

*on the relevance of developing and implementing a method for managing risks associated with the occurrence of emergencies in maritime transportation. Despite significant scientific and technological progress in the field of maritime safety, the frequency of accidents remains high. The main goal is to ensure safety during maritime transport and reduce the negative factors that contribute to the occurrence of emergencies. The current study reveals that the number of maritime transport incidents remains high and is not sufficiently reduced. The analysis of the practices of preparing and carrying out maritime transport underlines that approaches to risk assessment and management remain traditional, and scientific support for safety issues is not sufficiently developed. In other words, the analysis of existing experience and research indicates that the scientific basis for risk assessment and management in the context of maritime transport of goods is incompletely developed. Methods for assessing emergency risks, as well as assessing the safety and efficiency of transport and logistics system projects based on risk criteria, need to be further developed. The issues of decision-making in risk management also remain insufficiently researched. Thus, this article presents an innovative method of managing the risks of maritime emergencies. The main advantage is an integral approach that allows to assess the risk at different stages of cargo transportation. This method is based on a systematic analysis, considering in detail the risks at each chain of the transport and logistics system. This approach provides a more accurate assessment of potential risks and allows for early decision-making on safety issues. The use of this method also helps to reduce the number of unreasonable risky decisions, which enables transport companies, cargo owners, seafarers and ship owners to take additional measures to ensure the safety of maritime transport and reduce the likelihood of accidents and their consequences.*

**Keywords:** risk management method, emergencies, maritime transport, safety, integrated analysis, transport and logistics chain, risk assessment.

УДК 629.12.004:621.833.1.004.4

doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.13

**Савчук В.П., Зінченко Д.О., Кочетов Г.А., Дзигар А.К.**

### **АНАЛІЗ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ШАТУНА СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА HYUNDAI HİMSEN H25/33 ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ З ДОПУСТИМИМИ ЗНАЧЕННЯМИ ЗАГОРІВ БЕЗ РЕМОНТУ**

*Дана стаття присвячена визначенню впливу режимів навантаження та робочих зазорів на працездатність мотилевих та головних підшипників на прикладі суднового середньообертового дизеля Hyundai HiMSEN H25/33. Також важливим аспектом даного дослідження є аналіз безпечності роботи досліджуваних підшипників при складальних та граничних значеннях робочих зазорів. Приведено послідовність моделювання робочих процесів у підшипниках шатуна із застосуванням спеціалізованого програмного комплексу GT-Suite. Встановлено характеристики робочих параметрів досліджуваних підшипників при роботі дизеля на найбільш вживаному режимі навантаження 75 %  $N_{ен}$  та перевантажувальному режимі 110 %  $N_{ен}$  при складальних та допустимих без ремонту робочих зазорах. Отримані результати комп'ютерного моделювання протікання робочих процесів у мотилевих підшипниках вказують на наявність стійкого режиму гідродинамічного мащення при всіх варіантах навантажень та робочих зазорів. Встановлено, що при найбільш несприятливих умовах експлуатації величина мінімальної товщини змащувального шару становить 10,2 мкм.*

*Дане значення є граничним для даного типу підшипників та відповідно є обґрунтованим. Максимальне значення тиску змащувального шару становить 226,4 МПа, що не перевищує межю міцності для алюмінієвих підшипникових матеріалів. У головних підшипниках граничний режим мащення має місце на тривалій ділянці відносно кута повороту колінчастого валу, що наближено становить  $300^\circ$  – від початку робочого ходу та майже до кінця такту випуску. Режим граничного мащення в даному підшипнику зумовлений високим навантаженнями та малою швидкістю ковзання із зміною напрямку обертання при кожному оберті колінчастого валу. Збільшення робочого зазору також сприяє росту максимального тиску в змащувальному шару на 45 % (режим 75 % Nen) та 48 % (режим 110 % Nen). Максимальне значення тиску змащувального шару складає 507 МПа, що вказує на можливе перевантаження матеріалу підшипникового вузла.*

**Ключові слова:** робочий зазор, допустимий зазор без ремонту моделювання, підшипник, колінчастий вал, мащення.

**Вступ та постановка проблеми.** Підшипники верхньої головки шатуна (головні підшипники) мають значні відмінності в конструкції та режимах навантаження від підшипників колінчастого валу. Головні підшипники працюють в умовах інтенсивних знакозмінних навантажень від сил інерції та тиску газів, при підвищених температурах в зоні контакту. Внаслідок коливального руху шатуна в даних підшипниках мають місце два режими мащення – гідродинамічне та граничне, які протягом циклу періодично змінюють один одного і їх можна порівняти за тривалістю [1, 2]. Оцінити ступінь зношеності даного трибовузла в процесі роботи двигуна без його розбирання практично неможливо. У зв'язку з цим, оцінка працездатності підшипників КШМ при різних умовах навантаження, технічного стану та параметрів моторної оливи є актуальним завданням.

Змінні умови експлуатації дизелів суттєво впливають на режими мащення головних підшипників та на їх безвідмовність. Тому важливо визначити припустимі значення параметрів, що забезпечують працездатність підшипникових вузлів: властивості змащувальних масел, температура, тиск, складальні та припустимі зазори без ремонту та ін.

Комп'ютерне моделювання є найбільш використовуваним методом теоретичного аналізу робочих процесів, що протікають в підшипниках ковзання ДВЗ. Даний метод реалізовано в спеціалізованих програмних комплексах (СПК), що за рахунок вбудованих шаблонів елементів КШМ та систем мащення здійснюють розрахунки показників робочих процесів із врахуванням максимально можливої кількості конструктивних параметрів, режимів навантаження та характеристик змащувальних матеріалів. Розрахунок режимів мащення в підшипниках ковзання ДВЗ зазвичай проводять в СПК із використанням розрахункової гідродинаміки CFD (computational fluid dynamics). До таких СПК відносять Ansys, AVL від AVL List GmbH, GT-SUITE від Gamma Technologies та інші.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз останніх публікацій вказує на значне зростання інтересу в розумінні взаємозв'язку між умовами експлуатації двигуна та його підшипників [3]. Дослідники активно звертають увагу на важливість правильного налаштування режимів навантаження для забезпечення надійної та ефективної роботи підшипникових вузлів [1-9]. Деякі з останніх досліджень фокусуються на використанні новітніх технологій моделювання та аналізу для прогнозування поведінки підшипників в різних умовах навантаження [10]. Крім того, дослідження також розглядають різні методи підвищення тривалості та ефективності роботи підшипників в умовах зміни технічного стану та навантаження двигуна [11]. Наголошується на важливості попереднього аналізу та прогнозування можливих ризиків зносу та визначення оптимальних стратегій обслуговування для забезпечення довговічності та ефективності роботи КШМ [12-14]. У більшості випадків використовують стандартні методи розрахунку, які не дають можливості враховувати зміну геометрії підшипника та зокрема особливостей конструкції оливорозподільних канавок в підшипниках та отворів у шийках колінчастого валу, що у свою чергу не дає загальної уяви про

умови роботи підшипника та не може бути використаним для інженерного аналізу працездатності підшипників КШМ ДВЗ.

