...200 сСт) і швидкостей їх зсувних деформацій ($\gamma^{/}$=0...1000 $с^{-1}$).

За кутом відхилення φ променя, що визначається по лімбу 4, відбитого від дзеркала 8 при його освітленні лазером 9, розраховувався поворотний момент $M_{пов}$, компенсуючий момент сил в'язкого тертя $M_{тр}$. Ширина зазору між циліндрами 6 і 7 (товщина прошарку рідини) задається варіюванням діаметрів набору внутрішніх змінних циліндрів.

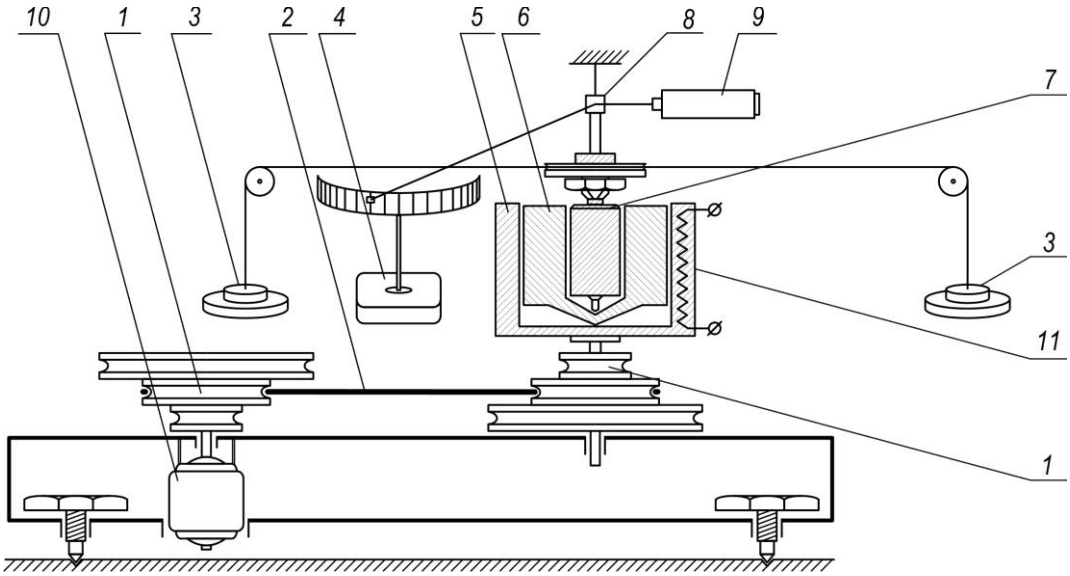


Рис. 3.20. Схема ротаційного віскозиметра:
1 – шківи; 2 – ремінь; 3 – вантажі (противаги); 4 – лімб; 5 – стакан (місце посадки зовнішнього циліндра); 6 – зовнішній циліндр ротаційної пари; 7 – внутрішній циліндр ротаційної пари; 8 – дзеркало; 9 – лазер; 10 – електродвигун; 11 – електричний термометр опору

У куеттовської течії неоднорідного рідкого прошарку (з ОВПШ із) певною швидкістю зсувної деформації встановлювалася її «ефективна» в'язкість $\eta_{еф}$. Величина останньої – в'язкість однорідної рідини, для якої таким самим зсувними напруженням σ відповідають ті ж швидкості деформації $\gamma^{/}$. Виміряна «ефективна» в'язкість $\eta_{еф}$ мікронних прошарків моторного мастила порівнювалася з в'язкістю мастила $\eta_{об}$ в «обсязі», яка визначається капілярними або ротаційними віскозиметрами в прошарках товщиною d=50...80 мкм, де внесок тонких структурованих шарів, через їх малу відносну частку в таких «товстих» прошарках, не робить помітного впливу на реологію. Відмінність в'язкості $\eta_{еф}$ мікронного прошарку рідини від її «об'ємного» значення $\eta_{об}$ ($\eta_{від}=\eta_{еф}/\eta_{об}$) свідчила про наявність у ній структурних орієнтаційно впорядкованих шарів, а залежність коефіцієнта відносної в'язкості $\eta_{від}$ від $\gamma^{/}$ – про характер течії.

Товщина зазору d між коаксіальними циліндрами контролювалася шляхом калібрувальних віскозиметрічних дослідів із прошарками рідини відомої в'язкості, в яких приповерхневі структуровані шари на обмежуючих підкладках не утворюються. Зокрема, вимірювалася в'язкість очищеного вазелінового мастила, як відомо [222, 249], яке не здатне утворювати приповерхневі структуровані шари на металевій підкладці. Можливі зміни зазору в процесі вимірювання (за рахунок прецесії внутрішнього циліндра) контролювалися ємнісним методом. Відносна похибка у визначенні зазору, максимальна для зазору 1,5 мкм, склала$\delta_d \leq 5$ %. Температура прошарку рідини вимірювалася ($\Delta t = \pm 0{,}03°$ С) електричним термометром опору 11 (див. рис. 3.20). Цим же термометром в ізотермічних дослідах із вимірювання (при різних швидкостях зсувної деформації γ) в'язкості прошарку контролювалася і сталість її температури. Вплив незначної зміни температури (не більше ~0,4° С) за час отримання реологічної залежності$\eta_{еф} = f(\gamma)$ прошарку на її в'язкість враховувалося під час обрахуванні результатів експерименту. Похибка у вимірюванні величини коефіцієнта в'язкості $\eta_{еф}$ прошарків становила δ_η~5 % і в основному обумовлена похибкою у визначенні їх товщини. Величина швидкості зсувної деформаціїγ розраховувалася за швидкістю обертання циліндра V (δ_V<0,5 %) і зазору ротаційної пари ($\rho = V/D$). Тому та ж неточність δ_d вимірювання товщини прошарку в основному визначала і похибку величини ρ (δ_ρ~5 %).

Наведена експериментальна установка із визначення реологічних характеристик мастильних матеріалів дозволяє виконувати моделювання зміни їхніх характеристик, що відбувається в процесі експлуатації суднових ДВЗ. Визначальним фактором під час моделювання є напруга зсуву, яку відчуває ММ у зазорі пари тертя вал – вкладиш, і товщина мастильного шару в цьому зазорі. При цьому основним вимірюваним параметром є в'язкість ММ. Реологічні характеристики ММ визначалися при товщині мастильного

шару 40 мкм, величина якого відповідала експлуатаційному зазору в парі тертя вал – вкладиш підшипника.

Дослідження проводилися для моторних мастил Castrol TLX PLUS 404, Shell Navigo Tepeo 40/40, Castrol Vection 15W40, Shell Rimula R4X 15W40 основні характеристики яких наведені в таблиці 3.2.

ММ Castrol Vection 15W40, Shell Rimula R4X 15W40 використовувалися в циркуляційній системі суднового СОД Volvo Penta TMDA 163A, ММ Castrol TLX PLUS 404, Shell Navigo Tepeo 40/40 у циркуляційної системі суднового дизеля MAN-B&W 12V32/40. Основні характеристики зазначених дизелів, необхідні для визначення зсувних навантажень у парі вал – вкладиш, наведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Основні характеристики суднових дизелів, що використовуються в експериментах

Параметр, розмірність	Марки суднового дизеля	
	Volvo Penta TMDA 163A	12V32/40 MAN-B&W
Діаметр циліндра, мм	144	320
Хід поршня, мм	162	400
Максимальний тиск згоряння, МПа	8,6	19,0
Частота обертання колінчастого вала, об/хв	1850	760
Діаметр колінчастого вала, мм	118	320
Ширина рамового підшипника, мм	84	125
Швидкість зсуву, яка виникає у парі вал – вкладиш підшипника, $с^{-1}$	136	102

Результати вимірювань об’ємної в’язкості, а також в’язкості граничного мастильного шару при різній швидкості зсуву наведені в таблицях 3.6-3.7 і проілюстровані на рис. 3.21.

Таблиця 3.6

Результати реологічних випробувань суднових мастил

Тип мастильного матеріалу і його характеристика		Швидкість зсуву, γ, $с^{-1}$					
		0	25	50	75	100	125
Castrol TLX PLUS 404	Об'ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	149					
	В'язкість граничного мастильного шару, $\nu_{гр}$, сСт	167	154	147	143	137	135
Shell Navigo Tepeo 40/40	Об'ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	142					
	В'язкість граничного мастильного шару, $\nu_{гр}$, сСт	153	136	128	124	122	121

Таблиця 3.7

Результати реологічних випробувань суднових мастил

Тип мастильного матеріалу і його характеристика		Швидкість зсуву, γ, $с^{-1}$						
		0	25	50	75	100	125	150
Castrol Vection 15W40	Об'ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	96						
	В'язкість граничного мастильного шару, $\nu_{гр}$, сСт	109	102	95	93	89	88	87
Shell Rimula R4X 15W40	Об'ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	95						
	В'язкість граничного мастильного шару, $\nu_{гр}$, сСт	112	103	97	93	89	87	85

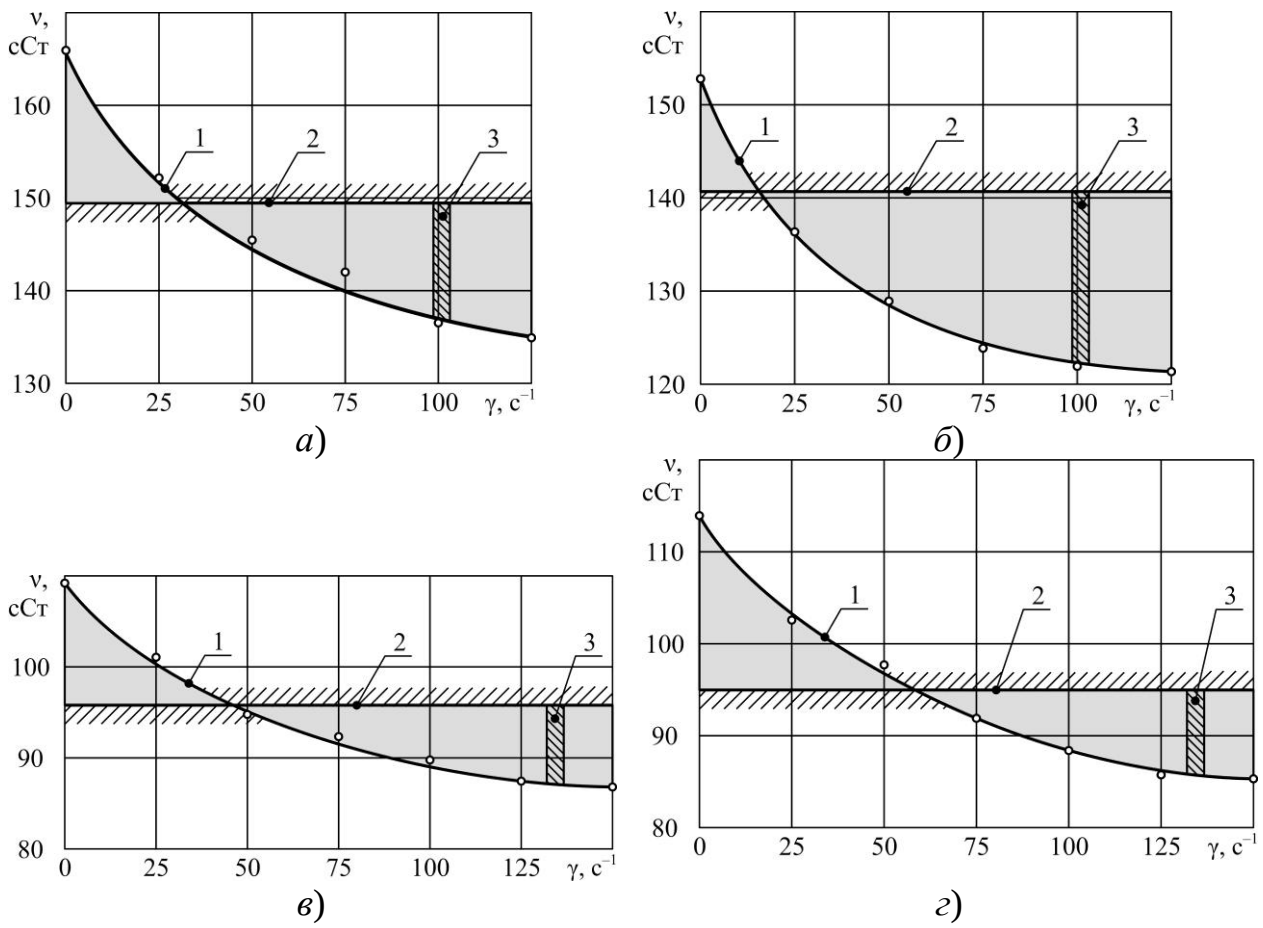


Рис. 3.21. Залежність в’язкості моторного мастила від швидкості зсуву із товщиною мастильного шару 40 мкм: 1 – в’язкість граничного мастильного шару; 2 – об’ємна в’язкість; 3 – зона номінального навантаження
а) мастило Castrol TLX PLUS 404; б) мастило Shell Navigo Tepeo 40/40;
в) мастило Castrol Vection 15W40; г) мастило Shell Rimula R4X 15W40

Встановлені в результаті проведених досліджень залежності в’язкості ν від швидкості зсуву γ' (рис. 3.21), підтверджують «неньютонівський» характер течії мастильного матеріалу у вузькому зазорі пари тертя вал – вкладиш підшипника, а також твердження, про те, що граничні мастильні шари, що прилягають до металевої поверхні тріади тертя більш в’язкі і володіють орієнтаційною впорядкованістю молекул [227 , 250, 251].

Для оцінки адекватності розробленої математичної моделі (п. 3.2) виконувалися експериментальне визначення в’язкості моторного мастила для різного зазору у контактній парі (а відповідно – ї різної товщини шару

мастила), а також її аналітичний розрахунок з урахуванням критерію Зомерфельда $\overline{So}$. Результати оцінки наведено на рис. 3.22 та підтверджують адекватність моделі дійсному процесу і можливість її використання для моделювання процесів трансформації механічної енергії.

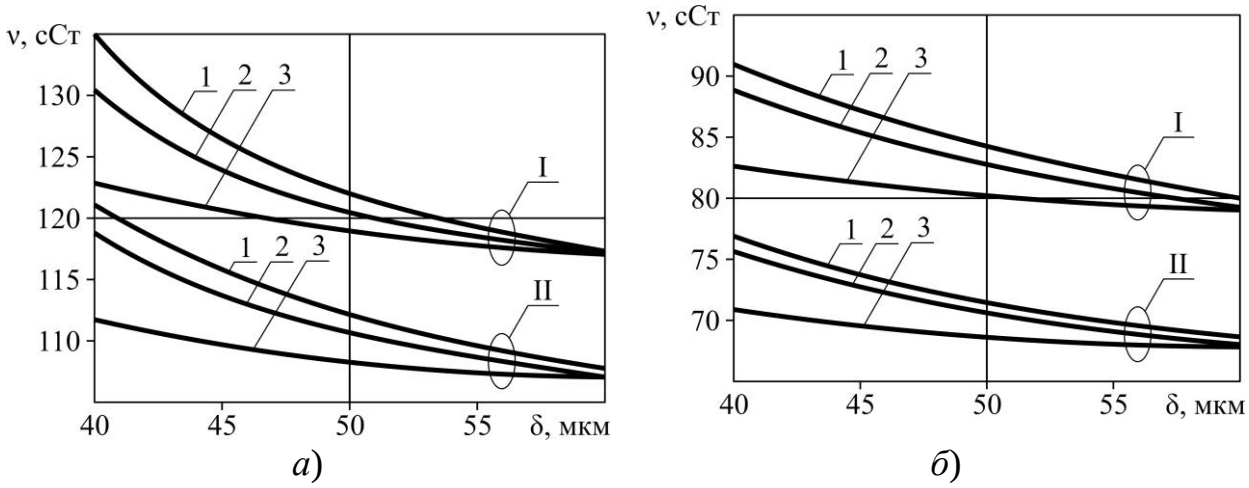


Рис. 3.22. Залежність в’язкості моторного мастила від зазору в контактній парі для різних швидкостей зсуву: I – γ'=100 $с^{-1}$; II – γ'=130 $с^{-1}$;
1 – експериментальне визначення;
2, 3 – аналітичне визначення для неньютонівської та ньютонівської рідини відповідно;
а) мастило Castrol TLX PLUS 404; б) мастило Castrol Vection 15W40

Слід зазначити, що за відсутності зсувних навантажень, а також із початковим рухом контактуючих поверхонь, в’язкість граничного мастильного шару на 10...12 % перевищує об’ємну в’язкість мастила. Цей ефект особливо важливий для пускових режимів роботи суднових ДВЗ, особливо тих, що мають навішені мастильні насоси, які в початковий період роботи дизеля ще не здатні створити необхідний тиск мастила в трибосполученні [253, 254].

Діапазон зміни в'язкості для розглянутих моторних мастил наведено на рис. 3.23, де верхня частина діаграми відповідає випадку відсутності зсувних

навантажень (γ=0 c^{-1}), нижня – в’язкості із експлуатаційними зсувними навантаженнями ($\gamma=\gamma_{екс}$).

Для оцінки рівня стратифікації моторного мастила введемо поняття «реологічна стійкість» (діапазон реологічної стійкості), під яким будемо розуміти відхилення в’язкості ГЗШ від об’ємної в’язкості за відсутності зсувних напружень та із зсувним напруженням, що відповідає номінальному навантаженню. Вплив реологічної стійкості моторного мастила на рівень мінімально неминучих втрат, а також технічний стан основних контактних вузлів суднового дизеля розглянуто в п. 3.8, а також наведено в дослідженнях у розділі 4.

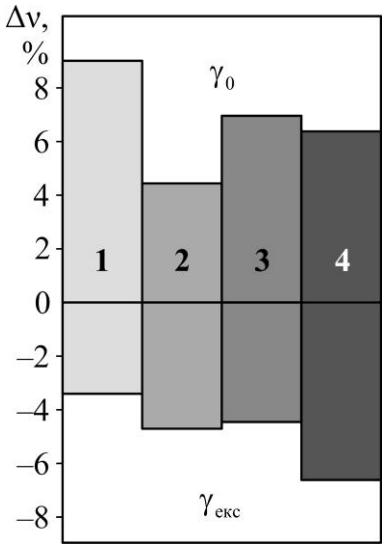


Рис. 3.23. Діаграма стратифікації в’язкості суднових моторних мастил залежно від частоти обертання колінчастого вала дизеля (зсувних навантажень): 1 – моторне мастило Castrol TLX PLUS 404; 2 – моторне мастило Shell Navigo Tepeo 40/40; 3 – моторне мастило Castrol Vection 15W40; 4 – моторне мастило Shell Rimula R4X 15W40

3.8. Експериментальне визначення впливу реологічної стійкості моторних мастил на мінімально неминучі втрати енергії в дизелях

Основними режимами тертя і пов’язаного з ним мащення (що забезпечують функціонування трибологічних системи колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника) є гідродинамічний і граничний. Незважаючи на прагнення забезпечити гідродинамічний режим мащення при роботі підшипників ковзання суднових дизелів, процес змащування цих вузлів відбувається в умовах граничного тертя. Це обумовлюється низкою причин, основна з яких – мінімізація зазору в парі тертя вал – вкладиш для забезпечення її стійкої роботи. Крім того, у процесі експлуатації на поверхнях названої пари відбуваються утворення оксидів і відкладення нагару, що також сприяє зменшенню зазору і переходу з гідродинамічного в режим змішаного і граничного тертя.

Під час експлуатації моторного мастила в дизелі відбувається зміна його фізичних і хімічних властивостей. Крім того, при цьому змінюються і його реологічні характеристики, і передусім в’язкість [255]. Більшість дисперсних систем має аномальний характер в’язкості, тобто вони не підкоряються закону Ньютона для так званих істинно-в’язких (ньютоновських) рідин. В’язкість таких систем є функцією напруги або зсуву. Основною причиною аномальної в’язкості є просторова структура, що виникає під час взаємодії частинок дисперсної фази між собою. За своїм реологічними властивостями структуровані системи займають проміжне положення між рідинами та твердими тілами і мають властивості рідких кристалів. До подібних систем можна віднести структуровані тонкі шари мастильного матеріалу, що знаходиться у вузькому зазорі металевих пар тертя втулка – поршень і особливо вал – вкладиш.

Неодноразово зазначалося, що характеристики тонких мастильних шарів, що утворюються в умовах граничного тертя, залежать не тільки від структурного стану мастила, але і від дії твердої підкладки, поблизу якої

вони знаходяться [223, 256]. Утворення поблизу твердої поверхні (особливо металевої) структурованих рідкокристалічних шарів з анізометрічною формою молекул призводить до помітної відмінності фізичних властивостей тонких прошарків рідини від їх властивостей в «об'ємній» фазі [257]. Помітна структурна неоднорідність граничних мастильних шарів, визначаючи неньютонівськиий характер в'язкої течії, значним чином впливає на дисипацію енергії в об'ємі мастильного матеріалу, особливо в трібосполученнях, що працюють у режимі граничного і змішаного тертя [258].

Як зазначалося вище, розглянуті ММ (Castrol TLX PLUS 404 і Shell Navigo Тереo 40/40) використовувалися в мастильній системі двох однотипних дизелів 12V32/40 MAN-B&W. Під час проведення експериментів дизелі мали однаковий моторесурс і експлуатувалися на пропорційних навантаженнях. З метою визначення впливу реологічні стійкості ММ на технічний стан елементів трибологічних системи вал – мастильний матеріал – вкладиш, після закінчення регламентного терміну експлуатації підшипникових вузлів проводилася оцінка зносу їх несучих поверхонь. З цією метою визначався знос вкладишів підшипників за схемою, наведеною на рис. 3.24.

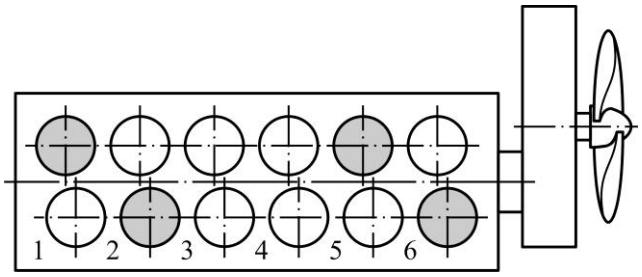


Рис. 3.24. Схема розташування контрольних циліндрів під час визначення зносу вкладишів підшипників суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W

Стан вкладишів підшипників, на яких визначався знос, для дизеля, що експлуатується на моторному мастилі Castrol TLX PLUS 404, наведені на рис. 3.25; для дизеля, що експлуатується на моторному мастилі Shell Navigo Тереo 40/40 – на рис. 3.26.

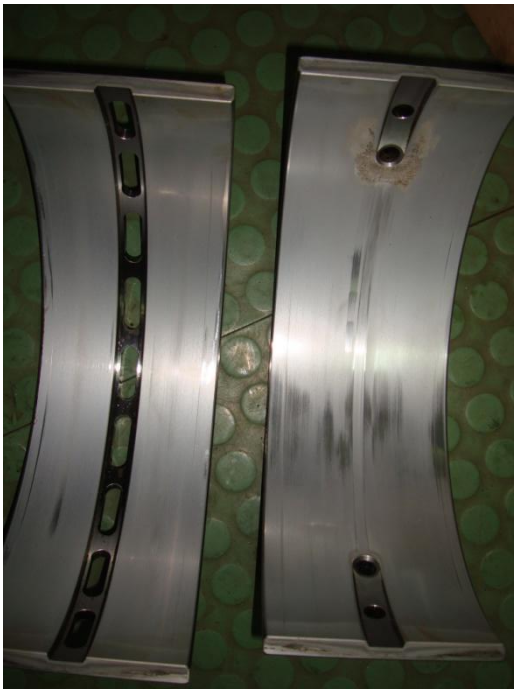
циліндр № 1

циліндр № 2

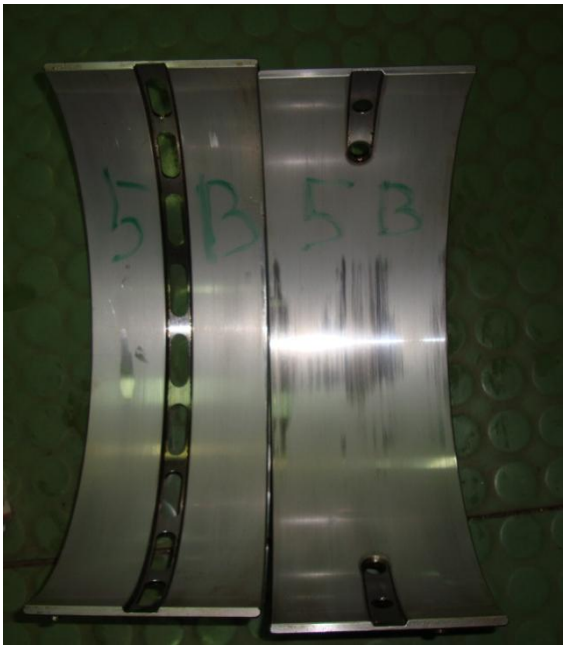
циліндр № 5

циліндр № 6

Рис. 3.25. Стан вкладишів підшипників дизеля 12V32/40 MAN-B&W, що експлуатується на моторному мастилі Castrol TLX PLUS 404 (параметр порядку S=0,43...0,45; товщина ГЗШ d_s=11,3...11,7 мкм; реологічна стійкість ν=8,7 %)



циліндр № 1



циліндр № 2

циліндр № 5

циліндр № 6

Рис. 3.26. Стан вкладишів підшипників дизеля 12V32/40 MAN-B&W, що експлуатується на моторному мастилі Shell Navigo Tepeo 40/40 (параметр порядку S=0,38...0,41; товщина ГЗШ d_s=9,8...10,4 мкм; реологічна стійкість ν=6,2 %)

З огляду на нерівномірність навантаження на різні циліндри дизеля технічний стан підшипникових вузлів відрізняється один від одного. Це, зокрема, проявляється в неоднаковому зносі вкладишів підшипників. При цьому вкладиші підшипників циліндрів, розташованих ближче до споживача навантаження (гвинта або генератора) мають більший знос порівняно з вкладишами, більш віддаленими від гвинта. Під час експериментів знос вкладиша для «кормового» підшипника (для циліндра № 6) приймався за 100 %; знос інших вкладишів перераховувався щодо цього значення в відносних одиницях. Результати розрахунків наведені в таблиці 3.8 і на рис. 3.27.

Таблиця 3.8

Знос вкладишів підшипників суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W при роботі на різних моторних мастилах

№ циліндра	Знос вкладишів підшипників (отн.ед.)	
	Моторне мастило Shell Navigo Tepeo 40/40	Моторне мастило Castrol TLX PLUS 404
1	72	64
2	78	66
5	88	69
6	100	72

Таким чином, моторне мастило, що має менший рівень вільної енергії ГЗШ, а також велике значення параметра порядку молекул ГЗШ, забезпечує менші незворотні втрати енергії при її дисипації в обсязі мастильного матеріалу, що виражається в зменшенні зносу трибологічних систем (трібосполучення) вал – вкладиш.

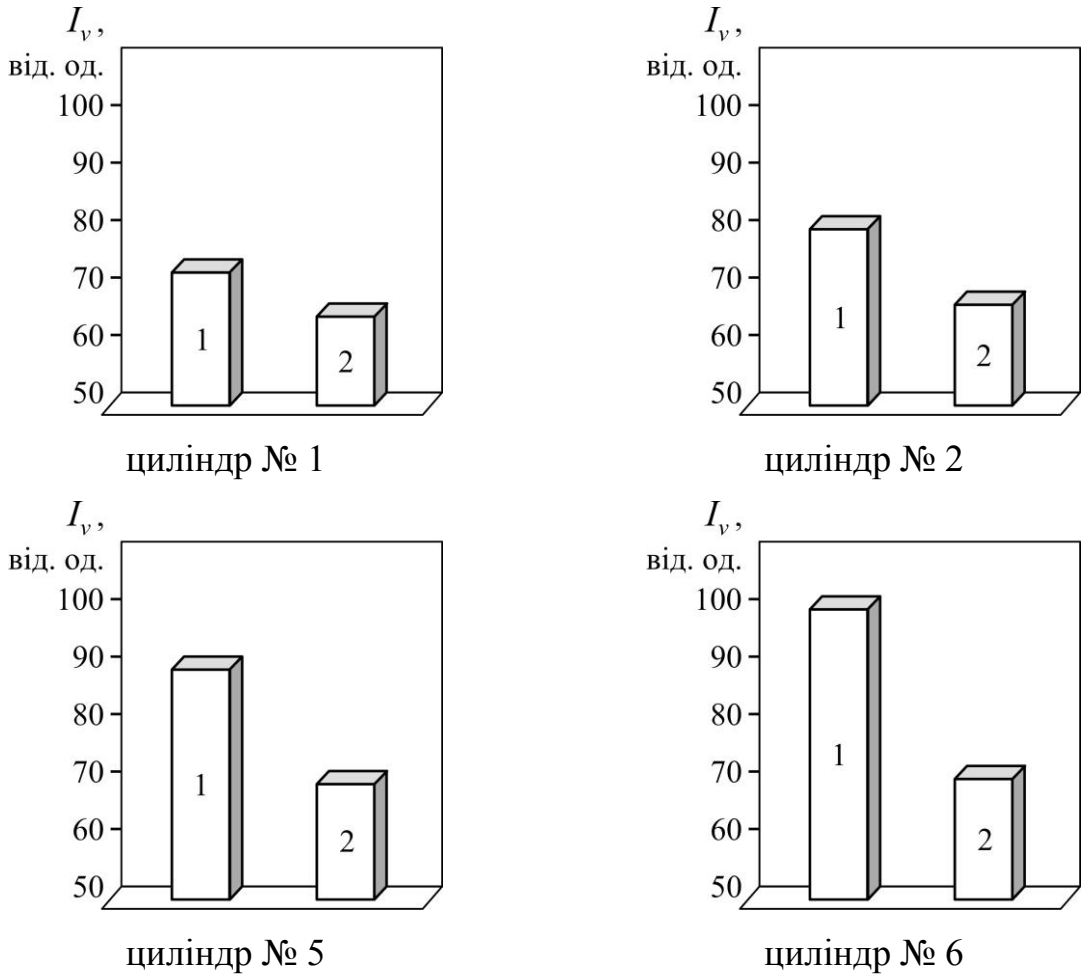


Рис. 3.27. Знос вкладишів підшипників суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W:

1 – експлуатація на моторному мастилі Shell Navigo Tepeo 40/40;

2 – експлуатація на моторному мастилі Castrol TLX PLUS 404

Аналогічні результати були отримані при дослідженні моторних мастил BP ENERGOL DS 3-154 та MOBIL Mobilgarg412, що використовуються в системі мащення суднового СОД 9М43С фірми МаК. Узагальнені характеристики мастил наведені в таблиці 3.9.

Таблиця 3.9

Характеристики моторних мастил

Параметр, розмірність	Марка моторного мастила	
	BP ENERGOL DS 3-154	MOBIL Mobilgarg412
Густина, кг/м^3	980	903
Кінематична в’язкість при 40°С, сСт	137	141
Кінематична в’язкість при 100°С, сСт	13,5	14,4
Загальне лужне число, мгКОН / г	15	15
Клас SAE	30	30
Параметр порядку ГЗШ	0,36...0,39	0,42...0,46
Товщина ГЗШ, мкм	10,3...10,5	12,3...12,5
Реологічна стійкість, %	7,5	9,3

Технологія розбирання дизеля 9М43С фірми МаК для технічного огляду і визначення зносу вкладишів підшипників показана на рис. 3.28. Технічний стан вкладишів під час використання моторних мастил з різними показниками вільної енергії і реологічної стійкості наведено на рис. 3.29, 3.30.

Рис. 3.28. Розбирання дизеля 9М43С фірми МаК для технічного огляду і визначення зносу вкладишів підшипників

Рис. 3.29. Стан вкладишів підшипників дизеля 9М43С фірми МаК, що експлуатується на моторному мастилі MOBIL Mobilgarg412

параметр порядку ГЗШ S=0,42...0,46, товщина ГЗШ d_s=12,3...12,5 мкм, реологічна стійкість ν=9,3 %)

Рис. 3.30. Стан вкладишів підшипників дизеля 9М43С фірми МаК, що експлуатується на моторному мастилі BP ENERGOL DS 3-154

((параметр порядку ГЗШ S=0,36...0,39, товщина ГЗШ d_s=10,3...10,5 мкм, реологічна стійкість ν=7,5 %)

Дані із визначення зносу (у відносних одиницях) вкладишів підшипників суднового дизеля 9М43С фірми МаК під час його експлуатації на моторних мастилах з різними показниками орієнтованої наноструктури граничного шару і реологічної стійкості наведені в таблиці 3.10 і на рис. 3.31.

Таблиця 3.10

Знос вкладишів підшипників суднового дизеля 9М43С фірми МаК при роботі на різних моторних мастилах

Номер циліндра	Знос вкладишів підшипників (від. од.)	
	Моторне мастило BP ENERGOL DS 3-154	Моторне мастило MOBIL Mobilgarg412
1	76	62
3	81	65
5	84	69
7	91	71
9	100	74

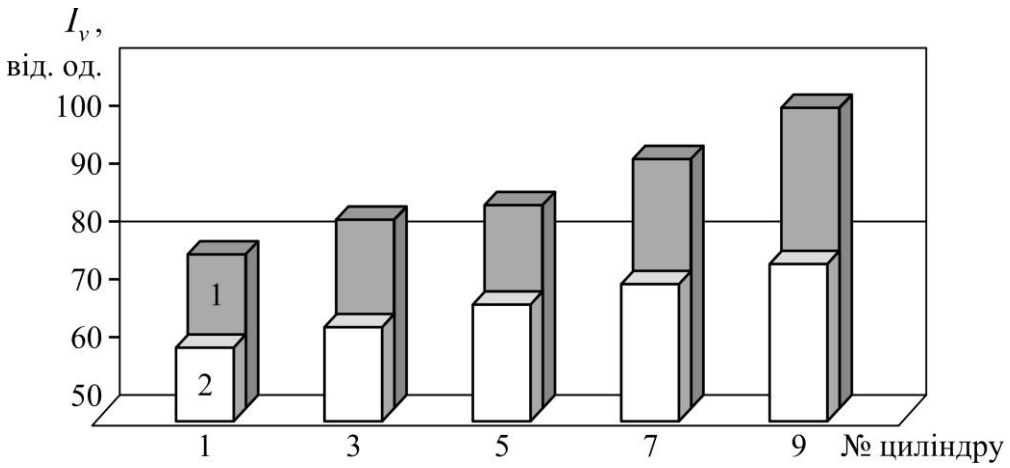


Рис. 3.31. Знос вкладишів підшипників суднового дизеля 9М43С фірми МаК:

1 – експлуатація на моторному мастилі BP ENERGOL DS 3-154;

2 – експлуатація на моторному мастилі MOBIL Mobilgarg412

3.9. Висновки за розділом 3

1. Розроблено математичну модель процесу енергоперетворення в суднових двигунах внутрішнього згоряння морських і річкових засобів транспортних з урахуванням анізотропних характеристик мастильного шару, який розділяє пари тертя.

2. Як критерій, що визначає мінімально неминучі втрати енергії (як при ньютоновським, так і з неньютонівським станом моторного мастила) доцільно використовувати критерій Зоммерфільда із оцінки в’язкості мастильного шару.

3. У зв’язку з двосторонньою дією на граничний мастильний шар Ван-дер-Ваальсових сил, теоретичний опис явищ, які відбуваються в наноструктурованих шарах вуглеводневих рідин, що поділяють металеві поверхні тертя, необхідно виконувати з урахуванням моделі Ландау-де-Жена, яка враховує не тільки товщину граничного мастильного шару, але й ступінь впорядкованості молекул анізотропної фази.

4. Зміну в’язкості граничного мастильного шару із відсутністю і накладенням зсувних навантажень доцільно оцінювати за допомогою «реологічної стійкості», під якою мається на увазі відхилення в’язкості граничного мастильного шару від об’ємної в’язкості при відсутності зсувних напруг і із зсувною напругою, що відповідає номінальному навантаженню. Діапазон зміни значень реологічної стійкості знаходиться в межах (0,93...1,14)ν, де ν – в'язкість моторного мастила у великому об’ємі.

5. Аналітичне визначення параметрів процесу трансформації потенційної енергії палива і далі від поступального переміщення поршня до обертального руху валу необхідно розглядати з урахуванням анізометрії реологічних характеристик мастильного матеріалу, що розділяє контактні поверхні.

6. Механізм енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами залежить від трибологічних процесів, що відбуваються в підшипникових вузлах на лінії трансформації енергії КШМ – колінчастий вал – споживач потужності. При цьому необхідно враховувати як триботехнічні характеристики самих вузлів тертя, так і функціональні властивості мастила, що входить до трибологічної системи метал – мастильний матеріал – метал.

РОЗДІЛ 4. УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ ПІД ЧАС ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

4.1. Вплив теплових потоків на процес енергоперетворення

Кривошипно-шатунний механізм суднових дизелів забезпечує передачу зворотно-поступального руху поршня, що переміщається у втулці циліндра, в обертальний рух колінчастого вала і пов’язаного з ним споживача енергії.

Зворотно-поступальний рух поршня і отримання корисної роботи замкнутого термодинамічного циклу пов’язане з виникненням як механічних, так і теплових втрат в КШМ. Механічні втрати в трибологічній системі поршень (поршневі кільця) – мастильний матеріал – втулка циліндр виникають через мінімізації зазору в зазначеній парі тертя і можуть призвести до підвищеного зносу контактних поверхонь. Теплові втрати пов’язані з різноспрямованістю градієнтів температури і призводять до термічних навантажень як у контактній парі поршень (поршневі кільця) – втулка, так і в змащувальному матеріалі, який розділяє і забезпечує функціонування цих поверхонь.

Механічні і теплові незворотні втрати взаємопов’язані між собою. Зростання контактних, механічних навантажень збільшує теплову напруженість. Збільшення теплових втрат сприяє погіршенню мастильної здатності робочих рідин, що призводить до підвищення втрат енергії на тертя.

Для зменшення незворотних втрат, що виникають під час зворотно-поступального руху КШМ, необхідно здійснювати управління тепловими потоками в змащувальному матеріалі, що забезпечує цей рух.

Процеси теплопередачі в змащувальному матеріалі мають найважливіше значення для сучасної техніки. Тому вони цікавили і продовжують

привертати увагу великої кількості дослідників. З експериментального боку теплопередача вельми ретельно вивчена в найрізноманітніших, у тому числі і в досить складних, умовах [170, 259]. Однак розробка теоретичних уявлень і знаходження кількісних значень теплових потоків у потоці мастильного матеріалу поки далекі від завершення [172].

Процес перенесення тепла в рухомому змащувальному матеріалі у багатьох відношеннях схожий з процесом конвективної дифузії. Тепло, як і дифузуючу речовину, можна розглядати як деяку субстанцію, переноситься конвективним і молекулярним механізмом.

Визначимо диференціальне рівняння, що описує поле температур в рухомому змащувальному матеріалі.

Розглянемо деякий нерівномірно нагрітий мастильний матеріал, що характеризується змінною температурою $T(x, y, z)$. У такому змащувальному матеріалі виникає потік тепла, що переноситься молекулярною теплопровідністю. Величина потоку тепла q буде залежати від того, як змінюється від точки до точки температура мастильного матеріалу. Якщо градієнт температури досить малий, то для потоку тепла з великим ступенем точності можна записати:

$$q = -\chi \cdot \operatorname{grad} T.$$

Оскільки потік тепла спрямований від місць з більш високою до місць з більш низькою температурою, коефіцієнт теплопровідності χ є величиною істотно позитивною. Теплопровідність χ залежить від температури і фізико-хімічних характеристик змащувального матеріалу. У рідини зі змінною температурою густина ρ, що залежить від температури, також є змінною від точки до точки. Тому як термодинамічні змінні, що характеризують мастильний матеріал, слід обирати, крім температури, тиск у змащувальному матеріалі [194, 196].

Виділимо в змащувальному матеріалі певний об’єм V і запишемо баланс тепловмісту $H(p, T)$, що залежить від температури і тиску, для цього об’єму. Зміну тепловмісту виділеного об’єму можна записати у вигляді

$$\frac{dH}{dt} = \frac{d}{dt}\int \rho c_p T dV = \int \rho c_p \frac{dT}{dt} dV,$$

де c_p – теплоємність.

Зміна тепловмісту в об’ємі V обумовлено:

1) наявністю потоку тепла, що виходить з цього об’єму;

2) наявністю дисипації енергії, пов’язаної з рухом змащувального матеріалу в розглянутому об’ємі.

Дисипація енергії в одиниці об’єму $\dot{E} = \frac{dE}{dt}$ визначається за формулою

$$-\frac{dE}{dt} = \int \frac{\mu}{2}\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_k} + \frac{\partial v_k}{\partial x_i}\right)^2 dV = \mu\left[-\int (\mathrm{rot\ v})^2 dV + \int \frac{\partial \mathrm{v}}{\partial n} ds - 2\int \mathrm{v}(\mathrm{rot\ v})\mathrm{n} ds\right]$$

і призводить до виділення тепла. Тому можна записати:

$$\int \rho c_p \frac{dT}{dt} dV = -\oint \mathrm{q} ds + \int \dot{E} dV = \oint \chi \mathrm{grad}\, T ds + \int \dot{E} dV,$$

або, переходячи до об’ємного інтеграла,

$$\int \rho c_p \frac{dT}{dt} dV = \int \mathrm{div}(\chi \nabla T) dV + \int \dot{E} dV,$$

звідки

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \mathrm{div}(\chi \nabla T) + \dot{E}.$$

Розписуючи повну похідну з урахуванням конвекції, знаходимо:

$$\frac{dT}{dt}=\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial T}{\partial x}\cdot\frac{\partial x}{\partial t}+\frac{\partial T}{\partial y}\cdot\frac{\partial y}{\partial t}+\frac{\partial T}{\partial z}\cdot\frac{\partial z}{\partial t}=$$
$$=\frac{\partial T}{\partial t}+v_x\frac{\partial T}{\partial x}+v_y\frac{\partial T}{\partial y}+v_z\frac{\partial T}{\partial z}=\frac{\partial T}{\partial t}+(\mathrm{v}\,\mathrm{grad})T.$$

Тому остаточно

$$\rho c_p\left(\frac{dT}{dt}+(\mathrm{v}\,\mathrm{grad})T\right)=\mathrm{div}(\chi\,\mathrm{grad}\,T)+\dot{E}.$$

Отримане рівняння, що визначає розподіл температури в змащувальному матеріалі, має дуже складний характер, оскільки характерні величини, які входять до нього – густина, теплоємність і теплопровідність – залежать від температури. На практиці, однак, доводиться зазвичай не враховувати цю залежність і вважати всі три величини постійними. Нехтування зміною матеріальних констант із температурою стає законним, якщо зміна температури мастильного матеріалу від точки до точки досить повільна. На досвіді, особливо для великих теплових потоків, ця умова не виконується. Однак облік залежності матеріальних констант від температури істотно ускладнює рівняння теплопередачі. У переважній більшості завдань доводиться задовольнятися наближенням, в якому всі матеріальні константи вважаються незалежними від температури. Їх значення слід відносити не до температури граничної поверхні, а до деякої середньої температурі рідини. Нехтуючи залежністю матеріальних констант від температури і, отже, від координат, маємо

$$\rho c_p\left(\frac{dT}{dt}+(\mathrm{v}\,\mathrm{grad})T\right)=\chi\,\mathrm{div}(\mathrm{grad}\,T)+\dot{E}$$

або

$$\frac{dT}{dt} + (\mathrm{v}\,\mathrm{grad})T = \chi_T \Delta T + \frac{\dot{E}}{\rho c_p}, \tag{4.1}$$

де через $\chi_T = \dfrac{\chi}{\rho c_p}$ – температуропровідність.

У більшості випадків виявляється можливим знехтувати в рівнянні (4.1) дисипированим теплом $\dfrac{\dot{E}}{\rho c_p}$. Для цього необхідно, щоб рух мастильного матеріалу відбувався досить повільно (оскільки $\dot{E}$ пропорційно квадратам похідних від швидкостей), а різниці температур зазвичай досить великі. Тоді різниці температур, що виникають у рідині через дисипацію енергії, малі порівняно з наявними перепадами температури. Нехтуючи дисипативним членом, можна переписати рівняння (4.1) в набагато більш простому вигляді:

$$\frac{dT}{dt} + (\mathrm{v}\,\mathrm{grad})T = \chi_T \Delta T.$$

Розподіл температур у стаціонарному випадку визначається рівнянням

$$(\mathrm{v}\,\mathrm{grad})T = \chi_T \Delta T.$$

Граничні умови, що зустрічаються звичайно в теплових завданнях, мають наступний характер.

На поверхні:

а) на поверхні тіла, яке нагрівається або охолоджується, температура повинна мати задане постійне значення;

б) перенесення тепла з поверхні тіла відсутнє: потік тепла по нормалі до поверхні тіла має дорівнювати нулю;

в) на поверхні тіла задано значення теплового потоку.

Вдалині від поверхні:

а) температура повинна мати задане значення в разі зовнішнього обтікання;

б) у разі течії по трубі задається температура рідини біля входу.

Таким чином, граничні умови теплових завдань мають такий самий характер, як і граничні умови дифузійних завдань. Це дозволяє перенести на теплові завдання деякі загальні результати дифузійних завдань:

- безрозмірний тепловий потік – число Нуссельта – в умовах вимушеної конвекції є функцією двох безрозмірних критеріїв – числа Рейнольдса і числа Прандтля (теплового);
- при природній конвенції число Нуссельта визначається критеріями Грассгофа і Прандтля.

Визначення ефективності процесу енергоперетворення під час поступального руху (також, як і в випадку обертального руху) доцільно виконувати непрямими методами.

4.2. Експериментальне визначення реологічних характеристик наноструктурованих вуглеводневих рідин зі зміною теплового потоку

Незворотні втрати енергії, що виникають у теплових двигунах і пов'язані з наноструктурованими мастильними матеріалами, практично неможливо досліджувати шляхом безпосереднього визначення теплових потоків. При цьому, стан і характеристика наноструктурованих ГЗШ визначає стійкість роботи теплового двигуна, а його реологічні параметри характеризують процес дисипації енергії в трибологічній системі кільце – мастильний матеріал – втулка. Дослідження процесів дисипації енергії в ГЗШ можливо

виконувати непрямими методами, одним з яких є аналіз смуг електронного поглинання. Найбільш доступним і інформативним способом вивчення електронних смуг поглинання є їх спектрофотометрія.

4.2.1. Вплив поля поверхневих сил на форму смуг електронного поглинання вуглеводневих рідин

Електронні смуги поглинання характеризують енергетичну активність молекул речовини. Таким чином, можливість визначення та оцінки характеристик таких смуг гарантує отримання інформації про енергетичну стабільність досліджуваного матеріалу, зокрема моторного мастила.

Визначення смуг електронно-коливального поглинання ЕЖК здійснюється виходячи з припущень, що смуга поглинання описується симетричною кривою [220, 223, 260]:

$$\rho_g(W) = C_0\rho_0(W_0 - W); \qquad (4.2)$$

де C_0 – нормувальний множник,

W_0 – енергія, відповідна положенню максимуму смуги поглинання, а

$$\rho_0(W_0 - W) = \rho_0(W - W_0).$$

В ОВПШ енергія молекули, що знаходиться в збудженому електронному стані, змінюється і стає рівною

$$W_1 = W_0 + V(\Omega, z),$$

де $V(\Omega, z)$ – потенційна енергія молекули, що залежить від орієнтаційних (Ω) і трансляційних (z) координат щодо директора L.

Для рідких кристалів нематичного типу (до яких відносяться технічні

вуглеводневі рідини – мастило і паливо) приймаємо

$$V(\Omega, z) = V(\theta),$$

де θ – кут між довгою віссю молекули і директором L [232, 233].

Розкладемо $V(\theta)$ в ряд за парними поліномами Лежандра, обмежуючись двома першими складовими:

$$V(\theta) = -V_0 - AP_2(\theta);, \tag{4.3}$$

де $AP_2(\theta) = \frac{1}{2}\left(3\cos^2\theta\right) - 1$ являє собою поліном Лежандра другого порядку, а доданок V_0 відповідає ізотропній фазі.

Знак мінус в (4.3) вказує на зменшення енергії порушеної електронного стану молекули за рахунок її взаємодії з оточенням.

Позначимо, $V_0 = |V_m| - \Delta V$, де V_m – максимально можливе значення енергії взаємодії, а величина ΔV статистично розкидана, тоді

$$V(\theta) = |V_m| + \Delta V - AP_2(\theta),$$

а енергія молекули, що знаходиться в рідкій фазі:

$$W_1 = W_0 - |V_m| + \Delta V - AP_2(\theta). \tag{4.4}$$

Схематично зміна рівнів енергії молекули при переході від газоподібної фази до рідкої і далі до ОВПШ показана на рис. 4.1 [224-226].

