

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Урсолов Олександр Ігорович

УДК 629.5.03; 629.5.015.4; 004.942

ДИСЕРТАЦІЯ

Визначення навантаження, що діє на валопровід судна при його русі в умовах
інтенсивного нерегулярного хвилювання

135 – Суднобудування

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктор філософії

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

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Некрасов Валерій Олександрович, д. т. н., проф.

АНОТАЦІЯ

Урсолов О. І. Визначення навантаження, що діє на валопровід судна при його русі в умовах інтенсивного нерегулярного хвилювання. — Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 135 — суднобудування. — Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, 2020.

У разі відмови валопроводу у процесі експлуатації, судно втрачає хід та керуваність, що може призвести до перекидання в умовах хвилювання. З іншого боку, поломки пов'язані з валопроводом призводять до втрати прибутку судновласника або втрати можливості виконувати бойову задачу, а також до великих додаткових витрат на ремонт.

Більш точні моделі роботи суднового валопроводу та розрахункові схеми його напружено-деформованих станів дозволять передбачати можливі ризики майбутньої експлуатації валопроводу та уточнювати його конструктивні розміри при проектуванні судна або параметри центрування на існуючих суднах.

Особливо актуальною ця проблема є у зв'язку з тим, що режими роботи валопроводу в умовах хитавиці судна на хвилях є найменш вивченими на даний час.

Таким чином, актуальність дисертаційного дослідження визначається:

1. Необхідністю вдосконалення моделей суднових валопроводів для розрахунків параметрів їх центрування на тихій воді та роботи в умовах хитавиці суден;

2. Необхідністю розробки комплексного розрахункового методу оцінювання впливу хитавиці на сумісну роботу системи судно-валопровід;

3. Необхідністю проведення комплексних досліджень впливу хитавиці судна на роботу валопроводу з метою визначення навантаження, яке діє на валопровід.

Метою дисертаційної роботи є розробка методу визначення навантажень, які діють на валопровід при сумісній роботі системи судно-валопровід в умовах руху судна на інтенсивному нерегулярному хвилюванні.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному.

1. *Вперше* на основі використання методів теорії корабля, будівельної механіки корабля та гідродинамічної теорії змащення розроблено комплексну мо-

дель динаміки системи судно–валопровід при русі судна на хвилюванні, яка враховує діючі на валопровід гідродинамічні сили на гребному гвинті, інерційні сили від хитавиці судна, сили від деформування корпусу судна на хвилях та еласто–гідродинамічне змащення в підшипниках гребного вала.

2. *Вперше* на основі отриманої моделі функціонування системи судно–валопровід розроблено комплексний метод розрахунку діючих на валопровід статичних та динамічних навантажень, які необхідно враховувати на стадіях проектування валопроводу та вибору параметрів його центрування.

3. На основі методу скінченних елементів *удосконалено* метод розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні суднового валопроводу, підшипники якого представлені односторонньою неоднорідною нелінійною зміщеною пружною основою, що дозволило врахувати довжину, зазор, деформування та зміщення підшипників.

4. На основі використання методів скінченних елементів та оптимізації *удосконалено* метод розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу з урахуванням еласто–гідродинамічного змащення у всіх підшипниках, що дозволило уточнити умови його роботи.

5. *Отримало подальший розвиток* моделювання пружної основи підшипника методом скінченних елементів, за допомогою якого узагальнено вирази для матриці жорсткості стержневого скінченного елемента пружної основи Вінклера, що дозволило врахувати зміну коефіцієнта жорсткості вздовж підшипника.

6. На основі узагальнення та розширення виразів для релаксації *отримав подальший розвиток* метод релаксації послідовних наближень, що дозволило забезпечити надійну збіжність нелінійних розрахунків суднового валопроводу.

Теоретичне значення дослідження полягає у розробці комплексної математичної моделі функціонування суднового валопроводу та узагальненого методу визначення діючих на нього навантажень як при відсутності руху судна, так і при його ході на тихій воді та в умовах інтенсивного регулярного і нерегулярного хвилювання.

Практичне значення одержаних результатів полягає у наступному.

1. Розроблені методи розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу у статичних і динамічних умовах навантаження можуть бути використані для більш точних розрахунків його центрування.

2. Розроблена модель роботи валопроводу при русі судна на нерегулярних хвилях може бути використана для оцінювання компонентів НДС при згинанні валопроводу з метою урахування небажаних явищ, які потребують зміни його конструктивних та технологічних параметрів.

3. Побудовані залежності можуть бути використані для оцінювання впливу хитавиці судна на навантаження, що діють на валопровід.

4. Розроблений скінченний елемент пружної основи з параболічною залежністю коефіцієнта жорсткості за довжиною може бути застосований для більш точного моделювання неоднорідних пружних основ із використанням меншої кількості скінченних елементів.

5. Розроблений узагальнений метод релаксації може бути застосований до розв'язання низки нелінійних задач зі зворотними зв'язками при великій чутливості параметрів, в тому числі суднобудівних.

У першому розділі виконано аналіз публікацій стосовно аварій, пов'язаних з судовим валопроводом, методів розрахунку компонентів його НДС при згинанні та умов його роботи.

Аналіз аварійності судових валопроводів показав, що втомні руйнування валів, перегрівання, плавлення, випінг і втомне руйнування дейдвудних підшипників з бабіту, а також інтенсивне зношення неметалевих дейдвудних підшипників, що змащуються водою, є достатньо частими причинами аварій на судах. Основою цих аварій часом є неякісне центрування валопроводу, занадто прості розрахункові моделі валопроводу або виборі параметрів центрування без врахування впливу функціонування судна в умовах хвилювання, оскільки зазвичай розглядається лише робота валопроводу при номінальній потужності головного двигуна та експлуатації судна на тихій воді.

Виконаний аналіз літератури дозволив визначити актуальний напрям дисертаційного дослідження.

Другий розділ дисертації присвячений опису основних методів, що використано та розроблено у дисертації.

Розроблено матрицю жорсткості скінченного елемента пружної основи з параболічним законом зміни коефіцієнта жорсткості за довжиною, яка більш точно моделює деформування підшипників судового валопроводу та дозволяє зменшити необхідну кількість скінчених елементів для одного підшипника.

Запропоновано узагальнений метод релаксації, що забезпечує надійну збіжність методу послідовних наближень при розв'язанні нелінійних задач визначення компонентів НДС при згинанні валопроводу зі зворотними зв'язками. Метод релаксації дозволяє в залежності від особливостей математичної моделі підбирати його параметри для забезпечення найбільш надійної збіжності розв'язків при мінімально можливому числі ітерацій.

Третій розділ дисертації присвячено опису розроблених математичних моделей для розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу як багатопробної непрізматичної балки в статичних умовах та з урахуванням еласто-гідродинамічного змащення підшипників під час його обертання.

Розроблено метод розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні валопроводу одночасно у вертикальній та горизонтальній площинах, підшипники якого представлені односторонньою неоднорідною нелінійною зміщеною пружною основою, який враховує довжину, зазор та деформацію вкладишів, а також лінійні та кутові зміщення підшипників в обох площинах. Для розв'язання нелінійної системи рівнянь статичного згину валів у роботі використано метод скінченних елементів та метод послідовних наближень з релаксацією. Статичний згин валів розраховується як суперпозиція двох розв'язків: згин від жорсткого зміщення вузлових опор у межах підшипника на його поверхні (пружна основа відсутня); згин на пружній основі від зовнішніх сил та реактивних навантажень від жорсткого зміщення підшипників (вузлові опори у межах пружної основи відсутні).

Розроблено модель еласто-гідродинамічного змащення дейдвудного підшипника. Поля тиску змащення визначається методом скінченних елементів, радіальні переміщення вкладишу визначаються за допомогою наближеного асимптотичного методу, а рівновага між ними — методом послідовних наближень з релаксацією.

Розроблено метод розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу з урахуванням змащення у декількох або всіх його підшипниках. Для розв'язання нелінійної системи рівнянь динамічного згину валів, у середині довжини кожного підшипника вводиться допоміжна вузлова опора, реакція якої мінімізується методами оптимізації, а саме — рою часток та внутрішньої точки. При кожному розрахунку цільової функції, для пошуку рівноваги між реактив-

ними моментами плівки змащення та розцентруванням валів було застосовано метод послідовних наближень з релаксацією гідродинамічних тисків.

Четвертий розділ дисертації присвячено опису математичних моделей зовнішніх факторів, що впливають на роботу валопроводу під час руху судна на хвилях.

Описано основні концепції розрахунку хитавиці судна на нерегулярному морському хвилюванні у частотній та часовій області на основі гідродинамічної теорії хитавиці та спектральної теорії нерегулярного хвилювання.

Описано метод визначення інерційних навантажень механічної природи на елементи валопроводу при повздовжній хитавиці на нерегулярних хвилях. Досліджено вплив інерційних навантажень на навантаження підшипників валопроводу на різних режимах хвилювання та в екстремальних умовах.

Описано застосування теорії несучої поверхні до розрахунку гідродинамічних навантажень на гребний гвинт під час руху судна на тихій воді та на хвилях. Досліджено залежність амплітуд навантажень на гребний гвинт, спричинених регулярними хвилями та хитавицею, від висоти та довжини хвилі.

Описано методологію оцінювання загальних деформацій корпусу судна шляхом чисельного інтегрування рівнянь згину і зсуву непризматичної балки та місцевих деформацій днищового перекриття методом скінчених елементів у стержневій ідеалізації від зміни посадки судна та хвильових навантажень. Наведено формули визначення лінійних та кутових зміщень підшипників, спричинених загальною та місцевою деформаціями корпусу судна. Проведено дослідження величин амплітуд стрілок прогину корпусу судна та днищового перекриття, а також відповідних зміщень підшипників на регулярних хвилях в залежності від висоти та довжини хвилі.

У п'ятому розділі дисертації описано загальну модель функціонування валопроводу з урахуванням його взаємодії з корпусом судна при його русі на тихій воді та в умовах нерегулярного морського хвилювання, а також загальну методологію визначення навантажень на судновий валопровід під час стоянки, руху судна на тихій воді або регулярному та нерегулярному хвилюванні.

За допомогою розробленої моделі функціонування проведено тестові розрахунки навантажень, що діють на валопровід контейнеровоза 4400 TEU довжиною 280 м. Проведено аналіз впливу окремих зовнішніх факторів під час хи-

тавиці на роботу валопроводу.

Ключові слова: згин вала, навантаження на валопровід, хитавиця судна, нерегулярне хвилювання, метод скінченних елементів, оптимізація, пропульсивний комплекс судна, еласто-гідродинамічне змащення підшипників, дейдвудний підшипник, математичне моделювання

Публікації, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Ursolov A. Application of the optimization methods to the search of marine propulsion shafting global equilibrium in running condition / A. Ursolov, Y. Batrak, W. Tarelko // Polish Maritime Research. — 2019. — Vol. 26, no. 3(103). — P. 172–180. *(Індексується у Scopus та Web of Science)*

2. Урсолов А. И. Статистическая оценка инерционных нагрузок на подшипники валопровода судна при продольной качке на нерегулярном волнении / А. И. Урсолов, В. А. Некрасов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. — 2019. — № 2(21). — С. 67–76. *(Входить до переліку наукових фахових видань України)*

3. Урсолов А. И. Решение задач центровки валопровода с обратными связями обобщённым методом релаксации / А. И. Урсолов // Вісник Одеського національного морського університету. — 2019. — № 2(59). — С. 91–106. *(Входить до переліку наукових фахових видань України)*

4. Урсолов О. І. Матриця жорсткості стрижневого скінченного елемента на пружній основі з нелінійною жорсткістю уздовж елемента / О. І. Урсолов, Ю. А. Батрак // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. — 2019. — № 29. — С. 207–220. *(Входить до переліку наукових фахових видань України)*

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Урсолов О. І. Дослідження інерційних навантажень, що діють на валопровід та гребний гвинт під час повздовжньої хитавиці / О. І. Урсолов // Суднобудування та водний транспорт : VIII науково-практична конференція всеукраїнського конкурсу студентських робіт з природничих, технічних та гуманітарних наук. — Миколаїв : НУК, 2016.

6. Батрак Ю. А. Оцінка навантажень підшипників суднового валопроводу внаслідок дії інерційних сил, викликаних хитавицею на зустрічних нерегулярних хвилях / Ю. А. Батрак, А. М. Сердюченко, О. І. Урсолов // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних

- засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково–технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2015. — С. 58–59.
7. Батрак Ю. А. Матрица жёсткости стержневого конечного элемента, лежащего на нелинейном упругом основании / Ю. А. Батрак, А. И. Урсолов // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково–технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2016.
8. Урсолов А. И. Расчёт изгиба вала, лежащего на подшипниках, представленных нелинейным односторонним упругим основанием конечной длины / А. И. Урсолов, Ю. А. Батрак // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VII міжнародної науково–технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2016.
9. Урсолов А. И. Применение методов оптимизации в расчете изгиба судового валопровода, подшипники которого работают в режиме гидродинамической смазки / А. И. Урсолов, Ю. А. Батрак // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково–технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 64–67.
10. Урсолов А. И. О влиянии деформации корпусных конструкций судна на работу подшипников валопровода во время эксплуатации на волнении / А. И. Урсолов, В. А. Некрасов // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII міжнародної науково–технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 91–92.
11. Урсолов А. И. Эластогидродинамическая модель дейдвудного подшипника в расчётах изгиба валопровода / А. И. Урсолов, А. Ю. Батрак, А. Н. Сердюченко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII міжнародної науково–технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 93–94.
12. Урсолов А. И. Математическое моделирование работы судового валопровода / А. И. Урсолов, А. Ю. Батрак // Комп'ютерне моделювання в наукоємних технологіях : Праці міжнародної науково–технічної конференції. — Харків : ХНУ ім. В.Н.Каразіна, 2018. — С. 309–311.
13. Урсолов А. И. Расчёт упругих перемещений вкладыша дейдвудного подшипника под действием гидродинамических давлений смазки / А. И. Урсолов, А. Н. Сердюченко, Ю. А. Батрак // Сучасні технології проектування, побудо-

ви, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково–технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2018. — С. 40–43.

14. Печенюк А. В. Определение усилий, передаваемых гребным винтом на судовой валопровод, методами вычислительной гидромеханики / А. В. Печенюк, А. И. Урсолов // Транспортні технології (морський та річковий флот): інфраструктура, судноплавство, перевезення, автоматизація : Матеріали науково–технічної конференції. — Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2018. — С. 75–77.

ABSTRACT

Ursolov O. I. Determination of loads acting on the shafting of the ship during its movement on intensive irregular waves. — Manuscript qualification scientific work

Thesis for the degree of philosophy doctor in speciality 135 — shipbuilding. — Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev, 2020.

In the case of shafting failure during operation, the vessel loses movement and controllability. It can lead to overturning in rough weather conditions. On the other hand, failures associated with the shafting lead to loss of shipowner profit or loss of ability to perform a combat mission, as well as to large additional repair costs.

More accurate marine propulsion shafting operation models and calculation schemes of its stress–deformed states will allow to predict possible risks of future shafting operation and to specify its design dimensions when designing a vessel or alignment parameters on existing vessels.

This problem becomes especially relevant due to the fact that the modes of shafting operation during ship motions on the waves are the least studied at present.

Thus, the relevance of the thesis research is determined by:

1. The need to improve the marine propulsion shafting models for the alignment calculation on calm water and the operation during ship motions;
2. The need to develop a comprehensive calculation method for assessing the impact of the ship motions on the joint operation of the ship–shafting system;
3. The need to conduct comprehensive studies of the impact of the ship motions on the shafting operation in order to determine the load acting on the shafting.

The purpose of the thesis is to develop a method for determining the loads acting on the shafting during the joint operation of the ship–shaft system during ship motions on intensive irregular waves.

The scientific novelty of the obtained results are as follows.

1. For the first time, using the methods of ship theory, ship structural mechanics and hydrodynamic lubrication theory, a complex model of the ship–shafting system dynamics during ship motion on waves, which takes into account propeller hydrodynamic forces, ship motion inertial forces, forces caused by ship’s hull deformation on waves and elastohydrodynamic lubrication in propeller shaft bearings is developed.
2. With the help of the obtained ship–shafting system operation model, for the first time a complex method of calculation of static and dynamic loads acting on the

shafting, which are to be taken into account at the design and alignment calculation stages.

3. Using the finite element method, the method of marine propulsion shafting static bending calculation was improved, the bearings being represented as a one-sided inhomogeneous nonlinear displaceable elastic foundation, that allowed to take into account the length, clearance, deformation and offsets of bearings.

4. Using finite element and optimization methods, the method of marine propulsion shafting bending calculating with elastohydrodynamic lubrication in all bearings was improved, that allowed clarifying the conditions of its operation.

5. The bearing elastic foundation modeling using the finite element method was further developed, by means of which the expressions for the Winkler elastic foundation beam finite element were obtained, which allowed to take into account the change of the stiffness coefficient along the bearing length.

6. On the basis of generalization and extension of expressions for relaxation, methods of successive approximations relaxation were further developed, which allowed ensuring reliable convergence of marine propulsion shafting nonlinear calculations.

The theoretical significance of the study is to develop a comprehensive marine propulsion shafting mathematical model and a generalized method for determining the loads acting on it, both when the ship does not move and when it is moving on calm water and in conditions of intensive regular and irregular waves.

The practical significance of the obtained results are as follows.

1. The developed marine propulsion shafting method bending calculation methods in static and dynamic conditions can be used for more accurate alignment calculations.

2. The developed model of shafting operation during ship moving on irregular waves can be used to estimate the shafting bending parameters in order to take into account undesirable phenomena that require changes in its design and technological parameters.

3. The obtained dependencies can be used to assess the impact of the ship motions on the loads acting on the shafting.

4. The developed elastic foundation finite element with a parabolic stiffness coefficient along element length can be applied to more accurate modeling of inhomogeneous

geneous elastic foundations using fewer finite elements.

5. The developed generalized relaxation method can be applied to the solution of a wide range of nonlinear problems with feedback having high parameter sensitivity, including shipbuilding problems.

In the first chapter, the publications on accidents related to the marine propulsion shafting, methods of its bending calculations and its operating conditions are analyzed.

The analysis of marine propulsion shafting failures has shown that shafts fatigue failure, wiping, crowning, scoring and pitting of white metal stern tube bearings, as well as intensive wear of non-metallic water-lubricated stern tube bearings are quite common causes of ship failures. The common root causes of these failures are poor shaft alignment, too simple shafting calculation models or ignoring ship operation in rough weather at the shaft alignment calculation stage, as usually only the shafting operation at main engine rated power and calm water ship operation is considered.

The performed literature analysis allowed to determine the relevant direction of the thesis research.

In the second chapter, the main methods used and developed in the dissertation are described.

An elastic foundation stiffness matrix with a parabolic stiffness coefficient along element length has been developed, which more accurately models the deformation of marine propulsion shafting bearings and allows reducing the required finite elements number for one bearing.

A generalized relaxation method is proposed, proving reliable successive approximations method convergence in solving shafting bending nonlinear problems with feedback. The relaxation method allows performing adjustments its parameters according to the mathematical model features, providing the most reliable convergence of solutions with the minimum possible number of iterations.

In the third chapter, the developed marine propulsion shafting bending mathematical models as a multi-span non-prismatic beam in static conditions and taking into account bearings elastohydrodynamic lubrication during shafting rotation are described.

A method for shafting static bending calculation in both vertical and horizontal planes is developed, the bearings being represented as a one-sided inhomogeneous

nonlinear displaceable elastic foundation taking into account the length, clearance and deformation of bearing bushes, as well as linear and angular bearings offsets in both planes. The finite element method and the method of successive approximations with relaxation are used were used to solve the nonlinear system of shafting static bending equations. Static bending of the shafting is represented as a superposition of two solutions: bending from the rigid displacement of nodal supports on the bearing surface (elastic foundation is absent); bending on an elastic foundation from external forces and reactive loads from rigid bearings displacements (nodal supports within an elastic basis are absent).

A stern tube bearing elastohydrodynamic lubrication model is developed. Lubrication pressure fields are determined by the finite element method, the bearing bush radial displacements are determined by the approximate asymptotic method and the equilibrium between them are searched by the successive approximations method with relaxation.

The shafting bending calculation method taking into account lubrication in several or all bearings is developed. To solve the dynamic shafting bending nonlinear system of equations, auxiliary nodal support is introduced in the middle of each bearing length. The reactions of these supports are minimized by the optimization methods, namely the particle swarm and the interior point methods. In each objective function calculation, the successive approximations method with hydrodynamic pressure relaxation of was applied to find the balance between the lubrication film reactive moments and the journal misalignment.

In the fourth chapter, the mathematical models of the external factors affecting shafting operation during ship movement on the waves are described.

The basic concepts of calculating ship motions on irregular sea waves in frequency and time domains based on hydrodynamic seakeeping theory and irregular waves spectral theory are described.

A method for determining the mechanical inertial loads on the shafting elements during longitudinal ship motions on irregular waves is described. The influence of inertial loads on the shafting bearing loads at different weather conditions and in extreme conditions has been studied.

The application of the lifting surface theory to the propeller hydrodynamic loads calculation during ship movement on calm water and on waves is described. The

dependence of the additional propeller loads amplitudes caused by regular waves and ship motions, depending on the height and length of the wave is investigated.

The methodology for estimating hull girder deflection by numerical integrating the non-prismatic beam bending and shear equations and local beam–idealized bottom grillage deflection by the finite element method caused by changes in the ship loading condition and wave loads is described. The formulas for determining the linear and angular bearing offsets caused by girder and bottom deflections are presented. The amplitudes of the girder and bottom deflections, as well as the corresponding bearing offsets, on regular waves depending on the height and length of the wave are studied.

In the fifth chapter, the general shafting operational model taking into account its interaction with the ship hull during its movement on calm water and regular or irregular waves are described. Also, the general methodology for determining loads on the marine propulsion shafting when the ship does not move and during ship movement on calm water or regular and irregular waves are presented.

Using the developed shafting operation model, test calculations of loads were performed for the shafting of a 4400 TEU container ship 280 m length. The analysis of separate external factors impact during ship motions on the shafting operation is carried out.

Key words: shaft bending, loads on the shafting, ship motions, irregular waves, finite element method, optimization, ship propulsive complex, elasto-hydrodynamic lubrication of the bearings, stern tube bearing, mathematical modeling

ЗМІСТ

	Стор.
АНОТАЦІЯ	2
ABSTRACT	10
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	19
ВСТУП	24
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ РОЗ- РАХУНКІВ ТА ПРОЕКТУВАННЯ СУДНОВИХ ВАЛОПРОВОДІВ	31
1.1 Аналіз статистики та причин аварій суднових валопроводів	31
1.1.1 Загальні дані щодо аварійності валопроводів	31
1.1.2 Аварії через втрату втомної міцності валів	33
1.1.3 Аварії через руйнуванням дейдвудних підшипників	36
1.2 Огляд підходів до розрахунків компонентів НДС при згинанні ва- лопроводу	40
1.2.1 Статичний згин валів	40
1.2.2 Згин валів при експлуатації	42
1.3 Фактори, що впливають на роботу валопроводів	44
1.3.1 Внутрішні функціональні фактори	44
1.3.2 Зовнішні експлуатаційні фактори	52
1.4 Вибір напрямку досліджень	62
РОЗДІЛ 2 ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ	64
2.1 Скінченний елемент зі змінною жорсткістю пружної основи	64
2.1.1 Постановка задачі та існуючі методи її розв'язання	64
2.1.2 Матриця жорсткості скінченного елемента пружної основи	66
2.1.3 Порівняльний аналіз матриць жорсткості скінченного елемен- ту пружної основи	70
2.2 Метод релаксації послідовних наближень при розв'язанні задач зі зворотними зв'язками	74
2.2.1 Огляд існуючих методів розв'язання нелінійних задач	74
2.2.2 Узагальнений метод релаксації послідовних наближень	76
2.3 Основні результати та висновки з розділу 2	82

РОЗДІЛ 3	УЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК НДС ВАЛОПРОВОДУ ПРИ	
	ЗГИНАННІ	83
3.1	Розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу у стані статичної рівноваги	83
3.1.1	Постановка задачі розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні валопроводу	84
3.1.2	Згин валів при сталих коефіцієнтах жорсткості зміщеної пружної основи.....	87
3.1.3	Згин валів на нелінійній пружній основі з урахуванням зазору та відриву вала від підшипників	90
3.2	Модель еластично-гідродинамічне змащення підшипників при роботі валопроводу	93
3.2.1	Постановка задачі розрахунку змащення у підшипниках	93
3.2.2	Розрахунок гідродинамічних тисків у плівці змащення	95
3.2.3	Спільний розрахунок еласто-гідродинамічного змащення у підшипниках	98
3.3	Розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням змащення у підшипниках	103
3.3.1	Постановка задачі розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу	103
3.3.2	Спільний розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу та гідродинамічних тисків у плівці змащення	105
3.4	Основні результати та висновки з розділу 3.....	108
РОЗДІЛ 4	МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ, ЩО	
	ВПЛИВАЮТЬ НА РОБОТУ ВАЛОПРОВОДУ	110
4.1	Інерційні навантаження на валопровід при повздовжній хитавиці судна у хвильових умовах	110
4.1.1	Інерційні навантаження та вертикальні прискорення від хитавиці судна на зустрічних нерегулярних хвилях.....	110
4.1.2	Дослідження ймовірнісних характеристик прискорень в районі валопроводу та додаткових інерційних навантажень на його підшипники.....	114

4.2	Гідродинамічні навантаження на валопровід при роботі гребного гвинта.....	120
4.2.1	Квазістатичне оцінювання навантажень на гребний гвинт.....	120
4.2.2	Верифікація методу розрахунку гідродинамічних вантажень на гребний гвинт	125
4.2.3	Вплив хитавиці на гідродинамічні навантаження від гребного гвинта	129
4.3	Зміщення підшипників валопроводу від деформації корпусу судна ..	136
4.3.1	Моделювання загального згину корпусу судна	137
4.3.2	Моделювання місцевого згину днищового перекриття машинного відділення.....	141
4.3.3	Вплив корпусних деформацій на компоненти НДС при згинанні валопроводу	145
4.4	Основні результати та висновки з розділу 4.....	154
РОЗДІЛ 5 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ВАЛОПРОВОДУ ПРИ РУСІ СУДНА НА ЗУСТРІЧНИХ НЕРЕГУЛЯРНИХ ХВИЛЯХ		157
5.1	Методика оцінювання навантажень на валопровід від хитавиці на хвилях	157
5.1.1	Загальна модель роботи валопроводу	157
5.1.2	Метод визначення навантажень на валопровід від хвилювання ..	160
5.2	Приклад застосування методу	163
5.3	Основні результати та висновки з розділу 5.....	166
ВИСНОВКИ		167
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ		170
ДОДАТОК А. ОСНОВНІ ВИРАЗИ МЕТОДУ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ		203
ДОДАТОК Б. МАТРИЦІ ЖОРСТКОСТІ СТЕРЖНЕВОГО ЕЛЕМЕНТУ НА ПРУЖНІЙ ОСНОВІ.....		210
ДОДАТОК В. ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ОПТИМІЗАЦІЇ ДО РОЗВ'ЯЗАННЯ НЕЛІНІЙНИХ РІВНЯНЬ.....		216
ДОДАТОК Г. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНОЇ ОСНОВИ У ПЕРЕРІЗАХ ПІДШИПНИКІВ		222
ДОДАТОК Д. ТЕСТОВІ РОЗРАХУНКИ КОМПОНЕНТІВ НДС ПРИ СТАТИЧНОМУ ЗГИНАННІ ВАЛОПРОВОДУ		228

ДОДАТОК Е. АСИМПТОТИЧНЕ ОЦІНЮВАННЯ ПРУЖНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ВКЛАДИШІВ ПІДШИПНИКІВ ПІД ДІЄЮ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ТИСКІВ.....	238
ДОДАТОК Ж. ТЕСТОВІ СИСТЕМАТИЧНІ РОЗРАХУНКИ КОМПОНЕНТІВ НДС ПРИ ЗГИНАННІ ВАЛОПРОВОДУ З УРАХУВАННЯМ ЗМАЩЕННЯ У ПІДШИПНИКАХ.....	247
ДОДАТОК З. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКУ ХИТАВИЦІ	258
ДОДАТОК И. ВИРАЗИ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ТЕОРІЇ ХИТАВИЦІ.....	266
ДОДАТОК К. ВИХІДНІ ДАННІ ПО КОНТЕЙНЕРОВОЗУ КОНТЕЙНЕРОМІСТКІСТЮ 4400 TEU	269
ДОДАТОК Л. РЕАЛІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ВАЛОПРОВОДУ	276
ДОДАТОК М. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	283
ДОДАТОК Н. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ.....	285

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Прийняті скорочення

ABS — American Bureau of Shipping
BV — Bureau Veritas
CFD — Computational Fluid Dynamics, обчислювальна гідродинаміка
DNV — Det Norske Veritas
GL — Germanischer Lloyd
ГГ — гребний гвинт
ГД — головний двигун
ДП — діаметральна площа
ЕБ — еквівалентний брус
МВ — машинне відділення
МЖ — матриця жорсткості
МСЕ — метод скінченних елементів
НДС — напружено-деформований стан
ПО — пружна основа
РМРС — Російський морський реєстр судноплавства
РСУ — Реєстр судноплавства України
СЕ — скінченний елемент

Умовні позначення та одиниці

Навколишнє середовище

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — прискорення вільного падіння

$\rho_w = 1025 \text{ кг/м}^3$ — щільність забортної води

Метод скінчених елементів

$[K]$ — матриця жорсткості системи

$\{q\}$ — вектор-стовпчик вузлових переміщень системи

$\{p\}$ — вектор-стовпчик вузлових зусиль системи

l_{el} — довжина СЕ, м

$[K_{el}]$ — матриця жорсткості СЕ

$[K_{el0}]$ — матриця жорсткості СЕ у місцевій системі координат

$[T]$ — матриця трансформації системи координат СЕ

k — коефіцієнт жорсткості вкладиша, ПО, Н/м²

E — модуль пружності при розтягуванні-стисканні, Па

ν — коефіцієнт Пуассона

G — модуль пружності при зсуві, Па

A — площа перерізу, м²

A_y^* — площа перерізу, що працює на зсув у площині xOy , м²

A_z^* — площа перерізу, що працює на зсув у площині xOz , м²

I_y — момент інерції перерізу відносно вісі y , м⁴

I_z — момент інерції перерізу відносно вісі z , м⁴

J_p — полярний момент інерції перерізу, м⁴

ρ_{sh} — щільність матеріалу, кг/м³

Метод релаксації

C_m — ваговий коефіцієнт m -ої ітерації

N — кількість ітерацій, при яких коефіцієнти впливу міняються

M — кількість ітерацій, які беруть участь у релаксації

R — пропорції вагових коефіцієнтів ітерацій

Валопровід

d_{sh} — зовнішній діаметр вала, м

$d_{sh\ in}$ — внутрішній діаметр вала, м

L_{shl} — довжина валопроводу, м

ω — частота обертів валопроводу, рад/с, об/хв

Підшипник

Δ — діаметральний зазор підшипника, м

d_{bin} — внутрішній діаметр вкладиша, м

d_{bout} — зовнішній діаметр вкладиша, м

x_b — координата x середини підшипника у системі координат валопроводу, м

l_b — довжина вкладиша, м

t_b — товщина вкладиша, м

E_b — модуль пружності на розтягування-стискання матеріалу вкладиша, Па

ν_b — коефіцієнт Пуассона матеріалу вкладиша

\mathfrak{X}_y — горизонтальне навантаження на підшипник, Н

\mathfrak{X}_z — вертикальне навантаження на підшипник, Н

\mathcal{M}_z — горизонтальний момент навантаження на підшипник, Н·м
 \mathcal{M}_y — вертикальний момент навантаження на підшипник, Н·м
 w_z — лінійне зміщення підшипника у вертикальній площині, м
 w_y — лінійне зміщення підшипника у горизонтальній площині, м
 α_y — кутове зміщення підшипника у вертикальній площині, м/м
 α_z — кутове зміщення підшипника у горизонтальній площині, м/м

Підшипник у розрахунках змащення

\bar{R} — сумарна реакція допоміжної опори, Н
 \bar{R}_z — вертикальна проекція реакція допоміжної опори, Н
 \bar{R}_y — горизонтальна проекція реакція допоміжної опори, Н
 e_f — ексцентриситет фіктивної вузлової опори, м
 \bar{e}_f — відносний ексцентриситет фіктивної вузлової опори, м
 φ_f — кут лінії центрів вала та вкладиша, м
 $\bar{\varphi}_f$ — відносний кут лінії центрів вала та вкладиша, м
 p — тиск у плівці гідродинамічного змащення, Па
 h — товщина плівки гідродинамічного змащення, м
 u_r — величина пружного радіального переміщення поверхні вкладиша, м
 μ — динамічна в'язкість мастила, Па·с
 σ_{qsh} — середньоквадратична шорсткість поверхні вала, м
 σ_{qb} — середньоквадратична шорсткість поверхні вкладиша, м
 σ_q — приведена середньоквадратична шорсткість робочих поверхонь, м
 H — твердість по Брінеллю вкладиша, Па

Гребний гвинт

D_{pr} — діаметр ГГ, м
 A_e/A_0 — дискове відношення
 Z — кількість лопатей, м
 \bar{r} — відносний радіус циліндричного перерізу лопаті
 C — ширина лопаті у перерізі, м
 P — крок гвинта на перерізі, м
 T_{\max} — максимальна товщина перерізу, м
 H_{\max} — максимальні стрілка прогину середньої лінії, м
 X_0 — відстань максимальної стрілки прогину середньої лінії перерізу від вхідної кромки, м

C_s — відстань між осьюовою лінією лопаті та серединою хорди спрямленого перерізу лопаті, м

v_a — осьове номінальне поле швидкостей, м/с

v_τ — дотичне номінальне поле швидкостей, м/с

P_x — упор, Н

P_y — горизонтальна поперечна гідродинамічна сила на ГГ, Н

P_z — вертикальна гідродинамічна сила на ГГ, Н

M_x — крутний момент, Нм

M_y — гідродинамічний момент на ГГ у вертикальній площині, Нм

M_z — гідродинамічний момент на ГГ у горизонтальній площині, Нм

Судно

x — абсциса у системі координат судна, м

y — ордината у системі координат судна, м

z — апліката у системі координат судна, м

L — довжина судна між перпендикулярами, м

B — ширина судна найбільша, м

d — осадка судна на мідель–шпангоуті, м

C_B — коефіцієнт загальної повноти

Δ — водотоннажність, т

Δd — диферент судна (додатній у ніс), м

d_{al} — осадка судна на мідель–шпангоуті при центруванні валопроводу, м

Δd_{al} — диферент судна на мідель–шпангоуті при центруванні валопроводу (додатній у ніс), м

v — швидкість судна, м/с, вуз

ω_{fr} — площа зануреної частини шпангоуту, м²

ω_{ud} — площа шпангоуту до верхньої палуби, м²

m — погонна маса судна, кг/м

Хитавиця

S — спектр хвиль, м²с/рад

$h_{1/3}$ — висота істотних хвиль, м

\bar{T} — середній період хвиль, с

h — висота хвилі, м

σ_0 — частота хвилі, рад/с

σ — частота зустріч судна з хвилею, рад/с

z_s — хвильовий профіль, м

ζ — переміщення центру ваги судна при вертикальній хитавиці, м

$\dot{\zeta}$ — швидкість центру ваги судна при вертикальній хитавиці, м/с

$\ddot{\zeta}$ — прискорення центру ваги судна при вертикальній хитавиці, м/с²

ψ — кутове переміщення судна при кильовій хитавиці, рад

$\dot{\psi}$ — кутова швидкість судна при кильовій хитавиці, рад/с

$\ddot{\psi}$ — кутове прискорення судна при кильовій хитавиці, рад/с²

ВСТУП

Однією з найважливіших частин пропульсивного комплексу судна є судновий валопровід, що передає енергію головного двигуна (ГД) на гребний гвинт (ГГ) та складається з гребного та проміжних валів, підшипників і муфт. У випадку відмови валопроводу у процесі експлуатації, судно втрачає хід та керованість. Якщо таке відбувається в умовах відкритого моря під час шторму, судно без ходу не може тримати курс на хвилі, його розвертає лагом до хвиль, що призведе до перекидання. Таким чином, конструктивне забезпечення надійності роботи валопроводу є однією з основних задач забезпечення мореплавства судна. З іншого боку, поломки пов'язані з валопроводом призупиняють або обмежують функціонування судна, що призводить або до втрати прибутку судновласника (оператора судна), або втрату можливості виконувати бойову задачу. Крім того, позачерговий ремонт валопроводу вимагає великих додаткових витрат, у тому числі на постановку судна у док. Таким чином, забезпечення довговічності валопроводу сприяє підвищенню функціональної та економічної ефективності судна.

Аналіз аварійності суднових валопроводів показав, що втомні руйнування валів, перегрівання, плавлення, випінг і втомне руйнування дейдвудних підшипників з бабіту, а також інтенсивне зношення неметалевих дейдвудних підшипників, що змащуються водою, є достатньо частими причинами аварій на суднах. Основою цих аварій часом є неякісне центрування валопроводу або виборі параметрів центрування без врахування впливу функціонування судна в умовах хвилювання, оскільки зазвичай розглядається лише робота валопроводу при номінальній потужності ГД та експлуатації судна на тихій воді.

Причинами аварій також є нераціональний вибір параметрів валопроводу обумовлений недосконалістю розрахункових схем. Так, у розрахунках компонентів напружено-деформованого стану (НДС) при згинанні валопроводу часто використовують прості моделі підшипників з припущеннями, які не дозволяють адекватно моделювати поведінку валопроводу, наприклад — з нехтуванням довжиною підшипників представляючи їх вузловими опорами, нехтуванням гідродинамічним або еласто-гідродинамічним змащенням підшипників, у тому числі дейдвудних, тощо.

Більш точні моделі роботи судового валопроводу та розрахункові схеми його НДС дозволять передбачати можливі ризики майбутньої експлуатації вало-

проводу та уточнювати його конструктивні розміри при проектуванні судна або параметри центрування на існуючих суднах.

Особливо актуальною ця проблема становиться у зв'язку з тим, що режими роботи валопроводу в умовах хитавиці судна на хвилях є найменш вивченими на даний час. У багатьох дослідженнях є лише вказівки на значний вплив погодних умов на роботу валопроводу.

Таким чином, **актуальність дисертаційного дослідження** визначається:

1. необхідністю вдосконалення моделей суднових валопроводів для розрахунків параметрів їх центрування на тихій воді та роботи в умовах хитавиці суден;

2. необхідністю розробки комплексного розрахункового методу оцінювання впливу хитавиці на сумісну роботу системи судно–валопровід;

3. необхідністю проведення комплексних досліджень впливу хитавиці судна на роботу валопроводу з метою визначення навантаження, яке діє на валопровід.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційне дослідження пов'язано з виконанням прикладної держбюджетної науково–дослідницької роботи «Розробка методу визначення головних розмірів та характеристик кораблів берегової охорони для захисту морських кордонів держави» (ДР № 0115U000305) та держбюджетної науково–дослідницької роботи «Розробка методології підвищення ефективності та безпеки річкової транспортної системи України» (ДР № 0117U000347), що виконувалися кафедрою теорії та проектування суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. Напрямок дослідження відповідає Закону України № 3715–VI (редакція від 05.12.2012) «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні»; «Морській доктрині України на період до 2035 року», що затверджено постановою Кабінету Міністрів України № 1307–2009–п (редакція від 28.12.2018); «Національній транспортній стратегії України на період до 2030 року», що затверджено розпорядженням Кабінету Міністрів України № 430–2018–р (від 30.05.2018).

Об'єктом дослідження є процес проектування валопроводів пропульсивних комплексів суден.

Предметом дослідження є методи розрахунку навантаження, що діє на валопровід при русі судна на хвилюванні.

Метою дисертаційної роботи є розробка методу визначення навантажень,

які діють на валопровід при сумісній роботі системи судно–валопровід в умовах руху судна на інтенсивному нерегулярному хвилюванні.

Задачі дослідження. Для досягнення поставленої мети дисертаційного дослідження, необхідно вирішити такі задачі.

1. Аналіз причин та статистики аварій пропульсивних комплексів суден, обумовлених відмовами у роботі судових валопроводів.

2. Удосконалення методу розрахунку компонентів НДС при статичному просторовому згинанні валопроводу.

3. Удосконалення методу розрахунку компонентів НДС при просторовому згинанні валопроводу з урахуванням еласто–гідродинамічного змащення в його підшипниках.

4. Вибір обчислювальних методів для нелінійних розрахунків деформування вкладишів підшипників та їх змащення.

5. Розробка моделі функціонування системи судно–валопровід при ході судна на хвилюванні.

6. Розробка методу розрахунку параметрів НДС валопроводу в умовах хита-виці судна.

7. Дослідження впливу хита-виці на навантаження, що діють на валопровід.

8. Розробка рекомендацій з використання розроблених методів розрахунку навантажень, що діють на валопровід у статичних умовах та в умовах штормового плавання.

Методи дослідження. Для визначення прогину валопроводу, днищового перекриття машинного відділення (МВ) та гідродинамічних тисків змащення підшипників валопроводу застосовано метод скінченних елементів (МСЕ). Для розв'язання нелінійних рівнянь згину валів та забезпечення збіжності розв'язків застосовано метод послідовних наближень з релаксацією та методи оптимізації. Визначення переміщень поверхні вкладишів підшипників виконувалося за допомогою наближеного асимптотичного методу. Для інтегрування рівняння згину корпусу судна застосовано метод трапецій. Розрахунок гідродинамічних сил, що діють на ГГ, виконувався за теорією несучої поверхні. Розрахунок хита-виці судна виконувався на основі гідродинамічної теорії хита-виці, методу плоских перерізів та спектральної теорії хита-виці. Методи аналізу та синтезу застосовані при побудові загальної математичної моделі судового валопроводу.

Робота ґрунтується на наукових роботах вітчизняних та закордонних вчених: в області теорії хитавиці — Крилова О. М., Хаскінда М. Д., Салькаєва А. З., Ремеза Ю. В., Некрасова В. О. та ін.; в області будівельної механіки корабля — Шиманського Ю. О., Постнова В. О., Сулова В. П., Кочанова Ю. П., Козлякова В. В., Короткіна Я. І., Сердюченко А. М. та ін.; в області розрахунків суднових валопроводів — Батрака Ю. А., Murawski L., Mourelatos Z. P., Parsons M. G. та ін.; в області трибології дейдвудних підшипників — Hirani H., Litwin W., Xie Zh., Rao Zh. та ін.; В області розрахунків навантажень на ГГ — Войткуського Я. І., Басіна А. М., Мініовича І. Я., Ліпіса В. Б., Шпакова В. С. та ін.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному.

1. *Вперше* на основі використання методів теорії корабля, будівельної механіки корабля та гідродинамічної теорії змащення розроблено комплексну модель динаміки системи судно–валопровід при русі судна на хвилюванні, яка враховує діючі на валопровід гідродинамічні сили на гребному гвинті, інерційні сили від хитавиці судна, сили від деформування корпусу судна на хвилях та еласто–гідродинамічне змащення в підшипниках гребного вала.

2. *Вперше* на основі отриманої моделі функціонування системи судно–валопровід розроблено комплексний метод розрахунку діючих на валопровід статичних та динамічних навантажень, які необхідно враховувати на стадіях проектування валопроводу та вибору параметрів його центрування.

3. На основі методу скінченних елементів *удосконалено* метод розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні суднового валопроводу, підшипники якого представлені односторонньою неоднорідною нелінійною зміщеною пружною основою, що дозволило врахувати довжину, зазор, деформування та зміщення підшипників.

4. На основі використання методів скінченних елементів та оптимізації *удосконалено* метод розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу з урахуванням еласто–гідродинамічного змащення у всіх підшипниках, що дозволило уточнити умови його роботи.

5. *Отримало подальший розвиток* моделювання пружної основи підшипника методом скінченних елементів, за допомогою якого узагальнено вирази для матриці жорсткості стержневого скінченного елемента пружної основи Вінклера, що дозволило врахувати зміну коефіцієнта жорсткості вздовж підшипника.

6. На основі узагальнення та розширення виразів для релаксації *отримав подальший розвиток* метод релаксації послідовних наближень, що дозволило забезпечити надійну збіжність нелінійних розрахунків суднового валопроводу.

Теоретичне значення дослідження полягає у розробці комплексної математичної моделі функціонування суднового валопроводу та узагальненого методу визначення діючих на нього навантажень, як при відсутності руху судна, так і при його ході на тихій воді та в умовах інтенсивного регулярного і нерегулярного хвилювання.

Практичне значення одержаних результатів полягає у наступному.

1. Розроблені методи розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу у статичних і динамічних умовах навантаження можуть бути використані для більш точних розрахунків його центрування.

2. Розроблена модель роботи валопроводу при русі судна на нерегулярних хвилях може бути використана для оцінювання компонентів НДС при згинанні валопроводу з метою урахування небажаних явищ, які потребують зміни його конструктивних та технологічних параметрів.

3. Побудовані залежності можуть бути використані для оцінювання впливу хитавиці судна на навантаження, що діють на валопровід.

4. Розроблена матриця жорсткості скінченного елемента пружної основи з параболічною залежністю коефіцієнта жорсткості за довжиною може бути застосована для більш точного моделювання неоднорідних пружних основ із використанням меншої кількості скінчених елементів.

5. Розроблений узагальнений метод релаксації може бути застосований до розв'язання низки нелінійних задач зі зворотними зв'язками при великій чутливості параметрів, в тому числі суднобудівних.

Впровадження результатів. Результати дослідження використані у навчальному процесі Національного університету імені адмірала С. О. Макарова при читанні лекцій з ходовості та хитавиці судна. Розроблені методи розрахунків компонентів НДС при згинанні валопроводу та впливу хитавиці і хвиль на його роботу знайшли застосування при виконанні розрахунків центрування у ПП «Інтелектуальні морські технології» та вдосконалення програмного забезпечення «ShaftDesigner».

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи докла-

далися та отримали позитивну оцінку на VII науково–практичній конференції Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з природничих, технічних та гуманітарних наук «Суднобудування та водний транспорт» у 2016 р. (м. Миколаїв, НУК) [5], VI, VII та VIII міжнародних науково–технічних конференціях «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» у 2015, 2016 та 2017 р (м. Миколаїв, НУК) [6, 8, 10, 11]; Всеукраїнських науково–технічних конференціях з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд» у 2016, 2017 та 2018 р (м. Миколаїв, НУК) [7, 9, 13]; V міжнародній науково–технічній конференції «Комп’ютерне моделювання в наукоємних технологіях» у 2018 р (м. Харків, ХНУ) [12]; науково–технічній конференції «Транспортні технології (морський та річковий флот): інфраструктура, судноплавство, перевезення, автоматизація» у 2018 р (м. Одеса, НУ «ОМА») [14].

Публікації. За темою дисертації опубліковано 14 наукових праць, з них: три статті у наукових фахових виданнях України, затверджених МОН України [2–4, 15], одна з яких без співавторства [3]; одна стаття англійською мовою у польському науковому виданні, що входить до наукометричних баз Scopus та Web of Science [1]; 10 тез доповідей на наукових конференціях [5–14].

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота є закінченим комплексним дослідженням. Всі теоретичні та практичні результати дисертації були отримані здобувачем особисто. У роботах, написаних в співавторстві, здобувачеві належить: [4, 7] — аналітичний огляд публікацій щодо існуючих матриць жорсткості (МЖ) пружної основи (ПО), розробка МЖ скінченного елемента (СЕ) ПО з параболічним законом зміни жорсткості вздовж елемента, виконання розрахунків, аналіз результатів; [8] — розробка методу розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу на односторонній неоднорідній нелінійній зміщуваній ПО, написання програми, виконання розрахунків, аналіз результатів; [11, 13] — розробка еласто–гідродинамічної моделі дейдвудного підшипника, написання програми, виконання розрахунків, аналіз результатів; [1, 9] — розробка методу розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням змащення у його підшипниках, написання програми, виконання розрахунків, аналіз результатів; [14] — виконання розрахунків навантажень на ГГ за теорією несучої поверхні, аналіз результатів; [10, 12] — розробка математичної моделі

роботи валопроводу при русі судна на зустрічних нерегулярних хвилях, написання програми, виконання розрахунків, аналіз результатів; [2, 6] — виконання розрахунків хитавиці і навантажень на підшипники валопроводу, аналіз результатів.

