

**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ МОТИЛЕВИХ
ПІДШИПНИКІВ МАЛООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА WARTSILA RT-FLEX82C**

В.П. Савчук¹, Д.О. Зінченко², О.В. Акімов³

¹к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-5266-850X

²к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-7333-7347

³к.т.н., доцент, декан факультету суднової енергетики,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0001-8613-2837

Анотація

Вступ. Системне моделювання та аналіз стану підшипників кривошипно-шатунного механізму може значно поліпшити розуміння механізму контактної взаємодії робочих поверхонь, пов'язаного з динамічними характеристиками, і є ефективним методом для визначення граничних значень експлуатаційних показників підшипників колінчастого валу. **Мета.** Ця стаття присвячена моделюванню показників працездатності мотилевого підшипника дизельного двигуна Wartsila RT-flex82C у програмному середовищі GT-Suite при різних значеннях експлуатаційних зазорів, що допоможе вдосконалити теорію аналізу мащення підшипників двигуна і може забезпечити більш повну довідкову базу для проектування шатунів та підшипників. Моделювання виконувалося із застосуванням показників моторного масла класу в'язкості SAE 30, що подається при температурі 318 К, та тиском 0,5 МПа. **Результати.** Отримано результати робочих параметрів чотирьох варіантів радіального зазору в підшипнику 0,3, 0,4, 0,5 та 0,6 мм. Підвищення зносу супроводжується ростом максимального гідродинамічного тиску в масляному прошарку, а саме із 9,44 МПа до 13,02 МПа (40%), зменшення товщини змащувального шару з 65,3 мкм до 63,0 мкм (3,5%). Також збільшення зазору закономірно призводить до зменшення середнього моменту тертя -625,6 Н·м до -468,1 Н·м та зменшуються втрати потужності з 7,8 кВт до 6,3 кВт. Відповідно, температура масла в підшипнику знижується з 323,4 до 318 К. **Висновки.** У цій статті ми показуємо, що збільшення радіального зазору призводить до підвищення витрати масла через підшипник, що своєю чергою призводить до падіння тиску. Оскільки математична модель базується на умові постійного тиску циркуляційного масла, розрахована середня витрата становить 21,3, 28,6, 64,8 та 102,8 л/хв для досліджуваних варіантів радіальних зазорів. Можна сказати, що працездатність підшипника з радіальним зазором 0,6 мм буде складно забезпечити внаслідок падіння в ньому тиску.

Ключові слова: моделювання, кривошипно-шатунний механізм, підшипник, колінчастий вал, мащення.

**SIMULATION OF CRANKPIN BEARINGS OPERATING PARAMETERS
OF A LOW-SPEED MARINE DIESEL ENGINE WARTSILA RT-FLEX82C**

V.P. Savchuk¹, D.O. Zinchenko², O.V. Akimov³

¹Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor,
Head of the Department of Vessel's Power Plants Operation,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-5266-850X

²Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor at the Department of Vessel's Power Plants Operation,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-7333-7347

³Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor,
Dean of the Marine Engineering Faculty,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0001-8613-2837

Summary

Introduction. Systematic modeling and analysis of the crankshaft bearings condition can significantly improve the understanding of the mechanism of contact interaction of the bearing surfaces and the crankshaft, related to dynamic characteristics and is an effective method for determining performance limits for crankshaft bearings. **Purpose.** This article is devoted to modeling the performance of the crank bearing of a diesel engine Wartsila RT-flex82C in the software environment GT-Suite at different values of operating clearances, which will help improve the theory of lubrication of engine bearings and can provide a more complete reference base for constructional design of connecting rods and bearings. The simulation was performed using SAE 30 viscosity engine oil values supplied at a temperature of 318 K and a pressure of 0,5 MPa. **Results.** The results of operating parameters for four variants of radial clearance 0.3, 0.4, 0.5 and 0.6 mm in the bearing are obtained. The increase in wear is accompanied by an increase in the maximum hydrodynamic pressure in the oil layer; namely from 9.44 MPa to 13.02 MPa (40%), a decrease in the thickness of the lubricating layer from 65.3 μm to 63.0 μm (3.5%). In addition, the increase of the clearance naturally leads to a decrease in the average friction moment of -625.6 N m to -468.1 N m and reduces power losses from 7.8 kW to 6.3 kW. Accordingly, the oil temperature in the bearing decreases from 323.4 to 318 K. **Conclusions.** In this paper, we show that increasing the radial clearance leads to an increase in oil flow through the bearing, which in turn leads to a drop in pressure. Since the mathematical model is based on the condition of constant pressure of circulating oil, the calculated average flow is 21.3, 28.6, 64.8 and 102.8 l/min for the studied variants of radial clearances. We can say that the performance of a bearing with a radial clearance of 0.6 mm will be difficult to ensure due to the pressure drop in it.

Key words: modeling, crank mechanism, bearing, crankshaft, lubrication.

