

УДК 621.43

ARTICLE HISTORY

Received 13.10.2021

Accepted 25.10.2021

Сагін С.В.¹, Кривий М.О.²
НУ «Одеська морська академія», м. Одеса, Україна
saginsergii@gmail.com¹, markkrivoy1@gmail.com²

Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів

Sagin S.V.¹, Kryvyi M.O.²
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
saginsergii@gmail.com¹, markkrivoy1@gmail.com²

Calculation of contact pressure and contact zone in friction pairs of marine diesel engines

Анотація - Для аналізу контактних напружень і зон контакту в парах ковзання застосована методика числового моделювання, яка базується на диференціальних рівняннях теорії пружності. За допомогою фундаментальних розв'язків (функцій впливу), задача зведена до інтегро-диференціального рівняння з ядром Гілберта. Розв'язок якого, побудований за допомогою методу ортогональних многочленів, а також зручних до застосування апроксимаційних формул. Проведено числове моделювання, в результаті визначений максимальний тиск і параметри зони контакту для деяких комбінацій матеріалів пари ковзання судових дизелів. Досліджено процес контактної взаємодії, який викає в парах ковзання дизелів судових енергетичних установок.

Abstract – For the analysis of contact stresses of a contact probe in friction pairs the technique of numerical modelling which is based on differential equations of the theory of a spring is applied. With the help of fundamental solutions (influence functions), the problem is reduced to an integro-differential equation on the Hilbert kernel. The solution of which is constructed using the method of orthogonal polynomials and also convenient for fixing approximation formulas. A numerical value is derived as a result of the maximum pressure of the contact probe parameters for some combines of friction pairs materials of marine diesels.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92

Довговічність експлуатації судових дизелів суттєво залежить від роботи пар ковзання, як то: поршневі кільця – втулка циліндра, колінчатий вал – вкладень підшипника, плунжер – втулка, та інші. Це в першу чергу пов'язано з постійною контактною взаємодією елементів пар ковзання при різних температурних режимах і навантаженнях. Тому, дослідження нормального тиску і визначення областей контакту в парах ковзання, вивчення впливу якості мастил на вказані характеристики є важливими задачами для прогнозування довговічності роботи судових дизелів. Розв'язання вказаних задач базується на застосуванні математичних моделей процесів (числове моделювання), що відбуваються в парах ковзання. При цьому розглядають два основних процеси які відбуваються при роботі пари ковзання: дослідження контактних і дотичних напружень, які виникають в парах ковзання в рамках пружних або пружно-пластичних контактних моделей; дослідження гідродинамічних процесів в тонкому шарі мастила між елементами пари ковзання. Поєднання цих процесів дозволяє в достатній мірі оцінити вплив пружно-механічних властивостей елементів пари ковзання і в'язкістних та гідродинамічних характеристик мастил на довговічність роботи вузла судових дизелів. Експлуатація трибологічних систем в яких здійснюється поступальний чи обертальний рух, а саме: поршневі кільця – втулка циліндра, колінчатий вал – вкладень підшипника, плунжер – втулка паливного насосу високого тиску (ПНВТ), призводить до виникнення 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 вузлів можна звести на першому етапі до задачі про втискання кругового циліндра (кільця, валу чи плунжера) в тіло з круговою порожниною (втулку циліндра, вкладень підшипника чи втулку ПНВТ). При цьому визначення області контакту та розподілу тиску в зонах контакту (нормальних напружень) є основними питаннями у випадку дослідження процесів енергоперетворення, що виникають в цих трибологічних системах.

Як зазначено в роботі [1], методика числового моделювання широко застосовується для аналізу процесів експлуатації судових дизелів і є одним із ефективних підходів до прогнозування роботи дизеля в цілому. Крім того, модульний підхід, який застосовують під час числового моделювання, дозволяє з великою точністю дослідити роботу кожного вузла окремо, зокрема і процесів, які відбуваються в парах ковзання. Це дає можливість спочатку дослідити контактні

взаємодії в парах ковзання і тиск в мастильному шарі [2, 3], а потім провести їх спряження.