**Формулювання цілей статті.** Забезпечення обмежень викидів оксидів азоту  $\text{NO}_x$  із випускними газами сучасних суднових ДВЗ призвело до зміни протікання робочих процесів, що безсумнівно вплинуло на характер навантаження їх підшипникових вузлів. Двигуни Hyundai HiMSEN H25/33 відповідають нормам IMO Tier II завдяки вдосконаленому моделюванню та застосування циклу Міллера з метою оптимізації робочого процесу. Застосування вдосконаленої системи наддуву з новими високоефективними турбокомпресорами забезпечують зниження питомої витрати палива та нижчу температуру згоряння, що є критичним для формування викидів  $\text{NO}_x$ . З іншого боку, відмінність режимів навантаження, якості експлуатаційних матеріалів та технічного обслуговування призводять до суттєвої різниці показників безвідмовності підшипників КШМ. Такі фактори спонукають до адаптування конструкції підшипників до змінених робочих процесів у циліндрах дизелів та розроблення систем діагностування ДВЗ із можливістю визначення поточного технічного стану та його прогнозування.

Ціллю проведеного дослідження є визначення впливу режимів навантаження та робочих зазорів на працездатність мотилевих та головних підшипників на прикладі суднового середньообертового дизеля Hyundai-HiMSEN H25/33. Також важливим аспектом даного дослідження є аналіз безпечності роботи досліджуваних підшипників при складальних та граничних значеннях робочих зазорів.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідження працездатності підшипників шатуна виконано за допомогою програмного додатку GT-ISE програмного пакету GT-SUITE. Даний програмний продукт є спеціалізованим та призначено для дослідження динаміки КШМ ДВЗ, гідродинамічних процесів в підшипниках ковзання, проектування та дослідження систем мащення та процесів, що проходять в деталях циліндро-поршневої групи (ЦПГ) [16, 17].

Для розрахунку сил, що діють на підшипники КШМ внаслідок дії сил інерції та дії сил тиску газів, використовуються шаблон *EngineCrankTrain*, до якого заносять дані про конструктивні особливості КШМ, значення маси та моментів інерції поршня та шатуна. Опорний об'єкт *Crank-Slider Inertia Object* зокрема містить інформацію про масу поршня і шатуна, а також момент інерції та центр маси шатуна та використовуються для обчислення інерційної складової діючих навантажень в підшипниках КШМ. Для визначення положення центру маси та моменту інерції шатуна відносно його центру маси в площині обертання та відповідно маси поршня та його моменту інерції в площині обертання шатуна нами здійснювалось шляхом твердотільного моделювання в системі CAD/CAE SolidWorks (рис. 1).

За результатами розрахунку було визначено:

- маса шатуна в зборі 98,5 кг;
- відстань від осі отвору в нижній голівці шатуна до центру маси шатуна у вертикальній площині (вісь Z) – 188 мм;
- момент інерції в площині обертання шатуна  $L_{xx} = 8,73 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

Значення маси поршня та його моменту інерції визначаєм аналогічним чином як для шатуна:

- маса поршня (40,3 кг) в зборі із поршневим пальцем (15 кг) 55,3 кг;
- відстань від осі отвору в бобишках поршня до центру маси у вертикальній площині (вісь Y) – 95 мм;
- момент інерції в площині обертання шатуна  $L_{zz} = 0,404 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

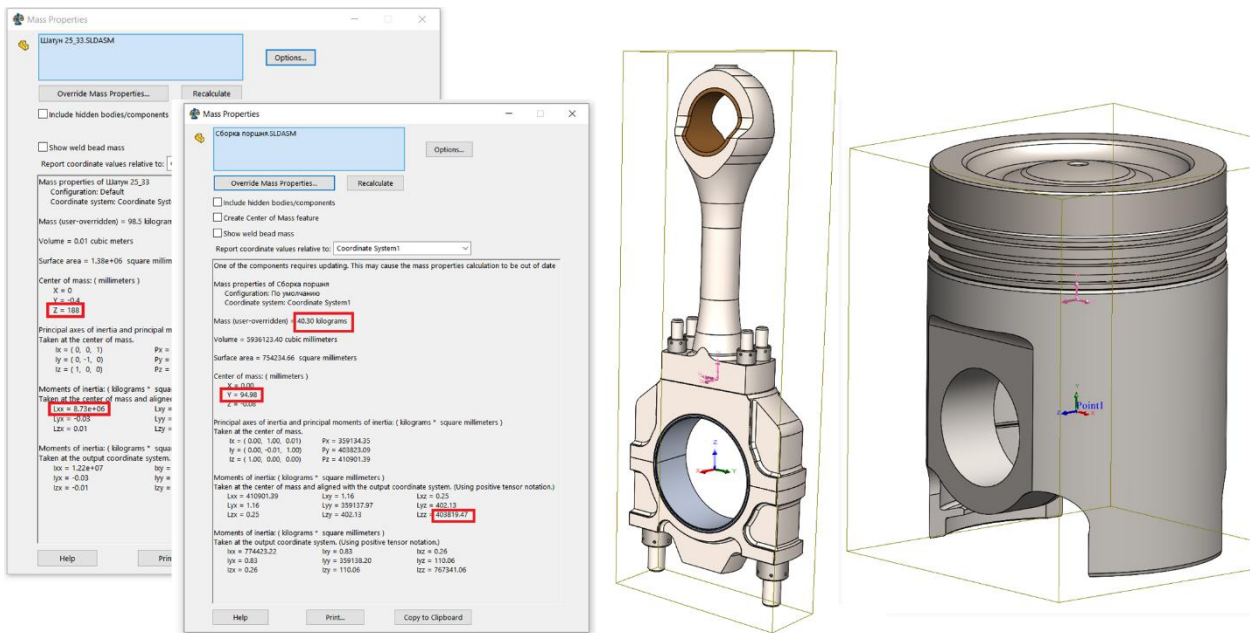


Рисунок 1 – Результати розрахунку положення центру маси та моменту інерції відносно центру маси шатуна та поршня

**Призначення параметрів мотилевого підшипника.** Для призначення показників мотилевого підшипника використовується шаблон *JournalBearingFlow*. Вкладка *Main* містить інформацію про розміри підшипника, радіальний зазор, особливості конструкції оливорозподільних канавок та отворів, а також пропонує вибрати метод гідродинамічного розрахунку підшипника.