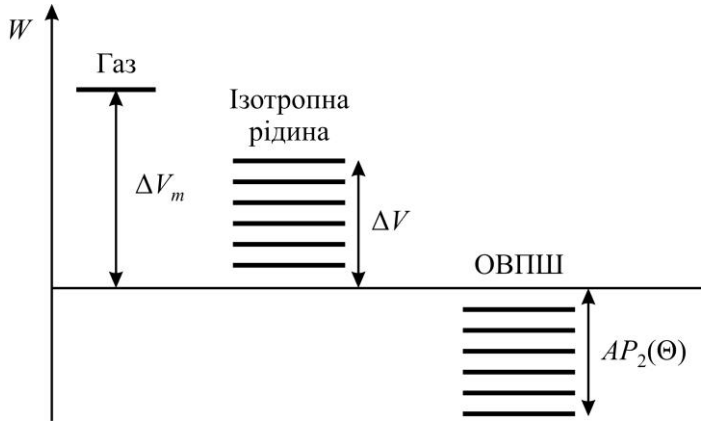


Рис. 4.1. Схема молекулярних рівнів енергії

Спектр поглинання окремо взятої молекули, що знаходиться в рідкій фазі, знайдемо, підставивши у вираз для форми смуги (4.2) замість W_0 вираз (4.4).

Розглянемо тепер ансамбль молекул, енергії яких розкидані в інтервалі шириною $d(\Delta V)$, а їх довгі осі орієнтовані щодо директора в межах від θ до θ+dθ.

Тоді з урахуванням (4.2) і (4.4) можна записати:

$$\rho_j(W,\Delta V,\theta)d(\Delta V)\sin\theta d\theta = \\ = \frac{C_0}{C_1}\rho_0\left(W_0 - V_m + \Delta V - AP_2(\theta) - W\right)\cdot I_j(\beta,\theta)\cdot f(\Delta V,\theta)\cdot d(\Delta V)\sin\theta d\theta, \quad (4.5)$$

де функція розподілу $f(\Delta V,\theta)$ визначається виразом

$$f(\Delta V,\theta) = \frac{1}{C_2}\exp\left(-\frac{-\Delta V - AP_2(\theta)}{kT}\right);$$

C_1 і C_2 – нормувальні множники.

У виразі (4.5) $I_j(\beta,\theta)$– компоненти тензора інтенсивності, j=0, 1, 2 – індекс, що визначає вид поляризації світла. Значення j=0 відповідає випадку, коли спектр поглинання реєструється в неполяризованому світлі [240, 241].

Для рідких кристалів нематичного типу компоненти тензора інтенсивності мають вигляд:

$$I_j(\beta,\theta)=1+\alpha_j(\beta)P_2(\theta),$$

де

$$\alpha_j(\beta)=\begin{cases}1(j=0)\\2S_\beta(j=\|)\\-S_\beta(j=\perp)\end{cases};$$

а $S_\beta=\dfrac{3\cos^2\beta-1}{2}$, β – кут між дипольним моментом і довгою віссю молекули.

Розглянемо випадок, коли контур смуги $\rho_0(W_0-W)$ є гаусовим. Тоді, інтегруючи (4.5), отримаємо:

$$\rho_j(W)=\frac{C_0}{C_1}\int_0^\infty d(\Delta V)\int_0^\pi \varphi(\Delta V,\theta,W)\sin\theta d\theta;$$

де

$$\varphi(\Delta V,\theta,W)=\exp\left(-\frac{1}{2\Delta W^2}\left(W_0-|V_m|-\Delta V-AP_2(\theta)-W\right)^2\right)\times$$
$$\times\exp\left(-\frac{\Delta V-AP_2(\theta)}{kT}\right)\cdot I_i(\beta,\theta);$$

Введемо безрозмірні величини:

$$\frac{\Delta V}{kT_0}=x,\ \frac{kT_0}{\Delta W}=\frac{1}{a},\ \frac{W_0-|V_m|}{kT_0}=v_0,\ \frac{W}{kT_0}=v,\ \frac{A}{kT_0}=a,\ \frac{T_0}{T}=\frac{1}{b},$$

і зробимо заміну $\cos\theta=y$. Тоді функція форми смуги електронно-коливального поглинання ОВПШ набуває вигляду:

$$\rho_j(\nu) = \frac{C_0}{C_1}\int_0^{\infty} dx \int_{-1}^{1} dy \varphi(x, y, \nu); \tag{4.6}$$

де

$$\varphi(x, y, \nu) = \exp\left(-\frac{1}{2\sigma^2}(\nu_0 + x - aP_2(y) - \nu)^2\right) \times$$
$$\times \exp\left(-\frac{1}{b}(x - aP_2(y))\right) I_j(\beta, y). \tag{4.7}$$

При цьому функція розподілу набуває вигляду:

$$f(x, y) = \frac{\exp\left(-\frac{x}{b} + \frac{a}{b}P_2(y)\right)}{\int_0^{\infty} dx \int_{-1}^{1} dy \exp\left(-\frac{x}{b} + \frac{a}{b}P_2(y)\right)}; \tag{4.8}$$

У виразах (4.7)-(4.8):

ν_0 – параметр, що визначає положення центра ваги смуги;

σ – півширина смуги;

a – параметр, що визначає внесок анізотропних міжмолекулярних взаємодій у загальну енергію молекули;

b – параметр, що визначає ступінь порушення впорядкованості, зумовленої тепловим рухом молекул [165].

Таким чином, параметр порядку *S*

$$S = \frac{\int_0^1 P_2(y)\exp\left(\frac{a}{b}P_2(y)\right)dy}{\int_0^1 \exp\left(\frac{a}{b}P_2(y)\right)dy}$$

визначається співвідношенням між параметрами *a* і *b*: чим більше *a* й чим менше *b*, тим більше параметр порядку *S*. Залежність параметра порядку *S* від співвідношення *a*/*b* показана на рис. 4.2.

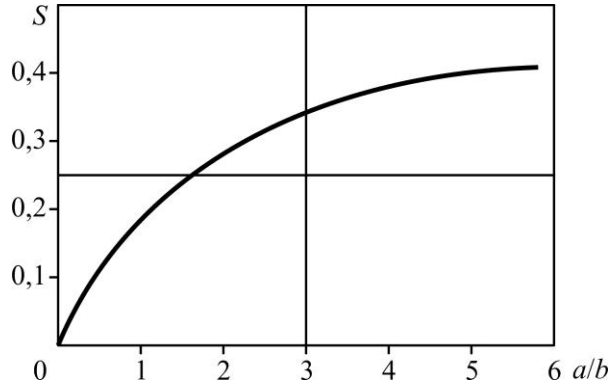


Рис. 4.2. Залежність параметра S порядку від співвідношення *a*/*b*

Після інтегрування за *x* вираз (4.6) приймає вигляд:

$$\rho_j(\nu) = \frac{a_0}{2b}\exp\left(\frac{\nu_0 - \nu}{b} + \frac{\sigma^2}{2b^2}\right)\times$$
$$\times\int_{-1}^{1} dy I_j(\beta, y)\left(1 + erf\left(\frac{1}{\sqrt{2}}\left(\frac{\nu - \nu_0 + aP_2(y)}{\sigma} - \frac{\sigma}{b}\right)\right)\right); \quad (4.9)$$

де *erf*(*x*) – функція помилок [177].

Функція (4.9) володіє великою різноманітністю форм. Для ізотропної рідини слід покласти *a*=0, а якщо спектр реєструється в неполяризованому світлі, то $I_j(\beta, y) = 1$. Аналіз функції (4.9) показує, що зі збільшенням параметра *b* смуга витягується в бік високих частот, а її максимум зсувається в низькочастотну область. При збільшенні параметра a спостерігаються зворотні зміни. З параметром *b* пов’язано хаотичний рух молекул, що призводить до розупорядкування системи, а величина параметра a визначається анізотропними міжмолекулярними взаємодіями, які обумовлюють орієнтаційну впорядкованість в системі. Зауважимо, що при деякому співвідношенні величин параметрів *a* і *b*, смуга поглинання НЖК стає симетричною. Це означає, що в цьому випадку вплив хаотичного і орієнтаційного факторів на форму смуги НЖК взаємно скомпенсовано.На рис. 4.3 і 4.4 показана залежність форми смуги від зміни параметрів *a* і *b*, при

фіксованих значеннях інших параметрів (a_0=1,ν_0=1, σ=50.) Як видно з рис. 4.3-4.4, зі збільшенням параметра *b* смуга витягується в бік високих частот. Зі збільшенням параметра *a* спостерігаються зворотні зміни. Таким чином, вплив параметрів *a* і *b* на форму смуги поглинання ОВПШ носить конкуруючий характер.

Найбільш інформативним з точки зору визначення характеристик ГЗШ є метод поглинання домішкових молекул, що дозволяє з досить високою точністю проводити експериментальні дослідження не тільки для ароматичних вуглеводнів, а й для технічних мастил [236].

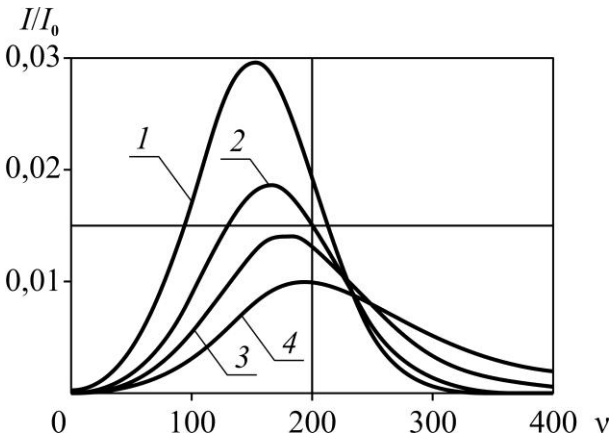


Рис. 4.3. Залежність форми неполяризованої смуги поглинання ОВПШ від величини параметра *b*: 1 – 10, 2 – 25, 3 – 50, 4 – 100; при величині параметра *a*=10

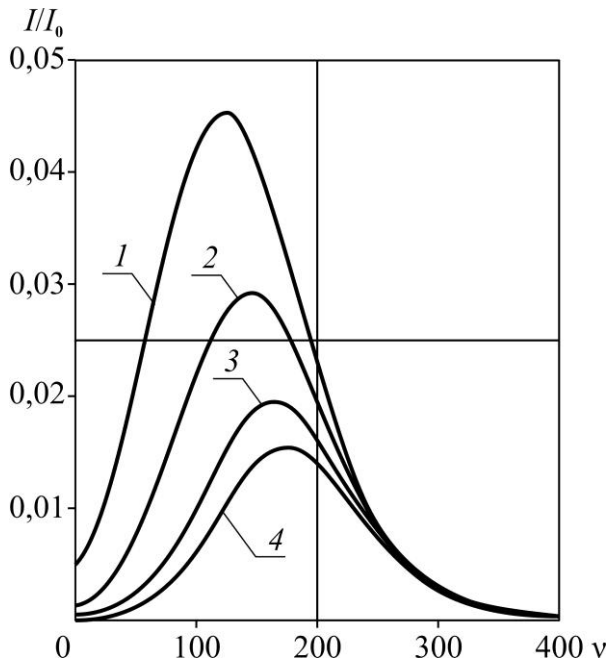


Рис. 4.4. Залежність форми неполяризованої смуги поглинання ОВПШ від величини параметра *a*: 1 – 10, 2 – 25, 3 – 50, 4 – 75; при величині параметра *b*=40

4.2.2. Об’єкти досліджень

Як об’єкт дослідження було обрано суднові моторні мастила Castrol CL 70 і Texaco Special HT 70, що використовуються для забезпечення режимів мащення ЦПГ суднових дизелів. Дані моторні мастила мають рівноважні значення основних характеристик (таблиця 4.1), а тому можуть бути порівняні під час проведення експерименту, крім того, продовжилися експерименти з ММ, характеристики яких наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 4.1

Основні характеристики моторних мастил, що використовуються при проведенні експерименту

Характеристика	Castrol CL 70	Texaco Special HT 70
Індекс SAE	50	50
В’язкість кінематична, сСт: за 40°С, за 100°С	 217 19,5	 221 20
Загальне лужне число (Total Base Number – TBN), мгКОН/г	70	70
В’язкість за 15°С,	940	940
Температура спалаху,°С,	215	207

Відсутність помітних смуг поглинання у видимій і ближній ультрафіолетовій області спектра зазначених моторних мастил зумовила необхідність дослідження примесного поглинання розчиненого в матриці моторного мастила досліджуваної прошарку барвника. Як барвник використовувався чорний судан. Структурна формула даного з’єднання представлена на рис. 4.5. Основною властивістю таких речовин, як чорний судан, що визначає можливість застосування методу дихроїзму в області

електронних смуг поглинання для дослідження структурної впорядкованості в пристінних шарах рідини, є наявність в молекулі певним чином орієнтованих дипольних моментів електронних переходів у ній [165, 222].

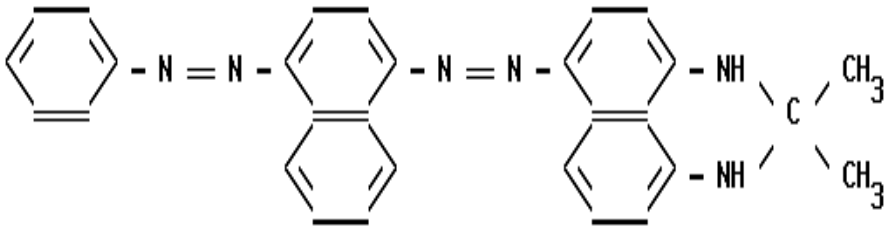


Рис. 4.5. Структурна формула чорного судану

Наявність пов’язаних бензольних кілець зумовлює високу екстинкцію в області видимого спектру (ν~20700 см$^{-1}$). Орієнтаційна впорядкованість матриці зумовлює впорядкованість молекул домішки, однак неповна ізоморфність молекул матриці і молекул домішки обумовлює необхідність з певним ступенем обережності підходити до точності абсолютних оцінок методу примесного поглинання.

Для перевірки впливу неповної ізоморфності молекул як альтернативної добавки до досліджуваної рідини в прошарку використовувалися багатошарові вуглецеві трубки. Такі трубки являють собою монодисперсне середовище, що складається з окремих сильно витягнутих макромолекул – «паличок» (діаметр 20 нм, довжина близько 2 мкм). Роблячи спеціальні заходи у вигляді впливу інтенсивним полем ультразвукового випромінювання апарату УЗГ-5М, вдавалося домогтися високого ступеня гомогенізації досліджуваної системи і зруйнувати сформовані в суміші агломерації нанотрубок. Генератор УЗГ-5М складається з декількох силових осередків і загальної системи управління. Система дозволяє регулювати різницю фаз вихідної напруги осередків, домагаючись необхідного розподілу картини ультразвукового поля.

Після цього вивчення особливостей товщинних залежностей оптичної щільності, що виникають за рахунок ефекту геометричного затінення

нанотрубок в ОВПШ, дозволяло робити висновки про структурні особливості прошарків. Фактично нанотрубки в досліджуваній системі відіграють роль молекул «гостя» і «відчувають» наявність ЕЖК фази. Близькість результатів, одержуваних при добавці чорного судану і нанотрубок, визначає їхню достовірність. Поверхні, на яких утворювалися приповерхневі шари, оброблялися за стандартною методикою – промивка в гарячій хромовій кислоті, дистильованій воді і т.д.

4.2.3. Методика температурних досліджень наностуктурованих поверхневих шарів вуглеводневих рідин спектрофотометричним методом

Під час дослідження товщинних змін в спектрах ЕЖК фази використовувалася методика сканування по товщині клиновидного шару рідини, наведена в п. 3.5.

Вимірювання спектрів приповерхневих шарів рідини, утворених в металевих кюветах за різних температур, проводилися методом, що дозволяв отримати і надійно підтримувати необхідні значення [264].

Для вимірювання та контролю температури використовувалися стандартні мідь-константанові термопари, електрорушійна сила (ЕРС) яких визначалася за допомогою електронного цифрового вольтметра Ф-4834 з точністю ~ 5 мкВ, що відповідає точності вимірювання температури ~ 0,12 К. Градуювання термопари з урахуванням нелінійної залежності термоЕРС від температури проводилося за допомогою раніше розробленої методики вимірювання термосили $\alpha = \frac{dE}{dt}$ в декількох температурних точках з подальшою перевіркою цих значень в еталонних точках:

температура плавлення води і бензолу (0°С і 5,5°С);

температура переходу $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O \rightarrow Na_2SO_4 + 10H_2O$ (38,4°С).

У цих дослідах еталонний спай термопари знаходився в нуль-осередку з льодом, що дозволило вимірювати температуру і її зміну з точністю ~0,1 К. Схема контролю і вимірювання температури, що містить розташування робочих спаїв термопар і підігрівачів для клиноподібній кювети, показана на рис. 4.6.

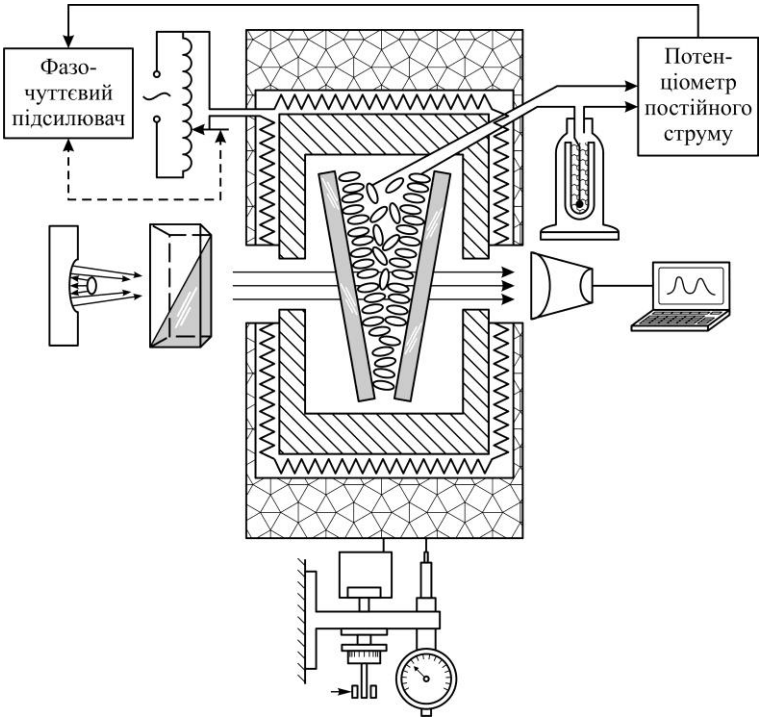


Рис. 4.6. Схема підтримки і вимірювання температури в кюветній камері під час визначення спектрів поглинання вуглеводневих рідин

Піч, у якій розташовувалася кювета, нагрівалася при заздалегідь визначеному значенні сили струму до заданої температури з подальшим коригуванням температури спочатку вручну, а далі автоматично за допомогою релейної схеми. Час витримування кювети в печі до встановлення постійного значення температури зазвичай не перевищував 30 хв. Нерівномірність температурного поля в межах шару рідини не перевищувала $\Delta T=(T_1-T_2)$~0,1 К, де T_1 і T_2 – значення температур на краю рідкого прошарку і в його центрі.

Кювета для дослідження спектрів приповерхневих шарів рідини складалася з металевих кілець, які стискалися гвинтами, і кварцових вікон, між якими утворювалися шари рідини. Однак, внаслідок значної різниці в значеннях температурних коефіцієнтів розширення металу і кварцу, профіль поперечного перерізу кювети при нагріванні істотно деформувався, що не дозволяло використовувати попередньо набуті значення товщини для аналізу результатів.

Температурні дослідження спектрів проводилися за наступною методикою. Кювета попередньо нагрівалася до певної температури, а далі інтерферометрично вимірювався профіль зазору. Після цього в кювету вводилася досліджувана рідина (тієї ж температури) і проводилися спектральні вимірювання. Для проведення експерименту за іншої температури кювета розбиралася, і проводилися нові виміри. Це трохи ускладнювало вимоги до наявності в серії дослідів однаковою поверхні робочих вікон, однак розроблені методики обробки кварцових поверхонь дозволяли отримати досить добре відтворювані результати. Контроль якості збереження профілю кювети в заповненому стані проводився шляхом аналізу спектру об’ємної частини рідкого шару за значенням екстинкції в максимумах смуг поглинання.

Для зменшення швидкості випаровування було розроблено методику використання тонкого гнучкого металевого обтягування, яке додатково одягалося на бічні поверхні вікон кювети і стягувалося гвинтом. Такі обтягування не заважали процесу створення клиноподібного простору в кюветі і дозволяли заповнювати цю кювету досліджуваної рідиною через мікроотвір (d~0,1 мм). Спеціально проведені досліди показали, що при t=60°C випаровування досліджуваної рідини з кювети не перевищує 0,1%.

Визначення спектрів поглинання за різних температурах досліджуваних вуглеводневих рідин виконувалися для наступних моторних мастил:

- Shell Rimula R4X 15W40, Castrol Vection 15W40 (дані ММ використовувалися в системі змащування суднового дизеля Volvo Penta

TMDA 163A);

- Shell Navigo Tepeo 40/40, Castrol TLX PLUS 404 (використовувалися в системі мащення суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W);
- Texaco Special HT 70, Castrol CL 70 (використовувалися в системі мащення суднового дизеля 12K98ME-C7 DOOSAN-MAN-B&W).

Результати вимірювань проілюстровані на рис. 4.7.

За допомогою спектральних досліджень також можливо визначити параметр порядку *S* молекул в ОВПШ, а також товщину ГЗШ d_s. Товщина залежність середнього значення параметра порядку ОВПШ моторних мастил Texaco Special HT 70 і Castrol CL 70 приведена на рис. 4.8.

Для підтвердження коректності проведених вимірювань і розрахунків для цих же мастил визначалася залежність оптичної щільності *D* від ширини клиновидного зазору $d - D=f(d)$, за якою також можливо визначити значення товщини ГЗШ *ds* [178, 221, 228, 265]. Результати вимірювань проілюстровані на рис. 4.9.

Аналогічні дослідження і розрахунки також проводилися для моторних мастил Shell Rimula R4X 15W40, Castrol Vection 15W40, Shell Navigo Tepeo 40/40 і Castrol TLX PLUS 404.

Аналогічно поняттю «реологічна стійкість», введеного в розділі 3, для спектральних характеристик ММ введемо визначення «спектральна щільність», під якою в даному випадку будемо розуміти відношення максимум спектрів поглинання за температур 20 і 80°С (рис. 4.7) – $K_{\mathrm{I}} = I_{\max}^{20} / I_{\max}^{80}$. Значення даного параметра для досліджуваних ММ наведено в таблиці 4.2.

Необхідно відзначити, що чим менше спектральна щільність (тобто чим ближче один до одного знаходяться спектри поглинання за температур 20 і 80°), тим менше вплив на структуру ГЗШ мастила фактора порушення впорядкованості, зумовленого тепловим рухом молекул.

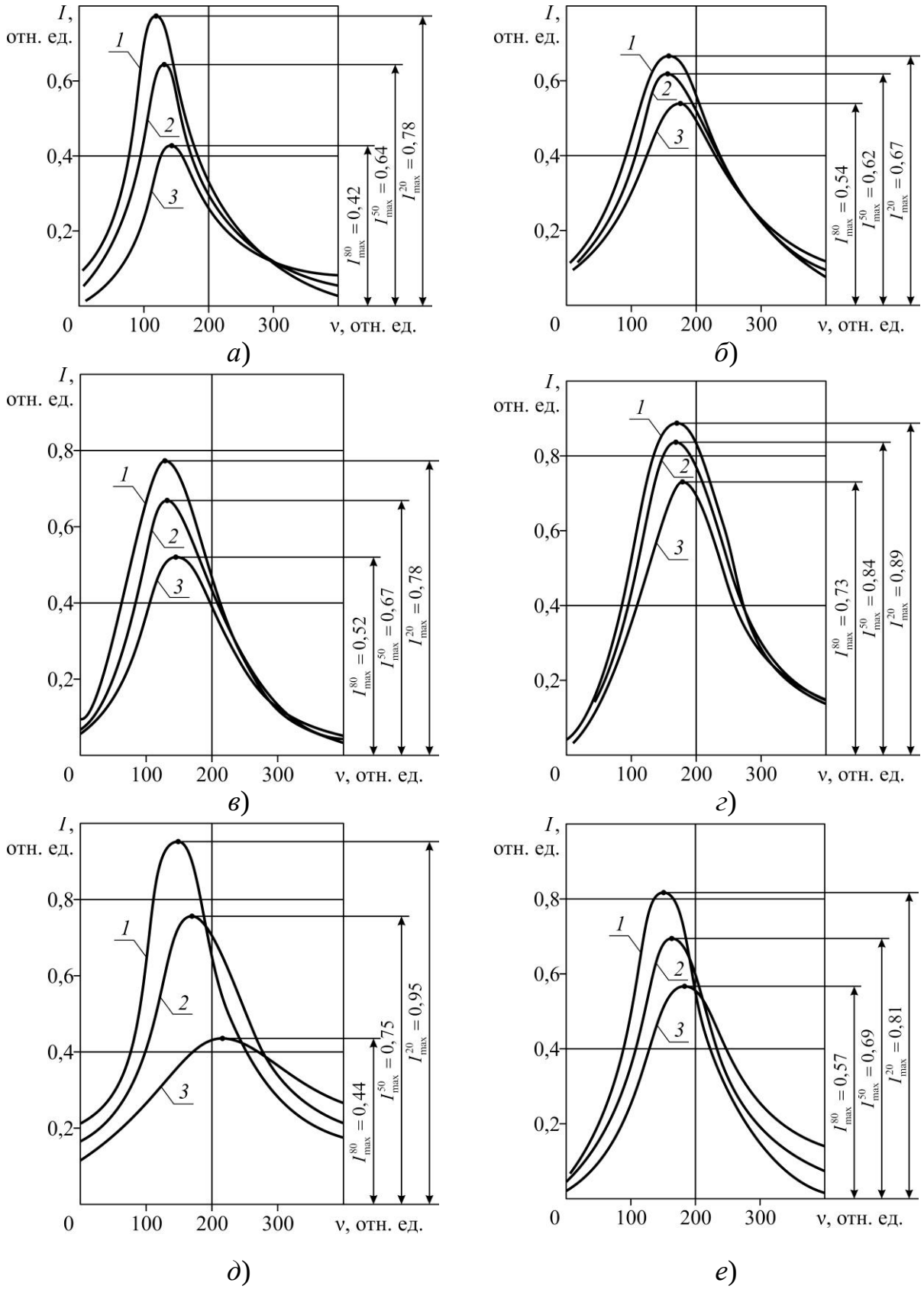
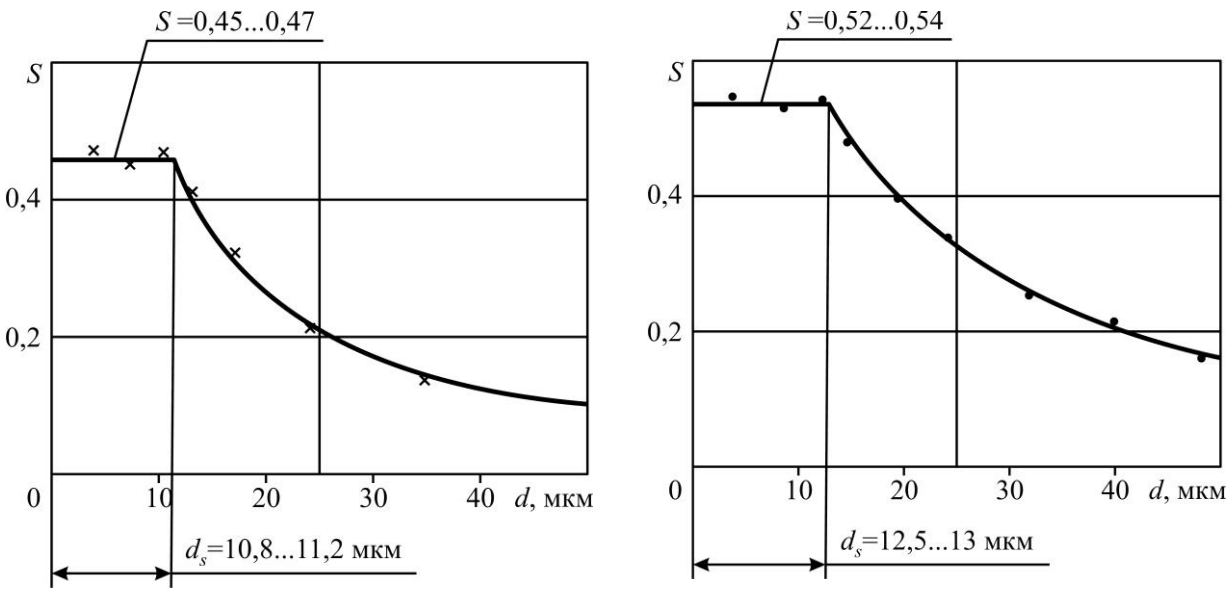
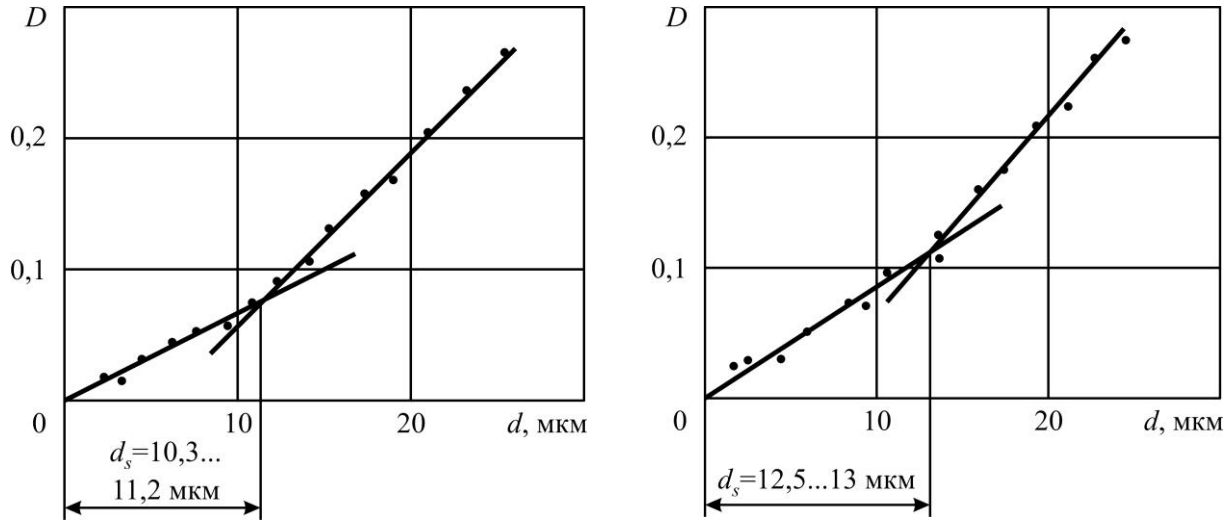


Рис. 4.7. Спектри поглинання суднових ММ за різних температур:
а) Shell Rimula R4X 15W40; б) Castrol Vection 15W40; в) Shell Navigo Tepeo 40/40; г) Castrol TLX PLUS 404; д) Texaco Special HT 70; е) Castrol CL 70;
1 – 20°C; 2 –50°C; 3 –80°C



а) *б*)

Рис. 4.8. Товщина залежність середнього значення параметра порядку ОВПШ моторних мастил Texaco Special HT 70 (*а*) і Castrol CL 70 (*б*)



а) *б*)

Рис. 4.9. Товщина залежність оптичної щільності ОВПШ моторних мастил Texaco Special HT 70 (*а*) і Castrol CL 70 (*б*)

Зміна параметра порядку *S* (і, відповідно, ступеня впорядкованості наноструктурованих шарів моторного мастила), а також товщини ГЗШ *ds* в залежності від температури для досліджуваних моторних мастил показано на рис. 4.10.

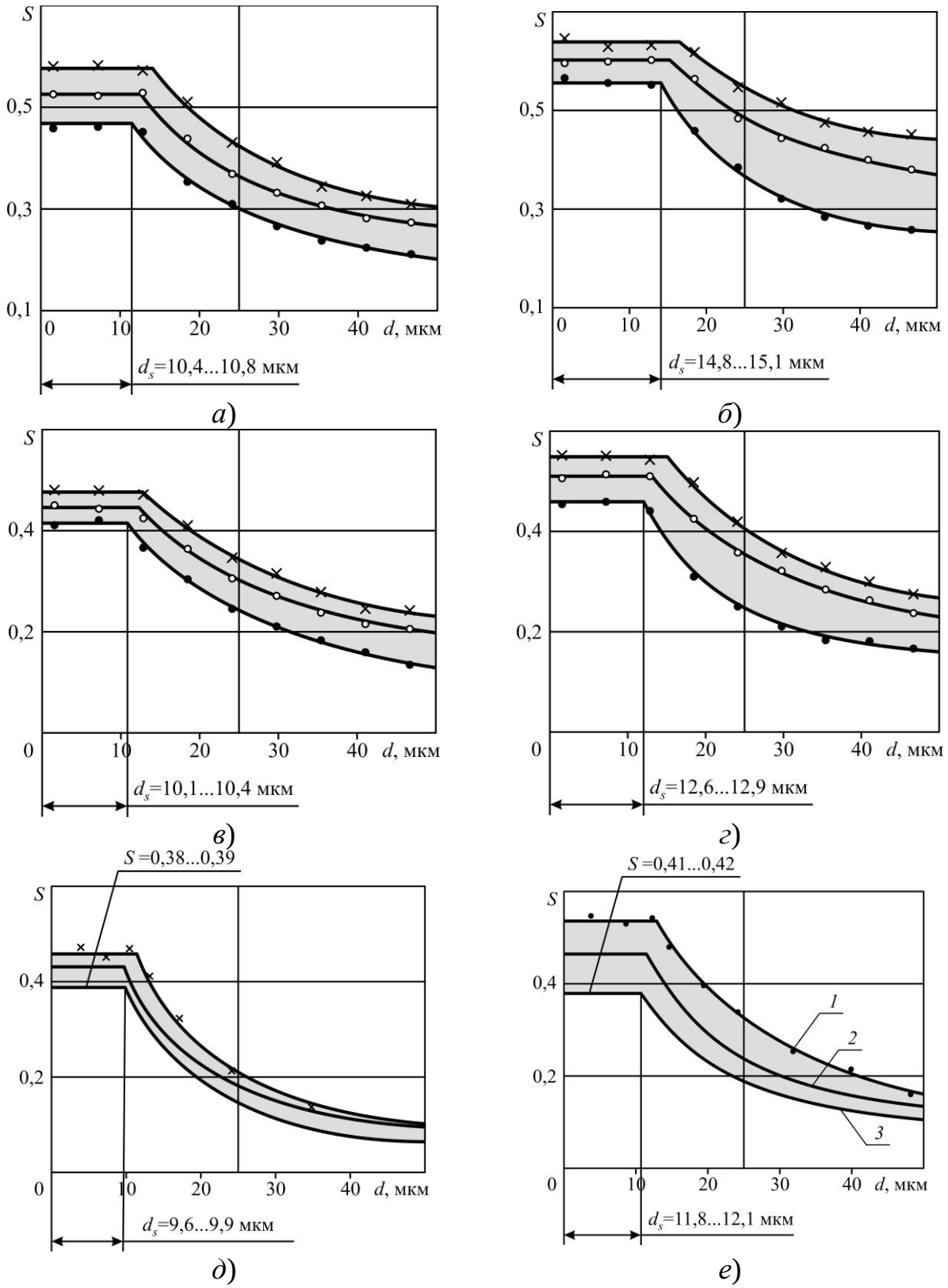


Рис. 4.10. Залежність середнього значення параметра порядку ОВПШ моторних мастил від товщини за температур 20, 50, 80□С (від верхньої до нижньої):

а) Shell Rimula R4X 15W40; б) Castrol Vection 15W40; в) Shell Navigo Tepeo 40/40; г) Castrol TLX PLUS 404; д) Texaco Special HT 70; е) Castrol CL 70

Таблиця 4.2

Характеристики моторних мастил

Марка моторного мастила	характеристика				
	Спектральна щільність, $K_{\mathrm{I}} = I_{\max}^{20} / I_{\max}^{80}$	Параметр порядку		Товщина ГЗШ, мкм	
		S^{20}	S^{80}	d_s^{20}	d_s^{80}
Shell Rimula R4X 15W40	1,85	0,58…0,59	0,46…0,47	14,7…15,0	10,4…10,8
Castrol Vection 15W40	1,24	0,63…0,64	0,55…0,56	17,1…17,5	14,8…15,1
Shell Navigo Tepeo 40/40	1,50	0,48…0,49	0,41…0,42	13,7…14,1	10,1…10,4
Castrol TLX PLUS 404	1,22	0,55…0,56	0,45…0,46	16,0…16,3	12,6…12,9
Texaco Special HT 70	2,16	0,46…0,47	0,38…0,39	12,5…12,7	9,6…9,9
Castrol CL 70	1,42	0,53…0,54	0,41…0,42	13,6…13,8	11,8…12,1

4.3. Моделювання реологічних характеристик наноструктурованих поверхневих шарів моторних мастил під час поступального переміщення деталей циліндро-поршневої групи

Забезпечення процесу енергоперетворення в ДВЗ з мінімально допустимими незворотними втратами для різних типів дизелів має свої особливості [266-269].

Довгоходові малообертові дизелі (МОД) відрізняються від двигунів з традиційними співвідношеннями ходу поршня до діаметру циліндра

зниженою частотою обертання на номінальній потужності, що забезпечує більш високий індикаторний ККД двигуна і пропульсивний ККД всієї установки. Висока економічність таких двигунів досягнута і завдяки підвищенню максимального тиску згоряння і поліпшенню індикаторного процесу. Усі ці зміни прямо стосуються формування на поверхні деталей ЦПГ мастильної плівки, яка забезпечує процес перетворення потенційної енергії палива на кінетичну енергію колінчастого вала. Справді, при рівних робочих об’ємах циліндра довгоходового МОД і звичайного в першому випадку необхідно змащувати на 25...30 % більшу площу. Збільшення максимальних тисків (до 15,0...16,0 МПа) і температур у верхній частині циліндра (до 250...280°С) призводить до підвищення вимог до мастила щодо запобігання утворенню відкладень і зносу.

Висока потужність, яка припадає на одиницю робочого об’єму циліндрів сучасних МОД, дає велике тепловиділення, значна частка якого сприймається мастильною плівкою. При недостатній термічній і окислювальній стабільності мастила створюються передумови для підвищення зносу циліндропоршневої групи, що збільшує рівень мінімально неминучих втрат енергії.

Традиційно експлуатація суднових МОД на сталих режимах роботи проводиться на важких сортах палива. Температура повітряного заряду в циліндрі дизеля в момент впорскування палива, а також тривалий (порівняно з середньообертовими дизелями) період часу, що припадає на його займання, дозволяє надійно використовувати в цих типах дизелів паливо погіршеного структурного і фракційного складу. Час експлуатації МОД на легкому паливі, а також на суміші легкого і важкого палива визначається їх роботою на пускових режимах і залежить від призначення судна. Природно, що в разі роботи в прибережних районах і під час заходу у морські порти, коли експлуатація ГД відбувається на режимах пуску і реверсу, час роботи дизеля на легкому паливі підвищується, як підвищується і його витрата.

Суднові МОД і системи обробки палива сучасних суден модифіковані на застосування надважких палив із в’язкістю до 750 сСт при 50°С і густиною до 1010 кг/м^3. Особливості умов роботи циліндрового мастила на поверхні деталей ЦПГ під час використання високов’язких і високогустиних палив визначаються наступними факторами:

- більш тривалим згорянням палива на лінії розширення;
- високим ступенем термічного впливу на мастильну плівку;
- попаданням на поверхню мастильної плівки великої кількості сажі в результаті неповноти згоряння палива;
- попаданням крапельок незгорілого палива в плівку через збільшення дальності розпилення палива великої густини [270, 271].

Такий процес змішування частинок, що знаходяться на поверхні циліндра, чинить негативний вплив на змащувальні властивості мастила, сприяє зниженню його термічної і термоокислювальної стабільності [272-274].

Використання важких і надважких палив у крейцькопфних дизелях зумовлює посилення вимог до ряду властивостей циліндрового мастила. Перш за все, це стосується забезпечення нейтралізуючої здатності високої термоокислювальної стабільності і антинагарних властивостей мастила. Конструктивне вдосконалення МОД й посилення умов їх експлуатації формують основні вимоги, що висуваються до циліндрових мастил нового покоління. Для забезпечення процесу енергоперетворення з мінімально немінучими незворотними втратами моторне мастило має виконувати наступні функції:

- володіти відповідною в’язкістю для забезпечення достатньої мастильної здатності за високих робочих температур і водночас швидко розтікатися по поверхням тертя;
- створювати ефективне ущільнення між поршневими кільцями і втулкою циліндра;

•знижувати до мінімальної величини тертя ковзання і забезпечувати високі антифрикційні властивості;

•нейтралізувати сильні мінеральні кислоти, які утворюються під час спалювання палив, що містять сірку;

•запобігати утворенню нагару в зоні поршневих кілець, вікнах втулки циліндра, на клапанах газорозподілу і забезпечувати рухливість кілець у процесі тривалої експлуатації;

•спалюватися в циліндрі, залишаючи якомога менше нагару можливо більш м’якої консистенції [275, 276].

ЦПГ дизелів відноситься до об’єктів постійного контролю технічного стану. У сучасних умовах експлуатації суднових дизелів виконання частих візуальних інспекцій циліндрових втулок не завжди видається можливим. Перш за все, це пов’язано з періодом невпинної роботи головних двигунів морських суден (наприклад, тривалість океанських переходів може досягати 20...30 діб), а також – з великими затратами на їх виконання. Тому для діагностування технічного стану циліндрової групи застосовуються непрямі методи. Найпоширенішим і доступним для умов морського судна є визначення лужного числа і кількості металевих домішок в мастилі, взятому з підпоршневих просторів дизеля. З цією метою використовуються суднові лабораторії, такі як Cylinder Scrape-Down Oil Analysis.

Сучасні методи діагностування, аналізують рівень корозії циліндрових втулок суднових дизелів, на основі визначення залишкового лужного числа мастила (base number – BN), взятого з підпоршневих просторів. При цьому за величиною BN можливо дати оцінку стану циліндропоршневої групи. Стан корозії циліндрових втулок залежить від рівня незворотних втрат енергії під час поступального руху поршня в трибологічній системі і переділяється на три основні групи:

1) BN=17...45 – циліндрові втулки експлуатуються в допустимому режимі, їх знос не перевищує допустимого значення, при цьому процес перетворення енергії відбувається з мінімальними незворотними втратами;

2) BN=10...16 – в циліндрі дизеля відбувається інтенсифікація процесу зношування – величина незворотних втрат підвищується;

3) BN до 10 – відбувається інтенсивне збільшення зносу циліндропоршневої групи із зростанням незворотних втрат [277].

Рівень незворотних енергетичних втрат, що виникають у трибологічній системі поршень – мастило – втулка в експлуатаційних умовах, регулюється кількістю і характеристиками ММ, що подається в циліндр дизеля.

Під час експлуатації дизеля в умовах 1-го режиму (BN=17...45) циліндрова система мащення не піддається регулюванню і питома витрата циліндрового мастила вважається оптимальним для даного режиму роботи.

Умови 2-го режиму (BN=10...16) свідчать про недостатню кількість мастила, що надходить на поверхню циліндрової втулки і для відновлення належного значення BN необхідно регулювання подачі циліндрового мастила.

Робота дизеля на третьому режимі (з показником BN<10) відноситься до аварійних умов, свідчить про підвищений знос циліндрової групи і вважається неприпустимою. При цьому необхідне не тільки регулювання подачі циліндрового мастила, але і регулювання інтенсивності охолодження циліндрових втулок, а також переведення дизеля на режим зниженого навантаження [278].

Основними показниками кількості подачі циліндрового мастила на циліндрові втулки є ACC фактор (adaptive cylinder oil control) і витрата мастила FR (feed rate). Величина ACC фактора береться за експериментальними даними, залежно від значень PQI (Particle Quantity Index) – кількості металевих частинок і BN в аналізах мастила, взятого з підпоршневого простору. Для суднових МОД ACC=0,2...0,35.

Рекомендована витрата мастила розраховується за формулою, г/(кВт·год)

$$FR = ACC \times S,$$

де S (sulfur) – кількість сірки в паливі, %.

Для технічного стану циліндрової групи дизеля за аналізами мастила, взятого з підпоршневого простору, виконувалися дослідження на двох однотипних суднових дизелях 12K98ME-C7 фірми MAN-B&W, які мають такі основні характеристики:

тип дизеля – двотактний, крейцькопфний;

номінальна потужність – $N_{ном}$=64080 кВт;

номінальна частота обертання – $n_{ном}$=94 об/хв;

кількість циліндрів – 12;

діаметр циліндра – D=0,98 м;

хід поршня – S=2,4 м;

система мащення циліндропоршневої групи – лубрікаторна (циліндрова).

Названі дизелі використовувалися як ГД на суднах одного класу і призначення (sister-ship), що виконують морські перевезення контейнерних вантажів однією і тією же транспортною лінією. На момент досліджень дизелі мали однаковий експлуатаційний період роботи, співмірні енергетичні показники і знаходилися в однаковому технічному стані.

Під час проведення експериментальних досліджень дизелі працювали на одному і тому ж сорті палива марки RMK700 з наступними характеристиками:

густина при 15°С – 990 кг/м^3;

в’язкість при 50°С – 700 сСт;

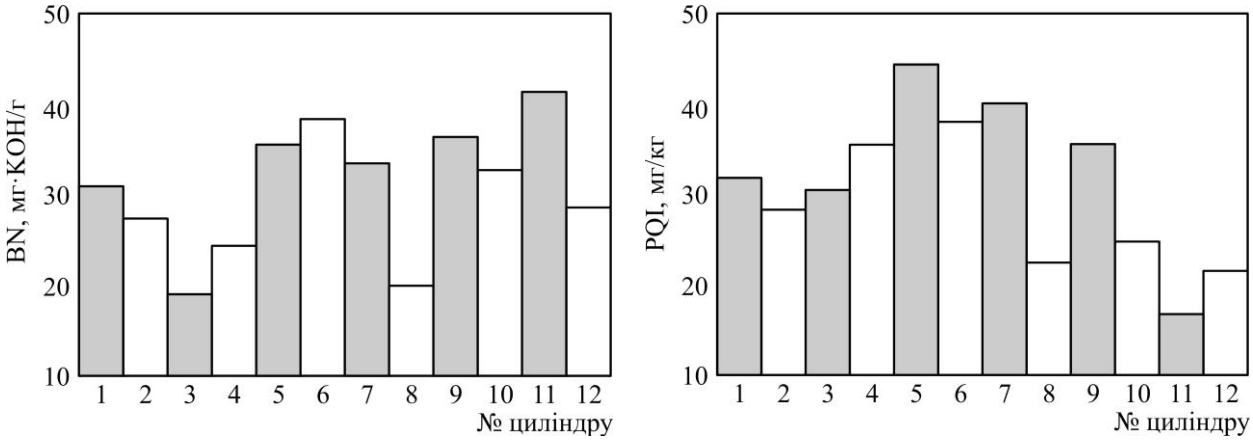
температура спалаху (min) – 60°С;

вміст сірки – 2,5...2,7 %.

Мащення ЦПГ одного з дизелів забезпечувалося моторним мастилом Castrol CL 70, іншого – моторним мастилом Texaco Special HT 70. Обидва сорти мастил рекомендовані заводом-виробником як основні марки під час експлуатації дизелів. Основні характеристики мастил наведені в таблиці 4.2.

Дослідження з визначення оптимальної подачі циліндрового мастила виконувалися тільки на сталих режимах роботи дизеля. Сталість навантаження на дизель визначалася незмінною частотою обертання колінчастого вала і постійною цикловою подачею палива.

Для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрового мастила. Відхилення її величини по циліндрах не перевищувало 5 % від середнього значення. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого мастила з подальшим визначенням у судновій технічній лабораторії значень BN і PQI. Експерименти були виконані для десяти циклів з інтервалом відбору проб 24 години. Усереднені значення отриманих результатів експерименту показані на рис. 4.11.



а) *б*)

Рис. 4.11. Визначення оптимального значення подачі циліндрового мастила за величиною BN (*а*) і PQI (*б*)

Із залежностей, поданих на рис. 4.11 видно, що рівень подачі мастила, встановлений для 9-го циліндра, забезпечує найбільше значення BN при мінімальній кількості PQI. За результатами випробувань було визначено

оптимальне значення ACC-фактора і надалі (з урахуванням вмісту сірки в паливі) розрахований рекомендована витрата мастила FR.