До визначення контактної тиску і зони контакту застосуємо метод фундаментальних розв'язків (або функцій впливу), виходячи із загальних диференціальних теорії пружності. Зокрема, скористаємося фундаментальними розв'язками контактної задачі для циліндра радіуса R_1 , який вдавлюється в тіло з циліндричною порожниною радіуса R_2 . Контакт забезпечується завантаженням стискаючої радіальної зосередженої сили P в умовах плоскої деформації (рис. 1).

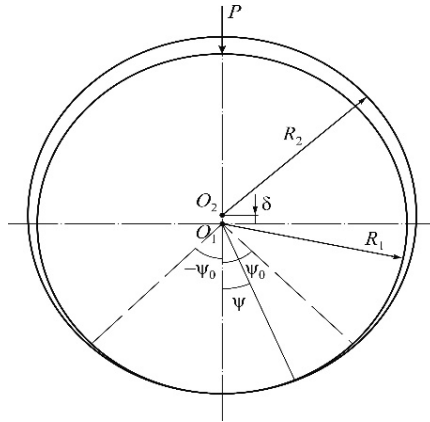


Рис. 1. Модель циліндричної пари ковзання

В цьому випадку нормальні переміщення точок границі циліндра $u_1(\psi)$ і циліндричної порожнини $u_2(\psi)$ в залежності від кута ψ [4]:

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

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

де

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

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

$\nu_{1,2}$, $E_{1,2}$ – відповідно коефіцієнти Пуассона і модулі пружності відповідно для внутрішнього циліндра і тіла з циліндричною порожниною.

В результаті втискання циліндра в циліндричну порожнину утвориться область 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

$$u_1(\psi) + u_2(\psi) = \alpha \cos \psi - \delta(1 - \cos \psi), \quad (3)$$

де δ – радіальний зазор між центрами циліндра O_1 та циліндричної порожнини O_2 (рис. 1); α – зближення елементів пари під час втискання.

Зробивши припущення, що контактний тиск $p(\psi)$ співпадає із зовнішнім тиском на пару тертя, скориставшись принципом суперпозиції, на відміну від (1), (2), переміщення граничних точок пари представимо у вигляді згортки:

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

$$u_2(\psi) = R_2 \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(x) \left\{ -2\theta_2 \cos(\psi - x) \ln \left(\frac{|\psi - x|}{2} \right) - k_2 \sin |\psi - x| \right\} dx,$$

де x – змінна інтегрування.

Запропоновані подання та умова (3) дають можливість відносно невідомого контактного напруження $p(\psi)$ отримати інтегральне рівняння:

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(x) \left\{ 2\chi_1 \cos(\psi - x) \ln \left(\frac{|\psi - x|}{2} \right) - \chi_2 \sin |\psi - x| \right\} dx +$$

$$+ \mu_1 \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(x) dx = \alpha \cos \psi - \delta(1 - \cos \psi), \quad \psi \in (-\psi_0; \psi_0), \quad (4)$$

де $\chi_1 = \mu_1 + \mu_2$, $\chi_2 = k_1 R_1 - k_2 R_2$, $\mu_j = \theta_j R_j$, $j = 1, 2$.

Враховуючи гладке примикання елементів пари на кінцях області контакту, контактне напруження $p(\psi)$, яке потрібно визначити, повинно задовольняти умовам:

$$p(\pm\psi_0) = 0. \quad (5)$$

При цьому границя області контакту завчасно не відомо. Для її визначення використаємо умову силової рівноваги

$$\int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\psi) \cos \psi d\psi = P/R, \quad (6)$$

де R – номінальний радіус з'єднання пари (враховуючи, що радіуси елементів пари мало відрізняються, можна вважати $R = R_1 = R_2$).