Підшипник, що моделюється, має діаметр 230 мм та ширину 98 мм. Кутова протяжність та ширина оливорозподільної канавки становить 210 град та 18 мм відповідно. Діаметр оливорозподільних отворів становить 15 мм, а кутове розташування  $\pm 90^\circ$  по відношенню до вертикальної осі кривошипу. Значення параметрів підшипника, що вказано в шаблоні *JournalBearingFlow* показано на рис. 2. Кожна мотилева шийка має по два радіальних отвори діаметром 15 мм, що виготовлено під кутом  $90^\circ$  до вертикальної осі кривошипу. Максимальний зазор в підшипнику без ремонту складає 0,5 мм.

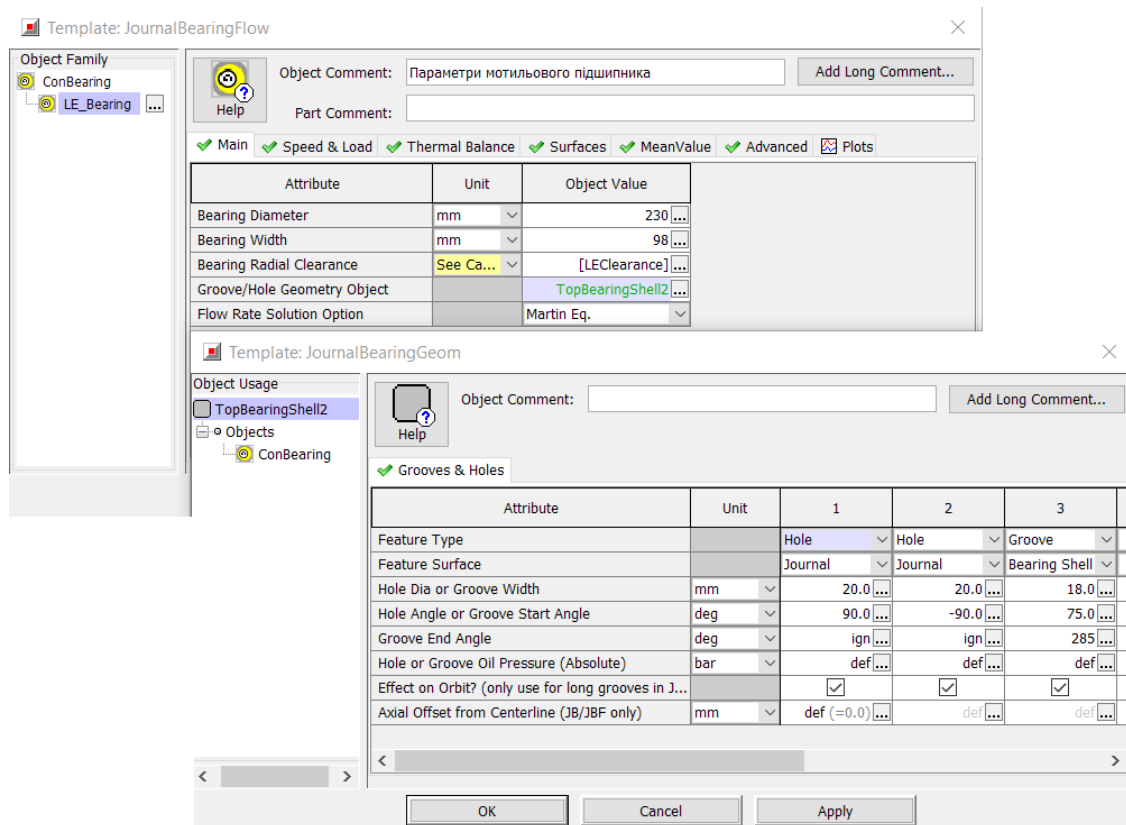


Рисунок 2 – Призначення показників мотилевого підшипника за допомогою шаблону *JournalBearingFlow*

Для поточного варіанту розрахунку мотилевого та головного підшипників застосовуємо метод Martin Eq.[15]. Цей метод використовують в мотилевих підшипниках і підшипниках з частковими канавками. У вкладці *Speed & Load* встановлюємо метод розрахунку Automatic – Engine Bearing, адже це дозволить програмі розрахувати навантаження підшипника в автоматичному режимі.

Для розрахунку теплового балансу підшипників використовуємо метод Quasi-steady (cycle). Він передбачає що лише потік оливи через підшипник поглинати тепло, що виділяється протягом даного циклу. Олива в контрольному об'ємі підшипника не враховується. Ця опція добре працює для підшипників із низьким підвищення температури, що зазвичай відбувається при низькій швидкості та високій температурі оливи [16].

**Призначення параметрів підшипника верхньої головки шатуна.** Призначення основних характеристик підшипника верхньої головки шатуна (головного підшипника) здійснюється аналогічно мотилевому. Підшипник має різну ширину: 68 мм в верхній, менш навантаженій частині та 118 мм в нижній. Особливості установки, та інші розміри підшипникового вузла представлено на рис. 3.

Для моделювання змінної ширини головного підшипника застосовано шаблон XYTable, що має назву WidthSE\_Bearing. Вкладка даного шаблону представлена на рис. 4а.

Як видно із рис. 3, моторна олива через осьовий канал надходить до кільцевої канавки шириною 12 мм. Наявні радіальні отвори в підшипнику та осьова оливоподільна канавка служать для подачі та розподілу оливи в підшипнику та, зокрема, для транспортування оливи через осьовий та радіальні канали до охолоджувальної порожнини поршня. Геометричні особливості оливоподільної канавки даного підшипника вказано в шаблоні JournalBearingFlow. Загальний вигляд вкладок шаблонів приведено на рис. 4б.

Значення робочого радіального зазору в підшипнику визначаємо через посилання [SEClearance] до планування дослідження Case Setup. Це надає можливості уникнути

призначати значення робочого зазору в шаблоні при аналізі варіантів дослідження, що проводяться при їх змінених значеннях.