Вступ та постановка проблеми. Сучасні суднові МОД характеризуються широким діапазоном експлуатаційних навантажень, які залежать від економічної ситуації на ринку морських перевезень, типу судна, кліматичних умов. Зміна режиму навантаження впливає на умови експлуатації деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ), зокрема підшипників колінчастого валу.

Деталі КШМ є ресурсовизначними, що здійснюють вплив на довговічність, економічність і безпеку судна загалом. Заміна колінчастого валу і підшипників становить 20–25% вартості двигуна, а здебільшого заміна є економічно недоцільною. Зусилля зі зниження втрат на тертя при одночасному підвищенні безвідмовності стають дедалі важливішими для двигунобудування. Тому системне моделювання та аналіз стану підшипників КШМ може значно поліпшити розуміння механізму контактної взаємодії робочих поверхонь, пов'язаного з динамічними характеристиками, і є ефективним методом для визначення граничних значень експлуатаційних показників підшипників колінчастого валу [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вивченню трибологічних характеристик КШМ присвячено безліч публікацій, в яких в основному висвітлюють такі питання: дослідження мащення підшипників системи колінчастий вал – корінний підшипник при запуску двигуна [2]; дослідження мащення підшипників колінчастого валу при прогріванні двигуна [3]; дослідження факторів впливу на мащення підшипників колінчастого валу [4]; оптимізація мащення підшипників колінчастого валу [5]; порівняння різних видів імітаційних моделей мащення шатунного підшипника [6]; мащення корінного підшипника двигуна з турбонаддувом [7]; дослідження термоеластогідродинамічного змішаного мащення корінного підшипника суднового двигуна [8]; аналіз мащення корінного підшипника суднового двигуна в типових умовах експлуатації [9–10]. Однак у поточних розробках і дослідженнях загалом аналізувалися тільки характеристики мащення шатуна і корінного підшипника в номінальних робочих умовах. При фактичному використанні двигуна його робочий стан постійно змінюється. Отже, пропонується вивчити показники працездатності мотилевого підшипника дизельного двигуна Wartsila RT-flex82C в програмному середовищі GT-Suite при різних значеннях експлуатаційних зазорів, що допоможе вдосконалити теорію аналізу мащення підшипників двигуна і може забезпечити більш повну довідкову базу для проектування шатунів та підшипників.

Формулювання цілей статті. Ціллю роботи є дослідження показників працездатності мотилевих підшипників суднових малообертових двигунів при різних значеннях експлуатаційних зазорів. Такими показниками є мінімальна товщина змащувального шару, розподіл величини тиску масла на поверхні підшипника; температура масла в підшипнику. Додатковими показниками, що уможлиблює здійснення оцінки ефективності роботи підшипника є момент тертя та втрата потужності в підшипнику.

Вклад основного матеріалу. Для моделювання динамічних сил та навантажень на підшипники колінчастого валу використовується шаблон EngineCrankTrain. Для цього використовуючи вкладку Cylinder Geometry задаємо параметри показника Crank-Slider Inertia Object, використовуючи шаблон EngineCrankSlider (рис. 1).

При цьому маса вузлів КШМ така:

- маса поршня в зборі та штоком поршня 3543 кг;
- маса крейцкопфного вузла із черевиками 4919 кг;
- маса шатуна в зборі із вкладишами становить 6161 кг.

Показники центру мас та моменту інерції щодо центру мас у площині руху шатуна знаходимо, використовуючи твердотільну модель шатуна, що виконано

в програмному комплексі SolidWorks (рис. 2). Отримані результати моделювання масових властивостей шатуна:

- відстань від осі нижньої головки шатуна до центру маси 1475,54 мм;
- момент інерції в площині обертання шатуна відносно центру маси $I_{xx} = 9292985020,88 \text{ кг/мм}^2$.

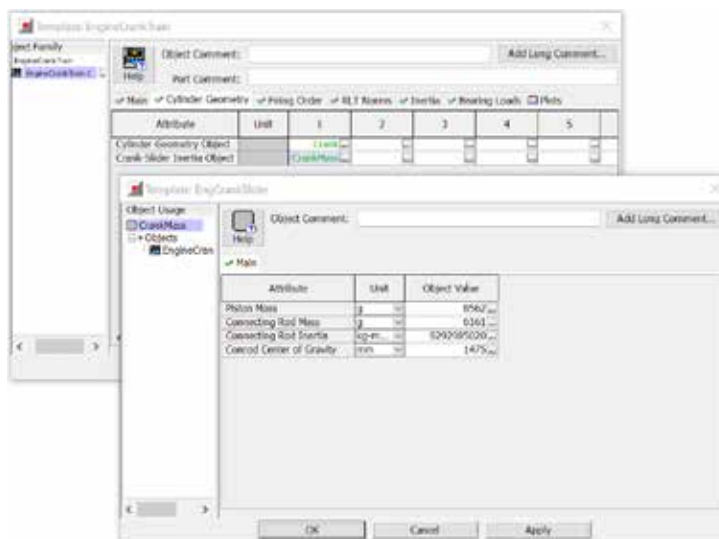


Рис. 1. Призначення параметрів рухомих деталей КШМ двигуна через шаблон EngineCrankSlider