Структура роботи. Дисертація складається з анотації, переліку умовних позначень, вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і 13 додатків. Дисертація містить 375 бібліографічних посилань, 40 рисунків і 6 таблиць у основному тексті. Обсяг дисертації складає 287 сторінок, зокрема: 146 сторінки основного тексту, 33 сторінок використаних джерел, та 85 сторінок додатків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ РОЗРАХУНКІВ ТА ПРОЕКТУВАННЯ СУДНОВИХ ВАЛОПРОВОДІВ

У розділі 1 наведено огляд публікацій стосовно статистики, та причин аварійності судових валопроводів, методів розрахунку компонентів його НДС при згинанні та різних експлуатаційних факторів, що впливають на його роботу. Насамперед, у підрозділі 1.1 розглянуті публікації стосовно аварійності судових валопроводів, проведено їх аналіз. У підрозділі 1.3 аналізуються існуючі методи розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу. Підрозділ 1.3 присвячено аналізу досліджень різних внутрішніх та зовнішніх експлуатаційних факторів роботи валопроводу. Нарешті, у підрозділі 1.4 підведені підсумки аналітичного огляду літератури та вибрано напрям досліджень.

1.1 Аналіз статистики та причин аварій суднових валопроводів

Підрозділ 1.1 присвячено огляду публікацій вітчизняних та закордонних авторів з приводу аварійності судових валопроводів. Зроблено висновок, що частіше відмови валопроводів спричинені тріщинами та руйнуванням валів і дейдвудних підшипників з бабіту через втомну міцність та контактне стирання. Однією з основних причин таких руйнувань є неякісне центрування або вибір його параметрів.

1.1.1 Загальні дані щодо аварійності валопроводів

У цьому розділі автор не ставить за мету аналіз усіх існуючих публікацій, пов'язаних з аваріями, надійністю і довговічністю, експлуатаційними умовами роботи, методами проектування, розрахунків та центрування судових валопроводів, оскільки це не є можливим в силу того, що кількість таких публікацій на даний момент дуже велика і автор не має доступ до всіх подібних публікацій. Більш доцільним є аналіз основних публікацій, які дають загальне уявлення про сучасний стан проблем проектування та розрахунків судового валопроводу.

Сапіга В. В. у своїй дисертації [16] відзначає, що аварійність, пов'язана з

втратою ходу та керованості займає приблизно половину всіх аварійних ситуацій на судах. У той же час валопровід є однією за найвразливіших компонентів судна, вихід з ладу якого призводить до втрати ходу судна та припинення виконання функції судна. Також наводяться статистика та основні причини аварій на судах за віком, з якої можна зробити висновок, що найбільш часті аварії приходяться на перші сім років, через приховані заводські дефекти і необізнаність екіпажу про особливості нових типів суден та приблизно через 18–24 років після побудови пов'язаних зі зношенням елементів судна. Також Сапіга В. В. звертає увагу на те, що допоміжний флот військових сил України на 95% складається з суден старше 25 років, що може призвести до аварійних ситуацій.

Шведський клуб є провідним страховим агентством в області суднобудування [17], яке збирає та публікує статистику страхових звернень судновласників щодо поломок на судах [18–20]. За статистикою, з тих чи інших причин судно відмовляє 1–2 рази за життєвий цикл, а найбільш частою причиною механічних відмов є порушення умов змащення деталей механізмів. За загальною кількістю механічних поломок "лідерами" є контейнеровози, балкери та танкери, а за частотою поломок серед числа суден окремого типу — контейнеровози, суховантажні та пасажирські судна. За даними Шведського клубу у період з 1998 по 2004 роки 23% усіх страхових звернень щодо механічних поломок на судах усіх типів приходилося на силову установку (не враховуючи головні, допоміжні двигуни, котли та турбокомпресор); з 2012 по 2014 роки — 22% (109 випадків), а в період з 2015 по 2017 роки — 23% (168 випадків). Приблизно такий самий порядок кількості поломок приходиться на ГД, що за статистикою є найбільш коштовними поломками. Все це свідчить про актуальність проблем, пов'язаних з надійністю силової установки.

Більш детальна та перерозподілена (в оригінальній статистиці поломки підрулюючих пристроїв були віднесені до силової установки, а не до рульових пристроїв) статистика з 2012 по 2014 роки зображена на рис. 1.1. З рис. 1.1а видно, що 15% від загальної кількості приходиться силову установку, тобто на валопровід, рушії, редуктор та інше. Більш детальна статистика по силовій установці свідчить про те, що дейдвудний пристрій зазнає найбільш частих поломок серед пропульсивної установки (29 випадків, 37%).

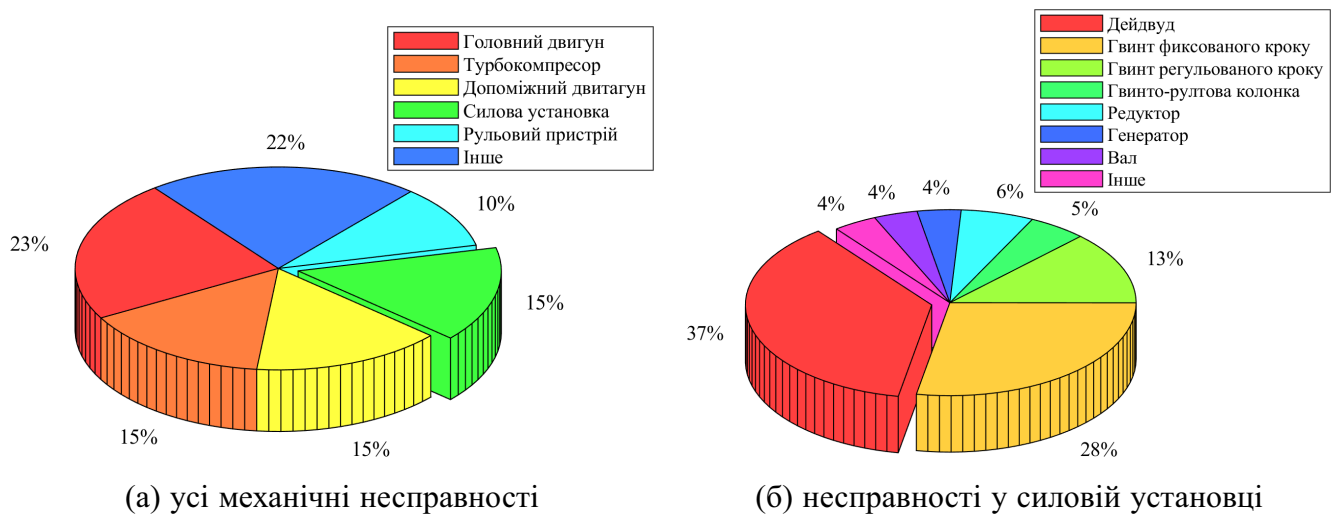


Рисунок 1.1 — Статистика аварій на судах, спричинених механічними відмовами [19]

1.1.2 Аварії через втрату втомної міцності валів

Чура М. Н. та Файвисович А. В. [21, 22] приводять деяку статистику поломок валопроводів. Так у 1935 році Англійській Ллойд повідомляв, що 3,6% усіх оглянутих валів підлягали заміні через втомну корозію. У Далекосхідному басейні у період 1971–1991 роки при 8–22% докуваннях суден виявлені тріщини в гребних валах. За даними Російського морського реєстру суднопластва (РМРС) у період 1979–2004 років щорічно через поломки валопроводів від 2 до 10% від загальної кількості аварій. У період 2005–2008 років 18% аварій пропульсивного комплексу судна були пов'язані з відмовами валопроводів, що становить близько 9% від загальної кількості аварій суден. Найчастіше тріщини виникали у більшого діаметра конуса гребного вала, у шпонкового паза, у кромки та зварних швів облицювання, а найбільш схильні до тріщин вали діаметром більше 400 мм. Основна причина виникнення тріщин — це втома матеріалу.

Кушнер Г. О. [23] відзначає, що найбільш частотні поломки валопроводів це тріщини, корозія, розшарування гуми, зношення та розбивання дейдвудних підшипників та сальників. Тріщини гребних валів, спричинені високими згинальними напруженнями становлять близько 25% від загальної кількості тріщин у валопроводах.

Майкл Р. [24] ще в 1958 р. описував масові тріщини у валопроводах кораблів військового флоту США, а саме 39% усіх оглянутих валопроводів у період 1944–

1945 років мали тріщини від корозійної втоми, переважно у районі дейдвудного підшипника, а пізніше, до 1948 року вже 56% валів мали тріщини. Основною причиною виявилася електролітична втома і була вирішена встановленням гумових покриттів, що захищають вал від дії солоної води. Як додаткові причини називаються крутильні коливання, контактна корозія, корозійна втома, сумісна дія втоми матеріалу та ударних навантажень (наприклад льодових). Масові поломки валів також мали місце на суднах типу Ліберті через позацентрову тягу ГГ.

Bantham I. та Filcek P. [25] розслідували поломки валопроводів суден, що знаходилися під наглядом Регістру Ллойда. Вони зазначають, що поломки в основному валів пов'язані з втомою через фретінг та підвищення температури під час контактного тертя вала з підшипником, корозію, поверхневі дефекти, агресивне зовнішнє середовище. Відзначається, що хоча сам механізм втомних руйнувань відомий і зрозумілий, сукупність таких факторів як особливості конструкції, недоліки виробництва та умови експлуатації, не завжди передбачувані або зрозумілі в повній мірі. Також у [25] розглянуто кілька типових поломок валопроводів пов'язаних з частковим оголенням гвинта, відповідно інтенсивної роторної вібрації і тріщин у валі через контакт з корпусом сальника; низького демпфування гвинта регульованого кроку при нульовому кроці, відповідних інтенсивних крутильних коливань та втомної тріщини; тріщинами на валі у місцях зварювання, яке було виконано під час попереднього ремонту; фретинговим руйнування колінчатих валів через неправильний вибір матеріалу вкладиша підшипника; тривалою втратою гідродинамічного змащення гумового підшипника, що спричинило його перегрів. Усі ці поломки підкреслюють необхідність на стадії проектування передбачати поведінку валопроводу у всіх можливих режимах експлуатації.

Cowper B. [26] досліджував поломки, які мали місце у 1998–1999 р. на п'яти канадських поромах. Низьке навантаження носового дейдвудного підшипника призвело до збільшення прогону між сусідніми підшипниками, інтенсивної роторної вібрації та руйнування підшипників. Також, на одному з суден розцентрування вала редуктора (велика різниця у навантаженнях на підшипники редуктора) привела до втомного руйнування зубчастого колеса, інтенсивного зносу його поверхні через недостатню зону контакту. Усіх цих поломок можна було б

уникнути більш якісним центруванням валопроводу при побудові.

Henderson K. [17] провів аналіз поломок двох найбільш поширених типів пропульсивних установок, а саме малооборотні дизельні двигуни з прямою передачею на гвинт фіксованого або регульованого кроку. Зазначається, що установки з прямою передачею на гвинт фіксованого кроку схильні до більших крутильних навантажень на гвинт та валопровід через регулярну зміну напрямку обертання, що призводить до відносної нерухомості з'єднувальних фланців та поступового притирання, що робить їх ще менш нерухомими. Після цього можливе руйнування з'єднувальних болтів один за іншим. Установки з гвинтами регульованого кроку мають більш стабільну швидкість обертання, але через велику масу гвинта у кормовій частині валопроводу має місце більший згинальний момент. Крім того, болтові з'єднання проектуєть на чистий зсув і роботу на номінальному режимі двигуна, хоча руйнування болтів може бути викликано фретинговою корозією, а діючі навантаження можуть перевищувати навантаження при нормальній роботі.

Dymarski Cz. і Narewski M. [27] більш детально розглядали відмови, пов'язані з руйнуванням з'єднувальних болтів. У ході розслідування виявилось, що тріщини болтів можуть бути розташовані не у площині максимальних перерізуючих сил, а у місці зовнішніх заокруглень отворів фланців. Це свідчить про те, що причиною руйнування стала втрата втомної міцності від змінних згинальних напружень у болтових з'єднаннях. Такі відмови можуть мати місце у з'єднаннях гребних валів з проміжними валами, де діють значні згинальні моменти. За даними [27], найбільш часті поломки у валопроводі мають місце на буксирах, суднах постачання та спеціального призначення та спричинені неправильним центруванням.

Vizentin G. [28] розглянув найбільш частотні поломки пропульсивної установки, особливу увагу було приділено втомним руйнуванням валів. Крутильні коливання від надмірних збурень на дизельному двигуні зазначаються як основна причина втомного руйнування валопроводів. Згинальні напруження також вносять вклад у втомні руйнування, в той час як повздовжніми коливаннями, як правило, можна знехтувати при оцінці втомної міцності. Зазначається, що зношення, корозія, низька якість матеріалу, перевантаження, концентрації напружень та ударні навантаження знижують втомну міцність валопроводу. Основни-

ми місцями виникнення втомних тріщин і руйнувань названі шпонкові з'єднання гвинта, заокруглення, конусні ділянки вала, фаски, шліцові з'єднання, болтові з'єднання фланців, біля кореня лопаті ГГ. Зазначається, що неправильне центрування може призвести до надмірних збурювальних сил у двигуні, а також велику увагу слід приділяти вибору форми і розмірів концентраторів напружень.

1.1.3 Аварії через руйнуванням дейдвудних підшипників

Поломки підшипників не є виключно проблемою експлуатації, а у різні часи була більш загальною проблемою машинобудування. Так наприклад Conway-Jones J. та інші [29], Strecker W. [30] описували типові поломки підшипників ковзання з білого металу, які як правило застосовуються у суднових валопроводах. Серед типових відмов підшипників згадують окружні виїмки на поверхні вкладиша та вала (scoring), плавлення та розмазування вкладиша (wiping), температурна пластична деформація підшипника (crowning), тріщини та відшарування бабіту (pitting), фретінг (fretting), корозія, електрична корозія, кавітація та ерозія. Основними причинами поломок підшипників є тертя під час запуску та зупинки вала, вібрація, перевантаження та перегрів, домішки (наприклад вода) у мастилі, електричний струм та наднизькі або надвисокі тиски у плівці змащення.

Lipsith G. [31] повідомляє, що з 2013 по 2017 роки судновласники звітували до Американського бюро судноплавства про приблизно 200 відмов підшипників валопроводу. З основних факторів ризику називають: установки з одним дейдвудним підшипником через більше навантаження на нього; великий ексцентриситет упору ГГ; маленькі діаметри валів і великі прогони між підшипниками, які сприяють інтенсивній роторній вібрації і руйнуванню підшипників.

Kang D. C. та Kock F. [32] повідомляють про 13 поломок на нових судах побудованих у Китаї під наглядом Det Norske Veritas Germanischer Lloyd (DNV GL) пов'язаних із перегрівом дейдвудних підшипників на ходових і швартовних випробуваннях та під час експлуатації на тихій воді та на хвилях. Хоча основною причиною були неправильний розрахунок центрування та великі гідродинамічні сили на ГГ під час циркуляції, застосуванням EAL сприяло гіршим умовам гідродинамічного змащення дейдвудного підшипника.

Класифікаційне товариство DNV GL приділяє велику увагу розслідуванням

поломок дейдвудних підшипників [33–35]. Наприклад Vakken G. M. [33] розслідував втомне руйнування дейдвудного підшипника після установки підрулюючого пристрою у кормовій частині, що спричинило зміни у жорсткості та деформаціях корпусу. Зазначається, що такі модернізації корпусу потребують повторного центрування валопроводу. Dahler G. та Vartdal B. J. [34] повідомляють про збільшення відмов дейдвудних підшипників з 2006 по 2010 роки через перегрів, плавлення, випінг та втомне руйнування бабіту. Як причини називають значне розцентрування вала у підшипнику, значні гідродинамічні навантаження на ГГ (наприклад при повороті або частковому зануренні гвинта), похибок при центруванні.

Iseskar J. J. [35] розглянув найбільш часті та коштовні поломки силових установок, а саме перегрівання та надирання, втомне руйнування та розшаровування бабіту кормового дейдвудного підшипника, інтенсивне зношення неметалевих вкладишів підшипників, тріщини у фланцевих з'єднаннях. Сценарій виникнення надирання (рис. 1.2а) є втрата гідродинамічного режиму змащення, порушення тепловідведення і підвищення температури, плавлення та розмазування шару бабіту (як правило у кормовій частині дейдвудного підшипника). З причин перегрівання підшипників названі надмірні гідродинамічні сили на ГГ під час циркуляції судна. Втомне руйнування бабіту (рис. 1.2б) виникає через циклічні навантаження від роторної вібрації протягом деякого часу, виникнення тріщин, які збільшуються через високі гідродинамічні тиски змащення, відколювання окремих частин бабіту (зазвичай на кормовому кінці), попадання їх у мастило і наступне інтенсивного зношення підшипників через дряпання поверхонь вала і вкладиша. В одному з розглянутих випадків, корозія та забруднення охолоджувальної системи призвели до інтенсивного зношення неметалевого дейдвудного підшипника, що змащуються водою, (рис. 1.2в) за рік експлуатації.

Одним із шляхів вирішень проблем з розцентруванням вала у дейдвудних підшипників називають запровадження так званого "double slope bearing" [31, 34, 35], бабітових дейдвудних підшипників з подвійним розточуванням, що забезпечує велику зону контакту у різних експлуатаційних умовах та поліпшує умови роботи підшипника. Також повторне більш ретельне центрування валопроводів приводить до менших температур у підшипниках і у багатьох випадках виключає подальші поломки при експлуатації.



(а) надирання бабіту



(б) втомне руйнування бабіту



(в) зношення неметалевих підшипників

Рисунок 1.2 — Типові руйнування дейдвудних підшипників [35]

Руйнування сальників також є великою проблемою, оскільки це призводить до обводнення мастила та забруднення Світового океану [34, 36–38], приблизно 80 млн літрів на рік [39]. У джерелах [31, 32, 35, 40, 41] зазначається, що сучасні вимоги до екологічності судноплавства стимулюють перехід від змащення дейдвудних підшипників мінеральними маслами до екологічно прийнятних мастил (Environmentally acceptable lubricants, EAL) [42, 43], які мають меншу в'язкість, тож менше сприяють розвитку гідродинамічного режиму змащення і відповідно більш чутливі до розцентрування вала. Інше вирішення сучасних екологічних

проблем дейдвудного пристрою є повернення до змащення дейдвудних підшипників морською водою. До появи дейдвудних пристроїв зі змащенням маслами, як матеріал вкладишу дейдвудних підшипників використовували бакауту (*lignum vitae*), який був у результаті занесений до Червоної книги, але тим не менш не завжди міг безвідмовно працювати протягом п'яти років [39]. Зараз як матеріал вкладиша використовують полімери та резини [39, 41, 44], які змащуються забортною водою, що призводить до ще гірших умов змащення гідродинамічного режиму змащення через значно меншу в'язкість води порівняно з маслами.

Соков Є. В. у своїй дисертації [45] розглянув особливості, причини відмов та інтенсивність зношення різних типів неметалевих дейдвудних підшипників, що змащуються водою. Зазвичай неметалеві підшипники відмовляють через нерівномірне зношення матеріалу вкладиша за довжиною. Вібрація ГГ відзначається як причина передчасної відмови дейдвудних підшипників, облицювання вала та сальників. Основні дефекти гумово-металевих підшипників це розшарування та вифарбовування гуми, тріщини на поверхні вкладишів, а основними причинами є абразивне зношення, скатування, перегрів від циклічних навантажень. Текстолітові вкладиші призводили до наскрізних тріщин в облицюванні, а сам підшипник обвуглювався, що були ініційовані недостатнім прокачуванням охолоджувальної води на температурному розширенню вала. Для капролонових дейдвудних підшипників характерними є аварії через інтенсивне зношення від корозійно-ерозійного руйнування облицювання вала, який працює як абразив. Відзначається, що монтажні та експлуатаційні скривлення валопроводу, стан лопатей ГГ, деформації днища та умови роботи (частота реверсів, навігаційні умови плавання, температура навколишнього середовища) найбільше впливають на строк служби дейдвудних підшипників.

Таким чином, основними причинами поломок валопроводу можна назвати втому матеріалу валопроводу (валів у районі дейдвуда, колінчастих валів, фланцевих з'єднань, зубів редуктора, тощо) [17, 21, 23–28, 31, 35, 46], втомні руйнування бабітових вкладишів (переважно дейдвудних) [23, 26, 29–31, 33–35], перегрівання, плавлення та випінг підшипників (переважно дейдвудних) [26, 29, 31, 32, 35, 47], інтенсивне зношення неметалевих дейдвудних підшипників, що змащуються водою [23, 25, 31, 34, 35, 45, 46]. Основні причини поломок це гідродинамічні навантаження на ГГ, деформації корпусу судна, інтенсивні

роторні та крутильні коливання, неякісна процедура або/та розрахунок центрування. Усі ці проблеми об'єднані одним спільним недоліком — неврахуванням у розрахунках валопроводу можливих експлуатаційних станів, що відрізняються від нормальної роботи пропульсивної установки.

1.2 Огляд підходів до розрахунків компонентів НДС при згинанні валопроводу

У підрозділі 1.2 розглянуто основні існуючі розрахункові схеми та методи розрахунку валопроводу у статичних умовах і в експлуатації з урахуванням зміщення в його підшипниках. Після критичного аналізу виявлено значні недоліки в існуючих методах розрахунків компонентів НДС при згинанні валопроводу.

1.2.1 Статичний згин валів

Основна задача виконання розрахунків центрування суднового валопроводу є пошук висотних зміщень підшипників, які забезпечать його надійність та довговічність, тобто забезпечення максимальної ймовірності безвідмовної роботи та періоду експлуатації. На практиці характеристики надійності та довговічності визначаються опосередковано через виконання вимог класифікаційних товариств та виробників обладнання до параметрів напружено-деформованого стану (НДС) елементів валопроводу, для визначення яких необхідно розрахувати пружну лінію згину валів.

Точність визначення зміщень вимірюється десятими долями міліметра, що на декілька порядків менше габаритних розмірів валопроводу. Така точність вимагає не тільки високоточного обладнання для виконання центрування, а і якнайбільш точних моделей валопроводу у розрахунках.

Усі стани валопроводу, що розглядаються при розрахунках центрування, можна умовно розділити на статичні та експлуатаційні, відповідно підходи до розрахункових схем також мають певні відмінності. Розглянемо спочатку підходи до розрахунку статичного згину валів, що знаходяться у стані покою на підшипниках.

Найбільш поширеною моделлю валопроводу у розрахунках є багатопрогонна балка, яка найчастіше розраховується МСЕ як найбільш універсальний та зручний для програмування метод, але також зустрічаються публікації, в яких застосовується теорема трьох моментів [48]. Відносно точним також є розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу у спеціалізованих пакетах для скінченно елементного аналізу загального призначення, наприклад «ANSYS», «FEMAP» або «COSMOS/M» [16, 49–53] які тим не менш не є зручними та практичними через великі витрати часу на підготовку моделі, розрахунок та обробку результатів.

Колінчастий вал ГД прийнято представляти як еквівалентної балка, що наводиться у його документації [54–58] або розрахована спеціальними методами [59, 60], хоча також існують представлення колінчастого вала у вигляді просторової балочно–рамної конструкції [48].

Особливу увагу слід приділяти моделям підшипників, особливо кормового дейдвудного, оскільки він має велику довжину, що значно впливає на згин вала [61–63]. Однак, більшість робіт з розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу обмежуються представленням підшипників жорсткою вузловою опорою, в деяких враховується піддатливість вкладишів або опорних конструкцій [56–58, 64–67], а в деяких дейдвудні підшипник представлено двома чи трьома вузловими опорами [16, 64, 68–72]. Більш складні багатовузлові моделі дейдвудних підшипників використовувались у роботах [63, 65, 73–77] та реалізовані у програмному комплексі «ShaftDesigner».

Батрак Ю. А. та інші [63] зазначають, що існує декілька підходів до моделювання підшипників у розрахунковій схемі валопроводу: проста вузлова, двостороння вузлова, кільцева вузлова та циліндрична опори. Перша модель не враховує можливий відрив вала, перші дві не дають можливості виконувати розрахунок згину у горизонтальній площині і тільки четвертий тип враховує довжину підшипника.

Деякі уточнення моделі дейдвудного підшипника порівняно з вузловою опорою виконано у роботах Астраханської школи. Тьен Ч. Д. та Комаров В. В. [76, 78] представили розрахунки за розробленим алгоритмом визначення дискретно–розподіленої реакції дейдвудного підшипника методом послідовних наближень. Міронов А. І. [79] описує дві моделі дейдвудного підшипника на суцільній та

дискретній ПО, але, хоча враховується зона контакту вала з вкладишем, коефіцієнт жорсткості вважався постійним за довжиною та незалежним від вдавнення вала у вкладиш. Кушнер Г. О. та інші [23, 80] експериментально та теоретично досліджували жорсткість неметалевого вкладиша, а також запропонували кусково-лінійну залежність (три ділянки) для зношеного підшипника. Слід зазначити, що усі згадані підходи метод розраховано лише на згин у вертикальній площині, в них не була фактично враховано нелінійність коефіцієнта жорсткості ПО за глибиною вдавнення вала та зміщення дейдвудних підшипників.

Murawski L. [81] представляє залежність жорсткості дейдвудного підшипника поліномом 10-го порядку за довжиною підшипника.

Кочанов Ю. П. та інші [82] експериментально та теоретично досліджували НДС опори підшипника при контакті з валом, та розробили модель визначення їх жорсткості на основі наступних припущень: опори знаходяться в пласкому НДС, оскільки відсутні значні зусилля у повздовжньому напрямку; коефіцієнт жорсткості однаковий для всієї довжини ПО і дорівнює коефіцієнту, розрахованому у перерізі з найбільшою радіальною деформацією вкладиша; нормальні контактні напруження у перерізі розподілені за косинусоїдальним законом; радіальні переміщення поза зоною контакту малі, тому прийняті рівними нулю; окружними переміщеннями знехтувано, оскільки експеримент показав їх малість; вал вважається абсолютно жорстким. У моделі враховується нелінійна залежність коефіцієнта жорсткості ПО від радіального вдавлювання вала та можливість часткового відриву вала. Для визначення рівноважного положення ізольованої шийки вала використовується метод послідовних наближень. Прийнятність розробленої моделі була доведена експериментально.

1.2.2 Згин валів при експлуатації

Розглянемо тепер підходи до розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу в умовах експлуатації, яких характеризується наявністю гідродинамічних сил на ГГ та змащенням у підшипниках.

Mourelatos Z. P. та Parsons M. G. [83] представили метод визначення рівноважного положення вала з дейдвудним підшипником, що змащується водою, решта підшипників представлені вузловими опорами без урахування змащення. Про-

ілюстровано нестабільність збіжності розв'язку рівнянь рівноваги валопровід-підшипники, яка не дає можливості розв'язувати задачу виключно методом послідовних наближень. Тому для пошуку положення рівноваги валопроводу запроваджено використання методу оптимізації, а саме сімплекс методу.

He T. та інші [84] описують алгоритм визначення рівноважного положення шийки вала у дейдвудному підшипнику з врахуванням форми згину вала у межах підшипника, але без зв'язку з рештою валопроводу. На зовнішньому циклі визначається ексцентриситет та нахил вала, на середньому — досягається баланс сил у системі, а на внутрішньому — розв'язується рівняння Рейнольдса для шару змащення підшипника методом скінченних різниць. Для пошуку положення вала були застосовано метод Ньютона–Равсона та метод послідовних наближень з релаксацією.

Vulic N. [85] підкреслив важливість врахування плівки змащення у розрахунках центрування на відміну від загальноприйнятого підходу до її нехтування. Він представив метод пошуку рівноважного положення вала з урахуванням змащення, однак модель підшипника представлена апроксимацією розв'язку рівняння Рейнольдса для підшипника відносною довжиною $0 < l_b/d_{sh} \leq 2$, так що будь-які модифікації поверхні опори (зношення, double slope), пружні переміщення неметалевого вкладиша та форма згину шийки вала не можуть враховуватися. Також зазначаються труднощі у збіжності розв'язку методом послідовних наближень.

Xing H. та інші [86] розглядає поведінку валопроводу за допомогою підходу Multi-Body Dynamics, який реалізований у програмному забезпеченні «ANSYS». Розглядалося змащення підшипників та пружних прогинів вкладиша підшипника і було показано, що слід розраховувати змащення дейдвудних підшипників з урахуванням реальної кривини шийки вала. На жаль, жодних деталей щодо методу та його збіжності у статті не представлено.

Аналогічно, Andreau C. та ін. [87] зазначають, що розв'язана задача глобальної рівноваги валопроводу з урахуванням пружних переміщень вкладиша підшипника за допомогою ітераційної процедури, але ніякого уточнення щодо методу пошуку рівноваги та його збіжності не було зроблено.

Gurr C. та Rulfs H. [88] розглядають змащення на основі чисельного розв'язання рівняння Рейнольдса тільки для дейдвудного підшипника, змащення у ін-

ших підшипниках враховувалося спрощено без врахування перекосу. Застосована ітеративна схема також не обговорюється.

На жаль, у малочисельних публікаціях з цієї теми змащення розглядається лише для дейдвудного підшипника, використовуються спрощені моделі змащення або не роз'яснюються методи пошуку глобальної рівноваги валопроводу. Таким чином, відсутній універсальний метод розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу зі змащенням у декількох або усіх підшипниках одночасно з урахуванням точної форми шийок валів.

1.3 Фактори, що впливають на роботу валопроводів

У підрозділі 1.3 розглянуто публікації з дослідженнями основних внутрішніх та зовнішніх експлуатаційних факторів, що впливають на роботу валопроводу. Розглянуто втомну міцність, повздовжні, крутильні та роторні коливання, змащення та зношення дейдвудних підшипників, гідродинамічні та льодові навантаження на ГГ, деформування корпусу судна та хитавицю, вплив якої вивчено менше ніж інші фактори.

1.3.1 Внутрішні функціональні фактори

Втомна міцність

Існує велика кількість публікацій на тему аналізу втомної міцності суднових валів, але розглянемо лише декілька.

За даними Майкла Р. [24], до 1941 року розрахунок гребних валів в основному виконувався за емпіричними залежностями без адекватного врахування змінних напружень, а лише за рахунок введення коефіцієнта динамічності до статичних напружень, а далі застосовувалася діаграма Содерберга, за якою визначався коефіцієнт безпечності. Також Майкл Р. наводить різні підходи, які застосовувалися до оцінювання надійності валопроводу з 1934 по 1955 роки. Зменшення концентрації напружень та обкатка валів зменшують ймовірність втомного руйнування валів.

Балацький Л. Т. [89] у 1971 році розглянув особливості втомної міцності у таких основних типах з'єднань валів як пресове, шпонкове, шліцьове та фланцеве, а також розглянуто вплив основних характеристик пресового з'єднання на його втомну міцність. Також наведено методи поліпшення втомної міцності валів пресових з'єднань, такі як збільшення діаметру вала, канавки на валі, виточки на маточині, поверхнєве зміцнення термообробкою та пластичним деформуванням, застосування полімерних плівок у з'єднанні.

Vizentin G. [28] зазначає, що основними факторами, що впливають на появлення тріщин є крутильні та роторні коливання, кількість запусків та зупинок пропульсивного комплексу, реверсів та проходів через заборонені зони, невдало спроектована форма концентраторів. Оцінювання втомної міцності виконують за допомогою крива втоми (кривої Веллера, S-N curve), методу аналіз першопричин (root cause analysis), аналізу дерева відмов (fault tree analysis). Відзначається, що недоліком аналізу дерева відмов є те, що метод враховує надійність основних компонентів пропульсивної системи (ГД, ГГ, валопровід та ін.) окремо один від одного.

Тінь Д. В. and Мамонтов В. А. [90–92] досліджували вплив початкових розмірів тріщини вала на довговічність валопроводу. Показано, що зі збільшенням розмірів тріщини значно зменшується довговічність, а робота двигуна на режимах часткової завантаженості може збільшити довговічність вала до 6,5 рив при використанні лише 45% потужності. Розрахунки також показали, що гребні вали з тріщинами під з кутом 45 градусів до осі вала можуть експлуатуватися протягом великого періоду часу (до 5 місяців) до виникнення аварійної ситуації.

Han H. S. [93] досліджував втомну міцність шпонкових з'єднання вала редуктора з зубчатим колесом, що знаходиться під дією крутильних та роторних коливань.

Neto S. та інші [94] представили експериментальну методику для діагностики руйнування суднових валопроводів, а також описали застосування цієї методики та чисельні розрахунки на валопроводі буксиру для зменшення рівня вібрації та уникнення руйнування.

Чура М. М. [22] розробив розрахунковий метод оцінювання періоду появи тріщин на суднових валопроводах з метою їх планової заміни до виникнення аварійної ситуації та підтвердив результати розрахунків реальною довговічністю

близьких суден.

У роботі [48] під керівництвом Лур'є І. А. розроблено критерій втомної міцності суднових валів та методику розрахунку валопроводів криголамів на втомну міцність.

Вібрація

Гребний гвинт, головний двигун та валопровід є основними джерелами вібрації та шуму на судах. Сили газів у камері згоряння дизельного двигуна призводять до крутильних та повздожніх коливань у пропульсивному комплексі. Через неоднорідність поля швидкостей у диску ГГ за корпусом судна виникають також пульсаційні сили на ГГ, які крім крутильних та повздожніх коливань також призводять до роторних коливань валопроводу. Іще одним джерелом роторних та крутильних коливань у валопроводі є неврівноваженість мас у системі [94]. Інтенсивна вібрація може призводити до тріщин у фундаментах підшипників, корпусі судна, руйнування підшипників дейдвуда і гребного вала [95] та некомфортних умов плавання екіпажу та пасажирів судна.

Опубліковано велику кількість робіт з описаними методами та рекомендаціями розрахунку крутильних [96–103], повздожніх [96, 100, 104–106] та роторних коливань [23, 77, 96, 97, 107–111] судового валопроводу у лінійній постановці та з урахуванням різного роду нелінійностей, деякі з яких враховують взаємозв'язок між типами вібрацій [97, 100, 104–106]. Також проведено немало експериментальних досліджень коливань валопроводів для дослідження явища та перевірки розрахункових алгоритмів [23, 95, 97, 105, 106, 111–113, 113–115]. Нижче буде звернено увагу на важливі результати стосовно досліджень вібрації валопроводу.

У 1989 році Noonan E. F. за результатами Ship Structure Committee опублікував книгу [96], у якій зібрано попередній досвід з аналізу вібрації корпусу судна і пропульсивного комплексу. Наведено рекомендації щодо зменшення рівня вібрації від збурень на ГГ, а саме вибір основних характеристик ГГ для запобігання виникнення кавітації, встановлювання двох ГГ замість одного, коли це можливо, проектування форми кормової кінцівки судна для забезпечення більш рівномірного поля швидкостей та ін. Наводяться методи ізольованого розрахунку різних видів вібрації валопроводу з прикладами застосування.

Parsons M. G. та інші [100] показали, що нехтування взаємозв'язком повздовжніх та крутильних коливань через прилучені маси та демпфування ГГ майже не впливає на власні частоти коливань, але значно впливає на їх форми і може призвести до недооцінки амплітуд на 50% у випадку, якщо резонансні частоти вільних та крутильних коливань близькі.

Румб В. К. та Арутюнян, А. С. [116] відзначають важливість виконання розрахунків повздовжніх коливань, особливо установок з довго-ходовими дизельними двигунами через більшу піддатливість щік їх колінчастих валів. Наприклад, повздовжні коливання приводили до пошкоджень колінчастих валів дизель-генераторів криголамів типу «Москва». Відзначається, що повздовжні демпфери знижують амплітуду коливань до 5 разів, але не змінюють частоту власних коливань системи. Важливо, що повздовжні і крутильні коливання є зв'язаними та мають багато спільного у методах розрахунку.

Corbo M. A. та Melanoski S. B. та інші [98] зазначають, що діаграма Кемпбела є основним інструментом визначення резонансів при розрахунку вібрацій валопроводу. Також описуються принципові відмінності крутильних коливаннях від поперечних, а саме: незалежність власних частот від швидкості обертання, у той час як у роторних вібраціях на власні частоті впливає змінна жорсткість змащення; вібраційні переміщення не мають значення, на відміну від переміщень від роторних коливань, які можуть призводити до серйозних проблем; крутильні коливання як правило неможливо виправити врівноваженням системи.

Murawski L. [62, 117, 118] показав важливість врахування жорсткості та демпфування граничних умов при розрахунку роторних коливань валопроводу, а саме корпусу судна, корпусів ГД та підшипників, плівки змащення. Також Murawski L. займався розробкою алгоритмів для розрахунків крутильних [118, 119] та повздовжніх коливань [104–106, 118]. У його роботах також описано підхід до зниження повздовжніх коливань за рахунок вибору фазового кута між ГГ та колінчастим валом.

Знаменский С. В. [77] розглядав задачу динаміки суднового валопроводу при поперечних ударних навантаженнях з урахуванням геометричної та фізичної нелінійності та провів експериментальне та теоретичне дослідження пластичних деформації вкладишу дейдвудного підшипника. Дейдвудний підшипник розглядаються як набір піддатливих вузлових опор, враховується вплив зазору та зно-

шення вкладиша.

Батрак Ю. А. та інші [107] зазначають, що важливість розрахунку вимушених роторних коливань валопроводу обумовлена виникненням втомних руйнувань дейдвудних підшипників і підшипників кронштейнів, руйнуванням багатооборотних валів з шарнірами, шуму та вібрації корпусу судна. Відміною рисою роторних коливань валопроводів суден є різниця між вертикальною та горизонтальною жорсткостями кронштейна та неметалевих підшипників. Підкреслюється, що роторні коливання тісно пов'язані з центруванням валопроводу, та необхідність розробки надійних критеріїв оцінювання рівня роторних вібрацій судових валопроводів.

Zhang X. та Gu X. [113] показали, що зменшення зони контакту у дейдвудному підшипнику приводить до значного зменшення частоти власних роторних коливань, особливо першої та третьої власної частоти.

Халявкін О. О., Миронов А. И., Мамонтов В. А., Кушнер Г. О., Денисова Л. М. та інші представляють Астраханську школу досліджень роторних вібрацій судових валопроводів, що розробили власні методи розрахунку роторних коливань з врахуванням різних ефектів, спричинених специфікою неметалевих дейдвудних підшипників [23, 110] та провели низку експериментальних досліджень [23, 114]. Основними висновками досліджень є: розрахункова схема валопроводу повинна враховувати реальну довжину дейдвудного підшипника [120, 121]; консольна ділянка валопроводу має найменшу частоту власних коливань [122]; прилучена маса води ГГ і податливість дейдвудних підшипників знижують власну частоту коливань валопроводу [123–126]; збільшення навантаження на підшипник веде до збільшення його жорсткості та збільшення власної частоти коливань [127]; зношення втулки дейдвудного підшипника зменшує навантаження на підшипники, змінює власні частоти коливань, що може привести до відриву вала від підшипника та параметричних коливань валопроводу [114, 115, 128]; відсутність резонансу роторних коливань валопроводу не є достатньою умовою його стійкої роботи, необхідно також виконувати розрахунок вимушених коливань [129]; розрахунки параметрів центрування валопроводу при статичній роботі необхідно доповнювати розрахунками роторних коливань, оскільки це може показати необхідність конструктивних змін, наприклад відмову від носового дейдвудного підшипника [129].

Умови роботи дейдвудного підшипника

Існує дуже велика кількість публікацій присвячених аналізу умов змащення у підшипниках ковзання, у тому числі дейдвудних підшипниках валопроводу, але будуть розглянуті лише публікації, які відображають загальний напрямок Світових досліджень у цій області.

Дослідження трибологічних параметрів підшипників включають як чисельні розрахунки [16, 65, 83–86, 130–166], так і різнобічні експериментальні дослідження на лабораторних установках [16, 133, 134, 139, 142–146, 153, 154, 157–161, 163, 167–180]. У дослідженнях основними методами розв'язання рівняння Рейнольдса [181], що описує поведінку шару змащення, є МСЕ [131, 134], скінченних різниць [133, 135, 137] та скінченних об'ємів [144, 162, 164]. Найчастіше розрахунок деформацій вкладишу розраховують за допомогою МСЕ [131, 155] або методу граничних елементів [182]. Основна увага у дослідженнях звертається на несучу здатність підшипників, коефіцієнт тертя, ексцентриситет вала, жорсткість та демпфування плівки змащення, та вплив повздовжніх проточок [130, 145, 146, 155, 159, 160, 164, 166, 169, 174, 180], деформацій вкладишів [83, 84, 86, 87, 130, 131, 134, 137, 142, 145–148, 152, 155, 156, 158, 159, 161–163, 182], температури мастила [132, 134–136, 138, 156, 159, 163, 164, 169, 171, 183, 184] та шорсткості поверхонь [142, 145, 146, 163, 165, 175, 184] на характеристики роботи підшипників, а також явищ пов'язаних зі роботою підшипників у перехідному режимі (mixed lubrication regime) або режимі граничного тертя (boundary lubrication) [65, 84, 139, 142–146, 163, 170, 180].

Статичні та динамічні характеристики роботи підшипників значно погіршуються при нахилі вала відносно осі підшипника (misalignment), особливо при великих нахилах та навантаженнях на підшипник, що може призвести до його відмови [132]. Гребний вал у дейдвудних підшипниках завжди в тій чи іншій мірі має нахил, тому дослідженню нахилу прямого вала присвячено багато публікацій [132, 133, 135, 139, 147–152, 163, 165, 171, 184], а у деяких дослідженнях також враховується форма згину або взаємозв'язок шийки вала з рештою валопроводу [16, 65, 83–87, 135, 136, 149, 178].

Jakeman R. W. [147–151] досліджував коефіцієнти жорсткості і демпфування дейдвудних підшипників з урахуванням нахилу шийки вала та розробив неліній-

ну модель дейдвудного підшипника, яку застосував для розрахунків роторних коливань валопроводу.

Hirani H. [138–141] досліджував трибологічні характеристики дейдвудних підшипників, підшипників двигунів та ін., а також запропонував зручні для використання вирази для розрахунків основних параметрів підшипників ковзання, засновані на розв'язках рівняння Рейнольдса за Ocvirk та Sommerfeld.

Nikitas R. G. у своїй дисертації [135] досліджував гідродинамічне змащення у дейдвудних підшипниках, у тому числі «double slope» підшипниках і зазначає, що їх основна перевага в збільшенні запасу по допустимим нахилам валів, що забезпечує їх більшу надійність у екстремальних умовах експлуатації судна.

Xie Zh., Rao Zh. Sh., Ta N. та інші [142–146] описали розроблений метод побудови кривої Стрібека у всіх можливих режимах роботи підшипника та експериментально підтвердили його достовірність. Їх дослідження показали, що: збільшення зазору підшипника веде до зниження коефіцієнту тертя у гідродинамічному режимі змащення [146]; зменшення модулю пружності та твердості матеріалу вкладиша сприяє переходу до змішаного режиму змащення на меншій швидкості обертання [146]; зменшення шорсткості поверхонь сприяє переходу до змішаного та гідродинамічного режиму змащення на меншій швидкості обертання [146]; збільшення товщини вкладиша підшипника зменшує максимальні тиски у півці змащення [142].

При порушенні дейдвудного сальника можливе обводнення мастила, що призводить до гірших умов роботи підшипників. Сапига В. В. [16] досліджував обводнення мастила у дейдвудному підшипнику та розробив рекомендації по забезпеченню працездатності валопроводу при обводненні. Sada H. та інші [136] досліджував вплив характеристик екологічно прийнятних мастил на роботу дейдвудного підшипника і показав, що вони є більш толерантні до обводнення ніж мінеральні мастила.

Бабіт є найліпшим матеріалом для дейдвудних підшипників через те, що має найбільше питоме навантаження та допустиму експлуатаційну температуру [185]. Однак, оскільки, як вже зазначалося раніше, через забруднення світового океану стимулюється перехід на неметалеві підшипники, що змащуються морською водою. На даний час 5% світового комерційного флоту вже використовують відкриті дейдвудні підшипники, змащувані забортною водою [186], а

на військових кораблях (наприклад, ВМС США) такі системи застосовуються давно для запобігання виявлення через витік масла через дейдвудний сальник. При використанні таких підшипників немає необхідності у встановленні кормового дейдвудного сальника та значно зменшуються витрати на їх обслуговування, оскільки відсутні трати на мастило для їх змащення. В останні два десятиріччя посилюється інтерес до вивчення характеристик роботи дейдвудних підшипників з полімерів, гум та інших неметалевих матеріалів зі змащенням водою [16, 45, 65, 83, 85, 87, 130–157, 157–164, 167–179, 182–186].

Особливої уваги заслуговують роботи Litwin W. [152–157, 157–161, 169–179], який досліджував експлуатаційні характеристики дейдвудних підшипників, що змащуються водою. Основна увага приділяється дослідженням підшипників з неметалевих матеріалів, таких як полімери та гуми, але також досліджувалися підшипники з бронзи [153, 154] та композитні підшипники [174]. Виконувались як експериментальні дослідження на розробленій експериментальній установці [152–157, 157–161, 169–179], так і розрахункові експерименти на розробленій програмі оцінювання несучої здатності підшипника розрахунку змащення [152–157, 157–161, 170–177]. Розроблена модель роботи підшипника враховує деформацію вкладиша підшипника за допомогою МСЕ [152, 155, 156, 158, 159, 161], локальне зношення підшипника після початкового періоду роботи [170], нахил шийки вала [152, 171] та повздовжні проточки у підшипнику [155, 159, 160]. Основними висновками робіт Litwin W. є: несуча здатність підшипників з водним змащенням значно обмежена через низьку в'язкість води [170]; нахил вала до осі підшипника зменшує несучу здатність підшипників, але для неметалевих підшипників з низьким модулем пружності цей ефект менше, ніж для жорстких [152]; більші зазори та менші модулі пружності, а також проточки у нижній частині підшипника призводять до меншої несучої спроможності підшипника [154, 155]; згин шийки вала призводить до більш інтенсивного зношення неметалевого підшипника [178].

Велика увага також приділяється дослідженням зношення вкладишів підшипників [45, 65, 139, 167–171, 178, 180, 184, 185].

Мамонтов В. А. [168] отримав емпіричні залежності зношення капролонівих дейдвудних підшипників за довжиною та по окружності, які свідчать про більше зношення у кормовій частині та наявність зношення по всій поверхні

підшипника, що свідчить про його динамічну природу.

Румб В. К. та інші [65, 184] відзначають, що зношення має три основні стадії: початкове зношення поверхонь, період нормальної експлуатації та період інтенсивного зношення після досягнення граничного зазору. Основна увага при оцінці довговічності підшипника має приділятися призначенню початкового і граничного зазорів та визначенню інтенсивності зношення у період нормальної експлуатації. Крім того показано, що неметалевий підшипник зношується не рівномірно, а саме на початкових етапах більше на кормовій частині де мають місце більші контактні тиски. З процесом зношення тиски та інтенсивність зношення на кормовій частині підшипника зменшуються, а на носовій навпаки ростуть.

Соков Є. В. [45] розробив метод оцінювання швидкості зношення дейдвудних підшипників, критерієм зношення у якому прийнято швидкість зношення, а відмовою вважається досягнення граничного зазору. Виконано експериментальні дослідження підшипників з різних матеріалів і доведено можливість зменшення довжини неметалевих дейдвудних підшипників, порівняно з вимогами класифікаційних товариств.

1.3.2 Зовнішні експлуатаційні фактори

Гідродинамічні навантаження на гребні гвинти

Дослідженням гідродинаміки ГГ приділялося багато уваги як у минулому столітті, так і за останні 20 років. Однак, основна увага дослідників направлена на розрахунки, експерименти, розробку нових геометричних форм ГГ для підвищення ефективності роботи ГГ, а проблемам визначення поперечних навантажень на ГГ присвячено значно менше публікацій.