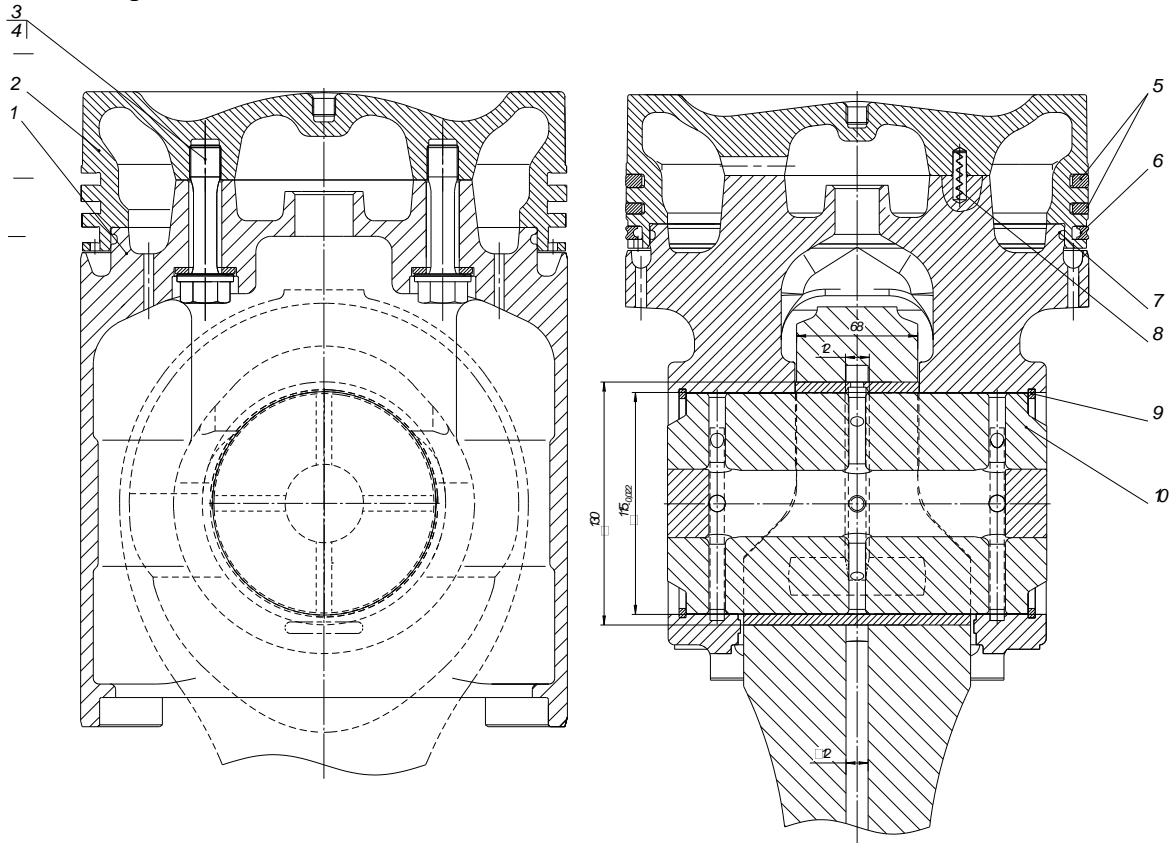
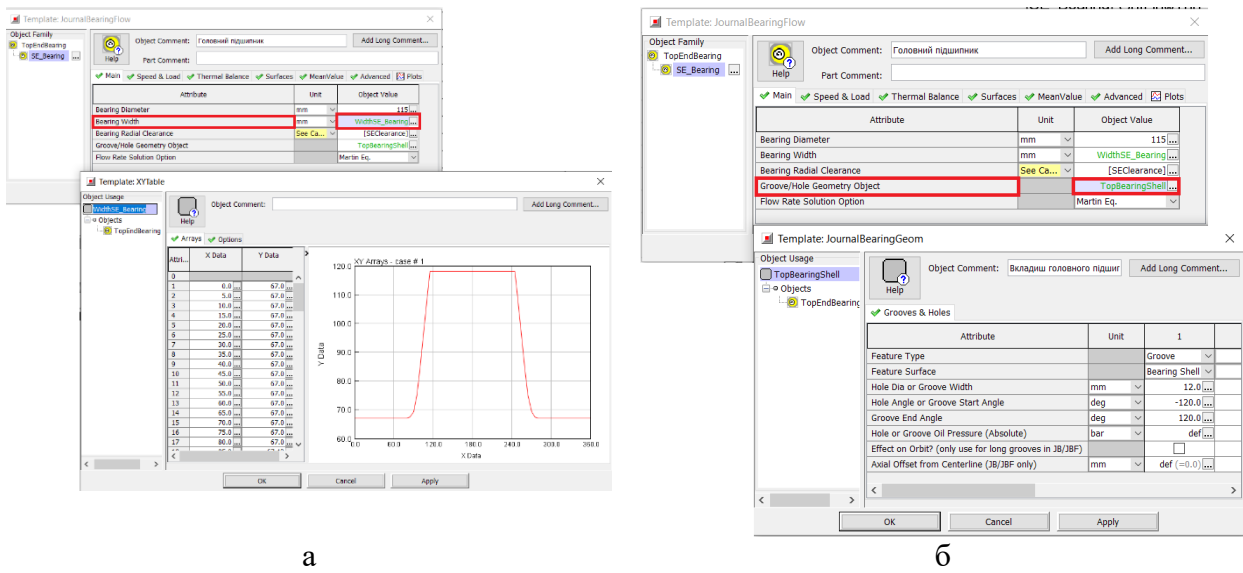


Рисунок 3 – Поршень в зборі: 1 – спідниця; 2 – головка; 3 – гвинт, 4 – шайба; 5 – кільця компресійні; 6 – кільце оливознімне; 7 – кільце ущільнювальне; 8 – штифт; 9 – кільце стопорне; 10 – палець



а

б

Рисунок 4 – Призначення змінної ширини підшипника верхньої головки шатуна (а) та параметрів оливорозподільної канавки підшипника верхньої головки шатуна за допомогою шаблону *JournalBearingGeom* (б)

**Налаштування 1D-карти моделі.** Розташовуємо всі об’єкти на карті і з’єднуємо їх за допомогою лінків (рис. 5).

Об’єкт *NiPress-1* описує параметри напірної магістралі:

- тиск (абсолютний) перед підшипником 5 бар;
- температура оливи на вході в підшипник 46 °С;
- властивості рідини – моторна олива Oil-SAE40-126-13cSt.

Інші два об'єкти OutFlow-LE та OutFlowTop шаблону EndEnvironment характеризують умови навколишнього середовища, куди витікає моторна олива:

- тиск (абсолютний) 1 бар;
- температура навколишнього середовища (оливи) 90 °С;
- властивості рідини – як і для попереднього об'єкту, моторна олива Oil-SAE40-126-13cSt.