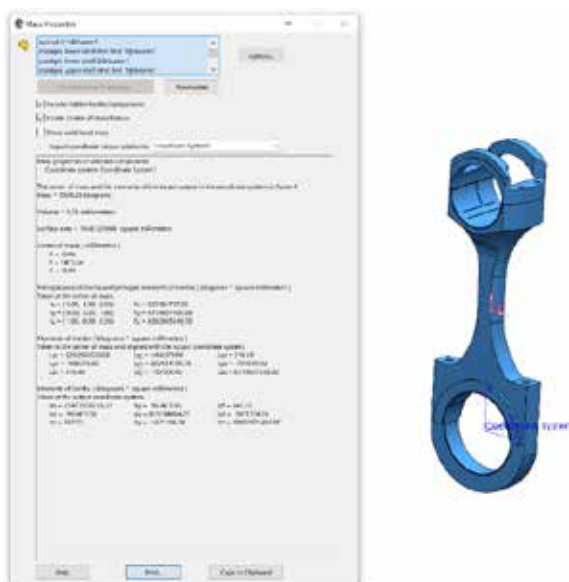


Рис. 2. Моделювання масових показників шатуна в програмному комплексі SolidWorks

Загальні показники моделі мотилевого підшипника

Розрахункова модель підшипника представлена на рис. 3.

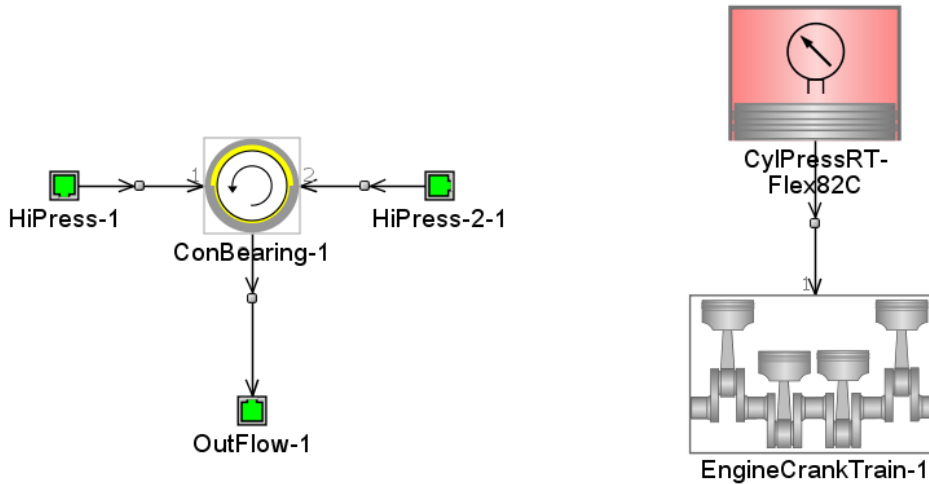


Рис. 3. Розрахункова модель мотилевого підшипника

У процесі моделювання використовувались показники системи мащення:

- циркуляційне масло з індексом в'язкості SAE 30;
- температура масла на вході в підшипник 318 К;
- тиск масла на вході в підшипник 0,5 МПа.

Ці показник змодельовано елементами HiPress-1 та HiPress-2. Зливну магістраль представлено елементом OutFlow-1.

Також розрахунки проведемо для трьох варіантів експлуатаційних радіальних зазорів (рис. 4).

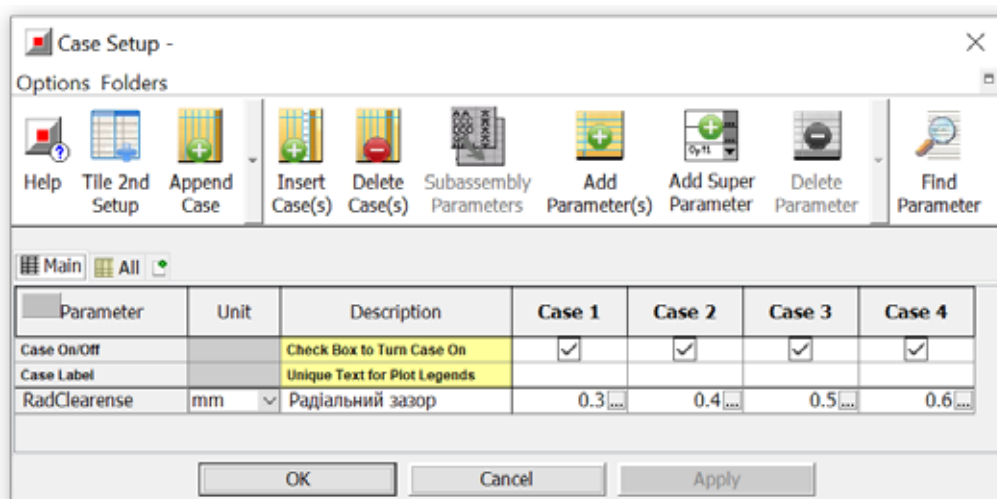


Рис. 4. Проект розрахунку

Результати моделювання робочих параметрів мотилевого підшипника

Проведене моделювання на номінальному режимі навантаження мотилевого підшипника, що має величини радіальних зазорів 0,3, 0,4, 0,5, та критичний 0,6 мм, демонструє такі результати:

- максимальне значення тиску, що діє у вертикальній площині (вздовж вісі циліндра), становить 808,6 кН (рис. 5);
- максимальне значення тиску, що діє в горизонтальній площині (перпендикулярно вісі циліндра), становить 273,9 кН;
- графічні залежності розподілу тиску змащувального шару за кутом повороту колінчастого валу демонструють максимальне його значення в роботі з підшипником, що має максимальний розрахунковий радіальний зазор 0,6 мм та становить 13,02 МПа (рис. 6);
- головний показник працездатності – мінімальна товщина змащувального шару може бути визначена за отриманими графічними залежностями розподілу товщини змащувального шару від кута повороту колінчастого валу (рис. 7). Очікувано найменше значення цього показника має підшипник із найбільшим радіальним зазором (0,6 мм) 63 мкм, а найбільше значення має підшипник із радіальним зазором 0,4 мм – 66,2 мкм;

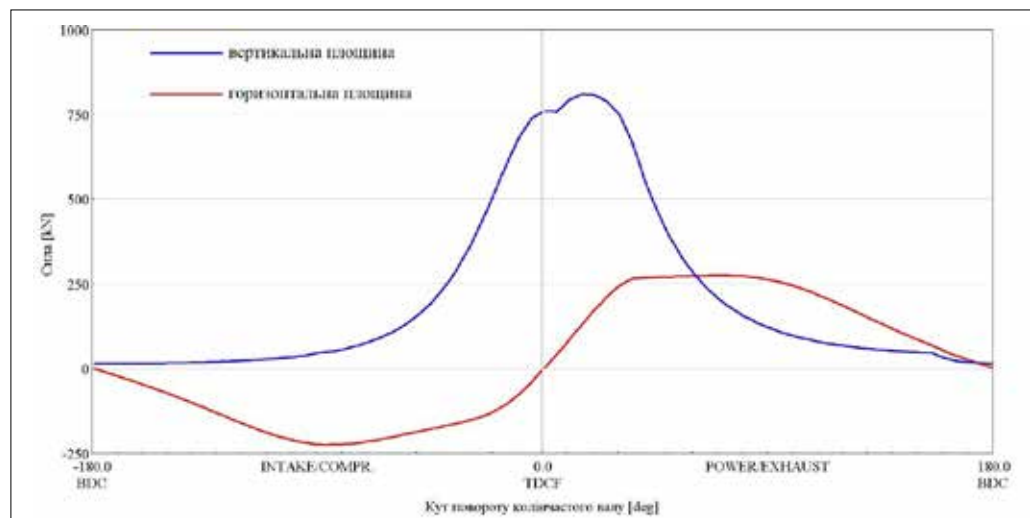


Рис. 5. Розподіл сил, що діють на мотилевий підшипник у вертикальній та горизонтальній площинах

- максимальне та мінімальне значення температури масла в підшипнику мають варіанти з радіальним зносом 0,3 мм – 324 К та 0,6 мм – 319,4 К відповідно (рис. 8);
- максимальний момент опору в підшипнику становить -920,8 Н·м для підшипника з радіальним зазором 0,3 мм, а його найменше значення становить 760,4 Н·м для підшипника з радіальним зазором 0,6 мм (рис. 9);
- значення максимальних втрат потужності в підшипнику становить 15,3 кВт для підшипника із радіальним зазором 0,3 мм, а найменші втрати потужності становлять 13,3 кВт для підшипника з радіальним зазором 0,6 мм (рис. 10).