Під час експерименту на судновому дизелі 12K98ME-C7 фірми MAN-B&W контролювався і ряд інших параметрів, динаміку зміни яких наведено в таблиці 4.3. У таблиці відображені дослідження на прикладі 9-го циліндра ГД, який характеризувався оптимальними значеннями BN і PQI. Аналогічні результати були отримані для всіх 12-ти циліндрів дизеля, проте, для зменшення обсягу інформації якприклад вказано лише 9-й.

Таблиця 4.3

Визначення оптимальної витрати циліндрового мастила суднового дизеля 12K98ME-C7 фірми MAN-B&W

Дата (дд / мм / рр)	Тривалість експлуатації головного двигуна	TBN циліндрового мастила (ExMob570), мгКОН / г	Тривалість експлуатації циліндрових втулок	Вміст сірки в паливі,%	Потужність дизеля, кВт	Частота обертання валу, об / хв	Витрата циліндрового мастила, л / 24г	Питома витрата циліндрового мастила, г / (кВт□ч)	PQ-Index	BN відпрацьованого мастила, мгКОН / г	ACC фактор	Feed Rate (розрахункове значення), г / (кВт□ч)	Min Feed Rate (мінімально можливе значення), г / (кВт□ч)
25/04/17	12035	70	12035	2,84	24090	78	344	0,56	10	32	0,27	0,767	0,767
20/04/17	11976	70	11976	2,84	23930	78	388	0,63	5	42	0,27	0,767	0,767
18/03/17	11960	70	11960	2,84	22196	78	336	0,59	5	45	0,28	0,795	0,795
10/03/17	11824	70	11824	2,84	27023	78	413	0,60	10	24	0,28	0,795	0,795
27/02/17	11593	70	11593	2,84	23305	78	435	0,73	15	23	0,28	0,795	0,795
17/02/17	**11364**	70	11364	2,84	24517	78	401	0,64	20	36	0,30	0,852	0,852
25/01/17	11056	70	11056	2,73	21413	73	683	1,24	45	29	0,30	0,819	0,819
15/01/17	10820	70	10820	2,73	18601	73	577	1,21	55	26	0,30	0,819	0,819
12/01/17	10767	70	10767	2,73	19154	73	599	1,22	55	30	0,33	0,901	0,901
07/01/17	10634	70	10634	2,73	12928	74	544	1,64	80	21	0,20	0,55	0,75
25/12/16	10446	70	10446	2,73	7402	53	126	0,66	80	25	0,20	0,55	0,7
20/11/16	10104	70	10104	2,41	10392	61	317	1,19	40	28	0,20	0,48	0,6
31/10/16	9763	70	9763	2,53	18153	73	480	1,03	80	10	0,20	0,51	0,6
30/09/16	**9124**	70	9124	2,29	22746	74	490	0,84	65	13	0,20	0,46	0,6
29/08/16	8450	70	8450	2,87	13846	66	260	0,73	50	35	0,20	0,57	0,6

З результатів, представлених в таблиці 4.3, окремо відзначимо величини ACC-фактора, Feed Rate і Min Feed Rate.

Дослідження показало, що оптимальна витрата циліндрового мастила для дизеля, що використовує паливо з високим вмістом сірки, досягається знаходженням оптимальної величини ACC-фактора. Потужність змінюється для кожного двигуна окремо і залежить від його технічного стану і особливостей системи циліндрового мащення. Значення ACC-фактора є постійним і витрата циліндрового мастила Feed Rate при переході на різні палива залежить тільки від вмісту в ньому сірки.

Таблиця 4.4

Результати аналізів циліндрового мастила, взятого з підпоршневого простору головних двигунів 12K98ME-C7 фірми MAN-B & W

Lubricant Data			**Wear Elements – ppm (mg / kg)**		
	1*	**2***		**1***	**2***
Contamination	Normal	Normal	Ag (Silver)	0	0
Equipment Rating		Normal	Al (Aluminum)	7	13
Oil Rating		Normal	Cr (Chromium)	4	1
Viscosity 40oC, cSt	34.5	67.4	Cu (Copper)	31	2
PQ Index	26	16	Fe (Iron)	357	82
TBN, mgKOH / gm	13,4	39,2	Mo (Molybdenum)	5	7
Contaminant Elements – ppm (mg/kg)			Ni (Nickel)	61	33
	1	**2**	Pb (Lead)	0	0
B (Boron)	0	0	**Additive Elements – ppm (mg/kg)**		
K (Potassium)	12	0		**1**	**2**
Na (Sodium)	14	11	Ba (Barium)	0	0
P (Phosphorus)	25	23	Ca (Calcium)	19980	16420
Si (Silicon)	10	42	Mg (Magnesium)	66	63
V (Vanadium)	201	66	Zn (Zinc)	14	103

1* – моторне мастило Texaco Special HT 70; 2* – моторне мастило Castrol CL 70

З метою додаткового контролю результатів досліджень, а також у зв'язку з періодичними перевірками стану циліндропоршневої групи з боку судновласника, виконувалася здача проб відпрацьованого мастила для аналізу в незалежну берегову дослідницьку лабораторію. При цьому

напрацювання як головного двигуна, так і циліндрових втулок становила 9124 і 11364 годин роботи і відповідало датам 30/09/16 і 17/02/17 (таблиця 4.4). В аналогічному часовому інтервалі роботи аналізувався склад проб мастила і для другого дизеля, на якому проводилися дослідження. У результаті було отримано співмірні судновим дослідженням значення, що підтвердило коректність і адекватність запропонованої методики, а також правильність налаштування системи подачі циліндрового мастила.

Результати досліджень в береговій лабораторії узагальнені у вигляді рис. 4.12, що відображають значення основних характеристик відпрацьованого мастила.

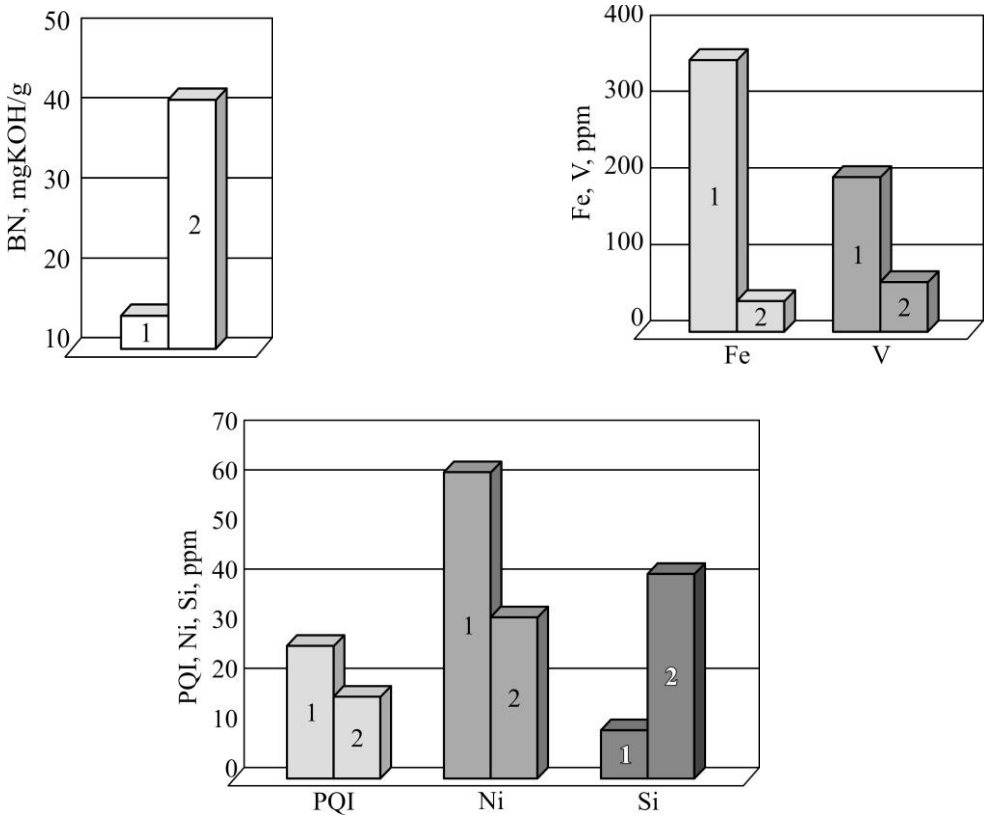


Рис. 4.12. Значення BN (base number), Fe (Iron), V (Vanadium), PQI (Particle Quantity Index), Ni (Nickel), Si (Silicon) у пробах мастила, взятого з підпоршневого простору суднового дизеля 12K98ME-C7 фірми MAN-B&W:

1 – при використанні ММ Texaco Special HT 70;

2 – при використанні ММ Castrol CL 70

Кількість механічних домішок, що надходять від деталей ЦПГ у відпрацьоване мастило, є непрямою характеристикою мінімально неминучих незворотних втрат енергії під час експлуатації ДВЗ. Що більше механічних домішок знаходиться у відпрацьованому мастилі, то більше незворотні витрати енергії на забезпечення поступального руху деталей КШМ.

Отримані результати берегової лабораторії, в контрольних датах, показали збільшення BN, зменшення PQI і Fe в аналізах мастила, що взяти з підпоршневого простору, підтвердивши правильність регулювання подачі мастила в суднових умовах. Зміни в значеннях Ni, Si, V характеризують погіршення якості використовуваного палива.

Паралельно з дослідженнями ів визначення мінімально неминучих втрат енергії у ЦПГ дизелів залежно від сорту моторного мастила, виконувалися лабораторні дослідження з визначення стратифікації в’язкості цих мастил в діапазоні зсувних навантажень, характерних частоті обертання колінчастого валу дизеля [252].

Система поршневі кільця – циліндрова втулка суднового двигуна внутрішнього згоряння відноситься до стандартної трибологічної системи, що складається з двох металевих деталей, розділених між собою шаром мастильного матеріалу. Таку систему характеризують: склад (деталі і властивості деталей системи); внутрішні зв’язки (зв’язки між деталями системи); зовнішні зв’язки (вхід, вихід); функціональні системи (співвідношення вхід – вихід).

Основним компонентом системи поршневі кільця – циліндрова втулка, на який можливо докладати керуючий вплив і за допомогою якого можливо управляти мінімально неминучими втратами енергії, є мастильний матеріал. Його властивості та характеристики визначаються не тільки його власною структурою, а й залежать від впливу металевих поверхонь, які він поділяє. Мастильний матеріал, що знаходиться в трибосполученні поршневі кільця – циліндрова втулка, має індивідуальні властивості, які не змінюються в

«базовому» варіанті незалежно від системи, в якій він знаходиться, і агрегатними властивостями.

Характеристики мастильного матеріалу, що входить вдо системи поршневі кільця – мастильний шар – втулка циліндра, як правило, описуються з точки зору гідродинамічної теорії мащення. При цьому враховуються тільки «об’ємні» властивості мастильного матеріалу, і не розглядається аномалія цих властивостей, що відбувається в тонких граничних шарах і зумовлює їх орієнтовану наноструктуру. Відмінною характеристикою мастильного матеріалу, що входить до даної трибологічної системи, є його здатність утворювати структурно впорядковані граничні мастильні шари, що мають властивості рідких кристалів. При цьому відбувається відмінність деяких індивідуальних властивостей тонких шарів рідини від аналогічних властивостей у великому обсязі [223, 230].

Стосовно мастильних матеріалів, що використовуються для змащування суднових машин і механізмів, явища граничного тертя вивчалися в роботах, присвячених експлуатації циркуляційних систем мащення суднових дизелів [164, 184]. При цьому, було розглянуто трифазну трибологічну систему метал – мастильний шар – метал і доведена можливість використання ефекту розклинювального тиску, відкритого В. Б. Дерягиним.

Основними режимами тертя і пов’язаного з ним мащення, що відбуваються в трибологічній системі поршневі кільця – моторне мастило – втулка циліндра, є гідродинамічний і граничний. Незважаючи на прагнення забезпечити гідродинамічний режим мащення в трибосполученнях поршневі кільця – циліндрова втулка суднового дизеля, процес мащення цього вузла відбувається в умовах граничного тертя. Це обумовлюється рядом причин, основна з яких – мінімізація зазору в парі тертя поршневі кільця – циліндрова втулка для забезпечення щільності контуру горіння і максимального перетворення енергії газів, що розширюються в циліндрі, на корисну роботу. Крім того, у процесі експлуатації на поверхнях названої пари відбуваються

утворення оксидів і відкладення нагару, що також сприяє зменшенню зазору і переходу з гідродинамічного в режим змішаного і граничного тертя. При цьому збільшуються мінімально неминучі незворотні втрати енергії під час її трансформації з потенційної в кінетичну.

Подання про режими змащування циліндрової групи можна проілюструвати на прикладі моделі, показаної на рис. 4.13.

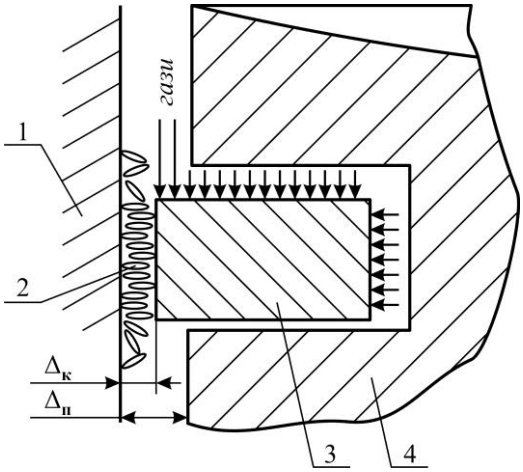


Рис. 4.13. Модель трибологічної системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневі кільця:

1 – втулка циліндра; 2 – мастильний матеріал; 3 – кільце; 4 – поршень

Гідродинамічний режим мащення спостерігається в тих місцях, де мастильний матеріал розділяє поверхні поршня і втулки. У парі тертя поршневі кільця – циліндрова втулка режим тертя і змащування змінюється на граничний. Це пов’язано з тепловим розширенням кільця (завдяки наявності «кільцевого» замку), а також із виконанням кільцем компресійної дії, коли на верхню і внутрішню частину кільця діють гази, а зовнішня поверхня кільця притискається до поверхні циліндрової втулки. При цьому зазори в парах тертя поршень – втулка $\Delta_п$ і кільце – втулка $\Delta_к$ мають різне значення і відповідають різним режимам мащення.

Неодноразово зазначалося, що характеристики тонких мастильних шарів, що утворюються в умовах граничного тертя, залежать не тільки від

структурного стану мастила, але й від дії твердої підкладки, поблизу якої вони знаходяться [234, 244]. Утворення поблизу твердої поверхні (особливо металевої) структурованих рідкокристалічних шарів з анізометричною формою молекул призводить до помітної відмінності фізичних властивостей тонких прошарків рідини від їх властивостей в «об’ємній» фазі. Структурна неоднорідність граничних мастильних шарів, визначаючи неньютонівський характер в’язкої течії, значним чином впливає на дисипативні властивості мастильного матеріалу, особливо в трибосполученнях, що працюють в режимі граничного і змішаного тертя, побічно характеризує мінімально неминучі незворотні втрати енергії. Одним з параметрів, величина якого має різне значення для випадків об’ємної рідини і граничного шару, є в’язкість [50, 68, 232, 246]. Таким чином, за анізотропією в''язкості моторного мастила (в ГЗШ і великому об’ємі) можливо проводити оцінку мінімально неминучих незворотних втрат енергії, що виникають у контактних парах суднових дизелів (зокрема в трибологічної системі поршневі кільця – моторне мастило – втулка циліндра).

Завданням дослідження було визначення стратифікації в’язкості мастила, що виникає в граничному змащувальному шарі за зміною зсувних навантажень, які (у свою чергу) залежать від швидкості переміщення поршня і можуть бути визначені частотою обертання колінчастого вала і потужністю дизеля.

Мастило, що знаходиться в зазорі пари тертя поршневі кільця – втулка циліндра, піддається напрузі зсуву. При цьому швидкість зсуву γ, можна розрахувати, знаючи лінійну швидкість переміщення поршня і геометричні розміри поршневого кільця:

$$\gamma = \frac{\upsilon_m}{h_к},$$

де υ_m – середня швидкість поршня, м/с, яка, е свою чергу, визначається як

$$\upsilon_m = \frac{Sn}{30},$$

де S – хід поршня, м;

n – частота обертання колінчастого вала, об/хв;

$h_к$ – висота поршневого кільця, м.

Діапазон експлуатаційних режимів розглянутого дизеля 12K98ME-C7 фірми MAN-B&W визначається частотами обертання від мінімально стійкої n_{min} до максимально допустимої n_{max}=1,03$n_{ном}$ ($n_{ном}$ – номінальна частота обертання колінчастого вала) і лежить в інтервалі 50...97 об/хв. Тоді, з урахуванням геометричних розмірів поршневого кільця дизеля $h_к$=0,0285 м, а також згідно з наведеними вище формулами, швидкість зсуву в зазорі пари тертя поршневі кільця – втулка циліндра знаходиться у інтервалі γ=140...270 $с^{-1}$.

При цьому для різної швидкості зсуву можливо було визначити в’язкість мастильного матеріалу в граничному змащувальному шарі $\nu_{гр}$. Її величина визначалася при товщині мастильного шару 15 мкм, величина якого відповідала експлуатаційному зазору в парі тертя поршневі кільця – циліндрова втулка. Визначення в’язкості мастила в граничному змащувальному шарі із різними швидкостяих зсуву виконувалося за допомогою ротаційного віскозиметра, схема і принцип роботи якого наведені в п. 3.6.

Значення об’ємної в'язкості $\nu_{об}$ визначалося за допомогою капілярного віскозиметра фірми Unitor. Експерименти, як із визначення об’ємної в’язкості $\nu_{об}$, так і в’язкість в граничному змащувальному шарі $\nu_{гр}$, проводилися за температури мастильного матеріалу 40°С.

Лабораторні дослідження проводилися для моторних мастил Texaco Special HT70 (фірми Chevron) і Cyltech70 (фірми Castrol), що використовуються під час експлуатації суднового дизеля 12K98ME-C7 фірми

MAN-B&W, а також для моторних мастил ряду провідних фірм: Energol CLO50M (фірми BP) і Mobilgard 570 (фірми Mobil). Дані моторні мастила рекомендовані заводом-виготовлювачем для мащення циліндрової групи суднових МОД і мають рівноважні значення основних характеристик (таблиця 4.5), а тому можуть бути порівняні під час проведення експерименту.

Таблиця 4.5

Основні характеристики моторних мастил, що використовуються при проведенні експерименту

Характеристики	Texaco Special HT70	Castrol CL 70	Mobilgard570	Energol CLO50M
Індекс SAE	50	50	50	50
Кінематична в'язкість: при 40°С, сСт при 100°С, сСт	 223 21	 227 19,5	 218 19,5	 222 20
Total Base Number (TBN), мгKOH/г	70	70	70	70
Густина при 15°С, кг/м^3	942	940	938	940
Температура спалаху, °С,	241	215	223	207

Результати вимірювань об'ємної в'язкості, а також в'язкості граничного мастильного шару при різній швидкості зсуву наведені в таблиці 4.6 і проілюстровані на рис. 4.14. При цьому для швидкості зсуву γ (відповідної до експлуатаційних режимів і експлуатаційної частоти обертання валу дизеля 12K98ME-C7) наведені значення в'язкості граничного мастильного шару $\nu_{гр}$.

Також у таблиці 4.6 наведені значення об’ємної в’язкості $\nu_{об}$ моторних мастил. Відзначимо, що залежності (рис. 4.14) мають ідентичний характер і відрізняються лише інтенсивністю зниження в’язкості зі збільшенням швидкості зсуву.

Таблиця 4.6

Результати реологічних випробувань суднових мастил

Тип мастильного матеріалу і його характеристика		Частота обертання валу дизеля, *n*, об/хв									
		0	–	–	50	60	70	80	90	94	97
		Швидкість зсуву, γ, $с^{-1}$									
		0	50	100	140	168	196	225	253	264	270
Castrol CL 70	Об’ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	227									
	В’язкість граничного шару,$\nu_{гр}$, сСт	248	242	236	231	228	225	224	222	220	219
Texaco Special HT70	Об’ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	223									
	В’язкість граничного шару,$\nu_{гр}$, сСт	233	226	225	221	218	216	215	214	213	212
Mobilgard570	Об’ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	218									
	В’язкість граничного шару,$\nu_{гр}$, сСт	239	223	216	209	207	206	204	203	202	201
Energol CLO50M	Об’ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	222									
	В’язкість граничного шару,$\nu_{гр}$, сСт	242	233	225	221	207	205	203	201	198	197

Встановлена в результаті проведених досліджень залежність в’язкості від швидкості зсуву γ (рис. 4.14) підтвердила «неньютонівській» характер течіння мастильного матеріалу у вузькому зазорі пари тертя поршневі кільця – втулка циліндра. Експериментальні залежності, отримані для моторних мастил основних фірм-виробників і наведені на рис. 4.14, збігаються із залежностями, що ілюструють теорію пластичного течіння [185]. Крім того, отримані результати підтвердили раніше висловлене твердження, про те, що приляглі до металевої поверхні тріади тертя граничні мастильні шари більш в’язкі в зв’язку з наявністю в них орієнтаційної впорядкованості молекул [161, 177, 221].

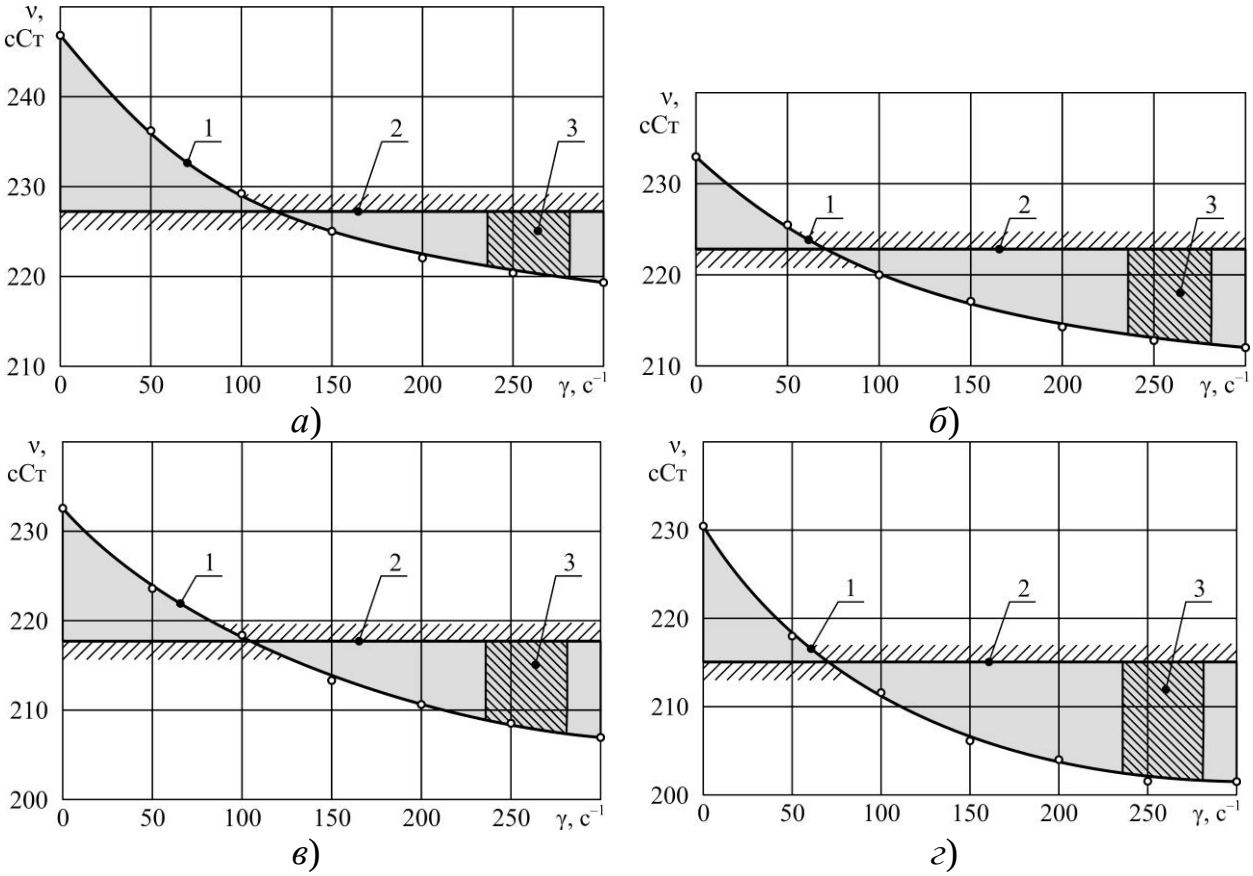


Рис. 4.14. Криві в’язкості мастила при товщині мастильного шару 15 мкм: 1 – в’язкість у граничному шарі; 2 – об’ємна в’язкість; 3 – діапазон максимальних навантажень (максимальних зсувних навантажень); *а*) моторне мастило Castrol CL 70; *б*) моторне мастило Texaco Special HT 70; *в*) моторне мастило Mobilgard 570; *г*) моторне мастило Energol CLO 50M

Збільшення в’язкості в граничному шарі за відсутності зсувних навантажень пояснюється наявністю в ньому орієнтаційної впорядкованості молекул. Зниження в’язкості пов’язано з появою зсувних зусиль, що впливають на мастильний шар.

Стратифікація в’язкості за шириною мастильного шару підтверджує існування орієнтованої наноструктури граничного шару у вузькому зазорі між поршневим кільцем і втулкою циліндра. У діапазоні швидкостей зсуву γ=0...270 $с^{-1}$ (що відповідають основним експлуатаційним режимам роботи суднових малообертових дизелів), стратифікація в’язкості різних моторних мастил $\nu_{гр}$ становить (0,935...1,093) значення об’ємної в’язкості $\nu_{об}$. Для моторних мастил, досліджуваних в роботі, стратифікація в’язкості моторного мастила приведена в таблиці 4.7 і показана на рис. 4.15, де верхня частина діаграми відповідає відсутності зсувних зусиль (n=0 об/хв), а нижня – зсувним зусиллям із максимальною частотою обертання колінчастого вала (n=n_{max} об/хв) [280].

Таблиця 4.7

Діапазон стратифікації суднових моторних мастил в граничному змащувальному шарі

Марка моторного мастила	Зміна в’язкості, %	
	збільшення за відсутності зсувних напружень (γ=0 $с^{-1}$)	зменшення при максимальних зсувних напругах (γ=270 $с^{-1}$)
Castrol CL 70	+9,3	-3,5
Texaco Special HT 70	+4,3	-4,9
Mobilgard 570	+6,1	-4,6
Energol CLO 50M	+6,1	-6,5

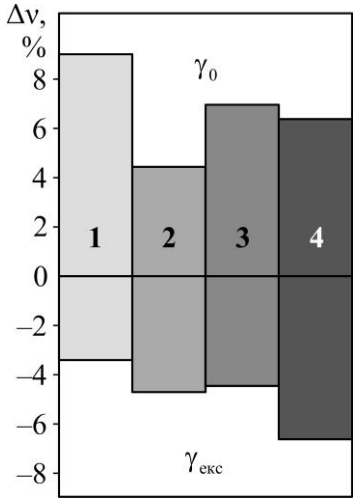


Рис. 4.15. Діаграма стратифікації в’язкості суднових моторних мастил залежноі від частоти обертання колінчастого вала дизеля (зсувних навантажень): 1 – моторне мастило Castrol CL 70; 2 – моторне мастило Texaco Special HT 70; 3 – моторне мастило Mobilgard 570; 4 – моторне мастило Energol CLO 50M

Модель трибологічної системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневі кільця, наведена на рис. 4.13, може бути застосована до процесів, що відбуваються в будь-якому ДВЗ, у тому числі для суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A і 12V32/40 MAN-B&W. З метою визначення впливу реологічної стійкості моторних мастил на процес енергоперетворення при поступальному русі КШМ, для названих дизелів виконувалось визначення зносу поршневих кілець за співмірні проміжки роботи, але при використанні різних моторних мастил. В обох випадках дослідження виконувалися на двох однотипних дизелях (двох Volvo Penta TMDA 163A і двох 12V32/40 MAN-B&W).

Для забезпечення ідентичності експерименту для всіх дизелів проводилася їх попередня підготовка до випробувань. Умови експлуатації дозволяли послідовно протягом 40 годин виконати повну моточистку зазначених дизелів, тим самим підготувати їх до експерименту. При цьому на всіх дизелях замінювалася поршнева група (поршні і поршневі кільця) і

основні елементи паливної системи високого тиску (прецизійні пари паливного насоса високого тиску плунжер – втулка і голка – розпилювач форсунки). Крім того, перед початком експериментів для обох двигунів проводився контроль і регулювання паливної апаратури. При цьому паливні насоси високого тиску регулювалися на однаковий кут випередження подачі палива, а форсунки двигунів налаштовувалися на однаковий тиск підйому голки. Протягом всього часу проведення експерименту здійснювався контроль часу роботи та експлуатаційного навантаження на дизелі. Для досягнення рівномірного розподілу часу роботи дизелів, двигуни послідовно переводилися в режим stand-by. Відповідно до технології проведення експерименту різниця в часі роботи дизелів, а також в експлуатаційних навантаженнях на двигуни не перевищувала 4 %, що, з огляду на енергоємність об’єктів, дозволяло вважати умови їх роботи ідентичними. Експлуатація двигунів проводилася на одному і тому ж сорті палива. При цьому засоби автоматичного контролю підтримували в’язкість палива незмінною протягом усього експерименту. Також ідентичним підтримувався сорт циркуляційного мастила, що забезпечує режими мащення, і його експлуатаційні характеристики. Дані заходи дозволили вважати, що проведення експериментів виконується за однаковими умовами.

Визначення зносу поршневих кілець виконувався за допомогою зважування на електронних вагах моделі PS3500/C/1, що мають такі основні характеристики:

найменша границя зважування – 0,5 г;

найбільша границя зважування – 3500 г;

дискретність – 0,01 г;

клас точності ДСТУ EN45501-II;

номер у Державному Реєстрі України – У1821-13.

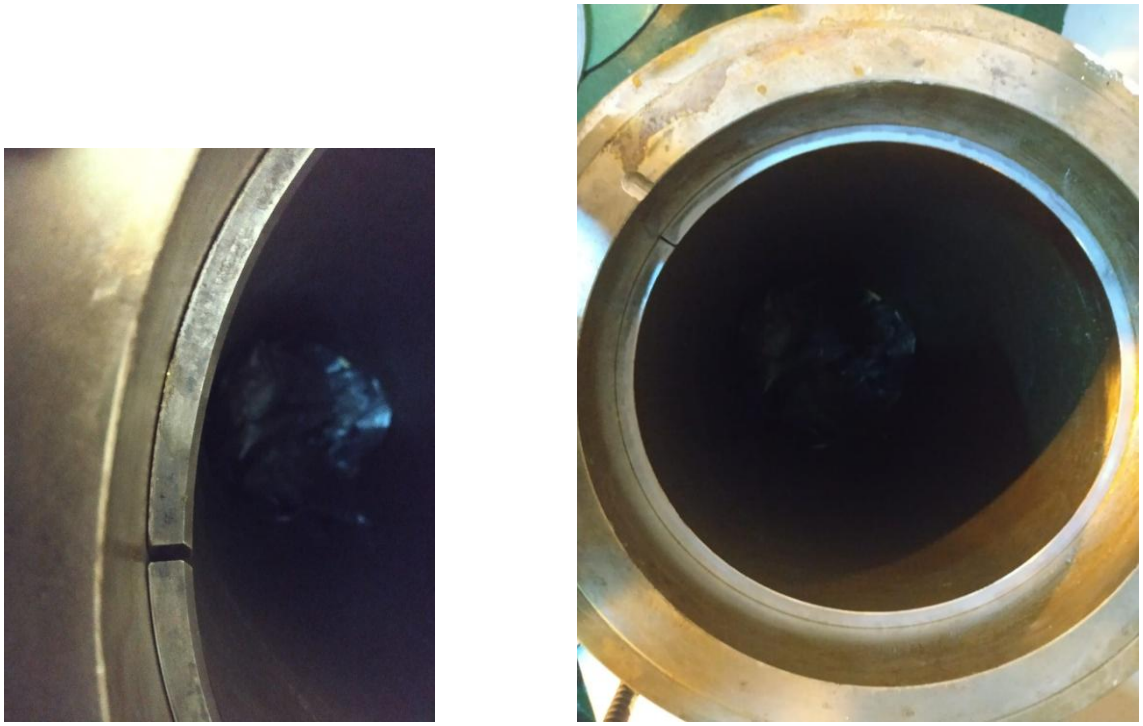
Перед проведенням обміру і зважування поршневі кільця піддавалися попередньому очищенню від частинок нагару, що утворилися на їх

поверхнях, для чого вони промивалися дизельним паливом марки MDO. Вимірювання зносу проводилось для поршневих кілець двох крайніх циліндрів, які, як відомо, більш ніж інші (центральні циліндри) схильні до цього явища. Дослідження тільки двох циліндрів істотно скорочувало час монтажних робіт, який обмежувався умовами експлуатації. Технологія монтажних робіт під час визначенні зносу поршневих кілець суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W наведена на рис. 4.16.

Рис. 4.16. Технологія монтажних робіт при визначенні зносу поршневих кілець суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W

Згідно з вимогами заводів-виготовлювачів контроль стану поршневих кілець для суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A повинен проводитися не пізніше 3000 годин роботи, для суднових дизелів 12V32/40 MAN-B&W не пізніше 6000 годин роботи. Тому вимірювання зносу поршневих кілець дизелів Volvo Penta TMDA 163A виконувалося через 2830...2850 годин роботи, для дизелів 12V32/40 MAN-B&W через 5450...5480 годин роботи.

Зміна стану верхнього поршневого кільця суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W під час роботи на різних моторних мастилах показано на рис. 4.17, суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A на рис. 4.18.



а) *б*)

Рис. 4.17. Зміна стану верхнього поршневого кільця (замкова частина) суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W:

а) експлуатація на моторному мастилі Shell Navigo Tepeo 40/40;

б) експлуатація на моторному мастилі Castrol TLX PLUS 404

а) *б*) *в*)

Рис. 4.18. Зміна стану верхнього поршневого кільця суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A:

а) експлуатація на моторному мастилі Shell Rimula R4X 15W40;

б) експлуатація на моторному мастилі Castrol Vection 15W40;

в) зіставлення замкової частини

Результати визначення зносу поршневих кілець наведено в таблиці 4.8 і показані на рис. 4.18 і 4.19.

Таблиця 4.8

Знос поршневих кілець суднових дизелів при використанні різних моторних мастил

Марка ММ	номер циліндра			
	1	2	5	6
Volvo Penta TMDA 163A				
Shell Rimula R4X 15W40	10,7 гр (6,2%)	11,9 гр (6,9%)	13,4 (7,8%)	15,3 гр (8,9%)
Castrol Vection 15W40	6,2 гр (3,6%)	6,9 (4,0%)	8,7 (5,1%)	9,1 (5,3%)
12V32/40 MAN-B&W				
Shell Navigo Tepeo 40/40	101,9 гр (6,1%)	103,5 гр (6,2%)	136,9 гр (8,2%)	143,6 гр (8,6%)
Castrol TLX PLUS 404	68,5 гр (4,1%)	71,8 гр (4,3%)	93,5 гр (5,6%)	96,8 гр (5,8%)

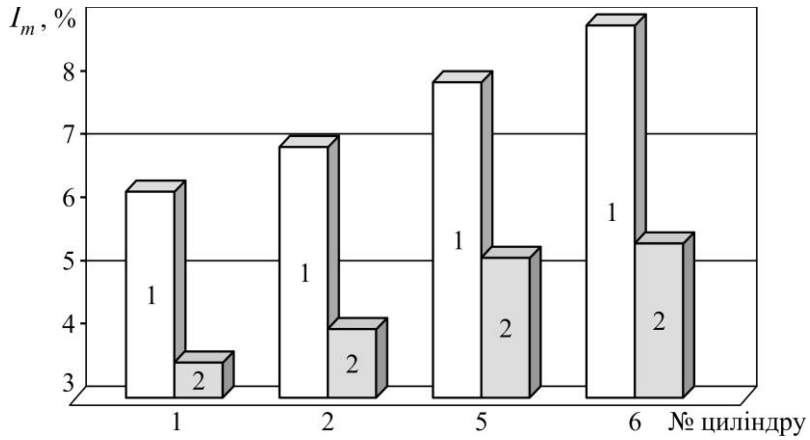


Рис. 4.18. Знос поршневих кілець суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A після 2850 годин роботи:

1 – моторне мастило Shell Rimula R4X 15W40; 2 – моторне мастило Castrol Vection 15W40

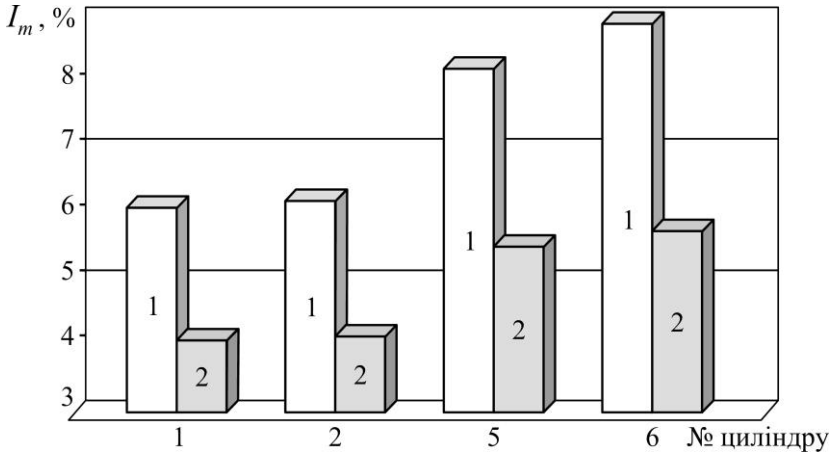
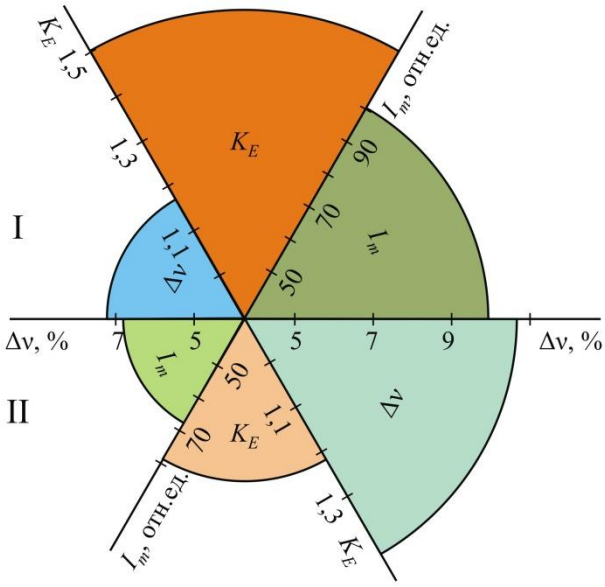


Рис. 4.19. Знос поршневих кілець суднового дизеля 12V32 / 40 MAN-B&W після 5480 годин роботи:

1 – моторне мастило Shell Navigo Tepeo 40/40; 2 – моторне мастило Castrol Castrol TLX PLUS 404

У всіх випадках (як для дизеля Volvo Penta TMDA 163A після 2850 годин роботи, так і для дизеля 12V32/40 MAN-B&W після 5480 годин роботи) значення поточного зносу не перевищувало граничного зносу, рекомендованого фірмою-виробником.

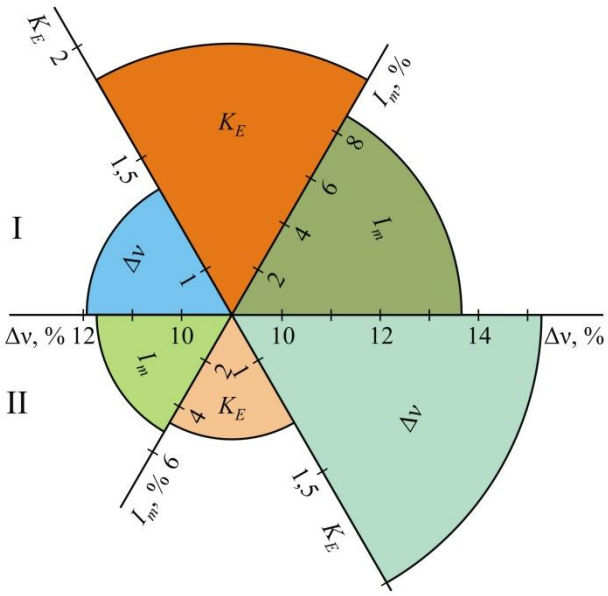
Для наочного уявлення взаємного впливу реологічних характеристик ММ на рівень мінімально неминучих втрат на рис. 4.18 і в таблиці 4.9 наведені узагальнені результати досліджень.



I – Shell Rimula R4X 15W40;

II – Castrol Vection 15W40

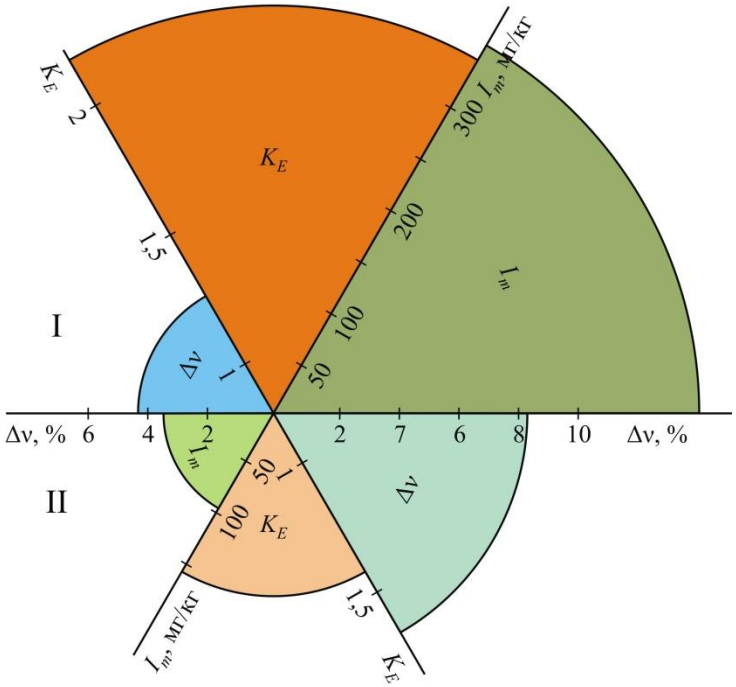
а)



I – Shell Navigo Tepeo 40/40;

II – Castrol Castrol TLX PLUS 404

б)



I – Shell Rimula R4X 15W40; II – Castrol Vection 15W40

в)

Рис. 4.18. Результати досліджень:

а) Судновий дизель Volvo Penta TMDA 163A; б) судновий дизель 12V32 / 40 MAN-B & W; в) судновий дизель 12K98ME-C7 MAN-B & W

При цьому як критерій забезпечення змащувальної здатності приймалася реологічна стійкість Δν; як критерій, що оцінює рівень вільної енергії моторного мастила – спектральна щільність K_E; як критерій оцінки мінімально неминучих незворотних втрат енергії – знос (для суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A – поршневих кілець в %; для суднового дизеля 12V32/40 MAN-B&W – вкладишів підшипника у відносних одиницях; для суднового дизеля 12K98ME-C7 MAN-B&W – вміст металевих домішок у пробах мастила, взятого з підпоршневого простору, в гр.).

Таблиця 4.9

Узагальнені результати

Марка ММ	Реологічна стійкість, Δν, %	Рівень вільної енергії	Знос трибологічної системи
Судновий дизель Volvo Penta TMDA 163A			
Shell Rimula R4X 15W40	+11,93...-9,38	1,85	6,2...8,9 %
Castrol Vection 15W40	+15,18...-9,47	1,24	3,6...5,3 %
Судновий дизель 12V32/40 MAN-B&W			
Shell Navigo Tepeo 40/40	+7,19...-12,75	1,50	72...100 від.од.
Castrol TLX PLUS 404	+10,78...-8,05	1,22	64...72 від.од.
Судновий дизель 12K98ME-C7 MAN-B&W			
Texaco Special HT 70	+4,32...-4,91	2,16	357 мг/кг
Castrol CL 70	+8,48...-3,50	1,42	32 мг/кг

4.4. Висновки за розділом 4

1. Мастило, що знаходиться у вузькому зазорі трибологічної системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневі кільця суднових дизелів є радіально-анізотропною рідиною, яка характеризується різними

значеннями в’язкості по ширині мастильного шару. Ці властивості забезпечують мінімальний рівень неминучих втрат енергії.

2. Механічні навантаження, що впливають на впорядковані молекулярні шари граничного мастильного шару, призводять до їх деструкції, що викликає зниження його в’язкості і зменшення демпфуючих властивостей мастила.

3. Зі збільшенням частоти обертання валу дизеля (а отже, і швидкості руху поршня) в мастильному шарі виникають зсувні зусилля, що сприяють зменшенню його в’язкості. Цей факт необхідно враховувати під час вибору сорту мастила для мащення циліндропоршневої групи, а також під час визначення бракувальних показників мастила, тому що і в тому і в іншому випадку визначається значення в’язкості для великого об’єму рідини, а експлуатація циліндропоршневої групи відбувається при значеннях в’язкості, характерних для граничного шару.

4. За відсутності зсувних навантажень, а також при початковому русі контактуючих поверхонь, в’язкість граничного мастильного шару на 8...9 % перевищує об’ємну в’язкість мастила. Цей ефект особливо важливий для пускових режимів роботи суднових дизелів, коли швидкість переміщення поршня ще не дозволяє рівномірно розподілити мастильну плівку по поверхні циліндрової втулки і створити необхідний режим мащення.

5. Підтримка мінімально неминучих незворотних втрат енергії в підшипниках КШМ забезпечується стійкістю наноструктурованого граничного мастильного шару.

6. Анізометрія структури мастильного шару поблизу твердої металевої поверхні призводить до виникнення стратифікації його в’язкості, що на режимах пуску і реверсу забезпечує підвищення, а на динамічно сталих режимах – зниження несучої здатності мастильного шару. Дисипація енергії в трибологічних системах суднових ДВЗ прямо-пропорційно залежить від стратифікації в’язкості моторного мастила.

РОЗДІЛ 5. УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ ПРИ ВИСОКИХ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

5.1. Особливості процесу дисипації енергії в трибосполученнях паливної апаратури високого тиску

Управління процесами енергоперетворення з умовою забезпечення мінімально можливих незворотних втрат при високих динамічних навантаженнях неможливе без підтримки необхідних режимів мащення, оскільки при цьому зменшується кількість енергії, що втрачається на подолання зовнішнього тертя і компенсацію коливальних процесів.

До елементів дизеля, в яких процес енергоперетворення відбувається при підвищених швидкісних і динамічних навантаженнях, передусім відноситься паливна апаратура високого тиску, а конкретно – прецизійні пари плунжер – втулка ПНВТ і голка – корпус розпилювача форсунки. Підвищене значення незворотних втрат енергії в цих трибосполученнях, викликане порушенням режиму мащення, може призвести не тільки до зменшення циклової подачі палива (через зменшення гідравлічної щільності), а й до повного її припинення (у зв’язку із заклинюванням плунжера і зупинкою його руху).

ПНВТ є одним з елементів, що забезпечують роботу двигунів внутрішнього згоряння, і застосовуються як на морських дизелях, так і на дизелях, що використовуються в стаціонарній енергетиці і різних засобах транспорту [8, 281].

Функціональним призначенням ПНВТ є дозування і подача в певний період у циліндр дизеля необхідної порції палива. У сучасних суднових дизелях забезпечується тиск впорскування палива близько 120...150 МПа, що зумовлює особливі вимоги до якості сполучених поверхонь тертя ПНВТ (а саме прецизійної пари втулка – плунжер), які забезпечують мінімально

неминучі втрати енергії. У подібних умовах експлуатації пара тертя втулка – плунжер працює в режимі граничного тертя, а паливо, що знаходиться в зазорі цієї прецизійної пари, виконує функції мащення [261, 276]. З огляду на викладене, вимоги щодо забезпечення надійності роботи ПНВТ повинні висуватися як до поверхонь тертя (втулки і плунжера), так і до палива.

Нагнітання палива ПНВТ (як золотникового, так і клапанного типу) здійснюється при поступальному переміщенні плунжера в корпусі втулки. При цьому якість обробки поверхонь має забезпечити мінімально немінучі втрати енергії на тертя і повну відсутність протікання палива, а величина діаметрального зазору повинна найменшим чином впливати на процес впорскування і на рівномірність подачі палива в окремі циліндри дизеля [276].