Методи визначення гідродинамічних навантажень на ГГ розділяються на експериментальні [48, 187–213], теоретично–розрахункові, серед яких можна виділити чисельне розв’язання рівняння Рейнольдса для шару змащення методом скінченних об’ємів [49, 50, 187, 205, 214–226], метод граничних елементів [187, 227, 228], теорія елемента лопаті [187, 224] та вихрова теорія несучої лінії та поверхні [204, 213, 219, 229–239]. Слід зазначити, що великий вклад як у експериментальне, так і в теоретичне дослідження нестационарних нестационарних

нарних навантажень на ГГ зроблено у другій половині минулого століття вченими з ЦНДІ ім. акад. О. М. Крилова та опубліковано у працях цієї організації [48, 188, 189, 191, 195, 201–204, 207, 209, 210, 236–238, 240–243]. Окремо слід виділити наближені методи [24, 48, 207, 232–235, 244], які зручно застосовувати на початкових стадіях проектування та розрахунку центрування валопроводу або за відсутності даних про геометрію ГГ, корпусу судна або поле швидкостей.

Войткунський Я. І. [230] описав «схему А» та «схему Б» визначення постійних та гармонічних навантажень на ГГ в залежності від номінального поля швидкостей, що засновані на вихровій теорії. «Схема А» на відміну від «схеми Б» враховує параметри циліндричних перерізів лопатей, що дозволяє детально враховувати особливості геометрії і робить цей метод більш універсальним. Також показано, що для парної кількості лопатей мають місце більші амплітуди упору та крутного моменту та менші поперечні амплітуди поперечних навантажень, а для непарної кількості лопатей — навпаки.

Abbas N. [219] виконав порівняння результатів розрахунків декількох наближених методів і показав, що «схема Б» дає дуже близькі результати до результатів обчислювальної гідродинаміки (computational fluid dynamics, CFD) і може бути використаний для практичних задач.

Басін А. М. та Мініович І. Я. [245] зазначають, що при визначенні періодичних навантажень на ГГ необхідна менша точність ніж при визначенні упору та крутного моменту. Зазначається, що неточність кроку та кута між лопатями при виготовленні гвинта веде до гідродинамічної невривноваженості ГГ та збільшення періодичних навантажень.

Driesel S. [220] показав, що судна з меншим коефіцієнтом повноти мають більш рівномірне поле швидкостей, тому наприклад контейнеровози мають менші пульсації навантажень на ГГ ніж танкери.

Viner A. C. [246] зазначає, що нерівномірність дотичного поля швидкостей сприяє більшим амплітудам поперечних сил і крутного моменту, а нерівномірність повздовжнього поля призводить до більших амплітуд згинальних моментів та повздовжніх сил. При занадто близькому розташуванні лопатей ГГ та корпусу судна значно підвищуються значення амплітуди вертикальної та горизонтально поперечних гідродинамічних сил. Згинальні моменти на трьох лопатних ГГ можуть досягати до 50% від крутного моменту, а при збільшенні кількості лопатей

амплітуди навантажень зменшуються.

Майкл Р. [24] ще в 1958 р. зазначає, що кронштейни порушують однорідність потоку і викликають вібраційні навантаження на ГГ, недостатній зазор між гвинтом і корпусом судна викликає вібрацію, напруження у гребному валі зростають при підвищенні швидкості ходу, зменшенні осадки, в штормову погоду, та при встановленні пера керма під гострим кутом. Зазначається, до поломок на судах типу Ліберті призвела позацентрова тяга (ексцентриситет упору) ГГ, що особливо посилюється при ході в баласті і на хвилюванні при частковому оголенні гвинта та на поворотах з великою швидкістю.

Достатньо поширеною практикою є представлення роботи ГГ на циркуляції судна або під час його хитавиці моделлю скошеного потоку без врахування змін через наявність судна перед гвинтом [187, 188, 193, 205, 206, 208, 208, 214, 215, 221, 222, 235, 243, 244, 247], що значно спрощує розрахунки. Однак, дослідники не завжди розглядають усі компоненти навантажень на ГГ, а цікавляться лише упором, крутним моментом і поперечною силою, які необхідні для розрахунків ефективності та керованості [214, 221, 222, 247].

Гофман А. Д. [247] зазначає, що руль не впливає на режим роботи ГГ, тому можна розглядати роботу ГГ тільки від набігаючого на нього потоку.

Аміні Н. та інші [187] порівнювали три різних розрахункових методів визначення гідродинамічних сил на ГГ гвинторульової колонки у косому потоці з результатами експерименту та показали, що хоча усі три методи розрахунку мають сумнівну з точністю, чисельне розв'язання рівнянь Рейнольдса дає найближчі результати до експерименту, а теорія елемента лопаті може бути використана для наближених розрахунків у реальному часі, оскільки має високу швидкість.

Sun Sh. та інші [215] показали, що косий потік значно впливає на середні значення поперечних сил і згинальних моментів на ГГ і менше на середні значення упору і крутного моменту, але однаково сильно впливає на пульсаційні компоненти всіх проекцій сил і моментів.

Під час руху ГГ у воді відмінного від обертання з постійною швидкістю на нього діють додаткові сили і моменти в'язкісної та інерційної природи, що можуть бути представлені як коефіцієнти демпфування та прилучені маси, помножені на швидкості та прискорення переміщень відповідно. Зокрема, ГГ виконує такі рухи під час усіх видів вібрації, хитавиці та маневрування. Коефіцієнти дем-

пфування та прилучених мас зазвичай представляються матрицями розмірності 6×6 , а методи розрахунку значень у цих матрицях приведені та вивчалися у роботах [100, 194, 195, 204, 228, 248–254], у тому числі для гвинтів В-серії [250], гвинтів у насадці [228, 253], гвинтів регульованого кроку [194, 248], окремої лопаті [204, 252].

Дорофенюк С. К. та Саломатін Г. А. [195] експериментально довели, що обертання ГГ майже не впливає на величину його прилучених мас.

Hylarides S. [254] виконав оцінювання різних прилучених мас та коефіцієнтів демпфування ГГ на вібрацію валопроводу та показав, що найбільш значущими параметрами є значення на головних діагоналях матриці прилучених мас та коефіцієнтів демпфування ГГ.

Takeuchi M. та інші [194] показали, що у гвинтів регульованого кроку прилучені маси та моменти інерції значно залежать від кроку гвинта і мають дуже малі значення при нульовому кроці.

Під час маневрування судна змінюється умови обтікання ГГ, що як правило призводить до збільшення гідродинамічних навантажень на нього. Дослідження гідродинамічних навантажень на ГГ під час маневрів судна наведено у роботах [49, 50, 88, 189, 190, 205, 215, 217, 218, 223–226, 247, 255], при чому, як і з косим потоком, низка робіт розглядають тільки упор, крутний момент та поперечну горизонтальну силу [217, 224, 247].

Vartdal B. J. та інші [50], Gurr C. і Rulfs H. [88], Lee T. G. та інші [49] показали, що гідродинамічні навантаження на ГГ під час маневру циркуляція значно збільшуються і призводять до великого розцентрування вала у підшипнику та його перегрівання.

Ortolani F. та інші [205, 223–226, 256] досліджували навантаження на ГГ шляхом розв'язання рівнянь Рейнольдса методами CFD і показали, що для двовалових суден достатньо точним є заміна моделювання циркуляції судна еквівалентним косим потоком обтікання ГГ.

Хитавиця судна та морські хвилі також призводять до зміни умов обтікання ГГ і, відповідно, навантажень на нього. Вплив хитавиці та хвиль на сили на ГГ вивчався у роботах [48, 190, 191, 201–204, 206, 208, 213, 227, 229, 235, 241, 243, 244, 251, 255], але деякі автори розглядають лише варіації пропульсивних характеристик ГГ, а саме величини упору, крутного моменту та ККД [191, 201–

203, 227, 243].

Ліпіс В. Б. [204, 241, 242, 251] досліджував вплив хитавиці судна та часткового оголення ГГ на сили і моменти, що діють на нього. Хоча основна увага була приділена розрахункам ходовості судна в умовах хвилювання, автор на основі теорії несучої поверхні розробив метод розрахунку матриці прилучених мас ГГ і показав, що інерційні сили дозволяють врахувати нестационарність його обтікання. Також Ліпіс В. Б. зазначає, що сили і моменти, які діють на ГГ під час хитавиці мають випадковий характер і повинні бути опрацьовані за теорією ймовірностей.

Ільїн В. М. [201–203] експериментально показав, модель скошеного потоку у припущені «проникності судна» має похибку, величина якої залежить від форми кормової кінцівки, але пульсації осьової та окружної компонент поля швидкостей у диску ГГ при хитавиці для суден з помірною повнотою обводів майже пропорційні швидкості руху кормової кінцівки судна. Також показано, що хитавиця значно впливає на постійну та змінну компоненти згинальних моментів у вертикальній та горизонтальній площинах.

Експериментальні дослідження Шпакова В. С. та інші [206, 207, 235, 244] з зафіксованим та з вільним судном відносно буксирувального візка у хвильовому дослідницькому басейні показали, що вплив хвильових швидкостей невеликий і їм можна нехтувати під час розрахунків. Також, за рахунок застосування моделі скошеного потоку запропоновані прості наближені розрахункові формули для визначення поперечних сил і моментів на ГГ під час хитавиці. Запропоновано низку способів зниження періодичних сил, що діють на ГГ.

Ляховицький А. Г. та Зорін М. П. [191] досліджували роботу ГГ в умовах нерегулярного хвилювання та показали, що ймовірність підсмоктування повітря при роботі ГГ в умовах хитавиці тим більша, чим більша швидкість судна, більшість хвилювання, крокове відношення гвинта та чим менша осадка судна кормою.

У роботі [48], що виконана під керівництвом Лур'є І. А., комплексно експериментально досліджувався вплив хитавиці на гідродинамічні навантаження на ГГ та отримано наступні результати: постійна складова згинального моменту при хитавиці зазнає значно більших варіацій, ніж гармонічні компоненти; курсовий кут руху судна на хвилях мало впливає на величину додаткових наван-

тажень на ГГ; форма носової кінцівки не впливає на поле швидкостей у диску ГГ. Також розроблено: наближені залежності для постійних і пульсаційних компонентів навантаження на тихій воді на базі вимірювання натурних згинальних моментів; оцінювання додаткових швидкостей у диску ГГ від повздовжньої хитавиці; наближений метод оцінювання навантажень на гвинт при частковому оголенні.

Jessup S. D. та інші [255] показали, що хитавиця призводить до збільшення навантажень на ГГ до 50% порівняно з навантаженнями на тихій воді.

Крилов О. Н. [213] аналітично визначив потенційну складову швидкостей у диску ГГ при хитавиці судна, виконав експериментальне дослідження та розробив інженерні методики оцінювання полів швидкостей при повздовжній хитавиці. Крилов О. Н. також виконав оцінювання нестационарних навантажень на ГГ на основі розробленого інженерного методу та «схеми А» [229].

При плаванні в умовах низьких температур можливий контакт ГГ з великими або дрібними шматками льоду, при цьому на ГГ діють значні додаткові навантаження, що спричиняють нестационарну вібрацію валопроводу. Явища, пов'язані з фрезеруванням льоду гвинтом вивчалися у роботах [48, 196–200, 216, 248, 257, 258], при чому основна увага у дослідженнях приділяється визначенню нестационарних крутильних навантажень на ГГ та відповідних крутильних коливань силової установки.

Особливої уваги заслуговують роботи Wang J., Akinturk A., Bose N. та інших [196–200], які експериментально досліджували льодові навантаження на ГГ і окремі його лопаті та привели залежності всіх проекцій сил і моментів під час фрезерування льоду.

Пружні деформації корпусів суден

Деформації корпусу судна призводять до зміщень підшипників валопроводу і зміни умов їх роботи та НДС валів. Досліджень в області впливу деформацій корпусу на роботу суднового валопроводу велися в області загального згину корпусу судна [48, 54, 56–58, 61, 81, 259–276], місцевого згину днищового перекриття [48, 54, 61, 68, 81, 259, 262–264, 268, 269, 273–278], деформування рами ГД [68, 273, 279, 280], деформацій від зміни стану навантаження судна [54, 56–58, 61, 68, 73, 81, 263, 266–269, 274, 275, 281–284], момен-

ту на упорному підшипнику [48, 262, 263, 274, 275, 282], зміни температур конструкцій [61, 68, 264, 268–270, 273–275, 279, 280, 283] та морських хвиль [48, 61, 259, 262, 276, 283–285].

Серед поширених методів визначення згину корпусу судна слід відзначити модель еквівалентного бруса (ЕБ) для визначення загального згину корпусу судна [48, 260, 262, 264, 265, 268, 269, 286, 287], МСЕ у стержневій ідеалізації для розрахунку днищових перекриттів [48, 264, 268, 269, 278] та кормового блоку судна [262, 263]. Для розрахунку згину судових перекриттів також існують наближені методи: метод Нав'є, зведення до балки на ПО, метод Ростовцева, зведення до конструктивно ортотропної еквівалентної пластини, метод Рітца та інші [277], але вони на даний час використовуються мало. Найбільш точним методом розрахунку на даний час є МСЕ з повним моделюванням корпусу судна об'ємними та плоскими елементами [54, 61, 81, 259, 273–276, 279, 280, 285]. Слід також відзначити натурні експериментальні дослідження деформацій корпусу [61, 68, 73, 268–270, 274, 281, 283, 287].

Перекошення вала є проблемою валопроводів великих суден, яка стала критичною у супертанкерів 1970–х [47]. Судна стають більшими, а їх корпуси більш гнучкими, у той час як потужність ГД зростає, а відносна довжина МВ зменшується, тож валопроводи мають більші діаметри при менших довжинах прогонів, таким чином стають більш жорсткими [31, 47, 48, 263, 281, 288]. Ці фактори збільшують різницю між жорсткостями валопроводу та корпусу судна, роблячи підшипники більш чутливими до зміщень та перекоосу вала, що призводить до їх поломок. Правила Американського бюро судноплавства, DNV GL та Регістру Ллойда вже внесли зміни у свої Правила для запобігання такого роду поломок.

Korbetis, G. та інші [54] у своєму дослідженні робить висновок, що зміни у реакціях при зміні стану навантаження не дуже значні і при добре відцентрованому валі у припущенні про недеформований корпус, валопровід буде надійно працювати у різних експлуатаційних станах, оскільки навантаження на дейдвудний підшипнику змінюється лише у межах 5%. Однак, з результатів розрахунків видно, що навантаження на два проміжні підшипники і кормовий підшипник двигуна можуть значно розвантажуватися при зміні стану навантаження.

Vartdal B. J. та інші [274, 275] зазначають, що при збільшенні осадки у ніс від кормового проміжного підшипника має місце перегин днищового перекриття;

вплив деформацій корпусу на роботу підшипників двигуна залежить від його розташування; заповнення кормового ахтерпикового танку призводить до місцевих деформацій у районі дейдвудного та проміжних підшипників; експлуатаційне підвищення температури у двигуні призводить до підняття його підшипників; МСЕ добре моделює основний характер згину корпусу судна.

Murawski L. [61, 81, 118, 273, 279, 280] розглядав вплив різних конструкцій корпусу на згин валів та відзначає, що температурні зміщення підшипників ГД не однакові для всіх підшипників, як це регламентують виробники, т мають більші значення; жорсткості рами підшипників ГД та корпусів проміжних підшипників можна розглядати як лінійні і незалежні від частоти; жорсткості локальних конструкцій корпусу, корпусу проміжного підшипника та плівки змащення мають один порядок і мають враховуватися у розрахунках; крім експлуатаційного стану навантаження, слід також розглядати згин валів для судна у баласті.

Кочанов Ю. П. і Петрушин А. Ф. [264] показали, що при збільшені температури від роботи двигуна приблизно 23% лінійних вертикальних переміщень конструкцій приходить на загальний згин судна і 77% на місцеві деформації днищового перекриття.

При спуску судна зі стапеля чи сухого дока змінюється деформована форма корпусу, що впливає на зміщення підшипників. Тому, як правило, остаточне центрування валопроводу виконують на плаву, однак існують також методики центрування до спуску судна.

Кочанов Ю. П., Батрак Ю. А. та інші [268, 269] розробили методологію виконання остаточного центрування валопроводів на стапелі за допомогою імітації сил підтримки стапельними візками при повністю зібраному корпусі судна [269] та у не з'єднаному з рештою корпусу кормовому блоці [268].

Sverko D. [47, 57, 58, 266, 267] описує програмне забезпечення Американського бюро судноплавства для розрахунку центрування, яке засновано на накопиченій базі даних вимірювання прогинів побудованих суден-прототипів (в залежності від довжини між перпендикулярами, ширини, осадки та моменту інерції міделевого перерізу) та за допомогою ймовірнісних методів дозволяє оцінювати деформації корпусів нових суден. Це дозволяє оцінити деформації корпусу у сухому доці відносно стану на плаву та виконувати остаточне центрування до спуску судна.

Найбільш простий та поширений метод визначення навантажень на корпус судна при хвилюванні — це статична постановка на хвилю [48, 61, 259, 260, 262, 276, 283, 284], який тим не менш не відображає реальні навантаження на корпус судна. Більш точними є лінійні розрахунки навантажень з урахуванням хитавиці на регулярних [271, 272, 287, 289] та не регулярних хвилях [286, 289]. Існують також методи імітаційного моделювання навантажень на корпус судна при русі на хвилях [261, 265]. Слід зазначити, що усі відомі автору дослідження впливу хитавиці на компоненти НДС при згинанні валопроводу виконувалися з використанням моделі статичної постановки на хвилю [48, 61, 259, 262, 276, 283, 285].

Jinming L. та Libing D. [259] показали, що деформації корпусу при бальності хвилювання 4 і менше незначні, але збільшуються з ростом інтенсивності хвилювання та досягають амплітуди 4 мм на бальності хвилювання 8, що значно впливає на реакції підшипників. Слід зазначити, що деформації корпусу мають різні значення в залежності від курсового кута.

У звіті [48] приводяться наступні важливі висновки стосовно впливу деформацій корпусу судна на компоненти НДС при згинанні валопроводу. Переміщення підшипників при зміні стану навантаження знаходяться в діапазоні від 10 до 145 мм в залежності від довжини валопроводу та розташування МВ вздовж судна, при цьому зміна навантажень на підшипники може досягати до 30%. Сконцентрований згинальний момент на упорному підшипнику може мати велике значення в залежності від конструкції валопроводу та корпусу судна. Вплив окремих видів деформацій корпусу судна на реакції опор валопроводу залежить від типу судна, водотоннажності, розташування МВ та стану моря та складає приблизно 15–30% на загальний згин, 40–70% на місцевий згин та 10–40% на згин від упору гвинта. Експериментально доведена прийнятна точність розрахунків переміщень з використанням моделі ЕБ для загального згину та скінченно–елементної стержневої моделі для місцевих деформацій.

Dong C. та інші [276] розробили метод оцінювання надійності гребних валів по втомній міцності з врахуванням деформацій корпусу судна на хвилях різної інтенсивності. Показано, що, починаючи з бальності 4 і до 9-ти, значно росте амплітуда максимальних переміщень підшипників від 0.5 мм до 7,5 мм. При цьому з бальності 6 і більше помітним стає вплив хитавиці на надійність валопроводу.

Геращенко П. А. [284] розглядав деформації судна довжиною 75 м на хвилях і показав, що хвилювання призводить до зміщень підшипників, які змінюють навантаження на підшипники всього на 1,8%.

Wang Y. [285] досліджував вплив фази регулярної хвилі на зміщення підшипників і показав, що зміщення підшипники під час хвилювання міняється з часом за синусоїдальним законом, при чому величини амплітуд зміщень з ростом висоти хвилі зменшуються для випадку, що розглядався.

Хитавиця судна

Очевидним є факт, що штормові умови знижують надійність валопроводу та погіршують умови його роботи, про що зазначають різні дослідники [17, 25, 27, 28, 32, 35, 45, 168, 171]. При цьому не було виконано достатньо комплексного дослідження з впливу хитавиці на роботу валопроводу.

У звіті [48] хоча і надано рекомендації для наближеного врахування деформації корпусу судна та навантаження на ГГ при хитавиці, але не сказано про інерційні навантаження та не враховується фаза між навантаженнями на ГГ та корпус судна від хитавиці, а лише окремо діються максимальні можливі значення, не дивлячись на те, що усі фактори діють одночасно.

Крім вже розглянутих впливів хитавиці і хвиль на гідродинамічні сили на ГГ та деформації корпусу судна, слід також відзначити інерційні навантаження на валопровід. Публікації про вплив інерційних сил під час хитавиці на роботу суднового валопроводу автору не відомі, окрім магістерської дисертації автора [290], де вивчався вплив інерційних сил від хитавиці судна на нерегулярному хвилюванні на навантаження підшипників статистичними методами. Було показано, що інерційні сили призводять до значних змін навантажень на підшипники, особливо кормового дейдвудного.

Меркулов В. А. і Пасуманський Е. М. [291] та Майкл Р. [24] на основі тензометрування гребних валів низки суден виявили значні нерегулярні зміни напружень вигину в валі при хвилюванні моря зі зростанням амплітуд згинальних моментів у кілька разів, в порівнянні з зареєстрованими при русі на тихій воді. Це свідчить про необхідність врахування хвилювання моря і хитавиці судна в розрахунках центрування валопроводу. На жаль, вплив хитавиці було досліджено без розділення на чинники впливу (сили інерції мас, гідродинамічні навантаження

на ГГ, деформації корпусу судна на хвилях), що не дозволяє використовувати отримані дані для виконання прогностичних розрахунків.

1.4 Вибір напрямку досліджень

Після виконаного аналізу публікацій стосовно аварій, пов'язаних з судновим валопроводом, методів розрахунку компонентів його НДС при згинанні та умов роботи можна зробити наступні висновки.

1. Найбільш частими аваріями валопроводів є втрата втомної міцності валів, втомне руйнування вкладишів з бабіту, контактне стирання вкладишів з бабіту та передчасне зношення неметалевих вкладишів, що змащуються водою. Серед основних першопричин аварій валопроводів слід виділити неякісне центрування або неякісні розрахунки параметрів центрування, у яких були використані занадто прості моделі валопроводу, не були враховані усі можливі умови його роботи та експлуатаційні фактори.

2. У більшості досліджень статичного згину валів застосовуються розрахункові схеми з дейдвудними підшипниками, що представлені однією, двома або декількома вузловими опорами, які не відображають континуальну природу опор. Існуючі спроби застосувати модель неперервного ПО мають серйозні недоліки. Тому є необхідність створення більш досконалої моделі згину суднових валів одночасно у вертикальній та горизонтальній площинах, з врахуванням довжини, зазору, лінійних та кутових зміщень, нелінійної та неоднорідної за довжиною жорсткості вкладишів підшипників, а також часткового або повного відриву вала від них.

3. Існуючі методи розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу в експлуатації з урахуванням змащення у підшипниках мають суттєві недоліки, а саме — змащення враховується тільки у дейдвудному підшипнику, не враховується нахил або кривина шийки вала, деформації неметалевих вкладишів. Таким чином, створення більш універсального методу розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу у експлуатації позбавленого зазначених недоліків є актуальною задачею.

4. Механізми втомного руйнування валів, вібрації валопроводу, гідродинамічне змащення і зношення дейдвудних підшипників, гідродинамічні навантаже-

ння на ГГ та вплив пружних деформації корпусу судна на згин валів вивчені в тій чи іншій мірі. Однак не дивлячись на те, що різні дослідники відзначають погіршення умов роботи валопроводу та зниження його надійності у штормових умовах, відсутні комплексні дослідження впливу нерегулярної хитавиці на роботу валопроводу, як і інструмент для таких досліджень. Таким чином, необхідно створити модель роботи валопроводу в умовах руху судна на нерегулярних хвилях, яка б враховувала одночасну дію і фазу інерційних сил на елементи валопроводу від прискорень хитавиці, загального згину корпусу судна та місцевої деформації днища МВ від хвильових навантажень та гідродинамічних навантажень на ГГ в умовах нестационарного обтікання під час хитавиці. Ця модель повинна враховувати особливості конструкції та геометрії валопроводу, ГГ та корпусу судна.

Таким чином, за мету дисертаційного дослідження прийнято вдосконалення існуючих моделей згину валів у статичних умовах та в експлуатації з урахуванням змащення у підшипниках, а також розробка комплексної моделі роботи валопроводу при русі судна на морських хвилях, які є актуальними і не вирішеними проблемами. Задача буде вирішуватися у квазістатичній постановці без урахування вібрації валопроводу та корпусу судна оскільки частота хитавиці судна на хвилях значно нижче, ніж частота вібрації валопроводу. Розроблена модель роботи валопроводу у майбутньому може стати базою для більш загальної моделі вібрації валопроводу при русі судна на морських хвилях, розробка якої виходить за межі цієї дисертації.

РОЗДІЛ 2

ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розділ 2 присвячений опису допоміжних методів, що розроблено та використано у дисертації. Підрозділ 2.1 присвячено розробці МЖ СЕ ПО з параболічним законом зміни жорсткості вздовж СЕ та дослідженню застосування різних модифікацій МЖ СЕ ПО для розв'язання задачі деформування вкладишу неметалевого підшипника валопроводу. У підрозділі 2.2 описано розроблений у дисертації метод релаксації методу послідовних наближень, що далі застосовано для забезпечення збіжності низки задач.

2.1 Скінченний елемент зі змінною жорсткістю пружної основи

Підрозділ 2.1 присвячено розробці МЖ стержневого СЕ на ПО з параболічним законом зміни коефіцієнта жорсткості вздовж СЕ, що далі застосовується для моделювання підшипників. Досліджено вплив форми апроксимації уздовж СЕ згину вала та коефіцієнта жорсткості ПО на точність розв'язання задачі деформування вкладишу неметалевого підшипника валопроводу.

2.1.1 Постановка задачі та існуючі методи її розв'язання

У дисертаційній роботі як модель деформування вкладиша підшипника використано модель ПО. Існують два підходи до врахування наявності ПО у межах СЕ: моделювання за допомогою жорсткостей, сконцентрованих у вузлах (node-spring simulation method), і використання спеціальних СЕ (наприклад, Winkler-based element). У роботі [292] виконано порівняння цих двох підходів з точним теоретичним розв'язком і показано, що через вузлову ідеалізацію перший підхід втрачає точність моделювання природи неперервної ПО. Другий підхід, зберігаючи природу ПО, для досягнення заданої точності потребує набагато меншу кількість СЕ [293]. Це важливо з точки зору швидкості виконання ітеративного розв'язання нелінійних задач. З огляду на це, у роботі обрано другий підхід.

Матриця жорсткості СЕ ПО типу Вінклера з апроксимацією лінії згину вздовж балки кубічним поліномом і постійною жорсткістю ПО вздовж елемента наве-

дено у [294–296]. Це є найпростіші та найбільш поширені на практиці МЖ. Матриці жорсткості, розроблені у [297, 298], базуються на розв’язку диференційного рівняння згину балки на ПО Вінклера через функції Крилова. Математично ця МЖ є більш точною, ніж названа вище, але вона також має більш громіздку форму та її застосування займатиме більше розрахункового часу. В роботі [295] розроблено МЖ СЕ на нелінійній ПО Вінклера. В отриманій матриці врахована характеристика нелінійності жорсткості основи, специфічна для задачі, що розв’язувалися автором, тому ця МЖ не є універсальною. Крім того, слід також згадати МЖ [299], у якій отримано точний вираз для МЖ елемента на ПО, який зазнає деформації згину та зсуву. Ця матриця є ще більш громіздкою та справедлива лише для постійного коефіцієнта жорсткості ПО вздовж СЕ.

Серед існуючих підходів до розробки МЖ елемента на ПО, найбільш прийнятний для задач дисертації наведено в роботі [293]. Згин СЕ апроксимовано поліномом п’ятого степеня, а закон зміни коефіцієнта жорсткості ПО апроксимовано лінійно. Але отримана МЖ є громіздкою та не зручною для використання у разі просторового згину, який є характерним для валопроводу судна. Окрім того, як буде доведено далі, лінійний закон зміни коефіцієнта жорсткості ПО вздовж СЕ може потребувати більше СЕ для адекватного моделювання деформації неметалевого вкладиша підшипника.

Існує також низка інших матриць жорсткості СЕ на ПО [296, 300–302] з урахуванням зсуву у ПО, повздовжніх сил зсуву вздовж лінії контакту та взаємодії означених факторів. Однак ці моделі не відповідають умовам роботи вкладиша підшипника ковзання.

Оскільки вал у межах довжини вкладиша згинається і ніколи не буває паралельним до осі підшипника, вкладиш деформується нерівномірно вздовж вала. Більше того, реакція вкладиша нелінійно залежить від прогину ПО, тому для більш точного врахування нерівномірного характеру взаємодії вала та вкладиша можна вдатися до подрібнення СЕ, але у цьому разі збільшиться кількість невідомих у системі рівнянь МСЕ, що у підсумку значно вплине на ефективність обчислень.

Альтернативою збільшенню кількості СЕ може бути введення ПО, жорсткість якої є параболічною функцією вздовж СЕ. В такому разі адекватного опису реакції ПО можна досягти, застосувавши значно меншу кількість СЕ. Оскільки

публікації стосовно МЖ стержневого СЕ з такими властивостями автором на даний час невідомі, нижче приведено виведення МЖ СЕ ПО з параболічною апроксимацією жорсткості вздовж СЕ.

2.1.2 Матриця жорсткості скінченного елемента пружної основи

Система координат СЕ ПО зображено на рис. 2.1. Аналізуючи взаємодію вала з ПО, що моделює вкладиш підшипника, природним є припустити, що реакція вкладиша на кутові переміщення перерізу вала та відповідні розтягувальні зусилля при деформації ПО відсутні. Внаслідок малого відношення товщини вкладиша до діаметру вала знехтуємо також деформаціями зсуву у матеріалі вкладиша. Як результат, приходимо до моделі ПО Вінклера [303], яка зарекомендувала себе у розрахунках деформування металевих підшипників [304]. За гіпотезою Вінклера реакція ПО $R_{ef}(x)$ діє перпендикулярно до осі вала x , є пропорційною поперечним переміщенням її поверхні $\Delta u_y(x)$ і $\Delta u_z(x)$ та не залежить від стану сусідніх перерізів. Нижче будемо розглядати лише площину xOy , але всі результати для площини xOz є аналогічними. Таким чином, вираз для реакції ПО має вигляд

$$r_{ef}(x) = k(x) \cdot \Delta u_y(x), \quad (2.1)$$

де $k(x)$ — функція коефіцієнта жорсткості ПО, для якого у дисертації прийнято наступний вираз

$$k(x) = \alpha + \frac{\beta x}{l_{el}} + 4 \frac{\gamma x(l_{el} - x)}{l_{el}^2}. \quad (2.2)$$

Коефіцієнти α , β та γ характеризують властивості ПО, а геометричний зміст цих коефіцієнтів проілюстровано на рис. 2.2.

На практиці коефіцієнти у формулі (2.2) можна визначити за формулами:

$$\alpha = r_{ef}(0)/\Delta u_y(0), \quad (2.3)$$

$$\beta = r_{ef}(l_{el})/\Delta u_y(l_{el}) - \alpha, \quad (2.4)$$

$$\gamma = r_{ef}(l_{el}/2)/\Delta u_y(l_{el}/2) - \alpha - \beta/2. \quad (2.5)$$

Значення α повинно бути додатнім, а значення β і γ можуть бути як додатними, так і від'ємними, але їх значення повинні бути такими, щоб значення функції $k(x)$ уздовж усього СЕ не було від'ємним.

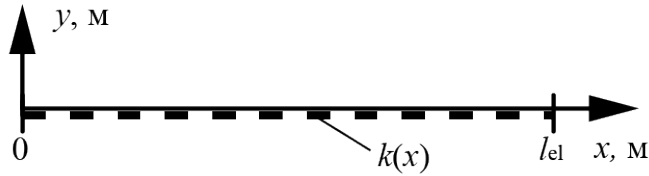


Рисунок 2.1 – Система координат скінченного елемента ПО



Рисунок 2.2 – Коефіцієнт жорсткості ПО

Згин СЕ визначається чотирма переміщеннями: двома лінійними переміщеннями u_{y1} , u_{y2} та двома кутовими переміщеннями φ_{z1} , φ_{z2} . Як було зазначено раніше, згин уздовж СЕ апроксимується поліномом третього степеня [278]

$$u_y(x) = c_{y1} + c_{y2}x + c_{y3}x^2 + c_{y4}x^3, \quad (2.6)$$

де c_{y1} , c_{y2} , c_{y3} та c_{y4} – довільні змінні, що залежать від вузлових переміщень.

Якщо вал тисне на підшипник, то у зоні контакту має місце умова сумісності деформацій вала та поверхні вкладиша і тоді повинна виконуватись умова рівності прогинів СЕ та ПО

$$u_y(x) = \Delta u_y(x). \quad (2.7)$$

Вираз для прогину СЕ (2.7) у матричній формі матиме вигляд

$$u_y(x) = \{X\}\{c_y\}, \quad (2.8)$$

де $\{X\} = \{1 \ x \ x^2 \ x^3\}$ – вектор-рядок апроксимувального полінома;
 $\{c_y\} = \{c_{y1} \ c_{y2} \ c_{y3} \ c_{y4}\}^T$ – вектор-стовпець незалежних коефіцієнтів.

Вектор вузлових переміщень визначається виразом

$$\{q\} = [H] \{c_y\}. \quad (2.9)$$

Матриця $[H]$ отримана з граничних умов форми згину СЕ (2.6) на кінцях: два перших рядки відповідають умовам на кінці з координатою $x = 0$, а два останні — з координатою $x = l_{el}$. Матриця має вигляд [295]:

$$[H] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & l_{el} & l_{el}^2 & l_{el}^3 \\ 0 & 1 & 2l_{el} & 3l_{el}^2 \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Якщо ввести вектор одиничних вузлових переміщень $\{q_1\}$ і визначити незалежні коефіцієнти $\{c_y\}$ у формулі (2.9), то можна отримати

$$\{c_y\} = [H]^{-1} \{q\}. \quad (2.11)$$

Реакція ПО (2.1) у матричній формі з урахуванням (2.7), (2.8) та (2.11) може бути представлена у вигляді

$$r_{ef}(x) = k(x) \{X\} [H]^{-1} \{q_1\}. \quad (2.12)$$

Робота ПО на одиничних переміщеннях визначається за формулою

$$A = \frac{1}{2} \int_0^{l_{el}} r_{ef}^T(x) \Delta u_y(x) dx, \quad (2.13)$$

підставивши в яку (2.7), (2.8), (2.11) та (2.12) отримаємо

$$A = \frac{1}{2} \int_0^{l_{el}} k(x) \left(\{X\} [H]^{-1} \{q_1\} \right)^T \{X\} [H]^{-1} \{q_1\} dx. \quad (2.14)$$

Після відповідних перетворень вираз для роботи отримає вигляд

$$A = \frac{1}{2} \int_0^{l_{el}} k(x) \left([H]^{-1} \right)^T \{X\}^T \{X\} [H]^{-1} dx \{q_1\}. \quad (2.15)$$

Формулу для роботи ПО на одиничних переміщеннях можна також записати як

$$A = \frac{1}{2} \{q_1\}^T [K_{ef}] \{q_1\}, \quad (2.16)$$

де вираз для МЖ можна записати

$$[K_{ef}] = \int_0^{l_{el}} k(x) \left([H]^{-1} \right)^T \{X\}^T \{X\} [H]^{-1} dx. \quad (2.17)$$

Виконавши перетворення, отримаємо остаточний вираз для шуканої МЖ елемента на ПО у вигляді суми трьох матриць:

$$[K_{ef}] = [K_{ef\alpha\beta\gamma}] = [K_{ef\alpha}] + [K_{ef\beta}] + [K_{ef\gamma}], \quad (2.18)$$

де матриці $[K_{ef\alpha}]$, $[K_{ef\beta}]$ та $[K_{ef\gamma}]$ визначаються за формулами (Б.2), (Б.3) та (Б.4) відповідно, що наведені у додатку Б.

Перша складова МЖ (Б.2) відповідає постійній жорсткості вздовж СЕ та збігається з аналогічними, що наведені у [294–296]. Вона відповідає коефіцієнту жорсткості на рис. 2.2.а. Друга складова (Б.3) відповідає лінійно-змінній жорсткості (рис. 2.2.б), при цьому коефіцієнт жорсткості $k(0)$ буде дорівнювати нулю. Нарешті, третя складова (Б.4) відповідає параболічно-змінній жорсткості (рис. 2.2.в) з нульовими значеннями коефіцієнта жорсткості на кінцях: $k(0) = k(l_{el}) = 0$. Окремим випадком, при використанні тільки перших двох доданків у формулі (2.18), є МЖ з лінійним розподілом коефіцієнта жорсткості ПО, яка може бути представлена як

$$[K_{ef\alpha\beta}] = [K_{ef\alpha}] + [K_{ef\beta}]. \quad (2.19)$$

Крім того, якщо застосована лише МЖ (Б.2) з постійним коефіцієнтом жорсткості ПО, то коефіцієнт α слід визначати не за (2.3), а за формулою

$$\alpha = \left(\frac{r_{ef}(0)}{\Delta u_y(0)} + \frac{r_{ef}(l_{el})}{\Delta u_y(l_{el})} \right) / 2. \quad (2.20)$$

Якщо згин СЕ у площинах xOy та xOz відбувається незалежно та ПО має однакові або близькі характеристики в обох площинах, то можна побудувати аналогічні МЖ СЕ ПО для просторового випадку згину (Б.5), (Б.6) та (Б.7), що наведені у додатку Б. Для елементів матриць, що відповідають перехресним жорсткостям напрямків u_z та φ_y , було змінено знак. Це викликано тим, що у площині xOz додатній напрямок кута відносно осі y має протилежний напрямок, ніж аналогічний кут відносно осі z у площині xOy .

Оскільки СЕ у межах підшипника мають невелику відносну довжину, деформації зсуву можуть значно вплинути на форму згину СЕ. Тому для більш точного розрахунку також побудовано МЖ СЕ ПО на основі апроксимації згину з урахуванням зсуву у СЕ замість параболічної апроксимації (2.6). Таким чином, якщо повторити перетворення (2.7)–(2.17) для апроксимації згину (А.7), можна

остаточно отримати вирази МЖ для випадку згину лише у площині xOy (Б.8), (Б.9) і (Б.10), а також для разі згину в обох площинах xOy та xOz (Б.11), (Б.12) і (Б.13), що наведені у додатку Б.

Слід зазначити, що при виведенні усіх МЖ СЕ ПО у роботі прогин від розподіленого навантаження (А.17) не враховувався, оскільки СЕ у межах підшипника мають малу довжину і тому ці прогини на порядок менше від вузлових переміщень.

Вираз для повної МЖ СЕ з урахуванням ПО у власній системі координат можна записати у вигляді

$$[K_{el}] = [K_{be}] + [K_{ef}], \quad (2.21)$$

де $[K_{be}]$ – МЖ стержневого СЕ (Б.1);

$[K_{ef}]$ – МЖ СЕ ПО (2.18).

2.1.3 Порівняльний аналіз матриць жорсткості скінченного елемента пружної основи

Нижче буде порівняно використання розроблених МЖ з різними апроксимаціями жорсткості уздовж СЕ та з урахуванням зсуву й без на типовому прикладі згину ізольованої шийки вала у межах підшипника, що представлений неоднорідною ПО. Умовна схема балки з діючими на неї силами і моментами зображена на рис. 2.3. Довжина балки (підшипника) дорівнює $l_b = 1$ м, поперечний переріз має форму круга діаметром $d_{sh} = 0,5$ м, матеріалом балки є конструкційна сталь з модулем пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа та коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$.

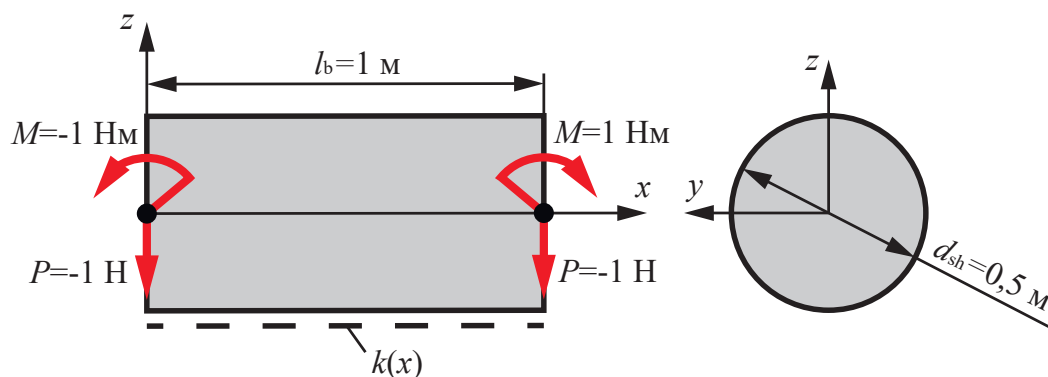


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема балки на ПО

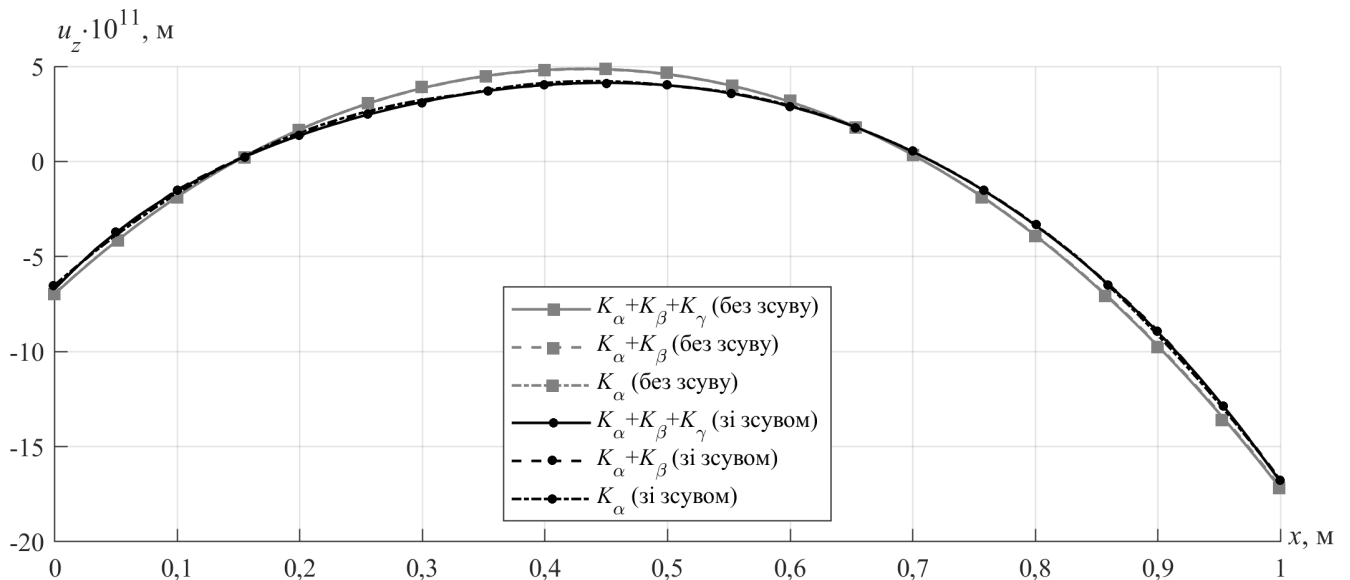


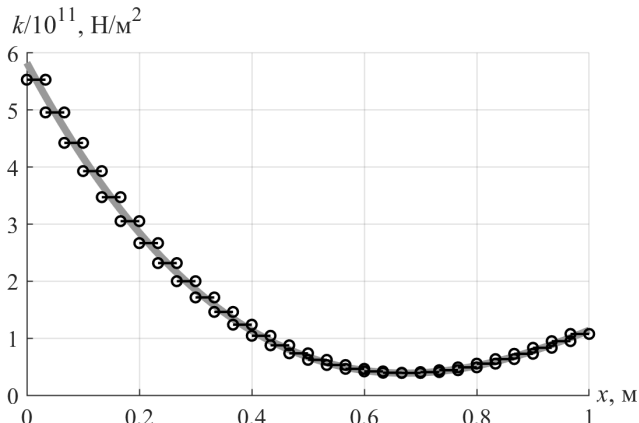
Рисунок 2.4 — Прогин вала у межах підшипника

Єдиною опорою балки є ПО вздовж усієї балки. Для дослідження за типовий розподіл коефіцієнта жорсткості уздовж підшипника умовно прийнято кубічний поліном

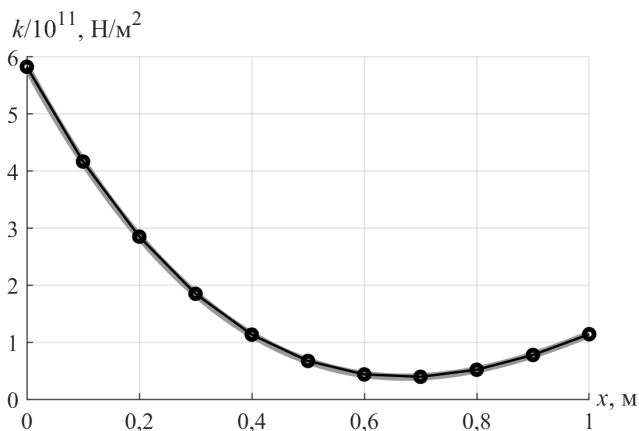
$$k(x) = \left(2 - 2,5 \cdot x + 15 \cdot (x - 0,5)^2 - 5 \cdot (x - 0,25)^3 \right) \cdot 10^{11}, \text{ Н/м}^2, \quad (2.22)$$

де відрив вала від ПО у цьому випадку не розглядався. На рис. 2.5 зображено різні апроксимації функції (2.22). У першому випадку (рис. 2.5а) функцію апроксимовано 30-ма СЕ з постійною жорсткістю. У другому випадку (рис. 2.5б) апроксимація була здійснена кусково-лінійно на 10-ти ділянках. Видно, що дана апроксимація набагато краще описує функцію жорсткості за меншої кількості СЕ ніж у попередньому випадку. У третьому випадку (рис. 2.5в) застосовано параболічну апроксимацію усього на двох ділянках. Отже в останньому випадку та ж сама точність апроксимації досягнута за кількості ділянок у п'ять разів менше ніж у випадку лінійної апроксимації жорсткості та у 15 разів менше ніж у випадку апроксимації СЕ з постійною жорсткістю ПО.