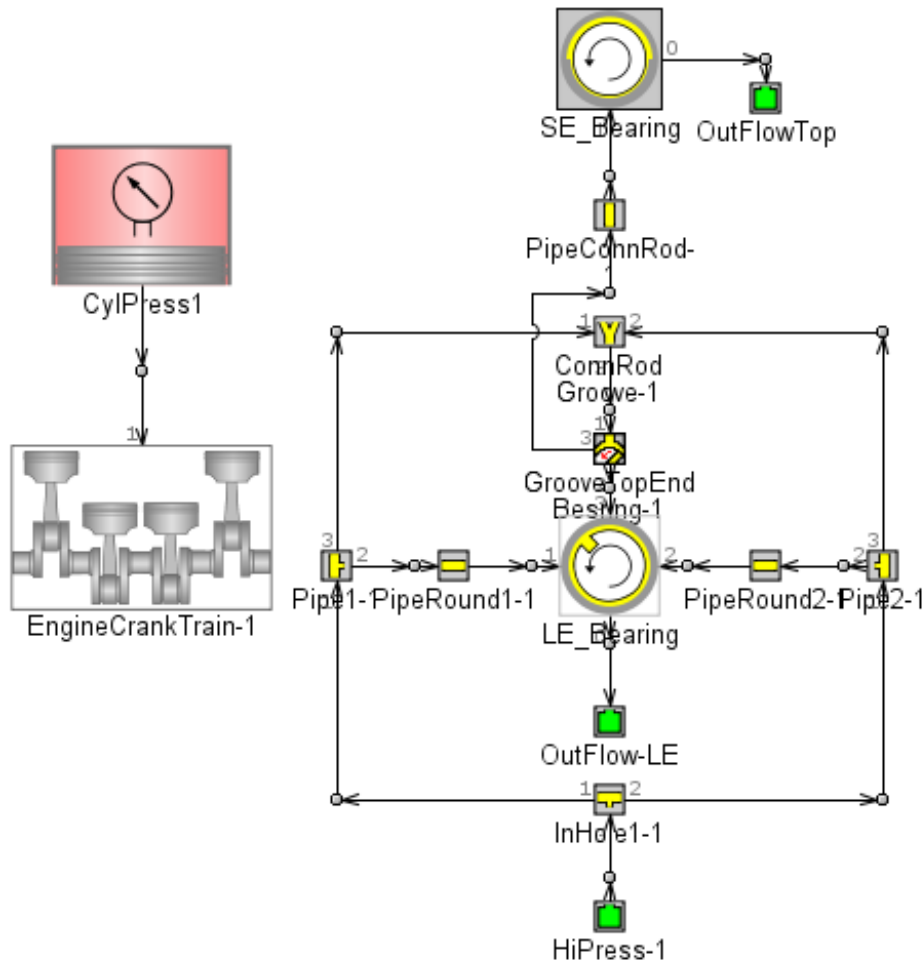


Рисунок 5 – Карта 1D моделі контуру змащування підшипників шатуна

**Аналіз результатів розрахунку робочих параметрів підшипників шатуна в змінних умовах експлуатації.** Дослідження робочих процесів мотилевого та головного підшипників здійснювалось для двох варіантів протікання робочого процесу в циліндрі двигуна: для режимів 75 % та 110 %  $N_{ен}$  при частоті обертання колінчастого валу  $750 \text{ хв}^{-1}$ .

Для кращої наочності результати розрахунків представлено як у графічному вигляді, так і в табличному.

**Порівняльний аналіз впливу режиму навантаження на працездатність шатунних підшипників.** Графічні залежності, що демонструють зміну мінімальної товщини змащувального шару для мотилевого та головного підшипників, наведено на рис. 6 та 7.

Максимальні та середні значення розрахованих показників для мотилевого та головного підшипників наведено в табл. 1 та табл. 2 відповідно. Для першого варіанту дослідження встановлено характеристики робочих параметрів досліджуваних підшипників при роботі дизеля на найбільш вживаному режимі навантаження 75 %  $N_{ен}$  та перевантажувальному режимі 110 %

$N_{ен}$  при значенні складальних радіальних зазорів 0,075 мм та 0,145 мм для головного та мотилевого підшипників відповідно. Отримані результати комп'ютерного моделювання протікання робочих процесів у досліджуваних підшипниках вказують на наявність стійкого режиму гідродинамічного мащення при всіх варіантах навантажень та робочих зазорів. При найбільш несприятливих умовах експлуатації дані підшипники будуть експлуатуватись при величині мінімальної товщини змащувального шару 10,2 мкм. Дане значення є граничним для даного типу підшипників [18] та відповідно є обґрунтованим. Максимальне значення тиску змащувального шару становить 226,4 МПа, що не перевищує межу міцності для алюмінієвих підшипникових матеріалів.

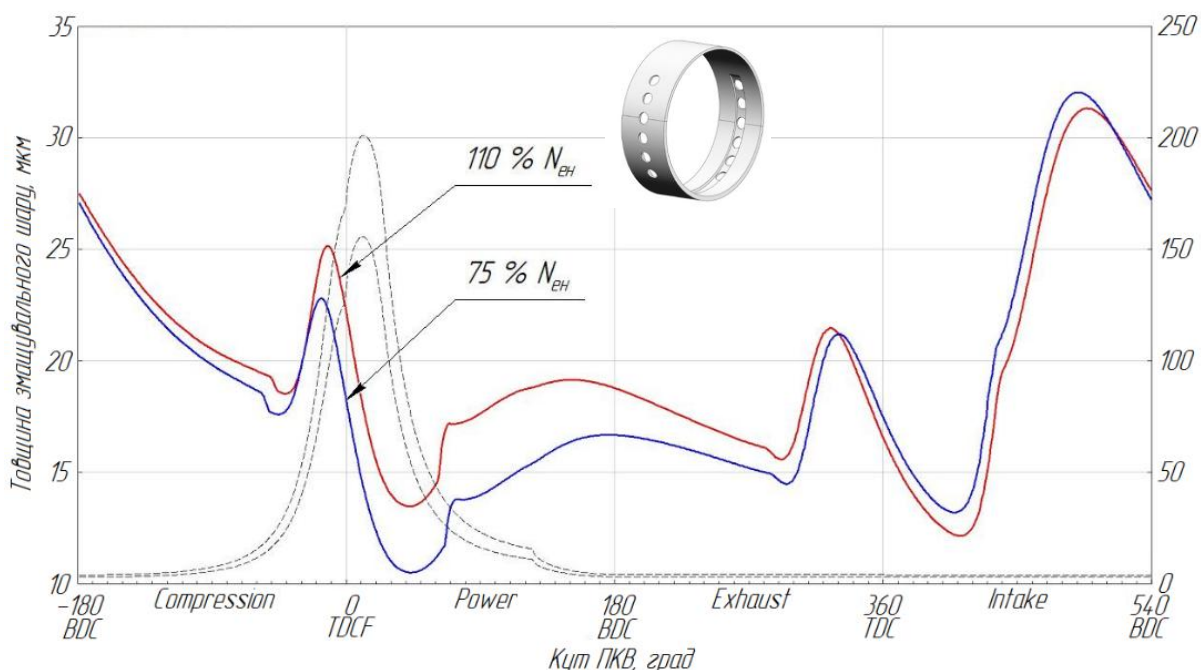


Рисунок 6 – Залежність мінімальної товщини змащувального шару в мотилевих підшипниках від кута повороту колінчастого валу