У період експлуатації дизелів відбувається безперервний знос деталей паливної апаратури і перш за все прецизійних пар: голка – напрямна розпилювача форсунки і плунжер – втулка паливного насоса. Знос цих деталей призводить до збільшення в них зазорів, а отже, до втрати гідравлічної щільності, підвищення протікання і відповідного зменшення циклової подачі палива. Надалі це призводить до зниження потужності окремого циліндра і нерівномірності розподілу навантаження у всіх циліндрах. Крім того, продукти підвищеного зносу сполучення плунжер – втулка можуть стати причиною підвищеного адгезійного контакту і подальшого порушення геометрії нагнітальних поверхонь [282].

У процесі енергоперетворення в зоні сполучення елементів ПНВТ суднових дизелів можливі наступні варіанти тертя:

- сухе (при взаємодії контактуючих поверхонь без мастильного матеріалу);
- гідродинамічний (у разі, коли товщина рідини, що знаходиться в діаметральному зазорі більш ніж в 100 разів перевищує товщину молекулярного шару цієї рідини);

•граничне (коли рідинний шар, наявний в діаметральному зазорі, можна розглядати як мономолекулярний);

•змішане (як комбінація сухого і гідродинамічного або сухого і граничного тертя).

Зважаючи на складність фізико-хімічних і теплових процесів, а також процесів часткового масопереносу, процеси, що відбуваються під час тертя, не можуть бути описані рівняннями класичної механіки. Періодична зміна режимів тертя (з гідродинамічного на граничне і змішане) не дозволяє використовувати для їх опису стандартну гидродинамічну теорію мащення. Постійна зміна товщини мастильної рідини, що знаходиться в діаметральному зазорі пари тертя плунжер – втулка, не дозволяє використовувати для опису процесу тертя універсальну мікроскопічну модель. З цієї причини часто використовують феноменологічні моделі, що дозволяють пояснити експериментально спостережувані результати.

5.2. Моделювання процесів енергоперетворення, що відбуваються при високих динамічних навантаженнях

Для визначення оптимального варіанту управління процесом дисипації енергії, що відбувається при високих динамічних навантаженнях, розглянемо трибологічну систему суднового ДВЗ плунжер ПНВТ – мастильний шар палива – втулка плунжера ПНВТ.

Аналіз умов роботи типового вузла тертя паливної апаратури високого тиску показує, що становище плунжера паливного насоса високого тиску є нестійким. Стріла прогину плунжера може набувати різних конфігурацій залежно від довжини плунжера і його жорсткості. Зазор, заповнений паливом,

можна уявити з великого числа областей, в межах яких відбуваються три однотипні триботехнічні процеси:

1) процес безпосереднього адгезійного контакту робочих поверхонь насосного елемента;

2) процес зсуву в шарі ізотропного палива (товщина якого забезпечує гідродинамічний режим тертя і змащування);

3) процес зсуву в анізотропному шарі палива (в межах якого спостерігається орієнтаційна впорядкованість молекул палива і відбувається граничне тертя і мащення).

Оскільки всі ці три області за своїми лінійними розмірами досягають 1...100 мкм, а їх розподіл в зазорі за довжиною плунжера носить випадковий характер, то розгляд завдання аналізу діючих сил у прецизійній парі плунжер – втулка може бути зведене до спрощеної плоскої задачі [248].

Триботехнічна модель плунжерної пари ПНВТ подана на рис. 5.1 [283].

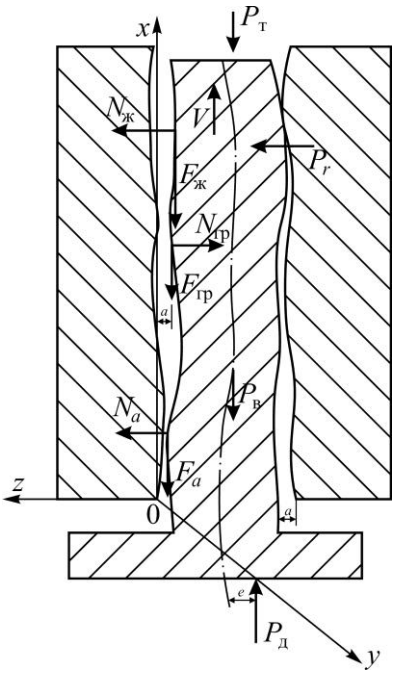


Рис. 5.1. Триботехнічна модель пари плунжер – втулка паливного насоса високого тиску

Розглянемо сили, що діють на плунжер: $P_т$ – сила, що зумовлена стисненням палива; $P_м$ – сила ваги насосного елемента; $P_д$ – рушійна сила плунжера; P_r – неврівноважена радіальна сила; e – ексцентриситет – відстань

між віссю прикладення рушійної сили $P_д$ і геометричною віссю плунжера; a – технологічний зазор.

Під час руху насосного елемента між плунжером і втулкою діють сили: $F_а$ – сила опору зрушенню, що виникає на адгезійних контактах у зоні тертя; $F_{гр}$ – сила опору зрушенню орієнтаціно впорядкованого шару палива; $F_ж$ – сила в'язкого тертя в шарі палива з об'ємними властивостями; $N_ж$ – гідродинамічна підйомна сила, що виникає на мікроклінах шорсткостей поверхні; $N_{гр}$ – сила, що зумовлена розклинюючим тиском у пристінному орієнтаціно впорядкованому шарі палива; $N_а$ – сила, що зумовлена молекулярною взаємодією на адгезійних контактах. Сили $F_а$ і $F_{гр}$ діють віссю плунжера, а сили $N_а$ і $F_{гр}$ – радіусом.

Зсув плунжера в радіальному напрямку відбувається під дією сили $P_г$, що приводить до виникнення адгезійних контактів $N_а$ і $F_а$ у прецизійній парі втулка – плунжер. Їм протидіють сили сили опору граничного шару палива $N_{гр}$ і $F_{гр}$, що діють в осьовому і радіальному напрямку. Таким чином, граничний шар сприяє активації пружнодемпфуючих властивостей палива, знижуючи кількість адгезійних контактів і зменшуючи втрати на тертя. У свою чергу адгезійні контакти сприяють зростанню сили тертя і підвищення втрат енергії на забезпечення руху плунжера.

У тому випадку, коли відстань у сполученні плунжер – втулка знаходиться в межах технологічного зазору, а процес мащення цих поверхонь відбувається в режимі гідродинамічного мащення, робота паливної апаратури триває в «штатному» режимі. Однак в реальних умовах відбувається порушення умов рідинного тертя, чому сприяють зміщення і перекіс плунжера в зазорі, зміна в'язкості палива, вплив знакозмінних тисків, зміна швидкості відносного переміщення тертьових поверхонь, засміченість палива абразивними домішками. Наслідком цього є перехід гідродинамічного тертя і змащування у граничний, при цьому на надійність роботи пари плунжер-

втулка починає впливати саме анізотропний шар палива, що характеризується впорядкованістю молекул [284].

Серед характеристик палив, традиційно відзначається лише їхня здатність до самозаймання і згоряння в циліндрі дизеля, при цьому рідко приділяється увага ще одній їх характеристиці – мастильній здатності. Причому саме мастильна здатність забезпечує якісну і надійну роботу паливної апаратури дизеля, яка у свою чергу є одним з відповідальних вузлів двигуна. Поняття «мастильної здатності» палива не актуальне для «об'ємних зон» паливної системи (трубопроводів перекачування, фільтрів, сепараторів і т.п.), за винятком, можливо, гвинтових і шестерних паливних насосів. Однак для елементів паливної апаратури високого тиску, де зазор між контактуючими поверхнями визначається декількома мікрометрами, поняття «мастильна здатність палива» є одним з визначальних. При цьому суттєву роль у процесі тертя починає відігравати орієнтаційна впорядкованість молекул ГЗШ, що визначає його механічні (у тому числі антифрикційні та протизносні) властивості. Підвищення ступеня орієнтаційної впорядкованості в граничному змащувальному шарі призводить до зниження неминучих втрат на тертя і зменшення зносу. Крім того, у граничних шарах виникає позитивний розклинюючий тиск, величина якого визначається ступенем орієнтаційної впорядкованості молекул і товщиною шару, а його наявність перешкоджає безпосередньому контакту поверхонь [168, 172].

Відмінною характеристикою морських палив (на відміну від палив, які використовуються в автомобільному транспорті) є їхня підвищена в'язкість. Причому, враховуючи виконання паливом мастильних функцій, її значення може змінюватися залежно від умов забезпечення режиму тертя подібно до змін в'язкості мастила [252, 279]. При цьому підвищена в'язкість палива забезпечує його кращу мастильну здатність.

Морські сорти палива, які використовуються в суднових дизелях, являють собою механічну суміш різних вуглеводнів (С-Н групи), сірки і її

сполук (S-R групи), води і золи, а також включають до свого складу органічні кислоти, смоли, поверхнево активні і інші елементи [10, 262]. Комплексна взаємодія цих компонентів за умов каталізуючого впливу металевої поверхні змінює властивості палива, що знаходиться в безпосередній близькості біля поверхні пари тертя плунжер – втулка, і створює тонкі мікронні прошарки. Ці прошарки характеризуються орієнтаційною впорядкованістю молекул, що призводить до анізотропії ряду їх властивостей. У зв'язку з цим, палива, як і мастила, утворюють на металевих поверхнях граничну фазу орієнтованої наноструктури, товщина якої може досягати декількох мікрон.

5.3. Визначення енергетичної ефективності поверхонь, що працюють в умовах підвищених динамічних навантажень

У випадку, коли процес енергоперетворення здійснюється в умовах граничного тертя (або граничного змащення) однією з головних характеристик, що забезпечує його проходження з мінімально неминучими незворотними втратами, є товщина мастильного шару. Підвищення товщини орієнтаційно впорядкованої складової мастильного шару забезпечує більшу міцність мастильної плівки, знижуючи, у такий спосіб, коефіцієнт тертя в трибосполученні та незворотні втрати, що виникають із переміщенням плунжера у втулці. Для збільшення товщини граничних шарів, що утворюються вуглеводними рідинами (паливом і мастилом), використовують спеціальні поверхнево-активні речовини (ПАР) або присадки, які з різною концентрацією додають до об'єму базового палива або мастила. У разі, коли граничний шар утворюється паливом на поверхні плунжера ПНВТ, даний варіант неприйнятний, оскільки при будь-якій концентрації присадок збільшується циклова подача і, відповідно, час впорскування. Крім того, як

правило, присадки, що вводяться, мають вартість, яка перевищує вартість як мастила, так і палива. Із використанням ПАР у циркуляційних системах мащення їх функціональні властивості використовуються тривалий період часу і можуть відновлюватися в процесі експлуатації [180, 229]. ПАР, які додані до палива, згоряють в циліндрі. Тому для палив використовуються ПАР, що активують процес згоряння, а застосування ПАР, що сприяють збільшенню товщини граничного шару палива, яки знаходиться в трибосполученні плунжер-втулка є недоцільним ще й з фінансової точки зору [8].

Поверхневий (граничний) шар являє собою тонкий об’ємний шар, що оточує геометричну поверхню розділення, в якому властивості речовини помітно відрізняються від його властивостей в об’ємних фазах. Товщина поверхневого (граничного) шару не є суворо визначеною, оскільки зміна властивостей речовини відбувається безперервно.

Енергетичні об’єкти і рідини, які забезпечують їхне функціонування, обмежуються наближенням, в якому товщина граничного шару на 3...4 порядки менше за товщину об’ємного шару (наприклад, товщина зазору між плунжером і втулкою ПНВТ і внутрішній діаметр втулки ПНВТ). Це дозволяє розглядати поверхню розділення фаз як геометричну поверхню, а властивості об’ємних фаз вважати незмінними аж до самої поверхні розділу [194].

Оскільки товщина граничного шару має порядок молекулярних розмірів, таке наближення є цілком виправданим під час розгляду макроскопічних властивостей рідин. Оскільки властивості речовини в поверхневому шарі відрізняються від його об’ємних властивостей, то поверхня має вільну енергією F^{Σ}, відмінну від енергії об’ємних фаз (віднесеної до однії і тієї ж кількості молекул).

Вільна енергія F^{Σ} поверхні визначається як

$$F^{\Sigma} = F - (F_1 + F_2),$$

де F – вільна енергія системи, що складається з двох фаз, розділених поверхнею;

(F_1+F_2) – сума вільних енергій фаз, обчислена з припущенням, що обидві фази залишаються однорідними аж до поверхні розділення.

Вільна енергія поверхні є термодинамічним потенціалом змінних T і Σ, де T – температура і Σ – площа поверхні. Тому

$$dF^{\Sigma} = -S^{\Sigma}dT + \sigma d\Sigma,$$

де S^{Σ} – ентропія поверхні.

Величина $\sigma = \left(\frac{\partial F^{\Sigma}}{\partial \Sigma}\right)_T$ представляє вільну енергію одиниці поверхні із постійнійою температурою. Очевидно, що робота оборотного ізотермічного розширення поверхні dA дорівнює убутку вільної енергії, тобто

$$A = -\sigma d\Sigma,$$

де σ – поверхневий (граничний) натяг [284].

В однокомпонентній системі вільна енергія поверхні повністю визначається двома параметрами, наприклад Σ і T. Тому поверхневий натяг σ є функцією тільки температури T. На практиці порівняно не часто доводиться вивчати поведінку рідини з чистою поверхнею. Зазвичай остання більшою чи меншою мірою вкрита слідами поверхнево-активних речовин. Плівка поверхнево-активної речовини змінює сили, що діють на поверхню рідини. Ця зміна не зводиться до простого зниження поверхневого натягу, а пов’язана з появою тангенціальних сил, що діють на граничну поверхню рідини. Ця обставина призводить до зміни капілярних сил, а також до появи додаткових поверхневих сил того ж масштабу, що й сили капілярного тиску. Тому наявність поверхнево-активних речовин може призводити до істотної

зміни гідродинамічного режиму. Дійсно, рух рідини і зумовлена ним зміна форми поверхні призводять до зміни розподілу концентрації ПАР,

$$\Gamma = \Gamma(x, y, z),$$

де (x, y, z) пов'язані між собою рівнянням поверхні. Зміна концентрації ПАР спричинить за собою і зміну поверхневого натягу, якій також буде змінним уздовж поверхні. Тому капілярний тиск, тобто нормальна сила, що діє на одиницю площі поверхні,

$$p_\sigma = \frac{2\sigma(\Gamma)}{R},$$

буде різним у різних точках поверхні [194].

Якщо поверхневий натяг рідини змінюється від точки до точки, то крім капілярного тиску, на металевій поверхні виникає тангенціальна сила, спрямована від місць з великим до місць з меншим поверхневим натягом. Ця сила, віднесена до одиниці поверхні рідини, може бути показана виразом

$$p_\tau = \operatorname{grad}\sigma = \frac{\partial\sigma}{\partial\Gamma}\operatorname{grad}\Gamma$$

і спрямована по дотичній до поверхні.

Таким чином, наявність ПАР призводить до появи поверхневих сил і змінює граничні умови, яким повинна задовольняти швидкість на поверхні рідини.

За наявністю ПАР граничні умови на поверхні розділення рідина – тверде тіло записуються у вигляді:

$$p_{nn} + p_\sigma = p'_{nn}, \tag{5.1}$$

$$p_{\tau\tau} + p_\tau = p'_{\tau\tau}, \tag{5.2}$$

де p_{nn} і $p_{\tau\tau}$ – нормальна і тангенціальна складові тензора в'язких напруг;

p_{σ} – капілярний тиск;

p_{τ} –тангенціальна сила (віднесена до одиниці площі поверхні).

Зміна граничних умов на металевій поверхні, вкритій плівкою ПАР, порівняно з металевою поверхнею, вкритою чистою рідиною, призводить, у свою чергу, до зміни режиму руху цієї поверхні.

Вплив ПАР на рух рідини може проявлятися лише доти, доки суттєву роль відіграє гранична умова (5.2), в яке входять тільки в'язкі напруги в рідині. Тому при великих числах Рейнольдса, коли в'язкі сили малі порівняно з силами інерції і в'язкість рідини не відіграє суттєвої ролі, на тангенціальну швидкість рідини не накладається жодних обмежень. При великих числах Рейнольдса наявність ПАР не може істотно позначатися на русі рідини. Останнє твердження має простий зміст: при великих швидкостях руху рідини ПАР будуть нею повністю зноситися («здуватися»). Навпаки, при в'язкому режимі руху (характерному для неньютоновских рідин) послідовний облік впливу ПАР показує, що він може бути дуже значним. Необхідно підкреслити, що поряд із впливом ПАР на рух рідини можна також розглядати рух самої ПАР. Дійсно, дисипація енергії внаслідок незворотних процесів відбувається не тільки в рідині, але також і в плівці, утвореній ПАР. Можна говорити про в'язкості плівки, яка проявляється при виникненні руху в плівці.

Значення в'язкості граничного шару може бути знайдене тільки з дослідних даних з дисипації енергії в рідинах, покритих шаром поверхнево-активних речовин. Експеримент завжди дає сумарні характеристики ефектів, які не розчленовують дисипації енергії в об'ємній і поверхневій фазах [188].

Для роздільного визначення енергії, дисипированої в рідкій фазі і в монопрошарку, необхідно знати режим руху рідини з наявністю поверхнево-активної речовини. Це дозволить обчислити енергію, дисіповану в рідині. Різниця між виміряною дослідним шляхом і обчисленою величиною

дисипації енергії (або інших відповідних величин) являє дисипацію енергії, зумовлену вузьким рухом у поверхневій фазі.

У ряді випадків в'язкий рух безпосередньо у граничному шарі і зумовлена цим рухом дисипація енергії настільки малі порівнянно з дисипацією енергії в об'ємній фазі, що цією частиною дисипації енергії можна знехтувати. Подібні процеси енергоперетворення характерні для гідродинамічних режимів роботи малонавантажених контактних вузлів. При цьому можна зовсім не враховувати в'язкість граничного шару. У випадках граничного змащування (за якого відбувається функціонування плунжерних пар ПНВТ) дисипація енергії в мультимолекулярних шарах може бути настільки значною, що її необхідно враховувати в повному балансі дисипованої енергії.

Питання про існування помітної в'язкої дисипації енергії безпосередньо в граничному шарі може бути вирішене лише на основі експериментальних даних і розрахунків режиму руху рідини, беручи до уваги вплив на нього ПАР.

Зазначений розрахунок повинен проводитися на основі врахування граничних умов (5.1) і (5.3) на металевій поверхні, покритої адсорбованим ПАР.

Вхідні у вирази (5.1) і (5.3) нормальна p_n і дотична p_τ сили можуть бути обчислені, якщо відомо розподіл ПАР у граничному шарі рідини, тобто $\sigma(x, y, z)$. Виходячи зі зробленого нами припущення, що $\sigma=\sigma(\Gamma)$, для знаходження поверхневих сил необхідно знати розподіл ПАР на поверхні металевого тіла.

Цей розподіл зумовлений декількома факторами. По-перше, поверхнево-активна речовина, що знаходиться на поверхні металевого тіла, захоплюється рухом останньої. У зв'язку з цим уздовж поверхні металевого тіла виникає конвективний потік ПАР:

$$j_{\text{пов}} = \Gamma \mathrm{v}_{\tau},$$

де v_{τ} – дотична до поверхні швидкість рідини.

Далі, внаслідок того, що концентрація ПАР на поверхні є змінною від точки до точки, на металевій поверхні виникає дифузія молекул ПАР з місць із більшою концентрацією в місця з меншою концентрацією. На металевій поверхні виникає дифузійний потік речовини, що характеризується виразом

$$j_{\text{дифф}} = -D_{\mathrm{S}} \operatorname{grad} \Gamma,$$

де D_{S} – коефіцієнт поверхневої дифузії.

Якщо ПАР розчиняється в рідині, то в кожній точці, пов’язаній із металевою поверхнею, може відбуватися перехід його з поверхневої фази в об’ємну рідину або назад.

Нехай jпов означає потік речовини з одиниці поверхні в об'ємну фазу або з об'ємною фази на поверхню. Величина потоку визначається повільнішою з двох стадій, на які може бути розчленований процес переходу поверхнево-активної речовини в об'ємну рідина (або назад):

1) процес десорбції (або адсорбції);

2) відведення розчинених ПАР у глиб об’ємної рідини (або подача їх з товщі об’ємної рідини до поверхні).

Тоді закон збереження ПАР може бути написаний у вигляді

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial t} + \operatorname{div}\left(j_{\text{пов}} + j_{\text{дифф}}\right) + j_{\text{пов}} = 0,$$

або

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial t} + \operatorname{div}\left(\Gamma \mathrm{v}_{\tau} - D_{\mathrm{S}} \operatorname{grad} \Gamma\right) + j_{\text{пов}} = 0.$$

Зокрема, у випадку плоскої поверхні в декартових координатах, прийнявши металеву поверхню за площину, маємо

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial t} + j_{\text{пов}} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma v_x - D_S \frac{\partial \Gamma}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma v_y - D_S \frac{\partial \Gamma}{\partial y}\right) = 0. \qquad (5.3)$$

З виразу (5.3) випливає, що розподіл речовини по поверхні може бути знайдено, якщо відомо розподіл швидкостей рідини (потік jпов може залежати від розподілу швидкостей в рідині, якщо він визначається швидкістю перенесення ПАР) [194].

Для знаходження розподілу швидкостей, у свою чергу, необхідно знати сили, що діють на металевій поверхні, тобто розподіл ПАР.

Таким чином, для розв’язання повної задачі про рух рідини за наявністю ПАР необхідно провести спільний розв’язок рівнянь руху в’язкої рідини з урахуванням граничних умов (5.1) і (5.2) і рівняння збереження ПАР (5.3).

5.4. Експериментальне визначення структурних і реологічних характеристик вуглеводневих рідин, які працюють в умовах підвищених навантажень

В якості гіпотези, що пояснює процес енергоперетворення в умовах підвищених швидкісних і динамічних навантажень, візьмемо таке припущення. Мультимолекулярні шари палива, що утворюються поблизу поверхонь тертя паливної апаратури високого тиску (зокрема між плунжером і втулкою паливного насоса високого тиску), сприяють додатковій пружності палива і забезпечують гідродинамічний або граничний (без контакту поверхонь тертя) режим мащення.

Для підтвердження висунутого припущення були виконані комплексні дослідження, які полягають у визначенні структурних характеристик тонких шарів палива, що утворюють граничний шар на поверхні плунжера і втулки паливного насоса високого тиску, а також в моделюванні зносу цих поверхонь.

5.4.1. Дослідження характеристик наноструктурованих шарів палива оптичними методами

Традиційні експериментальні методи вивчення структурної впорядкованості речовини (такі, як рентгенографія, ядерний магнітний резонанс, а також методи, засновані на анізотропії магнітної сприйнятливості або електричної поляризованості) придатні для досліджень об’ємних зразків і незастосовні для вивчення тонких пристінних шарів рідини, утворених на твердих поверхнях. Для таких об’єктів найбільш перспективними є оптичні методи, які засновані на виникненні в граничному змащувальному шарі орієнтаційної впорядкованості молекул, що призводить до появи оптичної анізотропії [236]. Одним з основних методів отримання інформації про особливості орієнтаційної впорядкованості органічних рідин у тонких шарах, що межують з металевою поверхнею, є аналіз їх оптичної анізотропії [168, 229].

Наявність граничного шару або граничної плівки знижує силу тертя порівняно з тертям без змащення в 2...10 разів, зменшує знос сполучених поверхонь в 10^2...10^4 разів. Це пояснюється проявом сил розклинювального тиску між поверхнями, дія якого сприяє мінімізації контактів поверхонь [285, 286]. Міцність граничної плівки палива багато в чому залежить від природи палива і наявності в ньому активних молекул домішок. Граничні шари палив

на поверхнях, що труться, насосних елементів паливної апаратури мають впорядковану структуру. Товщина цих шарів може бути визначена за допомогою оптичних методів дослідження [165, 222], принцип яких викладено в п. 3.5 та п. 4.2. Цими методами визначалася товщина граничного шару і параметр порядку (орієнтаційної впорядкованості) деяких суднових моторних палив. Отримані результати наведені в таблиці 5.1 та узагальнені на рис. 5.2.

Таблиця 5.1

Характеристики наноструктурованого граничного шару палива, що утворюється біля металевої поверхні

Марка палива	Товщина ГЗШ, d_s, мкм	Параметр порядку, S
RMK380	9,56±0,12	0,383±0,006
RMK420	8,78±0,14	0,362±0,007
RMK460	8,22±0,15	0,354±0,005
RMK500	7,85±0,12	0,340±0,004
RMK750	7,78±0,09	0,344±0,004

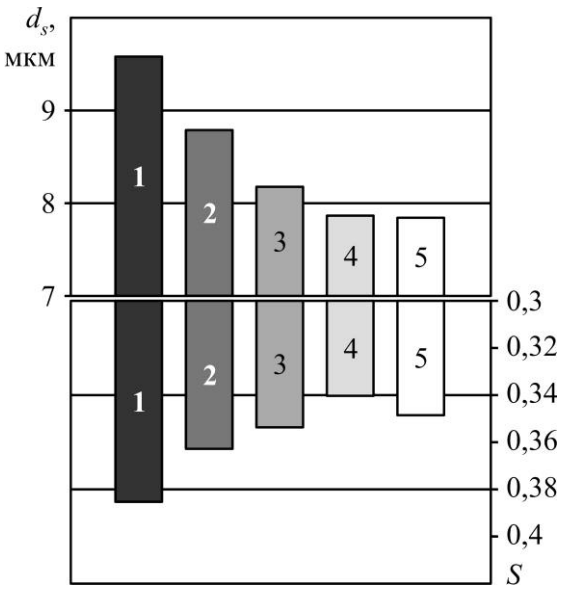


Рис. 5.2. Характеристики наноструктурованого граничного шару палива, що утворюється біля металевої поверхні:

1 – RMK380; 2 – RMK420; 3 – RMK460; 4 – RMK500; 5 – RMK750

При цьому слід зазначити, що палива, що являють собою складну дисперсну систему, утворюють на металевих поверхнях граничні шари, товщина яких перевищує шари «хімічно чистих» вуглеводневих рідин. Таким чином, можна стверджувати, що робота пари тертя плунжер – втулка паливного насоса високого тиску відбувається в режимі граничного змащування, причому товщини плівки палива (яка виконує роль мастила) досягає 9...10 мкм, забезпечуючи не моношарове, а багатошарове покриття поверхні. Також зазначимо, що дослідження виконувалися для плоскопаралельної тріади тертя метал – мастильний шар палива – метал. У цьому випадку паливо, що знаходиться в цій тріаді, на відміну від ряду подібних досліджень [243, 250, 251], піддається подвійному впливу Ван-дер-ваальсових сил металевих поверхонь, що сприяє утворенню граничних шарів з підвищеною товщиною. Відзначимо також, що виконані дослідження відносяться до палив, застосовуваних під час експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння, що визначає їх прикладний характер.

5.4.2. Дослідження триботехнічних характеристик наноструктурованих шарів палива

Комплекс проведених досліджень підтвердив утворення впорядкованих мультимолекулярних шарів у тонких плівках суднових палив, що утворюються на металевій поверхні пари тертя плунжер – втулка ПНВТ. Утворення подібних шарів можна вважати граничною фазою, яка забезпечує гідродинамічний режим змащування, а також режим граничного змащування, що виключає утворення адгезійних контактів. Товщина граничних шарів палива, що використовуються в суднових дизелях, лежить у межах 4...12 мкм і залежить від температури в зоні тертя. Однак навіть нижні значення

співмірні з технологічним зазором в парі тертя плунжер – втулка. З огляду на це, пружнодемпфуючі властивості граничних шарів палива можуть бути використані для виключення безпосередніх контактів поверхонь тертя, що сприяє забезпеченню мінімально неминучих незворотних втрат енергії в ПНВТ як одному з елементів кінематичної системи ДВЗ.

На даний час немає універсальних загальноприйнятих методик дослідження квазікристалічних властивостей мастильних матеріалів і, зокрема, палив для суднових дизелів. Одним із способів оцінки таких властивостей може вважатися метод вимірювання швидкості зношування вузлів тертя, що працюють в режимі граничного змащення. Його реалізація можлива на установці, показаній на рис. 5.3 [283].

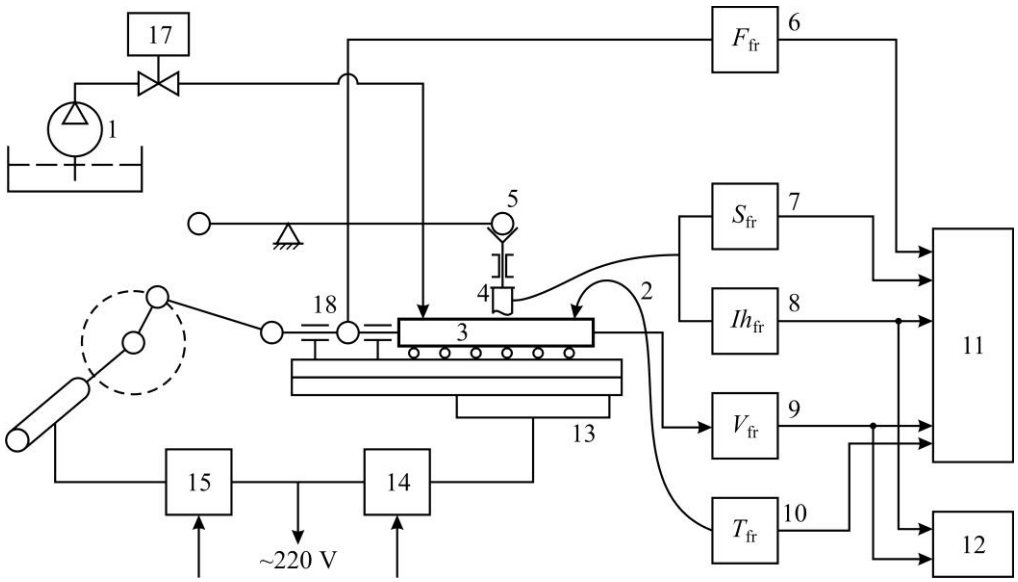


Рис. 5.3. Принципова схема установки для дослідження процесів дисипації енергії, що відбуваються в плунжерних парах паливної апаратури високого тиску суднових дизелів

До складу установки входять: 1 – паливопідкачувальний насос; 2 – датчик температури; 3 – плоский зразок; 4 – циліндричний зразок; 5 – пристрій навантаження; 6 – вимірювач сили тертя; 7 – вимірювач фактичної площі контакту; 8 – вимірювач інтенсивності зношування; 9 – вимірювач швидкості ковзання; 10 – вимірювач температури; 11 – мультимедійний

реєстратор; 12 – осцилограф; 13 – нагрівач; 14 – блок живлення нагрівача; 15 – блок живлення електродвигуна; 16 – привідний електродвигун; 17 – пристрій для управління подачею палива; 18 – датчик сили тертя.

Між елементами 3–4 створювалося нормальне навантаження N, яке імітувало зміну режимів мащення в паливному насосі високого тиску між плунжером і втулкою. Для реєстрації та аналізу процесів, що відбуваються у сполученні 3–4, за допомогою контролера вимірювалися: площа контакту (блок S_{fr}), інтенсивність зношування (блок Ih_{fr}), швидкість ковзання (блок V_{fr}), температура в зоні контакту (блок T_{fr}). Вимірювання зносу в парі тертя 3–4 виконувалося за допомогою електроімпульсного методу, принципова схема якого показана на рис. 5.4 [283].

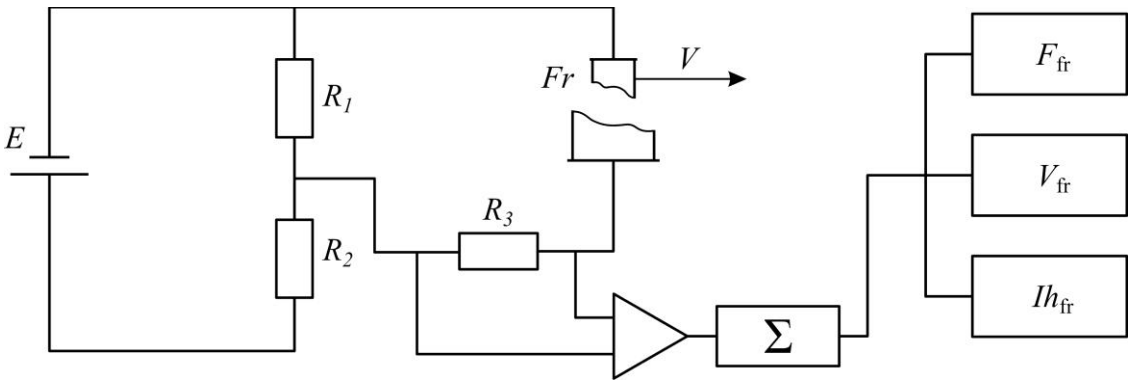


Рис. 5.4. Блок схема для реалізації вимірювання дисипації енергії електроімпульсним методом

До пари тертя F_r прикладається постійна напруга U≈20 мВ від джерела з внутрішнім опором менше 0,1 Ом, що досягається за рахунок дільника R_1R_2. У процесі переміщення елементів вузла тертя на вершинах гребенів шорсткостей металевих поверхонь пари тертя граничний мастильний шар, що містить дефекти структури, руйнується і настає адгезійний контакт, що супроводжується елементарним актом зношування. В електричному вимірювальному ланцюзі різко зростає струм. Падіння напруги на опорі R_3 носить імпульсний характер. Селектуючи імпульси напруги на R_3 за

амплітудою і підраховуючи їхню частоту або загальне число за певний відрізок часу можна після відповідної тарировки визначити швидкість зношування, інтенсивність зношування і абсолютне значення зносу пари тертя.

Результати триботехнічних характеристик, що визначають рівень мінімально неминучих незворотних втрат енергії при використанні різних палив, наведені в таблиці 5.2 і узагальнені на рис. 5.5.

Таблиця 5.2

Зміна триботехнічних характеристик у парі тертя сталь-сталь при забезпеченні процесу енергоперетворення з використанням різних палив

Марка палива	Сила тертя в трибосполученні, $F_{тр}$, Н	Інтенсивність зношування, I_h, від.од.
RMK380	0,523	0,28
RMK420	0,551	0,43
RMK460	0,571	0,57
RMK500	0,594	0,81
RMK750	0,588	0,85

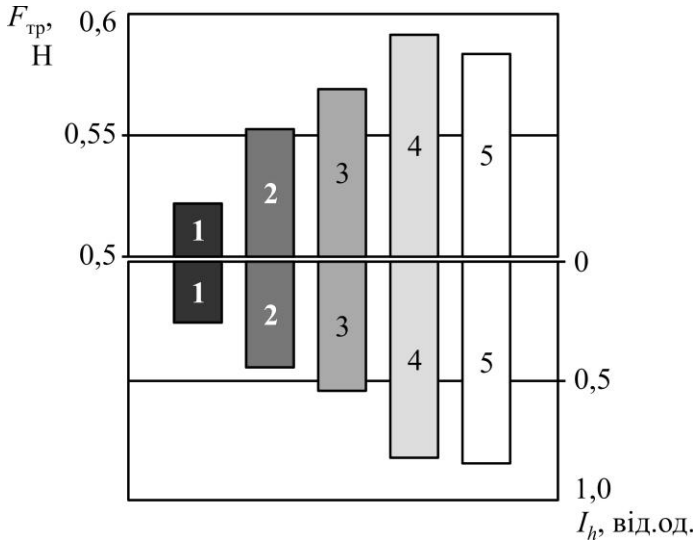


Рис. 5.5. Зміна триботехнічних характеристик у парі тертя сталь-сталь при забезпеченні процесу енергоперетворення з використанням різних палив: 1 – RMK380; 2 – RMK420; 3 – RMK460; 4 – RMK500; 5 – RMK750

Зіставлення результатів оптичних і триботехнічних досліджень дозволяє зробити висновок про те, що збільшення товщини і ступеня орієнтаційної впорядкованості наноструктурованих граничних шарів палива сприяє зниженню енергетичних втрат при високих динамічних навантаженнях, що проявляється в зменшенні сили тертя і зниження інтенсивності зношування контактних поверхонь.

5.5. Забезпечення ефективності процесу енергоперетворення у випадку підвищених динамічних навантажень

У попередніх розділах було доведено, що управління процесом енергоперетворення, а також рівнем мінімально неминучих незворотних втрат енергії, які його супроводжують, може здійснюватися шляхом впливу на наноструктурований граничний шар палива або мастила. З позиції молекулярної нанотехнології це пояснюється можливістю зміни Ван-дер-ваальсових сил на межі фазового переходу металева поверхня – рідкокристалічна структура (палива або мастила).

Як варіант посилення дії Ван-дер-ваальсових сил може бути розглянуто застосування профільного шліфування і нанесення регулярного мікрорельєфу на поверхні втулки і плунжера ПНВТ. Перше сприяє збільшенню ступеня орієнтації молекул палива в граничному шарі і товщину граничного шару, друге – призводить до виникнення додаткових гідродинамічних сил між поверхнями. Обидва варіанти сприяють сталому гідродинамічному мащенню, або граничному мащенню без безпосереднього контакту поверхонь. Використання подібних способів знижує мінімально неминучі енергетичні втрати на привід ПНВТ, забезпечує необхідний тиск нагнітання палива і

мінімізує втрати палива через діаметральний зазор у парі плунжер – втулка при впорскуванні [287, 288].

Експлуатаційні характеристики паливної апаратури високого тиску багато в чому залежать від якості обробки деталей, що контактують, зокрема прецизійної пари плунжер – втулка ПНВТ. У свою чергу до показників, які характеризують якість обробки поверхні, відносяться геометричні параметри (шорсткість і хвилястість) і фізико-хімічні властивості поверхневого шару (мікротвердість, залишкові напруги і структурний і фазовий склад). Робоча поверхня прецизійної пари плунжер – втулка ПНВТ формується під впливом послідовно застосовуваних різних технологічних методів, в результаті яких утворюється відносно тонкий поверхневий шар, що відрізняється за своїми ознаками від нижчих шарів основного металу. Стан і властивості цього шару фактично визначають ресурс роботи,

На даний час існує дуже багато способів зменшення зносів деталей, що контактують в парах тертя, яке можна поділити на:

а) конструктивні способи – вибір раціональних розмірів і форми деталей, що сполучаються, а також робочих зазорів між ними;

б) технологічні способи – вибір матеріалів деталей пар тертя, обробка їхньої поверхні;

в) експлуатаційні способи – вибір оптимального режиму роботи деталей, підбір мастильного матеріалу.

Зазначені способи забезпечують підвищення якості обробки поверхонь тертя, що покращує такі їх експлуатаційні властивості, як зносостійкість, довговічність, втомна міцність та ін. При цьому розглядається вплив тільки на тверду фазу (поверхня втулки або плунжера), не враховуючи, що роботу трібосполученні втулка – плунжер необхідно визначати як комплекс метал (втулка) – рідка фаза (паливо) – метал (плунжер). Взаємодія фаз у цьому комплексі взаємопов’язане, а крім того, на його функціонування впливають аномальні властивості тонкого шару палива, що являє собою вуглеводневу

структуру з макромолекулярною будовою. Однак зміна саме цих властивостей не завжди враховується під час проектування й експлуатації паливної апаратури високого тиску.

З аналізу науково-технічної літератури [283, 286, 288] випливає, що одним із сучасних методів модифікації поверхневого шару контактуючих деталей є нанесення регулярного мікрорельєфу, який полегшує оптимізацію мікрогеометрії робочих поверхонь, покращуючи їхні експлуатаційні властивості. Однак і в цьому випадку не враховується можливість управління триботехнічними процесами, що відбуваються в парі плунжер – втулка паливного насоса високого тиску, за рахунок впливу на ізотропні властивості палива, які змінюються із нанесенням на поверхню плунжера розмірного мікрорельєфу.

В якості найбільш оптимального способу нанесення регулярного мікрорельєфу нами був обраний спосіб віброобкочування поверхні, застосування якого можливо як в дослідницькій лабораторії, так і в умовах судна (у разі дотримання певних технологічних заходів). При цьому процес нанесення мікрорельєфу полягає в переміщенні деформуючого інструменту, яким додатково повідомляється осцилююче коливання, по поверхні деталі. Даний спосіб забезпечує утворення на поверхні деталей регулярних (або близьких до них) і, отже, аналітично розрахованих мікрорельєфів [283].

Способи віброобкочування може мати три основних призначення:

1) обробка, що забезпечує утворення заданого для різних умов експлуатації мікрорельєфу поверхонь;

2) зміцнююча обробка, що підвищує втомну міцність і зносостійкість поверхонь;

3) відновлення розмірів деталей.

Під час віброобкочування поверхонь, виробленої при малих зусиллях вдавлення інструменту (кулі або конуса) відбувається згладжування мікронерівностей вихідної поверхні за рахунок деформації вершин виступів,

а зі збільшенням зусилля вдавлення відбувається «витиснути» металу з основного шару, що лежить нижче рівня мікронерівностей вихідної поверхні. При цьому стає можливим формування нового мікрорельєфу поверхні, що відрізняється від початкового великими радіусами виступів і западин і малими кутами нахилу, що їх утворюють.

На даний час для віброобкочування використовується алмазний інструмент. Основними параметрами режиму віброобкативанія є:

1) число подвійних ходів (число осциляцій деформуючого елемента в одиницю часу) – n_1;

2) число оборотів заготовки – n_2;

3) поздовжня подача деформуючого елемента (або заготовки) – S;

4) амплітуда осциляції деформуючого елемента – A.

Оскільки до останнього часу віброобкочування застосовувалося в умовах дрібносерійного і дослідного виробництва, для його здійснення застосовувалися універсальні пристрої – віброголовки до металообробних верстатів.

Найбільшого застосування спосіб віброобкочування отримав для обробки циліндричних поверхонь і тому більшість віброголовок спроектовано для токарних верстатів. У цьому випадку завдання реалізації кінематичної схеми віброобкочування істотно спрощується, оскільки для обертання заготовки і поступального переміщення віброголовки з деформуючим елементом використовуються головний і допоміжний рух токарного верстата. У цьому випадку основним призначенням віброголовки є забезпечення руху деформуючого елемента, який виконується механічним, електромагнітним та пневматичним приводом.

Вихідний мікрорельєф поверхонь, що труться визначає не тільки тривалість приробки і початковий знос, але і швидкість нормального зношування. Це випливає не тільки з дискретності контактування поверхонь, що труться, а й пов’язане з вирішальним впливом на їх зношування таких

факторів, як несуча поверхня, мастилоємність під час роботи з мастилом, здатність утримувати під час тертя насухо тверді частинки, що викликають абразивний знос. Ці фактори впливають не тільки на швидкість зношування, а й на такі характеристики тертя, як коефіцієнт тертя, температура вузла тертя та ін.

Одним з основних факторів, що призводять до зменшення зносу при віброобкочуванні поверхонь, є (крім збільшення їхньої мастилоємністі) виникнення гідродинамічної підйомної сили в шарі рідини, що розділяє поверхні тертя, та інтенсифікація структури в паливній плівці [172, 252].

Проведемо для випадку віброобкочуваного плунжера паливного насоса оцінку обох складових даного ефекту. Аналіз виконаємо використовуючи схему, показану на рис. 5.6.

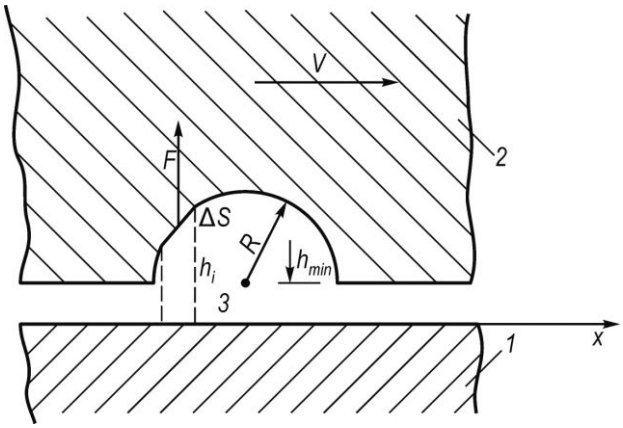


Рис. 5.6. Поздовжній розріз плунжера з нанесенною канавкою і характер діючих сил у цій площині:

1 – ділянка плунжера; 2 – ділянка втулки; 3 – шар палива, що розділяє поверхні

Розглянемо елементарну площу ΔS на криволінійній поверхні канавки радіусом кривизни R, утвореній на поверхні плунжера при віброобкочуванні. При переміщенні плунжера зі швидкістю V на розглянуту площу буде діяти з боку рідини гідродинамічна підйомна сила F, причому наявність регулярного мікрорельєфу на поверхні плунжера призводить до когерентного складання

всіх гідродинамічних підйомних сил, що виникають на канавках віброобкочування [283].

Сумарна сила P, що діє на одиничний інтервал довжини плунжера, може бути визначена як

$$P = \left(\pi D \int_{x_1}^{x_2} F dx \right) n = \pi D \frac{4{,}9 \mu V R}{h_{\min}} n,$$

де D – діаметр плунжера,

μ – в'язкість мастильного матеріалу,

$h_{\min}$ – мінімальна відстань між плунжером і втулкою,

n – число канавок на одиничному відрізку довжини плунжера.

Оцінка сумарної величини сили P, що віджимає плунжер від поверхні втулки, проведена за формулою для плунжерів паливних насосів дизеля 6L42MC фірми MAN-B&W, дає значення P=80 кг/см^2 [248].

В експерименті підлягали дослідженню мікрорельєфи, що мають косо-гвинтові канавки. Нанесення такого мікрорельєфу на бічну поверхню плунжера паливного насоса можна зробити на стандартних токарно-гвинторізних верстатах, використовуючи додаткове оснащення.

Для нанесення регулярного мікрорельєфу використовується встановлюване в різцетримачі пристосування (рис. 5.7) складається з корпусу 1 з приварений до нього пластиною 2, що служить для затиску пристосування в різцетримачі токарного верстата.

Інструмент для нанесення мікрорельєфу 3 встановлюється в циліндричному тримачі 4 і фіксується гвинтом 5. Пружина 6 і гайка 7 забезпечують необхідний тиск вигладжувача на оброблюваний плунжер.

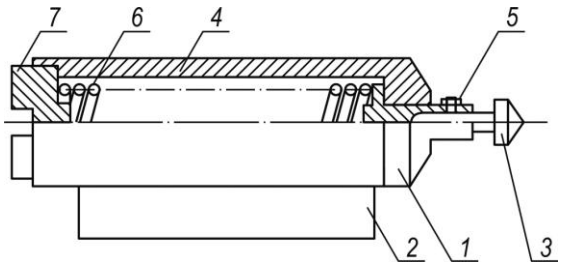


Рис. 5.7. Пристосування для нанесення регулярного мікрорельєфу на бічну поверхню плунжеров паливних насосів високого тиску

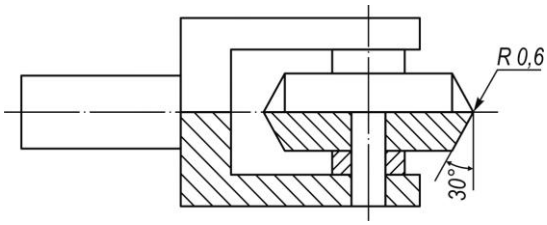


Рис. 5.8. Схема твердосплавного вигладжувача

Твердосплавний вигладжувач може бути виготовлений за схемою, показаної на рис. 5.8. Всі розміри, крім радіуса заокруглення диска, який приймається рівним *R*=0,6 мм, можуть бути обрані довільно. Матеріал вигладжувача – сталь з твердістю HRC62. Поверхня вигладжувача обробляється до 12 класу чистоти поверхні [248, 283].

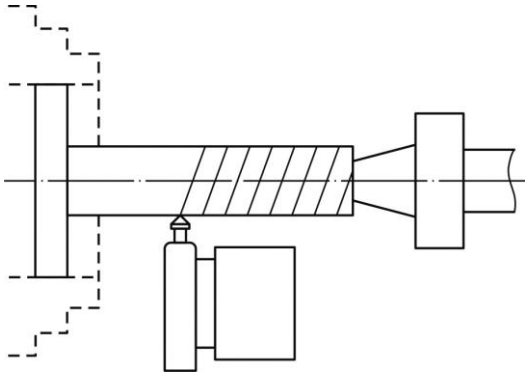


Рис. 5.9. Схема нанесення регулярного мікрорельєфу на поверхню плунжера ПНВТ на токарному верстаті

Для нанесення регулярного мікрорельєфу плунжер, що обробляється, встановлюється в патрон токарного верстата і підпирає центром (рис. 5.9). До плунжера підводиться пристрій з вигладжувачем, відрегульованим на певний тиск. Нанесення регулярного мікрорельєфу проводиться при числі оборотів шпинделя *n*=50...100 об/хв і поздовжньої подачі вигладжувача *S*=0,7...0,9 мм/оберт [289].