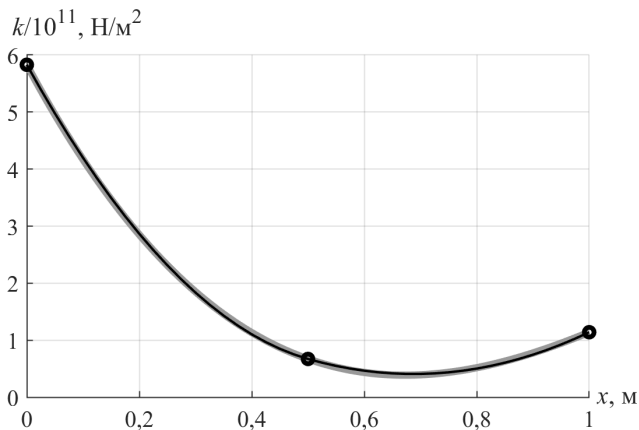
Були проведені розрахунки згину балки без урахування зсуву (Б.5)–(Б.7) та з урахуванням зсуву (Б.11)–(Б.13) з різними апроксимаціями коефіцієнта жорсткості ПО та з різною кількістю СЕ вздовж балки. На рис. 2.4 наведено графік прогину балки при застосуванні різних МЖ СЕ ПО з використанням представлених на рис. 2.5 апроксимацій коефіцієнта жорсткості (2.22). Як видно, прогин має майже однакові значення при використанні значно меншої кількості СЕ для



(а) постійна жорсткість (30 СЕ)

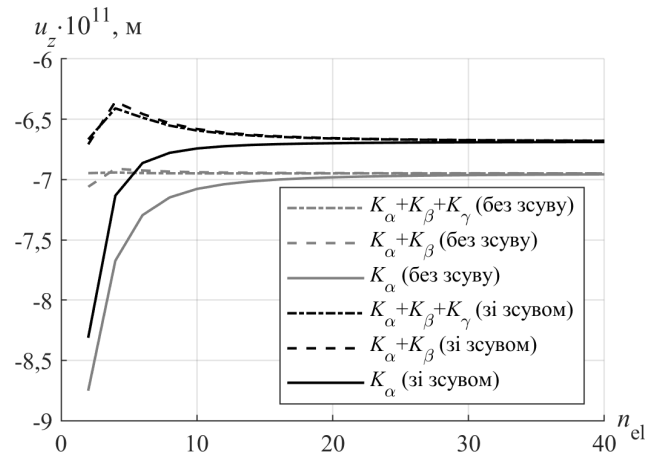


(б) лінійна жорсткість (10 СЕ)

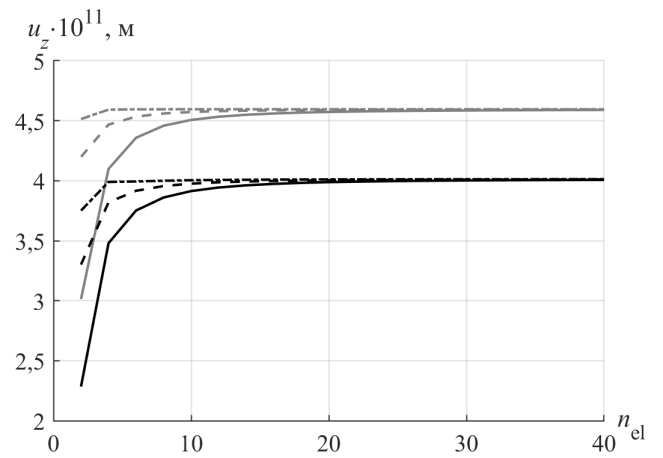


(в) параболічна жорсткість (2 СЕ)

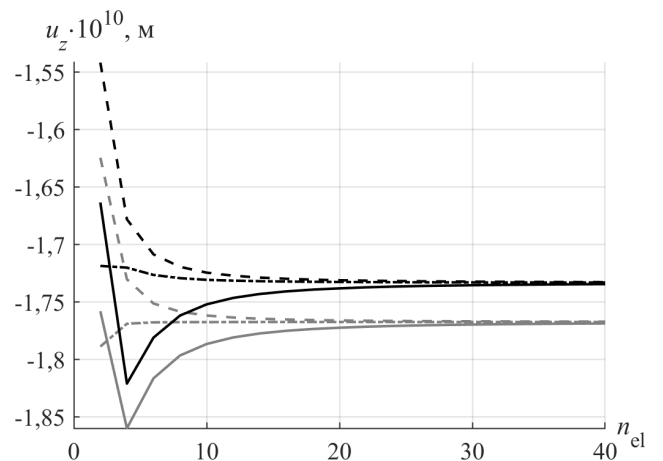
Рисунок 2.5 — Апроксимація коефіцієнта жорсткості ПО



(а) $x = 0$



(б) $x = l_{el}/2$



(в) $x = l_{el}$

Рисунок 2.6 — Прогин ПО у перерізах

параболічної апроксимації. Крім того слід зазначити, що різниця у прогинах з врахуванням зсуву та без його врахування досягає 20% (переріз $x = 0.4l_{el}$) і, як результат, НДС підшипника теж буде значно відрізнятись. Таким чином, для більш точного моделювання слід враховувати зсув у валопроводі при моделюванні контакту з вкладишем підшипника за допомогою ПО.

На рис. 2.6 представлені графіки величини прогину балки у трьох перерізах у залежності від кількості СЕ: з координатами $x = 0$, $x = l_{el}/2$ та $x = l_{el}$. Як видно з графіків, для всіх перерізів балки збільшення кількості СЕ, як це і очікується, приводить до зменшення різниці між результатами застосування трьох різних апроксимацій коефіцієнта жорсткості ПО і при кількості СЕ більше 30-ти ця різниця складає не більше 0,5%. Це може свідчити про достовірність виведених виразів для МЖ СЕ ПО.

За невеликої кількості СЕ використання МЖ з постійною апроксимацією призводить до великої похибки як у разі врахування зсуву (до 43%) так і без нього (до 52%). Застосування лінійної апроксимації зменшує похибку при використанні малої кількості СЕ до 21% зі зсувом і 10% без зсуву. Використання ж МЖ з параболічною апроксимацією жорсткості у таких умовах дає більш близькі до точного значення прогинів вала результати з похибкою до 7% зі зсувом і 3% без зсуву.

На основі графіків на рис. 2.6 можна дати рекомендації щодо мінімально необхідної кількості СЕ для моделювання одного підшипника з відношенням $l_b/d_{sh} = 2$ при використанні різних МЖ СЕ ПО:

- $[K_{ef\alpha}] - 30$ СЕ;
- $[K_{ef\alpha}] + [K_{ef\beta}] - 20$ СЕ;
- $[K_{ef\alpha}] + [K_{ef\beta}] + [K_{ef\gamma}] - 6$ СЕ.

Виконаний аналіз свідчить, що використання розробленої МЖ СЕ на ПО з параболічним законом зміни жорсткості за довжиною СЕ та врахуванням зсуву у СЕ як модель вкладиша підшипника у розрахунках компонентів НДС при згинанні судового валопроводу забезпечує більш точніші результати ніж класична МЖ СЕ ПО [294–296] при використанні значно меншої кількості СЕ на один підшипник і тому далі буде застосована у роботі.

2.2 Метод релаксації послідовних наближень при розв’язанні задач зі зворотними зв’язками

У підрозділі 2.2 описано розроблену у дисертації релаксацію методу послідовних наближень з поліпшеною збіжністю. Основою розробленої релаксації є корекція змінної рівняння на кожній ітерації в залежності від її значення на декількох попередніх ітераціях помножених на відповідні вагові множники, при цьому процес розрахунку розділений на два етапи: під час першого етапу вагові множники міняються для забезпечення стабілізації збіжності, а під час другого — вагові множники постійні. Даний метод застосовується у роботі для розв’язання декількох задач зі зворотними зв’язками, які будуть далі описані у розділі 3.

2.2.1 Огляд існуючих методів розв’язання нелінійних задач

При виконанні розрахунків, пов’язаних з центруванням суднового валопроводу, виникає необхідність у пошуку статичної або квазістатичної рівноваги між формою вигину валів з одного боку і НДС підшипників з іншого. До таких завдань відносяться контактна задача валопроводу, що знаходиться у стані покою на пружних вкладишах підшипників, деформація опорних конструкцій підшипників (наприклад, кронштейнів або фундаментів) при зміні навантажень на опори, еласто-гідродинамічне змащення у підшипниках валопроводу під час його експлуатації та ін.

Від того, наскільки точно описано взаємодію вала і підшипників в математичній моделі, залежить надійність і довговічність підшипників валопроводу, особливо кормового дейдвудного. При цьому, досить складні математичні моделі можуть містити нелінійності, найбільш простим і поширеним методом подолання яких є метод послідовних наближень. Однак, не завжди можливо знайти вірний розв’язок через розбіжність результатів розрахунку в разі значної нелінійності [305].

Загалом, існує два підходи до розв’язання нелінійних задач зі зворотним зв’язком: прямі та ітераційні, які можуть бути реалізовані аналітично або чисельно. У прямому підході всі ланки системи вивчаються одночасно, що часто створює труднощі через складний математичний апарат розв’язання загальної

задачі. У той же час ітераційні методи є більш технологічними, вони дозволяють використовувати апарат лінійних теорій, хоча при їх реалізації і виникають проблеми, пов'язані з точністю та збіжністю розрахунків [306].

Добре відомі методи розв'язання нелінійних алгебраїчних рівнянь з однією змінною (метод поділу відрізка навпіл, метод хорд, метод Ньютона, метод простих ітерацій) і систем нелінійних рівнянь (метод простих ітерацій, метод Ньютона) [306]. У книгах [305, 307, 308] описано низку інших методів, зокрема, метод крокового навантаження, самокорегуючий метод, різні модифікації методу Ньютона–Рафсона та їх гібридні варіанти. Загальними недоліками цих методів є те, що розв'язок задачі істотно залежить від вибору початкового наближення і можливості аналітичного представлення розв'язку, що не завжди можливо, особливо при використанні чисельних методів.

У статті [83] наведено алгоритм розв'язання задачі розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу з урахуванням його взаємодії з рідким мастилом і пружними переміщеннями вкладиша дейдвудного підшипника. При цьому, квазістатичний баланс між тисками в мастилі і пружними переміщеннями вкладиша визначався методом послідовних наближень з використанням двох методів релаксації для поліпшення збіжності розрахунку. Спочатку розрахунку застосовувалося наступне коригування пружних переміщень вкладиша

$$u_{r i}^* = u_{r i-1} + \beta (u_{r i} - u_{r i-1}), 0 < \beta < 1, \quad (2.23)$$

і якщо вона не забезпечувала збіжності, то далі алгоритм передбачав наступну схему

$$u_{r i}^* = \left[\sum_{m=i-4}^i u_{r m} \right] / 5, \quad (2.24)$$

де i — номер ітерації, $u_{r i}$ і $u_{r i}^*$ — розраховане і виправлене значення пружних переміщень вкладиша, β — коефіцієнт релаксації.

Аналогічний формулі (2.23) підхід також широко використовується у CFD методах [309] і задачах взаємодії рідини з пружними тілами (Fluid Structure Interaction) [310].

Далі, в статті [131] використано псевдо-динамічний підхід з введенням штучного демпфірування для забезпечення збіжності у розрахунку еласто-гідродинамічного змащення. Після нескладних перетворень виразів, наведених в [131],

можна отримати наступну формулу

$$u_{ri}^* = (1 + \alpha/\Delta t) u_{ri} - (\alpha/\Delta t) u_{ri-1}, \quad (2.25)$$

де α – коефіцієнт демпфування, Δt – крок за часом, а сама формула (2.25) по суті має таку саме структуру, що і (2.23).

Також, для розв'язання задач зі зворотними зв'язками застосовують методи оптимізації [83], головною перевагою яких є незалежність ітерацій один від одної, що практично нейтралізує проблему розбіжності розрахунку. Однак, в цих методах існують обмеження на кількість невідомих, а також можливість завершення оптимізації на локальному екстремуму цільової функції, а не глобальному, що є невірним розв'язком.

Таким чином, автор дисертації ставить мету вдосконалення існуючих підходів до релаксації, застосовуваних в методі послідовних наближень, для забезпечення більш надійної збіжності в задачах центрування суднових валопроводів за прийнятну кількість ітерацій.

2.2.2 Узагальнений метод релаксації послідовних наближень

При розв'язанні задач зі зворотними зв'язками методом послідовних наближень можуть мати місце три сценарію процесу розрахунку: 1) збіжність, 2) розбіжність та 3) зациклення. У першому випадку, наступні розв'язки з кожної ітерацією стають все ближче до попередніх і зрештою збігаються до точного розв'язку з допустимою похибкою ϵ . У разі ж розбіжності навпаки, в ітераціях розв'язки віддаляються один від одного і від точного розв'язку. Зациклення, по суті, є окремим випадком розбіжності, при якому розв'язки повторюються з періодичністю в дві або більше ітерацій. Крім того, вибір початкового наближення впливає на збіжність і при одному початковому наближенні розв'язку може швидко збігатись, а при іншому — розбігатись. На жаль, не завжди можливо підібрати «вдале» початкове наближення, близьке до точного через невідомість останнього.

Для забезпечення стабільної збіжності в методі послідовних наближень застосовують різного роду релаксації [83, 131, 309, 310]. Релаксацією називають спеціальні поправки до змінних, що зменшують їх відносну зміну від ітерації до

ітерації i , таким чином, покращує збіжність процесу наближень. Нижче описаний розроблений автором дисертації узагальнений метод релаксації послідовних наближень, що забезпечує поліпшену збіжність розв'язків і дозволяє здійснювати налаштування з урахуванням особливостей задачі, що розв'язується.

Розглянемо задачу зі зворотними зв'язками на прикладі двох невідомих змінних x та y , значення яких однозначно задані виразами:

$$y = F[x]; \quad (2.26)$$

$$x = G[y]. \quad (2.27)$$

Як x та y можуть виступати скалярні величини, вектори або матриці, а як оператори $F[x]$ і $G[y]$ — функції, результат розв'язання алгебраїчних, диференціальних або інтегральних рівнянь, системи таких рівнянь.

Узагальнюючи підходи до релаксації, наведені в [83, 305, 307–310], доповнюючи і розширюючи їх умовами, які будуть описані нижче, скориговане значення змінної y_i^* на кожній ітерації визначається формулою

$$y_i^* = C_1(i)y_i + \sum_{m=2}^M C_m(i)y_{i-m+1}, \quad (2.28)$$

де $i = 2, 3, \dots, i_{\max}$ — номер ітерації, $C_m(i)$ — коефіцієнти впливу на ітерацію з номером i , M — кількість використаних у релаксації ітерацій, $y_i = F[x_i]$ — результат розрахунку функції y на ітерації з номером i . При цьому, значення x_i на кожній ітерації визначається не через безпосередньо розраховане значення y_i , як у простому методі послідовних наближень, а через виправлене значення y_i^* : $x_i = G[y_{i-1}^*]$.

Коефіцієнти впливу $C_m(i)$, що входять у формулу (2.28), повинні відповідати двом умовам: $\sum_{m=1}^M C_m(i) = 1$ та $C_m(i) > 0$. Крім того, важливою особливістю даного методу є те, що коефіцієнти впливу $C_m(i)$ залежать від номера ітерації до деякої N -ої ітерації, а після неї приймають постійні значення. Це зроблено з метою більш «жорсткої» стабілізації на початкових критичних ітераціях, оскільки в іншому рвзі вже з самого початку розрахунку процес може мати значну розбіжність, яку далі неможливо стабілізувати.

У першу чергу розраховується коефіцієнт впливу $C_1(i)$, зростання якого на

першій ділянці може бути заданий лінійною:

$$C_1(i) = \begin{cases} (C_1(N) - C_1(2)) (i - 2) / (N - 2) + C_1(2) & \text{якщо } i < N, \\ C_1(N) & \text{якщо } i \geq N \end{cases} \quad (2.29)$$

або параболічною залежністю

$$C_1(i) = \begin{cases} (C_1(2) - C_1(N)) [(i - N)/(N - 2)]^2 + C_1(2) & \text{якщо } i < N, \\ C_1(N) & \text{якщо } i \geq N, \end{cases} \quad (2.30)$$

де $C_1(2)$, $C_1(N)$ — задані мінімальний і максимальний коефіцієнти впливу поточної ітерації, N — заданий номер ітерації, на якій коефіцієнти впливу перестають змінюватися. При цьому, коефіцієнт впливу першої ітерації, у більшості задач, не повинен зменшуватися $C_1(N) \geq C_1(2)$.

Для визначення інших коефіцієнтів C_m необхідно задати вектор R розмірності $M - 1$, що визначає відношення між ними, усі елементи якого є позитивними числами і не залежать від номера ітерації $R = \{r_2, r_3, \dots, r_m, \dots, r_M\}$, $r_m > 0$. При цьому значення має відношення між елементами вектора R , а не їх абсолютні значення. Отже, коефіцієнти впливу старші першого можна знайти за допомогою формули

$$C_m(i) = \begin{cases} (1 - C_1(i)) \cdot r_m / \sum_{j=2}^M r_j & \text{якщо } m \geq i, \\ 0 & \text{якщо } m < i. \end{cases} \quad (2.31)$$

Таким чином, метод релаксації дозволяє контролювати збіжність розрахунку за допомогою наступних вхідних параметрів:

- характер ділянки посилення коефіцієнта $C_1(i)$: лінійний (2.29) або параболічний (2.30);
- початкове значення коефіцієнта $C_1(2)$;
- кінцеве значення коефіцієнта $C_1(N)$;
- кількість ітерацій N , при яких коефіцієнти впливу міняються;
- кількість ітерацій M , які беруть участь у релаксації;
- пропорції вагових коефіцієнтів ітерацій R .

Як приклад, на рис. 2.7 наведено графіки коефіцієнтів впливу для лінійної (рис. 2.7а) та параболічної (рис. 2.7б) ділянок стабілізації при наступних параметрах методу: $C_1(2) = 0,1$; $C_1(N) = 0,6$; $N = 10$; $M = 4$; $R = \{2 \ 1 \ 1\}$.

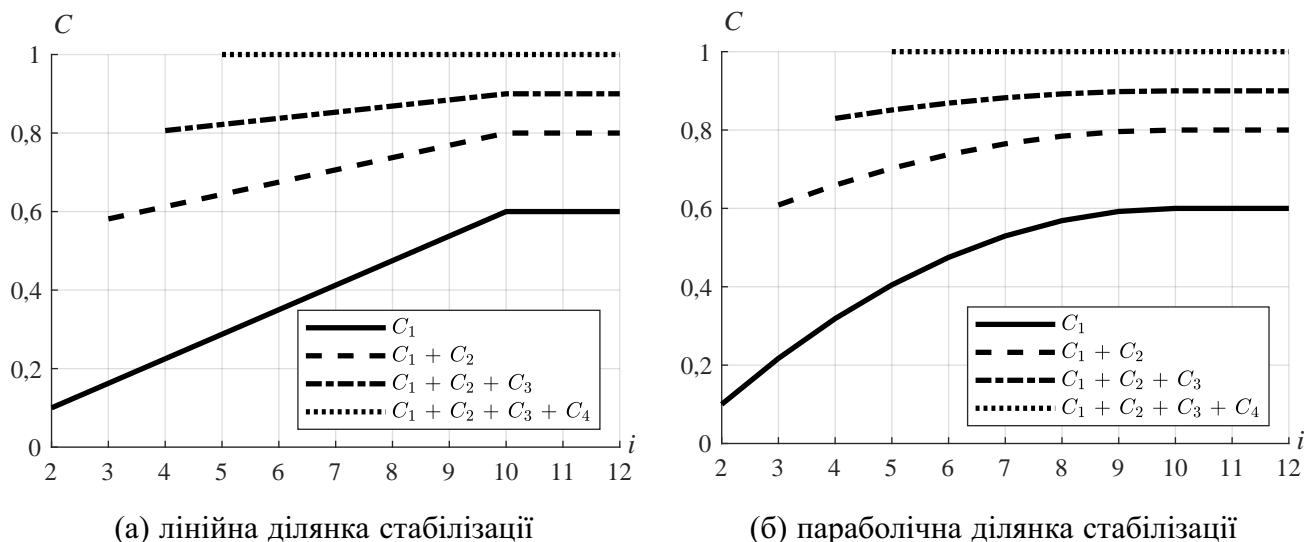


Рисунок 2.7 — Коефіцієнти впливу ітерацій

У загальному випадку, вибір вхідних параметрів методу повинен проводитися з урахуванням математичної моделі, закладеної у конкретну задачу, та ґрунтуватися на накопиченому досвіді застосування методу.

При виконанні розрахунків за запропонованою вище схемою, вихід із циклу послідовних наближень проводиться тоді, коли виправлені значення на i -ій ітерації y_i^* відрізняються від виправлених значень на попередній ітерації y_{i-1}^* і істинних значень на i -ій ітерації y_i менше, ніж на задану допустиму похибку розрахунку $\varepsilon \ll 1$. Також, якщо змінна y не збіглася за задану кількість ітерацій i_{\max} , то розрахунок аварійно завершується для запобігання помилки у програмі.

На рис. 2.8 приведена загальна блок-схема виконання розрахунку методом послідовних наближень з використанням запропонованого методу релаксації.

Метод релаксації названий «узагальненим», оскільки нескладно показати, що, за певних параметрів, запропонований метод спрощується до відомих підходів, які наведені нижче.

1. Прямий метод послідовних ітерацій (метод простих ітерацій) [305, 307]:

$$C_1(2) = C_1(N) = 1; \text{ величини } N, M, R \text{ не мають значення.}$$

2. Метод крокового навантаження [305, 307, 308]:

$$C_1(N) = 1; C_1(2) = C_1(N)/N, N = i_{\max}; M = 1; \text{ величина } R \text{ не має значення.}$$

3. Проста релаксація (2.23) з [83, 309, 310]:

$$C_1(2) = C_1(N) = \beta = \text{const}; M = 1; \text{ величини } N, R \text{ не мають значення;}$$

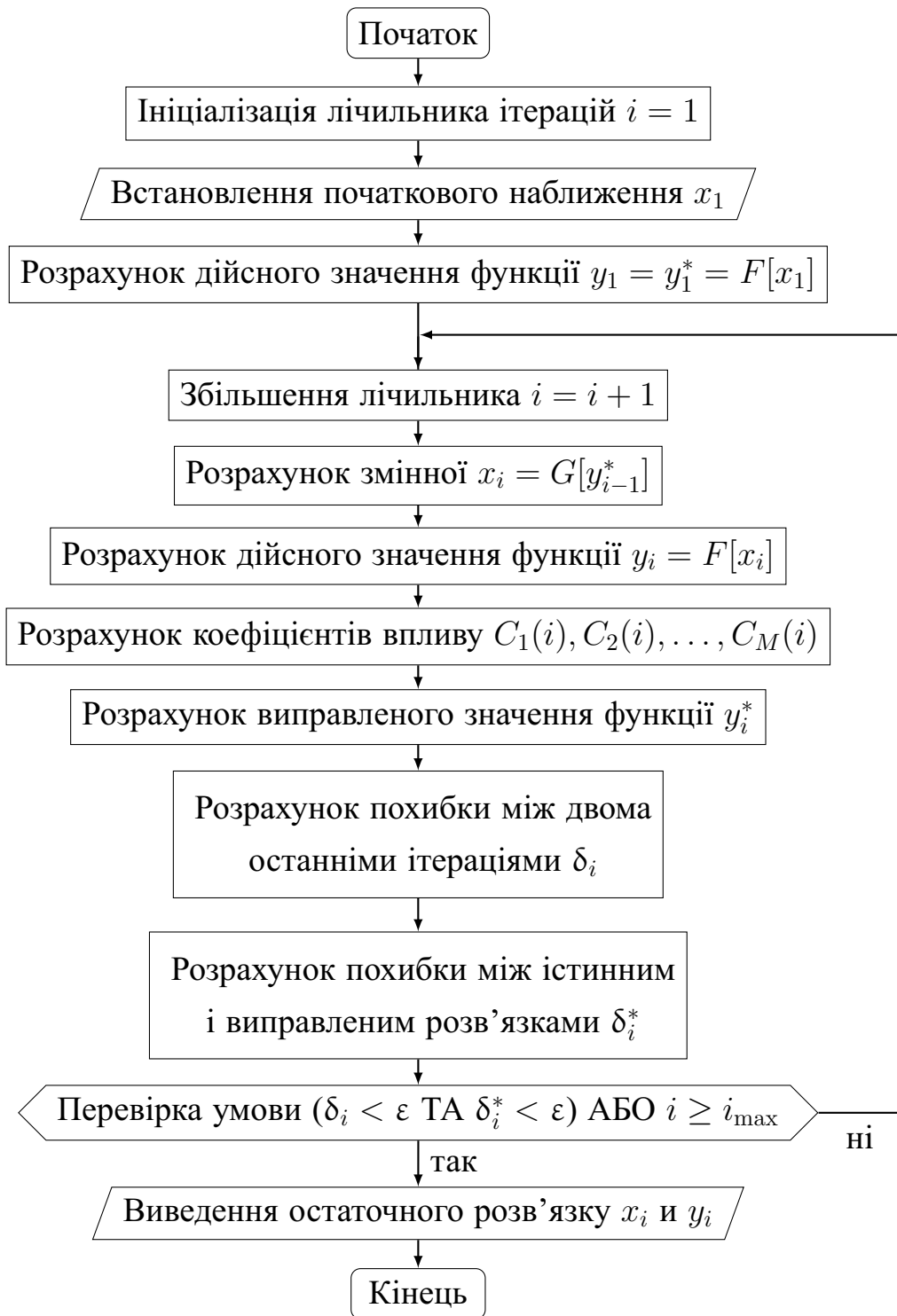


Рисунок 2.8 — Блок-схема виконання розрахунку із застосуванням релаксації

4. Релаксація (2.24) з [83]:

$C_1(2) = C_1(N) = 0,2$; $M = 5$; $R = \{1\ 1\ 1\ 1\}$, величина N не має значення.

5. Псевдо–динамічний підхід зі штучним демпфуванням (2.25):

$C_1(2) = C_1(N) = 1 + \alpha/\Delta T = \text{const}$, де $\alpha < 0$; $M = 1$; величини N та R не мають значення.

Таким чином, запропонований метод релаксації дозволяє виконувати більш гнучке налаштування алгоритму ітерацій, ніж наведені вище методи. Слід також зауважити, що ні в одному з наведених методів не застосовувався підхід до поділу розрахунку на дві ділянки (ділянки стабілізації і постійних коефіцієнтів), як це зроблено в запропонованому методі.

Один із можливих системних підходів до підбору параметрів методу релаксації для певної задачі наступний. Спочатку вибираються типові умови розрахунку: у даній дисертації, було відібрано декілька типових проектів валопроводів. Далі, виконується розрахунок із застосуванням запропонованої релаксації при використанні різних змінних параметрів. В першу чергу слід міняти $C_1(2)$, $C_1(N)$, N , оскільки вони мають найбільший вплив на швидкість і збіжність розрахунку. Для досягнення найкращого результату слід потім змінювати тип ділянки стабілізації (лінійна або параболічна), значення M та R . З масиву використаних комбінацій параметрів, слід прийняти ті, які забезпечують розв’язання задачі за найменшу кількість ітерацій, тобто є оптимальними.

Описаний підхід до релаксації в дисертації застосовано до вирішення низки задач:

1. узгодження значень прогинів вала u_z , u_y та коефіцієнтів жорсткості ПО k підшипників (див. підрозділ 3.1);
2. розрахунок поля тисків у шарі мастила p та пружних переміщень поверхні вкладиша під дією цих тисків u_r під час еласто–гідродинамічного змащення у підшипнику (див. підрозділ 3.2);
3. пошуку рівноважного згину валів u_z , u_y з урахуванням гідродинамічних тисків p змащення в підшипниках (див. підрозділ 3.3).

2.3 Основні результати та висновки з розділу 2

1. Описано застосування МСЕ для розв'язання задач, що були поставлені у дисертації, а саме розрахунок компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу та днищового перекриття МВ у стержневій ідеалізації, а також чисельне розв'язання рівняння Рейнольдса для визначення поля тисків змащення підшипників.

2. Виконано аналітичний огляд існуючих МЖ СЕ ПО та зроблено висновок, що у відкритих джерелах відсутні дані про МЖ, яка б задовольняла вимогам поставленої задачі розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні валопроводу. Розроблено МЖ СЕ ПО з параболічним законом зміни коефіцієнта жорсткості за довжиною, яка більш точно моделює деформування підшипників судового валопроводу. При використанні розробленої матриці достатньо використовувати 12 СЕ для одного підшипника, у майже два рази менше ніж при використанні МЖ з постійною жорсткістю ПО, що важливо для підвищення ефективності розрахунків компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу.

3. Розглянуто існуючі підходи до розв'язання нелінійних задач та виділено їх обмеження та недоліки. Запропоновано узагальнений метод релаксації, що забезпечує надійну збіжність методу послідовних наближень при розв'язанні нелінійних задач розрахунку компонентів НДС при згинанні, а саме: розрахунки згину валів в умовах статички та з урахуванням гідродинамічного або еласто-гідродинамічного змащення у підшипниках. Метод релаксації дозволяє виконувати налаштування з урахуванням особливостей математичної моделі, підбираючи параметри, що забезпечує найбільш надійну збіжність розв'язків при мінімально можливому числі ітерацій.

4. Описано застосування комбінації методів оптимізації, а саме методів рою часток та внутрішньої точки до розв'язання нелінійної задачі пошуку рівноважного положення валопроводу з урахуванням змащення у його підшипниках.

Основні результати розділу були опубліковані у статтях [7–9, 11] та представлені на наукових конференціях [1, 3, 4].

РОЗДІЛ 3

УЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК НДС ВАЛОПРОВОДУ ПРИ ЗГИНАННІ

У розділі 3 описано розроблені математичні моделі валопроводу як багато-прогонної непризматичної балки з урахуванням поперечних зміщень підшипників. У підрозділі 3.1 описано модель валопроводу під час стоянки судна, коли валопровід не обертається і знаходиться у стані покою на підшипниках. При цьому підшипники валопроводу моделюються односторонньою нелінійною ПО скінченної довжини зі змінною жорсткістю уздовж підшипника. Підрозділ 3.2 присвячено опису моделі еласто–гідродинамічного змащення у підшипниках валопроводу, а саме розрахунку гідродинамічних тисків у плівці змащення, розрахунку пружних переміщень вкладиша підшипника під дією цих тисків, а також узгодженню тисків і пружних переміщень вкладиша. Нарешті, у підрозділі 3.3 описано метод розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу під час його обертання з урахуванням еласто–гідродинамічного змащення у підшипниках.

3.1 Розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу у стані статичної рівноваги

Підрозділ 3.1 присвячений опису методу розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу, що знаходиться у стані покою на підшипниках як на нелінійній односторонній ПО. Наведено прийняту систему координат та основні припущення щодо моделі валопроводу для розрахунку НДС при згинанні. Подано математичну модель, що представляє собою систему двох диференціальних неоднорідних нелінійних рівнянь згину балки з урахуванням зсуву, що лежить на ПО та має нелінійні граничні умови. Описано принципи визначення коефіцієнта жорсткості ПО, що відповідає деформації вкладиша підшипника. Також описано алгоритм урахування зазору між валом та вкладишем підшипника, що має кутові й лінійні зміщення у вертикальній та горизонтальній площинах.

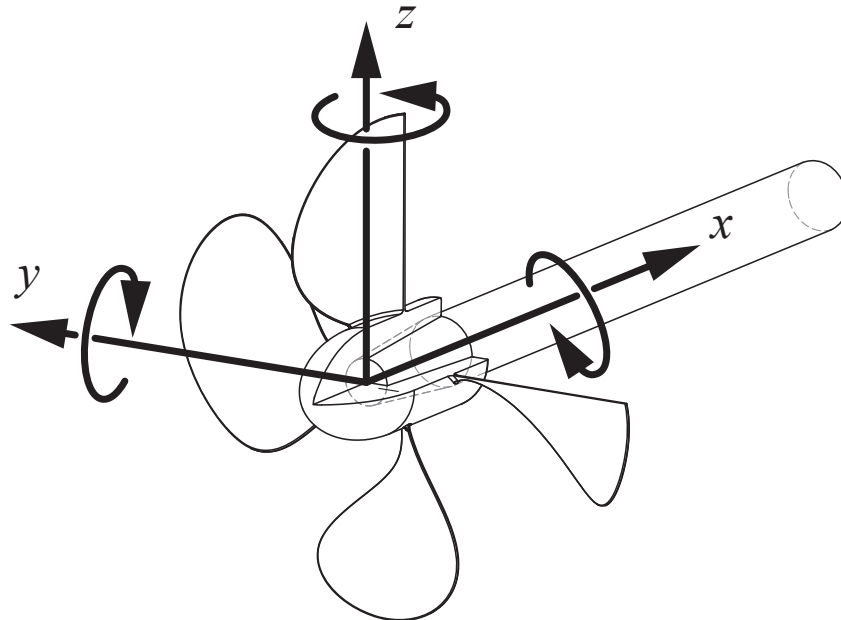


Рисунок 3.1 — Система координат валопроводу

3.1.1 Постановка задачі розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні валопроводу

У роботі прийнята наступна система координат валопроводу (рис. 3.1), що є правою. Вісь x проходить через вісь валопроводу, направлена з корми в ніс, при цьому початок координат O збігається з кормовим торцем гребного вала. Вісь z направлена вгору паралельно діаметральній площині (ДП) або лежить у ДП, а вісь y направлена на лівий борт. Додатнім напрямком моментів сил та кутових переміщень прийнято від y до z , від z до x та від x до y .

У загальному випадку, для визначення НДС тіла необхідно розв'язувати трьох-вимірну задачу теорії пружності. Однак з необхідною точністю судові вали можна розглядати як багатопрогонні балку східчасто-змінного кругового перерізу, які мають згин одночасно у вертикальній та горизонтальній площинах. Це дозволяє одночасно зменшити складність та час розрахунків.

Оскільки основна увага у дисертації зосереджена на роботі кормових підшипників, колінчастий вал ГД не деталізувався. Загально прийнятою практикою у розрахунках центрування судового валопроводу є моделювання колінчастого вала ГД еквівалентною балкою, що наводяться у відповідних документах ГД або може бути розрахована за рекомендаціями [59].

Основною проблемою у задачі розрахунку компонентів НДС при згинанні

суднового валопроводу за допомогою МСЕ є формулювання граничних умов на підшипниках. Валопровід спирається на підшипники ковзання, довжина вкладишів яких відноситься до діаметру вала у межах від $l_b/d_{sh} = 1$ для підшипників проміжних валів, до $l_b/d_{sh} = 4$ для кормових дейдвудних підшипників або підшипників кронштейнів. Така видовженість кормових підшипників регламентована вимогами класифікаційних товариств [311].

Вкладиші підшипників проміжних валів, видовженість яких не перевищує $l_b/d_{sh} = 1$, змащуються технічними оливами і, як правило, виготовлені з бабіту. Їх у розрахунках валопроводів доволі точно можна представляти жорсткою вузловою опорою. Щодо підшипників дейдвудів та кронштейнів, то на судах все частіше встановлюють підшипники, що змащуються морською водою, у зв'язку зі значним забрудненням акваторії Світового океану мастилами, що можуть витікати через ущільнення дейдвудного пристрою суден [39]. З огляду на це, як матеріал вкладишів використовується гума й різноманітні синтетичні матеріали. Формулювання граничних умов для таких підшипників й методи їх розрахунку є значно складнішими.

З загальної точки зору судновий неметалевий підшипник для валопроводу є односторонньою нелінійною ПО з невизначеною наперед зоною контакту. Тобто функцію коефіцієнта жорсткості ПО підшипника неможливо заздалегідь описати аналітично, бо вона залежить від НДС вала. Матеріали неметалевих вкладишів таких підшипників мають низький модуль пружності й коефіцієнт Пуассона близький до граничного значення $\nu = 0,5$. Оскільки коефіцієнт жорсткості ПО підшипника валопроводу залежить від величини прогину вала й вкладиша, це спричиняє значну нелінійність математичної моделі.

Для моделювання деформації вкладишів дейдвудних підшипників та підшипників кронштейнів у дисертації застосовано два підходи. У даному підрозділі буде розглянуто перший підхід, коли судно не має ходу, валопровід не обертається і лежить на односторонній ПО. Другий підхід ґрунтується на розрахунках еласто-гідродинамічного змащення і буде описаний детально у підрозділі 3.3.

У роботі була прийнята модель ПО Вінклера [303], де реакція ПО у перерізі залежить лише від прогину балки у цьому ж перерізі, і не залежить від стану сусідніх перерізів, тобто зсув у ПО відсутній, як це показано у (2.1). Також у ПО відсутні розтягувальні зусилля та реакція на кутові переміщення балки.

Була складена система рівнянь згину багатопронної непрямокутної балки з урахуванням деформацій зсуву, що лежить на нелінійній односторонній ПО Вінклера, яку можна записати у диференціальній формі у наступному вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} [EI_y(x)u_z''(x)]'' + k(x, u_y, u_z)u_z(x) - \left[\frac{EI_y(x)}{GA_z^*(x)}k(x, u_y, u_z)u_z(x) \right]'' = \\ \quad = q_z(x) - \left[\frac{EI_y(x)}{GA_z^*(x)}q_z(x) \right]'' , \\ [EI_z(x)u_y''(x)]'' + k(x, u_y, u_z)u_y(x) - \left[\frac{EI_z(x)}{GA_y^*(x)}k(x, u_y, u_z)u_y(x) \right]'' = \\ \quad = q_y(x) - \left[\frac{EI_z(x)}{GA_y^*(x)}q_y(x) \right]'' , \end{array} \right. \quad (3.1)$$

де u_z та u_y — прогини балки вздовж осей z та y відповідно, м; k — коефіцієнт жорсткості ПО, Н/м²; q_z та q_y — проекції розподілених зовнішніх сил на осі z та y відповідно, Н/м.

До сил q_z відносяться сили ваги елементів валопроводу (вали, ГГ, фланці і т.д.), а сили q_y у стані рівноваги дорівнюють нулю. Апострофом ' позначається похідна d/dx .

Граничні умови консольної балки на кормовому кінці є силовими і у стані рівноваги мають вигляд

$$EI_y(0)u_z''(0) = 0; \quad EI_y(0)u_z'''(0) = 0; \quad EI_z(0)u_y''(0) = 0; \quad EI_z(0)u_y'''(0) = 0.$$

У більшості конструкцій валопроводів граничні умови на носовому кінці валопроводу можна охарактеризувати як вільне опирання на носовий підшипник ГД або редуктора, тобто

$$u_z(L_{shl}) = w_{zn}; \quad EI_y(L_{shl})u_z'''(L_{shl}) = 0; \quad u_y(L_{shl}) = w_{yn}; \quad EI_z(L_{shl})u_y'''(L_{shl}) = 0,$$

де L_{shl} — довжина валопроводу, м; w_{zn} , w_{yn} — задані зміщення крайнього носового підшипника вздовж осей z та y відповідно, м.

Усі підшипники валопроводу можуть мати лінійні зміщення у вертикальній w_z та горизонтальній w_y площинах, а також кутові зміщення α_y та α_z відносно осей y та z відповідно. Це стосується і підшипників, що моделюються ПО. Автором не були знайдені можливі підходи, що дозволяють розраховувати згин балки на односторонній нелінійній ПО, що має зміщення у поперечному напрямку, тому такий підхід буде описано у даному підрозділі.

Зміщення підшипника складаються з постійної і змінної складових. Постійна складова може бути задана проектантом, викликана термальними розширеннями корпусу або його пружною деформацією, а змінна представляє собою врахування зміщень пружних опор під дією різниці навантаження на підшипник та відповідного навантаження під час центрування. Це означає, що у задачі нелінійні граничні умови, оскільки поперечне положення опор залежить від реакції, що діє в цій опорі (наприклад підшипники кронштейнів). Однак, у дисертації не було розглянуто пружні лінійні та кутові зміщення підшипників під дією зміни навантажень на підшипники.

Описана вище задача має ще одну нелінійність через те, що жорсткість ПО $k(x, u_y, u_z)$ залежить від прогинів вала. Також ПО має місце лише у границях вкладиша підшипника і коефіцієнт жорсткості $k(x, u_y, u_z)$ дорівнює нулю за межами підшипників, що моделюються за допомогою ПО. Через це функція $k(x, u_y, u_z)$ має розрив у перерізах на границях підшипника.

Для описаної математичної моделі неможливо отримати точні аналітичні розв'язки системи диференціальних рівнянь (3.1). Для розв'язання цієї системи з лінійною ПО, що не залежить від прогинів та зафіксованими зміщеннями опор у роботі використано МСЕ у його лінійній постановці, основні принципи якого наведено у додатку А. Також для врахування неоднорідності ПО вздовж підшипника та впливу зсуву у валі на НДС ПО була розроблена спеціальна МЖСЕ ПО, що описана у підрозділі 2.1. Спосіб урахування залежності коефіцієнта жорсткості ПО від прогинів вала буде описано у пункті 3.1.3, де було застосовано розроблений метод ітеративного розв'язання нелінійних задач (див. підрозділ 2.2). Метод визначення коефіцієнта жорсткості ПО наведено у додатку Г.

3.1.2 Згин валів при сталих коефіцієнтах жорсткості зміщеної пружної основи

Вертикальне положення підшипників впливає на довговічність роботи елементів валопроводу і визначення їх оптимальних значень є предметом розрахунку центрування валопроводу. Крім того, підшипники також можуть бути зміщені у горизонтальній площині та (або) мати контакт у верхній половині вкладиша. Зазор підшипника також має значний вплив на НДС валопроводу, оскільки при

розвантаженні підшипника вал може втратити контакт з поверхнею вкладиша. У існуючих методах розрахунку судового валопроводу підшипники, як правило, представляються вузловими жорсткими опорами, вертикальні і горизонтальні зміщення та зазор яких можна врахувати у скінченно елементній схемі виключивши відповідне невідоме переміщення у вузлі з розрахунку з внесенням відповідними змінами у вектор зовнішніх сил, як це описано у додатку А.

Якщо розглядати підшипник як ПО, то виникає проблема з врахуванням зміщення ПО відносно теоретичної осі валопроводу, оскільки у цьому разі переміщення вузла у межах ПО одночасно є і заданими і невідомими величинами. Автору відомі лише роботи, що пропонують методи розрахунку згину балки на ПО, які не дозволяють враховувати поперечне зміщення ПО відносно теоретичної вісі балки та зазор у підшипнику. Саме тому автором був розроблений метод розрахунку задач такого роду, який буде описано нижче.

На даному етапі розрахунку вважається, що коефіцієнт жорсткості ПО $k(x)$ не залежить від переміщень вала $\{q\}$, тобто система є лінійною. Це дозволяє розглядати згин валів як суперпозицію двох складових

$$\{q\} = \{q_{\text{off}}\} + \{q_{\text{ef}}\}, \quad (3.2)$$

де $\{q_{\text{off}}\}$ — вектор вузлових переміщень згину тільки від жорсткого зміщення підшипників, а $\{q_{\text{ef}}\}$ — від зовнішніх сил та деформації ПО (у тому числі викликані за рахунок зміщення підшипників) за умови що опори не мають зміщень.

Першим етапом розрахунку є складання МЖ скінченно елементної схеми валопроводу $[K_{\text{sh}}]$ та матриці ПО системи $[K_{\text{ef}}]$, що складаються за допомогою МЖ СЕ (Б.1) та МЖ СЕ ПО (2.18) відповідно.

Далі, користуючись рекомендаціями додатку А, необхідно виключити з розрахунку вектор відомих лінійних зміщень вузлових опор і ПО $\{q_f\}$ і сформулювати усічені МЖ валопроводу $[K_{\text{sh}}^*]$ та вектор еквівалентних зовнішніх сил $\{p_{\text{off}}^*\}$, користуючись якими можна визначити вільні переміщення валопроводу $\{q_{\text{off}}^*\}$ шляхом розв'язання наступного рівняння

$$[K_{\text{sh}}^*] \{q_{\text{off}}^*\} = \{p_{\text{off}}^*\}. \quad (3.3)$$

Вектори $\{q_f\}$ та $\{q_{\text{off}}^*\}$ разом формують вектор згину валів спричинені жорстким зміщенням опор $\{q_{\text{off}}\}$, що входить до формули (3.2). Повний вектор еквіва-

лентних сил $\{p_{\text{off}}\}$, який повністю характеризує НДС валопроводу тільки від жорсткого зміщень опор, визначається за формулою

$$\{p_{\text{off}}\} = [K_{\text{sh}}] \{q_{\text{off}}\}. \quad (3.4)$$

Якщо сили $\{p_{\text{off}}\}$, що діють на вали при згині $\{q_{\text{off}}\}$, прикласти зі зворотнім знаком до системи валопровід–ПО, то можна отримати прогин валопроводу з урахуванням деформації ПО, що викликана зміщенням опор. Приклавши до цієї системи також вектор зовнішніх сил $\{p\}$, можна отримати систему рівнянь відносно прогину валопроводу на ПО без зміщень опор

$$([K_{\text{sh}}^{**}] + [K_{\text{ef}}^{**}]) \{q_{\text{ef}}^{**}\} = \{p^{**}\} - \{p_{\text{off}}^{**}\}, \quad (3.5)$$

де індекс ** означає вектор або матрицю з виключеними переміщеннями опор, що моделюються жорсткими вузловими опорами. Доповнивши вектор $\{q_{\text{ef}}^{**}\}$ нульовими переміщеннями вузлових опор можна отримати повний вектор переміщень валів при згині на ПО $\{q_{\text{ef}}\}$. Остаточні переміщення валопроводу можна отримати, скориставшись формулою (3.2).

Для перевірки тверджень, які лежать в основі запропонованого підходу, був проведений тестовий розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу діаметром $d_{sh} = 0,5$ м і довжиною $L_{shl} = 2$ м, що навантажений власною вагою та має дві вузлові опори на краях та ПО посередині довжини балки протяжністю

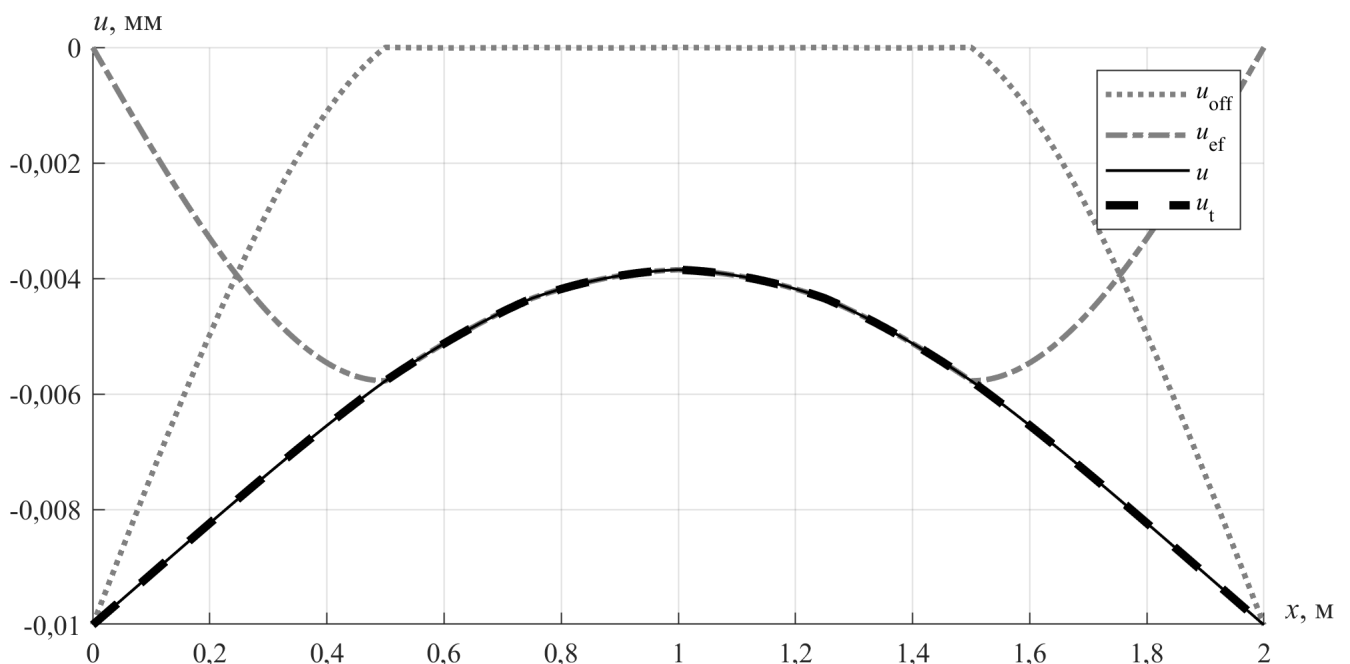


Рисунок 3.2 — Згин вала на ПО зі зміщенням

$l_b = 1$ м та коефіцієнтом жорсткості $k = 10^{10}$ Н/м². Дві крайні опори зміщені вниз на $w_z = -0,01$ мм, а ПО має нульові лінійне та кутове зміщення. Таким чином, можна виконати розрахунок за традиційною схемою u_t , коли допускається зміщення лише вузлових опор а ПО збігається з віссю x , та застосувавши запропонований алгоритм u для перевірки тверджень, на яких вона заснована. На рис. 3.2 крім описаних вище прогинів, зображені також складові прогину від зміщення u_{off} та деформації ПО u_{ef} . Як видно, результати розрахунків за традиційним та запропонованим методами повністю збіглися, що свідчить про вірність запропонованого підходу до розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу, що лежить на зміщеній ПО.

3.1.3 Згин валів на нелінійній пружній основі з урахуванням зазору та відриву вала від підшипників

Після того, як розв'язано задачу зі зміщенням ПО, слід також врахувати зазор у підшипниках ковзання. Зазори дозволяють валу вільно обертатися у підшипнику та виконують декілька додаткових функцій: зменшують тертя у контактній парі за рахунок формування гідродинамічної плівки змащення у зазорі, запобігають великому реактивному моменту у підшипнику при перекосі вала за рахунок деякої свободи кутових переміщень, дозволяють заводити вал через дейдвудні підшипники, компенсують температурне розширення вала та вкладиша підшипника.

Крім того, при певних обставинах вал може частково або повністю втрачати контакт з поверхнею вкладиша, що може призводити до фактичного збільшення прогону валопроводу і, як наслідок, до значного збільшення амплітуд роторних коливань. На стадії проектування валопроводу та розробки плану його центрування важливо виявляти та запобігати таким умовам роботи валопроводу.

Як показано у додатку Г, жорсткість ПО є нелінійною функцією прогину вала. У той же час, прогин валопроводу залежить від жорсткості ПО, тому задача повинна розв'язуватися методом послідовних наближень.