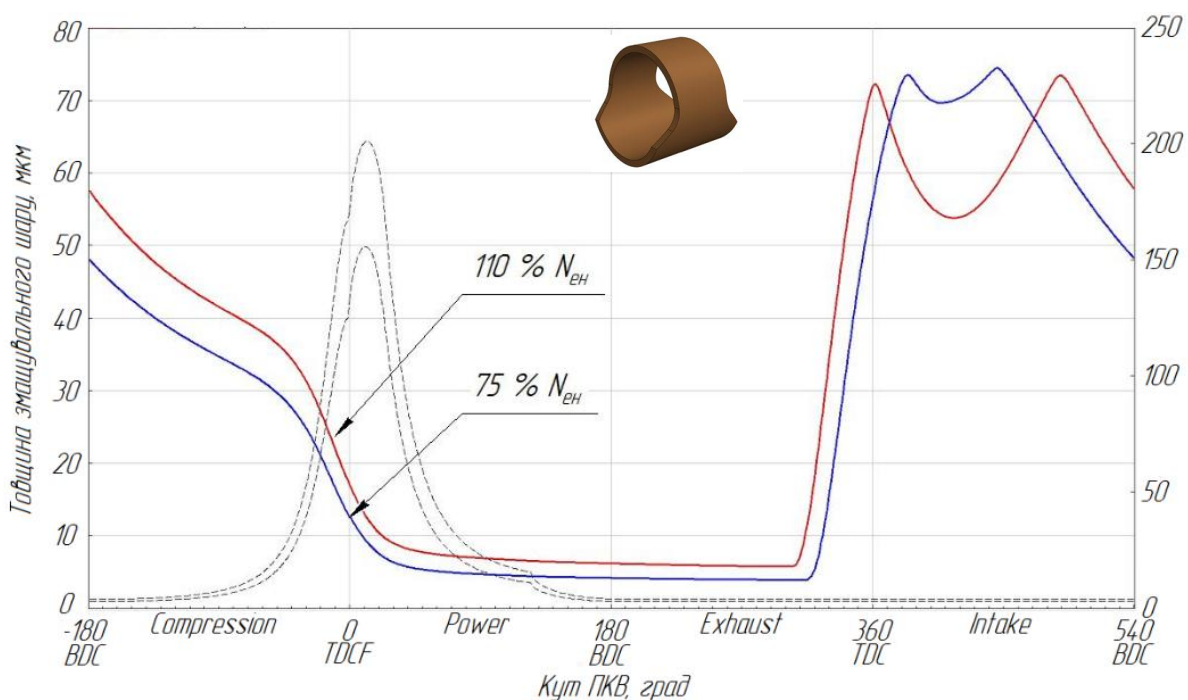


Рисунок 7 – Залежність мінімальної товщини змащувального шару в головних підшипниках від кута повороту колінчастого валу

Таблиця 1 – Результати розрахунку робочих параметрів мотилового підшипника

Показник	Діапазон	Режим роботи 75 %		Режим роботи 110 %	
		Радіальний зазор, мм		Радіальний зазор, мм	
		0,145	0,175	0,145	0,175
Сила, що діє на підшипник у вертикальній площині, кН	макс	688,43		905,44	
	середнє	86,43		116,56	
Сила, що діє на підшипник у горизон-тальній площині, кН	макс	48,65		57,34	
	середнє	1,66		2,34	
Питомий тиск на підшипник, бар	макс	305,6		402,0	
	середнє	51,19		63,4	
Мінімальна товщина змащувального шару, мкм	мін	12,1	13,11	10,5	10,2
	середнє	19,8	23,1	18,7	21,7
Максимальний тиск змащувального шару, бар	макс	1223,0	1484,8	1788,4	2264,4
	середнє	203,2	237,7	265,5	316,5
Температура оливи в підшипнику, °С	макс	-	-	-	-
	середнє	56,5	49,6	56,5	49,85
Витрата оливи, л/хв	макс	34,4	172,0	39,0	150,8
	середнє	6,6	18,3	6,6	19,9

Таблиця 2 – Результати розрахунку робочих параметрів головного підшипника

Показник	Діапазон	Режим роботи 75 %		Режим роботи 110 %	
		Радіальний зазор, мм		Радіальний зазор, мм	
		0,075	0,145	0,075	0,145
Сила, що діє на підшипник у вертикальній площині, кН	макс	-733,75		-956,10	
	середнє	-85,47		-115,71	
Сила, що діє на підшипник у горизон-тальній площині, кН	макс	-29,87		-41,62	
	середнє	-1,64		-2,34	
Питомий тиск на підшипник, бар	макс	540,9		704,8	
	середнє	66,5		87,5	
Мінімальна товщина змащувального шару, мкм	мін	5,8	1,9	3,9	1,2
	середнє	31,6	35,2	28,4	34,3
Максимальний тиск змащувального шару, бар	макс	1787,9	3231,0	2653,5	5071,0
	середнє	210,1	373,4	314,3	589,8
Температура оливи в підшипнику, °С	макс	-	-	-	-
	середнє	47,95	47,1	48,32	47,13
Витрата оливи, л/хв	макс	4,65	30,0	4,46	43,52
	середнє	0,64	3,38	0,67	3,44

Інші результати робочих параметрів демонструють головні підшипники. Мінімальна товщини змащувального шару змінює своє значення від 5,8 мкм, при режимі роботи 75 %  $N_{en}$  та складальному значенні радіального зазору 0,075 мм до 1,2 мкм при несприятливих умовах

роботи – 110 %  $N_{ен}$  та граничному значенні радіального зазору 0,145 мм. Граничний режим мащення має місце на тривалій ділянці відносно кута повороту колінчастого валу (рис. 7), що наближено становить 300 ° – від початку робочого ходу та майже до кінця такту випуску. Режим граничного мащення в даному підшипнику зумовлений високим навантаженнями та малою швидкістю ковзання із зміною напрямку обертання при кожному оберті колінчастого валу. Збільшення робочого зазору також сприяє росту максимального тиску в змащувальному шару на 45 % (режим 75 %  $N_{ен}$ ) та 48 % (режим 110 %  $N_{ен}$ ). Максимальне значення тиску змащувального шару складає 507 МПа, що вказує на можливе перевантаження матеріалу підшипникового вузла.

Температура оливи в підшипниках змінюється незначно при зміні режиму навантаження, що може свідчити про стабільні умови терморегулювання. Витрата оливи збільшується при збільшенні експлуатаційних зазорів для обох типів підшипників, що потребує ретельного контролю за функціонуванням системи змащування.

**Висновки.** Приведено послідовність моделювання робочих параметрів підшипників шатуна із застосуванням програмного комплексу GT-Suite.