Умови (5), (6) дають можливість інтегральне рівняння (4) привести до наступного інтегрально-диференціального рівняння з ядром Гілберта

$$\mu_0 p(\psi) + \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p'(x) \operatorname{ctg}(\psi - x) dx = \gamma, \quad \psi \in (-\psi_0; \psi_0), \quad (7)$$

де

$$\mu_0 = -\chi_2 / \chi_1, \quad \gamma = -\frac{\mu_2}{\chi_1} \int_{-\psi_0}^{\psi_0} p(\psi) d\psi - \frac{\delta}{2\chi_1}.$$

Враховавши умову (4), до розв'язання інтегрально-диференціального рівняння (7) застосуємо метод ортогональних многочленів [6], згідно якого в силу симетрії задачі контактне напруження

$$p(\psi) = \frac{\sqrt{2(\cos 2\psi - \cos 2\psi_0)}}{\cos \psi} \sum_{j=1}^{\infty} b_j U_{2j-2} \left(\frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \psi_0} \right), \quad (8)$$

де U_{2j-2} – многочлени Чебишева другого роду.

Для визначення невідомих коефіцієнтів b_j , підставимо розвинення (8) в інтегрально-диференціальне рівняння (7) і скористаємось ортогональністю многочленів Чебишева:

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

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

В результаті отримуємо нескінченну систему алгебраїчних рівнянь, для розв'язання якої відносно прикладних задач, що розглядають анізотропні властивості мастил, застосуємо метод редукції [7, 8].

В інженерних розрахунках, замість подання (8), доцільно скористатись апроксимаційними формулами [9]. Зокрема, досить ефективним є наступний апроксимаційний двочлен [5].

$$p(\psi) = \lambda_1 \cos\left(\frac{\pi\psi}{2\psi_0}\right) + \lambda_2 \cos\left(\frac{3\pi\psi}{2\psi_0}\right). \quad (9)$$

Коефіцієнти λ_1 , λ_2 в поданні (9) і кут ψ_0 визначимо безпосередньо із рівняння (7) і умови силової рівноваги (6).

Використавши отримані розв'язки визначимо максимальне значення контактного тиску

$$p_{\max} = \max_{\psi \in (-\psi_0; \psi_0)} p(\psi). \quad (10)$$

Враховуючи умови (5), можна стверджувати, що максимальне значення контактний тиск буде досягатись в деякій точці ψ_* , яка належить інтервалу контакту. В цій точці повинна виконуватись умова $p'(\psi_*) = 0$. Скориставшись поданням (9), отримаємо

$$p'(\psi) = \frac{\pi}{2\psi_0} \left(\lambda_1 \sin\left(\frac{\pi\psi}{2\psi_0}\right) + 3\lambda_2 \sin\left(\frac{3\pi\psi}{2\psi_0}\right) \right).$$

Звідси не важко довести, що $\psi_* = 0$ і отже: $p_{\max} = \lambda_1 + \lambda_2$.

Розглянемо деякі приклади обчислення параметрів подання (9). Нехай матеріал внутрішнього тіла сталь (кільця або плунжера ПНВТ), для якої $\nu_1=0,3$; $E_1=210$ ГПа; або бронза (вкладень підшипника) для якої $\nu_1=0,34$; $E_1=100$ ГПа. Матеріал зовнішнього тіла сталь (вал або втулка ПНВТ) $\nu_1=0,3$; $E_1=210$ ГПа; або чавун (втулка циліндра), для якого $\nu_1=0,25$; $E_1=115$ ГПа. Будемо вважати, наприклад, що радіус внутрішнього тіла пари ковзання $R=0,4$ м; довжина дуги по якій передається навантаження $l=0,25$ м; середній радіальний зазор $\delta=0,03$ м; сила тиску внутрішнього циліндра до зовнішнього тіла $Q=0,15$ кН; $P=Q/b=0,15$ кН/м [10, 11]. В табл. 1 наведені значення сталих із подання (9), а також максимальне значення контактного тиску для вказаних пар ковзання при заданих значеннях навантаження і внутрішнього радіуса.