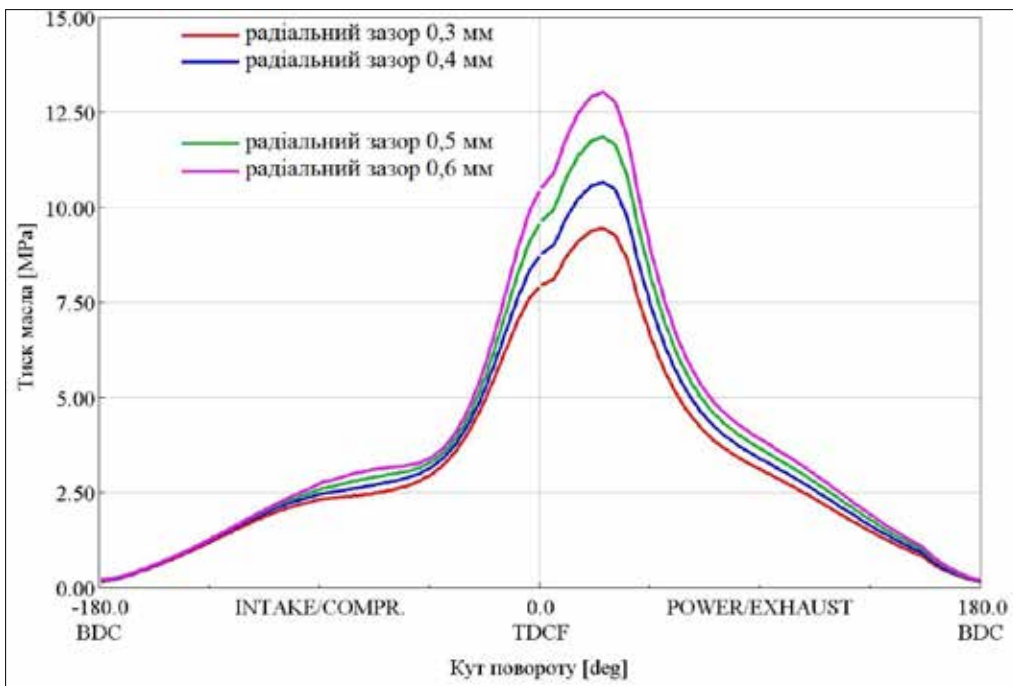


Рис. 6. Розподіл тиску в змащувальному шару за кутом повороту колінчастого валу

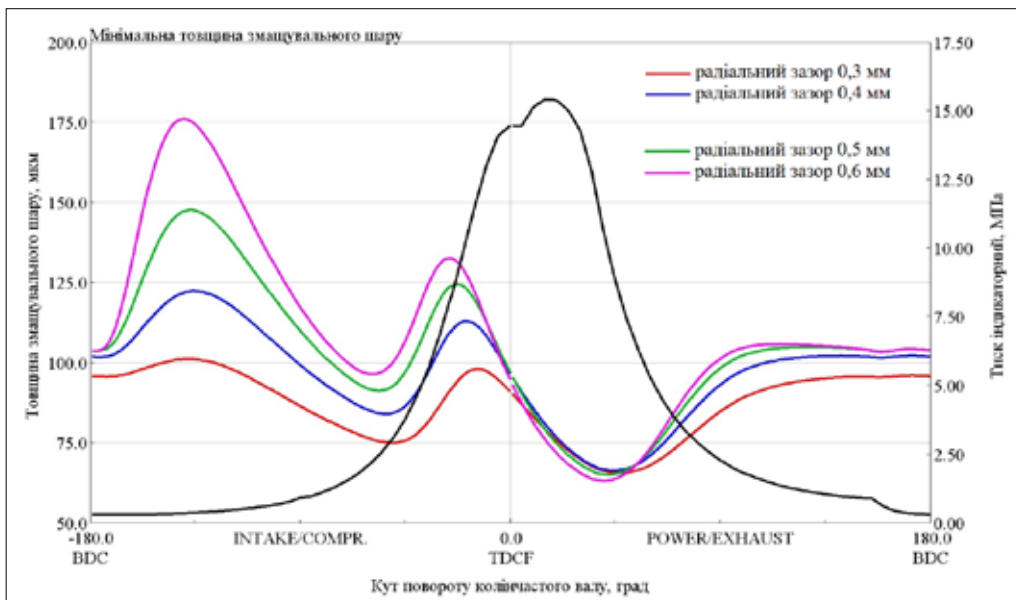


Рис. 7. Розподіл товщини змащувального шару від кута повороту колінчастого валу

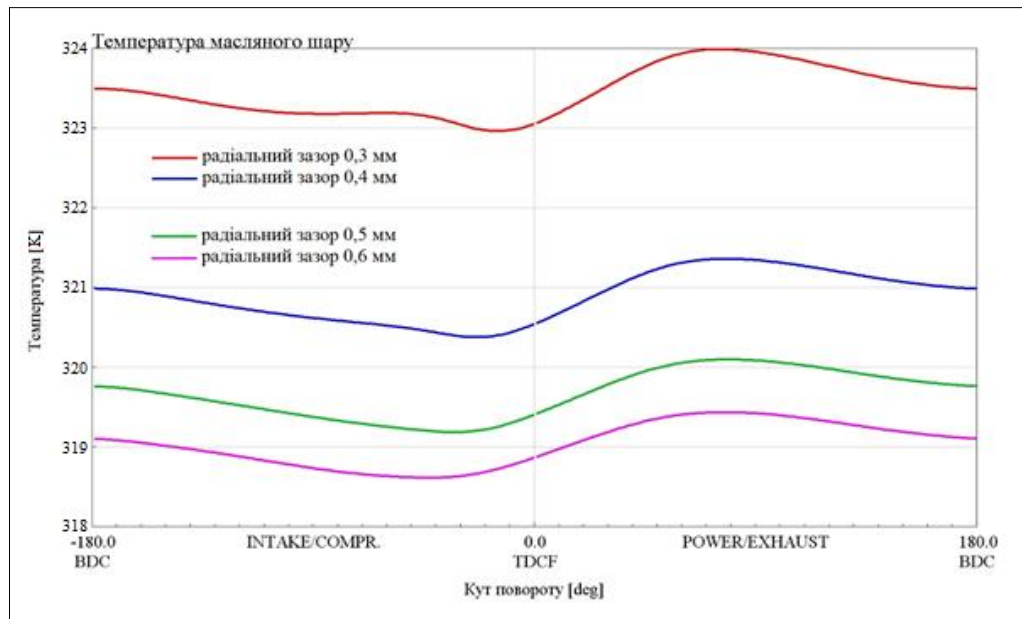


Рис. 8. Розподіл температури масла в підшипнику