Переміщення вузлових переміщень $\{q_f\}$ формуються з переміщень вузлових опор та підшипників, що представлені ПО. Якщо підшипник розглядається як абсолютно жорстка вузлова опора без зазору, то її кутові переміщення залиша-

ються вільними, а лінійні на всіх ітераціях визначаються як:

$$u_z(x) = w_z; \quad u_y(x) = w_y \dots \quad (3.6)$$

Щодо переміщень, що моделюють зміщення ПО, вони визначаються як перетин поверхні вкладиша з лінією, що проходить через центри перерізів підшипника та вала. Куткові переміщення у цьому разі приймаються паралельно до кутових зміщень підшипника у вертикальній та горизонтальній площинах. Таким чином, на кожній ітерації ці переміщення визначаються в залежності від прогину валопроводу на попередній ітерації за формулами:

$$u_z(x) = w_z - \alpha_y(x - x_b) + 0,5z_c(x)\Delta/e(x); \quad (3.7)$$

$$u_y(x) = w_y + \alpha_z(x - x_b) + 0,5y_c(x)\Delta/e(x); \quad (3.8)$$

$$\varphi_y = \text{atg}\alpha_y; \quad \varphi_z = \text{atg}\alpha_z. \quad (3.9)$$

Розрахунок за формулами (3.7)–(3.9) виконується для всіх вузлів, що лежать у межах ПО, навіть для перерізів, де має місце відрив. Як буде показано далі, проблема відриву вирішуються автоматично, якщо коефіцієнт жорсткості ПО $k(x) = 0$. Значення лінійних переміщень вузлових опор на першій ітерації приймаються внизу вкладиша, тобто:

$$u_{z0}(x) = w_z - \alpha_y(x - x_b) - 0,5\Delta; \quad u_{y0}(x) = w_y + \alpha_z(x - x_b). \quad (3.10)$$

Для забезпечення збіжності послідовних наближень до коефіцієнтів жорсткості ПО у роботі застосовується релаксація, що описана у підрозділі 2.2, з наступними параметрами, що підібрані систематичними масовими розрахунками різних типових валопроводів: параболічна ділянка зміни коефіцієнтів релаксації (2.30), $C_1(2) = 0,05$, $C_1(N) = 1$, $N = 5$, $M = 3$, $R = \{2 \ 1\}$. Також на основі масових розрахунків визначене прийнятне початкове значення коефіцієнту жорсткості ПО, яке на першій ітерації приймається постійним і однаковим для всіх підшипників $k_0 = 10^7 \text{ Н/м}^2$.

Таким чином, одна ітерація розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу в умовах статичного покою на підшипника складається з наступних кроків:

1. формування вектора вузлових переміщень від зміщення опор $\{q_f\}$ за формулами (3.10) на першій ітерації або за формулами (3.6)–(3.9) на наступних ітераціях;

2. розрахунок вектора переміщень валопроводу від зміщень опор $\{q_{\text{off}}\}$ шляхом розв'язання рівняння (3.3);
3. призначення початкових значень коефіцієнтів жорсткості ПО на першій ітерації або розрахунок коефіцієнтів жорсткості ПО $k(x)$ за формулою (Г.20) на наступних ітераціях;
4. побудова МЖ СЕ ПО $[K_{\text{ef}}]$;
5. розрахунок еквівалентних навантажень від зміщень $\{p_{\text{off}}\}$ за формулою (3.4);
6. розрахунок вектора вузлових переміщень валопроводу від зовнішніх навантажень та деформації ПО $\{q_{\text{ef}}\}$ шляхом розв'язання рівняння (3.5);
7. розрахунок повного вектора переміщень валопроводу $\{q\}$ за формулою (3.2).

Розрахунок за описаною схемою виконується у декілька ітерацій, доки не буде виконана одна з умов:

$$\delta_i < \varepsilon \quad \text{або} \quad i \geq i_{\text{max}}, \quad (3.11)$$

де i — номер ітерації; $i_{\text{max}} = 50$ — максимально допустимий номер ітерації; δ_i — похибка розрахунку коефіцієнтів жорсткості ПО; $\varepsilon = 0,01$ — допустима похибка розрахунку коефіцієнтів жорсткості ПО. Похибка у свою чергу розраховується як відношення норм двох векторів [312]

$$\begin{aligned} \delta_i &= \|\{k_i\} - \{k_{(i-1)}\}\|_2 / \|0,5 (\{k_i\} + \{k_{(i-1)}\})\|_2 = \\ &= \frac{\sqrt{\sum_{s=1}^S ((k_{si} - k_{s(i-1)})^2)}}{\sqrt{\sum_{s=1}^S (0,5 (k_{si} + k_{s(i-1)}))^2}} = 2 \sqrt{\frac{\sum_{s=1}^S (k_{si} - k_{s(i-1)})^2}{\sum_{s=1}^S (k_{si} + k_{s(i-1)})^2}}, \end{aligned} \quad (3.12)$$

де s та S — поточний номер та загальна кількість перерізів, у яких розраховується коефіцієнт жорсткості ПО (вузли та середини довжин СЕ, що належать до ПО);

$\{k_i\} = \{k_{1i} \ k_{2i} \ \dots \ k_{si} \ \dots \ k_{Si}\}$ — вектор коефіцієнтів жорсткості ПО на даній i -й ітерації;

$\{k_{(i-1)}\} = \{k_{1(i-1)} \ k_{2(i-1)} \ \dots \ k_{s(i-1)} \ \dots \ k_{S(i-1)}\}$ — вектор коефіцієнтів жорсткості ПО на попередній $(i-1)$ -й ітерації.

Тестові розрахунки за розробленим методом розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні валопроводу, а також їх аналіз та порівняння з результатами з програми «ShaftDesigner» наведено у додатку Д.

3.2 Модель еластично-гідродинамічне змащення підшипників при роботі валопроводу

Підрозділ 3.2 присвячений розробці моделі еласто-гідродинамічного змащення у підшипниках валопроводу. Описано метод розрахунку тисків у плівці змащення підшипників шляхом розв'язання рівняння Рейнольдса МСЕ. Розроблено метод розрахунку пружних переміщень вкладишу під дією тисків змащення на основі розв'язання спрощених рівнянь теорії пружності. Описано методику взаємоузгодження гідродинамічних тисків змащення та пружних переміщень вкладиша підшипника за допомогою розробленої релаксації методу послідовних наближень (див. підрозділ 2.2).

3.2.1 Постановка задачі розрахунку змащення у підшипниках

У даному підрозділі розглядаються розрахунок еласто-гідродинамічного змащення підшипників ковзання валопроводу. При цьому, шийка вала має довільну форму у межах зазору валопроводу та вважається зафіксованою. Метод визначення рівноважного положення валопроводу з урахуванням змащення у підшипниках розглядається у підрозділі 3.3.

Змащення підшипників може відбуватися у трьох умовних режимах: повне гідродинамічне, змішане чи граничне змащення. Границі режимів визначаються параметром безрозмірної мінімальної товщини плівки [145, 181]

$$\lambda = h_{\min} / \sqrt{\sigma_{qsh}^2 + \sigma_{qb}^2}, \quad (3.13)$$

де h_{\min} — мінімальна товщина плівки змащення, м; σ_{qsh} та σ_{qb} — середньоквадратична шорсткість робочих поверхонь вала та підшипника відповідно, м.

Загальноприйнятою є наступна характеристика режимів змащення підшипників ковзання [181]:

- $\lambda \leq 1$ граничне тертя, коли робочі поверхні мають твердий контакт;
- $1 < \lambda \leq 3$ змішане змащення, коли нерівності робочих поверхонь періодично знаходяться у контакті;
- $\lambda \geq 3$ повне гідродинамічне/еласто-гідродинамічне змащення, коли робочі поверхні повністю відділені одна від одної шаром змащення.

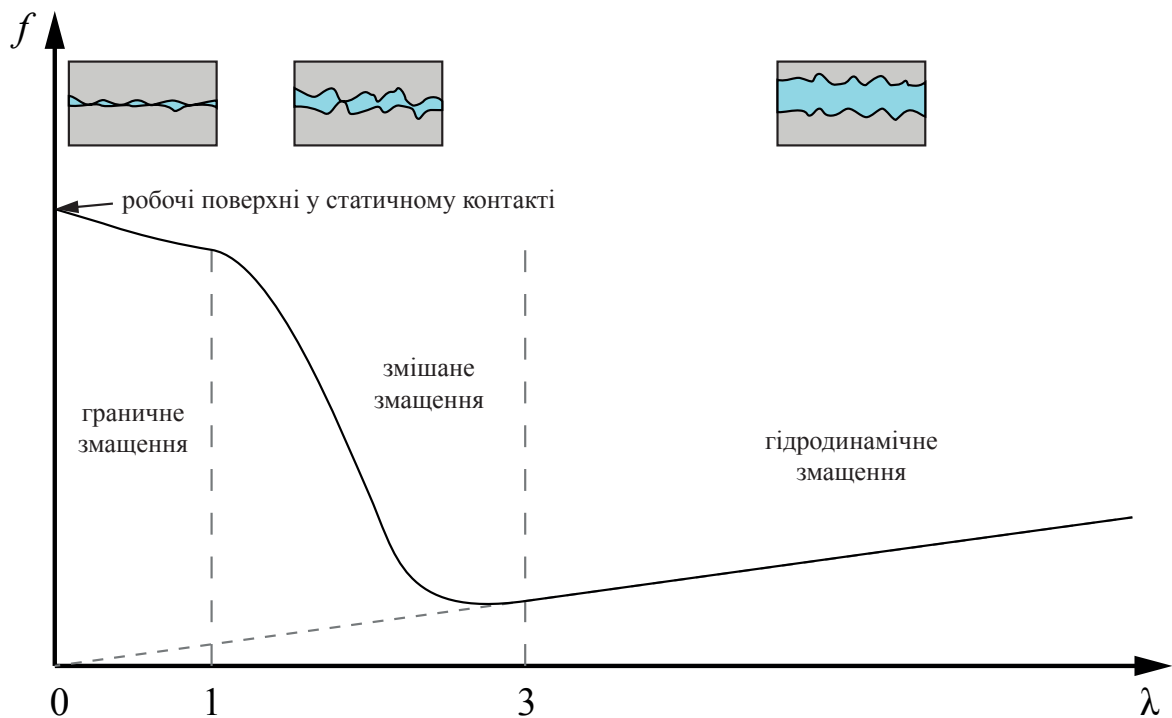


Рисунок 3.3 — Крива Штрібека

Описані режими проілюстровані на кривій Штрібека (рис. 3.3), яка описує залежність коефіцієнту тертя f від безрозмірної мінімальної товщини плівки λ . Незважаючи на те, що крива Штрібека, як правило, будується для підшипників без нахилу шийки вала і не приймає до уваги асиметричний характер навантаження, вона демонструє загальний характер роботи підшипника. У граничному та змішаному режимах має місце високий коефіцієнт тертя та інтенсивне зношення вкладиша, у той час як при гідродинамічному режимі змащення майже відсутній знос вкладиша та коефіцієнт тертя незначний [181].

Як вісь x кривої Штрібека також часто можна зустріти не λ , а число Sommerfeld [313]

$$So = \left(\frac{d_{sh}}{\Delta}\right)^2 \frac{\mu\omega l_b d_{sh}}{\mathfrak{R}} = \left(\frac{d_{sh}}{\Delta}\right)^2 \frac{\mu\omega}{\bar{p}}, \quad (3.14)$$

де μ — динамічна в'язкість мастила, Па·с; ω — частота обертання валопроводу, с^{-1} ; \mathfrak{R} — навантаження на підшипник, Н; $\bar{p} = \mathfrak{R}/(l_b d_{sh})$ — номінальний тиск, Па. Навантаження на підшипник визначається інтегруванням тисків p по поверхні вкладиша підшипника:

$$\mathfrak{R} = \sqrt{\mathfrak{R}_z^2 + \mathfrak{R}_y^2}; \quad (3.15)$$

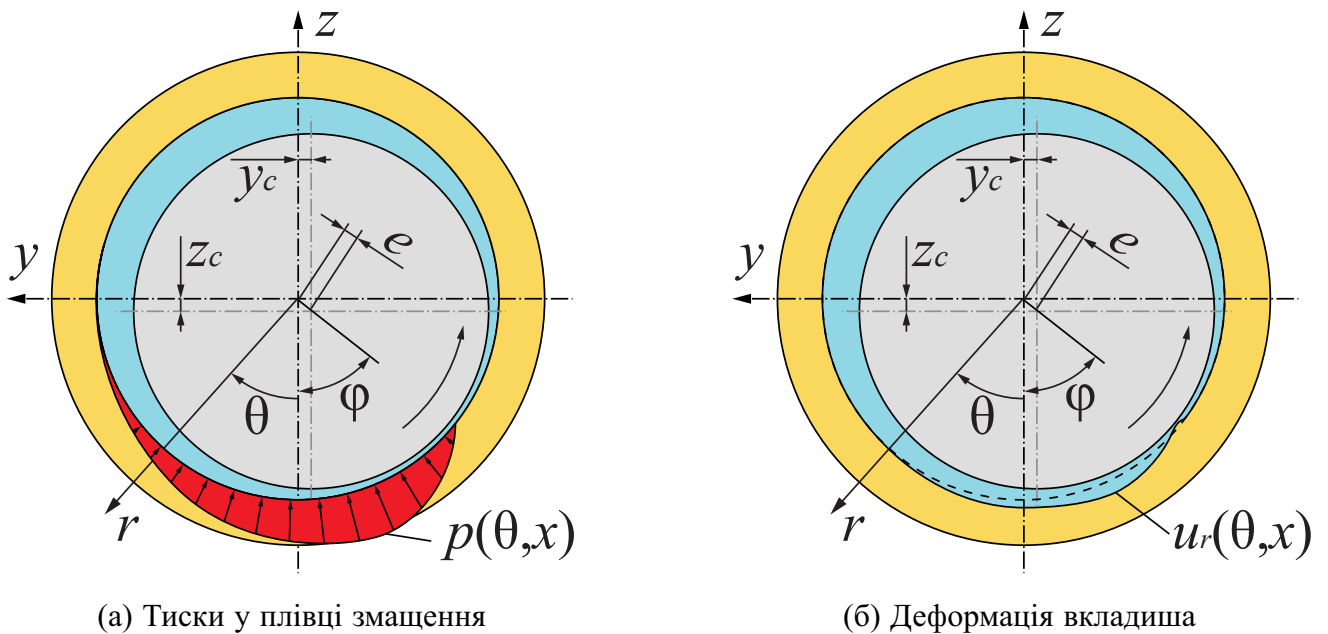


Рисунок 3.4 – Схема еласто-гідродинамічного змащення

$$\mathfrak{R}_z = \int_{x_b - 0,5l_b}^{x_b + 0,5l_b} \int_{-\pi}^{\pi} p(\theta, x) \cos \theta d\theta dx, \quad \mathfrak{R}_y = \int_{x_b - 0,5l_b}^{x_b + 0,5l_b} \int_{-\pi}^{\pi} p(\theta, x) \sin \theta d\theta dx. \quad (3.16)$$

Як видно з формули (3.14), при великому навантаженні на підшипник та зазорі або малій швидкості обертання та в'язкості мастила режим змащення наближається до граничного тертя.

Окремо слід зазначити, що якщо вкладиш підшипника виготовлений з полімеру або гуми, що має низький модуль пружності, то тиски у плівці змащення p викликають їх деформацію u_z (рис. 3.4). Визначення узгоджених тисків та переміщень вкладиша відбувається у рамках розв'язання задачі про еласто-гідродинамічне змащення, яка відноситься до класу fluid-structure interaction проблем. Далі у цьому розділі розглядається визначення тисків змащення (пункт 3.2.2), визначення пружних радіальних переміщень поверхні вкладиша (додаток Е) та їх узгодження (пункт 3.2.3).

3.2.2 Розрахунок гідродинамічних тисків у плівці змащення

У загальному випадку, тиски у плівці змащення можна представити як суперпозицію гідродинамічних p_h та контактних p_c тисків [145]

$$p = p_h + p_c. \quad (3.17)$$

Тиски гідродинамічного змащення визначаються шляхом розв'язання рівняння Рейнольдса, яке описує течію змащення у зазорі між валом та внутрішньою поверхнею підшипника [181]

$$\frac{4}{d_{sh}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p_h}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial \theta}, \quad (3.18)$$

де h – товщина плівки змащення, м, яка у свою чергу визначається за формулою

$$h(\theta, x) = 0,5\Delta - e(x) \cos(\theta - \varphi(x)) + u_z(\theta, x, p). \quad (3.19)$$

Рівняння (3.18) отримано для наступних припущень:

- знехтувано інерційними силами;
- знехтувано градієнтом тиску в напрямку товщини плівки;
- рідина вважається ньютонівською;
- рідина вважається нестислива;
- в'язкість рідини постійна величина по всій області;
- відсутнє ковзання між рідиною та твердими поверхнями;
- знехтувано кривиною робочих поверхонь твердих тіл;
- швидкість наявна тільки у напрямку θ ;
- обидві поверхні є твердими недеформованими тілами;
- обертається лише одна з поверхонь (вал);
- течія вважається стаціонарною.

Розв'язання рівняння (3.18) у роботі виконується МСЕ, а МЖ СЕ змащення отримана за допомогою процедури, що описана у [314]. Застосована кавітаційна гранична умова half-Sommerfeld $p_h \geq 0$, оскільки вона є одною з найбільш простих, дає невелику похибку [181] та широко застосовується на практиці.

Алгоритм розрахунку поля гідродинамічних тисків змащення був взятий з вихідного коду програми «ShaftDesigner» [315–317], а для перевірки правильності його результатів були виконані тестові розрахунки і порівняні з формулою Hirani Н. та ін. [138], основою на середньо-гармонічному розв'язків для безмежно короткого (розв'язок Освірк) та безмежно довгого (розв'язок Sommerfeld) підшипників:

$$p = \frac{p_o p_s}{p_o g_s + p_s g_o}; \quad g_o = 1 + \bar{e} (l_b / d_{sh})^{1,2} (\exp(\bar{e}^5) - 1); \quad g_s = \exp((1 - \bar{e})^3); \quad (3.20)$$

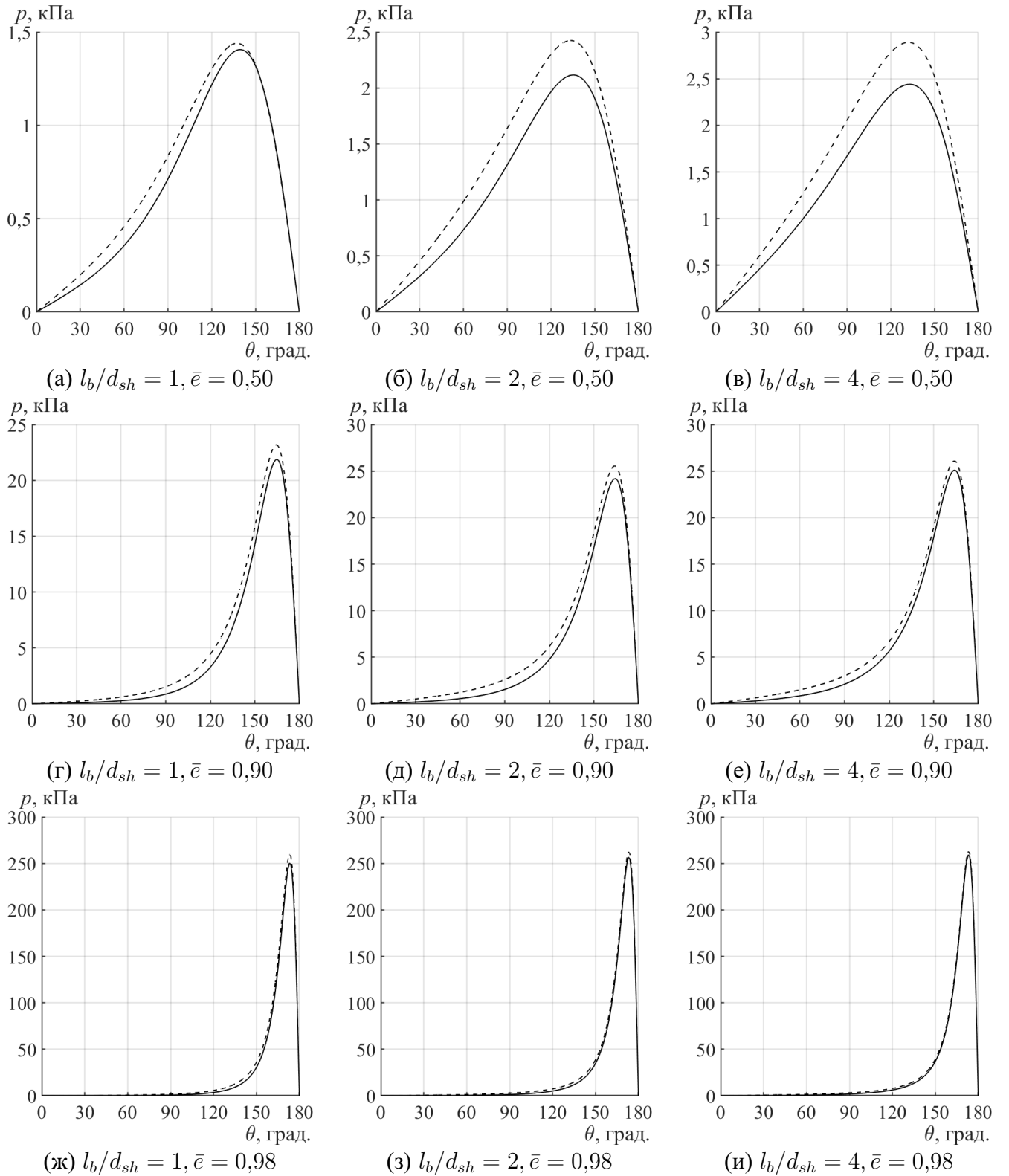


Рисунок 3.5 — Епюри тисків у плівці змащення: -- МСЕ, — Нірані Н. та ін.

$$p_o = \frac{12\mu\omega l_b^2}{\Delta^2} \left[\frac{1}{4} - \left(\frac{x - x_b}{l_b} \right)^2 \right] \frac{\bar{e} \sin \theta}{(1 + \bar{e} \cos \theta)^3}; \quad (3.21)$$

$$p_s = \frac{6\mu\omega d_{sh}^2}{\Delta^2(2 + \bar{e}^2)} \left[\frac{\bar{e} \sin \theta(2 + \bar{e} \cos \theta)}{(1 + \bar{e} \cos \theta)^2} \right], \quad (3.22)$$

де $\bar{e} = 2e/\Delta$ — безрозмірний ексцентриситет вала.

Розрахунок було виконано при різних ексцентриситетах $\bar{e} = \{0,5 \ 0,9 \ 0,98\}$, для підшипників з різними значеннями відносного видовження $l_b/d_{sh} = \{1 \ 2 \ 4\}$ м, та наступними характеристиками: $d_{sh} = 0,5$ м; $\mu = 0,001$ Па·с; $\Delta = 2$ мм; $\omega = 120$ об/хв. Як видно на рис. 3.5, на всіх комбінаціях ексцентриситету та відносного видовження підшипників результати розрахунку за МСЕ та формулами [138] мають близькі результати, що свідчить про надійність алгоритму МСЕ і можливість використання його у роботі.

На відміну від формул [138], які справедливі лише для ідеальних циліндричних вкладишів, застосування МСЕ дає можливість враховувати переміщення вкладиша підшипника u_z під дією тиску, що є обов'язковою умовою розв'язання задачі про еласто-гідродинамічне змащення.

Контактна взаємодія твердих тіл у загальному випадку складає складний фізичний феномен. Існує декілька моделей для визначення контактних тисків p_c , які відрізняються одна від одної точністю опису фізики взаємодії поверхонь та обсягом вихідних даних. Оскільки визначення докладних вихідних даних для розрахунку контактних тисків викликає значні труднощі, в роботі прийнята відносно проста модель контактних тисків, яка добре зарекомендувала себе на практиці [84, 131, 145, 146]

$$p_c = \frac{H}{2} \left(1 - \operatorname{erf} \left[\frac{h}{\sqrt{2}\sigma_q} \right] \right), \quad (3.23)$$

де H — твердість по Брінеллю вкладиша, Па; $\sigma_q = \sqrt{\sigma_{qsh}^2 + \sigma_{qb}^2}$ — приведена середньоквадратична шорсткість робочих поверхонь, м; erf — функція похибок:

$$\operatorname{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x \exp(-t^2) dt. \quad (3.24)$$

3.2.3 Спільний розрахунок еласто-гідродинамічного змащення у підшипниках

Основною проблемою при розрахунку еласто-гідродинамічного змащення є пошук узгоджених значень тисків та пружних переміщень вкладиша. У роботі цю проблему розв'язано методом послідовних наближень із застосуванням

розробленої релаксації (див. підрозділ 2.2).

Для визначення оптимальних параметрів релаксації, при яких розрахунок збігається за найменшу кількість ітерацій, були проведені масові систематичні розрахунки (близько 5000 випадків) для широкі низки випадків еласто-гідродинамічного змащення підшипника з наступними параметрами: $d_{sh} = 0,5$ м, $l_b = 0,5$ м, $\Delta = 2$ мм, $t_b = 30$ мм, $E_b = 440$ МПа, $\nu_b = 0,45$, $\mu = 0,001$ Па·с.

Мінялись наступні параметри змащення:

- частота обертання $\omega = \{10^1 \dots 10^6\}$ об/хв;
- відносний ексцентриситет $\bar{e} = \{0,1 \dots 0,98\}$,

та наступні параметри релаксації для кожної комбінації ω та \bar{e} :

- релаксація тисків p або пружних переміщень u_r ;
- лінійна (2.29) або параболічна (2.30) перша ділянка релаксації;
- кількість ітерацій на першу ділянку релаксації $N = \{10 \dots 400\}$;
- кінцеве значення коефіцієнта $C_1(N) = \{0,1 \dots 1\}$,

а наступні параметри релаксації були прийняті фіксовані:

- початкове значення коефіцієнта $C_1(2) = 0,0005$;
- кількість ітерацій, які беруть участь у релаксації $M = 3$;
- відношення між ваговими коефіцієнтами ітерацій $R = \{1 \ 1\}$.

За результатами розрахунків можна зробити висновок, що найменша кількість ітерацій досягається при релаксації пружних переміщень u_r , застосуванні формули з лінійною першою ділянкою (2.29) та $N = 10$. Через те, що неможливо було визначити оптимальні параметри релаксації $C_1(N)$ та $C_1(2)$, при яких збіжність стабільно досягається при всіх комбінаціях ω та \bar{e} , для них були побудована регресійні формули:

$$C_1(N) = -1,056 + (2,039 - 0,7853\bar{e}_{\max})^{-[\log_{10}(\delta u_{r \max}) + (0,4024 - 2,25\bar{e}_{\max})]}, \quad (3.25)$$

$$C_1(2) = 1 + 3,332 [C_1(N) - 1]; \quad (3.26)$$

$$0,1 \leq C_1(N) \leq 1; \quad 0,0005 \leq C_1(N) \leq 1, \quad (3.27)$$

де \bar{e}_{\max} — найбільший відносний ексцентриситет вздовж підшипника; $\delta u_{r \max}$ — безрозмірне максимальне радіальне переміщення вкладиша на першій ітерації без релаксації, що визначається за формулою

$$\delta u_{r \max} = \max(u)/h_{\min} = 2 \max(u) / [\Delta(1 - \bar{e}_{\max})]. \quad (3.28)$$

Введення величини $\delta u_{r \max}$ дозволяє узагальнити результати розрахунків одночасно на будь-які діаметри вала d_{sh} , діаметральні зазори Δ , товщини вкладишів t_b , швидкості обертання ω , в'язкості рідини змащення μ , модулі пружності вкладиша E_b .

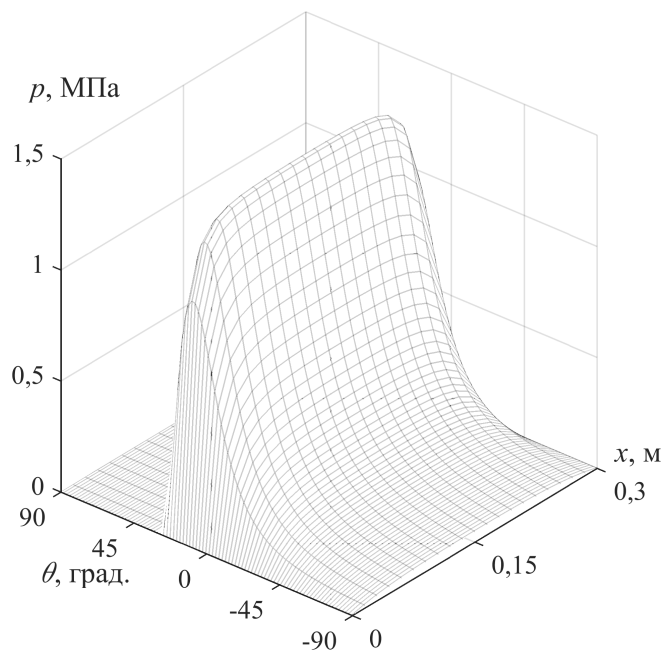
Для перевірки розробленої еласто-гідродинамічної моделі дейдвудного підшипника валопроводу були виконані порівняльні розрахунки з результатами Litwin W., що наведено у [161]. Відповідно до [161], розрахунок виконувався для підшипників з наступними характеристиками: діаметр вала $d_{sh} = 0,1$ м, довжина підшипника $l_b = 0,3$ м, товщина вкладиша $t_b = 12$ мм, діаметральний зазор $\Delta = 0,2$ мм, динамічна в'язкість води $\mu = 0,001$ Па·с, швидкість обертання вала $\omega = 660$ об/хв, відносний ексцентриситет $e = 0,95$. Як матеріали вкладиша були прийняті композит з модулем пружності $E_b = 4500$ МПа, коефіцієнтом Пуассона $\nu_b = 0,35$, а також полімер — $E_b = 800$ МПа, $\nu_b = 0,35$. Вісь вала була прийнята паралельною до вісі підшипника.

Епюри гідродинамічних тисків змащення та пружних переміщень вкладиша підшипника для композитного підшипника наведено на рис. 3.6, а для полімерного підшипника — на рис. 3.7. Видно, що для полімерного підшипника з меншим модулем пружності максимальні переміщення вкладиша мають більші значення, а максимальні тиски — менші, порівняно з композитним підшипником.

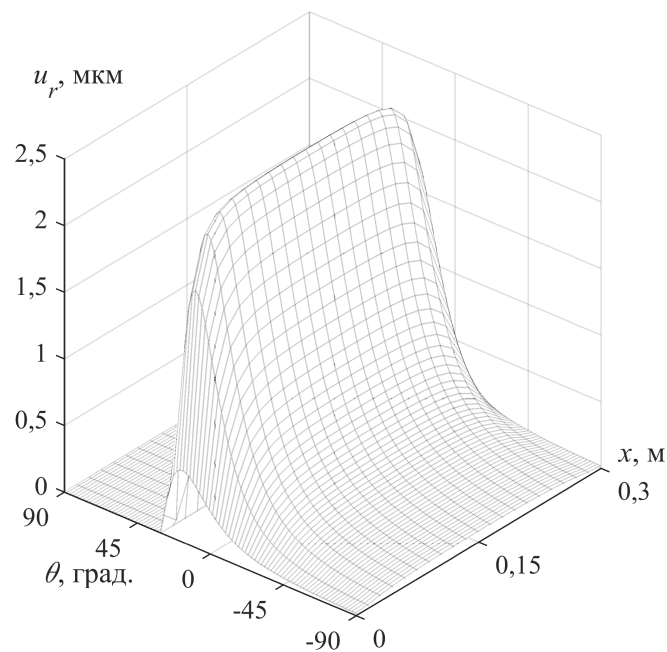
На рис. 3.8 наведено перерізи цих епюр посередині довжини вкладиша підшипника та відповідні дані з [161]. Крім того були розраховані тиски без врахування деформації вкладиша підшипника (абсолютно жорсткий вкладиш). Як видно з рисунків, результати автора дисертації та незалежні дані Litwin W. мають дуже близькі значення, що свідчить про достовірність розробленої у дисертації еласто-гідродинамічної моделі і можливість її використання для інженерних і дослідницьких розрахунків. Результати показують, що використання композиту зменшило максимальний тиск на 15%, а полімеру — на 50%. Це підтверджує важливість врахування деформації вкладиша, модуль пружності яких має низькі значення.

Слід також зазначити, що розраховані максимальні гідродинамічні тиски мають дещо нижчі значення порівняно з даними Litwin W., що пояснюється не врахуванням тиску подачі води на одному з торців вкладиша (0.4 МПа).

На рис. 3.9 наведені графіки збіжності максимальних тисків та переміщень

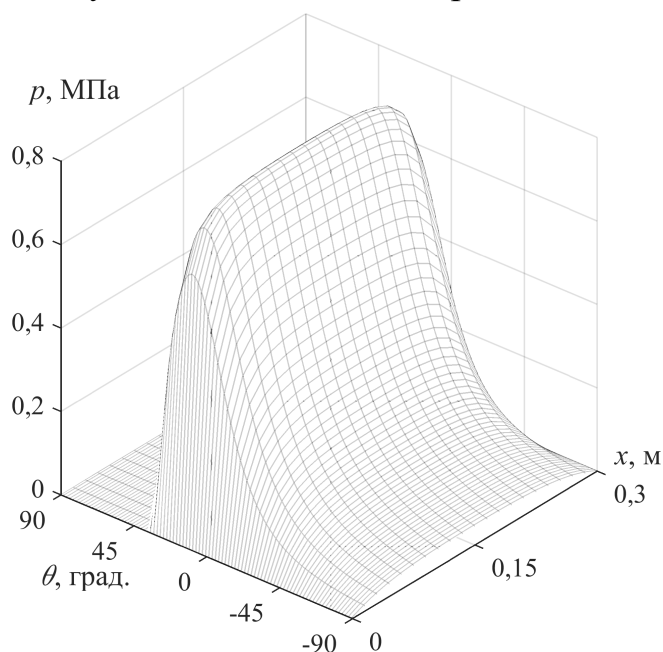


(а) Гідродинамічні тиски

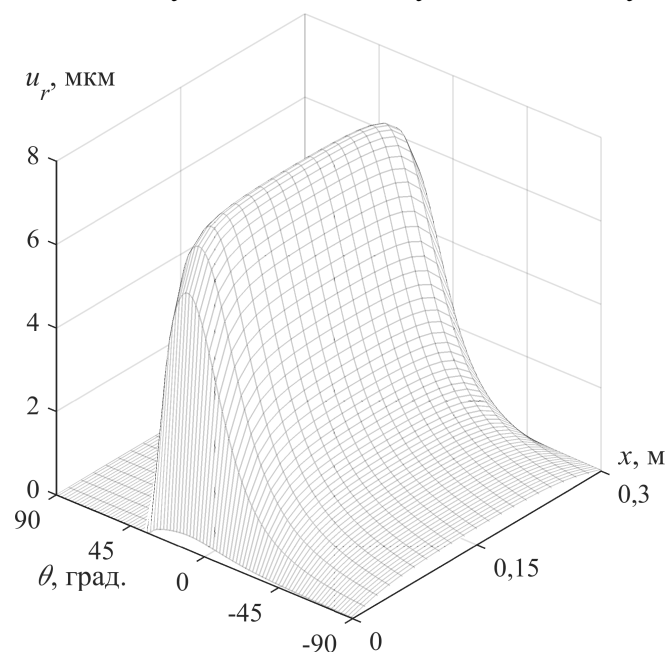


(б) Радіальні переміщення

Рисунок 3.6 — Еласто-гідродинамічне змащення у композитному підшипнику



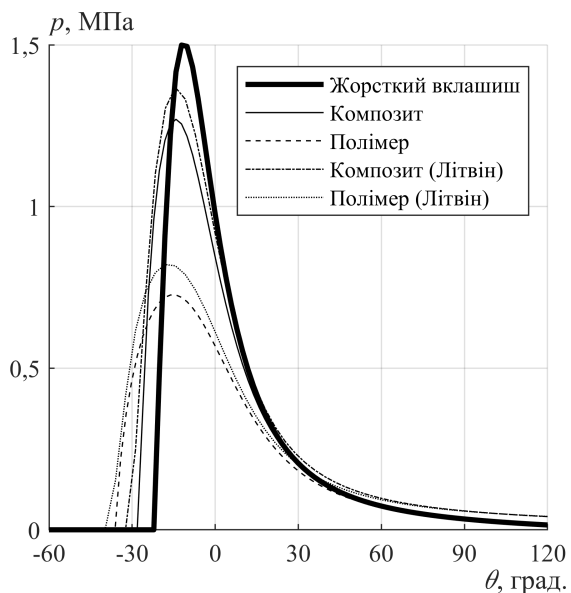
(а) Гідродинамічні тиски



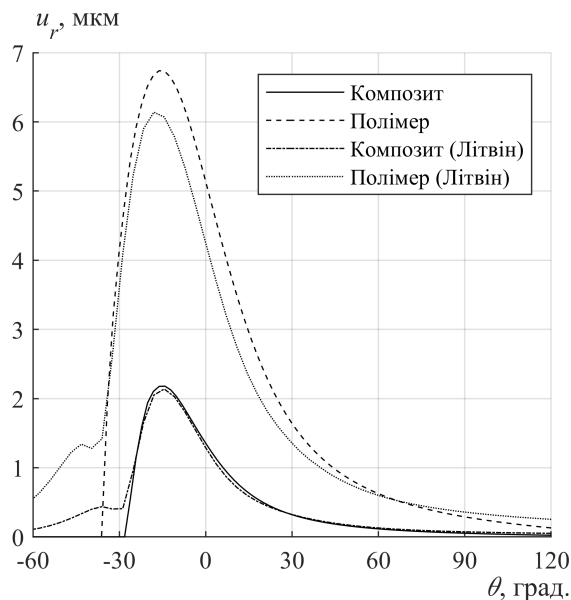
(б) Радіальні переміщення

Рисунок 3.7 — Еласто-гідродинамічне змащення у полімерного підшипнику

вкладиша для простого методу послідовних наближень та з використанням розробленої релаксації (див. підрозділ 2.2). Як видно, без релаксації розрахунок не може досягти заданого рівня точності $\delta = 10^{-2}$, у той час, як при застосуванні релаксації розрахунок успішно збігається за 45 ітерацій. Це показує ефективність розробленого методу релаксації.

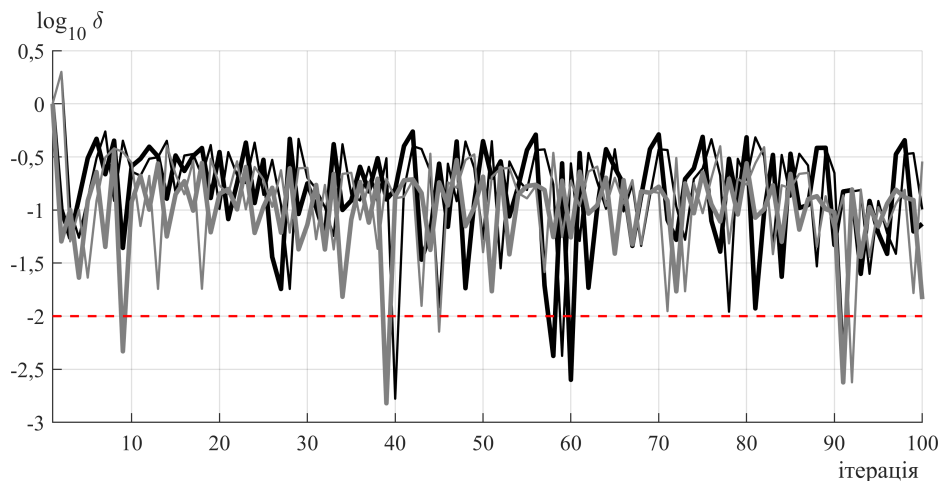


(а) Гідродинамічні тиски

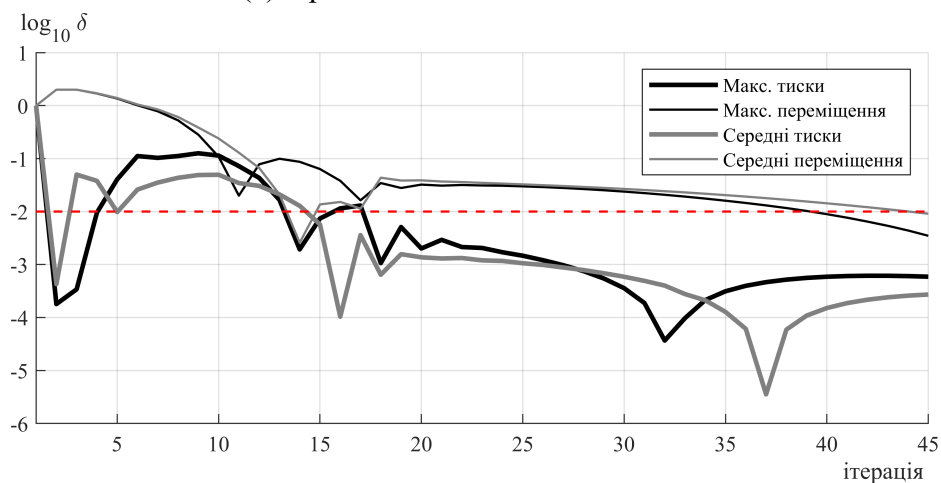


(б) Радіальні переміщення

Рисунок 3.8 — Епюри еласто-гідродинамічного змащення у середньому перерізі



(а) Прості послідовні наближення



(б) Релаксація

Рисунок 3.9 — Збіжність розрахунку еласто-гідродинамічного змащення

3.3 Розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням змащення у підшипниках

У підрозділі 3.3 описано метод розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням еласто-гідродинамічного змащення у його підшипниках. Розрахунок квазістатичного положення вала та відповідного йому змащення підшипників виконується трьома вкладеними циклами. На зовнішньому циклі за допомогою методів оптимізації виконується пошук поперечного положення валопроводу усередині зазорів підшипників. На проміжному циклі методом послідовних наближень з релаксацією шукається кутове положення вала відносно осей підшипників. На внутрішньому циклі також методом послідовних наближень з релаксацією узгоджуються гідродинамічні тиски у півці змащення і пружні переміщення вкладишів підшипників, як було описано у підрозділі 3.2.

3.3.1 Постановка задачі розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу

Нижче буде розглянуто розрахунок квазістатичного згину валів під час експлуатації з урахуванням змащення у підшипниках.

Вібрація має велике значення під час функціонування валопроводу, особливо коли частота обертів ω близька до власних частот коливань валопроводу. Однак через складність такої задачі та обмеженість об'єму дисертації було прийнято рішення вирішувати задачу у квазістаціонарній постановці, коли у кожний момент часу вважається, що на валопровід діють сталі зовнішні сили, а відповідно і НДС валопроводу теж є статичним. Розроблені моделі можуть стати базою для майбутніх досліджень щодо вібрації валопроводу навколо визначеного рівноважного положення.

Таким чином, вважається що жорсткість валопроводу та підшипників не залежить від частоти обертання. Також вважається, що частота обертів валопроводу змінюється повільно і у розрахунках приймається сталою. Крім того, порядок середнього періоду повздожньої хитавиці суден приблизно 10 с, а порядок змінних гідродинамічних сил на ГГ менше 1 с, тому також можна розглядати зовнішні навантаження від хитавиці як сталі у будь-який момент часу.

Визначення взаємодії між валопроводом та підшипниками під час експлуатації належить до класу нелінійних проблем класу fluid–structure interaction. Щоб розв’язати цю проблему необхідно визначити узгоджений розв’язок низки окремих задач: пружний згин валів, змащення для кожного з підшипників вала та пружні переміщення вкладишів підшипників, що важливо для неметалевих вкладишів [155, 171]. Згин вала та деформація вкладиша підшипника визначають форму плівки змащення між валом і вкладишем, а гідродинамічний тиск визначає зовнішні навантаження, що діють на вал на вкладиш. Таким чином, не можна отримати прямий розв’язок цієї проблеми і слід застосовувати ітераційні методи.

Гідродинамічне навантаження від змащення та його розподіл уздовж підшипника нелінійно залежать від радіального та кутового положення шийки вала. Таким чином, складно визначити положення рівноваги валопроводу, яке підтримується гідродинамічними тисками змащення через відсутність збіжності методу послідовних наближень у цій задачі. Нижче представлено підхід до розв’язання проблеми згину валів з урахуванням гідродинамічного змащення в одному, декількох або всіх підшипниках валопроводу.

Система координат така сама, як і для розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні валопроводу (рис. 3.1). Додатній напрямок обертання валопроводу при експлуатації прийнято за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з корми (ГГ правого кроку). Якщо валопровід обертається проти годинникової стрілки (ГГ лівого кроку), то частота обертів ω має від’ємний знак.

Система рівнянь згину валів з урахуванням змащення спрощується, порівняно з (3.1), оскільки відсутня ПО, але з іншого боку ускладнюється, оскільки зовнішні навантаження є нелінійними:

$$\begin{cases} [EI_y(x)u_z''(x)]'' = q_z(x, u_y, u_z) - \left[\frac{EI_y(x)}{GA_z^*(x)} q_z(x, u_y, u_z) \right]'' , \\ [EI_z(x)u_y''(x)]'' = q_y(x, u_y, u_z) - \left[\frac{EI_z(x)}{GA_y^*(x)} q_y(x, u_y, u_z) \right]'' , \end{cases} \quad (3.29)$$

Пружні переміщення валопроводу визначаються розв’язанням рівняння (3.29) МСЕ для СЕ балки так само, як у підрозділі 3.1:

$$[K_{sh}] \{q\} = \{p_w\} + \{p_{pr}\} + \{p_l\} + \{p\} , \quad (3.30)$$

де $[K_{sh}]$ — МЖ валопроводу; $\{q\}$ — вектор вузлових переміщень; $\{p_w\}$ — вектор навантажень ваги; $\{p_{pr}\}$ — вектор гідродинамічних навантажень на ГГ; $\{p_l\}$ — вектор навантажень від гідродинамічних тисків змащення; $\{p\}$ — інші експлуатаційні зовнішні навантаження.

Навантаження $\{p_l\}$ невідомі на початку розрахунку і визначаються ітеративно. На кожній ітерації поле тисків змащення $p(\theta, x)$ визначається за рекомендаціями підрозділу 3.2, потім у кожному вузловому поперечному перерізі інтегрується по напрямку θ :

$$q_z(x) = \int_{-\pi}^{\pi} p(\theta, x) \cos \theta d\theta; \quad q_y(x) = \int_{-\pi}^{\pi} p(\theta, x) \sin \theta d\theta, \quad (3.31)$$

і нарешті за формулами (А.19) приводяться до вузлових навантажень $\{p_l\}$.

3.3.2 Спільний розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу та гідродинамічних тисків у півці змащення

Статична рівновага валопроводу досягається коли суми всіх сил і моментів, що діють на валопровід, на відповідні напрямки дорівнюють нулю:

$$\sum P_z = \sum P_y = 0; \quad (3.32)$$

$$\sum M_z = \sum M_y = 0. \quad (3.33)$$

Один з можливих способів виконання цих умов описаний нижче.

Відповідно до [83], в середині кожного підшипника ($x = x_b$) вводиться допоміжна вузлова опора, що дозволяє розв'язати систему рівнянь (3.30). Положення опори в поперечному перерізі можна задати у безрозмірних циліндричних координатах

$$\bar{e} = 2e_f/\Delta, \quad \bar{\varphi}_f = \varphi_f/\pi, \quad (3.34)$$

де e_f та φ_f — розмірні значення ексцентриситету на напрямку шийки вала (див. рис. 3.4).

Коли розподіл тисків у підшипниках відповідає рівноважному положенню валопроводу, реакції всіх допоміжних опор у вертикальній та горизонтальній площинах повинні дорівнювати нулю і присутність допоміжних опор не буде впливати на НДС валопроводу.