Отриманні значення дозволяють зробити висновок, що розподіл тиску і його максимальне значення суттєво залежать як від навантаження так і від радіального зазору. Результати розрахунків, що

виконані із застосуванням розробленої чисельної моделі, свідчать, що зміна радіального зазору від початкового до максимально можливого призводить до збільшення тиску в парі ковзання на 23 ... 37 %. Це сприяє значному зростанню втрат енергії на подолання контактних зусиль та зменшенню часу надійної експлуатації пар ковзання, тому потребує постійного відстеження в процесі експлуатації та виконання дій, спрямованих на зменшення радіальних зазорів. Крім того таке значне зростання тиску між елементами пари ковзання висуває додаткові вимоги щодо пружнодемпфуючих характеристик моторних мастил.

Таблиця 1
Розрахунок контактного тиску в різних парах тертя ковзання

Пара ковзання	Матеріал	Параметр, що розраховується			
		ψ_0 , град	λ_1 , МПа	λ_2 , МПа	p_{max} , МПа
вал – вкладень 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

ЛІТЕРАТУРА REFERENCES

1. Горб С. И. Повышение точности числового моделирования рабочих процессов дизелей / Автоматизация судовых технических средств науч.- техн. сб. – 2020. - Вып. 26. - Одесса: НУ «ОМА». – С. 3 – 26.
2. 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. Одеса, НУ «ОМА». – С. 144 – 148.

3. Сагін С.В., Кривий М.О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових енергетичних установках / Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту : зб. наук. праць. – 2020. – № 2(62). – С. 160 – 170.

4. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1949. – 272 с.

5. Александров В.М., Ромалис Б.Л. Контактные задачи в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1986. – 176 с.

6. Попов Г. Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, тонких включений. – М.: Наука, 1982. – 344 с.

7. Поповский Ю. М., Сагин С. В., Ханмамедов С. А., Гребенюк М. Н., Терегеря В. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 7 - 11.

8. 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.

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

10. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту.: зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 – 100.

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

Annotation – The durability of marine diesels significantly depends on the operation of friction pairs, such as: piston rings - cylinder liner; crankshaft - bearing shell, plunger - sleeve, and others. This is primarily due to the constant contact interaction of the elements of the friction pairs at different temperatures and load. Therefore, the research of normal pressure and the definition of contact areas in the friction pairs, the studying of the influence of the quality of lubricants on these characteristics are important tasks for predicting the longevity of marine diesels. The solution of these problems is based on the application of mathematical models of processes (numerical simulations) that occur in friction pairs. This considers two main processes that occur during the

operation of the friction pairs: the research of contact and tangential stresses that occur in friction pairs in the framework of elastic or elastic-plastic contact models; study of hydrodynamic processes in a thin layer of oil between the elements of the friction pairs. The combination of these processes allows to sufficiently assess the influence of the elastic-mechanical properties of the sliding vapor elements and the viscosity and hydrodynamic characteristics of the oils on the durability of the marine diesel unit. The first process is researched in this work. In particular, for the analysis of contact stresses and contact zones in friction pairs, the method of numerical modeling is used, which is based on the differential equations of the theory of elasticity. With the help of fundamental solutions (influence functions), the problem is reduced to an integra-differential equation with the Gilbert's kernel. The solution of which is constructed using the method of orthogonal polynomials as well as easy-to-use approximation formulas. Numerical simulations were performed, as a result, the maximum pressure and contact zone parameters for some combinations of friction pairs materials of marine diesel engines were determined. In particular, the influence of the radial gap on the pressure distribution and the size of the contact zone between the elements of the friction pairs of marine diesels is established.