Тиск вигладжувача на плунжер підбирається зазвичай експериментально на пробному плунжері таким чином, щоб забезпечити вільний хід обробленого плунжера під втулку паливного насоса, тобто щоб висота

навалів, що утворюються вздовж нанесених канавок, не перевищувала 0,5...1 мкм. Як правило, зусилля вигладжувача становить 100...300 Н. У тому випадку, якщо нанесення регулярного мікрорельєфу проводиться з метою відновлення гідростатичної щільності, тиск на вигладжувача має бути збільшено, щоб висота навалів стала більшою і компенсувала втрачений розмір плунжера. У цьому випадку після операції нанесення регулярного, необхідно додатково проводити прошліфовки плунжера до втулки.

Нанесення регулярного мікрорельєфу інтенсифікує формування ОВПШ палива, дає сильне зчеплення шарів палива з опорною поверхнею і є фактично механічним методом управління орієнтацією молекул [249].

Розглянемо два основних граничних випадки орієнтації молекул палива щодо мікрорельєфу (планарна і гомеотропна структура). У разі виникнення гомеотропної структури молекул палива в граничному шарі (коли осі молекул розташовуються перпендикулярно канавкам мікрорельєфу поверхні плунжера) під чса здійснення ходу нагнітання потрібна витрата додаткової енергії, оскільки між орієнтованим шаром палива і поверхнею металу має місце сильне зчеплення. При планарній орієнтації (у випадку, коли осі молекул розташовані паралельно поверхні плунжера) такої енергії не потрібно, і, отже, вона є енергетично більш вигідною.

Випробування паливних насосів високого тиску з нанесеним на поверхні плунжера мікрорельєфом проводилися на судновому дизелі 6L42MC.

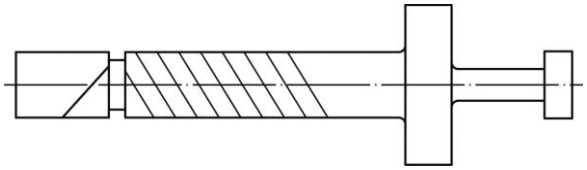


Рис. 5.10. Косі гвинтові канавки, нанесені на поверхню плунжера ПНВТ

На двох нових плунжерах паливних насосів наносився регулярний мікрорельєф у вигляді косих гвинтових канавок (рис. 5.10). Такий самий мікрорельєф наносився на двох відбракованих плунжерах, використання яких було припинено

через підвищений знос їхніх поверхонь. Два плунжери використовувалися в якості контрольних. Загальне напрацювання при проведенні експерименту склало 3150 годин.

Після віброобкочування і доведення поверхонь плунжерів на них нарізалися контрольні лунки за методом штучних баз. Нарізання поясів лунок вироблялося в 6-ти поясах. У кожному поясі нарізалися дві лунки, розташовані в одній діаметральній площині [290].

Після установки плунжерних пар до моменту першого контролю їх зносу двигун пропрацював 910 годин, з них близько 95 % на важкому паливі, до другого контролю – 2250 годин, з них близько 95 % на важкому паливі, до третього контролю 3150 годин, з них близько 90 % на важкому паливі.

На рис. 5.11 наведені результати зносу плунжерів, що являють собою значення середнього зносу, зміряного в 6-ти поясах на 12-ти контрольних точках.

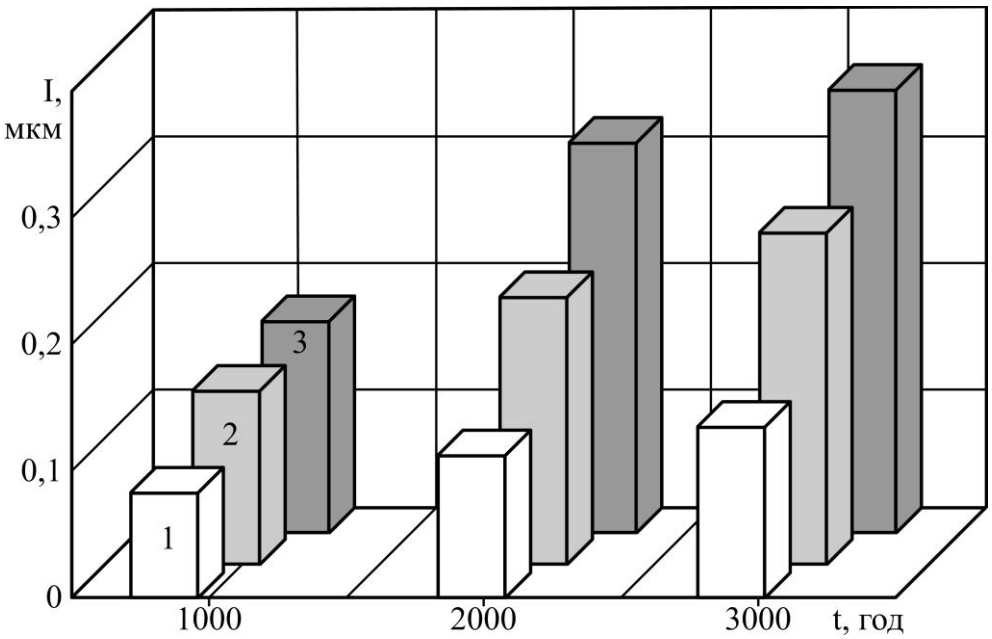


Рис. 5.11. Середній знос плунжерів за час проведення експерименту:

1 – новий плунжер з нанесенням регулярного мікрорельєфу;

2 – плунжер, відновлений нанесенням регулярного мікрорельєфу;

3 – контрольний плунжер

Як видно з рис. 5.17, характер зносу плунжерних пар у часі носить звичайний характер, причому знос контрольних плунжеров значно перевищує знос віброобкочуваних плунжерів, як нових, так і відновлених за допомогою нанесення регулярного мікрорельєфу після відбракування.

Отримані результати проведення натурних випробувань плунжерних пар паливних насосів дизелів 6L42MC, експлуатованих на важкому паливі, дозволяють стверджувати наступне:

1) середній лінійний знос контрольних плунжерів, на поверхню яких не наносився впорядкований мікрорельєф, перевищує знос плунжерів, на поверхні яких наносився мікрорельєф, приблизно в 2,1...2,6 рази;

2) відновлені віброобкочуванням (з відбракованих) плунжери паливних насосів витримали більше 3000 годин експлуатації, що відповідає приблизно 30 % від терміну нормальної експлуатації нових плунжерних пар на важкому паливі;

3) можливо припустити, що нанесення регулярного мікрорельєфу з метою підвищення зносостійкості можна проводити не тільки для плунжерних пар ПНВТ, але і для голок розпилювачів;

4) вплив на ізотропні властивості палива за рахунок створення регулярного мікрорельєфу призводить до збільшення ресурсу роботи паливної апаратури високого тиску.

Подальші дослідження передбачаються в напрямку вивчення впливу розклинювального тиску, що утворюється в районі нанесення регулярного мікрорельєфу, а також впливу двопрофільного мікрорельєфу (на поверхні плунжера і внутрішньої поверхні втулки) на знос плунжерних пар ПНВТ.

5.6. Висновки за розділом 5

1. Комплекс проведених досліджень підтвердив утворення впорядкованих мультимолекулярних шарів у тонких плівках суднових палив, що утворюються на металевій поверхні пари тертя плунжер – втулка паливного насосу високого тиску. Утворення подібних шарів можна вважати граничною фазою, яка забезпечує гідродинамічний режим мащення, а також режим граничного мащення, що виникає утворення адгезійних контактів. Товщина граничних шарів палива, що використовуються в суднових дизелях, лежить в межах 4...12 мкм і залежить від температури в зоні тертя. Однак навіть нижні значення, співмірні з технологічним зазором в парі тертя плунжер – втулка ПНВТ. З огляду на це, пружнодемпфуючі властивості граничних шарів палива можуть бути використані для уникнення безпосередніх контактів поверхонь тертя, що сприяє забезпеченню рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії в ПНВТ як одного з елементів кінематичної системи ДВЗ.

2. Якісні та кількісні характеристики ГЗШ палива (ступень орієнтаційної впорядкованості молекул та товщина шару) знаходяться у взаємозв’язку з триботехнічними характеристиками (силою тертя та інтенсивністю зношування) ТС плунжер ПНВТ – паливо – втулка ПНВТ. Збільшення товщини (у діапазоні 7,78…9,56 мкм) і ступеня орієнтаційної впорядкованості (у діапазоні 0,344…0,383) наноструктурованих граничних шарів палива сприяє зниженню енергетичних втрат при високих динамічних навантаженнях, що проявляється в відповідному зменшенні сили тертя (зі 0,588 Н до 0,523 Н) і зниженні інтенсивності зношування (зі 0,85 від. од. до 0,28 від. од.) контактних поверхонь.

3. Реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул та управління його товщиною шляхом зміни рельєфних характеристик

паливної апаратури (а саме, нанесення регулярного мікрорельєфу на поверхні плунжерів ПНВТ) дозволяє значною мірою знизити неминучі втрати енергії у цій трибологічній системі. При цьому досягається підвищення гідродинамічної підйомної сили в ГЗШ палива та інтенсифікація його орієнтованої наноструктури. Вказане сприяє зменшенню контактних взаємодій між плунжером та втулкою ПНВТ, що призводить до зниження (~2,5 рази) зносу поверхонь плунжерів та подовжує термін їх надійної експлуатації.

4. Управління процесами енергоперетворення в суднових дизелях при високих динамічних навантаженням здійснюється шляхом поліпшення триботехнічних характеристик поверхонь плунжерів ПНВТ, що забезпечує їх гарантований термін експлуатації і рівень мінімальних втрат енергії при забезпеченні процесу подачі палива.

РОЗДІЛ 6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЕННЯ З МІНІМАЛЬНО НЕМИНУЧИМИ НЕЗВОРОТНИМИ ВТРАТАМИ ЗА РАХУНОК СТВОРЕННЯ ТА УПРАВЛІННЯ НАНОСТРУКТУРОВАНИМ ШАРОМ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

6.1. Зміна енергетичних і теплових потоків у наносистемах, що утворені впорядкованим шаром мастильного матеріалу

Розв’язання прикладних завдань граничного тертя і граничного мащення, реалізованих для теплових двигунів різних засобів транспорту, започаткувало можливість цілеспрямовано створювати впорядковані структури і управляти властивостями речовин «знизу вгору», починаючи з атомного рівня, а також проектувати нанорозмірні інструменти, механізми і пристрої для перетворення енергії з метою розвитку нанотехнології.

Визначення нанорозмірної і макроскопічної термодинамічних систем дуже схожі. У термодинаміці системою називають будь-яку повністю замкнуту просторову область з чітко вираженою кордоном. Отже, все, що знаходиться поза системою, розглядається як навколишнє середовище. Межа може бути жорстко закріпленою або рухомою, непроникною, або через неї можна переносити масу речовин і передавати роботу [291].

У будь-якій даній ситуації система може визначатися кількома способами. У разі трансформації енергії у напрямку потенційна енергія палива → кінетична енергія КШМ (поступальний рух) → кінетична енергія колінчастого вала і приєднаних мас (обертальний рух підшипників колінчастого вала, а також обертальний рух розподільного вала і поступальний рух плунжеров ПНВТ) → корисна робота споживачів енергії (гвинта або генератора), в якості нанорозмірної системи може бути прийнятий мастильний матеріал (мастило або паливо), що забезпечує процес енергоперетворення. У даному випадку наносистема є рухомою (у зв’язку з

тим, що в ній відбувається переміщення структурованих шарів мастила або палива), проникною (тому що в ній відбувається постійний обмін мастильним матеріалом), а її структура забезпечує процес енергоперетворення з мінімально допустимими незворотними втратами.

Стан наносистеми відноситься до важливих понять термодинаміки і визначається як повний набір усіх її властивостей, які можуть змінюватися під час перебігу різних конкретних процесів, зокрема в разі трансформації потоку енергії через структурований шар мастильного матеріалу. Властивості, що становлять цей набір, залежать від характеру взаємодій як усередині самої системи, так і між системою та її оточенням. Для розглянутих у попередніх розділах трибологічних систем втулка циліндра – мастильний шар – поршневі кільця, колінчастий вал – мастильний шар – вкладиш підшипника і плунжер – мастильний шар – втулка ПНВТ, зміна енергетичних і теплових потоків залежить від виду мащення (граничне або гідродинамічне) і від стану мастильного матеріалу (ньютонівського або неньютонівського).

Загальновідомо, що енергія – це міра сукупності витрачених зусиль і вироблених результатів. У випадку макроскопічних систем енергія розглянутої системи зазвичай визначається як «здатність здійснювати роботу». На макроскопічному рівні в більшості випадків таке визначення енергії є цілком адекватним, але для наносистем дане визначення не є достатньо обгрунтованим, оскільки термін «робота» вимагає більш точного формулювання, ніж визначення для макроскопічних систем. З точки зору термодинаміки малих систем, можливо, більш відповідним визначенням енергії буде «здатність викликати зміну стану системи, помітного на нанорівні».

У загальному вигляді робота, що являє собою спосіб перенесення енергії між системою та її оточенням, визначається як добуток рушійної сили і пов’язаного з нею зміщення (узагальненої координати). За даної

трансформації потенційної енергії палива в корисну роботу споживача, наносистемами є структурований упорядкований мастильний шар, а оточенням наносистеми – КШМ, колінчастий вал, плунжер ПНВТ. Рушійна сила викликає і контролює напрямок зміни потоків енергії, що є властивістю системи. Кількісна величина цієї зміни для розглянутих у розділах 3, 4, 5 трибологічних систем, визначається зрушенням міжмолекулярних шарів і характеризується запропонованим у п. 3.7 поняттям «реологічна стійкість». Щодо індивідуальної системи існують два способи локалізації рушійної сили і виробленого нею зміщення координати. В одному із способів і рушійна сила, і зміщення відносяться до характеристик системи і локалізовані повністю всередині неї, так що енергія, яка обчислюється за їх добутком, виражає зміну внутрішньої енергії системи. У даному випадку зрушення міжмолекулярних шарів відбувається за рахунок зміни тиску в об’ємі мастильного матеріалу і циркуляції в наносистемі мастильного матеріалу.

В іншому способі зміщення може відбуватися всередині системи, а рушійна сила, що його викликає, бути параметром навколишнього середовища і ззовні впливати на систему. У даному варіанті зрушення міжмолекулярних шарів відбувається за рахунок інерційного впливу на наносистеми обертових або переміщуваних деталей дизеля.

У подібний спосіб як рушійна сила, так і викликане нею зміщення, можуть бути повністю локалізовані в межах навколишнього середовища. Тому в обох цих випадках обчислювана енергія являє собою зміну загальної енергії системи, тобто суми її внутрішньої, кінетичної і потенційної енергій.

Теплота являє собою інший спосіб обміну енергією між системою та її оточенням через кордон системи. Різниця між теплотою і роботою в тому, що передача енергії за допомогою теплоти відбувається при випадковій трансляції, обертанні і коливанні атомів і молекул на межі системи без помітних змін стану системи на нанорівні.

За визначенням, межа системи – це просторовий шар нульової товщини, в якому не міститься жодної речовини взагалі. Під час будь-яких термодинамічних розрахунків завжди важливо проводити ретельну відмінність між енергетичними змінами всередині системи і поняттями роботи і теплоти, які є способами обміну енергією між системою та її оточенням.

Недавні розробки нанонауки і нанотехнології сприяли поширенню термодинаміки і статистичної механіки на малі системи, що складаються з обчислюваної кількості частинок, які нижче рівня, що допускає існування термодинамічної межі.

У наносистемах вже не можна більше вважати тиск ізотропним, він взагалі повинно розглядатися як тензор. Правило фаз Гіббса втрачає своє значення, у нанорозмірних системах може бути наявно безліч структурних форм, подібних фаз, що не спостерігаються в макроскопічних аналогах тих самих же систем [292, 293].

Дослідження і розробка таких проблем, як взаємозв’язок між властивостями і фазові переходи в малих (нано) системах, можливі за умови, якщо будуть виведені робочі формули структурних термодинаміки і статистичної механіки малих систем.

Загалом, завдання статистичної механіки полягає в розробці способів прогнозування властивостей і локальної структури рідин, твердих тіл і фазових переходів, виходячи з природи молекул, складових системи, а також внутрішньої міжмолекулярної взаємодії. Точність методів прогнозування, розроблених за допомогою статистичної механіки, залежить від двох чинників: точності наявних молекулярних і міжмолекулярних характеристик і параметрів, доступної для даного матеріалу і надійності, використовуваної для розрахунків статистико-механічної теорії. У термодинамічній межі (об’єм системи і число атомів або молекул $N \to \infty$ і $N/V=\rho N$ – кінцеве значення) добре розроблено статистико-механічне прогнозування властивостей макроскопічної

речовини і є ряд теорій, заснованих на молекулярних моделях, придатних для прогнозування властивостей макроскопічних систем. До того ж, є велика кількість даних щодо термодинамічних і транспортних властивостей макроскопічних речовин, які можуть використовуватися для тестування і порівняння їх молекулярних теорій. Для систем малих (нано) розмірів таких даних мало або немає взагалі, і молекулярні теорії нанорозмірних речовин знаходяться в стадії становлення. Розроблені і запропоновані в розділі 3 експериментальні установки, що дозволяють спостерігати, вивчати і вимірювати властивості речовин у наномасштабі, сприяють розвитку теорії масо-і енергоперетворення в теплових двигунах, установлених на річкових і морських засобах транспорту.

Загальновідомо, що властивості речовини, укладеного в наносистемах (наприклад всередині нанотрубки і т.д.), є функцією зовнішньої геометрії розмірів і впливу стінок, що оточують речовину. Інша залежить від випадку макроскопічних речовин, де вдалося розробити універсальні кореляційні співвідношення і рівняння стану, які можна застосовувати у всіляких прикладних задачах, незалежно від геометрії систем, що їх обмежують [294].

Статистико-механічна обробка макроскопічних систем, що складаються з ансамблю молекул, проводиться виходячи з формули Больцмана поряд із використанням для визначення ймовірного розподілу молекул (частинок) у системі методів усереднення за статистичним ансамблем. У статистичній механіці існують методи усереднення за різними ансамблями: включаючи канонічний, канонічний, великий канонічний і гиббсівський.

Щоб використовувати теорію статистичної механіки для наносистем, необхідно застосувати ряд наближень, для чого найбільш підходить термодинаміка і статистична механіка неекстенсивних систем, що розроблена Цаллісом [295].

Природу неекстенсивності нанорозмірних систем пояснимо наступним чином. У термодинаміці властивості (параметри стану) поділяються на

екстенсивні та інтенсивні. Якщо властивості системи не залежать від числа частинок, що складають систему, їх називають «інтенсивними». В іншому випадку ці властивості називають «екстенсивними». Перевірка інтенсивності властивості полягає в тому, щоб спостерігати, як вона змінюється при створенні нової системи, що відрізняється тільки розміром, коли дана система з'єднується з деякою частиною її точної копії. Ті властивості, які залишаються незмінними під час цього процесу, є інтенсивними. Властивості ж, значення яких збільшуються або зменшуються прямо пропорційно збільшенню або зменшенню системи, є «екстенсивними властивостями».

6.2. Аналітичне визначення теплових і енергетичних потоків у трибологічних наносистемах

6.2.1. Відсутність контактних взаємодій

У наносистемах відмінність між інтенсивними і екстенсивними термодинамічними змінними (властивостями) втрачає своє значення. Визначення понять внутрішніх інтенсивних властивостей, таких, як температура і тиск, також втрачають їх строгість через флуктуації. Будь-яка з екстенсивних термодинамічних властивостей, пов'язаних з енергією і простором, які вони займають частинками, визначається підсумовуванням цих же термодинамічних властивостей окремих частинок наносистеми. З іншого боку, будь-яка інтенсивна термодинамічна властивість є результатом обчислення середньої величини, що залежить від координат положення та імпульсів частинок, що визначаються по відношенню до зовнішньої системі відліку. Отже, якщо змінюється число частинок тільки за рахунок розміру системи, то для великих систем необхідно пропорційно змінити величини екстенсивних властивостей і залишити незмінними значення інтенсивних

властивостей. Для наносистем значення екстенсивних термодинамічних властивостей можуть змінюватися не пропорційно зміні розміру системи, і величини інтенсивних властивостей не будуть зберігатися незмінними.

Канонічний ансамбль характеризується фіксованими значеннями його обсягу V, числа частинок (атомів або молекул) N і абсолютної температури T. Іншими словами, в цій системі V, N і T – незалежно обрані змінні. Завдання тут полягає в тому, щоб розрахувати середні за ансамблем значення таких механічних властивостей системи, як тиск, внутрішня енергія і т.д., за умови, що ентропія системи виражається формулою Цалліса:

$$S_q = k\frac{1-\sum_{i=1}^{W} p_i^q}{q-1}, \tag{6.1}$$

де p_i означає ймовірність існування системи в квантовому стані (i);

k=1,38·10^{-23} Дж/К – постійна Больцмана.

Розглянемо зв’язок між мікроскопічними станами системи і термодинамічними величинами. Припустимо, що маємо квантову систему з дискретними рівнями енергії в малих системах, як у великих системах. Знайдемо максимум ентропії для ізольованої системи. Якщо будемо максимізувати ентропію, використовуючи рівняння (6.1), щодо ймовірностей стану, то знайдемо, що ентропія максимальна, коли всі p_i – однакові і постійні. Уявімо собі, що $\Omega=\Omega(\varepsilon)$ станів мають абсолютно однакові енергетичні рівні ε (або це буде безліч станів в невеликому діапазоні енергій, зосереджених поблизу ε). Сума ймовірностей всіх станів повинна бути дорівнює одиниці, що є обмеженням, яке накладається на ймовірність макросостоянія системи, тому $p_i=1/\Omega$. Це призводить до наступного виразу для максимальної ентропії ізольованої системи з виродженням енергетичних рівнів системи Ω

$$S_q = k\frac{1-\Omega^{-q+1}}{q-1} \text{ і } dS_q = k\Omega^q d\Omega. \qquad (6.2)$$

Формула (6.2) пов’язує виродження системи на мікроскопічному рівні з термодинамічної величиною S_q [154].

Якщо система знаходиться в рівновазі, то при об’єднанні рівнянь

•першого закону термодинаміки для закритої (із заданою масою) макросистеми

$$dE = \delta Q_{\text{вн}} + \delta W_{\text{вн}},$$

де dE означає приріст енергії системи у вигляді повного диференціала в результаті додавання до системи неповних диференціалів теплоти $\delta Q_{\text{вн}}$ і роботи $\delta W_{\text{вн}}$;

•другого закону термодинаміки для закритої (із заданою масою) системи, що визначає вироблення ентропії в закритій (із заданою масою) системі в диференціальної формі, dP_S

$$dP_S = dS - \frac{\delta Q_{\text{вн}}}{T_{\text{внеш}}} \geq 0;$$

приходимо до рівняння Гіббса:

$$dU = TdS - pdV. \qquad (6.3)$$

З (6.3) випливає, що

$$\left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_V = \frac{1}{T}, \tag{6.4}$$

а з рівнянь (6.2) і (6.4) отримуємо

$$\Omega^q \left(\frac{\partial \Omega}{\partial U}\right)_V = \frac{1}{kT}. \tag{6.5}$$

Це фундаментальне рівняння статистичної механіки неекстенсивних систем, що зв’язує температуру зі зміною виродження енергетичних рівнів. Оскільки виродження повинно збільшуватися з енергією, температура є позитивною величиною. Зауважимо, що комбінований вираз $kT\Omega^q\delta\Omega$ термодинамічно пов’язаний зі зміною енергії δU. Усе сказане відноситься до канонічної функції розподілу, що відповідає випадку, коли система повністю ізольована від навколишнього середовища [296]. Стосовно до розглянутих у нашому дослідженні процесів ці вирази відносяться до випадку, коли контактуючі поверхні повністю розділені структурованим шаром мастильного матеріалу, а процес енергоперетворення відбувається з мінімальними незворотними втратами.

6.2.2. Наявність контактних взаємодій

У разі, якщо в трибологічної неекстенсівної системі відбуваються додаткові втрати енергії через виникнення контактних взаємодій, розглянуті вирази мають такий вигляд.

Максимізував ентропію за наявності обмеження, що середня енергія системи є постійною величиною. Згідно з постулатом, внутрішня енергія неекстенсивних систем визначається виразом [297]

$$U_q = -k\sum_{i=1}^{W} p_i^q \varepsilon_i .$$

Щоб здійснити дану оптимізацію з урахуванням обмежень, використовуємо метод множників Лагранжа. Розглянемо вираз ентропії, модифікований за допомогою двох обмежень: для середньої енергії

$$U_q = -k\sum_{i=1}^{W} p_i^q \varepsilon_i$$

і для нормування ймовірностей

$$\sum_{i=1}^{W} p_i = 1.$$

Це означає, що мінімізується наступна функція S_q:

$$S_q = k\frac{1-\sum_{i=1}^{W} p_i^q}{q-1} - \beta\sum_{i=1}^{W} p_i^q \varepsilon_i - \theta\sum_{i=1}^{W} p_i .$$

Слід зауважити, що β має розмірність зворотної температури, в той час як θ – безрозмірна величина. Щоб здійснити мінімізацію, необхідно розв’язати рівняння щодо ймовірності:

$$\frac{dS_q}{dp_i} = k\frac{-qp_i^{q-1}}{q-1} - \beta q p_i^{q-1}\varepsilon_i - \theta \equiv 0.$$

Звідси виводиться такий вираз для ймовірності:

$$p_i = c\left(\frac{kq}{q-1} + \beta q \varepsilon_i\right)^{\frac{1}{q-1}}.$$

Це рівняння можна переписати у вигляді

$$p_i = \frac{\left(1-(1-q)\beta\varepsilon_i\right)^{\frac{1}{q-1}}}{Z_q},$$

де знаменник

$$Z_q(\beta) = \sum_{j=1}^{W}\left(1-(1-q)\beta\varepsilon_i\right)^{\frac{1}{q-1}},$$

являє собою узагальнену функцію розподілу канонічного ансамблю неекстенсивної системи. За наявності функції розподілу можна вивести вирази для термодинамічних властивостей і їх взаємозв’язку одна з одною.

6.3. Розробка технології забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час обертального руху у вузлах тертя

Як було встановлено в попередніх розділах дисертаційного дослідження (п. 4.4, 4,6), реологічна стійкість мастильного матеріалу (яка визначається ступенем впорядкованості молекул у граничному шарі) сприяє зниженню незворотних втрат енергії, що виражається в зменшенні зносу контактуючих поверхонь. У зв’язку з цим, подальшим завданням дослідження було визначення технологічних заходів, що сприяють збільшенню реологічної

стійкості моторних мастил (забезпечують процес дисипації енергії в ДВЗ суден морського і річкового флоту), а також підтримці і відновленню їх реологічних характеристик. Виконання цих завдань має сприяти забезпеченню мінімально неминучих незворотних втрат енергії.

З цілого ряду методів з відновлення реологічних характеристик моторних мастил найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему [298] і застосування поверхнево активних речовин [299].

6.3.1. Забезпечення мінімально неминучих втрат енергії шляхом оптимального відновлення реологічних характеристик моторного мастила

Під час експлуатації ДВЗ морських і річкових суден здійснюється безперервний і періодичний контроль не тільки показників, що характеризують робочий цикл дизеля (тиску і температури в характерних точках, частоти обертання, потужності, температури випускних газів), але також експлуатаційних і реологічних характеристик ММ. При цьому, основними параметрами, контроль яких обов’язковий в процесі експлуатації дизеля, є в’язкість, густина, кислотне число, температура спалаху, зміст води і механічних домішок. У процесі експлуатації ці параметри постійно змінюються, причому в деяких випадках можуть перевищувати гранично допустимі значення (бракувальні показники). Це неминуче призводить до збільшення контактних напруг в основних трибологічних системах і підвищення втрат енергії, що витрачається на їх подолання. Найпростішим, а тому і найпоширенішим способом відновлення реологічних характеристик ММ є їх очищення (шляхом частково- або повно-проточної фільтрації і

сепарації), а також додавання в обсяг ММ, яке вже знаходиться в мастильній системі, свіжого масла (як чистого, так і зі спеціальними присадками) [252, 278, 279].

У зв’язку зі збільшенням тиску і температури циклу, підвищенням крутного моменту, зміною конструкції, ускладненням умов експлуатації, підвищенням часу роботи сучасних дизелів на максимальних навантаженнях умови роботи мастил як у лубрікаторних, так і в циркуляційних системах мащення стали більш жорсткими. Водночас, терміни заміни мастил безперервно збільшуються завдяки поліпшенню їх експлуатаційних властивостей. Передчасна заміна мастил економічно недоцільна, оскільки збільшуються їх витрата, витрати на технічне обслуговування, запасні частини і т.д. З іншого боку, збільшення терміну служби мастил призводить до підвищеного зносу деталей дизеля, що знижує його надійність, збільшує відмови в роботі, сприяє підвищенню незворотних втрат енергії. Визначення оптимальної періодичності заміни мастил є трудомісткою тривалою роботою, спочатку визначається заводом-виробником, коригується за результатами експлуатації та тягне за собою фінансові та експлуатаційні витрати. Тому актуальним є розв’язання завдання відновлення реологічних характеристик мастила в процесі його роботи [300].

Періодичне додавання мастила в процесі експлуатації частково відновлює його первинні властивості, перш за все це відноситься до таких параметрів, як в’язкість, кислотне число, температура спалаху. Однак, незважаючи на можливе відновлення реологічних характеристик, через певний час моторне мастило підлягає повній заміні. Періодичність такої заміни залежить від властивостей і характеристик мастила; типу, технічного стану і умов експлуатації дизеля; технічного стану всіх компонентів системи мащення; способу фільтрації мастила; використовуваного палива та інших чинників. Необхідність повної заміни зумовлена втратою основних експлуатаційних якостей мастила, тобто його старінням.

Періодичність заміни мастил встановлюють на основі ретельного вивчення експлуатаційних властивостей мастил і їх зміни в процесі експлуатації. При цьому періодичність заміни моторних мастил поки недостатньо обґрунтована, тому що на етапі проектування системи мащення неможливо повністю врахувати динаміку процесу зміни фізико-хімічних, експлуатаційних і реологічних характеристик мастила, на які впливають, як внутрішні (структурний склад палива, технічний стан деталей ЦПГ і КШМ), так і зовнішні (вологовміст повітря, наявність в ньому пилу і абразивних включень) фактори. Тому постійно потрібне коригування термінів заміни мастил, встановлених заводом-виробником, після достатнього накопичення і вивчення результатів експлуатації.

Повна заміна мастила в суднових умовах вимагає виведення двигуна з експлуатації, причому цей період включає не тільки саму процедуру заміни мастила, але й очищення поверхонь тертя від експлуатаційних забруднень. Виконання цього завдання для головних двигунів відбувається під час стоянки судна і може бути заздалегідь сплановано з урахуванням рейсового завдання, характеристик вантажу і майбутніх вантажних операцій. У зв’язку з постійною зміною навантаження суднової електростанції, для дизелів, що виконують функції допоміжних, тривалість виведення з експлуатації спрогнозувати досить важко [301]. Тому для їх мастильних систем найбільш ефективним є процес періодичного доливання мастила [302].

Як правило, в умовах експлуатації ДВЗ поповнення обсягу мастила циркуляційної системи здійснюється шляхом доливання мастила при досягненні мінімального рівня в картері (якщо дизель з «мокрим» картером) або в стічній цистерні (якщо двигун з «сухим» картером). Періодичність цього процесу становить один раз на 3...5 діб, залежно від типу мастильної системи, навантаження на двигун і часу його роботи. При цьому свіже мастило, змішуючись з мастилом, що має певне напрацювання в дизелі, повністю не відновлює експлуатаційні та реологічні характеристики

отриманої у такий спосіб суміші. Відхилення в цих параметрах тим більше, чим більше був термін між поповненням мастила в системі.

Дослідження виконувалися для суднового моторного мастила Castrol TPL 203 з наступними основними характеристиками:

- клас в'язкості по SAE – 30,
- густина при 15°С – 920 кг/м^3;
- в'язкість при 40°С – 102 сСт;
- лужне число – 20 мгКОН/г;
- призначення – забезпечення мащення ЦПГ і КШМ тронкових двигунів під час їх роботи на важкому паливі.

Мастило Castrol TPL 203 використовувалося в циркуляційній системі мащення суднових дизелів 6EY22AW Yanmar, що мають характеристики:

- тип – чотиритактний;
- число циліндрів – 6 (розташування рядне);
- номінальна потужність – 885 кВт;
- частота обертання – 900 об/хв;
- діаметр циліндра – 220 мм;
- хід поршня – 320 мм.

У табл. 6.1 наведені дані щодо зміни експлуатаційних і реологічних характеристик мастила. При цьому параметр «реологічна стійкість» визначався відповідно до методики, запропонованої в п. 4.3 і не входить до числа параметрів, рекомендованих для моніторингу фірмою виробником [303].

Як видно з табл. 6.1, значення всіх параметрів погіршуються і з плином часу наближаються до максимально допустимих бракувальних показників. Таким чином, підтримка регламентованого часу доливання мастила в систему виводить двигун на межу надійної роботи системи, а в критичній ситуації може призвести до аварії. Саме тому виникає необхідність пошуку оптимальних термінів поповнення мастильної системи новим мастилом.

Таблиця 6.1

Зміна реологічних характеристик мастила в процесі експлуатації

Показник	Базове значення	Час експлуатації, годин			
		25	50	75	100
В’язкість (кінематична) при 50°С, сСт	102	109	114	118	121
Реологічна стійкість, %	+10,36	+8,76	+6,38	+5,95	+5,44
Густина при 20°С, кг/м^3	920	897	881	853	846
Кислотне число, мгКОН/г	0,75	0,78	0,8	0,82	0,83

У зв’язку з цим, під час дослідженнь ставилося завдання раціонального збільшення частоти доливання мастила в систему, яка визначалася шляхом контролю експлуатаційних і реологічних характеристик ММ. Її розв’язання здійснювалося безпосередньо в суднових умовах, при цьому допоміжна енергетична установка судна складалася з трьох однотипних дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, які працюють за чотиритактниму циклом, що дало можливість проведення паралельних експериментів з різною інтенсивністю поповнення мастила до обсягу циркуляційної системи мащення.

Схема суднової циркуляційної системи мащення дизелів 6EY22AW фірми Yanmar, відповідна проведеним експериментам, показана на рис. 6.1.

Дизелі працювали навперемін з практично однаковим навантаженням, діапазон якого змінювався в досить широких межах (250...750 кВт), з однаковим часом експлуатації впродовж доби (12...15 годин). З огляду на енергоємність досліджуваних об’єктів, а також складність процесів, що відбуваються в системи мащення, можна вважати, що двигуни знаходилися в однакових умовах проведення експериментів, а отримані результати можна визнати коректними.

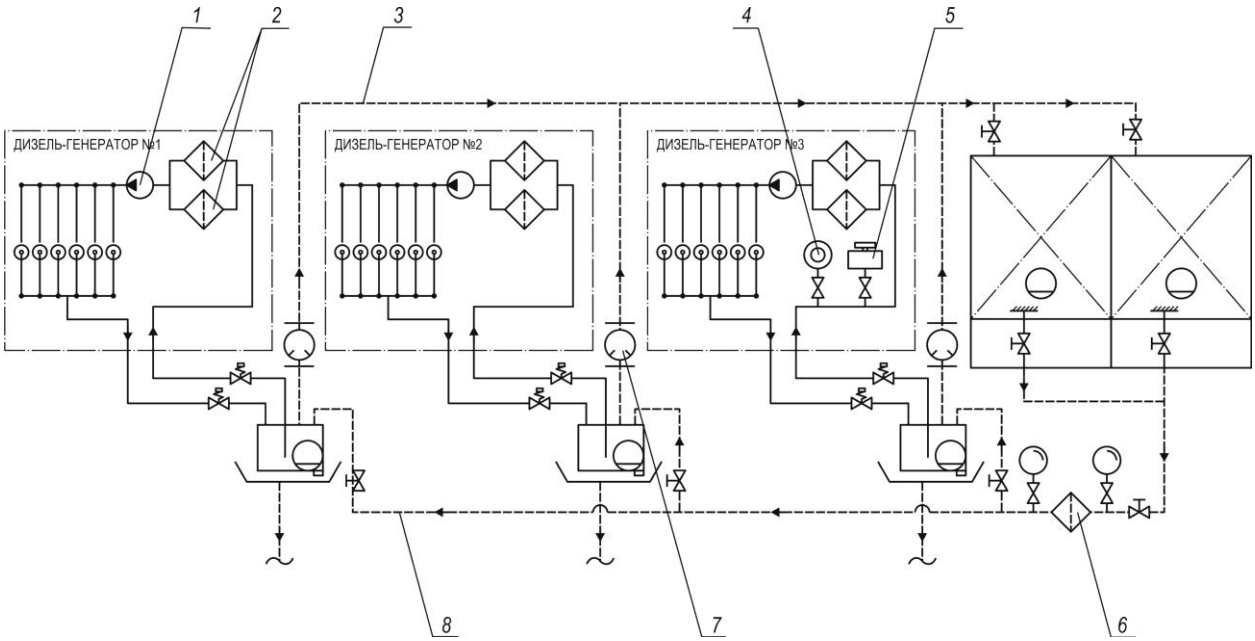


Рис. 6.1. Схема модернізації циркуляційної системи мащення суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar при проведенні експерименту:
1 – мастильний насос; 2 – мастильний фільтр тонкого очищення;
3 – магістраль відведення парів мастила і повітря; 4 – витратомір; 5 – дозатор присадки; 6 – мастильний фільтр грубого очищення; 7 – відділювач мастила;
8 – магістраль підведення мастила

Перший дизель-генератор залишався «контрольним», і зміни в частоті доливання мастила в систему на ньому не проводилися. Таким чином, даний дизель працював 100 годин без поповнення системи мащення. За даний період часу кількість мастила в системі не опускалося нижче граничного рівня, а експлуатація двигуна проводилася з дотриманням усіх вимог, що висуваються.

У систему мащення другого дизель-генератора мастило до верхнього допустимого рівня доливалося через кожні 25 годин роботи. У систему мащення третього – через кожні 10 годин. Результати, отримані під час експерименту, відображені в таблиці 6.2 і наведені на рис. 6.2, на якому зміна параметрів наведена у відсотках.

Таблиця 6.2

Зміна характеристик мастила під час проведення експерименту

Показник	Базове значення	Час експлуатації, години			
		25	50	75	100
Інтервал доливання мастила 100 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°С, сСт *	102	109 / 6,86	109 / 11,76	118 / 15,69	121 / 18,63
Реологічна стійкість,% **	10,36	8,76 / –15,44	6,38 / –38,42	5,95 / –42,57	5,44 / –47,49
Густина при 20°С, кг/м^3 **	920	897 / –2,5	881 / –4,24	853 / –7,28	844 / –8,24
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	0,78 / 4,00	0,80 / 6,67	0,83 / 10,67	0,85 / 13,33
Інтервал доливання мастила 25 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°С, сСт *	102	108 / 5,88	110 / 7,84	113 / 10,78	114 / 11,76
Реологічна стійкість,% **	10,36	9,32 / –10,04	7,80 / –24,71	7,13 / –31,18	6,72 / –35,14
Густина при 20°С, кг/м^3 **	920	903 / –1,89	883 / –4,02	880 / –4,35	875 / –4,89
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	0,77 / 2,67	0,785 / 4,67	0,80 / 6,67	0,82 / 9,33
Інтервал доливання мастила 10 годин					
В'язкість (кінематична) при 50°С, сСт *	102	104 / 1,96	105 / 2,94	105 / 2,94	106 / 3,92
Реологічна стійкість,% **	10,36	9,86 / –4,83	9,44 / –8,88	8,83 / –14,77	8,64 / –16,60
Густина при 20°С, кг/м^3 **	920	912 / –0,87	908 / –1,30	905 / –1,63	904 / –1,74
Кислотне число, мгКОН/г *	0,75	0,755 / 0,67	0,76 / 1,33	0,765 / 2,00	0,77 / 2,67

* – у знаменнику процентна зміна параметра порівнянно з базовим значенням;
** – знак «–» означає зниження параметра порівнянно з базовим значенням.

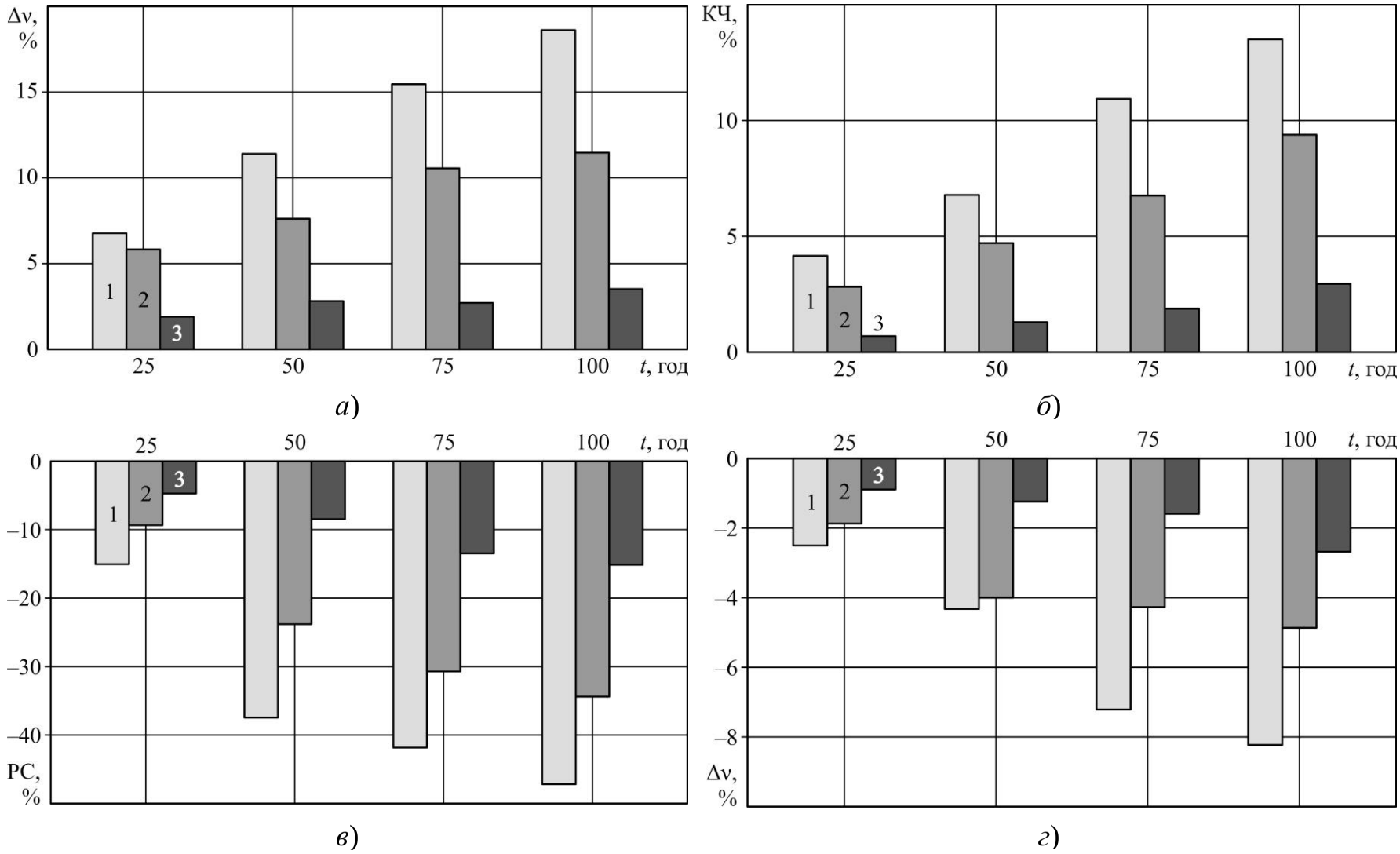


Рис. 6.2. Зміна характеристик ММ під час експлуатації із різною інтенсивністю доливання мастила:
1 – через 100 годин роботи; 2 – через 25 годин роботи; 3 – через 10 годин роботи;
а) в’язкість; б) кислотне число; в) реологічна стійкість; г) густина

Наведені результати свідчать про позитивний вплив збільшення інтенсивності доливання мастила в систему мащення на його експлуатаційні характеристики.

Слід також відзначити кращий стан контактуючих поверхонь дизелів, що мають більш інтенсивний долив мастила. Так, під час проведення планових моточищень дизелів було встановлено, що деталі ЦПГ і підшипників руху «експериментальних» дизелів мають менші нагароосідання і шорсткість поверхні ніж «контрольний» дизель, що свідчить про більш якісний процес їх мащення. Таким чином, більш часте поповнення системи мащення не тільки підтримує і відновлює експлуатаційні та реологічні характеристики мастила, але і сприяє більш надійній роботі суднових дизелів.

Вплив інтенсивності доливання моторного мастила в загальний обсяг циркуляційної системи змащування на мінімально неминучі втрати енергії можливо оцінити за зміною механічного ККД дизеля для різних умов експлуатації (різних умов поповнення системи мащення свіжим мастилом). Для цього виконувалось вимірювання механічного ККД на різних режимах роботи суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar (відповідних 35-ти, 50-ти, 65-ти і 80-ти %-ому навантаженню) із різною інтенсивністю поповнення системи мащення: 1-ий дизель – через 100, 2-ий – через 25, 3-ий – через 10 годин роботи. Технологія поповнення об’єму системи мащення відповідала наведеній вище методиці. На кожному з досліджуваних режимів ($0{,}35N_{e\text{ном}}$, $0{,}5N_{e\text{ном}}$, $0{,}65N_{e\text{ном}}$, $0{,}8N_{e\text{ном}}$) дизелі експлуатувалися за рівний проміжок часу, який в залежності від навантаження суднової електростанції становив 1,5...2,5 години. Зміна навантаження на двигуни за цей час не перевищувала ±2,5 %, а отриманий масив значень механічного ККД дозволяв з високою точністю визначити його середнє значення. У результаті були отримані значення, узагальнені у вигляді таблиці 6.3, за результатами якої побудовані діаграми, наведені на рис. 6.3.

Таблиця 6.3

Зміна механічного ККД суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}5N_{e\text{ном}}$	$0{,}65N_{e\text{ном}}$	$0{,}8N_{e\text{ном}}$
Двигун № 1 (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Двигун № 2 (поповнення через 25 годин)	0,806	0,821	0,862	0,882
Двигун № 3 (поповнення через 10 годин)	0,823	0,837	0,873	0,891

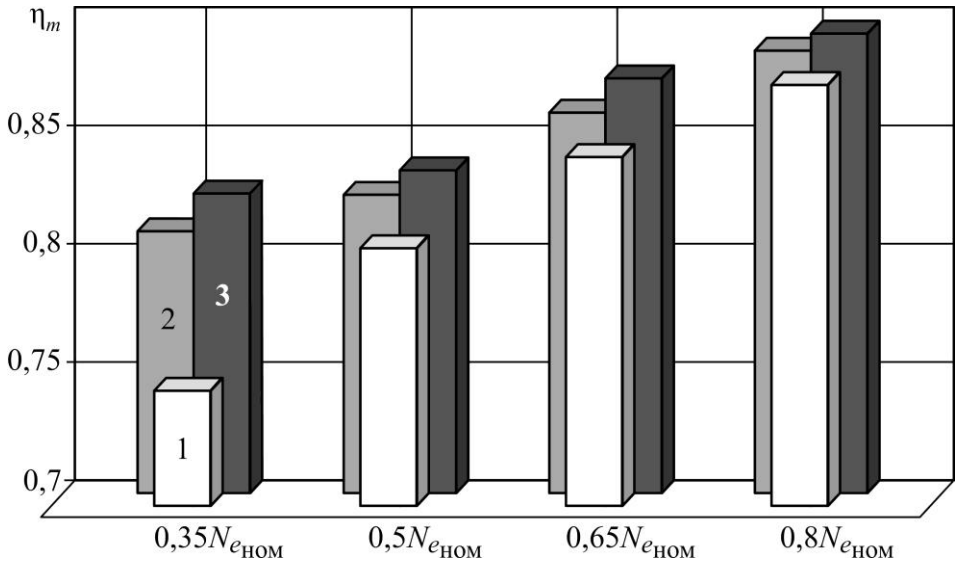


Рис. 6.3. Зміна механічного ККД суднового дизеля6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – через 100 годин роботи; 2 – через 25 годин роботи; 3 – через 10 годин роботи

Наведені в табл. 6.3 і на рис. 6.3 результати підтверджують зниження мінімально неминучих втрат енергії зі зменшенням часу доливання мастила в об’єм циркуляційної системи.