Таким чином, перша умова рівноваги системи (3.32) може бути сформульована як наступна оптимізаційна проблема:

$$\min_X F(X) = \sqrt{\sum_{j=1}^n \bar{\mathfrak{R}}_j^2} = \sqrt{\sum_{j=1}^n (\bar{\mathfrak{R}}_{zj}^2 + \bar{\mathfrak{R}}_{yj}^2)}; \quad (3.35)$$

$$\text{over } X = \{\bar{e}_{f1}, \bar{\varphi}_{f1}, \dots, \bar{e}_{fn}, \bar{\varphi}_{fn}\}; \quad (3.36)$$

$$\text{subject to: } 0 < \bar{e}_{fj} < 1; \quad (3.37)$$

$$-1 \leq \bar{\varphi}_{fj} \leq 1, \quad (3.38)$$

де $\bar{\mathfrak{R}}_i$ — реакція j -ої допоміжної опори; $\bar{\mathfrak{R}}_{zj}$ та $\bar{\mathfrak{R}}_{yj}$ — вертикальна і горизонтальна проекція цієї реакції; n — кількість підшипників, у яких розглядається змащення. Загальна кількість змінних у векторі X вдвічі більша за кількість підшипників, що розглядаються n . Реакції допоміжних опор $\bar{\mathfrak{R}}_i$ у (3.35) взяті у квадрат для того, щоб алгоритм оптимізації намагався у першу чергу зменшити великі реакції допоміжних опор. В іншому разі можливі випадки, коли оптимізація знаходить локальний мінімум цільової функції.

Слід зазначити, що в [83] цільова функція заснована на мінімізації різниці між відхиленнями шийки вала у двох положеннях: коли вона фіксується допоміжною опорою і коли вона підтримується лише гідродинамічним тиском. Однак такий підхід є неприйнятним у випадку, коли змащуваними розглядаються декілька або всі підшипники, оскільки принаймні два підшипники повинні розглядатися як нерухомі опори без змащення, щоб обмежити переміщення валопроводу як твердого тіла. Більше того, відхилення на відміну від реакцій підшипників не є інтегральними значеннями, тому такий підхід не може забезпечити стійкої збіжності ітеративних процедур, у випадках коли розглядається декілька підшипників.

Розв'язання проблеми (3.35)–(3.38) у роботі виконується методами рою часток та внутрішньої точки, які детальніше описані у додатку В. Результат оптимізації вважається задовільним, якщо виконується умова $F(X) < 1$ Н. У іншому разі допоміжні опори залишаються навантаженими і рівновага виключно за рахунок гідродинамічних тисків змащення не досягається.

У застосованому підході допоміжні опори фіксують положення у просторі середини шийки вала, але вал може вільно повертатись відносно цих точок, тому оптимізація може задовольнити лише першу умову рівноваги (3.32). Якщо засто-

совувати оптимізацію і для виконання другої умови (3.33), то кількість змінних оптимізації значно зростає, що робить даний підхід неприйнятним для практичного застосування. Справа в тому, що моменти відносно допоміжної опори, породжені гідродинамічними тисками, дуже чутливі до кутового положення шийки вала, і ця залежність є вкрай нелінійною, особливо для підшипників з високим відношенням l_b/d_{sh} . Тому для виконання умови (3.33) при кожному розрахунку цільової функції $F(X)$ був застосований метод послідовних наближень з релаксацією гідродинамічних тисків (див. підрозділ 2.2). Для цієї задачі були підібрані наступні параметри релаксації: лінійна перша ділянка релаксації (2.29), $C_1(2) = 0,01$, $C_1(N) = 0,15$, $N = 20$, $M = 3$, $R = \{2\ 1\}$.

Умова завершення розрахунку цільової функції наступна

$$\left(\left| \frac{\mathfrak{M}_y(p_i^*) - \mathfrak{M}_y(p_{i-1}^*)}{\mathfrak{M}_y(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{M} \text{ ТА } \left| \frac{\mathfrak{M}_z(p_i^*) - \mathfrak{M}_z(p_{i-1}^*)}{\mathfrak{M}_z(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{M} \text{ ТА} \right. \\ \left. \left| \frac{\mathfrak{M}_y(p_i^*) - \mathfrak{M}_y(p_i)}{\mathfrak{M}_y(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{M} \text{ ТА } \left| \frac{\mathfrak{M}_z(p_i^*) - \mathfrak{M}_z(p_i)}{\mathfrak{M}_z(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{M} \text{ ТА} \right. \\ \left. \left| \frac{\mathfrak{R}_y(p_i^*) - \mathfrak{R}_y(p_{i-1}^*)}{\mathfrak{R}_y(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{R} \text{ ТА } \left| \frac{\mathfrak{R}_z(p_i^*) - \mathfrak{R}_z(p_{i-1}^*)}{\mathfrak{R}_z(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{R} \text{ ТА} \right. \\ \left. \left| \frac{\mathfrak{R}_y(p_i^*) - \mathfrak{R}_y(p_i)}{\mathfrak{R}_y(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{R} \text{ ТА } \left| \frac{\mathfrak{R}_z(p_i^*) - \mathfrak{R}_z(p_i)}{\mathfrak{R}_z(p_i^*)} \right| \leq \Delta \mathfrak{R} \right) \text{ АБО } i \geq i_{\max}, \quad (3.39)$$

де i — номер ітерації; i_{\max} — максимальна кількість ітерацій; p_i — напряму розраховані тиски на останній ітерації; p_i^* — скоректовані тиски на останній ітерації; p_{i-1}^* — скоректовані тиски на попередній ітерації; $\Delta \mathfrak{M} = \Delta \mathfrak{R} = 0,01$ — допустима відносна похибка розрахунку; \mathfrak{R}_y та \mathfrak{R}_z — навантаження тиску у вертикальній та горизонтальній площинах, що визначаються за формулами (3.16); \mathfrak{M}_y та \mathfrak{M}_z — моменти тисків у вертикальній та горизонтальній площинах відносно допоміжних опор, що визначаються за формулами:

$$\mathfrak{M}_y(p) = \int_{x_b - 0,5l_b}^{x_b + 0,5l_b} \int_{-\pi}^{\pi} (x - 0,5l_b) p(\theta, x) \cos \theta \, d\theta \, dx; \quad (3.40)$$

$$\mathfrak{M}_z(p) = \int_{x_b - 0,5l_b}^{x_b + 0,5l_b} \int_{-\pi}^{\pi} (x - 0,5l_b) p(\theta, x) \sin \theta \, d\theta \, dx. \quad (3.41)$$

На кожній ітерації циклу розрахунок виконується для кожного підшипника у якому розглядається змащення, щоб знайти рівноважне положення з урахуван-

ням взаємодії між підшипниками, що сприятливо впливає на точність визначення положення шийок вала та епюр тисків.

Результати систематичних тестових розрахунків за розробленим методом розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням еласто-гідродинамічного змащення у підшипниках, їх аналіз та порівняння з результатами з програми «ShaftDesigner» наведено у додатку Ж.

3.4 Основні результати та висновки з розділу 3

1. Розроблено метод розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу одночасно у вертикальній та горизонтальній площинах, підшипники якого представлені неоднорідною нелінійною зміщеною односторонньою ПО, що враховує довжину, зазор та деформацію вкладишів, а також лінійні та кутові зміщення підшипників в обох площинах. Виконано розрахунки компонентів НДС при згинанні тестової моделі валопроводу на декількох випадках зміщень його підшипників та показано, що метод відповідає поставленим цілям та дає близькі до програми «ShaftDesigner» результати. Відмінності присутні у прогинах металевих дейдвудних підшипників, що пояснюється більш точним врахуванням континуальної природи підшипника ПО.

2. Розроблено модель еласто-гідродинамічного змащення дейдвудного підшипника, у якій рівновага між гідродинамічними тисками змащення та радіальними пружними переміщеннями вкладиша визначається методом послідовних наближень з використанням розробленої релаксації. Застосована програма розрахунку поля тиску МСЕ добре узгоджується з незалежними розрахунковими формулами Нірані Н. для різних ексцентриситетів вала та відносних довжин підшипників. За допомогою наближеного асимптотичного методу отримано вирази для радіальних переміщень вкладишу під дією тисків змащення. Достовірність розроблених формул для матеріалів вкладиша з коефіцієнтом Пуассона $\nu_b \leq 0,47$ була показана шляхом порівняння з розрахунками за МСЕ. Загальна модель добре узгоджується з незалежними результатами розрахунків Litwin W.

3. На основі методу рою часток, внутрішньої точки та послідовних наближень з використанням релаксації розроблено метод розрахунку компонентів НДС при згинанні суднового валопроводу з урахуванням змащення у декількох, або

всіх його підшипниках. Результати розрахунків при розгляданні змащення лише у дейдвудному підшипнику повністю збіглися з результатами за програмою «ShaftDesigner», що говорить про правильність розрахунку. Також виконано розрахунки на різних швидкостях обертання вала зі змащенням у всіх підшипниках і показано, що мінімальна товщина плівки, максимальні гідродинамічні тиски та положення шийки вала дейдвудного підшипника визначаються з похибкою, якщо нехтувати змащенням у інших підшипниках.

4. Продемонстрована практична ефективність розробленої у другому розділі релаксації у забезпеченні збіжності та прискоренні нелінійних розрахунків компонентів НДС при згинанні валопроводу та еласто-гідродинамічного змащення дейдвудного підшипника.

Основні результати розділу були опубліковані у статтях [1, 3, 4] та представлені на наукових конференціях [7–9, 11, 13].

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА РОБОТУ ВАЛОПРОВОДУ

Розділ 4 присвячений опису математичних моделей зовнішніх експлуатаційних факторів, що впливають на роботу валопроводу під час руху судна на морських хвилях. У підрозділі 4.1 описано методологію розрахунку інерційних сил, що діють на елементи валопроводу під час хитавиці. У підрозділі 4.2 описано методологію оцінювання гідродинамічних навантажень на ГГ як на тихій воді, так і в умовах хитавиці. Підрозділи 4.3 присвячені впливу загального повздожнього згину корпусу судна та місцевого згину днищового перекриття МВ, що спричинені зміною посадки судна, хвильовими навантаженнями і хитавицею судна, на зміщення підшипників валопроводу. Система координат та загальна методологія розрахунку хитавиці наведено у додатках З та И.

4.1 Інерційні навантаження на валопровід при повздожній хитавиці судна у хвильових умовах

У підрозділі 4.1 описано модель повздожньої хитавиці судна на зустрічних нерегулярних хвилях, що використана у дисертації, розглянуто методологію оцінювання інерційних сил, що діють на елементи валопроводу і спричинені хитавицею судна. Виконано статистичне оцінювання додаткових інерційних навантажень на підшипники валопроводу спричинених інерційними силами.

4.1.1 Інерційні навантаження та вертикальні прискорення від хитавиці судна на зустрічних нерегулярних хвилях

Відомо, що інтенсивна хитавиця призводить до низки негативних наслідків, з яких слід відзначити виникнення інерційних навантажень на конструкції корпусу та встановлене обладнання (у тому числі на пропульсивний комплекс), ускладнення роботи судових систем та пристроїв, зниження безпеки судна у відношенні перекидання при дії на нього зовнішнього збурення, погіршення умов перебування у судових приміщеннях, тощо. В зв'язку з цим під час оцінювання

морехідності судна визначенню параметрів його хитавиці на хвилях надається першочергове значення [318].

Розподілені інерційні навантаження на елементи валопроводу визначаються за формулою:

$$q_{in}(x) = -m(x)a_{\zeta}(x), \quad (4.1)$$

а сконцентровані навантаження (наприклад на ГГ, що представлений сконцентрованою масою):

$$F_{in} = -Ma_{\zeta}(x), \quad (4.2)$$

де $m(x)$ — розподілена маса елемента валопроводу, кг/м; M — маса елемента валопроводу, кг; $a_{\zeta}(x)$ — вертикальні прискорення на осі валопроводу, м/с².

Відомо, що в основі спектрального опису морських хвиль лежить уявлення про хвильовий профіль, як про суперпозицію достатньо великого числа прогресивних хвиль малої амплітуди

$$z_s(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{h_i}{2} \cos(k_i x + \sigma_0 t + \phi_i), \quad (4.3)$$

де h_i — висота хвилі, м; $k_i = 2\pi/\lambda_i$ — хвильове число, рад/м; λ_i — довжина хвилі, м; $\sigma_0 = \sqrt{g/\lambda_i}$ — частота хвилі, рад/с; ϕ_i — фаза елементарної гармоніки, рад. Миттєві значення хитавиці судна ζ , ψ , її швидкостей $\dot{\zeta}$, $\dot{\psi}$ та прискорень $\ddot{\zeta}$, $\ddot{\psi}$ у рамках лінійної теорії хитавиці аналогічно з (4.3) представляються як суперпозиція низки гармонічних коливань:

$$\zeta(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} a_{\zeta i} \cos(\sigma_i t + \phi_{\zeta i}); \quad \psi(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} a_{\psi i} \cos(\sigma_i t + \phi_{\psi i}); \quad (4.4)$$

$$\dot{\zeta}(x, t) = -\sum_{i=1}^{\infty} \sigma_i a_{\zeta i} \sin(\sigma_i t + \phi_{\zeta i}); \quad \dot{\psi}(x, t) = -\sum_{i=1}^{\infty} \sigma_i a_{\psi i} \sin(\sigma_i t + \phi_{\psi i}); \quad (4.5)$$

$$\ddot{\zeta}(x, t) = -\sum_{i=1}^{\infty} \sigma_i^2 a_{\zeta i} \cos(\sigma_i t + \phi_{\zeta i}); \quad \ddot{\psi}(x, t) = -\sum_{i=1}^{\infty} \sigma_i^2 a_{\psi i} \cos(\sigma_i t + \phi_{\psi i}), \quad (4.6)$$

де $\sigma_i = \sigma_0 - k_i v \cos \varepsilon = \sigma_0 + k_i v$ — частота зустрічі судна з хвилями, рад/с; $a_{\zeta i}$, $a_{\psi i}$, $\phi_{\zeta i}$ та $\phi_{\psi i}$ — амплітуди та фази вертикальної та кильової хитавиці, які визначаються шляхом розв'язання системи рівнянь (И.1)–(И.2).

Проекції на вісь координат x та z миттєвих значень переміщень, швидкостей та прискорень довільної точки i (наприклад центри ваги ГГ з координатами x_i та z_i у системі координат судна) при повздовжній хитавиці мають вигляд:

$$\xi_i = \psi(z - z_g); \quad (4.7) \quad \zeta_i = \zeta - \psi(x - x_g); \quad (4.10)$$

$$\dot{\xi}_i = \dot{\psi}(z - z_g); \quad (4.8) \quad \dot{\zeta}_i = \dot{\zeta} - \dot{\psi}(x - x_g). \quad (4.11)$$

$$\ddot{\xi}_i = \ddot{\psi}(z - z_g); \quad (4.9) \quad \ddot{\zeta}_i = \ddot{\zeta} - \ddot{\psi}(x - x_g). \quad (4.12)$$

У розрахунках хитавиці за звичайних експлуатаційних умов миттєві значення переміщень центра ваги вважають розподіленими за законом Гауса, а математичне сподівання цих коливань приймають рівними нулю. Таким чином, дисперсію вертикальних прискорень точки i судна можна чисельно розрахувати за формулою:

$$D_{\ddot{\zeta}_i} = \frac{1}{t_{\max}} \int_0^{t_{\max}} \ddot{\zeta}_i^2(t) dt, \text{ м}^2/\text{с}^4, \quad (4.13)$$

де t_{\max} — період реалізації випадкової величини $\ddot{\zeta}_i$, с.

Якщо розрахунки хитавиці виконувалися за допомогою традиційної спектральної теорії, то дисперсія вертикальних прискорень точки i судна визначається через дисперсії прискорень вертикальної $D_{\ddot{\zeta}}$ і кильової $D_{\ddot{\psi}}$ хитавиці та кореляційний момент $K_{\ddot{\zeta}\ddot{\psi}}$:

$$D_{\ddot{\zeta}_i} = D_{\ddot{\zeta}} + (x - x_g)^2 D_{\ddot{\psi}} - 2(x - x_g) K_{\ddot{\zeta}\ddot{\psi}}, \text{ м}^2/\text{с}^4. \quad (4.14)$$

Важливою статистичною характеристикою процесу прискорень є "значні" амплітуди прискорень, що відповідають забезпеченості $Q_{1/3} = 0,135$, які при лінійній хитавиці мають однакові значення в обох напрямках. На думку океанографів, саме "значну" висоту хвилі $h_{1/3}$ чітко фіксують на поверхні моря незброєним оком спостерігачі [319]. Розрахунок "значних" амплітуд прискорень проводиться за формулою

$$a_{1/3} = 2\sqrt{D_{\ddot{\zeta}_i}}, \text{ м}/\text{с}^2. \quad (4.15)$$

Істотні амплітуди $a_{1/3}$ статистично характеризують прискорення від хитавиці на квазістаціонарних режимах хвиль із заданими значеннями висоти $h_{1/3}$ та періоду \bar{T} хвиль, які у свою чергу також є випадковими величинами. Для оцінювання максимальних прискорень, які можуть виникнути за весь час експлуатації судна (≈ 24 роки), потрібно визначити амплітуди прискорень з забезпеченістю $Q_{\max} = 10^{-8}$. При цьому необхідно врахувати всі можливі режими хвилювання,

які можуть мати місце на маршрутах експлуатації судна, що можна зробити за допомогою формули повної ймовірності [287]. У роботі використані дані Oshi М. К. [320] для Північної Атлантики, як області Світового океану з найбільш суворими умовами плавання. У табл. 4.1 наведено частоту повторювання режимів хвилювання з відповідними значною висотою хвилі $h_{1/3}$ та середнім періодом хвиль \bar{T} . Відповідні максимальні прискорення із забезпеченням Q_{\max} можна визначити шляхом чисельного або графічного розв'язання наступного рівняння повної ймовірності [287]:

$$Q_{\max} = \sum_i \sum_j p(h_{1/3i}, \bar{T}_j) \exp\left(\frac{-a_{\max}^2}{2D_{\zeta_i}(h_{1/3i}, \bar{T}_j, v_{ij})}\right), \quad (4.16)$$

де $p(h_{1/3i}, \bar{T}_j)$ — ймовірність (частота) появи режиму хвилювання зі значною висотою хвилі $h_{1/3i}$ і середнім періодом \bar{T}_j ; v_{ij} — швидкість ходу судна на цьому режимі хвилюванні, м/с; $D_{\zeta_i}(h_{1/3i}, \bar{T}_j, v_{ij})$ — відповідна дисперсія прискорень, $\text{м}^2/\text{с}^4$.

Таблиця 4.1 — Статистика хвилювання у Північній Атлантиці

$h_{1/3}/\bar{T}$	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5
0,61	0	0	0	0	0	0	0	1
1,829	0	0	0	0	0	0	0	1
3,048	0	0	0	0	1	1	2	0
4,267	0	0	0	0	1	5	3	1
5,486	0	0	0	1	5	5	3	2
6,706	0	0	0	1	7	13	3	1
7,925	0	1	1	6	17	9	3	0
9,144	0	1	9	32	28	12	7	2
10,363	0	3	24	55	44	21	7	1
11,582	4	20	78	109	44	12	2	0
12,802	7	51	125	98	25	3	0	0
14,021	8	15	35	20	2	1	1	0

4.1.2 Дослідження ймовірнісних характеристик прискорень в районі валопроводу та додаткових інерційних навантажень на його підшипники

В даному пункті виконано оцінювання вертикальних прискорень при шести режимах хвилювання різної інтенсивності та відповідні додаткові навантаження на підшипники валопроводів трьох суден з різними розмірами. Крім того, виконано оцінювання максимальних за весь строк експлуатації суден вертикальних прискорень за рівнянням (4.16) та максимальних і мінімальних можливих навантажень на підшипники під час експлуатації судна.

Класифікаційні товариства наводять у своїх Правилах наближені формули для розрахунку прискорень у довільних точках судна, що спричинені хитами. Ці формули використовуються для розрахунку інерційних сил, що діють на обладнання та корпусні конструкції. У роботі також виконано оцінювання екстремальних прискорень і навантажень на підшипники за формулами класифікаційних товариств [321–326].

Як об'єкти дослідження було вибрано три судна з різними характеристиками, зокрема довжина суден дорівнює $L_1 = 80$, $L_2 = 150$ і $L_3 = 220$ м, а експлуатаційні швидкості — $v_1 = 15$, $v_2 = 14$ і $v_3 = 16$ вуз. відповідно. Перше судно постачання з двоваловою силовою установкою і редукторами, друге і третє — балкери з силовими установками на основі малооборотних дизельних двигунів з прямою передачею на ГГ. Для всіх суден були знайдені допустимі вертикальні зміщення підшипників валопроводу за умов виконання всіх необхідних вимог до технології центрування [321]. Для спрощення дослідження, розрахунки компонентів НДС при згинанні валопроводів виконувався без врахування змащення у підшипниках за методикою, описаною у підрозділі 3.1, без деформацій корпусу судна, та з урахуванням гідродинамічних навантажень на ГГ на тихій воді за формулами (Ж.1)–(Ж.2).

У табл. 4.2 наведені істотні прискорення $a_{1/3}$, що діють на валопровід на квазістаціонарних режимах хвилювання, максимальні прискорення за весь термін служби a_{\max} і прискорення, розраховані відповідно до рекомендацій різних класифікаційних товариств: Регістр судноплавства України (PCY) [321], Російський морський реєстр судноплавства (PMPC) [322], Bureau Veritas (BV) [325],

Таблиця 4.2 – Амплітуди вертикальних прискорень за довжиною валопроводу

	Хвильовий режим	$L_1 = 80$ м	$L_2 = 150$ м	$L_3 = 220$ м
Істотні короткотермінові	$h_{1/3} = 0,6$ м, $\bar{T} = 8,5$ с	0,027-0,035	0,027-0,035	0,011-0,014
	$h_{1/3} = 1,8$ м, $\bar{T} = 8,5$ с	0,079-0,10	0,082-0,10	0,033-0,041
	$h_{1/3} = 4,3$ м, $\bar{T} = 9,5$ с	0,14-0,18	0,14-0,18	0,098-0,13
	$h_{1/3} = 7,9$ м, $\bar{T} = 11,5$ с	0,15-0,21	0,15-0,20	0,12-0,16
	$h_{1/3} = 11,6$ м, $\bar{T} = 12,5$ с	0,16-0,24	0,18-0,24	0,15-0,19
	$h_{1/3} = 14,0$ м, $\bar{T} = 13,5$ с	0,16-0,25	0,20-0,26	0,16-0,21
Максимальні довготермінові	Прямий розрахунок	0,51-0,77	0,57-0,76	0,41-0,54
	PCU, PMPC	0,37-0,73	0,38-0,49	0,33-0,41
	BV	0,41-0,47	0,31-0,35	0,26-0,30
	DNV	0,49-1,00	0,60-0,78	0,46-0,60
	GL	0,53-0,98	0,74-0,95	0,67-0,83
	ABS	0,63-1,10	0,57-0,64	0,44-0,50

Det Norske Veritas (DNV) [323], Germanischer Lloyd (GL) [326], American Bureau of Shipping (ABS) [324]. Усі прискорення у таблиці наведено віднесеними до прискорення вільного падіння g , при цьому перше значення у діапазоні відповідає амплітуді прискорень у носовому, а друге – кормовому кінці валопроводу. Як видно з табл. 4.2, як на квазістаціонарних режимах хвилювання, так і в разі прямого розрахунку на основі довгострокових розподілів режимів хвилювання, на судні з довгою $L_3 = 220$ м мають місце менші прискорення, ніж на судах з меншою довжиною. Можна зробити висновок, що у валопроводі судна можуть виникнути максимальні вертикальні прискорення від $0,41g$ (в районі ГД) до $0,77g$ (в районі ГГ).

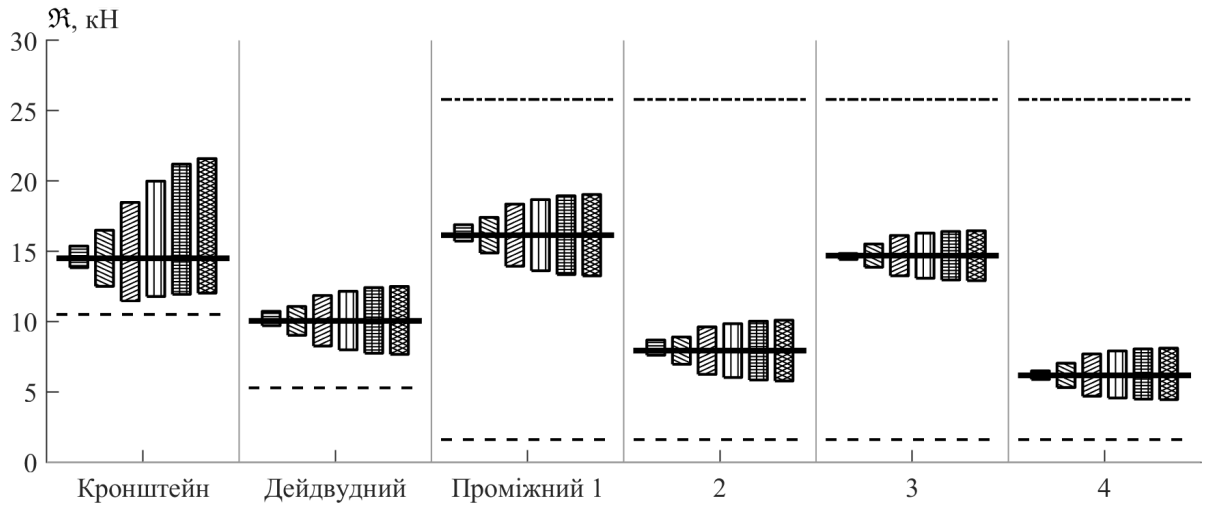
Значення максимальних вертикальних прискорень, що отримані прямим розрахунком за формулою повної ймовірності (4.16), близькі до наведених в роботі [327], що свідчить про достовірність отриманих результатів. У свою чергу, значення прискорень, що розраховані за рекомендаціями різних класифікаційних товариств, значно відрізняються один від одного. Загалом, рекомендації BV дають занижені значення прискорень, в порівнянні з прямим розрахунком, а GL навпаки – завищені. Решта рекомендації для різних суден дають неоднорідну

відповідність прямому розрахунку. В цілому, найбільш близькі до прямого розрахунку значення були отримані за формулами DNV, РСУ, РМРС, тому можуть бути рекомендовані автором дисертації для оцінювання максимальних прискорень в районі валопроводу на початкових стадіях проектування. Наведені у табл. 4.2 дані можуть бути використані для проектного оцінювання істотних рівнів прискорень $a_{1/3}$ на різних режимах хвилювання і максимальних прискорень в районі валопроводу.

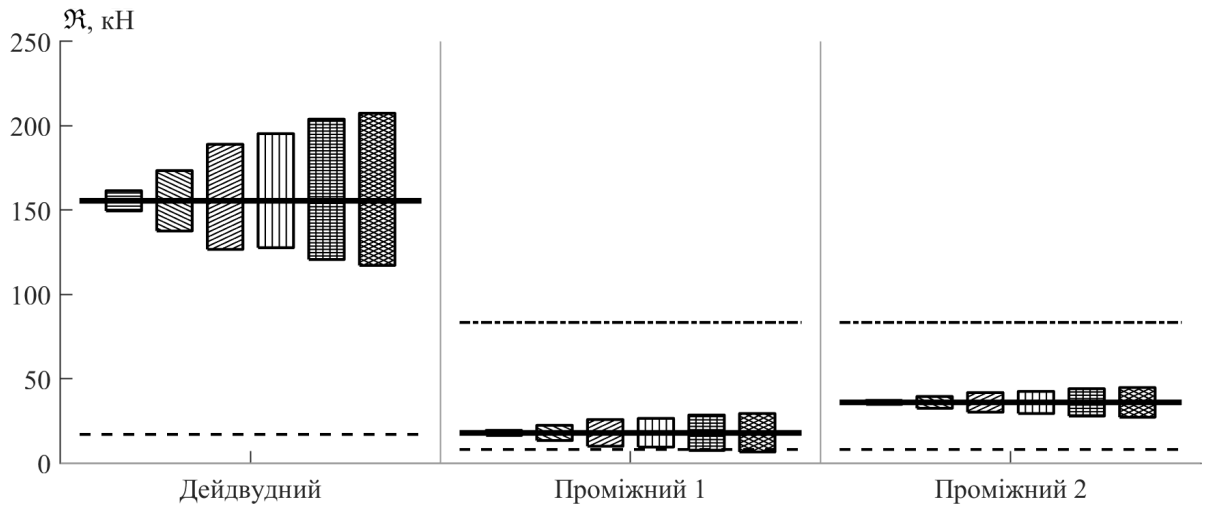
На рис. 4.1 наведено діаграми навантажень на підшипники, при дії значних прискорень верх і вниз, для трьох розглянутих суден. На діаграмі також нанесені значення навантажень на тихій воді і гранично допустимі навантаження з умови відсутності відриву вала від підшипника або перевантаження останнього. Амплітуда змінної складової навантажень на кормові підшипники під час інтенсивного шторму ($h_{1/3} = 14$ м) для трьох досліджуваних суден становить приблизно 30%, 30% і 25% від навантажень на тихій воді відповідно. Можна помітити, що незважаючи на те, що інерційні навантаження прикладалися з однаковими значеннями і протилежними знаками, інерційні добавки до результуючих навантажень на підшипники валопроводу мають несиметричні значення щодо навантажень на тихій воді. Це викликано особливостями нелінійної взаємодії валопроводу і підшипників, а саме врахуванням довжини і зазору в підшипниках.

В цілому, навантаження на підшипники знаходяться в межах допустимих значень, крім першого проміжного підшипника на судні довжиною $L_2 = 150$ м при інтенсивному хвилюванні. В цьому разі, підшипник розвантажуватися в момент дії прискорень вниз, що може привести до інтенсивної вібрації валопроводу і биттю підшипника. На стадії проектування слід уникати можливості перевантаження або недостатньої завантаженості під час хитавиці, чого можна домогтися вибором технологічних параметрів центрування, які забезпечують величини навантажень, найбільш рівновіддалені від їх граничних допустимих значень при виконанні всіх інших вимог до параметрів центрування.

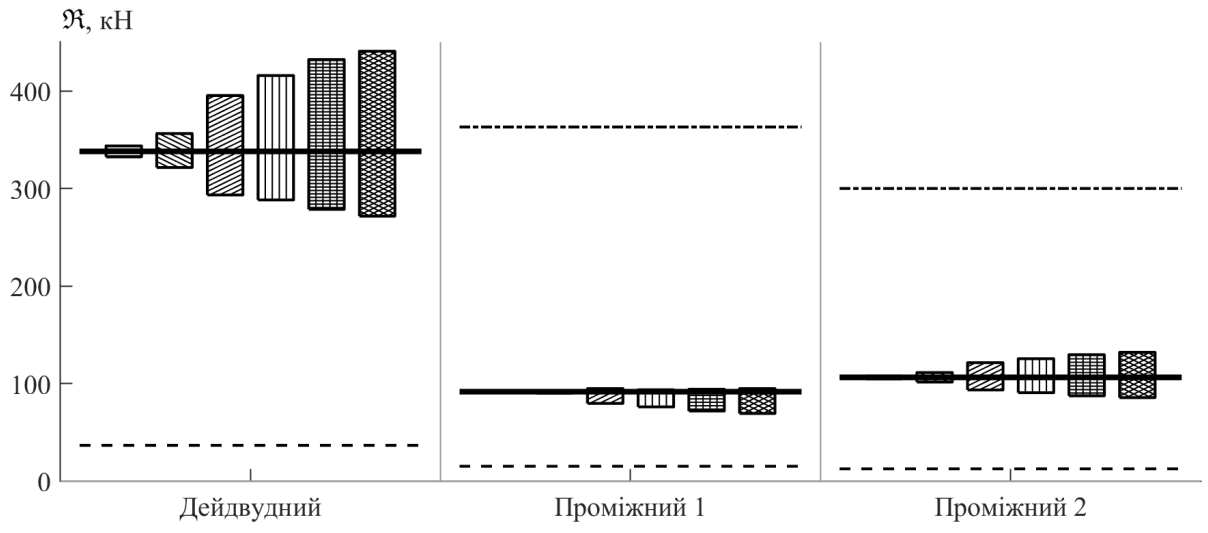
На рис. 4.2 приведені аналогічні діаграми навантажень на підшипники при дії максимальних прискорень, отриманих прямим розрахунком і за рекомендаціями Правил класифікаційних товариств. Максимальна амплітуда змінної складової навантажень на кормові підшипники за весь термін експлуатації трьох досліджуваних суден становить приблизно 80%, 90% і 60% від навантажень на тихій



(а) судно забезпечення $L_1 = 80$ м



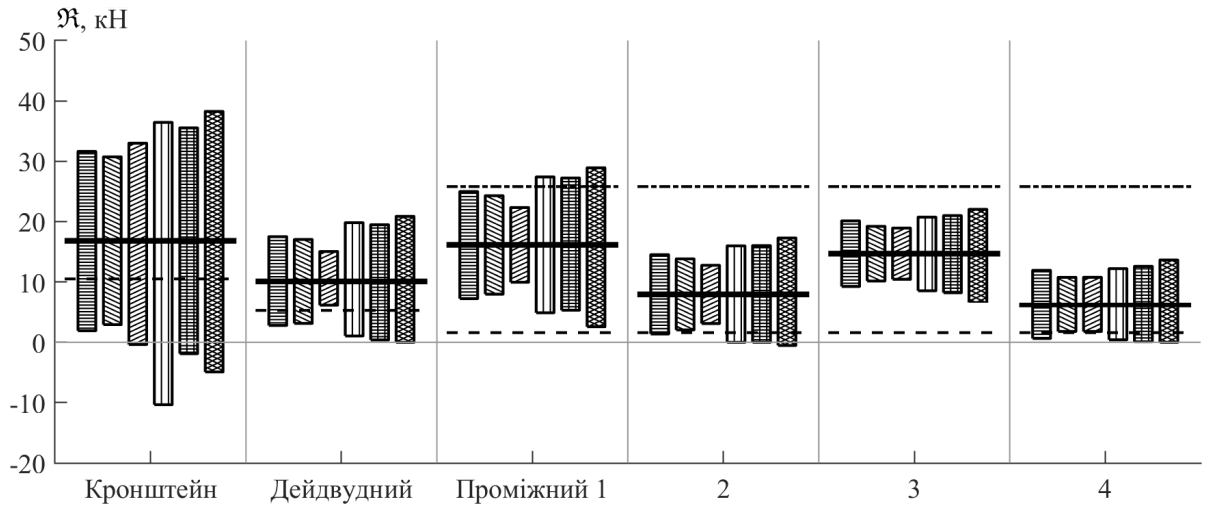
(б) балкер $L_2 = 150$ м



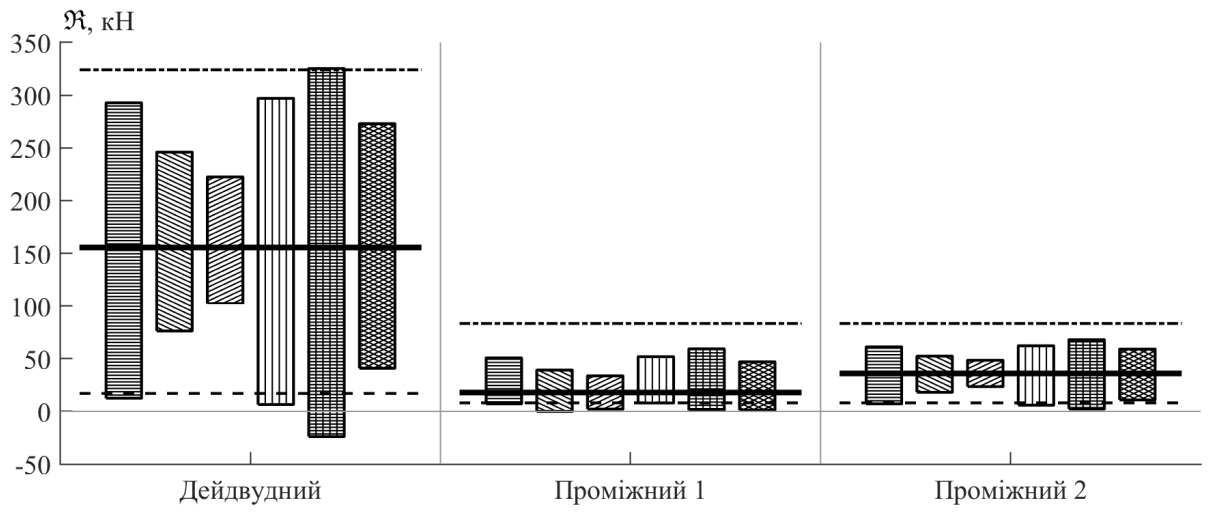
(в) балкер $L_3 = 220$ м

— навантаження на тихій воді; - - - мін. навантаження; - · - · - макс. навантаження;
 ▨ $h_{1/3} = 0,6$ м; ▩ $h_{1/3} = 1,8$ м; ▤ $h_{1/3} = 4,3$ м; ▥ $h_{1/3} = 7,9$ м; ▦ $h_{1/3} = 11,6$ м; ▧ $h_{1/3} = 14,0$ м

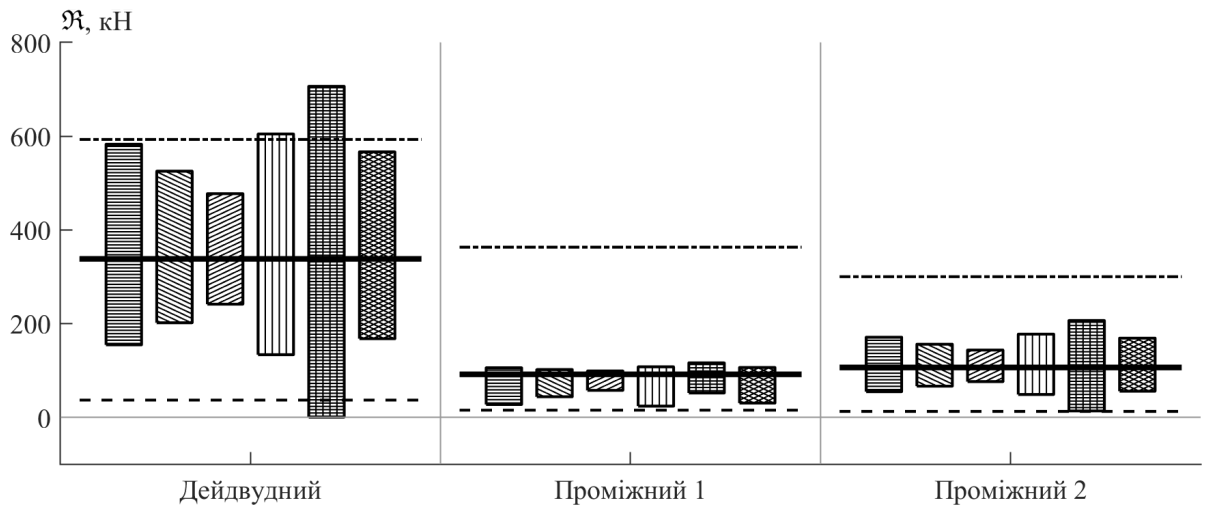
Рисунок 4.1 — Навантаження на підшипники валопроводу при дії істотних вертикальних прискорень



(а) судно забезпечення $L_1 = 80$ м



(б) балкер $L_2 = 150$ м



(в) балкер $L_3 = 220$ м

— навантаження на тихій воді; - - - мін. навантаження; - · - · - макс. навантаження;
 ▨ прямий розрахунок; ▩ РСУ, РМРС; ▤ BV; ▧ DNV; ▦ GL; ▨ ABS

Рисунок 4.2 — Навантаження на підшипники валопроводу при дії максимальних вертикальних прискорень

воді відповідно. Результуючі навантаження на підшипники при дії екстремальних інерційних сил можуть призводити до розвантаження або перевантаження дейдвудного підшипника або підшипника кронштейна, що так само слід врахувати при виборі технологічних параметрів центрування. Врахування прилучених мас ГГ [251] ще більше підсилить інерційну частину навантажень в обидві сторони, а врахування нелінійності хитавиці навпаки, зменшить значення прискорень [327], тому можна вважати, що ці два чинники компенсують один одного.

Як видно з рис. 4.2, результати дуже різняться при використанні рекомендацій різних класифікаційних товариств, однак найбільш близькі результати до прямого розрахунку для судна довжиною $L_1 = 80$ м були отримані з використанням формул РСУ та РМРС, а для суден з довжиною $L_2 = 150$ і $L_3 = 220$ м — з використанням формул DNV. Великі різниці у значеннях прискорень і, як наслідок, навантажень на підшипники можна пояснити тим, що крім довжини судна L і швидкості v на параметри хитавиці також впливають відношення головних розмірів судна, форма корпусу і т. д., які в рекомендаціях класифікаційних товариств по розрахунку прискорень практично не враховуються, але були враховані в прямому розрахунку. Зокрема, на судні постачання відношення ширини до довжини більше, а відношення осадки до довжини менше, ніж на двох інших суднах.

Якщо судно буде експлуатуватися в районах Світового океану з інтенсивним хвилюванням, то при проектуванні валопроводу і розрахунку центрування необхідно враховувати інерційні навантаження на підшипники, спричинені хитавицею. Для цього слід забезпечувати, по можливості, найбільш віддалені значення навантажень на підшипники на тихій воді від граничних допустимих максимальних і мінімальних їх значень. Особливо це стосується суден з меншими розмірами, приблизно $L \leq 150$, оскільки із збільшенням розмірів судна, амплітуди змінних інерційних навантажень на підшипники при хитавиці віднесені до навантажень на тихій воді в цілому зменшуються. Слід зазначити, що крім інерційних навантажень необхідно також враховувати нестационарні гідродинамічні навантаження на ГГ під час хитавиці, деформацію корпусу судна на хвилях та еласто-гідродинамічне змощення у підшипниках.

4.2 Гідродинамічні навантаження на валопровід при роботі гребного гвинта

Підрозділі 4.2 присвячений опису методу «схема А», що заснований на теорії несучої поверхні та дозволяє оцінювати гідродинамічні навантаження на ГГ при довільному полі швидкостей у диску ГГ. Також наведено метод розрахунку поправок до поля швидкостей за умов хитавиці судна. Нарешті, наведено метод розрахунку прилучених мас ГГ для оцінювання інерційних навантажень гідродинамічної природи.

4.2.1 Квaziстатичне оцінювання навантажень на гребний гвинт

Гребний гвинт судна під час роботи зазнає навантаження у всіх шести напрямках: три сили вздовж осей x , y і z та три моменти відносно тих же осей (рис. 4.3). Важливим є те, що кожна сила та момент є нестационарними і можуть бути представлені суперпозицією постійної складової, яка має важливе значення у розрахунках центрування валопроводу, та періодичну складову, яка складає збурення у крутильних, повздовжніх та крутильних коливаннях валопроводу. Навантаження на ГГ є складним гідродинамічним явищем та залежить від частоти обертання, геометрії ГГ, поля швидкостей води у диску ГГ, яке у свою чергу залежить від форми корпусу судна та виступаючих частин. Зазвичай, навантаження на ГГ враховують тільки при експлуатації судна на проектній швидкості на тихій воді. Однак при хитавиці судна на хвилях значних змін зазнають поле швидкостей води відносно ГГ.

Основна частина публікацій присвячена дослідженням та методам розрахунку постійної частини упору та крутного моменту на ГГ з точки зору підвищення його ефективності. Набагато менше публікацій присвячено дослідженню поперечних навантажень на ГГ, що передаються на валопровід судна. Щодо методів визначення поперечних навантажень на ГГ, то їх на даний момент декілька.

Існують спроби експериментального визначення поперечних навантажень на ГГ через тензометричні вимірювання [291], але їх застосування є обмеженим, оскільки значення напружень вала одночасно включає вплив усіх компонентів навантажень на ГГ та багато інших факторів. Через це перерахувати напруже-

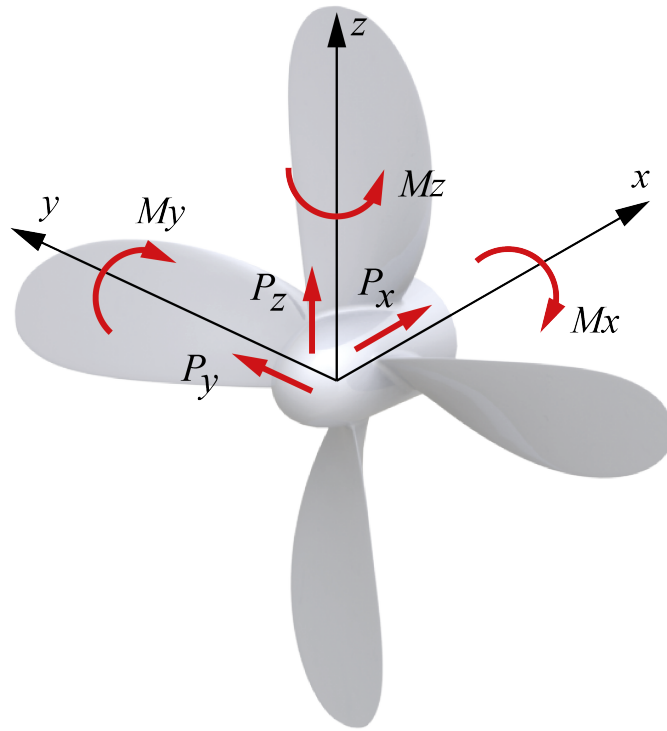


Рисунок 4.3 — Гідродинамічні навантаження на ГГ

ння у валі в навантаження на ГГ, що значно ускладнює поширення результатів вимірів на інші судна.

Найбільш точним методом можна вважати моделювання у комплексах обчислювальної гідродинаміки, наприклад «Open FOAM», «ANSYS Fluent», «Star CCM+», «SolidWorks Flow Simulation» тощо. Такий підхід дозволяє отримати навантаження на ГГ у всіх напрямках та з врахуванням реальної взаємодії між ГГ та корпусом судна, також під час хитаючи, але підготовка розрахункової моделі та саме моделювання займає багато часу та викликає значні труднощі.

Для розрахунків гідродинаміки ГГ широко застосовують методи вихрової теорії ГГ, що розроблена Жуковським М. Є. Для оцінювання навантажень на валопровід відомі два розрахункові методи [328], що засновані на теорії несущої лінії: «схема А» та «схема Б». Перша, «схема А», дозволяє враховувати особливості геометрії ГГ та номінальне поле швидкостей у диску ГГ. Хоча «схема Б» також заснована на теорії несущої лінії та використовує номінальне поле швидкостей, цей метод приймає як вихідні дані лише інтегральні геометричні характеристики ГГ, таким чином, не в повній мірі враховує особливості геометрії. Номінальне поле швидкостей можна отримати розрахунковим шляхом, за результатами буксирування моделі, або взявши дані для близького судна-прототипу.

Статистичний метод [232], що згадувався у додатку Ж, дозволяє наближено та швидко визначити як постійні, так і періодичні компоненти навантаження на ГГ в разі, коли детальна геометрія гвинта на поле швидкостей не відомі. Цей метод побудовано на систематичних розрахунках за вихровою теорією несущої лінії за Схемою А [328]. Суттєвим недоліком статистичного методу є те, що не враховується фактична геометрія ГГ, поле швидкостей у диску гвинта, а також неможливо розрахувати навантаження при хитавиці.

У дисертації для розрахунку гідродинамічних навантажень на ГГ використовується нормативний метод [229], що розроблена на основі Схеми А. Метод дає достатній рівень точності для задачі, що розв'язується, добре піддається програмуванню, та, що найбільш важливо, дає можливість врахувати вплив хитавиці шляхом поправок до поля швидкостей.

Вихідними даними для розрахунку є функції геометричних параметрів циліндричних перерізів вздовж лопаті: C — ширина лопаті у перерізі; P — крок гвинта на перерізі; T_{\max} — максимальна товщина перерізу; H_{\max} — максимальні стрілка прогину середньої лінії; X_0 — відстань максимальної стрілки прогину середньої лінії від вхідної кромки; C_s — відстань між осьюовою лінією лопаті та серединою хорди спрямленого перерізу лопаті. На рис. 4.4 схематично зображені описані геометричні параметри.

Теорія несущої лінії базується на заміні гідродинамічної дії ГГ вихровою системою з ідеальною рідиною, де кожній лопаті відповідає радіальний вихор з лініями току, що лежать на циліндричних перерізах ГГ [328]. Основні припущення теорії наступні:

1. обтікання довільного циліндричного перерізу лопаті розглядається як плоске;
2. нехтується впливом прикордонного шару на збурені швидкості;
3. застосовується модель ідеальної рідини.