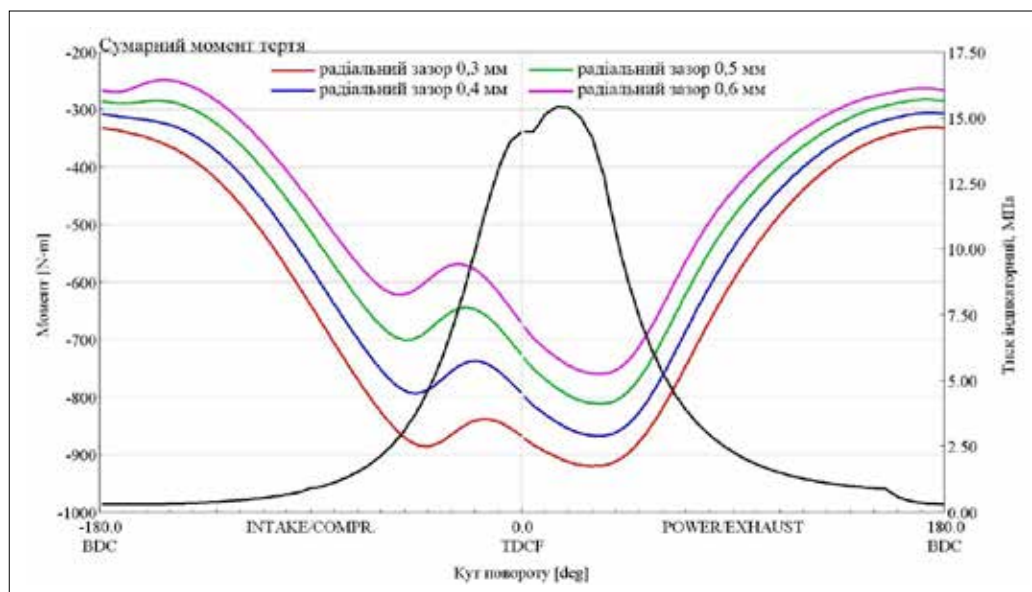


Рис. 9. Залежність моменту тертя в підшипнику від кута повороту колінчастого вала

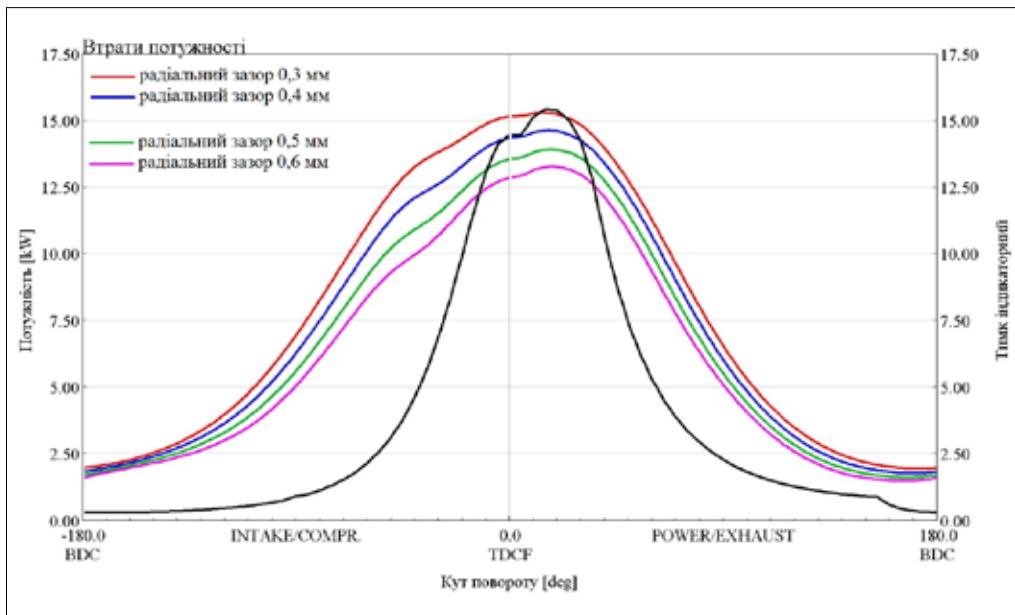


Рис. 10. Залежність втрати потужності в підшипнику від кута ПКВ

Залежність витрати циркуляційного масла через підшипник залежно від кута повороту колінчастого валу наведено на рис. 11.