6.3.2. Забезпечення мінімально неминучих втрат енергії шляхом використання поверхнево-активних присадок до моторного мастила

З цілого ряду методів із відновлення реологічних характеристик моторних мастил найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання мастила в систему [180] і застосування поверхнево активних речовин [304].

Для підтвердження висловлених припущень експерименти, викладені в п. 6.3.1, отримали наступне продовження [235]. Випробувалися три дизелі 6EY22AW фірми Yanmar, що входять до складу допоміжної суднової енергетичної установки. Кожен дизель мав свою автономну систему змащення (див. рис. 6.1), що дозволяло здійснювати дослідження його роботи з різними характеристиками мастильного матеріалу. Крім того, умови експлуатації дозволяли зробити одночасну заміну всього мастила, що знаходиться в їхній мастильній системі. Як і в попередній нізці експериментів, дизелі експлуатувалися на рівновеликому навантаженні (250...750)±(15...45) кВт за однакову кількість часу 12...15 годин/добу. Технічний стан усіх дизелів був ідентичний. З огляду на дані обмеження, а також об’єм системи мащення і тривалість експерименту, отримані результати адекватно відображають процеси зміни реологічних характеристик моторного мастила і вплив цих змін на мінімально неминучі втрати корисної енергії.

Технологічна послідовність проведення експериментів полягала в наступному. Перший дизель був «контрольним» і після заміни мастила в його системі мащення інших технічних заходів з ним не проводилося, і відповідно до вимог заводу-виготовлювача його експлуатація здійснювалася протягом 100 годин роботи без проміжного поповнення мастила в системі. За цей період експлуатації кількість мастила в циркуляційній системі дизеля не

знижувалась нижче гранично допустимого значення. При цьому в циркуляційній системі з точністю ±(2,5...3) % підтримувалися постійний тиск і температура мастила. Система мащення другого дизеля поповнювалася свіжим мастилом через кожні 10 годин роботи до верхнього рекомендованого в картері дизеля, що відповідало максимально можливому обсягу мастила в системі. Даний період поповнення було визначено в якості оптимального під час проведення попередніх експериментів з вивчення реологічних характеристик використовуваного ММ (п. 6.3.1). Система мащення третього дизеля спочатку заповнювалася мастилом з поверхнево активною присадкою, що містить у своєму складі солі міді. Оптимальна концентрація присадки становила 0,1 % від обсягу мастила в системі мащення і була встановлена за допомогою попередніх оптичних і триботехнічних досліджень, технологія яких викладена в п. 3.7 та п. 4.2 [238, 262]. Зазначений рівень концентрації присадки в базовому мастилі забезпечував утворення наноструктурованих граничних мастильних шарів з максимальними параметром порядку і товщиною (див. п. 3.8). Крім того, через кожні 10 годин роботи здійснювалося поповнення циркуляційної системи мащення даного дизеля мастилом з такою ж концентрацією поверхнево активної присадки, як і в загальному об’ємі системи, що забезпечувалося і контролювалося за допомогою дозуючого пристрою і витратоміра (позиції 5 і 6 на рис. 6.1) [148, 283].

Відбори проб мастила проводилися після повнопроточного масляного фільтра (позиція 2 на рис. 6.1), встановленого в циркуляційній системі дизеля. Визначення «об’ємної» і «граничної» в’язкості виконувалося відповідно до методики, викладеної в п. 4.3. Результати експериментальних досліджень наведені в табл. 6.4 і на рис. 6.4.

Таблиця 6.4

Зміна в’язкості моторного мастила в процесі експлуатації

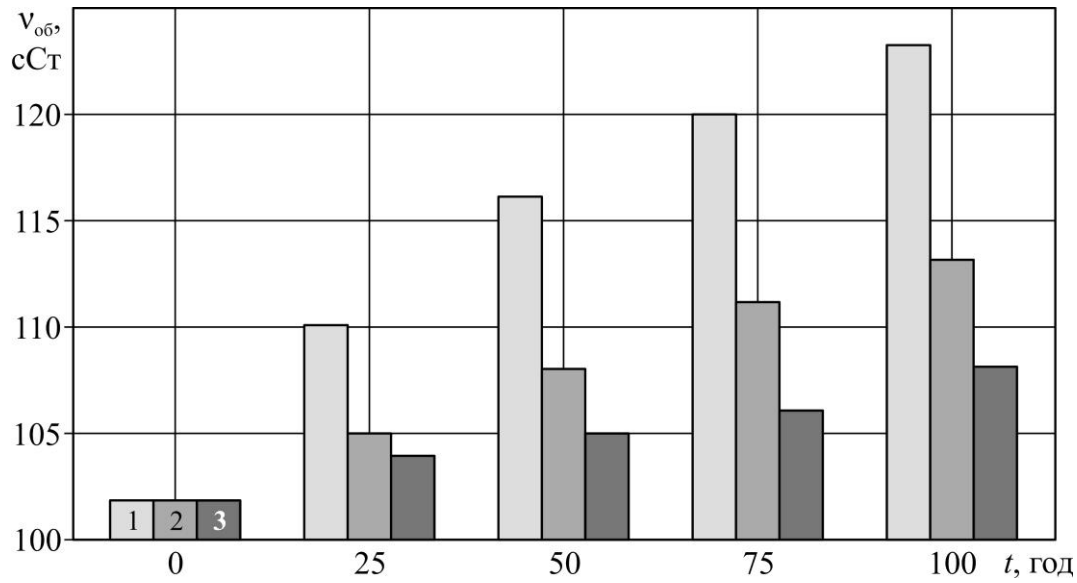
Характеристика системи мащення	Час експлуатації, години				
	0	25	50	75	100
В’язкість мастила в об’ємі, $\nu_{об}$, сСт					
Робота системи мащення в штатному режимі	102	110	116	120	123
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи	102	105	108	111	113
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки	102	104	105	107	108
В’язкість мастила в граничному шарі, $\nu_{гр}$, сСт					
Робота системи мащення в штатному режимі	113	120	125	128	132
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи	113	115	116	118	119
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки	126	126	127	127	128

Аналізуючи наведені результати, можна зробити наступні висновки.

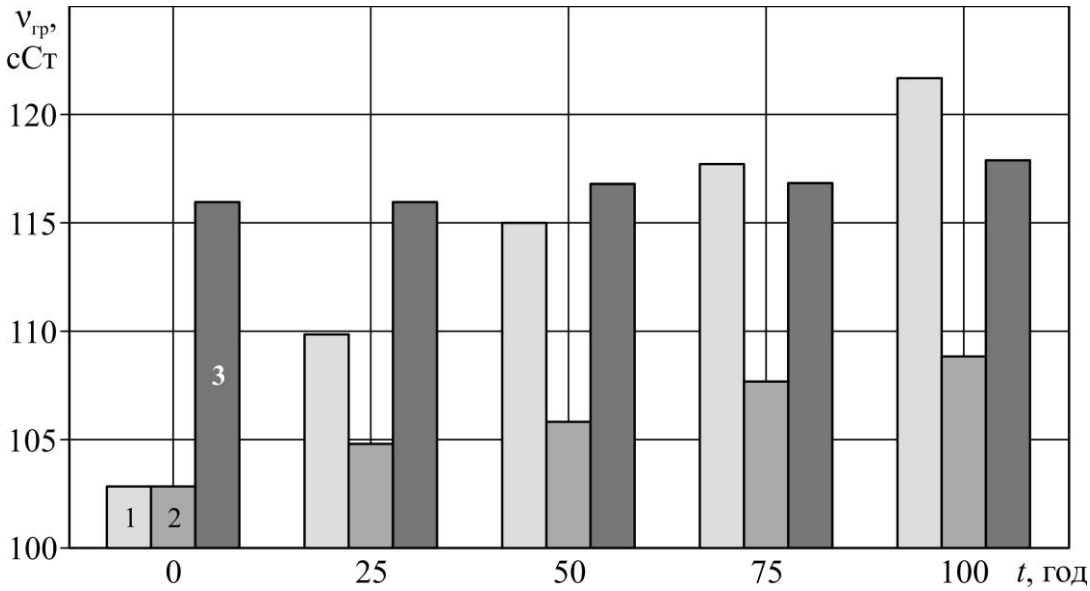
У процесі експлуатації суднового дизеля в’язкість моторного мастила, що забезпечує його роботу, підвищується. Для циркуляційної системи мащення це, перш за все, зумовлюється попаданням у нього палива і частинок незгорілих вуглеводнів, а також його поступовим окисленням.

Збільшення періодичності поповнення системи мащення свіжим мастилом, а також введення в мастило поверхнево активних компонентів уповільнює процес підвищення його в’язкості.

Більш наочно процес зміни в’язкості проілюстровано на рис. 6.5, де показано статичні характеристики в’язкості в початковий і кінцевий момент роботи для розглянутих вище умов роботи дизеля і його системи мащення.



а)



б)

Рис. 6.4. Зміна в’язкості мастила в процесі експлуатації:

а) «об’ємна» в’язкість; б) в’язкість граничного мастильного шару:

1 – робота системи мащення в штатному режимі;

2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи;

3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки

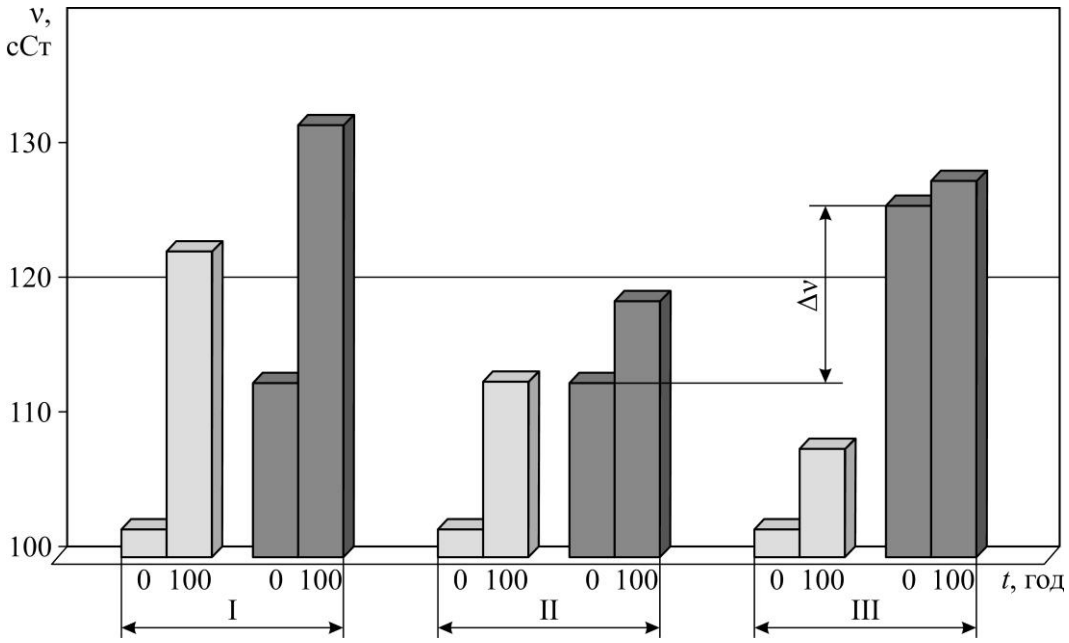


Рис. 6.5. Зміна в’язкості мастила в процесі експлуатації (світлі – «об’ємна» в’язкість, темні – в’язкість у граничному змащувальному шарі):
I – робота системи мащення в штатному режимі; II – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; III – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки

Реологічні характеристики мастила у великому обсязі і в граничному змащувальному шарі відрізняються одна від одної. Так, в’язкість мастила в граничному шарі$\nu_{гр}$ (тобто в зазорі вал – вкладиш) має більше значення, ніж в об’ємі $\nu_{об}$. Використання поверхнево активних речовин призводить до збільшення в’язкості в граничному змащувальному шарі. Слід мати на увазі, що в даному випадку відбувається «прирощення» в’язкості в граничному шарі $\Delta\nu_{гр}$, яке якісно відрізняється від збільшення об’ємної в’язкості. У даному випадку відбувається збільшення ступеня впорядкованості молекул в граничному шарі. Це призводить до підвищення пружнодемпфуючих властивостей моторного мастила, що забезпечує граничний режим тертя.

Аналогічно попередній серії експериментів, для кожного дизеля виконувалося визначення механічного ККД у діапазоні навантажень (0,35...0,8)$N_{еном}$. Результати за його визначенням наведені в таблиці 6.5 і на рис. 6.6.

Таблиця 6.5

Зміна механічного ККД суднових дизелів 6EY22AW фірми Yanmar за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}5N_{e\text{ном}}$	$0{,}65N_{e\text{ном}}$	$0{,}8N_{e\text{ном}}$
Робота системи мащення в штатному режимі (поповнення через 100 годин)	0,743	0,803	0,842	0,872
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи	0,823	0,837	0,873	0,891
Поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки	0,852	0,864	0,887	0,906

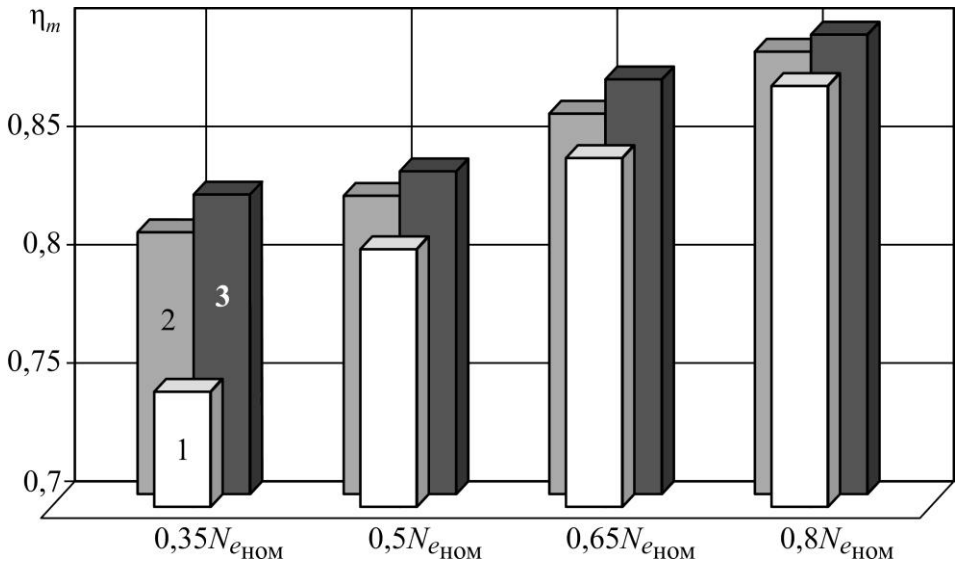


Рис. 6.6. Зміна механічного ККД суднового дизеля 6EY22AW фірми Yanmar за різної інтенсивності доливання мастила:

1 – робота системи мащення в штатному режимі; 2 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи; 3 – поповнення системи мащення через 10 годин роботи і добавка поверхнево активної присадки

Найчастіше термін «поверхнево активна речовина» ототожнюється з терміном «присадка». Функціональне їх призначення дійсно подібне, проте слід зауважити, що дія присадок поширюється на весь об’єм рідини (на об’ємну фазу), а дія поверхнево активної речовини принципово проявляється саме поблизу металевої поверхні. Раніше зазначалося, що завдяки міжмолекулярній взаємодії поверхнево активних речовин і металевій поверхні активуються рідкокристалічні властивості мастильного матеріалу.

Тенденція розвитку і вдосконалення поверхнево активних присадок до мастил зводиться до синтезу і використанню високомолекулярних полярних кремнійорганічних і фторорганічних сполук, які мають високу температурну стійкість. У ряді випадків ефективним засобом є введення в мастильний матеріал солей деяких металів (міді, олова, алюмінію), з яких у процесі експлуатації осідає на поверхні контактуючих деталей шар металу, що сприяє поліпшенню триботехнічних характеристик вузла тертя [305-307].

Застосування ефективних ПАП під час експлуатації теплових двигунів дозволяє підвищити їх енергетичну ефективність. Це перш за все пов’язано зі здатністю ПАР орієнтувати молекули мастильного матеріалу поблизу металевої поверхні і таким чином знижувати втрати на тертя.

Разом з тим, незважаючи на наявність на світовому ринку великого різноманіття різних ПАП, питання їх сумісності з базовими мастилами, а також їх комплексного впливу на процеси передачі та перетворення енергії, особливо в суднових енергетичних установках, залишається маловивченим, а тому актуальним.

Також слід зазначити, що до жодного виду промислових рідких мастильних препаратів не висуваються такі жорсткі вимоги за експлуатаційними властивостями, як до ПАП, особливо під час їх використання в суднових ДВЗ. Ці вимоги, перш за все, пов’язані з твердженням про неможливість використання ряду ПАР в якості добавок до мастильних матеріалів. Однак, сучасні ПАП, леговані спеціальними

хімічними сполуками, здатні розв’язувати завдання поділу контактуючих поверхонь, а їх менша в’язкість (порівнянно з «чистими» мастильними матеріалами), дозволяє інтенсифікувати їх підведення в зону тертя.

Труднощі синтезу ПАП полягають у тому, що розроблюваний технологічний засіб має володіти не тільки досить високими мастильними, охолоджуючими, змочуючим, проникаючими і миючими властивостями, але й задовольняти інші експлуатаційні вимоги. Найважливішими з них є не токсичність, антикорозійність, стабільність, бактеріостійкість, гігієнічність. Крім того, ПАП як в чистому вигляді, так і в з’єднанні з базовим мастилом, не повинна надмірно спінюватися, викликати заїдання або заклинювання контактуючих поверхонь. Одночасно з цим ПАП повинна бути пожежо- і вибухобезпечної [169, 304].

Функції ПАП, як і будь-якого мастильного матеріалу, досить різні. Виділимо з них дві основні: відвід тепла з робочої зони, захист поверхонь від безпосереднього контакту між собою.

Найбільш повно дані вимоги забезпечують ПАП, що містять в своєму складі ПАР. При цьому в трибологічних системі «метал – мастильна рідина – метал» виникають додаткові розклинювальні сили, обумовлені наявністю орієнтаційної впорядкованості молекул у граничних шарах рідини.

Як вказувалося в ряді робіт [170, 300], використання явища орієнтаційної впорядкованості молекул у граничних мастильних шарах, а також посилення їх рідкокристалічних властивостей, може найбільш повно задовольнити ряд зазначених вимог. При цьому особливо яскраво проявляються такі явища, як температурна стійкість і опір контактним навантаженням.

Як ПАР до складу ПАП використовують хімічні сполуки з довгим молекулярним ланцюгом, наприклад перфторкислоти, амідофен, ефрен, цетиловий спирт та ін. В якості одного із сучасних варіантів ПАП нами було використано синтетичний концентрат, відмінною особливістю якого є те, що

він не містить мінерального мастила (що дозволяє йому поєднуватися з практично будь-яким ММ), що містять хлор елементив, а також нітрит натрію. Його поверхнево активна речовина – олеат калію являє собою калієву сіль олеїнової кислоти і є типовим рідким кристалом. Під час адсорбції його міцел на поверхні металу утворюється порівняно товстий (близько 15 мкм) орієнтаційно впорядкований граничний шар, який блокує металеву поверхню і захищає її від впливу іншого тіла.

Оптимальна концентрація присадки була визначена лабораторними дослідженнями за допомогою оптичних методів, описаних в п. 4.3. При цьому головним критерієм вибору оптимальної концентрації була її властивість сприяти збільшенню ступеня орієнтаційної впорядкованості молекул у граничному шарі і товщині шару. В якості оптимальної була обрана концентрація 0,1 % за масою, що призводило до збільшення товщини мастильного шару з 10...12 мкм до 18...20 мкм, крім того, при цьому збільшується ступінь орієнтаційної впорядкованості молекул граничного мастильного шару [308].

Той факт, що концентрація ПАП у базовому мастилі має оптимальну концентрацію, що забезпечує найвищі енергетичні показники теплових двигунів і мінімальні незворотні втрати на лінії перетворення енергії суднового пропульсивного комплексу, підтверджується результатами експериментальних досліджень, виконаних на СЕУ до складу якої входило чотири однотипних СОД 16V32/40 фірми Wartsila (з ефективною потужністю 9200 кВт і частотою обертання 750 об/хв). Кожен із двигунів мав автономну систему змащування і передавав вироблювану корисну потужність на свій генератор. Це дозволяло використовувати в системі змащування мастила з різною концентрацією ПАП, при цьому дизелі експлуатувалися на однаковому сорті палива. Концентрація присадки в системі змащування змінювалася таким чином: дизель № 1 – робота без використання присадки; дизеля № 2, 3, 4 – концентрація присадки 0,05 %, 0,3 %, 0,1 % за масою

відповідно. Аналогічно попередній серії випробувань дизелі під час проведення експериментів експлуатувалися на навантаженнях $0{,}35N_{еном}$, $0{,}5N_{еном}$, $0{,}65N_{еном}$, $0{,}8N_{еном}$ з відхиленням, що не перевищує ±(1,5...2,5)%. Як паливо в усіх дизелях використовувалося важке паливо RMX500. Як моторне мастило – середньолужне моторне мастило з підвищеним лужним числом Castrol TPL 303, призначене для тронкових двигунів під час їхньої роботи на важкому моторному паливі (з в’язкістю понад 380 сСт). Основним завданням дослідження було визначення механічного ККД (і, відповідно, потужності механічних втрат) дизелів під час використанняі в їх системах змащування моторного мастила з різною концентрацією ПАП. Результати досліджень наведені в таблиці 6.6 і відображені на рис. 6.7.

Таблиця 6.6

Зміна механічного ККД суднових дизелів 16V32/40 фірми Wartsila за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0{,}35N_{еном}$	$0{,}5N_{еном}$	$0{,}65N_{еном}$	$0{,}8N_{еном}$
Робота без використання присадки	0,815	0,827	0,853	0,868
Використання присадки з концентрацією 0,05 % за масою	0,823	0,838	0,861	0,873
Використання присадки з концентрацією 0,3 % за масою	0,833	0,843	0,872	0,881
Використання присадки з концентрацією 0,1 % за масою	0,856	0,863	0,881	0,888

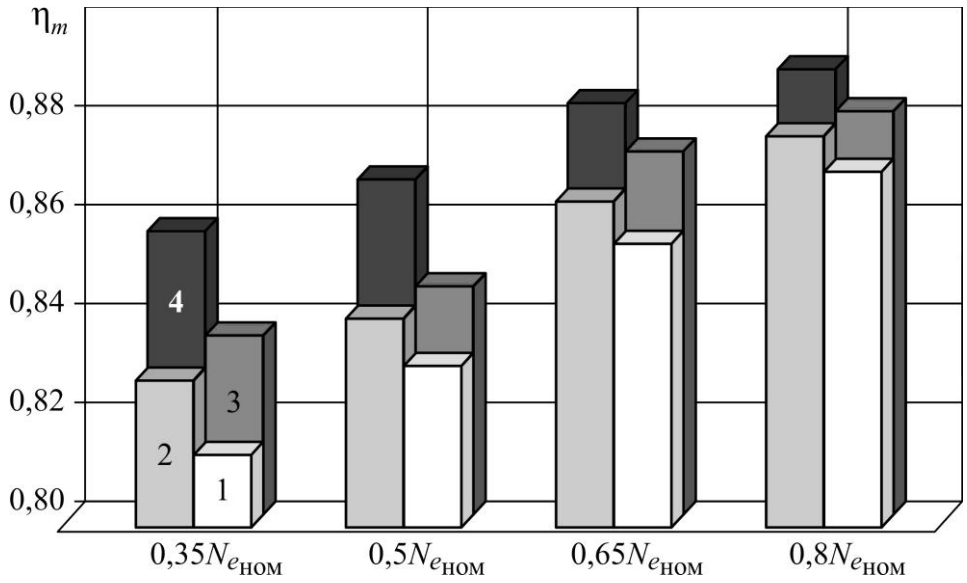


Рис. 6.7. Зміна механічного ККД суднового дизеля 16V32/30 фірми Wartsila для різної концентрації поверхнево-активної добавки в базовому мастилі: 1 – робота без використання присадки; 2 – концентрація присадки 0,05 % за масою; 3 – концентрація присадки 0,3 % за масою; 4 – концентрація присадки 0,1 % за масою

Результати, наведені в таблиці 6.6 і на рис. 6.7 підтверджують наявність оптимальної концентрації ПАП у базовому мастилі і підкреслюють можливість її визначення експериментальним шляхом.

У таблиці 6.7 і на рис. 6.8 наведені результати, що підтверджують зміну мінімально неминучих незворотних втрат (які, як і в попередніх експериментах, визначаються механічним ККД) під час використання моторних мастил з різними реологічними характеристиками (без ПАП і під час використання ММ з оптимальною концентрацією ПАП).

Таблиця 6.7

Зміна механічного ККД суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A за різних умов експлуатації

Умови експлуатації	Навантаження на двигун			
	$0{,}35N_{e\text{ном}}$	$0{,}5N_{e\text{ном}}$	$0{,}65N_{e\text{ном}}$	$0{,}8N_{e\text{ном}}$
Робота без використання присадки	0,692	0,761	0,804	0,823
Використання присадки з концентрацією 0,1 % за масою	0,776	0,783	0,822	0,836

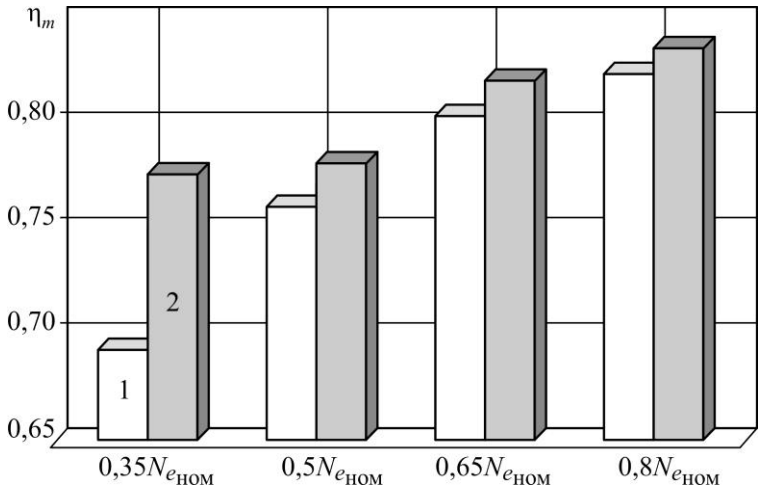


Рис. 6.8. Зміна механічного ККД суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A за різних умов експлуатації:
1 – використання ММ без присадки; 2 – використання ММ з оптимальною концентрацією присадки

Щоб довести вплив реологічних характеристик моторного мастила на енергетичні та економічні показники роботи суднових дизелів, у комплекс викладених вище досліджень було включено визначення і розрахунок і ряду інших показників, до яких належали:

1) реологічна стійкість (визначалася за допомогою ротаційного віскозиметра за технологією, викладеною в п. 3.3);

2) витрата мастила на випал (розраховувався зі зміною обсягу мастила в картері дизеля після його зупинки, значенням сумарної потужності споживачів енергії і часу експлуатації дизеля);

3) питома ефективна витрата палива (розраховувався за рекомендованою заводом-будівельником методикою на базі прямих вимірювань кількості палива в видатковому баку, потужності, споживаної електрогенератором і часу експлуатації дизеля);

4) температура випускних газів (визначалася за допомогою термометра, встановленого в газовипускному колекторі);

5) механічний ККД дизеля (розраховувався відносно потужності на вихідному валу дизеля та індикаторної потужності).

Визначення зазначених показників проводилося для дизелів 6EY22AW Yanmar, Volvo Penta TMDA 163A, 16V32/30 Wartsila. Результати випробувань наведені в таблиці 6.8.

Наведені результати підтверджують коректність проведених експериментів і свідчать про зв’язок реологічних характеристик ММ з енергетичними, економічними і теплотехнічними показниками роботи дизеля. Таким чином, результатами лабораторних вимірювань і натурних випробувань підтверджена можливість використання властивостей наноструктурованих граничних шарів ММ для забезпечення рівня мінімально неминучих втрат енергії в ДВЗ і підвищення енергетичної ефективності СЕУ.

Наведені методи відновлення реологічних характеристик суднових ММ є найбільш прийнятними для суднових умов і були рекомендовані для використання. Отримані при цьому результати принесли економічний ефект, про що свідчать відповідні акти впровадження.

Таблиця 6.8

Визначення енергетичних та економічних показників дизелів за різних умова експлуатації

Марка дизеля	Найменування контрольованого параметра	Базове ММ	ММ з ПАП	Базове ММ	ММ з ПАП
		навантаження 50 %		навантаження 80 %	
6EY22AW Yanmar	Реологічна стійкість, сСт	6,22…6,35	8,83…9,17	6,22…6,35	8,83…9,17
	Витрата масла на випал, г/(кВт·г)	1,71±0,02	1,18±0,02	1,96±0,03	1,24±0,02
	Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·г)	0,203±0,005	0,197±0,005	0,192±0,005	0,188±0,005
	Температура випускних газів, °С	365…382	332…338	343…358	322…330
	Механічний ККД, %	80,3	84,7	87,2	89,1
Volvo Penta TMDA 163A	Реологічна стійкість, сСт	8,48…8,55	10,36…10,86	8,48…8,52	10,36…10,86
	Витрата масла на випал, г/(кВт·г)	1,81±0,03	1,28±0,02	1,93±0,03	1,32±0,02
	Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·г)	0,212±0,005	0,203±0,002	0,205±0,005	0,201±0,002
	Температура випускних газів, °С	373…395	358…371	352…368	334…345
	Механічний ККД, %	76,1	78,3	82,3	83,6
16V32/30 Wartsila	Реологічна стійкість, сСт	8,17…8,31	9,47…9,53	8,17…8,31	9,47…9,53
	Витрата масла на випал, г/(кВт·г)	1,58±0,02	1,18±0,02	1,73±0,03	1,22±0,02
	Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·г)	0,193±0,005	0,190±0,005	0,193±0,005	0,190±0,005
	Температура випускних газів, °С	325…342	317…331	297…312	288…296
	Механічний ККД, %	82,7	86,3	86,8	88,8

6.4. Розробка технології забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час поступального руху у вузлах тертя

Найхарактернішим вузлом, в якому відбувається поступальний рух, є циліндропоршнева група, а конкретно – пара тертя поршневі кільця – циліндрична втулка. За умови правильного центрування деталей КШМ (поршня в крейцкопфному підшипнику) між поршнем і втулкою циліндра забезпечується мінімальний зазор, який повністю компенсується за рахунок ущільнюючого дії поршневих кілець. При цьому забезпечується відсутність повітряних і газових протіканнь в об’ємі циліндра і кінетична енергія газів, що утворилися в циліндрі під час згоряння палива, повністю використовується для здійснення поступального переміщення поршня. У разі підвищеного зносу поршневих кілець або їх поломки (обидва цих факти є причиною погіршення експлуатаційних характеристик моторного мастила, які, як доведено в попередніх розділах, залежать від параметрів наноструктурованого мастильного шару) відбувається зростання мінімально неминучих втрат енергії і зниження ефективних показників роботи дизеля (потужності і ККД).

Забезпечення процесу енергоперетворення з мінімально немінучими незворотними втратами під час поступального руху у вузлах тертя можливе за рахунок керування реологічними характеристиками (в’язкістю і реологічною стійкістю) і якісними показниками (ступенем впорядкованості і товщиною) наноструктурованих мастильних шарів.

Експерименти, які підтвердили це твердження, виконувалися на судновому МОД дизелі 12K98ME-C7 MAN-B&W і його лубрикаторній (циліндровій) системі мащення, схема якої наведена на рис. 6.9.

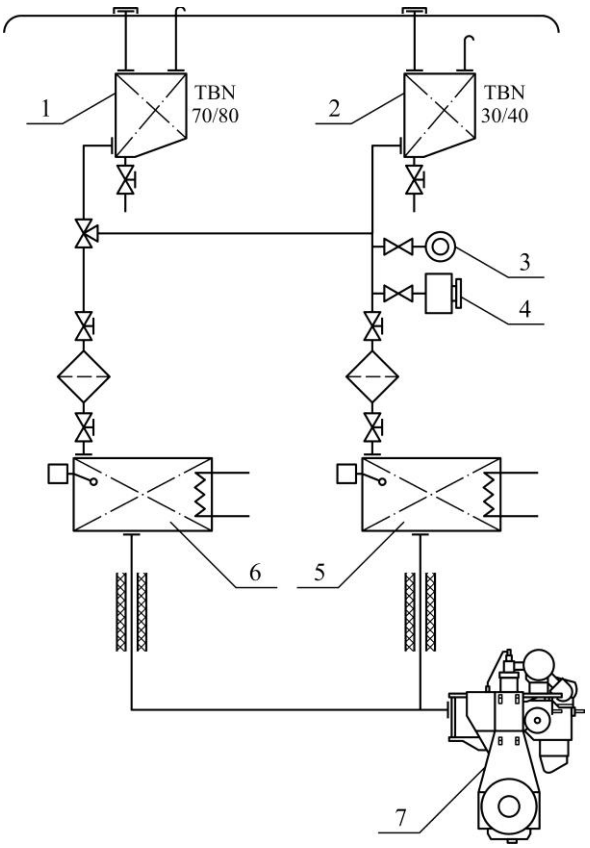


Рис. 6.9. Схема лубрикаторної (циліндрової) системи мащення суднового дизеля 12K98ME-C7 MAN-B&W:
1 – цистерна лубрикаторного (циліндрового) мастила з високим вмістом лугу (TBN 70/80); 2 – цистерна лубрикаторного (циліндрового) мастила з середнім вмістом лугу (TBN 30/40); 3 – витратомір; 4 – дозатор присадки; 5, 6 – витратні цистерна мастила; 7 – ГД

У даний час експлуатація пропульсивних комплексів морських суден (а, отже, і їх енергетичних установок) відбувається як в звичайних, так і в особливих районах, до останніх відносяться зони контролю емісії викидів оксидів сірки (SO_X Emission Control Areas) і азоту (NO_X Emission Control Areas) [45, 309]. Це накладає певні обмеження як на використовуване в цих районах паливо, так і на лубрикаторне (циліндровеі) мастило, лужний показник якого повинен відповідати змісту сірки в паливі [56, 279]. При цьому комплектація суднових лубрикаторних (циліндрових) систем мащення проводиться таким чином, щоб забезпечити можливість використання

моторного мастила як зі звичайним лужним показником (наприклад, з TBN 30...40, який відповідає вмісту сірки в паливі до 0,1 %), так і підвищеним (наприклад, з TBN 70...80, який відповідає вмісту сірки в паливі до 3,0 %). Саме за таким принципом скомплектована лубрикаторна (циліндрова) система мащення дизеля 12K98ME-C7 MAN-B&W.

Для досліджень наведена на рис. 6.9 система дообладнана дозатором присадки і витратоміром, що дозволяє здійснювати подачу присадки з необхідною концентрацією (позиції 3 і 4). Наявність двох цистерн моторного мастила (позиції 1 і 2) давало можливість використання для різних груп циліндрів мастильного матеріалу з різними характеристиками. Експерименти виконувалися під час океанського переходу судна тривалістю 11 днів, протягом якого судновий дизель12K98ME-C7 MAN-B&W працював на одному й тому самому сорті палива RMK700 (із вмістом сірки 2,7 %). Це давало можливість як в одній з цистерн, призначених для використання моторного мастила з TBN 70...80 (позиція 1 на рис. 6.9), так і в інший, призначеній для використання моторного мастила з TBN 30...40 (позиція 2 на рис. 6.9), тимчасово використовувати одне й те ж мастило Castrol CL70. Однак, у мастило, яке надходить у дизель з цистерни 2, додатково вводилася поверхнево-активна присадка, що забезпечує утворення наноструктурованих граничних мастильних шарів із великим параметром порядку і більшою товщиною [148, 236]. Подача мастила Castrol CL70 без присадки здійснювалася до циліндрів 1-6, а мастила з присадкою – до циліндрів 7-12 дизеля 12K98ME-C7 MAN-B&W. Відбір проб мастила та їх подальший аналіз проводився через кожні 20 годин роботи дизеля відповідно до викладеної в п. 4.4 послідовністю. Результати виконаних досліджень наведені в таблиці 6.9 і на рис. 6.10.

Таблиця 6.9

Результати експерименту

показник	Час експлуатації, годинник					
	40	80	120	160	200	240
Зміст металевих домішок у відпрацьованому мастилі, Fe, ppm*	86/65	74/60	76/53	67/55	71/47	74/46
Залишкове лужне число, BN, мгКОН/г*	36/48	38/52	41/49	37/53	39/51	41/52

* в чисельнику при роботі на мастилі без присадки, в знаменнику – на мастилі з поверхнево-активною присадкою.

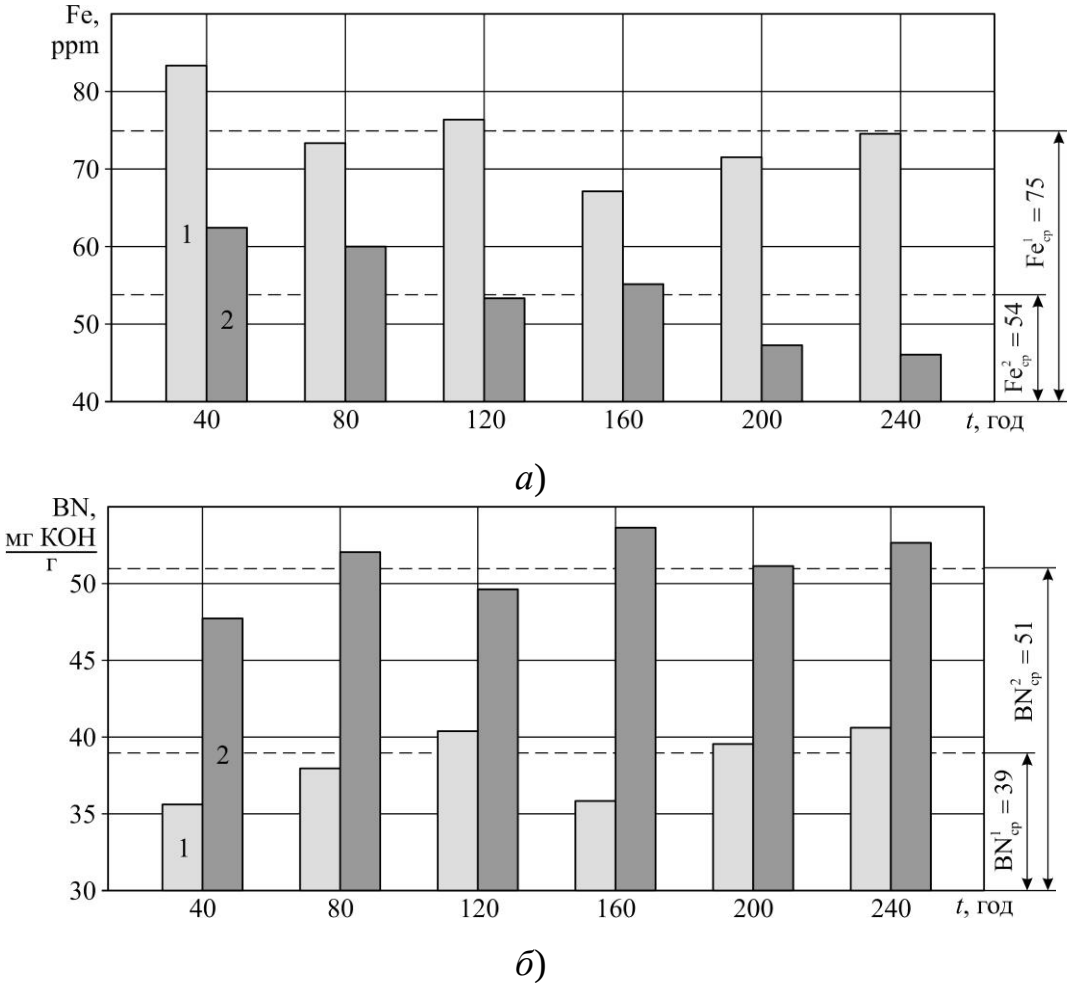


Рис. 6.10. Зміна вмісту металевих домішок (*а*) і залишкового лужного числа (*б*) у відпрацьованому мастилі за різних умов експлуатації дизеля 12K98ME-C7 MAN-B&W:

1 – робота на «чистому» мастилі; 2 – робота на мастилі з ПАП

6.5. Розробка технології забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час роботи в умовах високих динамічних навантажень

Найхарактернішим вузлом ДВЗ (як одного з елементів СПК морського або річкового засобу транспорту) в якому спостерігаються високі динамічні навантаження є ПНВТ. Як було вказано у розділі 5, для ТС плунжер ПНВТ – паливо – втулка ПНВТ саме паливо виконує функції мастильного матеріала.

Для прецизійних пар паливної апаратури високого тиску як метод, що сприяє зниженню мінімально неминучих необертових втрат енергії, може бути рекомендовано використання епіламів. Як робоче середовище для процесу використання епіламів широкого поширення набули розчини перфторполіефіркислоти загального вигляду Rf-COOH (Rf – радикал, що містить фтор) у хладонах. Під час використання епіламів на поверхні твердого тіла утворюється плівка товщиною до 30 нм, яка не впливає на дислокаційну структуру і твердість металу, а її поверхнева енергія залежить від виду епіламу і не залежить від епіламованого матеріалу. Основна функція епіламованого шару полягає в утриманні мастильного матеріалу в зоні тертя енергетичним бар’єром на межі «метал – епілам». Це досягається за рахунок збільшення крайових кутів змочування рідини, що знаходиться біля поверхні металу, вкритого шаром епілама (рис. 6.11), а також за рахунок переспрямованості вектора дії сили поверхневого натягу рідини. При цьому збільшується товщина граничного мастильного шару і його несуча здатність. Застосування методу використання епіламів для прецизійної пари плунжер-втулка ПНВТ не отримало широкого поширення в елементах суднових технічних засобів. Це, в тому числі, пов’язано з консервативністю суднової енергетики як науки і прагненням суднового екіпажу уникнути додаткових ризиків, що виникають при запровадженні інноваційних ідей. Особливо це стосується таких відповідальних вузлів, як паливна апаратура високого

тиску. Однак, за умови якісних попередніх досліджень, а також у разі дотримання технології нанесення епіламів на поверхні елементів паливної апаратури високого тиску, можна створити умови, що сприяють підвищенню їх експлуатаційних характеристик та економічності роботи дизелів.

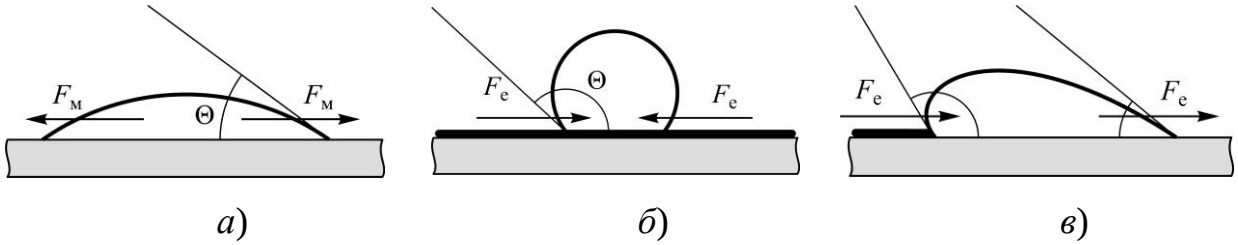


Рис. 6.11. Крайовий кут змочування і напрямок вектора сили поверхневого натягу рідини:
а) паливо на поверхні металу; б) паливо на поверхні епілама; в) паливо на межі метал – епілам; θ – крайовий кут змочування; $F_м$, $F_е$ – сили поверхневого натягу на металі та епіламі, відповідно

Дослідження з визначення впливу органічних покриттів на енергетичну ефективність прецизійної пари плунжер – втулка ПНВТ виконувалися в наступній послідовності:

• розробка технології нанесення епіламів на поверхні плунжерів ПНВТ;

• визначення товщини наношарів епіламу, адсорбованого на металевій поверхні;

• вивчення впливу наношарів епіламу на утворення граничного шару палива;

• визначення трибо-технічних характеристик трибологічної системи плунжер-паливо-втулка ПНВТ.

Під час проведення експериментів були використані наступні епілами Polisam-05, Polisam-20МСК і Akwaline, що мають максимальну температуру експлуатації 450°С і допускають короткочасну експлуатацію до температури 700°С. Технологія нанесення епіламів на поверхню плунжера ПНВТ полягала

в наступному. Спочатку поверхні очищувалися від сторонніх домішок. Далі проводилося їх знежирення в озонобезпечному хладоні-116 (C_2F_6) шляхом об'ємного занурення з подальшим висушуванням. Після цього при температурі навколишнього середовища проводилося безпосередньо нанесення епіламів шляхом занурення плунжерів.

Для визначення товщини шару епіламу, що адсорбується на поверхні плунжера ПНВТ, і товщини граничного мастильного шару палива, що утворюється на поверхні металу, який вкритий епіламом, проводилися попередні лабораторні дослідження. Як аналог поверхні плунжера використовувалася відполірована металева поверхня (сталь ШХ15), яка шляхом об'ємного занурення вкривалася шаром епіламу. Час перебування сталевої поверхні в об'ємі епіламу варіювався в діапазоні 2...10 хв, після чого поверхні висушувалися при температурлоі 20°С. Товщина таким чином адсорбованого на металевій поверхні шару епіламу визначалася на еліпсометричній установці, принципова схема якої показана на рис. 6.12.

Еліпсометрія є одним з найбільш поширених методів визначення товщини плівок (прозорих для оптичного випромінювання) за допомогою аналізу кутів відбиття світла від чистої поверхні і від поверхні з нанесеним покриттям. Результати, отримані під час вимірювання, наведені в таблиці 6.10 [8].

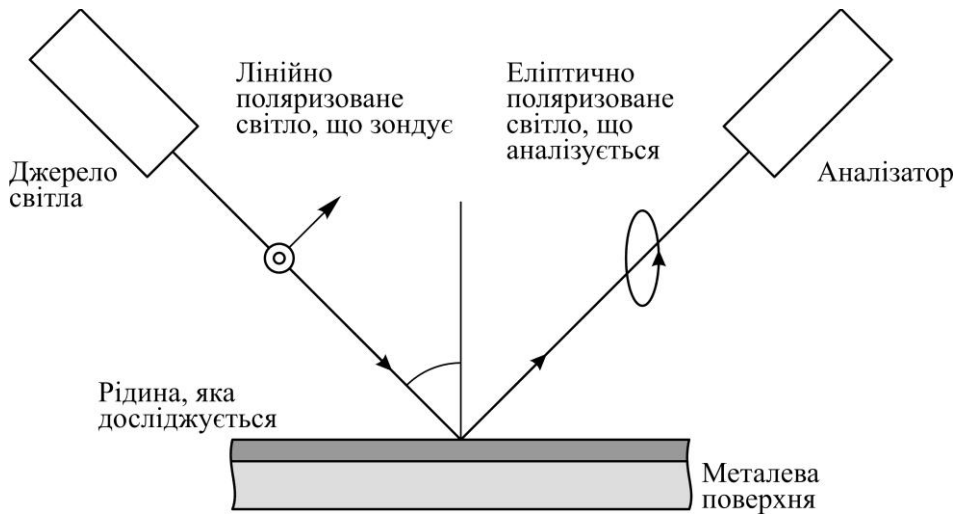


Рис. 6.12. Принципова схема еліпсометричної установки

Таблиця 6.10

Результати з визначення адсорбованої товщини шару епіламу

Час знаходження металевої поверхні в розчині епіламу, *t*, хв	Товщина адсорбованого шару епіламу, *h*, мм		
	Polisam-20МСК	Akwaline	Polisam-05
2	6,3	9,1	10,7
4	10,4	13,3	14,3
6	12,3	16,2	14,5
8	12,4	17,6	14,6
10	12,5	18,7	14,6

Номограма, що характеризує товщину адсорбованої плівки різних епіламів залежно від часу їх нанесення, показана на рис. 6.13.