Схема дії циліндричного перерізу лопаті наведено на рис. 4.5. Переріз розглядається як крило нескінченного розмаху, яке обтікається геометричною сумою швидкості перерізу від обертання ГГ ωr , швидкостей у диску гвинта v_a і v_τ та збурених швидкостей w_n індуктивного скосу потоку вихрової системи. Індуктивний скос потоку наближено враховує взаємодію між обтіканням сусідніх перерізів. Під час обтікання перерізу на нього діє сила dR , яка може бути

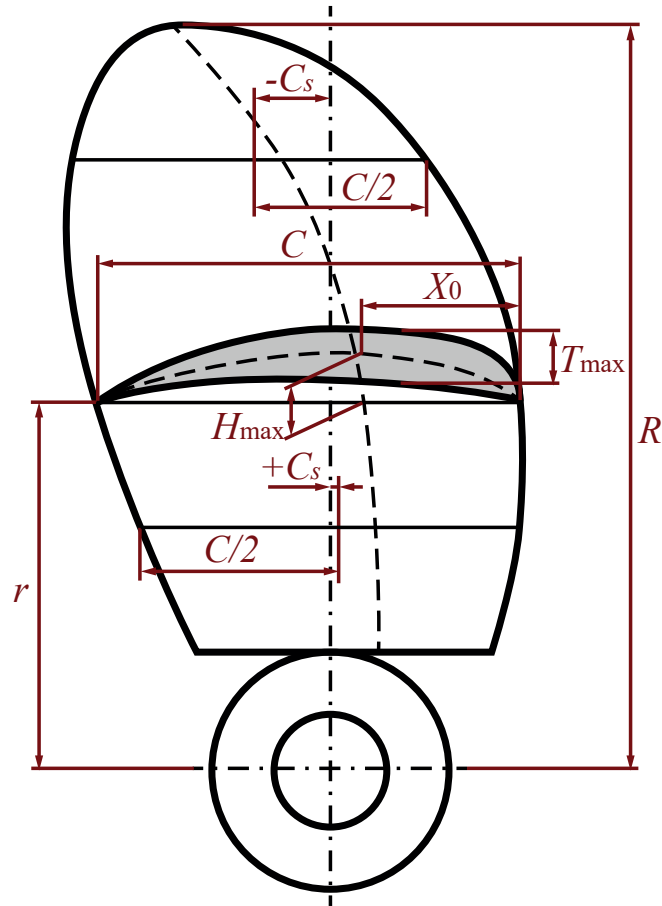


Рисунок 4.4 — Геометричні параметри перерізів лопаті

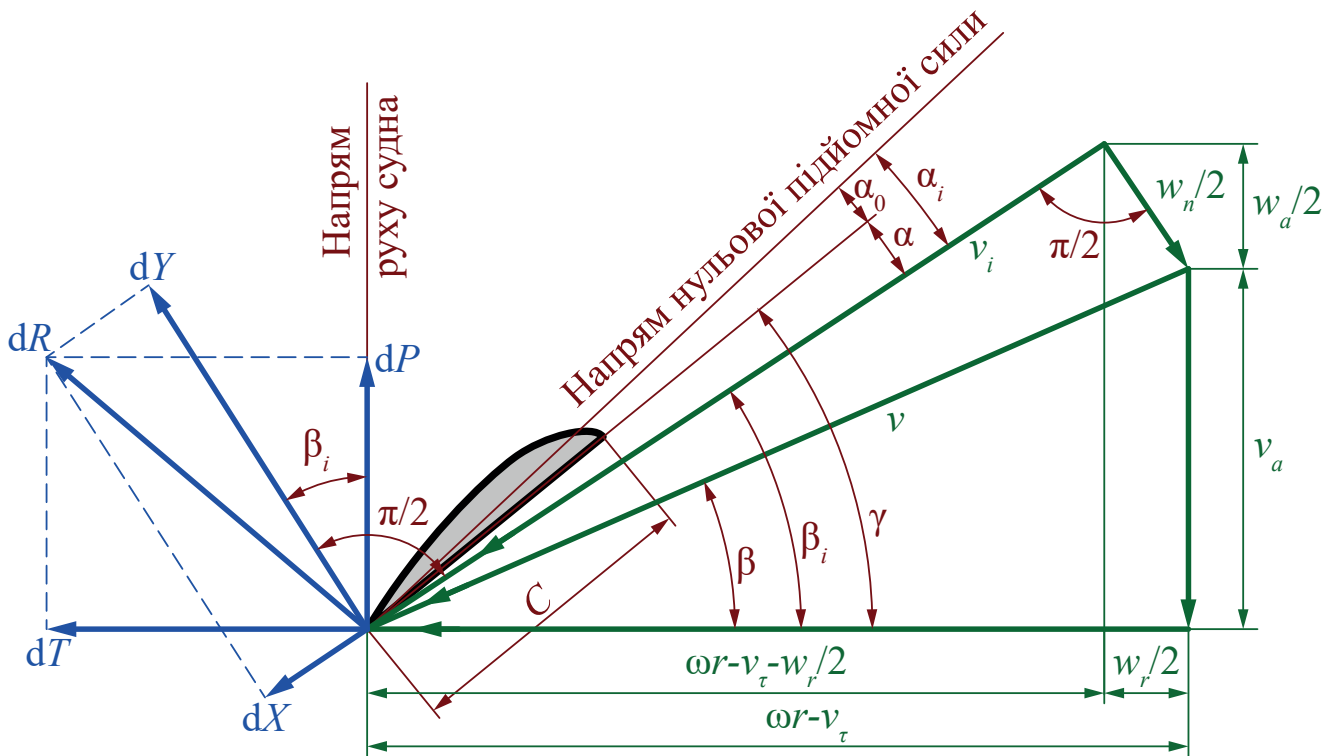


Рисунок 4.5 — Схема дії елемента лопаті гвинта

розкладена на силу опору dX та підйомну силу dY або на повздовжню dP та поперечну dT силу.

Відповідно до [229], проекції гідродинамічних сили та моменту ГГ представляються у вигляді рядів Фур'є:

$$P_x = P_{x0} + \sum_{q=1}^2 [P_{xqZ}^c \cos qZ\theta + P_{xqZ}^s \sin qZ\theta]; \quad (4.17)$$

$$P_y = P_{y0} + \sum_{q=1}^2 [P_{yqZ}^c \cos qZ\theta + P_{yqZ}^s \sin qZ\theta]; \quad (4.18)$$

$$P_z = P_{z0} + \sum_{q=1}^2 [P_{zqZ}^c \cos qZ\theta + P_{zqZ}^s \sin qZ\theta]; \quad (4.19)$$

$$M_x = M_{x0} + \sum_{q=1}^2 [M_{xqZ}^c \cos qZ\theta + M_{xqZ}^s \sin qZ\theta]; \quad (4.20)$$

$$M_y = M_{y0} + \sum_{q=1}^2 [M_{yqZ}^c \cos qZ\theta + M_{yqZ}^s \sin qZ\theta]; \quad (4.21)$$

$$M_z = M_{z0} + \sum_{q=1}^2 [M_{zqZ}^c \cos qZ\theta + M_{zqZ}^s \sin qZ\theta], \quad (4.22)$$

де $\theta = \omega t$ — кут повороту ГГ (початок відліку вгори, додатній напрям за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з корми), рад; ω — частота обертання ГГ, рад/с; t — момент часу, с; Z — кількість лопатей ГГ; $P_{x0} \dots M_{z0}$ — середні значення навантажень; $P_{xqZ}^c \dots M_{zqZ}^s$ — гармонічні компоненти навантажень. Слід зазначити, що для гвинта лівого кроку розрахунок виконується та тією самою схемою, як і для правого, але у цьому разі необхідно змінити знак горизонтальної сили P_y та горизонтального моменту M_y .

Середні значення поперечних навантажень визначаються інтегруванням розподілених навантажень вздовж лопаті за формулами [229]:

$$P_{y0} = -0.5C \int_{\bar{r}_0}^1 F_T a'_{(1)} d\bar{r}; \quad M_{y0} = -0.25C \int_{\bar{r}_0}^1 [F_T \bar{r} a'_{(1)} - F_M b'_{(1)}] d\bar{r}; \quad (4.23)$$

$$P_{z0} = -0.5C \int_{\bar{r}_0}^1 F_T b'_{(1)} d\bar{r}; \quad M_{z0} = -0.25C \int_{\bar{r}_0}^1 [F_T \bar{r} b'_{(1)} + F_M a'_{(1)}] d\bar{r}, \quad (4.24)$$

де $\bar{r} = r/R$ — відносний радіус перерізу; $R = D_{pr}$ — радіус ГГ, м; \bar{r}_0 — відносний радіус маточини. Детальний опис величин, що входять у формули (4.23)–

(4.24) та формули для визначення гармонічних компонент навантажень наведено у [229].

Для розрахунку навантажень за вихровою теорією необхідно знати номінальні осьове v_{a0} та дотичне $v_{\tau0}$ поле швидкостей. У рамках вихрової теорії компоненти поля швидкостей також представляються у вигляді рядів Фур'є [229]:

$$v_{a0}(\bar{r}, \theta) = a_0(\bar{r}) + \sum_{n=1}^K [a_n(\bar{r}) \cos n\theta + b_n(\bar{r}) \sin n\theta]; \quad (4.25)$$

$$v_{\tau0}(\bar{r}, \theta) = a_{0\tau}(\bar{r}) + \sum_{n=1}^K [a_{n\tau}(\bar{r}) \cos n\theta + b_{n\tau}(\bar{r}) \sin n\theta]. \quad (4.26)$$

У методі передбачено врахування звуження номінального поля швидкостей, що обумовлене роботою ГГ. Поправка до осьового поля швидкостей вноситься шляхом перерахунку відносних радіусів на ефективні [229]

$$\bar{r}_e = \bar{r} \sqrt{2 / \left(1 + \sqrt{1 + 8P_{x0} / (\rho_w \bar{v}_a^2 \pi D_{pr}^2)} \right)}, \quad (4.27)$$

де \bar{v}_a — середній попутний потік, м/с. Таким чином, осьові швидкості, що визначені для радіуса \bar{r} , повинні бути перенесені на радіус \bar{r}_e . Наближене врахування роботи ГГ на поле дотичних швидкостей виконується множенням коефіцієнтів поля $a_{n\tau}$ та $b_{n\tau}$ на 1,7.

4.2.2 Верифікація методу розрахунку гідродинамічних вантажень на гребний гвинт

Для перевірки правильності реалізації методу розрахунку навантажень на ГГ та підтвердження можливості використання його з прийнятним рівнем точності, було виконано тестовий розрахунок за допомогою CFD методів та порівняно з результатами розрахунків за алгоритмом, що описано у [229]. Також результати було порівняно зі статистичним методом [232].

Як об'єкт тестового розрахунку було вибрано відоме судно KRISO Container Ship (KCS), яке часто використовують для верифікації CFD комплексів. Основні параметри судна наступні: довжина між перпендикулярами $L = 230$ м, ширина $B = 32,2$ м, осадка $d = 10,8$ м, коефіцієнт загальної повноти $C_B = 0.651$,

експлуатаційна швидкість $v = 24$ вуз. Основні геометричні параметри ГГ судна KCS наступні: діаметр $D_{pr} = 7,9$ м, кількість лопатей $Z = 5$, дискове відношення $A_e/A_0 = 0,8$, крокове відношення $P(\bar{r} = 0.7)/D_{pr} = 0,997$, відносний діаметр (радіус) маточини $\bar{r}_0 = 0,18$, праве обертання, а детальна геометрія лопаті ГГ наведена у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Геометричні параметри перерізів гвинта KCS

\bar{r}	C , мм	P , мм	T_{\max} , мм	H_{\max} , мм	X_0 , мм	C_s , мм
0,18	1827	6594	362	49,3	966	+76
0,25	2068	7040	322	61,2	1095	+150
0,30	2219	7323	293	64,6	1175	+198
0,40	2479	7729	241	66,3	1306	+250
0,50	2688	7962	194	61,2	1403	+218
0,60	2823	8003	154	53,6	1460	+69
0,70	2836	7874	118	45,9	1458	-215
0,80	2667	7557	85	37,4	1366	-613
0,90	2210	7115	55	27,2	1128	-1113
0,95	1758	6860	42	22,1	897	-1403
1,00	1	6581	29	17,9	0,5	-1721

Безпосередньо моделювання обтікання та отримання реалізацій сил та моментів було виконано не автором дисертації, а Печенюком А. В. [14] у CFD комплексі «FlowVision». Цей комплекс засновано на чисельному розв’язанні рівнянь Нав’є–Стокса методом скінченних об’ємів з використанням стандартної $k - \varepsilon$ моделі турбулентності. Було виконано два моделювання у CFD: перше з наявністю ГГ, що обертається, а друге – без наявності ГГ. Перше моделювання було виконано з метою отримати достовірні референтні значення, з якими будуть порівняні значення поперечних навантажень, розраховані за [229]. Друге моделювання дало можливість отримати детальне номінальне поле швидкостей у диску ГГ, яке було використано як вихідні дані для розрахунку за [229]. Середні значення упору P_{x0} та крутного моменту M_{x0} , що отримані у першому моделюванні, також були використані як вихідні дані для розрахунку за [229] для більш адекватного порівняння значень навантажень на ГГ.

Поля осьових та дотичних швидкостей, що отримані у другому моделюванні та віднесені до швидкості судна, зображені на рис. 4.6. Отримане поле є типовим для одногвинтових суден і має наступні характерні особливості:

- симетрія відносно ДП;
- великі значення осьових швидкостей у нижній частині диска ГГ;
- низькі значення осьових швидкостей у районі маточини у верхній частині диска ГГ у ДП;
- нульові значення дотичних швидкостей у ДП;
- великі значення дотичних швидкостей по бортах на малих відносних радіусах (до $|v_\tau/v| = 0,181$), що направлені вниз;
- великі значення дотичних швидкостей по бортах на великих відносних радіусах (до $|v_\tau/v| = 0,133$), що направлені вгору.

У табл. 4.4 наведено середні та амплітудні значення навантажень на ГГ віднесені до упору та крутного моменту, що розраховані CFD моделюванням з ГГ,

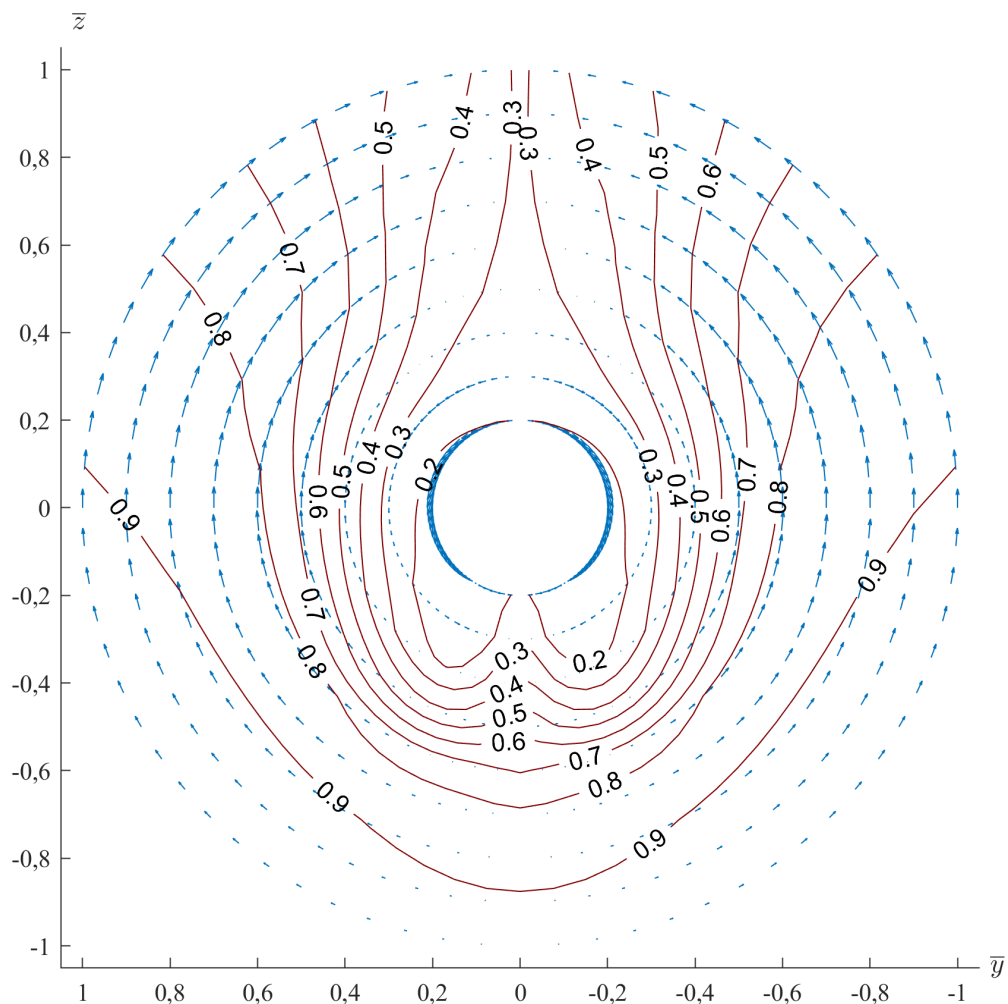


Рисунок 4.6 – Відносне номінальне поле швидкостей у диску гвинта KCS

Таблиця 4.4 – Компоненти гідродинамічних навантажень на ГГ

	Метод розрахунку	Навантаження на гвинт, %					
		$\frac{P_x}{P_{x0}}$	$\frac{P_y}{P_{x0}}$	$\frac{P_z}{P_{x0}}$	$\frac{M_x}{M_{x0}}$	$\frac{M_y}{M_{x0}}$	$\frac{M_z}{M_{x0}}$
Середнє значення	CFD з гвинтом	100	6,49	8,26	100	35,4	24,6
	«Схема А»	100	8,57	3,42	100	44,5	19,2
	Статистичний метод	100	5,00 ±3,1	4,80 ±2,0	100	35 ±7,8	28 ±10,0
1-ша гарм. лопаті	CFD з гвинтом	1,50	0,56	0,50	1,00	4,38	1,26
	«Схема А»	2,06	1,31	0,82	1,46	6,46	3,64
	Статистичний метод	2,5 ±1,5	1,5 ±0,3	1,0 ±1,0	2,0 ±1,0	7,0 ±1,6	2,2 ±3,9
2-га гарм. лопаті	CFD з гвинтом	0,18	0,03	0,06	0,11	0,23	0,04
	«Схема А»	0,11	0,03	0,02	0,08	0,24	0,13
	Статистичний метод	1,0 ±0,5	0,3 ±0,2	0,2 ±0,1	0,5 ±0,4	2,0 ±1,9	0,6 ±0,5

що обертається, за вихровою теорією та статистичним методом. Видно, що результати розрахунків за трьома методами дали результати одного знака і порядку. Середні значення навантажень визначені за вихровою теорією відрізняються від результатів CFD моделювання з ГГ приблизно на 25 %, що у цілому є прийнятним результатом з урахуванням складності фізичного явища і випадковий характер дійсних величин навантажень. Винятком є вертикальна сила P_z , що за вихровою теорією майже у два рази менша ніж за результатами CFD моделювання. Зниження величини P_z породжує похибку в безпечну сторону, оскільки вертикальна сила розвантажує дейдвудних підшипник. Щодо амплітуд першої та другої частоти лопаті, то результати за CFD моделюванням та вихровою теорією відрізняються до двох разів. Статистичний же метод дає достатній рівень точності для оцінювання навантажень на початкових стадіях проектування валопроводу та розрахунку центрування валопроводу. Недоліком статистичного методу є відсутність даних по двох-гвинтових суднах. У цілому, характер і рівень розбіжностей в даному порівнянні є цілком зрозумілим, і дозволяє зробити висновок про адекватність використаних розрахункових методів. Чисельне моделювання

з ГГ, що обертається за корпусом судна, дозволяє отримувати результати, найбільш наближені до реальності. Однак слід зазначити, що таке модулювання значно ускладнює постановку CFD розрахунку, збільшує трудомісткість та вимоги до розрахункових потужностей і часу порівняно з моделюванням обтікання кормової частини судна без ГГ з метою отримати номінальне поле швидкостей.

4.2.3 Вплив хитавиці на гідродинамічні навантаження від гребного гвинта

У роботі виконано врахування впливу експлуатаційних умов на гідродинамічні навантаження на ГГ за рахунок поправок до номінального поля осьових та дотичних швидкостей:

$$v_a = v_{a0} + v_{am} + v_{as} + v_{at}; \quad (4.28)$$

$$v_\tau = v_{\tau0} + v_{\tau m} + v_{\tau s} + v_{\tau t}, \quad (4.29)$$

де v_{am} та $v_{\tau m}$ — додаткові швидкості від хитавиці; v_{as} та $v_{\tau s}$ — додаткові швидкості від хвиль; v_{at} та $v_{\tau t}$ — додаткові швидкості спричинені диферентом судна відносно положення, для якого було задано номінальне поле швидкостей. Якщо розрахункова швидкість судна v не відповідає швидкості судна при розрахунку або під час експерименту для визначення номінального поля швидкостей v_{a0} і $v_{\tau0}$, то ці поля слід відмасштабувати пропорційно розрахунковій швидкості.

Додаткові швидкості у диску ГГ, що спричинені хитавицею судна, можна визначити за формулами, які були отримані шляхом геометричних перетворень з використанням виразів (4.8) та (4.11):

$$v_{am}(\bar{r}, \theta, t) = \dot{\psi}(t) [z_{p0}(\bar{r}, \theta) - z_g]; \quad (4.30)$$

$$v_{\tau m}(\theta, t) = -\sin \theta \left[\dot{\psi}(t)(x_s + x_{pr} - x_g) - \dot{\zeta}(t) \right], \quad (4.31)$$

де $z_{p0}(\bar{r}, \theta) = 0,5\bar{r}D_{pr} \cos \theta + z_s$ — апліката у системі координат судна точки на диску ГГ, м; x_s і z_s — абсциса і апліката кормового кінця вала у системі координат судна, м; x_g і z_g — абсциса і апліката центру ваги судна, м; x_{pr} — абсциса центру ваги гвинта у системі координат валопроводу, м.

Вплив нерегулярних зустрічних хвиль на поле швидкостей можна врахувати за допомогою виразів [289]:

$$v_{as}(\bar{r}, \theta, t) = - \sum_{i=1}^{\infty} \frac{h_i k_i g}{2\sigma_0} \exp [k_i z_p(\bar{r}, \theta, t)] \cos [k_i x_p(\bar{r}, \theta, t) + \sigma_i t + \phi_i]; \quad (4.32)$$

$$v_{\tau s}(\bar{r}, \theta, t) = \sin \theta \sum_{i=1}^{\infty} \frac{h_i k_i g}{2\sigma_0} \exp [k_i z_p(\bar{r}, \theta, t)] \sin [k_i x_p(\bar{r}, \theta, t) + \sigma_i t + \phi_i], \quad (4.33)$$

де миттєві значення координат точки на диску ГГ x_p і z_p можна визначити з урахуванням хитавиці, на основі формул (4.7) і (4.10), та диференту за наступними виразами:

$$x_p(\bar{r}, \theta, t) = x_s + x_{pr} - L/2 + [z_{p0}(\bar{r}, \theta) - z_g] \psi(t) + [z_{p0}(\bar{r}, \theta) - d] \sin(\Delta d/L);$$

$$z_p(\bar{r}, \theta, t) = z_{p0}(\bar{r}, \theta) - d - z_{spr} + \zeta(t) - \psi(t) [x_s + x_{pr} - x_g] - [x_s + x_{pr} - L/2] \sin(\Delta d/L),$$

де z_{spr} — висота хвилі при $x = x_s + x_{pr} - L/2$, що розрахована за формулою (4.3), м; Δd — диферент, м. У ході дослідження було виявлено, що при визначені координат x_p та z_p , без великої похибки можна вважати, що $\psi(t) = 0$, $\zeta(t) = 0$ та $z_{spr} = 0$.

Слід зазначити, що додаткові швидкості від хвиль розраховуються наближено, оскільки не враховується наявність судна у воді (гіпотеза О. М. Крилова). Отримання аналітичних виразів для поля швидкостей нерегулярних хвиль у загальному вигляді представляє собою складну гідродинамічну задачу і виходить за межі даної дисертації.

Поправки до поля швидкостей за рахунок зміни диференту судна можуть бути визначені за формулами:

$$v_{at}(\Delta d) = -v [1 - \cos(\Delta d/L)]; \quad (4.34)$$

$$v_{\tau t}(\theta, \Delta d) = v \sin \theta \sin(\Delta d/L). \quad (4.35)$$

Під час інтенсивної хитавиці для деяких корпусів суден при певній посадці судна, ГГ може частково перетнути вільну поверхню води, таке явище називається оголенням ГГ. Під час оголення ГГ виникає гідродинамічних удар лопатей об поверхню води, що призводить до інтенсивних навантажень, що передаються на валопровід і спричиняють його нестационарну вібрацію. Навантаження на ГГ при оголенні грубо можна врахувати, якщо прийняти $v_a = v_{\tau} = 0$ при $z_p > 0$.

Через обмеженість об'єму дисертації та відносну рідкість явища (кормова частина судна має менші переміщення під час повздовжньої хитавиці порівняно з носовою) автор не виконував дослідження оголення ГГ.

Були виконані систематичні розрахунки для дослідження впливу хитавиці на регулярних хвилях на гідродинамічні навантаження, що діють на ГГ. Об'єктом дослідження було описане раніше судно KCS з номінальним полем швидкості, що зображене на рис. 4.6. Побудовано залежності амплітудних значень додаткових навантажень на ГГ від хитавиці судна, змін у полі швидкостей хвиль та від обох факторів. Для кожної хвилі розрахунок середнього значення та гармонічних коефіцієнтів навантажень на ГГ були проведені у часовій області («time-domain»), а потім визначалася амплітуда змін компонентів гідродинамічних навантажень на ГГ. Під час розрахунків було прийнято припущення, що середні значення упору та крутного моменту на хвилях мають такі самі значення, як і на тихій воді. Дослідження проводилося по двох параметрах регулярних хвиль:

- висота хвиль $h = 0,1 \dots 5$ при фіксованій довжині $\lambda/L = 1$ (рис. 4.7);
- довжина хвиль $\lambda/L = 0,3 \dots 1,5$ при фіксованій висоті $h = 2$ м (рис. 4.8).

На рис. 4.7 наведено графіки залежності середніх значень навантажень на ГГ від висоти хвилі h , які показують, що вплив висоти хвилі у рамках розробленої моделі можна вважати лінійним. Видно, що зміни у вертикальній силі P_{z0} та горизонтальному моменті M_{z0} значно більші, ніж у горизонтальній силі P_{y0} та вертикальному моменті P_{y0} . Це спричинено великими змінами у дотичних полях швидкостей v_τ , у більшій мірі від кільової хитавиці, у меншій від поля швидкостей хвиль. Під час повздовжньої хитавиці корма періодично переміщується вгору і вниз, при цьому рух вгору викликає на ГГ правого кроку вертикальну силу P_{z0} вниз і горизонтальний момент M_{z0} проти годинникової стрілки, якщо дивитися згори і навпаки. Для ГГ лівого кроку горизонтальний момент M_{z0} має протилежний напрям. Таким чином, повздовжня хитавиця викликає значний згин як у вертикальній, так і у горизонтальній площині, що підкреслює важливість визначення просторового згину валів. Слід зазначити, що хоча дослідження впливу зміни диференту на гідродинамічні навантаження на ГГ у даній роботі не проводилися, можна очікувати, що цей вплив буде аналогічним до кільової хитавиці.

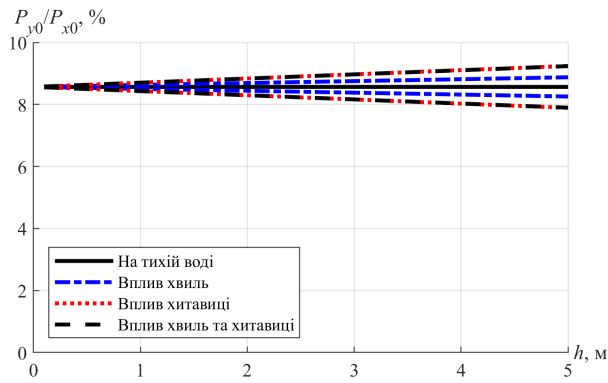
Також слід зазначити, що результати, що отримані при одночасному враху-

ванню поправок до поля швидкостей від хитавиці та від хвиль, не можна представити суперпозицією цих двох компонентів і слід враховувати фазу їх взаємодії, оскільки у разі P_{y0} сумарна амплітуда навантажень на ГГ дорівнює амплітуді від хитавиці, при M_{y0} — трохи більше за амплітуду від хитавиці та від хвиль, а при P_{z0} та M_{z0} — сумарна амплітуда менша за амплітуду від хитавиці але більше за амплітуду від хвиль.

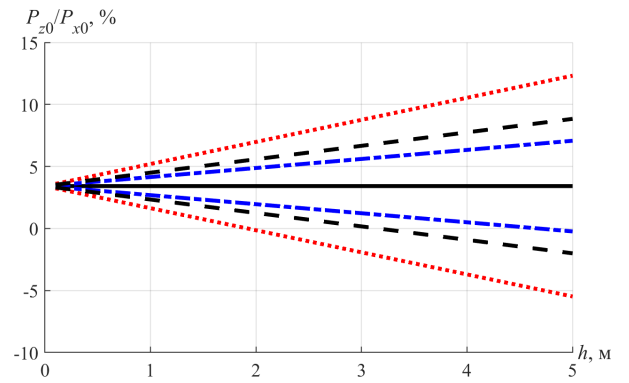
На рис. 4.8 наведено графіки залежності середніх значень навантажень на ГГ від довжини хвилі. Видно, що більший вплив повздовжньої хитавиці має місце у вертикальній силі P_{z0} та горизонтальному моменті M_{z0} . Зі збільшенням довжини хвиль λ , вплив змін поля швидкостей хвилі на навантаження трохи зменшується, у той час як вплив хитавиці має значну нелінійну залежність від довжини хвилі, що спричинена змінами в інтенсивності хитавиці. Максимальний вплив хитавиці має місце при $\lambda/L = 1,1$, а при $\lambda/L = 0,35$ та $\lambda/L = 0,65$ хитавиця майже не впливає на навантаження на ГГ. Можна помітити, що при $\lambda/L = 0,85$ амплітуди навантажень від хвиль та від хитавиці майже однакові, при чому одночасне врахування обох факторів майже нейтралізує навантаження. Це ще раз підкреслює важливість розрахунку саме у часовій області з урахуванням відносної фази.

Таблиця 4.5 — Амплітуда поправки до компонент гідродинамічних навантажень на ГГ від поздовжньої хитавиці на хвилях

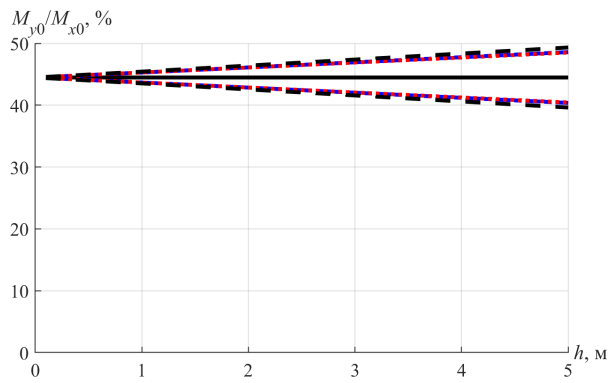
	Метод розрахунку	Максимальні додаткові навантаження на гвинт, %					
		$\frac{P_x}{P_{x0}}$	$\frac{P_y}{P_{x0}}$	$\frac{P_z}{P_{x0}}$	$\frac{M_x}{M_{x0}}$	$\frac{M_y}{M_{x0}}$	$\frac{M_z}{M_{x0}}$
Середнє значення	Хитавиця	0	0,3088	3,9789	0	1,8412	16,2277
	Хвилі	0	0,5775	1,7362	0	4,0235	7,0678
	Хитавиця і хвилі	0	0,6054	2,6638	0	4,2350	10,6957
1 гарм. лопаті	Хитавиця	0,0013	0,0014	0,0004	0,0028	0,0012	0,0015
	Хвилі	0,0184	0,0221	0,0068	0,0436	0,0220	0,0210
	Хитавиця і хвилі	0,0193	0,0230	0,0071	0,0454	0,0220	0,0229
2 гарм. лопаті	Хитавиця	0,0002	0,0001	0,0000	0,0000	0,0006	0,0000
	Хвилі	0,0028	0,0008	0,0001	0,0004	0,0097	0,0004
	Хитавиця і хвилі	0,0032	0,0009	0,0001	0,0005	0,0104	0,0004



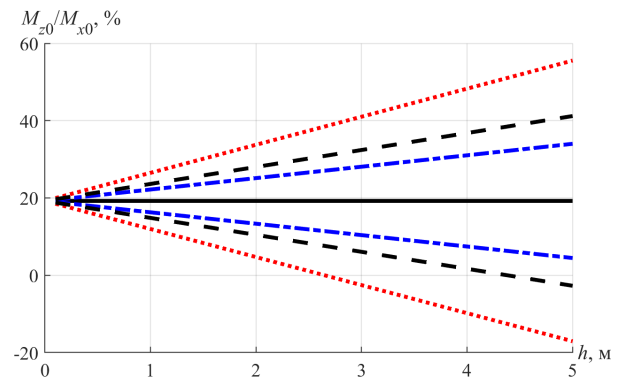
(а) Горизонтальна сила



(б) Вертикальна сила

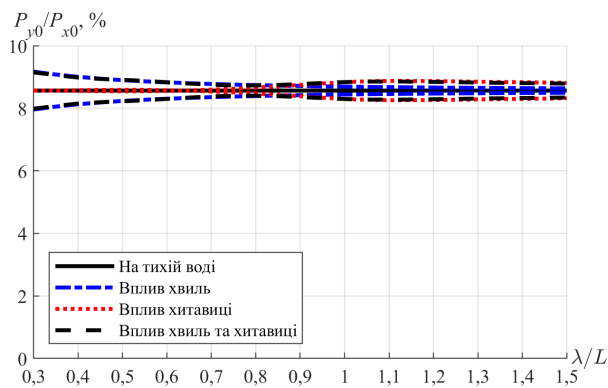


(в) Вертикальний момент

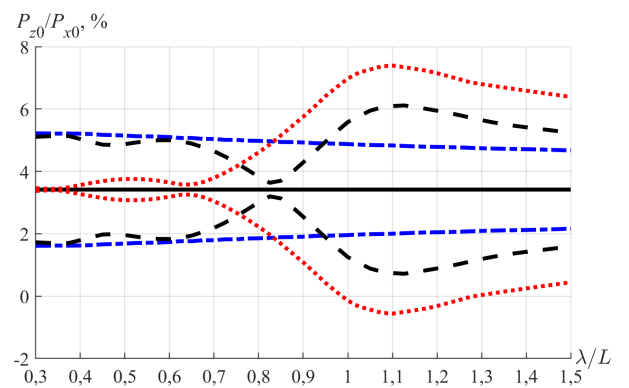


(г) Горизонтальний момент

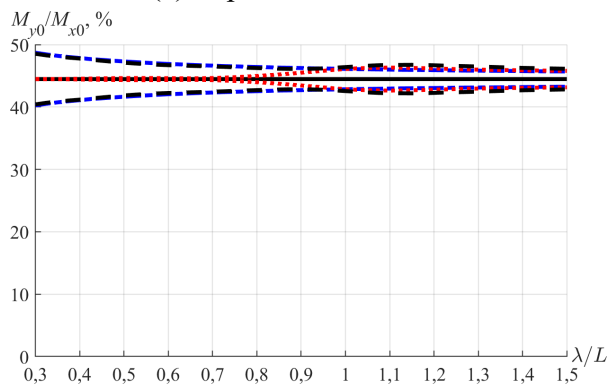
Рисунок 4.7 — Навантаження на ГГ в залежності від висоти хвилі



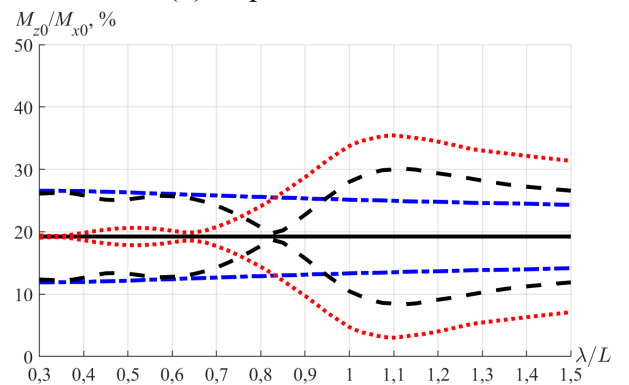
(а) Горизонтальна сила



(б) Вертикальна сила



(в) Вертикальний момент



(г) Горизонтальний момент

Рисунок 4.8 — Навантаження на ГГ в залежності від довжини хвилі

У зведеній табл. 4.5 наведено максимальні за всіма довжинами хвиль значення амплітуд змін компонентів навантажень віднесені до середніх значень упору і крутного моменту на тихій воді. Графіки залежностей гармонічних компонентів навантажень від довжини хвилі λ не показані у роботі, однак максимальні амплітуди по всім довжинам хвиль наведено у таблиці. У всьому діапазоні довжин хвиль, що розглядався, гармонічні компоненти майже не змінюються від хитавиці, а вплив хвильового поля швидкостей є незначним та майже не залежать від довжини хвилі. Слід зазначити, що розрахунок виконувався для однієї осадки, таким чином занурення осі ГГ не змінювалося. Очікується, що зменшення занурення осі ГГ може збільшити нерівномірність поля швидкостей диску ГГ і спричинити збільшення гармонічних коефіцієнтів, однак такі дослідження виходять за рамки цієї дисертації.

Можна використовувати табл. 4.5 при проектуванні, розрахунках центрування і вібрації валопроводу, а саме наближено оцінювати вплив хитавиці на хвилях на гідродинамічні навантаження на ГГ. Розрахункові значення навантажень дорівнюють відповідним амплітудам середніх значень, першої або другої лопатної гармоніки (при врахуванні впливу хитавиці та хвиль), що помножені на половину заданої висоти хвилі. Отримані значення слід додати і відняти від навантажень на ГГ на тихій воді і отримати границі змін навантажень при заданій висоті хвилі h .

Оскільки під час повздовжньої хитавиці ГГ рухається вгору і вниз з прискоренням, крім квазістатичних гідродинамічних сил на ГГ також діють сили інерційної природи. У загальному випадку, на ГГ діють інерційні гідродинамічні сили у всіх напрямках, але у роботі наближено врахована лише поперечна вертикальна сила, оскільки найбільші прискорення під час повздовжньої хитавиці мають місце саме у вертикальному напрямку. Ця сила визначається за формулою:

$$P_{zin} = -\Lambda_{pr} \left[\ddot{\psi}(t)(x_s + x_{pr} - x_g) - \ddot{\zeta}(t) \right], \quad (4.36)$$

де Λ_{pr} — прилучені маси ГГ, кг. Експериментально доведено, що обертання ГГ практично не впливає на величину прилучених мас [253].

Існує декілька підходів до розрахунку прилучених мас ГГ [248, 250, 253, 253]. У дисертації використовується емпірична формула для визначення величини прилучених мас ГГ, що оснований на систематичних експериментальних даних

та враховує його основні геометричні параметри [253], яку можна записати у вигляді:

$$\Lambda_{pr} = [k(A_e/A_0)(1 + 1,66P/D) + 0,083P/D] \frac{7,85 - Z}{4,85} \rho_m V_{pr}, \quad (4.37)$$

де $Z = 2 \dots 5$ – кількість лопатей ГГ; k – поправка на дискове відношення A_e/A_0 ; P/D – крокове відношення; $\rho_m = 7390 \text{ кг/м}^3$ – щільність матеріалу експериментальної моделі; V_{pr} – об'єм ГГ, м^3 . Поправка k визначається за графіком у [253], але для зручності програмування її було апроксимовано формулою:

$$k(A_e/A_0) = 0,05069 \exp(0,726A_e/A_0) + 0,0003509 \exp(4,014A_e/A_0). \quad (4.38)$$

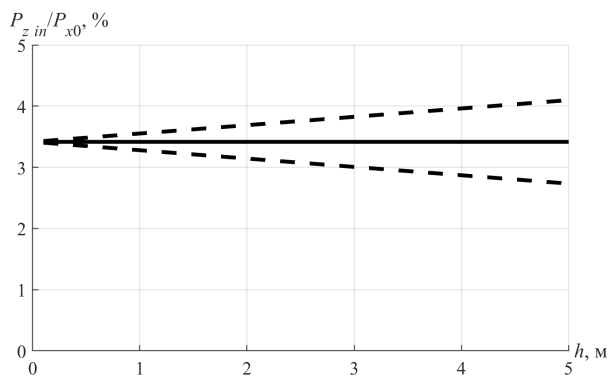
Об'єм ГГ можна наближено оцінити наступним чином [248]:

$$V_{pr} = Z \int_{r_0}^R A_{sec}(r) dr + \pi(r_0 - d_{sh}/2)^2 l_0, \quad (4.39)$$

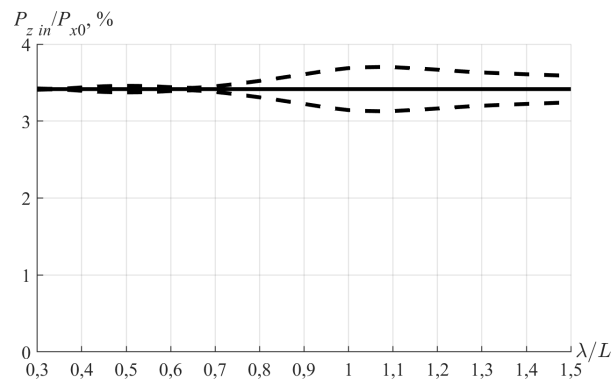
де r_0 та l_0 – радіус та довжина маточини, м; d_{sh} – діаметр вала під маточиною, м; $A_{sec}(r) \approx 0,6C(r)T_{\max}(r)$ – площа перерізу лопаті, м^2 .

Для ГГ судна KCS прилучені маси, розраховані за формулою (4.37), віднесені до маси ГГ дорівнюють $\Lambda_{pr}/M_{pr} = 0,191$. У той же час, прилучені маси, розраховані за формулами Schwanecke Н. [248] та Parsons М. G. [250], дорівнюють $\Lambda_{pr}/M_{pr} = 0,354$ та $\Lambda_{pr}/M_{pr} = 0,356$ відповідно. Така велика різниця може бути пояснена використанням різних методів для отримання розрахункових виразів: формули у [248, 250] засновані на теоретичних розрахунках за теорією несущої лінії, яка, як було сказано раніше, має багато припущень. Таким чином, на думку автора дисертації, більш надійною є емпірична формула (4.37).

Були виконані розрахунки інерційних навантажень гідродинамічної природи на ГГ судна KCS в залежності від висоти h та довжини хвилі λ . З рис. 4.9а видно, що інерційні сили також мають лінійну залежність від висоти хвилі. Щодо впливу довжини хвилі (рис. 4.9б), то інерційні сили мають в істотні значення лише при $\lambda/L > 0,7$ і максимум $P_{zin}/P_{x0} = 0,3\%$ при $\lambda/L = 1,1$, де має місце резонанс хитавиці. У цілому, вертикальні інерційні сили гідродинамічної природи на ГГ від хитавиці мають значно менші значення ніж квазістаціонарні вихрові сили. Це спричинено малою частотою коливань судна σ , яка є множником у квадраті у виразах для прискорень від хитавиці (4.6). Частота динамічних коливань



(а) Залежність від висоти хвилі



(б) Залежність від довжини хвилі

Рисунок 4.9 — Інерційні навантаження на ГГ гідродинамічної природи

валопроводу у розрахунках вібрації значно більша, тож і інерційні сили мають більші значення у розрахунках.

Слід також зазначити, що у всіх станах валопроводу, як статичних так і динамічних, слід враховувати вагу ГГ і силу плавучості у станах, де ГГ частково або повністю занурений у воду. Ці сили повністю зануреного ГГ визначаються за формулами:

$$P_{zw} = \rho_{pr} g V_{pr}; \quad P_{zb} = \rho_w g V_{pr}, \quad (4.40)$$

де ρ_{pr} — щільність матеріалу ГГ, кг/м^3 ; ρ_w — щільність забортної води, кг/м^3 .

4.3 Зміщення підшипників валопроводу від деформації корпусу судна

У підрозділі 4.3 описано метод розрахунку зміщень підшипників валопроводу, викликаних загальним повздовжнім згином корпусу судна, що в свою чергу спричинений зміною посадки судна та хвильовими навантаженнями на корпус. Згин корпусу судна розраховується шляхом чисельного інтегрування диференційного рівняння згину непризматичної балки. Також у підрозділі розглянуто методологію оцінювання переміщень підшипників валопроводу від місцевого згину днищового перекриття МВ, спричиненого зміною посадки судна на гідродинамічними тисками на днищову обшивку МВ під час хитавиці. Згин перекриття розраховується із застосуванням МСЕ у стержневій ідеалізації.

4.3.1 Моделювання загального згину корпусу судна

Під час експлуатації судна його корпус зазнає деформацій що, спричинені зміною стану завантаження, зовнішніми силами від хитавиці на хвилях, тощо. Оскільки корпуси підшипників жорстко з'єднані з корпусними конструкціями судна, підшипники зміщуються разом з корпусом. Зазвичай зміщення підшипників не є однаковими і, таким чином, вони будуть зміщуватися один відносно одного, спричиняючи тим самим додатковий згин валів. Зазвичай валопровід має велику жорсткість, що призводить до великих змін у навантаженнях на валопровід навіть при відносно невеликих деформаціях корпусу. Таким чином слід враховувати деформацію корпусних конструкцій у розрахунках центрування валопроводу.

У будівельній механіці корабля прийнято розділяти деформацію корпусу судна на загальну повздовжню та місцеву окремих перекриттів. Нижче описано методологію оцінювання зміщень підшипників як від загального згину корпусу судна, так і від місцевої деформації днищового перекриття МВ.

Найбільш точним методом розрахунку деформацій корпусу судна на даний час є моделювання повної конструкції судна за допомогою МСЕ. Цей підхід проте має значні недоліки, а саме:

- великий час підготовки моделі та розрахунку;
- зазвичай інженери, що виконують розрахунки валопроводу, не володіють детальною інформацією про конструкцію судна.

Для розрахунку згину корпусу судна у роботі використовується модель ЕБ як непризматичної безопорної балки, що зазнає деформації згину та зсуву [287]. Лінія прогину нейтральної осі ЕБ визначається як:

$$u_g(x) = u_{gb}(x) + u_{gs}(x), \text{ м}, \quad (4.41)$$

а кут повороту перерізу

$$\varphi_g(x) = \varphi_{gb}(x) + \alpha_{gs}(x), \text{ рад}, \quad (4.42)$$

де u_{gb} і φ_{gb} — прогин і кут повороту від згину; u_{gs} і φ_{gs} — прогин і кут повороту від зсуву. Граничні умови на кінцях цієї балки при $x = 0$ і $x = L$ наступні:

$$u_g(0) = u_g(L) = N_3(0) = N_3(L) = N_5(0) = N_5(L) = 0, \quad (4.43)$$

де N_3 та N_5 — перерізуюча сила та згинальний момент, Н та Нм відповідно.

Визначення прогину u_{gb} і куту повороту φ_{gb} від згину визначається інтегруванням рівняння згину непрямокутної нерівномірно навантаженої згинальним моментом балки [287]:

$$EI_y(x) \frac{d^2 u_{gb}(x)}{dx^2} = N_5(x), \quad (4.44)$$

де E — модуль пружності матеріалу корпусу, МПа; I_y — момент інерції поперечного перерізу судна, м⁴.

Однократне інтегрування рівняння (4.44) дає вираз для кута повороту перерізу

$$\varphi_{gb}(x) = \frac{du_{gb}(x)}{dx} = -\frac{\bar{N}_5 L}{EI_y} \left(\int_0^\xi f_b(\xi) d\xi - \int_0^1 \int_0^\xi f_b(\xi) d\xi d\xi \right), \quad (4.45)$$

а двократне — вираз для прогину [260, 287]

$$u_{gb}(x) = \frac{\bar{N}_5 L^2}{EI_y} \left(\int_0^\xi \int_0^\xi f_b(\xi) d\xi d\xi - \xi \int_0^1 \int_0^\xi f_b(\xi) d\xi d\xi \right), \quad (4.46)$$

де $\xi = x/L$ — безрозмірна подовжня координата; $f_b(\xi) = N_5(x) \bar{I}_y / [\bar{N}_5 I_y(x)]$; \bar{N}_5 — максимальний згинальний момент, Нм; \bar{I}_y — момент інерції міделевого перерізу, м⁴.