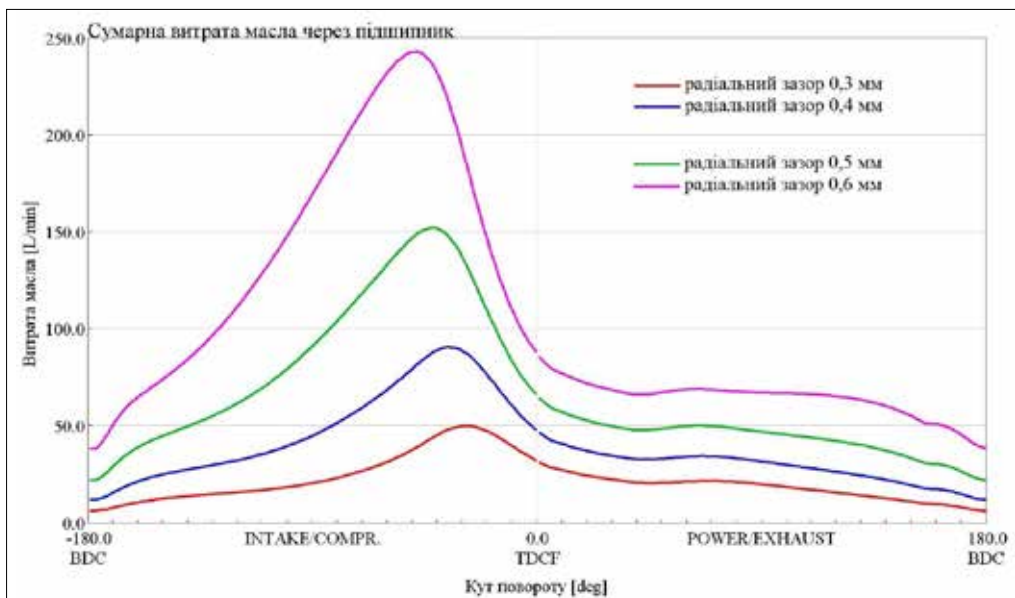


Рис. 11. Залежність витрати циркуляційного масла через підшипник залежно від кута повороту колінчастого валу

Результати цих параметрів для всіх варіантів розрахунку наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Результати розрахунку робочих показників мотилевого підшипника

| Показник | Значення радіального зносу | | | |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 |
| Максимальне/середнє значення сили, що діє на підшипник у вертикальній площині, кН | 808,6 / 214,6 | | | |
| Максимальне/середнє значення сили, що діє на підшипник у горизонтальній площині, кН | 273,9 / 17,9 | | | |
| Максимальне/середнє значення середнього тиску в змащувальному шарі, МПа | 2,63 / 0,96 | | | |
| Максимальне/середнє значення максимального гідродинамічного тиску на підшипник, МПа | 9,44 / 3,27 | 10,65 / 3,59 | 11,85 / 3,85 | 13,02 / 4,17 |
| Максимальне/мінімальне значення моменту тертя в підшипнику, Н·м | -920,8 / -625,6 | -868,2 / -569,8 | -812,3 / -515,0 | -760,4 / -468,1 |
| Максимальне/середнє значення втрати потужності в підшипнику, кВт | 15,3 / 7,8 | 14,6 / 7,3 | 13,9 / 6,7 | 13,3 / 6,3 |
| Мінімальна товщина змащувального шару, мкм | 65,3 | 66,1 | 64,9 | 63,0 |
| Максимальна/середня температура змащувального шару, К | 324 / 232,4 | 321,4 / 320,9 | 320,1 / 319,7 | 319,4 / 319 |
| Максимальна/середня витрата масла, л/хв | 49,7 / 21,3 | 90,4 / 28,6 | 152,1 / 64,8 | 242,9 / 102,8 |

Висновки. Проведено моделювання робочих параметрів шатунних підшипників MOD Wartsila Sulzer RT-flex82C на режимі 100% N_{en} для чотирьох варіантів радіального зазору в підшипнику 0,3, 0,4, 0,5 та 0,6 мм.

Підвищення зносу супроводжується ростом максимального гідродинамічного тиску в масляному прошарку, а саме з 9,44 МПа до 13,02 МПа (40%), зменшенням товщини змащувального шару з 65,3 мкм до 63,0 мкм (3,5%). Також збільшення зазору закономірно призводить до зменшення середнього моменту тертя -625,6 Н·м до -468,1 Н·м та зменшуються втрати потужності із 7,8 кВт до 6,3 кВт. Відповідно, температура масла в підшипнику знижується із 323,4 до 319,0 К.