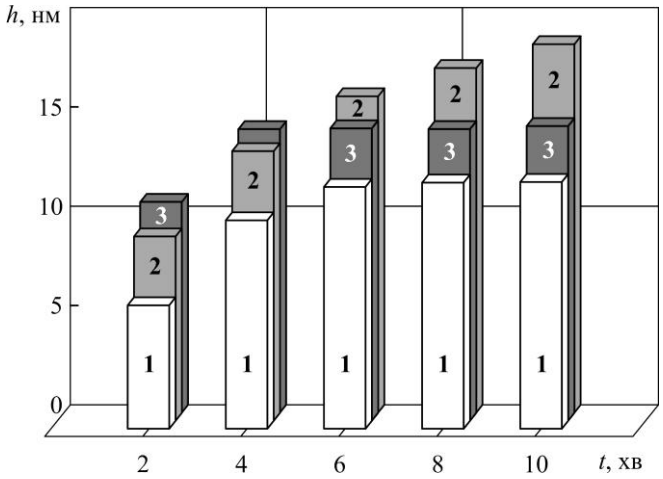
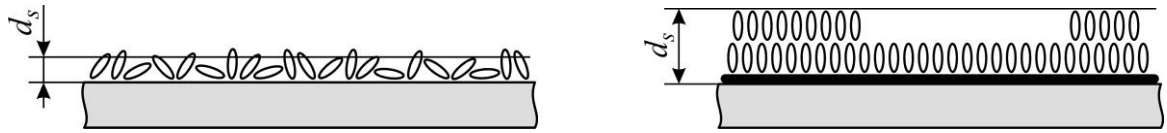


Рис. 6.13. Залежність товщини органічної плівки від часу знаходження металевої поверхні в різних епіламах:
1 – Polisam-05; 2 –Polisam-20МСК; 3 – Akwaline

Як видно з наведених даних (табл. 6.10. і рис. 6.13), після 6...10 хв знаходження металевої поверхні в розчині епіламу товщина адсорбційної органічної плівки на металевій поверхні стабілізується і для різних зразків коливається в діапазоні *h*=12,5...18,7 нм. Використання епіламів сприяє

утворенню граничних мастильних шарів підвищеної (порівнянно з поверхнею, на яку не наносились епилами) товщини. Схема утворення граничних шарів із нанесенням на металеву поверхню фторорганічних сполук показана на рис. 6.14, а визначення їхньої товщини може бути виконано способом еліпсометрії (див. рис. 6.12).



а) *б*)

Рис. 6.14. Утворення граничного змащувального шару на різних поверхнях: *а*) без використання епіламу; *б*) із використанням епіламу

Результати даних експериментів наведені на рис. 6.15, де під позначенням ВП мається на увазі безпосередня товщина граничного шару «чистого» важкого палива, що утворюється на металевій поверхні, а під цифрами 1, 2, 3 – товщина граничного шару важкого палива, що утворюється на тій самий поверхні при її покритті шаром епіламу. Як випливає з наведених результатів, використання епіламів забезпечує 1,47...1,52 кратне збільшення товщини граничного шару палива [310].

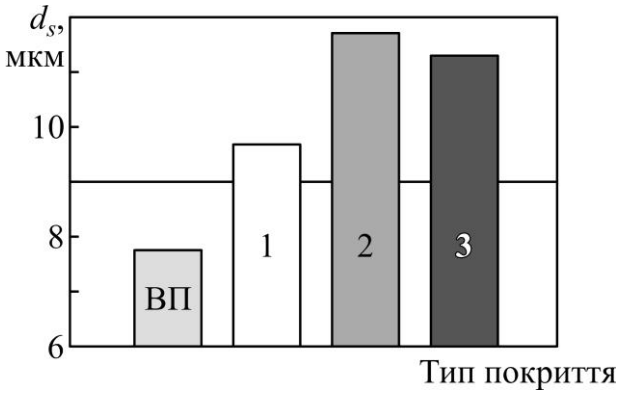


Рис. 6.15. Зміна товщини граничного шару палива при нанесенні епіламів на металеву поверхню:

ВП – відсутність покриття (безпосередня товщина граничного шару важкого палива); 1 – Polisam-05; 2 – Polisam-20МСК; 3 – Akwaline

Енергетична ефективність будь-якої трибологічної системи оцінюється величиною втрат, до яких відносяться: втрати енергії на тертя (визначені коефіцієнтом тертя) і втрати матеріалу в результаті руйнування поверхонь тертя (визначені інтенсивністю зношування). Тому подальші дослідження розглянутого способу зниження енергетичних втрат під час тертя за рахунок керування структурою мастильного шару палива полягали у визначенні зносу поверхонь плунжерів, які були покрити шаром епіламу, а також тих, що знаходяться у звичайному стані.

Дослідження виконувалися на судновому дизелі 6L18 MAN-Diesel.

На плунжера ПНВТ, що забезпечують подачу палива в циліндри №№ 1 і 4, не наносилися шари епіламу. Як покриття поверхонь плунжерів ПНВТ використовувалася фторорганічні рідини Polisam-20МСК (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 2 і 5) і Akwaline (яка наносилась на плунжера ПНВТ №№ 3 і 6). Згідно з попередніми дослідженнями, використання цих епіламів сприяє утворенню орієнтаційно впорядкованих граничних шарів найбільшої товщини (див. рис. 6.14).

Через проміжки часу, що відповідали 380, 820, 1210, 1640 і 2180 годинам роботи дизеля (тривалість яких спричинялася умовами експлуатації, що дозволяють виконати зупинку дизеля і ревізію його ПНВТ) виконувалося визначення площі зносу поверхні плунжерів (як із шаром епіламу, так і таких, що працюють без нанесення цього покриття). Після чого отримані значення для кожної групи плунжерів усереднювалися, а дизелі знову вводилися в експлуатаційний режим роботи [311].

Результати досліджень наведені в таблиці 6.11 і узагальнені у вигляді номограми на рис. 6.16.

Таблиця 6.11

Результати вимірювання зносу плунжерів ПНВТ

Час роботи плунжера, години	Площа зносу поверхні плунжера, мм^2		
	без нанесення епіламу	з нанесенням шарів епіламу	
		Polisam-20МСК	Akwaline
380	129	98	94
820	153	103	99
1210	181	113	116
1640	209	121	126
2180	224	124	128

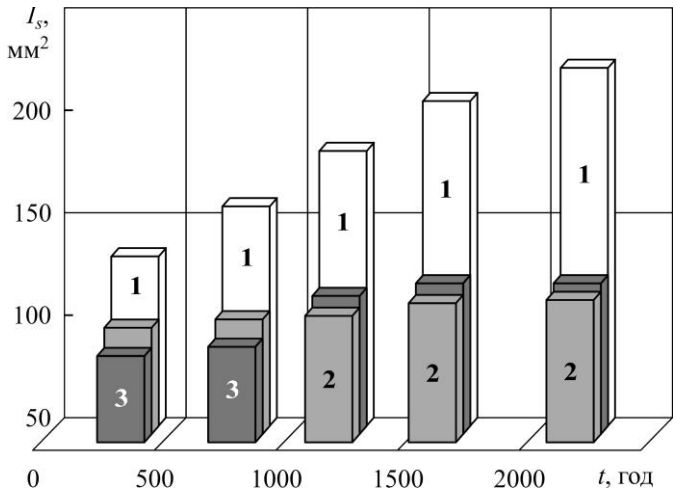


Рис. 6.16. Залежність зносу I_S плунжерів ПНВТ від часу роботи t суднового дизеля 6L18 MAN-Diesel:

1 – для плунжера без використання епіламу;

2 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК

3 – для плунжера з нанесеним шаром епіламу Akwaline

Під час проведення експериментів через кожні 100 годин роботи проводилося періодичне індиціювання дизеля. При цьому циліндри з однотипним станом плунжерів ПНВТ (без використання епіламу, з нанесеним шаром епіламу Polisam-20МСК, з нанесеним шаром епіламу Akwaline) по

черзі відключалися і за зміною частоти обертання виконувалася оцінка розподілу навантаження по циліндрах дизеля. У результаті було встановлено, що при зміні стану поверхонь плунжерів за рахунок використання епіламів навантаження на різні циліндри дизеля не змінюється.

Результати вимірювань наведені на рис. 6.16, з якого випливає, що реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул і управління їх товщиною за рахунок додаткового нанесення епіламів на прецизійні поверхні дозволяє значною мірою знизити зношування плунжерних пар ПНВТ, підвищивши у такий спосіб надійність і довговічність роботи даного вузла дизеля. Зменшення зносу прецизійної пари тертя плунжер – втулка ПНВТ також свідчить про зниження неминучих незворотних енергетичних витрат на забезпечення роботи цих елементів і підтверджує ефективність застосування методу використання епіламів [312].

Проведені дослідження та отримані результати дозволяють зробити наступні висновки.

Експлуатація трибологічної систем плунжер – втулка ПНВТ відбувається в режимі граничного тертя, а шар палива, що розділяє їх поверхні, виконує функції мастильного матеріалу.

Для прецизійної пари паливної апаратури високого тиску плунжер-втулка як метод, що сприяє зниженню контактних навантажень, які виникають на їх поверхнях, може бути використано нанесення епіламів.

Товщина шару епіламу на поверхні плунжерів ПНВТ складає 12,5...18,7 нм, а час, необхідний для його адсорбції, не перевищує 10 хв.

Наношар епіламів, нанесений на металеву поверхню, призводить до ~1,5-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє підвищенню пружних властивостей і розклинювального тиску палива, що розділяє прецизійну пару втулка-плунжер ПНВТ.

Нанесення органічних покриттів на поверхні прецизійних пар ПНВТ сприяє підвищенню енергетичної ефективності даної трибологічної системи,

що (залежно від часу експлуатації ДВЗ) визначається у 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів.

Нанесення епіламів відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат під чса його використання на морських і річкових суднах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися під час розробки методики визначення параметрів СЕУ.

6.5. Висновки за розділом 6

1. Розв’язок прикладних задач граничного тертя і граничного змащування, реалізованих для суднових двигунів внутрішнього згоряння морських і річкових засобів транспорту, забезпечує можливість цілеспрямовано створювати впорядковані структури та управляти властивостями речовин «знизу вгору», починаючи з атомного рівня, а також –проектувати нанорозмірні інструменти, механізми та пристрої для перетворення енергії з метою розвитку нанотехнології.

2. Реологічна стійкість мастильного матеріалу (яка формується ступенем впорядкованості молекул у граничному шарі) сприяє зниженню незворотних втрат енергії, що виражається в зменшенні зносу контактуючих поверхонь.

3. З цілого ряду методів щодо відновлення реологічних характеристик моторних мастил найбільш прийнятними для суднових умов (з технологічної та фінансової точки зору) є використання оптимального доливання масла в систему і застосування поверхнево активних речовин.

4. У процесі експлуатації суднового дизеля в’язкість моторного масла, що забезпечує його роботиу, підвищується. Для циркуляційної системи мащення це, передусім, зумовлюється потраплянням до нього палива і частинок незгорілих вуглеводнів, а також його поступовим окисленням.

5. Збільшення періодичності поповнення системи мащення свіжим мастилом, а також введення в мастило поверхнево активних компонентів уповільнює процес підвищення його в’язкості і сприяє зниженню рівня мінімально неминучих втрат енергії.

6. Реалізація в граничних шарах палива орієнтованої структури молекул та управління його товщиною за рахунок додаткового нанесення на прецизійні поверхні поверхнево-активних речовин (а саме, фторорганічних покриттів – епіламів) дозволяє значною мірою знизити неминучі втрати енергії у цій трибологічній системі.

7. Наношар фторорганічного покриття, нанесений на металеву поверхню, призводить до ~1,5…1,8-кратного збільшення товщини граничного шару палива, що сприяє підвищенню пружних властивостей і розклинювального тиску палива, що розділяє прецизійну пару втулка – плунжер ПНВТ.

8. Нанесення органічних покриттів на поверхні прецизійних пар ПНВТ сприяє підвищенню енергетичної ефективності даної трибологічної системи, що (залежно від часу експлуатації ДВЗ) визначається у 24,0...44,6%-му зниженні зносу плунжерів. Нанесення епіламів відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів, вимагає попередніх досліджень щодо визначення оптимальних видів органічних покриттів і часу їх нанесення на прецизійні поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат під час його використання на морських і річкових суднах, підвищує енергетичну ефективність трибологічних систем ДВЗ і може враховуватися під час розробки методики визначення параметрів СЕУ.

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження спрямоване на розв’язання науково-прикладної проблеми – енергоресурсозбереження в пропульсивному комплексі транспортного судна, – яка на момент початку досліджень знаходилась у стадії визначення лише окремих локальних показників, які складають коефіцієнт корисної дії пропульсивного комплексу.

Результати дисертаційного дослідження підтверджують спроможність керованого впливу на трибологічні системи суднових дизелів, що забезпечує мінімально неминучі втрати енергії в судновому пропульсивному комплексі.

Головним науковим результатом дисертаційної роботи є визначення методики, технології та способів управління мінімально неминучими незворотними втратами енергії у ДВЗ морських та річкових засобів транспорту безпосередньо в процесі експлуатації пропульсивних комплексів річкових та морських транспортних суден.

Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження.

1. З урахуванням анізотропних характеристик мастильного шару, який розділяє пари тертя в суднових двигунах внутрішнього згоряння річкових і морських транспортних засобів розроблена математична модель процесу енергоперетворення, яка охоплює ньютонівський (у випадку гідродинамічного процесу мащення) та неньютонівський стан моторного мастила. При цьому за основний критерій, за допомогою якого можливо здійснювати управління мінімально неминучими незворотними втратами енергії, обрана в’язкість моторного мастила

2. Утворення наноструктурованої граничної фази моторного мастила поблизу металевої поверхні (у трибологічних системах колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра, плунжер ПНВТ – мастильний матеріал – втулка

ПНВТ суднових ДВЗ річкових та морських засобів транспорту) зобов’язує розглядати процеси, що в ній відбуваються, з урахуванням теорії епітропних рідких кристалів. У зв’язку з двосторонньою дією на граничний мастильний шар Ван-дер-Ваальсових сил, теоретичний опис явищ, що відбуваються в наноструктурованих шарах вуглеводневих рідин, які поділяють металеві поверхні тертя, найбільш доцільно виконувати з урахуванням моделі Ландау-де-Жена, яка враховує не тільки товщину граничного мастильного шару, але й ступінь впорядкованості молекул анізотропної фази.

3. Механізм енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами залежить від трибологічних процесів, що відбуваються в підшипникових вузлах на лінії трансформації енергії КШМ – колінчастий вал – споживач потужності. При цьому необхідно враховувати, як триботехнічні характеристики самих вузлів тертя, так і функціональні властивості мастила, що входить до трибологічної системи метал – мастильний матеріал – метал.

4. Мастило, що знаходиться у трибологічних системах колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра суднових дизелів морських і річкових засобів транспорту є радіально-анізотропною рідиною, яка характеризується різними значеннями в’язкості за шириною мастильного шару. Тому аналітичне визначення параметрів процесу трансформації потенційної енергії палива і далі від поступального переміщення поршня до обертального руху валу необхідно розглядати з урахуванням анізометрії реологічних характеристик мастильного матеріалу, що розділяє контактні поверхні.

5. Анізометрія структури мастильного шару поблизу твердої металевої поверхні призводить до виникнення стратифікації його в’язкості, що на режимах пуску і реверсу забезпечує підвищення, а на динамічно сталих режимах – зниження несучої здатності мастильного шару. При цьому

дисипація енергії в трибологічних системах суднових ДВЗ прямопропорційно залежить від стратифікації в'язкості моторного мастила.

6. Зміну в'язкості граничного мастильного шару за відсутності і накладення зсувних навантажень доцільно оцінювати за допомогою «реологічної стійкості», під якою мається на увазі відхилення в'язкості граничного мастильного шару від об'ємної в'язкості за відсутності зсувних напруг і із зсувною напругою, що відповідає номінальному навантаженню. Діапазон зміни реологічної стійкості для моторних мастил, які використовуються в системах циркуляційного та циліндрового мащення ДВЗ річкових та морських засобів транспорту, знаходиться в межах (0,93...1,14)ν, де ν – в'язкість моторного мастила у великому об'ємі.

7. Динамічні і механічні навантаження, що виникають під час здійснення процесу енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами, впливають на впорядкованість наноструктурованих граничних мастильних шарів, що призводять до їх деструкції та викликають зниження їх в'язкості і зменшення демпфуючих властивостей. Зі збільшенням швидкості переміщення поршня (а отже, і частоти обертання валу дизеля) у мастильному шарі виникають зсувні зусилля, що сприяють зменшенню його в'язкості. Цей факт необхідно враховувати під час вибору сорту мастила для мащення циліндропоршневої групи та підшипників ковзання суднових дизелів, а також – під час визначення бракувальних показників мастила, тому що і в тому, і в іншому випадку регламентується значення в'язкості для великого об'єму рідини, а експлуатація вказаних вузлів тертя відбувається при значеннях в'язкості, характерних для граничного шару.

8. За відсутності зсувних навантажень, а також із початковим рухом контактуючих поверхонь в'язкість граничного мастильного шару на 8...9 % перевищує об'ємну в'язкість мастила. Цей ефект особливо важливий для пускових режимів роботи суднових дизелів, коли швидкість переміщення

поршня ще не дозволяє рівномірно розподілити мастильну плівку по поверхні циліндрової втулки і створити необхідний режим мащення. При цьому управління мінімально неминучими незворотними втратами енергії в підшипниках КШМ забезпечується реологічною стійкістю наноструктурованого граничного мастильного шару.

9. Зниження рівня мінімально неминучих незворотних втрат під час обертального та поступального руху доцільно оцінювати за величиною зносу вкладишів підшипників ковзання та поршневих кілець, при цьому управління мінімально неминучими незворотними втратами найбільш доцільно здійснювати за рахунок підвищення значення реологічної стійкості моторного мастила (що забезпечується шляхом підтримання раціонального терміну поповнення системи мащення та використанням ПАП з оптимальною концентрацією). Експериментально підтверджено, що збільшення реологічної стійкості на 11,93…15,18 % призводить до 1,48…1,72 кратного зниження зносу у вказаних трибологічних системах.

10. Комплекс проведених досліджень підтвердив наявність упорядкованих наноструктурованих шарів у тонких плівках суднових палив, що утворюються на металевій поверхні пари тертя плунжер – втулка паливного насосу високого тиску. Товщина цих шарів лежить у межах 4...12 мкм і залежить від температури в зоні тертя, але шляхом використання спеціальних органічних покриттів поверхонь ці значення можливо підвищити у 1,5…2,3 рази, що сприяє пропорційному підвищенню пружно-демпфуючих властивостей граничних шарів палива та забезпечує 2,12…2,35 кратне зниження зносу поверхонь тертя, а тому є найбільш доцільним способом управління мінімально неминучими незворотними втратами енергії у випадку підвищених динамічних навантажень.

11. Наведені в дисертації теоретично обґрунтовані та експериментально підтверджені наукові результати мають суттєву практичну значимість. Впровадження розв’язань, технологій та способів, що розроблені у

дисертаційному дослідженні на суднових пропульсивних комплексах суден «Дунай», «Київська», «Куяльницька», «Ізмаїльська» ТОВ СМД ІНВЕСТ; на суднах «Ocean Haven» та «Ocean Treasure» ТОВ «Каалбай Шиппінг Україна»; на суднах, які знаходяться в операційному управлінні ТОВ «Незалежний морський сюрвей»; на суднах «Pacific Mistral» та «Pacific Sciroccо» іноземної компанії «Pacific Drilling» забезпечило 18…27 %-е зниження масового зносу вкладишів підшипників; 6,3…10,8 %-е зниження витрати мастила на випал; 1,3…2,5 %-е зниження питомої витрати палива; 3,9…14,7 %-е зниження потужності механічних втрат. За оцінкою фахівців вказаних судноплавних компаній, це сприяє зниженню фінансових витрат від 100 до 250 $/добу під час експлуатації морських суден у територіальних водах України та від 200 до 600 $/добу під час здійснення подібної експлуатації в територіальних водах країн Європейського Союзу та Світового океану.

Розроблені в дисертаційному дослідженні методики, технології та способи управління мінімально неминучими незворотними втратами енергії є прикладом застосування нанотехнологій в енергетиці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Golikov V. A. A simple technique for identifying vessel model parameters / V. A. Golikov, V. V. Golikov, Ya. Volyanskaya, O. Mazur, O. Onishchenko // IOP Conference Series : Earth and Environmental Science. 4th International Scientific Conference SEA-CONF 2018, Published by IOP Publishing Ltd, 2018. – Vol. 172. – № 012010. – P. 1-8. – doi :10.1088/1755-1315/172/ 1/012010

2. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin; O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – June 2018. – Vol. 65. – Iss. 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/ NM/2018/2.3.

3. Serbin S. I. Investigations of nonstationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance / S. I. Serbin, A. V. Kozlovskyi, K. S. Burunsuz // // IEEE Transactions on Plasma Science, 2016. – Vol. 44. – Iss. 12. – P. 2960-2964.

4. Ткач М. Р. Підвищення ефективності ДВЗ малотоннажних суден застосуванням добавок синтез-газу / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. – № 2. – С. 3-6. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.01.

5. Diesel Directory // Marine Propulsion Perspective in association with MER. – 2018. – № 3. – P. 7-21.

6. Ерофеев В. Л. Энергетический и энергетический подходы к оценке повышения эффективности тепловых двигателей / В. Л. Ерофеев, В. А. Жуков, А. С. Пряхин // Вестник Гос. ун-та морск. и речного флота им. адм. С. О. Макарова, 2017. – Т. 9. – № 5. – С. 1017-1026. DOI : 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1017-1026

7. Диха О. В. Визначення характеристик тертя для циліндричних трибосистем ковзання / О. В. Диха, В. П. Вельбой, Д. Д. Марченко // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2018. – Т. 87. – № 1. – С. 57-62.

8. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів / С. В. Сагін // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 139-149.

9. Кубіч В. І. Стан трибологічної системи «ШХ15-мастильне середовище-ШХ15» підшипники кочення при ступінчастому навантаженні / В. І. Кубіч, М. М. Марущак, Д. А. Курликов // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 86. – № 4. – С. 12-21.

10. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.

11. Георгиеш Е. В. Математическая модель массопереноса при экстрагировании из частиц идеальной (сферической) и реальной форм / Е. В. Георгиеш // Збірник наук. праць Нац. ун-ту кораблебудув., 2015. – № 6. – С. 84-88. doi 10.15589/jnn20150613.

12. Тимошевский Б. Г. Эффективность энергетической установки на базе двигателя 1Ч7,5/6 с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин, А. С. Митрофанов, А. С. Познанский // Двигатели внутреннего сгорания, 2015. – № 2. – С. 30-34.

13. Stanivuk T. Accident Statistics and Key Performance Indicators in Marine Offshore Industry / T. Stanivuk, R. Bosnjak, B. Franic // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – February 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 19-27. doi.org/10.17818/NM/2018/1.3.

14. Методы исследования и совершенствования рабочего процесса судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение, 2017. – № 1 (267). – С. 34-58.

15. Sagin S. V. Improving the performance parameters of systems fluids / S. V. Sagin // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55-59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59

16. Богач В. М. Эксплуатационная проверка эффективности модернизированной системы смазывания цилиндров двигателей RTA / В. М. Богач, А. Н. Шебанов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2016. – Вып. 36. – Одесса : ОНМА. – С. 41-49.

17. Cylinder oil feed rate reduction // MER. – 2016. –№ 7. – P. 26-27.

18. Optimizing lubricators for two-stroke diesels // MER. – 2018. – № 6. – P. 32-336.

19. Патрахальцев Н. Н. Повышение экономичности режимов малых нагрузок судового дизеля, работающего на винт регулируемого шага / Н. Н. Патрахальцев, И. С. Мельник, И. А. Петруня. // Двигателестроение. – 2013. – № 1 (251). – С. 38–42.

20. Богач В. М. Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W / В. М. Богач, А .А. Задорожный, И. Д. Колиев // Судовые энергетические установки. – Одесса, 2005. – Вып. 14. – С. 116-126.

21. Дорохов А. Ф. Снижение потерь мощности на преодоление сил трения в судовых высокооборотных дизелях / А. Ф. Дорохов , Н. К. Санаев, М. А. Масуев // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2008. – № 9. – С. 37-44.

22. Дорохов А. Ф. Повышение качества поверхностного слоя зеркала рабочего цилиндра поршневых ДВС / А. Ф. Дорохов, А. Г. Проватар, Ю. И. Матвеев // Наукоемкие технологии в машиностроении, 2016. – № 6 (60). – С. 7-11.

23. Дорохов А. Ф. Насыщение поверхностного слоя зеркала рабочего цилиндра поршневых двигателей внутреннего сгорания высокоорганизованными формами углерода / А. Ф. Дорохов, А. Г. Проватар,

Н. К. Санаев // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки, 2016. – Т. 42. – № 3. – С. 27-33.

24. Кузнецов С. Е. Удельный расход топлива и потери мощности судового дизель-генератора / С. Е. Кузнецов, Башкирев О.О., Виноградов А. А. // Транспортное дело, 2017. – № 5. – С. 176-179.

25. Кузнецов С. Е. Влияние нагрузки и коэффициента мощности на расход топлива судового дизель генераторного агрегата / С. Е. Кузнецов, Ю. В. Кудрявцев // Судостроение, 2011. – № 6 (799). – С. 30-32.

26. Шуаипов А. А. Методология расчетного и экспериментального исследования внутренних потерь в судовом дизеле / А. А. Шуаипов, А. Ф. Дорохов, К. К. Колосов. А. П. Будников // Вестник Астраханского государственного технологического университет. Серия : Морская техника и технологии, 2012. – № 2. – С. 99-108.

27. Тарапата В. В. Сравнительная оценка основных факторов, влияющих на долговечность рабочих поверхностей деталей судовых дизелей при их изготовлении, эксплуатации и ремонте // Проблеми техніки. – 2004, - № 3. – С. 143-149.

28. Тарапата В. В. Повышение долговечности трибосопряжений судовых дизелей как процесс оптимизации массопереноса при их эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 148-156.

29. Голіков В. А. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології / В. А. Голіков, О. А. Онищенко // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 13-27.

30. Голиков В. А. Модель расчета конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза / В. А. Голиков, Обертюр К. Л., Кирис В. А. // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 23-34.

31. Будашко В. В. Оценка эффективности компенсации деградационных эффектов в комбинированном пропульсивном комплексе // В. В. Будашко // // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: ОНМА. – С. 15-22.

32. Будашко В. В. Удосконалення системи управління підрулюючим пристроєм комбінованого пропульсивного комплексу / В. В. Будашко, О. А. Онищенко / Вісник Націон. техн. ун-ту «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія : Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії. – Харьків : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 38(1081). – С. 45-51.

33. Onishchenko O. Decision support system in assessing technical design and tender purchases // O. Onishchenko, O. Mazur // Збірник наукових праць Військової академії (м. Одеса). – 2016. – № 1(5). – С. 91-100.

34. Радченко Р. Н. Эффективность трансформации теплоты в трехступенчатой системе охлаждения надувочного воздуха судового малооборотного дизеля / Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов // Двигатели внутреннего сгорания, 2016. – № 1. – С. 10-13. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.02.

35. Matveev I. B. Integrated plasma coal gasification power plant / I. B. Matveev, N. V. Washcilenko, S. I. Serbin, N. A. Goncharova // IEEE Transactions on Plasma Science, 2013. – Vol. 41. – Iss. 12. – P. 3195-3200.

36. Matveev I. B. Sewage sludge-to-power / I. B. Matveev, S. I. Serbin, N. V. Washcilenko // IEEE Transactions on Plasma Science, 2014. – Vol. 42. – Iss. 12. – P. 3876-3880.

37. Ткач М. Р. Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенцильного тепла металлогидридной установкой непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания, 2014. – № 2. – С. 57-62.

38. Ткач М. Р. Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе /

М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин, Д. О. Шалапко // Двигатели внутреннего сгорания, 2017. – № 2. – С. 8-13. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.02.

39. Ткач М. Р. Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80 ME металогидридной установкой непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания, 2014. – № 1. – С. 35-41.

40. Ткач М. Р. Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлогидридными установками непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С. М. Доценко¸Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания, 2014. – № 1. – С. 35-41.

41. Романовский Г. Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин : [монография] / Г. Ф. Романовский, Н. Я. Хлопенко. – Николаев : Нац. ун-ет. кораблестроения, 2007. – 400 с.

42. Романовский Г. Ф. Термогидродинамический расчёт подшипников скольжения судовых пропульсивных комплексов в неспецификационных эксплуатационных условиях / Г. Ф. Романовский, А. Л. Кирюхин // Проблеми трибології, 2009. – № 3 (53). – С. 62-71.

43. Боровикова И. А. Энергетические комплексы морских судов / И. А. Боровикова, А. Г. Даниловский, Г. А. Архипов // Вестник Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер. «Морская техника и технология», 2018. – № 2 (66). – С. 23-27.

44. Сагин С. В. Обеспечение оптимального расхода цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей // Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт : Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2018. – С. 42-45.

45. Sagin S. V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S. V. Sagin, O. A. Kuropyatnyk // OUR SEA : International Journal of Maritime Science &

Technology. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3

46. Крылов Д. А. Влияние добавок ультрадисперсного порошка оловянистой бронзы в моторное масло на работу дизеля / Д. А. Крылов, Ю. Н. Цветков // Журнал ун-та. водн. коммуникаций. – СПб. : СПГУВК, 2012. – Вып. 3. – С. 75-86.

47. Захаров С. М. Гидродинамическая смазка : состояние и перспективы / С. М. Захаров / Трение и износ, 2010. – Т. 31. – № 1. – С. 78-92.

48. Диха О. В. Композиційні мастильні матеріали в трибосистемах ковзання машин / О. В. Диха, Н. М. Стебелецька, О. П. Динько // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 86. – № 4. – С. 39-45.

49. Голиков В. В. Ситуационный подход к безопасному управлению судном / В. В. Голиков // Судовождение : науч.-техн. сб. – 2016. – № 26. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 191-198.

50. Сагин С. В. Мониторинг эксплуатационных показателей цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей / С. В. Сагин // Суднова енергетика: стан та проблеми : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, 2017. – С. 82-85.

51. Будашко В. В. Имплементарный подход при моделировании энергетических процессов динамически позиционируемого судна / В. В. Будашко // Електротехніка і електромеханіка. – 2015. – № 6. – С. 20-25. DOI : 10.20998/2074-272X.2015.6.02/50764

52. Romanuke V. V. Optimizing parameters of the two-layer perceptrons' boosting ensemble training for accuracy improvement in wear state discontinuous tracking model regarding statistical data inaccuracies and shifts / V. V. Romanuke // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2015. – Т. 75. – № 1. – С. 65-68.

53. Триньов О. В. Есперментальне дослідження теплового стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля / О. В. Триньов, Д. Г. Сівих,

Р. Ю. Бугайцов // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. – № 1. – С. 43-48. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.08.

54. Хрулев А. Э. Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС / А. Э. Хрулев, М. В. Кротов // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. – № 1. – С. 74-81. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.13.

55. Сагин С. В. Аналитическое описание триботехнических процессов в парах трения судовых дизелей / С. В. Сагин // Збірка матеріалів VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті – MINTT-2015» (26-28 травня 2015 р., м. Херсон). – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2015. – С. 225-227.

56. Солодовников В. Г. Совершенствование системы топливоподготовки судовых среднеоборотных дизелей / В. Г. Солодовников, С. В. Сагин // Сб. научных трудов. XV Межд. научн.-практ. конф. «Научное обозрение физико-математических и технических наук в XXI веке», г. Москва, 27-28 марта 2015 г. – М. : Prospero, № 3 (15), 2015. – С. 55-58.

57. Куропятник А. А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А. А. Куропятник, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72-80.

58. Sagin S. V. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels / S. V. Sagin, A. A. Kuropyatnik // American Scientific Journal, 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67-71.

59. Горб С. И. Повышение энергоэффективности судов с винтом регулируемого шага / С. И. Горб // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2014. – Вып. 20. – С. 36-40

60. Горб С. И. Мониторинг энергоэффективности судов / С. И. Горб // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2015. – Вып. 21. – С. 48-53

61. Горб С. И. Модернизация структуры упрощенной системы технического менеджмента судов / С. И. Горб, А. В. Каменева, Н. В. Запорожченко // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сб. – 2016. – Вып. 22. – С. 33-38

62. Cherednichenko O. Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat / O. Cherednichenko, S. Serbin // Journal of Marine Science and Application, 2018. – Vol. 17. – Iss. 1. – P. 122-130.

63. Шуаипов А. А. Аналитическое исследование внутренних потерь в судовом двигателе внутреннего сгорания / А. А. Шуаипов // Вестник Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер. «Морская техника и технология», 2011. – № 1. – С. 157-164.

64. Денисов В. Г. Методы и средства технического диагностирования суднових енергетичних установок / В.Г. Денисов. – Одесса : Фенікс, 2008. – 304 с.

65. Тымкив А. В. Методы и средства диагностирования судовой энергетической установки / А. В. Тымкив, В. Г. Денисов // Судовые энергетические установки : Одесса, 2013. – Вып. 32. – С. 113-123.

66. Мацкевич Д. В. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин, С. А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса: ОНМА. – С.109-118.

67. Сагин С. В. Реологические характеристики смазочных материалов судовых дизелей/ С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Матеріали наук.-техн.

конфер. «Енергетика суден. Експлуатація та ремонт», 05.04.2011-07.04.2011. – Одеса: ОНМА. – С. 31-33.

68. Bo Hoon Kim Mechanism of wear at extreme load and boundary conditions with ashless anti-wear additives: Analysis of wear surfaces and wear debris / Bo Hoon Kim, Jiechao C. Jiang, Pranesh B. Aswath // Wear, 2011. – № 270. – P. 181-194.

69. Сагин С. В. Снижение энергетических затрат при механической обработке деталей движения двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин, А. А. Аблаев, М. Н. Гребенюк // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013 . – № 4. – Одесса: ОНМУ. – С. 75-87.

70. Самодуров А. С. Диссипация энергии и вертикальный обмен в стратифицированных бассейнах за счет сдвиговой неустойчивости в поле квазиинерционных внутренних волн / А. С. Самодуров, Л. В. Глобина // Морской гидрофизический журнал, 2011. – № 6. – С. 16-27.

71. Самодуров А. С. Зависимость скорости диссипации турбулентной энергии и вертикального обмена от стратификации по обобщенным экспериментальным данным (сравнение с существующими моделями) / А. С. Самодуров, Л. В. Глобина // Морской гидрофизический журнал, 2012. – № 6. – С. 17-34.

72. Степанова М. И. Малые движения жидкости с поверхностной диссипацией энергии / М. И. Степанова, А. Н. Темнов // Вестник Москов. гос. техн. ун-та им. Н. Э. Баумана. Сер. «Естественные науки», 2011. – № 4. – С.99-110

73. Сагин С. В. Теоретический анализ процессов трения, протекающих в подшипниковых узлах судовых дизелей / С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2014. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 49-56.

74. Венцель Є. С. Математична модель інтенсивності зношування поверхонь тертя трибосполучень / Є. С. Венцель, А. В. Євтушенко,

О. В. Щукін, О. В. Орел // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2018. – Т. 87. – № 1. – С. 51-56.

75. Фомин А. А. Численное решение уравнений Навье-Стокса при моделировании двумерных течений вязкой несжимаемой жидкости / А. А. Фомин, Л. Н. Фомина // Вестник Томского гос. ун-та : Серия Математика и механика, 2014. – № 3(29). – С. 94-108.

76. Еремин А. В. Теплообмен при течении Куэтта с учетом диссипации энергии при граничных условиях третьего рода / А. В. Еремин, Н. М. Будыльников, И. В. Кудинов // Вестник Самарского гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки, 2012. – № 3 (28). – С. 136-144.

77. Лаптев А. Г. Модели пограничного слоя и расчет теплообменных процессов : [монография] / А. Г. Лаптев. – Казань : изд-во. Казанск. ун-та, 2007. – 500 с.

78. Чертовских С. В. Анализ трения и изнашивания ультрамелкозернистых материалов с позиции термодинамики / С. В. Чертовских, Л. Ш. Шустер // Вестник Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та. – 2016. –Т. 20. – № 2 (72). – С. 55-60.

79. Ткачук В. П. Теоретичні дослідження динаміки горизонтальних роторних машин / В. П. Ткачук, Ю. В. Савицький // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 82. – № 4. – С. 81-87.

80. Лаптев А. Г. Математические модели и расчет гидродинамических характеристик пограничного слоя / А. Г. Лаптев, Т. М. Фарахов // Научный журнал Кубанск. гос. аграр. ун-та, 2012. – № 82 (08). – С. 1-35.

81. Рудик О. Ю. Моделювання трибоконтактних параметрів опор ковзання двигуна внутрішнього згорання / О. Ю. Рудик, К. О. Диха, В. О. Ладунець // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 86. – № 4. – С. 46-50.

82. Кравченко С. О. Методи, засоби та технології дискретно-континіального зміцнення поверхневих шарів деталей машин /

С. О. Кравченко, М. А. Ткачук, М. Л. Бєлов [та ін.] // Вісник Націон. техн. ун-ту Харківський Політехнічний Інститут. – Харків: НТУ «ХПІ», – 2015. – № 31 (1140). – С. 100-110.

83. Ахвердиев К. С. Гидродинамический расчет подшипников скольжения с учетом сил инерции смазочной жидкости, обладающей вязкоупругими свойствами / К. С. Ахвердиев, М. В. Яковлев, И. А. Журба // Трение и износ, 2003. – Т. 24. – № 2. – С. 121-126.

84. Парсаданов І. В. Оцінка впливу покриття поверхні поршнів на показники дизеля / І. В. Парсаданов, В. В. Островерх, О. М. Клименко, Д. В. Павлов // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. – № 1. – С. 82-88. DOI:10.20998/0419-8719.2018.1.14.

85. Сорокатий Р. В. Моделі накопичення трибопошкоджень у циліндричних трибосистемах ковзання / Р. В. Сорокатий, В. Г. Писаренко, О. В. Диха, О. П. Бабак // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2018. – Т. 88. – № 2. – С. 68-73.

86. Костогриз С. Г. Методи керованого впливу на пружно пластичні характеристики номінального нерухомого фрикційного контакту / С. Г. Костогриз, В. В. Мисліборський // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2018. – Т. 88. – № 2. – С. 49-61.

87. Йошида С. Динамика пластической деформации на основе механизмов восстановления и диссипации энергии при пластичности / С. Йошида // Физическая мезомеханика, 2008. – Т. 11. – № 2. – С. 31-38.

88. Мирганов М. Ш. Термодинамический анализ адаптации поверхностей трения при резании металлов / М. Ш. Мигранов, Л. Ш. Шустер // Вестник Уфим. гос. авиац. техн. ун-та : Сер. Машиностроение, 2009. – № 4 (33). – С. 20-23.

89. Ванчиков В. Ц. Контактные силы / В. Ц. Ванчиков // Прикладная физика, 2007. – № 3. – С. 40-46.

90. Заренбин В. Г. Расчет температур при множественном контакте в условиях неустановившихся режимов трения / В. Г. Заренбин, Н. И. Мищенко, В. В. Богомолов // Двигатели внутреннего сгорания, 2014. – № 1. – С. 73-78.

91. Аулин В. В. Трибологические переходы при приработке поверхностей трения сопряжений деталей / В. В. Аулин, Т. Н. Замота, С. В. Лысенко, А. В. Гринькив, А. Е. Чернай // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 86. – № 4. – С. 87-96.

92. Аулин В. В. Роль принципів максимуму та мінімуму виробництва ентропії в еволюційному розвитку станів трибосистем / В. В. Аулин // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 80. – № 2. – С. 6-14.

93. Микосянчик О. А. Оценка энергетических, реологических и противоизносных характеристик контакта в условиях качения с переменным скольжением / О. А. Микосянчик, Р. Г. Мнацаканов, В. И. Калиниченко, А. В. Кущев // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 81. – № 3. – С. 14-19.

94. Горенко М. В. Оптимізація ефективності енергообміну робочих поверхонь з середовищем шляхом створення розрахованих асиметричних поверхнево-активних структур / М. В. Горенко // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 81. – № 3. – С. 81-90.

95. Войтов В. А. Моделирование процессов трения и изнашивания в трибосистемах в условиях граничной смазки. Часть 1. Расчет скорости работы диссипации в трибосистеме / В. А. Войтов, М. Б. Захарченко // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2015. – Т. 75. – № 1. – С. 49-57.

96. Войтов В. А. Трибологические свойства моторных масел для двухтактных двигателей внутреннего сгорания на растительной основе / В. А. Войтов, И. И. Сысенко, А. Г. Кравцов // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2014. – Т. 71. – № 1. – С. 27-38.

97. Макаров А. Р. Математическое моделирование движения поршня в цилиндре / А. Р. Макаров, С. В. Смирнов, С. В. Осокин // Известия Моск. гос. машиностроит. ун-та (МАМИ). Сер. «Транспортные средства и энергетические установки», 2014. – № 2 (20). – С. 24-30.

98. Бершадский Л. И. Структурная термодинамика трибосистем / Л. И. Бершадский. – Киев : Знание, 1990. – 32 с.

99. Гершман И. С. Синергетика процессов трения / И. С. Гершман // Трение, износ, смазка, 2006. – Т. 8. – № 4 (29). – С. 71-80.

100. Берёзина Е. В. Аналитическое описание структурированного смазочного слоя / Е. В. Берёзина, В. А. Годлевский, А. Г. Железнов, Д. С. Фомичев // Жидкие кристаллы и их практическое использование, 2014. – Т. 14. – № 1. – С. 74-79.

101. Mikosyanchyk O. Influence of the nature of boundary lubricating layers on adhesion component of friction coefficient under rolling conditions / O. Mikosyanchyk, R. Mnatsakanov, A. Zaporozhets, R. Kostynik // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016. – Vol. 4. – Iss. 1 (82). – P. 24-31. doi: 10.15587/1729-4061.2016.75857

102. Дьяченко Н. Н. Приближенно аналитическое решение плоской контактной задачи с учетом изнашивания тонкого упругого слоя при фиксированной области контакта / Н. Н. Дьяченко, Н. И. Манько // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 80. – № 2. – С. 34-46.

103. Триньов О. В. Есперементальне дослідження теплового стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля / О. В. Триньов, Д. Г. Сівих, Р. Ю. Бугайцов // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. – № 1. – С. 43-48. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.08.

104. Костогриз С. Г. Параметр пластичності – базовий критерій для оцінювання пружно-пластичних властивостей конструкційних матеріалів / С. Г. Костогриз, В. В. Мисліборський // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 82. – № 4. – С. 94-101.

105. Шуаипов А. А. Аналитическое исследование внутренних потерь в судовом двигателе внутреннего сгорания / А. А. Шуаипов // Вестник Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер. «Морская техника и технология», 2011. – № 1. – С. 157-164.

106. Дивин А. Г. Метод определения теплофизических характеристик неньютоновских жидких материалов при сдвиговом течении с учетом диссипации механической энергии «вязкого трения» / А. Г. Дивин, С. В. Пономарев, С. В. Мищенко [и др.] // Вестник Тамб. гос. тех. ун-та, 2010. – Т. 16. – № 12. – С. 246-257.

107. Автоматизированная измерительная установка для исследования зависимости теплопроводности и реологических характеристик неньтоновских жидкостей от скорости сдвига / А. Г. Дивин [и др.] // Проблемы и техника эксперимента, 2008. – № 3. – С. 163-172.

108. Войтов В. А. Моделирование процессов трения и изнашивания в трибосистемах в условиях граничной смазки. Часть 3. Добротность трибосистемы / В. А. Войтов, М. Б. Захарченко // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2015. – Т. 77. – № 3. – С. 45-53.

109. Темис М. Ю. Метод исследования упругогидродинамического контакта в подшипниках скольжения со сжимаемой или несжимаемой смазкой / М. Ю. Темис // Вестник Самарского гос. аэрокосмич. ун-та, 2015. – Т. 14. – № 3. – Ч. 1. – С. 238-249. doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-238-249.

110. Лейбович Л. И. Математическое моделирование процесса обтекания сферической частицы абсорбента потоком газа / Л. И. Лейбович, П. А. Пацурковский // Збірник наук. праць Нац. ун-ту кораблебудув., 2014. – № 5. – С. 45-50. dx.doi.org/10/15589/jnn20140507

111. Валиев Р. З. Наноструктуррные материалы, полученные интенсивной пластической деформацией / Р. З. Валиев, И. В. Александров. – М. : Логос, 2000. – 272 с.

112. Ткачук Н. А. Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей: [монография] / Н. А. Ткачук, С. С. Дьяченко, Э. К. Посвятенко [та ін.] – Харків: «Щедра садиба плюс», 2015. – 260 с.

113. Кравченко С. А. Повышение прочностных и трибомеханических характеристик элементов машиностроительных конструкций на основе комбинированных методов упрочнения приповерхностных слоёв / С. А. Кравченко Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 1. – С. 54-62. Проверить в ХПИ

114. Кравченко С. О. Технологія дискретного та комбінованого зміцнення для збільшення ресурсу елементів конструкцій військової та цивільної мобільної техніки: визначення параметрів на основі комп’ютерного моделювання / С. О. Кравченко, А. П. Марченко, М. А. Ткачук [та ін.] // Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 161-174.

115. Триботехнические характеристики жидких смазочных и полиимидных композиционных материалов, содержащих антифрикционные наночастицы дихалькогенидов вольфрама : [монография] / под ред. А. Д. Бреки. – Тула : Изд-во Тульск. гос. ун-та, 2015. – 276 с.

116. Дубовой А. Н. Улучшение эксплуатационных свойств напыленных покрытий электроимпульсным воздействием на двухфазный высокотемпературный поток с последующей термической обработкой / А. Н. Дубовой, А. А. Карпеченко, М. Н. Бобров // Збірник наук. праць Нац. ун-ту кораблебудув., 2014. – № 4. – С. 60-64. dx.doi.org/10/15589/jnn20140408.

117. Ткачук Н. А. Повышение прочностных и трибомеханических характеристик элементов машиностроительных конструкций на основе комбинированных методов упрочнения приповерхностных слоев /

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик // Двигатели внутреннего сгорания, 2014. – № 1. – С. 54-62.

118. Ліньков О. Ю. Покращення теплонапруженного стану днища головки циліндрів середньообертового дизеля./ О. Ю. Ліньков, С. А. Кравченко, В. В. Пильов, Д. В. Беднін // Двигатели внутреннего сгорания, 2017. – № 2. – С. 44-47. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.09.

119. Белозеров В. В. Влияние микродугового оксидирования на характеристики трения и износа материалов сопряжения коленчатый вал-вкладыш двигателя типа Д100 и Д80 / В. В. Белозеров, И. Б. Казак, А. К. Олейник, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания, 2017. – № 2. – С. 47-51. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.10.

120. Чередниченко А. К. Повышение эффективности энергетических установок судов-газовозов применением термохимических технологий / А. К. Чередниченко // Двигатели внутреннего сгорания, 2017. – № 1. – С. 46-51. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.09.

121. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентосопособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: [монография] / И. В. Парсанов // Харьков : Изд. центр Национ. техн. ун-та «ХПИ», 2003. – 244 с.

122. Леонтьев Л. Б. Эксплуатационные свойства подшипников скольжения коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей / Л. Б. Леонтьев, Н. П. Шапкин, А. Л. Леонтьев, А. Г. Токликишвили // Фундаментальные исследования. Сер. Технические науки, 2015. – Т. 11. – № 3. – С. 468-473.

123. Дорохов А. Ф. Насыщение поверхностного слоя зеркала рабочего цилиндра поршневых двигателей внутреннего сгорания высокоорганизованными формами углерода / А. Ф. Дорохов, А. Г. Проватар, Н. К. Санаев // Вестник Дагестанского гос. техн. ун-та. Технические науки, 2016. – Т. 42. – № 3. – С. 27-33.

124. Нгуен Ван Зионг Расчет процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α-формул / Нгуен Ван Зионг, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания, 2018. – № 2. – С. 14-21. DOI:10.20998/0419-8719.2018.2.03.

125. Кубич В. И. Феноменологический подход к оценке трибологического состояния сопряжений ЦПГДВС / В. И. Кубич, А. В. Юдиценко, Н. В. Блощинская // Двигатели внутреннего сгорания, 2016. – № 2. – С. 44-50. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.08.

126. Теоретические и практические основы теплофизических измерений : [монография] / С. В. Пономарев [и др.]. – М. : Физматлит, 2008. – 408 с.

127. Омельченко А. В. Теория графов. – М. : МЦНМО, 2018. – 416 с.

128. Хамермеш М. Теория групп и ее применение к физическим проблемам : пер. с англ. / М. Хамермеш. – М. : ЛЕНАНД, 2017. – 592 с.

129. Рождественский Ю. В. К решению упругогидродинамической задачи смазки поршневых колец / Ю. В. Рождественский, А. А. Асауляк // Вестник Южно-Урал. гос. ун-та. Сер. «Машиностроение», 2012. – № 33. – Вып. 20. – С. 65-68.

130. Триньов О. В. Наукові основи локльного охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: [монография] / О. В. Триньов // Пидручник НТУ «ХПІ», 2014.

