

10.31653/smf343.2021.18-24

Кривий М. О.¹, Сагін С. В.²

Національний університет «Одеська морська академія»

markkrivoy1@gmail.com¹, saginsergii@gmail.com²,

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ МОТОРНИХ МАСТИЛ НА РОЗПОДІЛ ТИСКУ В ПАРАХ КОВЗАННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Анотація. Задача визначення розподілу тиску в мастильному шарі в парах ковзання суднових дизелів зведена до крайової задачі для диференційного рівняння Рейнольдса. Отримані точні розв'язки вказаної задачі з урахуванням фізико-хімічних властивостей мастил. Зокрема, досліджено особливості розподілу тиску в парах ковзання для неньютонівських мастил при різних залежностях динамічної в'язкості мастил від тиску і температури.

Abstract. The problem of determining the pressure distribution in the lubricating layer in the friction pairs of marine diesels is reduced to the boundary value problem for the Reynolds differential equation. Precise solutions of this problem are obtained, taking into account the physico-chemical properties of lubricants. In particular, the peculiarities of the pressure distribution in friction pairs for non-Newtonian lubricants at different dependences of the dynamic viscosity of lubricants on pressure and temperature are studied.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Зношування в парах ковзання є однією із основних причин аварійних ситуацій під час експлуатації теплових двигунів (дизелів та газових турбін) суднових енергетичних установок [1, 2]. Процес тертя тісно пов'язаний з характеристиками мастильного шару, що поділяє поверхні контакту, та на який впливають як режими експлуатації (зокрема пуск, зупинка, зміна частоти обертання, зміна температурних режимів), так і реологічні властивості мастил [3, 4]. При цьому критичні режими експлуатації суднових дизелів (до яких ставляться термінові пуск та зупинка, реверсування, а в деяких випадках гальмування стисненим повітрям та «контрпуск») суттєво змінюють фізико-хімічні властивості моторних мастил, насамперед густину та в'язкість. Тому під час дослідження критичних режимів, а особливо проведення випробувань на цих режимах, необхідно враховувати неньютонівські властивості моторних мастил. Побудова та дослідження математичних моделей, що описують контактні напруження в парах ковзання суд-

нових дизелів та перебіг процесів мащення їх поверхонь з врахуванням неньютонівських властивостей моторних мастил є актуальним теоретичним і прикладним завданням.

Аналіз останніх результатів і публікацій. У більшості досліджень, що пов'язані з визначенням оптимальних режимів мащення пар ковзання судових дизелів, вивчається гідродинамічне тертя, при якому мастильний матеріал розглядається як ньютонівська рідина [5, 6]. Поруч з цим останні дослідження [7, 8] показують, що сучасні моторні мастила мають більш складні реологічні властивості, особливо це виявляється в граничних шарах мастильної плівки (наприклад, за таких умов їх в'язкість залежить від зсувних зусиль) [9, 10]. В роботах [11, 12] запропонований підхід до дослідження властивостей неньютонівського мастильного шару, коли динамічна в'язкість μ залежить від тиску $p(\psi)$ в мастильному шарі і має місце співвідношення Баруса

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

де μ_0 – в'язкість мастила, яка відповідає зовнішнім тиску і температурі;

ξ – п'єзо коефіцієнт в'язкості мастил [13].

Постановка завдання. Метою роботи є визначення розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання судових дизелів для неньютонівських мастил при довільній залежності динамічної в'язкості від тиску $p(\psi)$ і температури T в мастильному шарі:

$$\mu = \mu_0 \mu_*(p, T).$$

Модель руху пари ковзання, поверхні якої поділені мастилом з подібними характеристиками, подана на рис. 1.