Збільшення радіального зазору призводить до підвищення витрати масла через підшипник, що своєю чергою призводить до падіння тиску. Оскільки математична модель базується на умові постійного тиску циркуляційного масла, розрахована середня витрата становить 21,3, 28,6, 64,8 та 102,8 л/хв для досліджуваних варіантів радіальних зазорів, що говорить про неможливість забезпечення працездатності підшипника із радіальним зазором 0,6 мм, у роботі двигуна на часткових режимах навантаження за гвинтовими характеристиками важкого гвинта, внаслідок падіння в ньому тиску.

ЛІТЕРАТУРА

1. Zhenpeng He, Junhong Zhang, Guichang Zhang, Zhouyu Li, Weisong Xie. Crankshaft-bearing evolution indexes investigation and asperity contact identification based on neural network. *Applied Mathematical Modelling*. 2014. Volume 38, Issue 2. Pp. 506–523.
2. Liu R.C., Meng X.H., Li P. Transient tribodynamic analysis of crankshaft-main bearing system during engines starting up. *Proc IMechE Part J: J Engineering Tribology*. 2018. 232(5). Pp. 535–549.

3. Zammit J.P., Shayler P.J., Gardiner R. Investigating the Potential to Reduce Crankshaft Main Bearing Friction During Engine Warm-up by Raising Oil Feed Temperature. *SAE International Journal of Engines*. 2012. 5(3). Pp. 1312–1319.
4. Inui M., Kobayashi M., Oowaki K., Furukawa T. et al. Analysis of Oil Film Generation on the Main Journal Bearing Using a Thin-Film Sensor and Elasto-Hydrodynamic Lubrication (EHL) Model. *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 2013. 6(1). Pp. 119–125.
5. Francisco A., Lavie T., Fatu A. et al. Metamodel-assisted optimization of connecting rod big-end bearings. *Journal of Tribology*. 2013. № 135. Pp. 0417041- 04170410.
6. Tabrizi A. and Kakaei A. Different Simulation Models of Connecting Rod Hydrodynamic Bearing. *SAE Technical Paper*. 2009. 2009-01-1863.
7. Chen X., Zu B., Xu Y. et al. Influence of high-turbocharged on performance of main bearing in diesel engine. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*. 2015. 36(3). Pp. 6–11.
8. Wei L., Wei H., Duan S. et al. An EHD-mixed lubrication analysis of main bearings for diesel engine based on coupling between flexible whole engine block and crankshaft. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2015. 67(2). Pp. 150–158.
9. Zhao X., Huang A., Hu Z. et al. Analysis of main bearing lubrication performance of high-power marine diesel engine under typical operating conditions. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*. 2015. 36(5). Pp. 128–133.
10. Sun J., Li B., Zhu S. et al. Lubrication Performance of Connecting-Rod and Main Bearing in Different Engine Operating Conditions. *Chin. J. Mech. Eng.* 2019. № 32. Pp. 23–34.

REFERENCES

1. Zhenpeng, He, Junhong, Zhang, Guichang, Zhang, Zhouyu, Li, Weisong, Xie (2014). Crankshaft-bearing evolution indexes investigation and asperity contact identification based on neural network. *Applied Mathematical Modelling*, 38(2), 506–523.
2. Liu, R.C., Meng, X.H., Li, P. (2018). Transient tribodynamic analysis of crankshaft-main bearing system during engines starting up. *Proc IMechE Part J: J Engineering Tribology*, 232(5), 535–549.
3. Zammit, J.P., Shayler, P.J., Gardiner, R. (2012). Investigating the Potential to Reduce Crankshaft Main Bearing Friction During Engine Warm-up by Raising Oil Feed Temperature. *SAE International Journal of Engines*, 5(3), 1312–1319.
4. Inui, M., Kobayashi, M., Oowaki, K., Furukawa, T. et al (2013). Analysis of Oil Film Generation on the Main Journal Bearing Using a Thin-Film Sensor and Elasto-Hydrodynamic Lubrication (EHL) Model. *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, 6(1), 119–125.

5. Francisco, A., Lavie, T., Fatu, A. et al (2013). Metamodel-assisted optimization of connecting rod big-end bearings. *Journal of Tribology*, 135, 0417041–04170410.
6. Tabrizi, A. and Kakaei, A. (2009). Different Simulation Models of Connecting Rod Hydrodynamic Bearing. *SAE Technical Paper*, 2009-01-1863.
7. Chen, X., Zu B., Xu Y. et al (2015). Influence of high-turbocharged on performance of main bearing in diesel engine. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 36(3), 6–11.
8. Wei L., Wei, H., Duan, S. et al (2015). An EHD-mixed lubrication analysis of main bearings for diesel engine based on coupling between flexible whole engine block and crankshaft. *Industrial Lubrication and Tribology*, 67(2), 150–158.
9. Zhao, X., Huang, A., Hu, Z. et al (2015). Analysis of main bearing lubrication performance of high-power marine diesel engine under typical operating conditions. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 36(5), 128–133.
10. Sun, J., Li, B., Zhu, S. et al (2019). Lubrication Performance of Connecting Rod and Main Bearing in Different Engine Operating Conditions. *Chin. J. Mech. Eng.*, 32, 23–34.