Результати комп'ютерного моделювання робочих процесів в головному та мотилевому підшипниках дизеля Hyundai HiMSEN H25/33, при умовах роботи із номінальними та граничними зазорами та при навантаженні двигуна 75 % та 110 %  $N_{ен}$  вказують на те, що

- зміна параметрів протікання робочого процесу в циліндрах двигунів не призведе до порушення режиму мащення мотилевих підшипників, що є одними із найбільш навантаженими вузлами КШМ;

- мінімальна товщина змащувального шару при роботі на перевантажувальному режимі із граничним значенням експлуатаційного зазору 0,175 мм становить 10,2 мм, що є допустимим для даного типу підшипників;

- мінімальна товщина змащувального шару в головному підшипнику на досліджуваних режимах змінюється в діапазоні від 5,8 до 1,2 мкм, що вказує на граничний режим мащення, що має місце на такті робочого ходу та більшій частині такту випуску;

- максимальний тиск в змащувальному шару головного підшипника може становити 226,4 МПа, що потребує додаткової оцінки стійкості до утворення втомних пошкоджень;

- температура оливи на виході з мотилевого підшипника, що має більший експлуатаційний зазор, має менші значення в порівнянні із підшипником, що має номінальне значення експлуатаційного зазору, в середньому на 6,8 °С через суттєве підвищення витрати моторної оливи.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Aulin V., Lysenko S., Hrynkiv A., Liashuk O., Hupka A., Livitskyi O. Parameters of the lubrication process during operational wear of the crankshaft bearings of automobile engines. *Problems of Tribology*. 2022. 27(4/106). 69–81. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-106-4-69-81>.
2. Bonneau Dominique, Fatu Aurelian, Souchet Dominique. (2014). Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings. *Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings*. 2014. 1-184. <https://doi.org/10.1002/9781119004905.ch1>.
3. Sun J., Li B., Zhu S., Miao E., Wang H., Zhao X., & Teng Q. Lubrication Performance of Connecting-Rod and Main Bearing in Different Engine Operating Conditions. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2019. 32(1). doi:10.1186/s10033-019-0335-9.
4. Francisco A., Lavie T., Fatu A., et al. Metamodel-assisted optimization of connecting rod big-end bearings. *Journal of Tribology*. 2013, 135. 0417041- 04170410.
5. Lavie T., Francisco A., Fatu A., et al. Multiobjective optimization of conrod big-end bearing lubrication using an evolutionary algorithm. *Tribology Transactions*. 2015. 58. 490-499.

6. Zhang J.H., Zhang G.C., He Z.P. et al. Optimization of crankshaft-bearing lubricating characteristics based on orthogonal experiment and neural network. *Transactions of CSICE*. 2011. 29(5). 461-467.
7. Ozasa T., Maitani K., Fujimoto Y. et al. Simplified estimation method of bearing friction for engines. *International J. of Engine Research*. 2016. 17(8). 886-896.
8. Bukovnik N., Dörr V., Čaika V., Bartz W.J., Loibnegger B. Analysis of diverse simulation models for combustion engine journal bearings and the influence of oil condition. *Tribol Int*. 2006. 39(8). 820-826.
9. Wu Q.L., Duan S.L., Wu Z.H., Xing H. Lubrication study on a connecting rod big end bearing of two-stroke marine diesel engine. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Computer Application and System Modeling*, Taiyuan, China. 2010. 184-188.
10. Dhande D.Y., Pande D.W. Multiphase flow analysis of hydrodynamic journal bearing using CFD coupled Fluid Structure Interaction considering cavitation. *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*. 2018. 30. 345-354.
11. Zhao X., Huang A., Hu Z. Analysis of main bearing lubrication performance of high-power marine diesel engine under typical operating conditions. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*. 2015. 36(5). 128-133. <https://doi.org/10.13949/j.cnki.nrjgc.2015.05.022>.
12. Савчук В.П., Зінченко Д.О., Акімов О.В. Моделювання робочих параметрів мотилевих підшипників малообертового суднового дизельного двигуна Wartsila RT-Flex82С. *Розвиток транспорту*. 2021. 1(8). 91-102. <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.09>.
13. Савчук В.П., Білоусов Є.В., Зінченко Д.О., Бойко М.О.. Система моніторингу шатунних підшипників колінчастих валів суднових двигунів внутрішнього згорання. *Розвиток транспорту*. 2022. 1(12). 64-74. <https://doi.org/10.33082/td.2022.1-12.06>.
14. Бойко М.О., Савчук В.П., Зінченко Д.О. Визначення впливу порушення протікання робочого процесу суднового двигуна MAN B&W 8L48/60 на динамічні показники кривошипно-шатунного механізму. *Розвиток транспорту*. 2023. 1(16). 34-46. <https://doi.org/10.33082/td.2023.1-16.03>.
15. Martin F.A. Oil flow in plain steadily loaded journal bearings: Realistic predictions using rapid techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 1998. 212(6). 413-425. <https://doi.org/10.1243/1350650981542227>.
16. Gamma Technologies (2010): Gamma Technologies - Engine and Vehicle simulation, [online]. Available at: <http://www.gtisoft.com> [Accessed 10th October 2021].
17. Kunt M.A., Calam A., Gunes H. Analysis of the effects of lubricating oil viscosity and engine speed on piston-cylinder liner frictions in a single cylinder HCCI engine by GT-SUITE program. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2023. 237(2). 399-409. <https://doi.org/10.1177/09544089221132988>.
18. HYUNDAI Heavy Industries Co., Ltd. HYUNDAI - HiMSEN H25/33 Instruction Book. HYUNDAI Heavy Industries Co., Ltd.: Ulsan, Republic of Korea, 2019. 581.

## REFERENCES

1. Aulin, V., Lysenko, S., Hrynkiv, A., Liashuk, O., Hupka, A., & Livitskyi, O. (2022). Parameters of the lubrication process during operational wear of the crankshaft bearings of automobile engines. *Problems of Tribology*, vol. 27, № 4/106, 69–81. Retrieved from: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-106-4-69-81>. [in English].
2. Dominique Bonneau, Aurelian Fatu, Dominique Souchet. (2014). Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings. *Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings*. 1-184. Retrieved from: <https://doi.org/10.1002/9781119004905.ch1>. [in English].
3. Sun, J., Li, B., Zhu, S., Miao, E., Wang, H., Zhao, X., & Teng, Q. (2019). Lubrication Performance of Connecting-Rod and Main Bearing in Different Engine Operating Conditions. *Chinese*

*Journal of Mechanical Engineering*, vol. 32, iss. 1. Retrieved from: <https://doi.org/10.1186/s10033-019-0335-9>. [in English].

4. Francisco, A., Lavie, T., Fatu, A., et al. (2013). Metamodel-assisted optimization of connecting rod big-end bearings. *Journal of Tribology*, vol. 135, 0417041- 04170410. Retrieved from: <https://doi.org/10.1115/1.4024555> [in English].