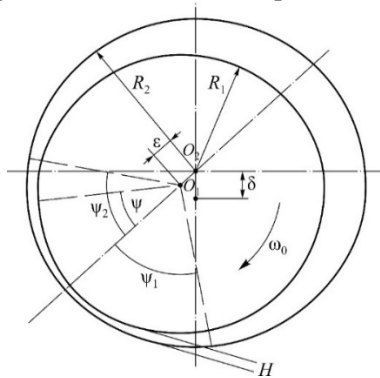


Рис. 1. Модель руху пари ковзання судових дизелів

Викладення основного матеріалу. Для розробки математичної моделі припустимо, що процеси гідродинамічного або граничного мащення в парі ковзання суднового дизеля є сталими і не залежать від повздовжньої координати, тобто швидкість руху мастила вздовж осі обертання суттєво менше швидкості кругового обертання і нею можна знехтувати [14]. Будемо вважати густину мастила ρ і кутову швидкість $\omega(t) = \omega_0$ сталими. При таких припущеннях тиск в мастильному шарі $p(\psi)$ і його товщина $h(\psi)$ зв'язані рівнянням Рейнольдса, яке може бути подане у вигляді

$$\frac{d}{d\psi} \left(\frac{h^3}{\mu_0 \mu(p, T)} \frac{dp}{d\psi} \right) = 6\omega_0 R_1 R_2 \frac{dh}{d\psi}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2, \quad (1)$$

де T – температура в мастильному шарі;

R_1, R_2 – відповідно радіус валу і втулки пари ковзання;

ψ_1, ψ_2 – визначають початок і кінець робочої контактної зони, (рис. 1) [15].

Будемо вважати, що на початку та при кінці робочої контактної зони тиск дорівнює нулю

$$p(\psi_1) = p(\psi_2) = 0. \quad (2)$$

В припущенні відсутності деформації в елементах пари ковзання, товщину прошарку мастила в парі ковзання подамо так:

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

де δ, ε – відповідно радіальний зазор і ексцентриситет центрів тіл пар ковзання.

Крайова задача (1), (2) служить для визначення розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання суднових дизелів. Після першого інтегрування рівняння (1), отримаємо

$$\frac{1}{\mu_*(p, T)} \frac{dp}{d\psi} = 6\mu_0 \omega_0 R_1 R_2 h^{-2} + Ch^{-3}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2. \quad (3)$$

Скориставшись методикою робіт [11, 13], виразимо довільну сталу C із рівняння (3) через кут

$$\psi_0 = \max_{\psi_1 < \psi < \psi_2} p(\psi),$$

який задовольняє умові $\frac{dp(\psi_0)}{d\psi} = 0$ і при якому тиск досягає

максимуму $p_{\max} = p(\psi_0)$, а товщина мастильного шару мінімуму $h_{\min} = h(\psi_0)$. В результаті маємо подання:

$$C = -\mu_0 6\omega_0 R_1 R_2 h_{\min}. \quad (4)$$

Порівнюючи вираз (4) з результатами робіт [11, 13, 15], в яких були визначені залежності в'язкості неньютонівських мастил, що поділяють пари тертя суднових дизелів, робимо висновок: перша стала інтегрування рівняння Рейнольдса не залежить від динамічних характеристик в'язкості. З урахуванням подання (4), диференціальне рівняння (3) подамо так

$$\frac{1}{\mu(p, T)} \frac{dp}{d\psi} = \frac{\Theta(\cos \psi - \cos \psi_0)}{\xi(1 + \varepsilon \cos \psi)^3}, \quad \psi_1 < \psi < \psi_2,$$

в якому введені позначення

$$\Theta = 6\xi\mu_0\omega_0 \frac{\varepsilon_0(\delta_0 + 1)}{\delta_0^2}, \quad \varepsilon_0 = \frac{\varepsilon}{\delta}, \quad \delta_0 = \frac{\delta}{R_1}.$$

Розглянемо випадок коли динамічна в'язкість залежить від тиску та температури за експоненціальним законом (узагальнене співвідношення Баруса), саме за таких умов працюють підшипники ковзання колінчатого валу суднових дизелів [16-18]:

$$\mu_*(p, T) = e^{\xi p(\psi) - \sigma_0(T - T_0)}, \quad (5)$$

де T_0 – температура ззовні пари ковзання;

σ_0 – стала величина, що визначається експериментально для даної пари ковзання.