131. Ведь М. В. Каталітичні та захисні покриття сплавами і складними оксидами: електрохімічний синтез, прогнозування властивостей: [монография] / М. В. Ведь. М. Д. Сахненко // Национ. техн. ун-т «ХПІ», 2010. – 272 с.

132. Войтов В. А. Критерий оценки добротности трибосистем и его связь с трибологическими характеристиками / В. А. Войтов, А. Ш. Бекиров, А. В. Войтов // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2018. – Т. 88. – № 2. – С. 35-42.

133. Войтов В. А. Математическая модель переходных процессов в трибосистемах и результаты моделирования / В. А. Войтов, А. Ш. Бекиров // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2018. – Т. 87. – № 1. – С. 18-27.

134. Кравцов А. Г. Моделирование формирования масляной пленки на поверхности трения при наличии фуллереновых добавок в смазочном материале и ее влияние на скорость изнашивания трибосистем / А. Г. Кравцов // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2018. – Т. 87. – № 1. – С. 69-77.

135. Кубич В. И. Методика оценки параметров молекулярной связи поверхностей в трибосопряжениях цилиндро-поршневой группы ДВС / В. И. Кубич, Г. И. Слынько, А. В. Юдиценко // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 83. – № 1. – С. 35-42.

136. Пасічник О. А. Методологічні аспекти застосування інформаційних технології в трибологічних експериментальних дослідженнях / О. А. Пасічник // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 83. – № 1. – С. 43-48.

137. Горенко М. В. Оптимізація ефективності енергообміну робочих поверхонь з середовищем шляхом створення асиметричних поверхнево-активних структур (зокрема чешуйноподібних) з векторно заданим напрямом опору / М. В. Горенко // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 79. – № 1. – С. 112-121.

138. Дорохов А. Ф. Снижение потерь мощности на преодоление сил трения в судовых высокооборотных дизелях / А. Ф. Дорохов , Н. К. Санаев, М. А. Масуев // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2008. – № 9. – С. 37-44.

139. Дорохов А. Ф. Повышение качества поверхностного слоя зеркала рабочего цилиндра поршневых ДВС / А. Ф. Дорохов, А. Г. Проватар, Ю. И. Матвеев // Наукоемкие технологии в машиностроении, 2016. – № 6 (60). – С. 7-11.

140. Кавтарадзе Р. Локальный теплообмен в поршневых двигателях : [монография] / Р. Кавтарадзе. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. – 516 с.

141. Кудинов И. В. Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях : [монография] / И. В. Кудинов, В. А. Кудинов, А. В. Еремин, С. В. Колесников. – СПб. : Лань, 2015. – 208 с.

142. Гоц А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей : [монография] / А. Н. Гоц. – М. : Форум, 2015. – 384 с.

143. Малкин А. Я. Реология: концепции, методы, приложения / Пер. с англ. – СПб. : Профессия, 2007. – 560 с.

144. Шиляев М. И. Аэродинамика и тепломассообмен многокомпонентных многофазных потоков и их приложения : [монография] / Шиляев М. И., Е. М. Хромова. – М. : АСВ, 2018. – 300 с.

145. Цирельман Н. Конвективный тепломассоперенос : моделирование, идентификация, интенсификация : [монография] / Н. Цирельман . – СПб. : Лань, 2018. – 468 с.

146. Цветков О. Б. Энерго- и экологически эффективные технологии генерации холода и теплоты : [монография] / О. Б. Цветков, А. В. Бараненко, Ю. А. Лаптев. – М. : Страта, 2018. – 292 с.

147. Евдокимов В. Д. Трибология знакопеременного трения : [монография] / В. Д. Евдокимов. – Одесса : Интерпринт, 2011. – 432 с.

148. Сагин С. В. Контроль реологических характеристик судовых моторных масел в процессе эксплуатации среднеоборотных дизелей // Austria-science. – 2017. – № 7.– С. 29-33 / publishing «Austria-science»© 2017.

149. Диха О. В. Граничне змащування в трибосистемах ковзання двигунів автомобілів / О. В. Диха // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 85. – № 4. – С. 39-45.

150. Багрій О. В. Вибір критерію переходу в граничний стан дискретного середовища / О. В. Багрій // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2015. – Т. 78. – № 4. – С. 6-10.

151. Кирюхин А. Л. Виброустойчивость судовых роторных систем / А. Л. Кирюхин, В. В. Ажимов // Водний транспорт, 2012. – № 1 (13). – С. 60-63.

152. Сапига В. В. Совершенствование методов анализа динамики судовых валопроводов / В. В. Сапига, А. Л. Кирюхин, П. В. Черпита // Водний транспорт, 2014. – № 1 (12). – С. 52-61.

153. Годлевский В. А. Моделирование граничного смазочного слоя методами молекулярной динамики / В. А. Годлевксий, Е. В. Березина, С. А. Кузнецов // Вестник Ивановского гос. энергет. ун-та, 2010. – Вып. 4. – С. 1-6.

154. Сергеев Н. А. Физика наносистем : [монография] / Н. А. Сергеев, Д. С. Рябушкин. – М. : Логос, 2016. – 190 с.

155. Погребняк А. Д. Структура и свойства нанокомпозитных, гибридных и полимерных покрытий : [монография] / А. Д. Погребняк, А. А. Лозован, Г. В. Кирик. – КД Либроком, 2018. – 344 с.

156. Ермаков С. Ф. Жидкие кристаллы в технике и медицине / С. Ф. Ермаков, В. Г. Родненков, Е. Д. Белоенко, Б. И. Купчинов. – М. : ЧеРо, 2002. – 412 с.

157. Шевеля В. В. Изменение триболого-реологических свойств стали при повторно-циклическом трении с учетом эффекта Баушингера / В. В. Шевеля, Б. Купец, Г. С. Калда, Ю. С. Соколан // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2017. – Т. 84. – № 2. – С. 6-15.

158. Евдокимов В. Д. Знакопеременность трения поверхностей с покрытиями и фрикционно-электрическим упрочнением: [монография] / В. Д. Евдокимов, В. В. Кравец. – Одесса : Интерпринт, 2012. – 104 с.

159. Буфеев В. А. Внешнее трение и его закономерности : [монография] / В. А. Буфеев, К. В. Буфеев. . – М. : ЛЕНАНД, 2019. – 318 с.

160. Блинов Л. М. Жидкие кристаллы : структура и свойства : [монография] / Л. М. Блинов. – М. : КД Либроком, 2018. – 482 с.

161. Кириян С. В. Влияние жидкокристаллической присадки на структурные характеристики приповерхностных ориентационно-упорядоченных слоев вазелинового масла / С. В. Кириян, Б. А. Алтоиз, Е. А. Шатагина // Инженерно-физический журнал. – 2013. – Том 86. − № 2. – С. 371-374.

162. Заскока А. Н. Учет температурной зависимости вязкости неньтоновких смазок в модели граничного трения при фазовом переходе второго рода / А. Н. Заскока, Я. А. Ляшенко // Физическая мезомеханика, 2014. – Т. 17. – № 2. – С. 93-100.

163. Буяновский И. А. Граничная смазка адсорбционным слоем / И. А. Буяновский // Трение и износ, 2010. – Т. 31. – № 1. – С. 48-67.

164. Popovskii Yu. M. Influence of anisotropic fluids on the operation of frictional components / Yu. M. Popovskii, S. V. Sagin, S. A. Khanmamedov, M. N. Grebenyuk, V. V. Teregerya // Russian Engineering Research, 1996. – № 6. – P. 7-11.

165. Поповский А. Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2014. – Вып. 20. – С. 74-83.

166. Воробьёв Ю. В. Моделирование разрыва молекулярных цепей жидких сред посредством механоактивации / Ю. В. Воробьёв, Н. В. Воробьёва // Вестник Тамб. гос. техн. ун-та, 2013. – Т. 19. – № 4. – С. 800-804.

167. Воробьёв Ю. В. Основы теории механоактивации жидких сред / Ю. В. Воробьёв // Вестник Тамб. гос. техн. ун-та, 2013. – Т. 19. – № 3. – С. 608-613.

168. Сагин С. В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехничские характеристики узлов трения / С. В. Сагин, Ю. М. Поповский, М. Н. Гребенюк // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 1. – Одесса: ОГМА. – С.102-104.

169. Поповский Ю. М. Противоизносные свойства граничных смазочных слоев / Ю. М. Поповский, С. В. Сагин, М. Н. Гребенюк // Судовые энергетические установки. – Одесса, 1998. – Вып. 2. – С. 37–42.

170. Сагин С. В. Снижение энергетических затрат при механической обработке деталей движения двигателей внутреннего сгорания / С. В. Сагин, А. А. Аблаев, М. Н. Гребенюк // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013 . – № 4. – Одесса: ОНМУ. – С. 75-87.

171. Романовский Г. Ф. Термогидродинамический расчет радиальных подшипников скольжения судовых пропульсивных комплексов в неспецификационных эксплуатационных условиях / Г. Ф. Романовский, А. Л. Кирюхин // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2009. – № 3(53). – С. 62-71.

172. Сагин С. В. Теоретический анализ процессов трения, протекающих в подшипниковых узлах судовых дизелей / С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2014. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 49-56.

173. Сагин С. В. Реологические характеристики смазочных материалов судовых дизелей/ С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Матеріали наук.-техн. конфер. «Енергетика суден. Експлуатація та ремонт», 05.04.2011-07.04.2011. – Одеса: ОНМА. – С. 31-33.

174. Леонтьев Л. Б. Повышение долговечности и эффективности топливных насосов высокого давления судовых дизелей / Л. Б. Леонтьев,

А. Л. Леонтьев // Морские интеллектуальные технологии, 2017. – Т. 2. – № 2 (36). – С. 42-46.

175. Курс загальної фізики : підручник у 6 т. / за загал. ред. В. А. Сминтини. – Одеса : Астропринт, 2011. – Т. 1 Механіка // С. В. Козицький, Д. Д. Полищук. – Одеса : Астропринт, 2011. – 472 с.

176. Altoiz B. A. Structural rheological model of two-phase interlayer shear flow / B. A. Altoiz, S. K. Aslanov, S. V. Kiriyan // Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik (ZAMP). – 2011. – Vol. 62. – № 2. – P. 323-330

177. Михайленко В. І. Вплив дисперсійної взаємодії на властивості тонких пристінних шарів рідини / В. І. Михайленко, О. Ю. Поповський // Фізика аеродисперсних систем, 2009. – № 46. – С. 142-149

178. Мацкевич Д. В. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин, С. А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса: ОНМА. – С.109-118.

179. Багдасарян Л. Б. Определение реологических характеристик топлив и масел, используемых в СЭУ / Л. Б. Багдасарян, В. В. Никольский // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С.31-35.

180. Сагин С. В. Особенности подготовки масляной системы судовых дизелей, работающих на винт регулируемого шага, при выходе судна из сухого дока / С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2011 . – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 50-56.

181. Сагин С. В. Исследование трибологической системы поршневое кольцо – втулка цилиндра судовых дизелей / С. В. Сагин // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті : Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018, 29-31 травня 2018 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2018. – С. 352-355.

182. Румянцев А. Ю. Оптимальное управление в системах электродвижения судов по критерию минимума потерь / А. Ю. Румянцев, В. Ф. Самосейко, Н. В. Белоусова // Вестник Гос. ун-та. морск. и речн. флота им. адм. С. О. Макарова, 2016. – № 6 (40). – С. 206-213.

183. Чихос Х. Системный анализ в трибонике : пер. с англ. / Х. Чихос. – М. : Мир, 1982. – 352 с.

184. Сагин С. В. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей за счет управления структурой смазочного слоя / С. В. Сагин, И. И. Фрасинюк, С. А. Ханмамедов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 2. – Одесса : ОГМА. – С. 89–94.

185. Шрамм Г. Основы практической реологии и реометрии / Г. Шрамм; пер. с англ. И. А. Лавыгина ; под. ред. В. Г. Куличихина. – М. : Колос, 2003. – 312 с.

186. Леванов И. Г. Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчетах динамики подшипников скольжения коленчатого вала / И. Г. Леванов // Вестник Южно-Уральского гос. ун-та. – 2010. – № 10. – Серия Машиностроение. – Вып. 15. – С. 54-62.

187. Беркович И. И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения / И. И. Беркович, Д. Г. Громаковский. – Самара : Самар. гос. техн. ун-т. – 2000. – 268 с.

188. Тетельман В. В. Реология нефти / В. В. Тетельман. – 2-е изд. дополн. – Догопрудный : Издательский Дом «Интеллект», 2015. – 248 с.

189. Кирсанов Е. А. Неньютоновское поведение структурированных систем / Е. А. Кирсанов, В. Н. Матвеенко. – М. : Техносфера, 2016. – 384 с.

190. Goncharenko A. V. A basic example of the mathematical logics interpretations to the tribological processes characteristics revealing / A. V. Goncharenko // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2018. – № 4 (81). – С. 50-53. DOI: 10.18372/0370-2197.4(81).13327

191. Мацкевич Д. В. Повышение надежности экстренного пуска среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Матеріали V-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» 10.11.2011-11.11.2011. – Миколаїв : НУК ім. адм. Макарова. – С. 156-157.

192. Мікосянчик О. О. Реологічні властивості змащувальних шарів та енергонавантаженість в контакті тертя при змінних контактних напругах / О. О. Мікосянчик, Р. Г. Мнацаканов, М. С. Хімко, С. В. Шакулієв // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2015. – № 4 (69). – С. 21-27. DOI: 10.18372/0370-2197.4(69).9990

193. Звягин В. Г. Математические вопросы гидродинамики вязкоупругих сред : [монография] / В. Г. Звягин, М. В. Трубин. – М. : Красанд, 2017. – 412 с.

194. Левич В. Г. Физико-химическая гидродинамика. – Изд. 3-е, испр. и доп. / В. Г. Левич. – М.-Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2016. – 708 с.

195. Гаврилов М. Б. Двухжидкостная электромагнитная гидродинамика : [монография] / М. Б. Гаврилов. – М. : Красанд, 2019. – 584 с.

196. Ландау Л. Д. Теоретическая физика : учебное пособие для вузов. В 10 т. Т.7. Теория упругости / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц; под ред. Л. П. Питаевского. Изд. 5-е, стер. – М. : Физматлит, 2007. – 260 с.

197. Кринецкий И. И. Основы научных исследований / И. И. Кринецкий. – К.-Одесса : Вища школа, 1981. – 208 с.

198. Коробов В. Б. Теория и практика экспертных методов : [монография] / В. Б. Коробов. – М. : Инфра-М, 2016. – 284 с.

199. Артюхов В. В. Общая теория систем : самоорганизация, устойчивость, разнообразие, кризисы / В. В. Артюхов. – М. : ЛЕНАНД, 2019. – 224 с.

200. Неменко А. В. Прикладные вопросы оценки технического состояния судовых механических систем : [монография] / А. В. Неменко, М. М. Никитин. – М. : Вузовский учебник, 2017. – 176 с.

201. Колесников А. А. Синергетические методы управления сложными системами. Теория системного анализа / А. А. Колесников. – М. : Либроком, 2019. – 240 с.

202. Козьминых А. В. Основы системного анализа судовых энергетических установок / А. В. Козьминых. – Одесса : Одес. гос. морск. академия, 2000. – 192 с.

203. Победря Б. Е. Лекции по теории упругости / Б. Е. Победря, Д. В. Георгиевский. – М. : ЛЕНАНД, 2018. – 208 с.

204. Прикладная теория пластичности / К. М. Иванов [и др.]; под. ред. К. М. Иванова. – СПб. : Политехника, 2009. – 376 с.

205. Георгиевский Д. В. Устойчивость процессов деформирования вязкопластичних тел / Д. В. Георгиевский. – М. : ЛЕНАНД, 2016. – 176 с.

206. Кондратьев Б. П. Теория потенциала. Новые методы и задачи : [монография] / Б. П. Кондратьев. – Москва-Ижевск : Издательский дом «Удмуртский университет», 2006. – 648 с.

207. Пятаков Ю. В. Интегральные уравнения в пространственных задачах динамики сильно вязких неоднородных сред / Ю. В. Пятаков, В. Ю. Косыгин. – Хабаровск : Импульс-Восток, 2009. – 224 с.

208. Васильев Ю. Н. Механизм сухого трения скольжения и качения и трения при граничной смазке / Ю. Н. Васильев, В. А. Фуголь // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2006. – № 11. – С. 11-21.

209. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости / И. Я. Штаерман. – М. : Гостехиздат, 1949. – 272 с.

210. Попов Г. Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, тонких включений и подкреплений / Г. Я. Попов. М. : Наука, 1982. – 344 с.

211. Александров В. М. Контактные задачи в машиностроении / В. М. Александров, Б. Л. Ромалис. – М. : Машиностроение, 1986. –176 с.

212. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М. : Наука, 2001. – 478 с.

213. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. В 3 т. Т.1. Теоретические основы. М. : Машиностроение, 1989. – 400 с.

214. Галахов М. А. Математические модели контактной гидродинамики / М. А. Галахов, П. Б. Гусятников, А. П. Новиков. – М. : Наука, 1985. – 386 с.

215. Галахов М. А. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения / М. А. Галахов, П. П. Усов. – М. : Наука, 1990. – 416 с.

216. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела : [монография] / Ю. Н. Работнов. – М. : ЛЕНАНД, 2019. – 712 с.

217. Hamrock B. J. Fundamental of Fluid Film Lubrication : Second Edition / B. J. Hamrock , S. R. Schmid, B. O. Jacobson.. – New York, Basel, Marcel Dekker, Inc., 2004. – 704 p.

218. Буфеев В. А. Внешнее трение и его закономерности [монография] / В. А. Буфеев, К. В. Буфеев. – Ленанд, 2019. – 318 с

219. Васильев Ю. Н. Механизм сухого трения скольжения и качения и трения при граничной смазке / Ю. Н. Васильев, В. А. Фуголь // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2006. – № 11. – С. 11-21.

220. Popovskii A. Yu. Thickness dependence of refractivity in wall-adjacent epitropic liquid crystal / A. Yu. Popovskii, V. I. Mikhailenko // Ukrainian journal of physics, 2014. – № 59. – Т. 3. – С. 299-302.

221. Сагин С. В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2011 . – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

222. Поповский А. Ю. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств / А. Ю. Поповский, С. В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2016. – Вып. 22. – С. 66-74.

223. Popovskii A. Yu. Properties of wall-adjacent epitropic liquid crystalline layers / A. Yu. Popovskii, V. I. Mikhailenko // Український фізичний журнал. – 2012. – Т. 57. – № 2. – С. 224-229.

224. Поповський О. Ю. Особливості димероутворення в тонких пристінних шарах нітробензолу / О. Ю. Поповський, В. І. Михайленко // Фізика аеродисперсних систем. – 2012. – № 49. – С. 5-13.

225. Михайленко В. І. Залежність товщини ЕРК шару від температури 1. Естафетна модель / В. І. Михайленко, К. С. Шакун, О. Ю. Поповський, О. Ф. Бутенко // Фізика аеродисперсних систем. – 2014. – № 51. – С. 5-11.

226. Михайленко В. І. Залежність товщини ЕРК шару від температури 2. Двохкомпонента модель / В. І. Михайленко, К. С. Шакун, О. Ю. Поповський, О. Ф. Бутенко // Фізика аеродисперсних систем. – 2014. – № 51. – С. 12-17.

227. Алтоиз Б. А. Модель организации эпитропной жидко-кристаллической фазы / Б. А. Алтоиз, В. Н. Бондарев, Е. А. Шатагина, С. В. Кириян // Журнал технической физики. – 2014. – Т. 84. – Вып. 7. – С. 58-61.

228. Сагин С. В. Влияние жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев на реологические характеристики моторных масел / С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2013. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 64-71.

229. Сагин С. В. Исследование корреляционной взаимосвязи жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев и реологических характеристик моторных масел судовых дизелей / С. В. Сагин // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса : ОНМА. – С. 67-76.

230. Алтоиз Б. А. Эпитропно-жидкокристаллический слой гексадекана в реологической модели гетерофазной прослойки / Б. А. Алтоиз, А. Ф. Бутенко, С. В. Кириян // Журнал технической физики, 2018. – Т. 88. – Вып. 1. – С. 5-9. DOI : 10.21883/JTF.2018.01.45473.2005

231. Кириян С. В. Влияние длины цепи молекулы тридекана и гептадекана на структурные характеристики их эпитропно-жидкокристаллических слоев / С. В. Кириян, Б. А. Алтоиз, Е. А. Шатагина, А. А. Шатагина // Инженерно-физический журнал. – 2012. – Том 85. − № 2. – С. 425-429.

232. Сагин С. В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей / С. В. Сагин, Д. В. Мацкевич // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2010. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С.116-125.

233. Sagin S. V. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // International Journal of Applied Engineering Research. Research India Publication. – 2017. – Vol. 12. – Num. 19. – P. 8380-8391.

234. Кириян С. В. Реология моторных масел с квазижидкокристаллическими слоями в триаде трения / С. В. Кириян, Б. А. Алтоиз // Трение и износ. – 2010. – Т. 31. − № 3. – С. 312-318.

235. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment. – December 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

236. Sagin S. V. Determining the thickness of the boundary layer lubrication of marine motor oils by optical methods / S. V. Sagin, O. V. Semenov // Science and Education : material of the XIII international research and practice conference,

Munich, November 2nd – 3rd, 2016 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany. – 2016. – P. 82-89.

237. Сагин С. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012 . – № 4. – Одесса: ОНМУ. – С. 68-81.

238. Sagin S. V. Improving the performance parameters of systems fluids / S. V. Sagin // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55-59. doi.org.10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

239. Shvets V. T. Thermodynamics of metallic helium / V. T. Shvets , S. V. Kozytskiy // Ukrainian Journal of Physics. – 2013. – Vol. 58. – Iss. 5. – P. 458-464.

240. Блинов Л. М. Жидкие кристаллы : структура и свойства / Л. М. Блинов. – М. : Либроком, 2018. – 482 с. [монография]

241. Ермаков С. Ф. Жидкие кристаллы в технике и медицине / С. Ф. Ермаков, В. Г. Родненков, Е. Д. Белоенко, Б. И. Купчинов. – М. : ЧеРо, 2002. – 412 с.

242. Сонин А. А. Пьер-Жиль де Жен и физика жидких кристаллов / А. А. Сонин // Жидкие кристаллы и их практическое использование. – 2012. – № 4 (42). – С. 7-19.

243. Берёзина Е. В. Аналитическое описание структурированного смазочного слоя / Е. В. Берёзина, В. А. Годлевский, А. Г. Железнов, Д. С. Фомичев // Жидкие кристаллы и их практическое использование, 2014. – Т. 14. – № 1. – С. 74-79.

244. Сагин С .В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей / С. В. Сагин // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67-71.

245. Bloshenko O. A system for determining the rheological characteristics of marine technical liquids / O. Bloshenko, V. Nikolskyi, K. Berezhnyi, M. Nikolskyi // Матеріали статей Міжнародної науково-практичної

конференції «Інформаційні технології та комп’ютерне моделювання», м. Івано-Франківськ, 14-18 травня 2018 р. – Івано-Франківськ, 2018. – С. 18-23.

246. Нікольський В. В. Інформаційна модель системи визначення реологічних характеристик суднових технічних рідин / В. В. Нікольський, К. Ю. Бережний // Матеріали науково-технічної конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», 22.03.2018-23.03.2018. – Одеса : НУ «ОМА», 2018. – С. 246-248.

247. Блошенко О. О. Алгоритм роботи та програмне забезпечення реометру з п’єзоелектричним перетворювачем / О. О. Блошенко, В. В. Нікольський, К. Ю. Бережной, М. В. Нікольський, В. Є. Лисенко // Наукові праці ЧНУ ім. Петра Могили. – Серія: «Комп’ютерні технології», 2017. – Т. 308. – № 296. – С. 131-138.

248. Сагин С. В. Влияние триботехнических свойств топлив на эксплуатационные характеристики судового малооборотного дизеля / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 1. – Одесса: ОНМУ. – С. 72-83.

249. Сагин С. В. Оценка вязкости масла при обеспечении режимов смазывания цилиндровой группы судовых дизелей / С. В. Сагин, А. В. Семенов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ ОМА. – С. 104-114.

250. Popovskii Yu. M. Dielectric investigations of associate formation process in thin nitrobenzene interlayers formed between metal substrates / Yu. M. Popovskii, A. A. Gorjuk, T. V. Naroditskaya // Journal of Molecular Liquids. – 2004. Vol. 5(38). – P.181-184.

251. Кириян С. В. Вязкостно-температурные характеристики структурно-неоднородных прослоек немезогенных предельных углеводородов / С. В. Кириян, Б. А. Алтоиз // Физика аэродисперсных систем. – 2010. – № 47. – С. 27–33.

252. Sagin S. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

253. Мацкевич Д. В. Повышение надежности экстренного пуска среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Матеріали V-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми». – Миколаїв, 2011. – С. 156-157.

254. Заблоцкий Ю. В. Повышение надежности работы среднеоборотных дизелей на режимах экстренного пуска / Ю. В. Заблоцкий, Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. – Херсон, 2011. – С. 62-63.

255. Никольский В. В. Определение реологических характеристик топлив и масел, используемых в СЭУ / В. В. Никольский Л. Б. Багдасарян // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – Одесса. – 2005. – Вып. 14. – С. 31-35.

256. Мацкевич Д. В. Диагностирование структурного состояния углеводородных жидкостей по их электрической прочности / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал.– 2012. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 38-46.

257. Сагин С. В. Связь электрических и оптических методов оценки противоизносных характеристик граничных смазочных слоев / С. В. Сагин, Ю. М. Поповский, Д. Ф. Бордан // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 4. – Одесса : ОГМА. – С. 113-116.

258. Сагин С. В. Снижение уровня минимально неизбежных потерь в судовых энергетических установках / С. В. Сагин // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот : експлуатація і ремонт», 21.03.2019-22.03.2019. – Одеса : НУ «ОМА», 2019. – С. 36-40.

259. Кудинов В. А. Методы решения параболических и гиперболических уравнений переноса тепла, массы, импульса / В. А. Кудинов, И. В. Кудинов; под ред. Э. М. Карташова. – М. : Ленанд, 2017. – 332 с.

260. Неретин Ю. А. Категори симметрий и бесконечномерные группы / Ю. А. Неретин. – М. : Книжный дом «Либроком», 2019. – 432 с.

261. Sagin S. V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // Modern Applied Science; Published by Canadian Center of Science and Education, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269

262. Sagin S. V. The investigations of the influence of ultrasonic fuel processing on sulfur wear of details in cylinder group of marine diesel engines / S. V. Sagin, V. G. Solodovnikov // European Science and Technology : material of the XVI international research and practice conference, Munich, March 14th – 15th, 2017 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany 2017. – P. 61-74.

263. Сагин С. В. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа двигателя / С. В. Сагин, В. Г. Солодовников // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). – Новосибирск : «СибАК», 2014. – С.42-48.

264. Тимофеев В. Б. Оптическая спектроскопия объемных полупроводников и наноструктур / В. Б. Тимофеев. – СПб. : Лань, 2015. – 512 с.

265. Сагин С. В. Определение электрической прочности тонких пленок моторных масел / С. В. Сагин // Зб. ст. VI Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті – MINTT-2014» (27-29 травня 2014 р., м. Херсон). – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2014. – С. 304-306.

266. Сагин С. В. Способы снижения эмиссии NO_x судовых дизелей, находящихся в эксплуатации / С. В. Сагин, Р. В. Перунов // Судовые

энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С.54-60.

267. Сагин С. В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий, Р. В. Перунов // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. – 2012 . – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 84-103.

268. Сагин С. В.Использование топливных присадок в судовых дизелях / С. В. Сагин, Ю. В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 30. – Одесса: ОНМА. – С.180-186.

269. Сагин С. В. Ультразвуковая десульфуризация топлив для судовых дизелей / С. В. Сагин // Единый всероссийский научный вестник, 2016. – № 7. – С. 87-92.

270. Маковецкий В. В. Восстановление работы распределительного вала дизеля / В. В. Маковецкий, С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013-22.03.2013. – Одеса: ОНМА. – С. 173-174.

271. Сагин С. В. Использование присадок для судовых топлив / С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 20.03.2013- 22.03.2013. – Одеса : ОНМА. – С. 70-72.

272. Мнацаканов Р. Г. Прогнозування лінійного зносу контактних поверхонь в екстремальних умовах тертя / Р. Г. Мнацаканов, О. О. Мікосянчик, О. Є. Якобчук, В. В. Токарчук // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2018. – № 4 (81). – С. 4-12. DOI: 10.18372/0370-2197.4(81).13321

273. Свирид М. М. Відновлення прецизійних вузлів тертя / М. М. Свирид, С. В. Хижняк, В. Г. Паращанов, В .Є. Кушнарьов // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2016. – № 4 (73). – С. 63-72. DOI: 10.18372/0370-2197.4(73).11193

274. Мельник В. Б. Вплив мастильних матеріалів на втомне зношування і якість поверхонь тертя зубчастих передач / В. Б. Мельник, О. В. Радько, А. К. Скуратовський, І. А. Каширська, Т. С. Ткаченко // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2018. – № 4 (81). – С. 45-49. DOI: 10.18372/0370-2197.4(81).13326

275. Сагин С. В. Ультразвуковая обработка топлива для судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин, В. Г. Солодовников // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 88-93 / publishing «Austria-science»© 2017.

276. Сагин С. В. Использование химической обработки топлива для улучшения показателей работы судового дизеля / С. В. Сагин // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : НУ «ОМА», 2017. – С. 74-77.

275. Сагин С. В. Ультразвуковая обработка топлива для судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин, В. Г. Солодовников // Austria-science. – 2017. – № 2.– С. 88-93 / publishing «Austria-science»© 2017.

276. Сагин С. В. Использование химической обработки топлива для улучшения показателей работы судового дизеля / С. В. Сагин // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : НУ «ОМА», 2017. – С. 74-77.

277. Sagin S. V. Stratification of viscosity of engine oil with boundary and hydrodynamic lubrication of the cylinder piston group of marine low-speed diesel engines / S. V. Sagin, A. V. Semenov // Advanced Studies in Science: Theory and Practice. London, 2015. – Vol. III. Published in the United Kingdom of Great Britain and Northern Ireland. DOI: 10.17809/14(2015)-20

278. Сагин С. В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрового масла судовых малооборотных дизелей / С. В. Сагин // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. 2016. № 7 (28) . URL: http://7universum.com/ru/tech/ archive/item/3385

279. Sagin S. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specificarion / S. V. Sagin, O. V. Semenov // American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 5. – P. 618-627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627

280. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей / С. В. Сагин // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2019.

281. Заблоцкий Ю. В. Снижение механических нагрузок в прецизионных парах топливной аппаратуры судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Сб.матер. III Міжнар. наук.-техніч. конфер. Сучасний стан та проблеми двигунобудування, 19-21 листопада 2014 р. – Миколаїв, НУК ім. адм. Макарова, 2014. – С.282-284.

282. Турусов Р. А. Адгезионная механика : [монографія] / Турусов Р. А. – М. : МГСУ, 2016. – 232 с.

283. Zablotsky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment, May 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

284. Сагин С. В. Триботехнические процессы, протекающие в топливной аппаратуре высокого давления судовых дизелей / С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2013. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 33-42.

285. Кравцов В. І. Метод оптимізації параметрів трибоспряження при пружному деформування елементів / В. І. Кравцов, М. В. Киндрачук, О. В. Радько, М. А. Гловин // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2018. – № 3 (80). – С. 24-21. DOI: 10.18372/0370-2197.3(80).13305

286. Радько О. В. Управління ресурсними показниками конструкційних елементів сучасної техніки шляхом застосування енергозберігаючих технологій поверхневого модифікування / О. В. Радько // Проблеми тертя та

зношування : наук.-техн. журнал, 2017. – № 1 (74). – С. 84-89. DOI: 10.18372/0370-2197.1(74).11447

287. Киндрачук М. В. Особливості перехідних режимів поверхонь тертя з частково регулярним мікрорельєфом / М. В. Киндрачук, А. В. Радионенко // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2016. – № 2 (71). – С. 4-13. DOI: 10.18372/0370-2197.2(71).11033

288. Духота О. І. Концептуальний підхід до створення поверхнево-модифікованих шарів і захисних покриттів підвищеної зносостійкості / О. І. Духота // Проблеми тертя та зношування : наук.-техн. журнал, 2017. – № 1 (74). – С. 97-103. DOI: 10.18372/0370-2197.1(74).11476

289. Заблоцкий Ю. В. Определение механических нагрузок в парах трения топливной аппаратуры судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий // Проблеми техніки: наук.-виробн.журнал. – 2014. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 57-64.

290. Заблоцкий Ю. В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей / Ю. В. Заблоцкий // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса: НУ ОМА. – С. 92-101.

291. Мансури Г. А. Принципы нанотехнологии. Исследование конденсированных веществ малых систем на молекулярном уровне. Пер. с. англ. А. С. Пак / Г. А. Мансури. – М. : Научный мир, 2008. – 320 с.

292. Mansoori G. A. Organic Nanostructures and Their Phase Transitions / G. A. Mansoori // Proceed. First Conf. of Nanotecnology “The Next Industrial Revolution”. – 2002. – V. 2. – P. 345-358.

293. Драгунов В. П. Наноструктуры : физика, технология, применение / В. П. Драгунов, И. Г. Неизвестный. – Новосибирск : Изд-во Новосиб. гос. ун-та, 2010. – 356 с.

294. Суздалев И. П. Нанотехнология : физико-химия нанокластеров, наноструктур и наноматериалов. – М. : Либроком, 2019. – 592 с.

295. Tsallis C. Possible generalization of Boltzmann-Gibbs statistics / C. Tsallis // J. Stat. Phys. – 1988. – V. 52. – P. 479-487.

296. Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло-массообмена : процессы переноса в движущейся среде / А. А. Гухман. – СПб. : ЛКИ Издательство, 2018. – 328 с.

297. Наноматериалы : свойства и перспективные приложения / Отв. ред. А. Б. Ярославцев. – М. : Научный мир, 2015. – 456 с.

298. Заблоцкий Ю. В. Повышение надежности работы среднеоборотных дизелей на режимах экстренного пуска / Ю. В. Заблоцкий, Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки. Експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. – Одесса: ОНМА. – С. 42-43.

299. Сагин С. В. Интенсификация процесса смазывания деталей движения судовых среднеоборотных дизелей / С. В. Сагин // Матеріали наук.-техн. конфер. «Суднові енергетичні установки. Експлуатація та ремонт», 21.03.2012 – 23.03.2012. – Одеса: ОНМА. – С. 60-61.

300. Сагин С. В. Исследование взаимосвязи жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев и реологических характеристик моторных масел / С. В. Сагин // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXVIII междунар. науч.-практ. конф. № 9 (34). – Новосибирск : «СибАК», 2014. – С.46-54.

301.Заблоцкий Ю. В. Исследование эксплуатационных характеристик судовых среднеоборотных дизелей при их работе на различных топливах / Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 34. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.

302. Сагин С. В. Оптимизация процессов смазывания подшипниковых узлов судовых среднеоборотных дизелей при их работе на пусковых режимах / С. В. Сагин // Сб. научных трудов. IV межд. научн.-практ. конф. «Техника и технологии: роль в развитии современного общества», 27 января 2015 г., г. Краснодар. – Краснодар : науч.-изд. центр Априори, 2015. – С. 116-120.

303. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей / С. В. Сагин // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2019. – Вип. 1(58). – С. 88-98.

304. Мацкевич Д. В. Влияние медьсодержащих присадок на эксплуатационные свойства моторных масел / Д. В. Мацкевич, С. В. Сагин // Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал.– 2012. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 18-26.

305. Буяновский И. А. Наноструктурированные углеродные покрытия-ориентанты и их взаимодействие с граничными смазочными слоями / И. А. Буяновский, В. А. Левченко, З. В. Игнатьева, В. Н. Матвеенко // Трение и износ, 2009. – Т. 30. – № 6. – С. 569-574.

306. Кораблин А. В. Повышение надежности подшипников скольжения поршневых двигателей внутреннего сгорания методом модифицирования смазочных сред наноструктурой мелкодисперсной фазой меди в среде мононенасыщенных жирных кислот / А. В. Кораблин, А. Ф. Сафиулин // Известия Самарского науч. цент. РАН. Сер. «Механика и машиностроение», 2013. – Т. 15. – № 4. – С. 218-223.

307. Диха О. В. Моделювання процесу зношування змащених трибосистем з мідьвмісною присадкою / О. В. Диха, Т. В. Гедзюк, Н. М. Стебелецька // Проблеми трибології : міжнар. наук. журн., 2016. – Т. 79. – № 1. – С. 122-127.

308. Мацкевич Д. В. Повышение надежности экстренного пуска среднеоборотного двигателя / Д. В. Мацкевич, Ю. В. Заблоцкий, С. В. Сагин // Матеріали V-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» 10.11.2011-11.11.2011. – Миколаїв : НУК ім. адм. Макарова. – С. 156-157.

309. Kuropyatnyk O. A. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines / O. A. Kuropyatnyk, S. V. Sagin // Nase More : International Journal of Maritime

Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – № 1. – P. 1-9. doi.org/10.17818/NM/2019/1.1

310. Сагин С. В. Модифицирование прецизионных поверхностей топливной аппаратуры высокого давления / С. В. Сагин // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 вересня 2019 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 128-130.

311. Сагин С. В. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры судовых дизелей за счет использования органических покрытий / С. В. Сагин // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2018. – Вип. 4(57). – С. 109-120.

312. Sagin S. V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines / S. V. Sagin // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. – August 31, 2019. – Beijing, PRC. – P. 139-145. DOI: 10.34660/INF.2019.15.36258

Додаток А

Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження

IMS
Independent Marine Survey

Товариство з обмеженою відповідальністю
«НЕЗАЛЕЖНИЙ МОРСЬКИЙ СЮРВЕЙ»

65026, Україна,
м. Одеса, вул. Буніна, 10
код ЄДРПОУ 3615498
тел. 38(0482)32-77-60
E-mail: imsch@seatower.net

__12.04.2019____ № 0712/SA105

АКТ
про впровадження окремих результатів дисертаційної роботи
Сагіна Сергія Вікторовича
«Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами»

Цим актом підтверджуємо, що окремі результати, які отримані в дисертаційному дослідженні Сагіним С. В., а також методи забезпечення та оптимізації енергетичних та економічних показників роботи суден морського флоту, були впровадженні та використані в період 2018…2019 рр. під час здійснення менеджменту на суднах, які знаходяться в операційному управлінні ТОВ «Незалежний морський сюрвей». Зокрема:

- запропонована Сагіним С. В. технологія забезпечення мінімально неминучих втрат енергії під час поступального руху у вузлах тертя суднових дизелів;
- розроблений Сагіним С. В. метод модифікації прецизійних пар паливної апаратури високого тиску суднових дизелів.

Це сприяло підвищенню енергетичних та економічних показників роботи суднових середньо-обертових дизелів 12V32/40 MAN-B&W та суднових високо-обертових дизелів Volvo Penta TMDA 163A. При цьому було зафіксовано 1,2…4,4 %-е зниження питомої витрати палива та 7,8…12,6 %-е зниження витрати мастила на випал на основних експлуатаційних режимах роботи дизелів. Крім цього, впровадження вищезазначених технології та методу забезпечило 1,7…2,9 кратне зниження зносу поршневих кілець та вкладеній підшипників, що, своєю чергою, підвищує стійкість та надійність роботи двигуна.

Подальше впровадження методик та використання результатів, що розроблені та запропоновані у дисертаційній роботі Сагіна Сергія Вікторовича «Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами» може сприяти зниженню фінансових витрат від 100 до 250 $/добу під час експлуатації морських суден у територіальних водах України та від 200 до 600 $/добу під час здійснення подібної експлуатації в територіальних водах країн Європейського Союзу та Світового океану.

Директор
ТОВ «Незалежний морський сюрвей»,
кандидат технічних наук, механік І-го розряду Шебанов А.М.

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
"СМД-ІНВЕСТ"

51200, обл.. Дніпропетровська, м. Новомосковськ
вул. Радянська, буд. 35
Адреса для листування: 49000, м. Дніпропетровськ
Головпоштамт, а/с № 17, тел. (056) 788 – 77 – 42
тел./факс (0562) 32-00-82
E-mail: SMD.VEST777@GMAIL.COM

ЄДРПОУ 33704759
р/р 26003010015105
в ПАТ «Акцент-банк»
МФО 307770

АКТ
про використання результатів дисертаційної роботи
Сагіна Сергія Вікторовича
«Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами»

Цей акт свідчить про те, що у складі суднових пропульсивних комплексів суден «Дунай», Київська», «Куяльницька», «Ізмаїльська» ТОВ СМД ІНВЕСТ у період з 2016 по 2019 рр. були впроваджені результати дисертаційної роботи Сагіна С.В., а саме:

у системах мащення вказаних суден був встановлений блок дозування поверхнево активних присадок до моторного мастила;

під час технічної експлуатації двигунів внутрішнього згоряння зазначених суден було використано метод визначення оптимального доливання мастила в систему мащення.

Вказані операції сприяли зменшенню витрати моторного мастила, а також дозволили поліпшити експлуатаційні показники систем мащення та технічний стан суднових дизелів. Останнє сприяло зменшенню трудомісткості робіт з моточищення дизелів.

З повагою,
Генеральний директор Д. О. Демченко

MCM MARINE CREW MANAGEMENT

10, Bunina str.,
Marine Business Center,
off. 5, 9, 1st floor,
Odessa, 65026, Ukraine
tel. +380 482 30 78 30
+380 482 30 78 85
+380 482 30 77 34
info@mcm-company.com;
crew@mcm-company.com
www. mcm-company.com

Товариство з обмеженою відповідальністю
МАРІН КРЮ МЕНЕДЖМЕНТ

65026, Україна,
м. Одеса, вул. Буніна, 10,
Морський бізнес центр,
офіс 5, 9, 1-ий поверх
тел. +380 482 30 78 30
+380 482 30 78 85
+380 482 30 77 34
info@mcm-company.com;
crew@mcm-company.com
www. mcm-company.com

АКТ
про використання результатів дисертаційної роботи
Сагіна Сергія Вікторовича
«Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами»

Цей акт складений у том, що технологія підвищення гідравлічної щільності елементів паливної апаратури високого тиску суднових дизелів, яка запропонована у дисертаційної роботі Сагіна Сергія Вікторовича «Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами», була використана на суднах «White Eagle» та «White Pearl».

При цьому було забезпечено поліпшення експлуатаційних характеристик і технічного стану плунжерів паливних насосів високого тиску та розпилювачів форсунок суднових дизелів «Pielstik» 8-PC2.5L400 та «Cummins» KTA19. Це сприяло 1,8…3,3 %-му зниженню витрати палива та 2,8…8,5 %-му зниженню витрати мастила суднових дизелів, що виконують функції головних та допоміжних двигунів.

Директор «Marine Crew Management» Тимофеєв І. В.

УКРАЇНА МАРІН КРЮ МЕНЕДЖМЕНТ 42892533 ОДЕСА

Limited Liability Company
«Kaalbye Shipping Ukraine»

Floor 8th, 11, Polish declivity,
Odessa, 65026, Ukraine
phone: 38(0482) 30-77-66
tlx: 73-21-27 KKAL UX
fax: 38(0482) 30-77-70
e-mail: kaalbye@tn.odessa.ua

Kaalbye Shipping Ukraine
Limited Liability Company

Товариство з обмеженою відповідальністю
«Каалбай Шиппінг Україна»

65026, Україна, м. Одеса,
Польський узвіз, буд. 11, поверх 8
тел.: 38(0482) 30-77-66
телекс: 73-21-27 KKAL UX
факс: 38(0482) 30-77-70
e-mail: kaalbye@tn.odessa.ua

АКТ
про використання результатів дисертаційної роботи
Сагіна Сергія Вікторовича
«Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами»

Цей акт складений у тому, що окремі технологічні розробки, які запропоновані у дисертаційному дослідженні «Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами» **Сагіним Сергієм Вікторовичем** (а саме технологія додавання поверхнево-активних речовин у циркуляційну систему мащення та методика контролю остаточної концентрації поверхнево-активних речовин у обсязі системи мащення) були використані при експлуатації суднових середньо-обертових дизелів 6EY22AW Yanmar, що входять до складу допоміжної енергетичної установки морських суден «Ocean Haven» та «Ocean Treasure».

Впровадження та використання вищевказаних технологій забезпечило:

- 18…27 %-е зниження масового зносу вкладишів підшипників;
- 6,3…10,8 %-е зниження витрати мастила на випал;
- 1,3…2.5 %-е зниження питомої витрати палива;
- 3,9…14,7 %-е зниження потужності механічних втрат.

Директор А. Г. Поркунов

17.03.2017 р.

ext. 021.PSO/2019. Nov/1.2019

Pacific Drilling

Pacific Drilling
11700 Katy Freeway / Suite 175
Houston / Texas / 77079
ph / +1 713334-6662
web / www.pacificdrilling.com

The Act of Introducing Results of Dissertation Sagin Sergiy Viktorovich
"Theory and practice of energy conversion on
ships with minimal inevitable irreversible losses"

We undersigned and confirmed this Act, Master Graham Anderson, Chief Engineer of Drillship «Pacific Scirocco», that Dissertation "Theory and practice of energy conversion on ships with minimal inevitable irreversible losses" technology increasing hydraulic density of high pressure fuel oil system elements which proposed by Sagin Sergiy, are used on STX MAN Marine Engines which are installed on the Drillship "Pacific Scirocco".

At the same time, the operational characteristics and technical condition of the plungers of high-pressure fuel pumps and atomizer nozzles were improved. In addition, this technology contributed to the 1.3...2.7% reduction in fuel consumption of the marine engine.

Master	PACIFIC SCIROCCO MONROVIA ON 14746 GRT 60,538 KW 42,000	*Graham Anderson*
Chief Engineer		*Jay Baker*

ext. 010.PML/2019. Nov/4.2019

Pacific Drilling

Pacific Drilling
11700 Katy Freeway / Suite 175
Houston / Texas / 77079
ph / +1 713334-6662
web / www.pacificdrilling.com

The Act of Introducing Results of Dissertation Sagin Sergiy Viktorovich
"Theory and practice of energy conversion on
ships with minimal inevitable irreversible losses"

We undersigned and confirmed this Act, Master Darrel Jones, Chief Engineer Alex Hazevoet of Drillship «Pacific Mistral», that Dissertation "Theory and practice of energy conversion on ships with minimal inevitable irreversible losses" technology increasing hydraulic density of high pressure fuel oil system elements which proposed by Sagin Sergiy, are used on Wartsila's Marine Engines which are installed on the Drillship "Pacific Mistral".

At the same time, the operational characteristics and technical condition of the plungers of high-pressure fuel pumps and atomizer nozzles were improved. In addition, this technology contributed to the 1.3...2.7% reduction in fuel consumption of the marine engine.

PACIFIC MISTRAL
MONROVIA
O.N: 14747
GRT: 60.349
KW: 42.000

Master *Darrel Jones*

A. HAZEVOET
CHIEF ENGINEER
PACIFIC MISTRAL

Chief Engineer *Alex Hazevoet*

УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»
вул. Дідріхсона, 8, м. Одеса, 65029, тел.: (+38 048) 793-1672, факс: (+38 048) 793-1694
www.onma.edu.ua e-mail: info@onma.edu.ua Код ЄДРПОУ 01127799

Перший проректор
Національного університету
«Одеська морська академія»
д-р юрид. наук, професор
О. М. Шемякін
21.05.2019

АКТ
про використання результатів дисертаційної роботи
Сагіна Сергій Вікторовича
на тему «Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами» в освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія»

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу Національного університету «Одеська морська академія» Пархоменко М. М., декан судномеханічного факультету канд. техн. наук, професор Колегаєв М. О., декан факультету автоматики канд. техн. наук, доцент Кар'янський С. А. склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Сагіна Сергій Вікторовича на тему «Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами» впроваджені в освітній процес судномеханічного факультету та факультету автоматики, а саме:

1) у дисципліну «Суднові двигуни внутрішнього згоряння», яку читають курсантам 3-4 курсів судномеханічного факультету та 4 курсу факультету автоматики;

2) у дисципліну «Суднові турбінні і котельні установки», яку читають курсантам 3 курсу судномеханічного факультету та факультету автоматики;

3) у дисципліну «Суднові дизельні установки та їх технічна експлуатація», яку читають курсантам 5 курсу судномеханічного факультету;

4) у дисципліну «Математичне моделювання процесів суднових енергетичних установок», яку читають курсантам 5 курсу судномеханічного факультету.

Начальник навчального відділу, М. М. Пархоменко

Декан судномеханічного факультету
канд.техн.наук, професор М. О. Колегаєв

Декан факультету автоматики
канд.техн.наук, доцент С. А. Кар'янський

ISO 9001
BUREAU VERITAS
Certification