5. Lavie, T., Fransisco, A., Fatu, A., et al. (2015). Multiobjective optimization of conrod big-end bearing lubrication using an evolutionary algorithm. *Tribology Transactions*, vol. 58, 490-499. Retrieved from: <https://doi.org/10.1080/10402004.2014.939795> [in English].

6. Zhang, J.H., Zhang, G.C., He, Z.P., et al. (2011). Optimization of crankshaft-bearing lubricating characteristics based on orthogonal experiment and neural network. *Transactions of CSICE*, vol. 29, iss. 5, 461-467. Retrieved from: doi:10.1088/1742-6596/1601/6/062051 [in English].

7. Ozasa, T., Maitani, K., Fujimoto, Y., et al. (2016). Simplified estimation method of bearing friction for engines. *International Journal of Engine Research*, vol. 17, iss. 8, 886-896. Retrieved from: <https://doi.org/10.1177/1468087415622885> [in English].

8. Bukovnik, N., Dörr, V., Čaika, V., Bartz, W.J., Loibnegger, B. (2006). Analysis of diverse simulation models for combustion engine journal bearings and the influence of oil condition. *Tribology International*, vol. 39, iss. 8, 820-826. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.07.023> [in English].

9. Wu, Q.L., Duan, S.L., Wu, Z.H., Xing, H. (2010). Lubrication study on a connecting rod big end bearing of two-stroke marine diesel engine. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Computer Application and System Modeling*, Taiyuan, China, 184-188. Retrieved from: DOI: [10.1109/ICCASM.2010.5622574](https://doi.org/10.1109/ICCASM.2010.5622574) [in English].

10. Dhande, D.Y., Pande, D.W. (2018). Multiphase flow analysis of hydrodynamic journal bearing using CFD coupled Fluid Structure Interaction considering cavitation. *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*, vol. 30, 345-354. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.jksues.2016.09.001>. [in English].

11. Zhao, X., Huang, A., Hu, Z. (2015). Analysis of main bearing lubrication performance of high-power marine diesel engine under typical operating conditions. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, vol. 36, iss. 5, 128-133. Retrieved from: <https://doi.org/10.13949/j.cnki.nrjgc.2015.05.022>. [in English].

12. Savchuk, V.P., Zinchenko, D.O., Akimov, O.V. (2021). Modeling of the working parameters of crankshaft bearings of the low-speed marine diesel engine Wartsila RT-Flex82C [Modeliuvannia robochykh parametriv motylevykh pidshypnykiv maloobertovoho sudnovoho dyzelnoho dvyhuna Wartsila RT-Flex82C]. *Transport Development*, vol. 1(8), 91-102. Retrieved from: <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.09> [in Ukrainian].

13. Savchuk, V.P., Bilousov, E.V., Zinchenko, D.O., Boyko, M.O. (2022). Monitoring system of connecting rod bearings of crankshafts of internal combustion marine engines [Systema monitorynhu shatunnykh pidshypnykiv kolinchastykh valiv sudnovykh dvyhuniv vnutrishnoho zghoriannia]. *Transport Development*, vol. 1(12), 64-74. Retrieved from: <https://doi.org/10.33082/td.2022.1-12.06> [in Ukrainian].

14. Boyko, M.O., Savchuk, V.P., Zinchenko, D.O. (2023). Determination of the influence of violation of the flow of the working process of the MAN B&W 8L48/60 marine engine on the dynamic indicators of the crank-connecting rod mechanism [Vyznachennia vplyvu porushennia protikannia robochoho protsesu sudnovoho dvyhuna MAN B&W 8L48/60 na dynamichni pokaznyky kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu]. *Transport Development*, vol. 1(16), 34-46. Retrieved from: <https://doi.org/10.33082/td.2023.1-16.03> [in Ukrainian].

15. Martin F.A. (1998). Oil flow in plain steadily loaded journal bearings: Realistic predictions using rapid techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 212, iss. 6, 413-425. Retrieved from: <https://doi.org/10.1243/1350650981542227>. [in English].

16. Gamma Technologies (2010): Gamma Technologies - Engine and Vehicle simulation, [online]. Available at: <http://www.gtisoft.com> [Accessed 10th October 2021]. [in English].

17. Kunt, M.A., Calam, A., Gunes, H. (2023). Analysis of the effects of lubricating oil viscosity and engine speed on piston-cylinder liner frictions in a single cylinder HCCI engine by GT-SUITE program. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, vol. 237, iss. 2, 399-409. Retrieved from: <https://doi.org/10.1177/09544089221132988>. [in English].

18. HYUNDAI Heavy Industries Co., Ltd. (2019). HYUNDAI - HiMSEN H25/33 Instruction Book. HYUNDAI Heavy Industries Co., Ltd.: Ulsan, Republic of Korea, 581. [in English and Korean].

**Savchuk V.P., Zinchenko D.O., Kochetov H.A., Dzygar A.K.**

**ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF CONNECTING ROD BEARINGS IN THE MEDIUM-SPEED ENGINE HIMSEN H25/33 DURING OPERATION WITH PERMISSIBLE CLEARANCES WITHOUT REPAIR**

*This article is devoted to determining the influence of loading conditions and working clearances on the performance of main and backup bearings on the example of a medium-speed marine diesel engine Hyundai HiMSEN H25/33. Another important aspect of this study is the analysis of the safety of the studied bearings at the assembly and limit values of working clearances. The sequence of modeling of work processes in connecting rod bearings using the specialized software package GT-Suite is presented. The characteristics of the operating parameters of the studied bearings during diesel engine operation at the most commonly used load mode of 75 %  $N_e$  and overload mode of 110 %  $N_e$  at assembly and allowable working clearances without repair were determined. The obtained results of computer modeling of the working processes in the motive power bearings indicate the presence of a stable hydrodynamic lubrication regime at all loadings and working clearances. It has been established that under the most unfavorable operating conditions, the minimum thickness of the lubricating layer is 10.2 microns. This value is the limit for this type of bearing and is therefore reasonable. The maximum value of the lubricating layer pressure is 226.4 MPa, which does not exceed the tensile strength for aluminum bearing materials. In the main bearings, the boundary lubrication regime occurs over a long area relative to the crankshaft rotation angle, which is approximately 300° - from the beginning of the stroke to almost the end of the release stroke. The boundary lubrication mode in this bearing is caused by high loads and low sliding speed with a change in the direction of rotation with each revolution of the crankshaft. The increase in the working clearance also contributes to an increase in the maximum pressure in the lubricating layer by 45% (75%  $N_e$  mode) and 48% (110%  $N_e$  mode). The maximum value of the lubricating layer pressure is 507 MPa, which indicates a possible overload of the bearing assembly material.*

**Keywords:** working clearance, allowable clearance without repair, modeling, bearing, crankshaft, lubrication.