З урахуванням подання (5), загальний розв'язок диференціального рівняння запишемо у вигляді

$$p(\psi) = \sigma_0(T - T_0) - \frac{1}{\xi} \ln(1 - \Theta J(\psi)), \quad \psi_1 < \psi < \psi_2.$$

де

$$J(\psi) = \int_{\psi_1}^{\psi_2} \frac{\varepsilon_0 (\cos \psi_0 - \cos \alpha)}{(1 + \varepsilon_0 \cos \alpha)^2} d\alpha.$$

Кут ψ_0 визначимо із першої рівності умов (2). Отже, подання (5) визначає розподіл тиску в мастильному шарі пари ковзання, коли динамічна в'язкість залежить від тиску і температури.

Висновки. Як результат дослідження розроблена математична модель, що відображає точний розв'язок крайової задачі для диференціального рівняння Рейнольдса стосовно процесів мащення, що перебігають у парах ковзання судових дизелів. Це дозволило знайти простий аналітичний вираз для визначення розподілу тиску в мастильному шарі пари ковзання для ньютонівських мастил, коли динамічна в'язкість залежить від тиску і температури. Запропоноване експоненціальне подання враховує залежність в'язкості у тонких плівках мастильного матеріалу під час зміни зсувних навантажень, що характерно в умовах граничного мащення підшипників ковзання судових дизелів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S. V., Kuropyatnyk O. A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // OUR SEA : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78 - 86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

2. Serbin S.I., Kozlovskiy A.V., Burunsuz K.S. Investigations of non-stationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance // IEEE Transactions on Plasma Science. – 2016. – Vol. 44. – № 12. – P. 2960 - 2964.

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

4. Мацкевич Д. В., Сагин С. В., Ханмамедов С. А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2010. – Вып. 25. – Одесса : ОНМА. – С. 109 - 118.

5. Захаров С. М. Гидродинамическая смазка : состояние и перспективы // Трение и износ. – 2010. – Т. 31. – № 1. – С. 78 - 92.

6. Хрулев А. Э., Кротов М. В. Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – № 1. – С. 74 - 81. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.1.

7. Кривой М. А. Обеспечение режимов смазывания подшипниковых узлов малооборотных дизелей при режимах пуска и реверса // Судовая энергетика: стан та проблеми : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : Національний університет кораблебудування, 2017. – С. 74 - 78.

8. Заблоцкий Ю. В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 65 - 73.

9. Sagin S. V., Semenov O. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200 - 208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

10. Sagin S. V., Semenov O. V. Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 5. – P. 618 - 627. DOI: 10.3844/ajassp.2016.618.627.

11. Кривий М. О. Особливості реології моторних мастил при забезпеченні режимів змащення пар тертя судових мало-оборотних дизелів // Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот : експлуатація і ремонт», 23.03.2017 – 24.03.2017. Частина 1. – Одеса : НУ «ОМА», 2017. – С. 31 - 34.

12. Кривой М. А. Исследование явления стратификации вязкости моторного масла в узлах трения судовых дизелей // Сучасні інфор-

маційні 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. 321 - 324.

13. Кривий М. О., Сагін С. В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» 05.11.2019 –06.11-2019 р. Одеса, НУ «ОМА». – С. 144 - 148. dx.doi.org/10.31653/2706-7874.

14. Сагін С. В., Кривий М. О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у суднових енергетичних установках // Вісник Одеськ. нац. морськ. ун-ту: зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 160 - 170. DOI 10.47049/2226-1893-2020-1-160-170.

15. Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Estimation of Operational Properties of Lubricant Coolant Liquids by Optical Methods // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12. – № 19. – P. 8380 - 8391.

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

17. Сагин С. В., Заблоцкий Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса : ОНМУ. – С. 68 - 81.

18. Сагін С. В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.