Визначення прогину u_{gs} від зсуву визначається інтегруванням рівняння зсуву непрямокутної нерівномірно навантаженої перерізуючою силою балки [329]:

$$-GA'(x) \frac{du_{gs}(x)}{dx} = N_3(x), \quad (4.47)$$

де A' — площа перерізу, що працює на зсув (площа вертикальних рамних в'язей: зовнішня обшивка борту, вертикальний кіль, днищові стрингери, тощо), м²; G — модуль пружності на зсув, Па.

Інтегрування рівняння (4.47) дає вираз для прогину від зсуву [287]

$$u_{gs}(x) = -\frac{\bar{N}_3 L}{GA'} \left(\int_0^\xi f_s(\xi) d\xi - \xi \int_0^1 f_s(\xi) d\xi \right), \quad (4.48)$$

де $f_s(\xi) = N_3(x) \bar{A}' / [\bar{N}_3 A'(x)]$; \bar{A}' — значення площі A' у міделевому перерізі, м²; \bar{N}_3 — максимальна перерізуюча сила, Н.

Як було показано у [277], кут повороту перерізу балки не дорівнює похідній від прогинів $\varphi_{gs} \neq du_{gs}/dx$ та буде не нульовим тільки за наявності зовнішніх сконцентрованих моментів. Оскільки у розрахунковій схемі згину корпусу судна відсутні сконцентровані зовнішні згинальні моменти, кут повороту перерізу від зсуву $\varphi_{gs} = 0$.

На тихій воді перерізаючи силу N_3 та згинальний момент N_5 можна визначити за наступними формулами [277]:

$$N_{3cw}(x) = \int_0^x [q_m(x) - q_r(x)] dx; \quad (4.49)$$

$$N_{5cw}(x) = xN_{3cw}(x) - \int_0^x x [q_m(x) - q_r(x)] dx, \quad (4.50)$$

де $q_m = mg$ — інтенсивність сил ваги, Н/м; $q_r = \rho_w g \omega_{fr}$ — інтенсивність сил підтримання, Н/м; m — погонна вага судна, кг/м; ω_{fr} — площа зануреної частини шпангоута, м².

Під час руху у реальних морських умовах на судно діють додаткові навантаження спричинені хвилями та хитавицею. Формули для визначення перерізаючих сил N_3 та згинальних моментів N_5 з урахуванням цих навантажень наведено у [289] та додатку И.

У відкритому доступі бракує даних про розподіл ваги m вздовж реальних суден для статистичного узагальнення. Якщо на стадії розрахунку центрування валопроводу таких даних про судно немає, розподіл маси вздовж судна може бути наближено представлений трапецією, наприклад [260, 287, 330, 331]. Автором дисертації пропонується наступні дещо узагальнені вирази для розподілу маси судна. Площа трапеції дорівнює водотоннажності судна, а її абсциса центра ваги збігається з абсцисою центра ваги (плавучості) судна у заданому стані навантаження. Якщо прийняти, що довжина трьох ділянок трапеції однакова, то можна отримати вираз для погонної ваги

$$m(x) = \begin{cases} 3(m_2 - m_1) x/L + m_1, & 0 \leq x < L/3; \\ m_2, & L/3 \leq x \leq 2L/3; \\ (m_3 - m_2)(3 x/L - 2) + m_2, & 2L/3 < x \leq L, \end{cases} \quad (4.51)$$

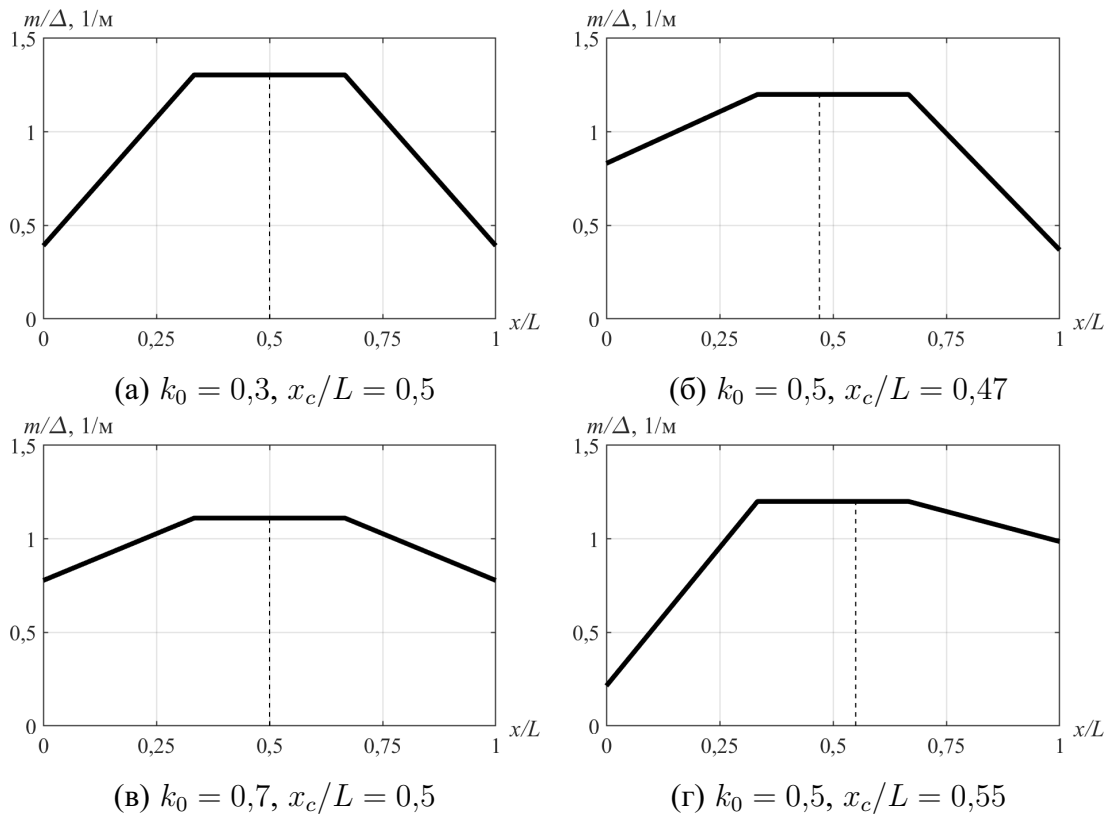


Рисунок 4.10 – Апроксимація розподілу ваги судна

де $m_2 = \Delta[3/(k_0 + 2)]/L$ – погонна маса судна у середній частині судна, кг/м; $m_1 = m_2(k_0 + k)$ та $m_3 = m_2(k_0 - k)$ – погонна маса на кормовому та носовому перпендикулярі відповідно, кг/м; $k = 18/7 (k_0 + 2)(0,5 - x_c/L)$ – коефіцієнт, що залежить від центру ваги судна; $k_0 \approx 0,3 \dots 0,7$ – коефіцієнт, що залежить від загостреності судна та впливає на момент інерції судна у розрахунках повздовжньої хитавиці; Δ – маса судна, кг; x_c – абсциса центра плавучості (ваги) судна, м. Приклад використання формули (4.51) для різних положень центра ваги та параметру k_0 наведено на рис. 4.10.

На жаль, у відкритому доступі також майже відсутні дані про розподіл моменту інерції I_y , площі на зсув A' та положення нейтральної вісі e вздовж судна, відомі лише грубі апроксимації [332]. Найбільш точним методом визначення цих залежностей, за наявності креслень поперечних перерізів конструкції судна, є прямий розрахунок у перерізах судна за рекомендаціями [287, 330, 331]. У разі наявності лише креслення міделевого перерізу, автором пропонується наступні апроксимації вздовж судна, які дозволяють наближено врахувати вплив геометрії

судна:

$$I_y(x) = I_y(L/2) \frac{\omega_{ud}(x)D(x)^2}{\omega_{ud}(L/2)D(L/2)^2}; \quad (4.52)$$

$$A'(x) = A'(L/2) \frac{\omega_{ud}(x)}{\omega_{ud}(L/2)}; \quad (4.53)$$

$$e(x) = D(L/2)\bar{e}(L/2) \frac{z_{cud}(x)}{z_{cud}(L/2)}, \quad (4.54)$$

$I_y(L/2)$, $A'(L/2)$ та $\bar{e}(L/2)$ – значення моменту інерції, площі на зсув та відносне положення нейтральної вісі у міделевому перерізі; ω_{ud} , z_{cud} та D – площа і апліката центру ваги площі шпангоуту до верхньої палуби та висота борту у перерізі.

Якщо під час розрахунку відсутні і креслення міделевого перерізу, то прогином від зсуву можна знехтувати, оскільки він має відносно малі значення, а момент інерції на міделі можна наближено прийняти за вимогами класифікаційних товариств до мінімальних значень [321, 322]

$$I_y(L/2) = 3 \cdot 10^{-8} C_w B L^3 (C_B + 0,7), \text{ м}^4, \quad (4.55)$$

де C_w – хвильовий коефіцієнт:

$$C_w = \begin{cases} 0,0856L, & L \leq 90 \text{ м}; \\ 10,75 - [(300 - L) / 100]^{3/2}, & 90 < L < 300 \text{ м}; \\ 10,75, & 300 \leq L \leq 350 \text{ м}. \end{cases} \quad (4.56)$$

Для наближеного оцінювання положення нейтральної вісі міделевого перерізу можна використовувати формулу Путова [272]

$$\bar{e}(L/2) = 0,275 + 0,0012L. \quad (4.57)$$

4.3.2 Моделювання місцевого згину днищового перекриття машинного відділення

Крім загальної деформації корпусу, підшипники валопроводу також зазнають зміщень від місцевого згину днищового перекриття МВ від поперечних навантажень, що спричинені зміною посадки судна та хвильовими навантаженнями.

Існує велика кількість наближених методів розрахунку НДС суднових перекриттів, наприклад метод зведення до балки на ПО [333], метод головних згинів (метод Папковича П. Ф.) [330, 331, 333] та інші [278, 331].

Для розрахунку НДС днищового перекриття у роботі використано найбільш універсальний метод — МСЕ [278], оскільки він, на відміну від згаданих вище методів, дозволяє врахувати усі особливості перекриття. Це особливо важливо у розрахунках днищових перекриттів МВ суден, де має місце нерегулярність конструкцій: ширина перекриття поступово звужується, флори змінюють конфігурацію по ширині судна, повздовжні рамні балки можуть мати неоднорідну жорсткість, змінювати напрям та (або) простягатися не по всій довжині машинного відділення. Основним недоліком розрахунку суднового перекриття за МСЕ є велика кількість вихідних даних, що призводить до росту часу підготовчого етапу та підвищує ймовірність помилки при вводі.

Дискретні стержневі моделі дозволяють наближено описати поведінку континуальних пружних систем (пластин, оболонок, об'ємних тіл тощо). Днищові перекриття транспортних суден, на які встановлюються підшипники валопроводу, представляють собою складну систему, що складається з елементів набору в двох взаємно–перпендикулярних напрямках і перев'язаних між собою одним чи двома настилами (флори, вертикальний кіль, днищові стрингери). Тому як фізичну модель перекриття застосовано стержневу ідеалізацію вихідної конструкції, що є загальновідомим підходом у суднобудівних розрахунках [278]. При цьому розрахунок виконується з припущенням, що горизонтальні лінійні переміщення та кути повороту у горизонтальній площині відсутні. Таким чином, перекриття може мати лінійні переміщення у вертикальному напрямку u_b , а також кути повороту відносно осей x і y — φ_{bx} та φ_{by} відповідно. Опис складання МЖ для розрахунку стержневих систем за МСЕ детально описано у додатку А.

Розрахунок геометричних характеристик балок набору (момент інерції та площа на зсув) розраховується аналогічно до ЕБ (пункт 4.3.1). Для врахування настилу 2-го дна та зовнішньої обшивки до поперечного перерізу в'язей (флорів, вертикального кіля, днищових стрингерів) необхідно додати приєднаний пояс, товщина якого дорівнює товщині листа настилу 2-го дна або зовнішньої обшив-

ки, а ширина визначається виразом [321, 322, 330, 334]

$$b = \min \left(\frac{l}{6}, \frac{a_1 + a_2}{2} \right), \quad (4.58)$$

де l — прогін балки набору між опорами; a_1 та a_2 — відстань балки до найближчих балок того самого напрямку по обидві сторони від неї.

Опорами днищових перекриттів виступають перпендикулярні до них перекриття (борта, поперечні та повздовжні перебірки). Взаємозв'язок розрахункового перекриття з сусідніми перекриттями слід враховувати за допомогою коефіцієнтів піддатливості, але з достатньою точністю можна використовувати рекомендації [278, 330], тобто приймаються наступні граничні умови на контурі днищового перекриття:

- жорстке затиснення стрингерів та вертикального кіля на поперечних перебірках;
- вільне опирання флорів на борти, якщо борта не подвійні;
- жорстке затиснення флорів на борти, якщо борта подвійні.

На днищове перекриття діє гідростатичний і гідродинамічний тиск заборотної води, та сили ваги обладнання та конструкцій МВ. У роботі прийнято припущення, що усе навантаження на днищове перекриття МВ сприймається флорами як розподілене навантаження постійного значення за шириною перекриття та змінного за довжиною

$$q_f(x) = 0.5(a_1 + a_2)p_f, \text{ Н/м}, \quad (4.59)$$

де p_f — розрахункові тиски в перерізі флору, Па.

У загальному вигляді розрахункові тиски, що діє на днищове перекриття під час хитавиці, у роботі наближено визначається як суперпозиція низки навантажень

$$p_f(x, t) = p_m + p_r + p_h + p_s, \text{ Па}, \quad (4.60)$$

де компоненти визначаються наступним чином:

- розрахункові тиски від інерційних сил

$$p_m = \frac{m_b}{b} \left[-g - \ddot{\zeta}(x, t) + (x - x_g)\ddot{\psi}(x, t) \right]; \quad (4.61)$$

- гідростатичні тиски

$$p_r = \rho_w g [z_b - \zeta(x, t) + (x - x_f)\psi(x, t)]; \quad (4.62)$$

- розрахункові тиски від інерційно–демпфуючих сил та дифракційної частини збурювальних сил

$$p_h = \frac{1}{b} \frac{d}{dx} [F_{30}(x,t) + F_{30}^0(x,t)]; \quad (4.63)$$

- тиски від головної частини збурювальних сил

$$p_s = \sum_{i=1}^{\infty} \rho_w g r_i e^{k_i z_b + i(\sigma_i t + k_i x)}, \quad (4.64)$$

де $z_b = d + (x - L/2) \sin(\Delta d/L)$ – відстань днища до нульового рівня води, м; де $m_b = k_m m$ – частина розподіленої маси, що приходить на днищове перекриття, кг/м; $k_m = 0,5$ – прийнятий у роботі коефіцієнт; b – ширина ватерлінії у перерізі, м; x_f – абсциса центра ваги ватерлінії, м; $F_{30}(x)$, F_{30}^0 , r_i , k_i , σ_i – описані у додатку И.

Для розрахунку на тихій воді вираз для розрахункових тисків може бути значно спрощений до наступного

$$p_f(x) = g [\rho_w z_b - m_b/b_b]. \quad (4.65)$$

Після того як визначені розподілені навантаження на флори, вони приводяться до вузлових сил і моментів розрахункової схеми перекриття за формулами (А.19). Далі розрахунок вузлових переміщень виконується шляхом розв'язання системи рівнянь (А.1). Переміщення у точках під підшипниками з положенням, що не відповідає вузлам розрахункової схеми перекриття, може бути визначено за апроксимацією (А.8).

Для верифікації розробленої програми розрахунку деформації було виконано розрахунок детальної пластинчастої моделі днищового перекриття судна проекту 1596 [268] за МСЕ у програмному комплексі «ANSYS® Academic Research Mechanical, Release 18.0» [335].

Днищове перекриття має довжину 24 м, ширину на носовій та кормовій перебірках МВ 16,2 м та 1,4 м відповідно, вертикальний кіль, та по два днищових стрингери на кожний борт на відстані 1,9 м та 5,2 м відповідно. Висота подвійного дна дорівнює 1,85 м, а у районі картерної ями – 1,25 м. Картерна яма також підкріплена фундаментом двигуна. Детальні характеристики перекриття наведено у [268], а розрахункова моделі у програмному комплексі «ANSYS» та

стержева модель наведені на рис. 4.11 та 4.12а відповідно. Матеріал корпусу перекриття є конструкційна сталь з наступними основними механічними характеристиками: модуль пружності на розтягування–стискання $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$. Як граничні умови для перекриття прийнято вільне опирання по бортах та жорстке затиснення на перебірках. Як зовнішні сили прийнято гідростатичний тиск заборотної води $p_f = 35,6$ кПа, що рівномірно діє на днищову обшивку при осадці $d = 3,54$ м.

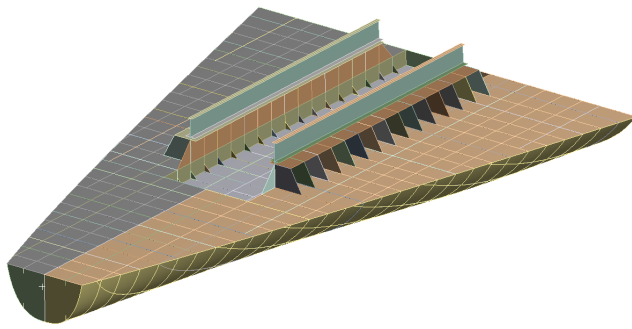
На рис. 4.11б та 4.12б наведено епюри вертикальних прогинів днищового перекриття u_b під дією гідростатичного тиску p_f , отриману розрахунком у програмі «ANSYS» та розробленій програмі відповідно. На рис. 4.13 наведено відповідні графіки прогинів днища u_b у ДП. З графіків видно, що результати за розробленою програмою з достатньою точністю відповідають розрахункам у «ANSYS». Похибка у максимальних прогинах днища складає менше 3%, що говорить про можливість використання розробленої програми для досліджень та інженерної практики оцінювання зміщень підшипників від деформації днищового перекриття. Мають місце відмінності у прогинах перекриття у кормовій частині, які на думку автора спричинені завищеною жорсткістю флорів у цьому районі, які насправді мають менший момент інерції біля бортів, що враховано у пластинчатій моделі. Однак слід зазначити, що у реальній судновій конструкції жорсткість кормових флорів буде дещо збільшена за рахунок шпангоутів і прогини реальної конструкції у кормовій частині будуть ближче до результатів стержевої моделі.

4.3.3 Вплив корпусних деформацій на компоненти НДС при згинанні валопроводу

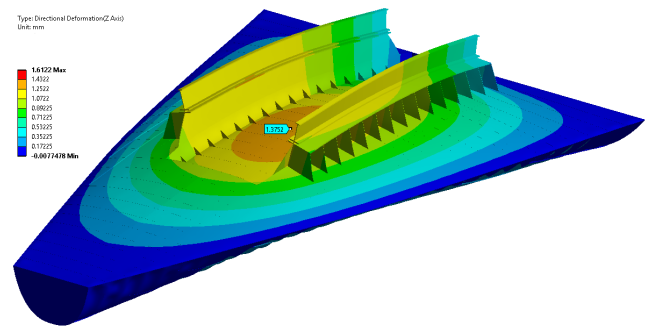
Загальний та місцевий згин корпусу судна призводять до лінійних w_z та кутових w_y переміщень підшипників у вертикальній площині. Оскільки деформація судна має невеликі значення і є лінійною, сумарні переміщення підшипників від деформації корпусу визначаються суперпозицією

$$w_{zh0} = w_{zg} + w_{zb}, \text{ м}; \quad \alpha_{zh0} = \alpha_{zg} + \alpha_{zb}, \text{ мм/м}. \quad (4.66)$$

Відповідні компоненти виразів (4.66) можуть бути визначені з урахування відстані підшипника від нейтральної осі наступним чином:



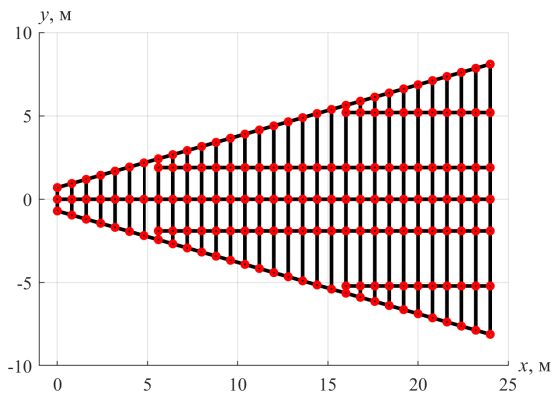
(a) Пластиначата модель



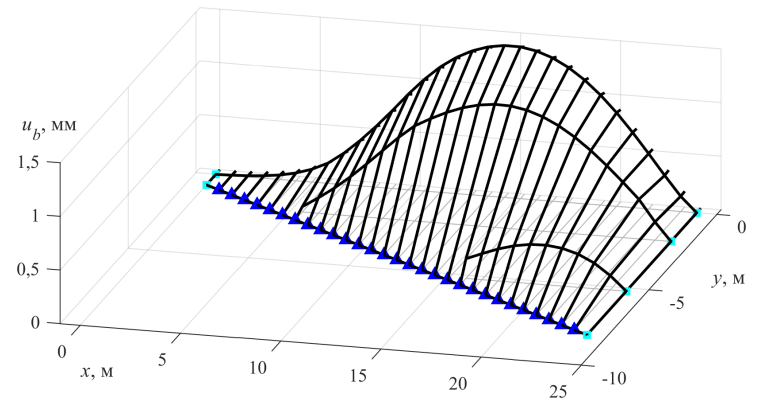
(б) Прогини

Зображення використані з дозволу «ANSYS, Inc».

Рисунок 4.11 — Модель днищового перекриття проекту 1596 у «ANSYS»



(a) Стержнева модель



(б) Прогини

Рисунок 4.12 — Стержнева ідеалізація днищового перекриття проекту 1596

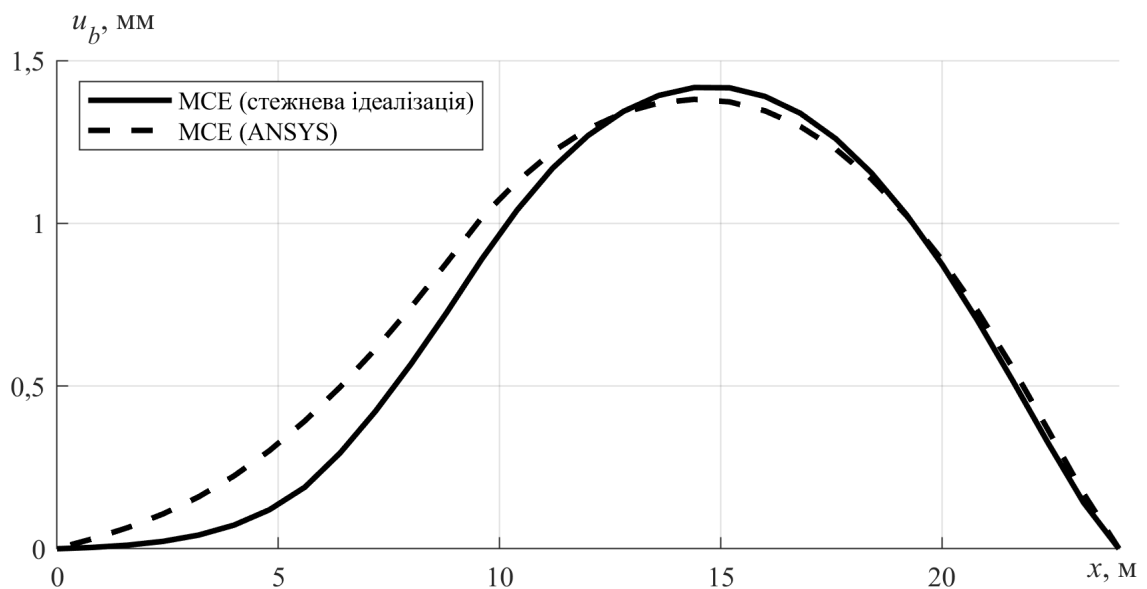


Рисунок 4.13 — Прогин днищового перекриття проекту 1596 у ДП

- лінійні зміщення від загального згину корпусу судна

$$w_{zg} = u_g(x_{bs}) - (z_s - e(x_{bs}))(1 - \cos[\varphi_g(x_{bs})]), \text{ м}; \quad (4.67)$$

- кутові зміщення від загального згину корпусу судна

$$\alpha_{zg} = \tan[\varphi_g(x_{bs})], \text{ мм/м}; \quad (4.68)$$

- лінійні зміщення від місцевого згину днищового перекриття

$$w_{zb} = u_b(x_{bs}, y_s) - (z_s - z_{na}(x_{bs}, y_s)) \times \\ \times (2 - \cos[\varphi_{by}(x_{bs}, y_s)] - \cos[\varphi_{bx}(x_{bs}, y_s)]), \text{ м}; \quad (4.69)$$

- кутові зміщення від місцевого згину днищового перекриття

$$\alpha_{zb} = \tan[\varphi_{by}(x_{bs}, y_s)], \text{ мм/м}. \quad (4.70)$$

де $x_{bs} = x_s + x_b$ — положення підшипника у системі координат судна, м; z_{na} — положення нейтральної осі в'язі, на якій стоїть підшипник, м.

Крім того, якщо валопровід розташований не в ДП (два або більше ГГ), згин днищового перекриття може спричиняти горизонтальні лінійні зміщення підшипників

$$w_{yb} = -(z_s - z_{na}(x_{bs}, y_s)) \sin[\varphi_{bx}(x_{bs}, y_s)], \text{ м}. \quad (4.71)$$

При розрахунках центрування валопроводу цікаві лише зміщення підшипників відносно стану навантаження судна при центруванні з осадкою d_{al} та диферентом Δd_{al} . Таким чином, для експлуатаційного стану навантаження судна з осадкою d та Δ зміщення підшипників визначаються за формулами (4.66).

$$w_{zh} = w_{zop} - w_{zal}; \quad \alpha_{yh} = \alpha_{yop} - \alpha_{yal}, \quad (4.72)$$

де w_{zop} та α_{yop} — зміщення підшипників визначені для розрахункового стану навантаження судна з урахуванням хвильового зовнішнього навантаження, а w_{zal} та α_{yal} — для стану навантаження судна при центруванні на тихій воді.

Оскільки у розрахунках центрування важливі лише зміщення підшипників один відносно одного, то доцільним є перерахунок зміщень підшипників відносно лінії, що проходить через центри крайніх підшипників. Рівняння лінії відліку отримано за умови $w_{zh1} = w_{zhn} = 0$, де n — кількість підшипників у схемі.

Таким чином, остаточні значення зміщень підшипників від деформації корпусу судна визначається за формулами:

$$w_{zhi} = w_{zh0i} - (c_1 x_{bi} + c_2); \quad \alpha_{yhi} = \alpha_{yh0i} + c_1, \quad (4.73)$$

де $i = 1, 2, \dots, n$ — номер підшипника по порядку; c_1 та c_2 — коефіцієнти лінійного рівняння:

$$c_1 = (w_{zh0n} - w_{zh01}) / (x_{bn} - x_{b1}); \quad c_2 = w_{zh01} - c_1 x_{b1}. \quad (4.74)$$

Крім деформацій корпусу, спричинених силами ваги, гідростатичного підтримання та хвильових навантажень, на зміщення підшипників також впливають деформації корпусу судна від нерівномірної температури корпусу або від її зміни у часі [268, 270]. Задача прогнозу розподілу температури корпусу судна у часі є складною стохастичною задачею, яка досі не розв'язана і виходить за рамки даної дисертації. Тому у роботі прийнято припущення, що температура корпусу судна однакова не впливає на зміщення підшипників. Виключенням є температурні зміщення підшипників ГД під час його роботи, що регламентуються виробниками суднових дизелів і враховуються у розрахунках, якщо є відповідні дані.

Використовуючи розроблені алгоритми та формули, було виконано дослідження впливу деформацій корпусу на компоненти НДС при згинанні валопроводу. Як об'єкт дослідження було прийнято контейнеровіз 4400 TEU, детальна інформація про нього наведена у додатку К, а саме основні параметри судна (табл. К.1), форма шпангоутів (рис. К.2), схема міделевого перерізу (рис. К.3), розподіл ваги, моменту інерції та площі на зсув ЕБ вздовж судна (рис. К.4, К.5 та К.6), схема днищового перекриття МВ та характеристики перерізів (рис. К.7 та табл. К.2), характеристики валопроводу (рис. К.8 та табл. К.3), підшипників (табл. К.4) та ГГ (рис. К.9, табл. К.5 та К.6). Під час дослідження вважалося, що інерційні сили від хитавиці, гідродинамічні сили на ГГ та змащення у підшипниках відсутні. Таким чином, враховувалися лише додаткові зміщення підшипників від деформацій корпусу судна.

На рис. 4.14а наведено прогини, згинальні моменти та перерізуючі сили ЕБ у стані навантаження судна під час центрування та на проектній посадці. Видно, що хоча різниця стрілок прогину судна дорівнює 150 мм, відносні переміщення

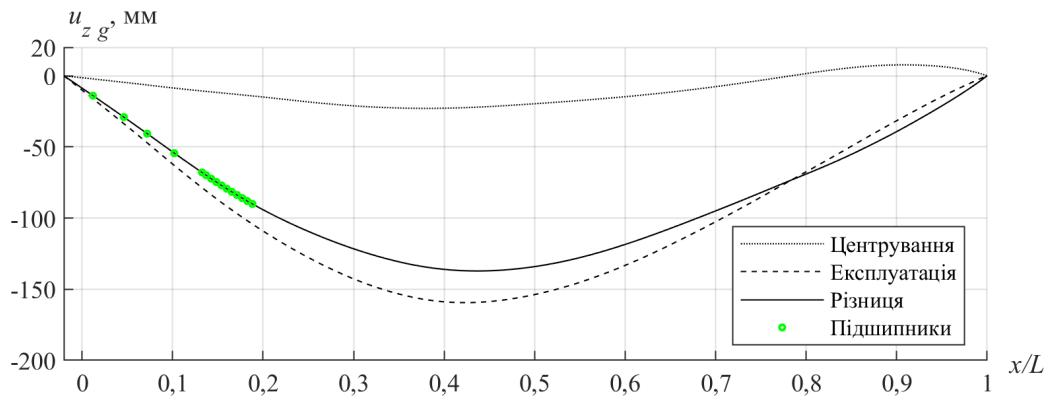
підшипників невеликі. Це пояснюється тим, що у кормовій частині згинальні моменти мають невеликі значення, а зсув складає до 20% від загального прогину.

На рис. 4.15 наведено прогини днищового перекриття у ДП при стані навантаження під час центрування та стані експлуатації. Оскільки навантаження ваги обладнання та корпусу на днищове перекриття як правило у всіх станах навантаження близьке, воно не враховувалося у розрахунку, оскільки у розрахунках валопроводу важлива лише різниця у прогинах порівняно з прогином під час центрування. Як видно, у кормовій частині перекриття прогини незначні через малу ширину перекриття, тому високу жорсткість. Максимальні прогини перекриття приходяться на район розташування ГД. Корпус двигуна жорстко з'єднаний з днищовим перекриттям, тож має підвищувати жорсткість і зменшувати значення прогинів, але через те, що відсутні дані про конструкцію корпусу двигуна, він не був врахований при розрахунку жорсткості в'язей перекриття. Однак слід зазначити, що це може дати трохи завищені значення прогинів, але не вплине якісно на результати дослідження.

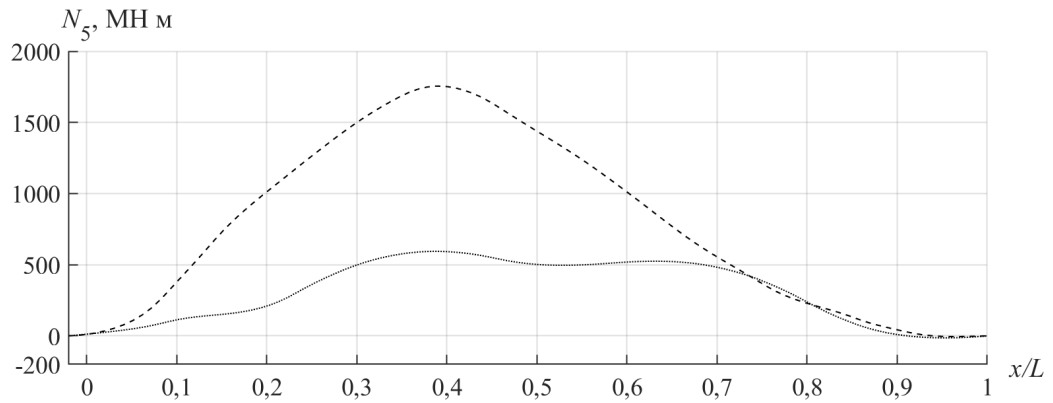
Результати розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу під час центрування та в експлуатаційному стані навантаження наведено на рис. 4.16. Оскільки зміщення підшипників від деформацій корпусу були перераховані за формулами (4.73), лінійні зміщення дейдвудного і носового підшипника двигуна нульові. Можна помітити, що кутові переміщення підшипників забезпечують добре прилягання вала до поверхні вкладишів. Слід також зазначити, що має місце значний згин колінчастого вала двигуна внаслідок деформації днищового перекриття.

Проведено аналіз амплітуд прогинів ЕБ, днищового перекриття та відповідних зміщень та реакцій підшипників на регулярному хвилюванні. Виконувалося два набори розрахунків: при фіксованій довжині хвилі $\lambda/L = 1$ та різних висотах хвиль $h = 0,1 \dots 10$ м; при фіксованій висоті хвилі $h = 2$ м та різних довжинах хвиль $\lambda/L = 0,3 \dots 1,5$. Не приводяться графіки залежності стрілок прогинів ЕБ, днищового перекриття та відповідних зміщень підшипника від висоти хвилі, оскільки ці залежності є лінійними.

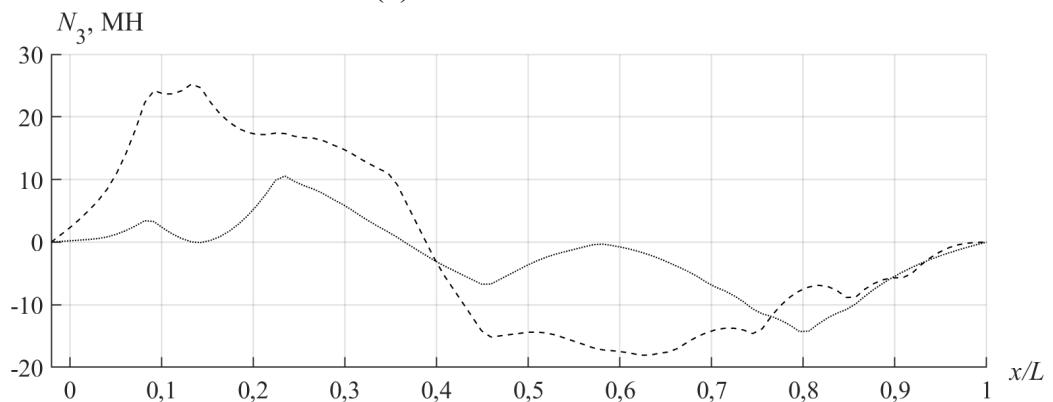
На рис. 4.17а наведено залежності амплітуди стрілок прогину ЕБ та днищового перекриття від довжини хвилі. Можна помітити, що стрілки прогину ЕБ приблизно у 100 разів більше за стрілку прогину днищового перекриття. Ма-



(а) Прогин еквівалентного бруса



(б) Згинальні моменти



(в) Перерізуюча сили

Рисунок 4.14 — Параметри згину еквівалентного бруса

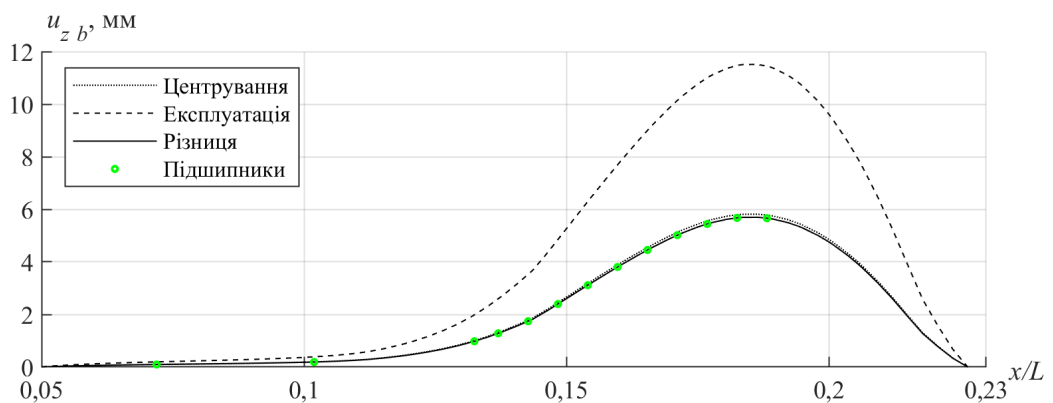


Рисунок 4.15 — Прогин днищового перекриття у ДП

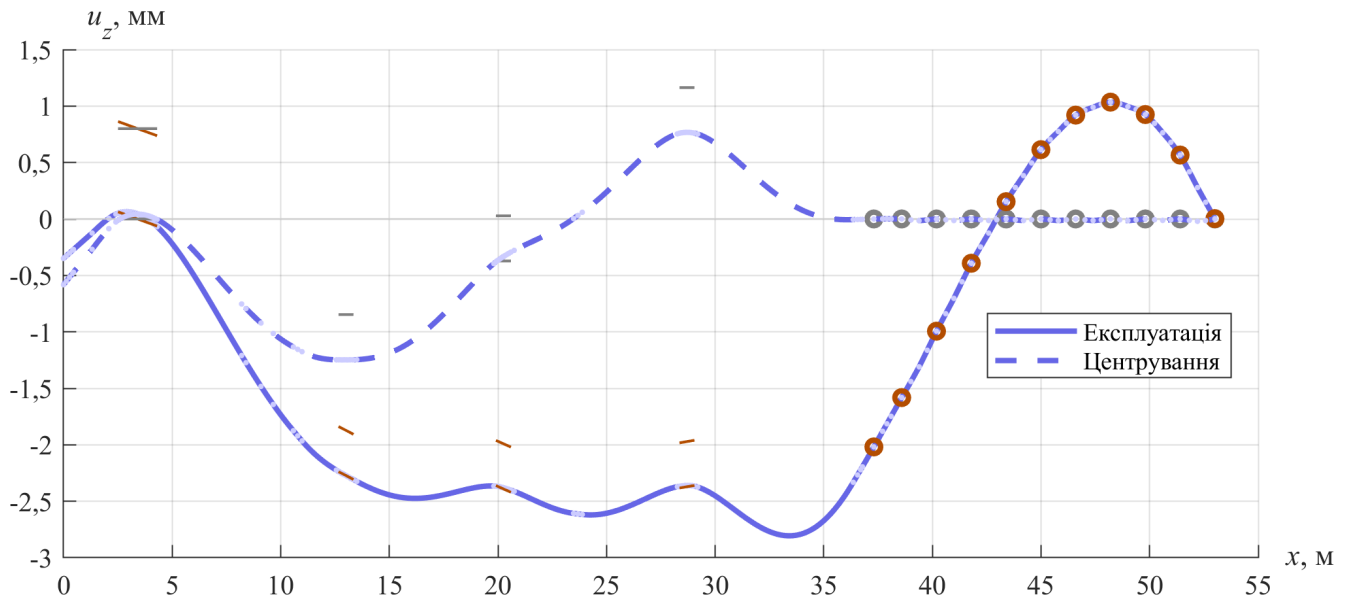


Рисунок 4.16 — Прогин валопроводу під час центрування та на проектній посадці

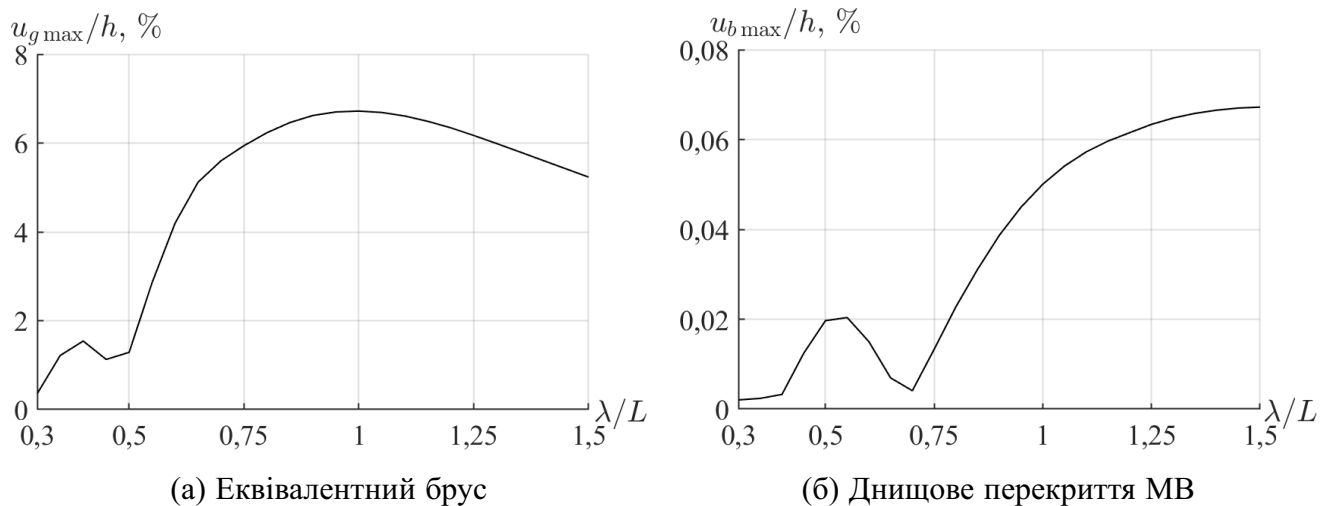
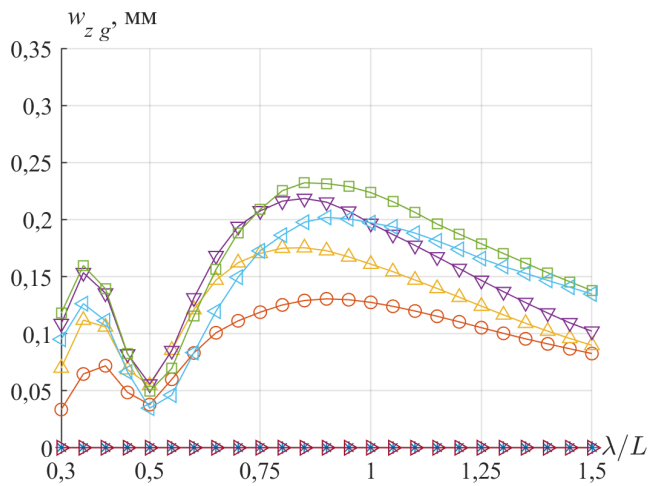


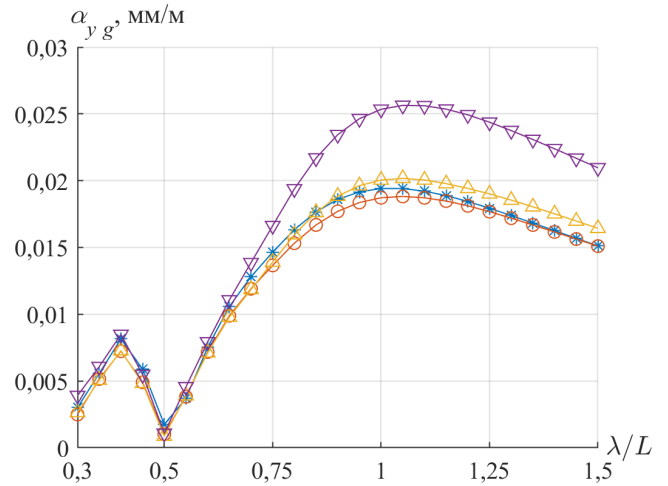
Рисунок 4.17 — Амплітуда максимальної стрілки прогину корпусу судна

Максимальні значення амплітуд стрілки прогину ЕБ мають місце при $\lambda/L = 1$, на відміну від днищового перекриття, для якого амплітуда стрілки прогину монотонно збільшується у діапазоні $\lambda/L = 0,7 \dots 1,5$. Це говорить про необхідність аналізувати деформації корпусу судна на нерегулярному хвилюванні з врахуванням спектрів хвилювання.

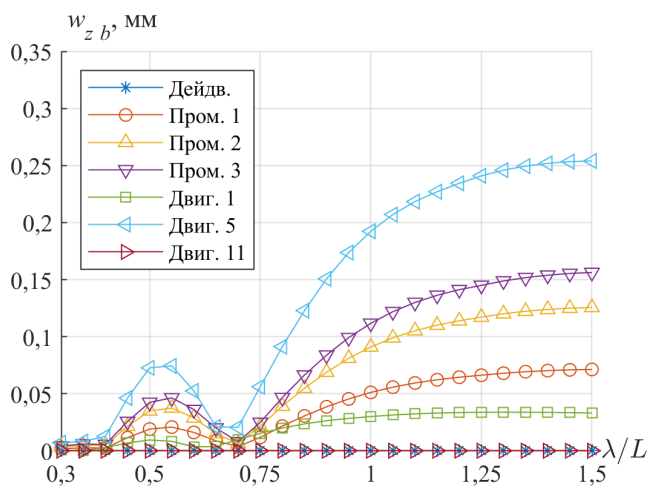
На рис. 4.18 наведено залежності лінійних та кутових зміщень підшипників валопроводу у вертикальній від загального згину корпусу судна та місцевого згину днищового перекриття. Залежність зміщень підшипників від довжини хвилі якісно повторює залежності від стрілок прогинів ЕБ та перекриття (4.17).



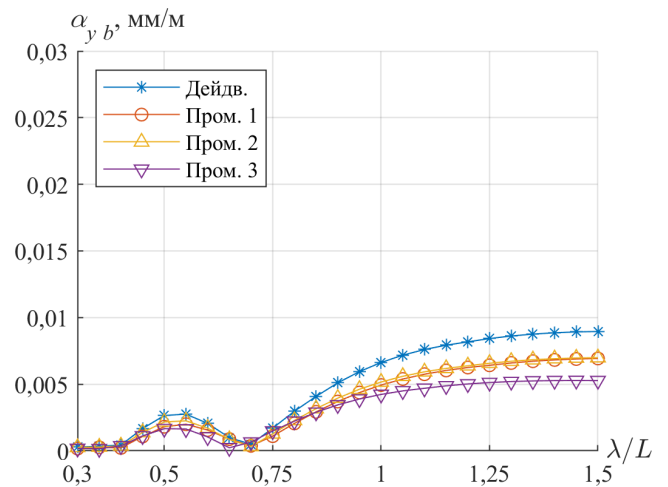
(a)



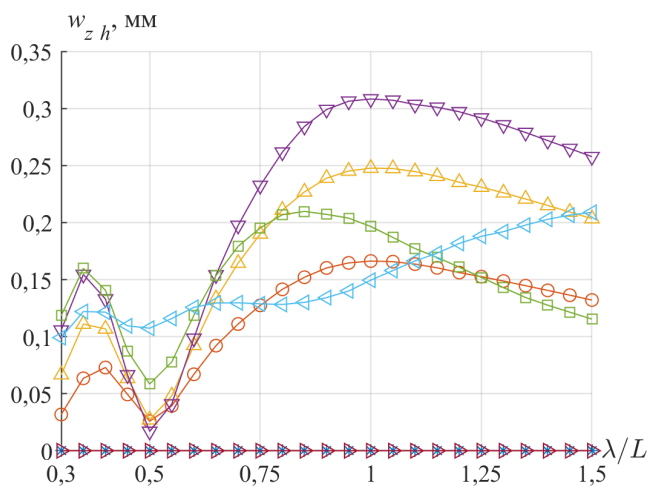
(б)



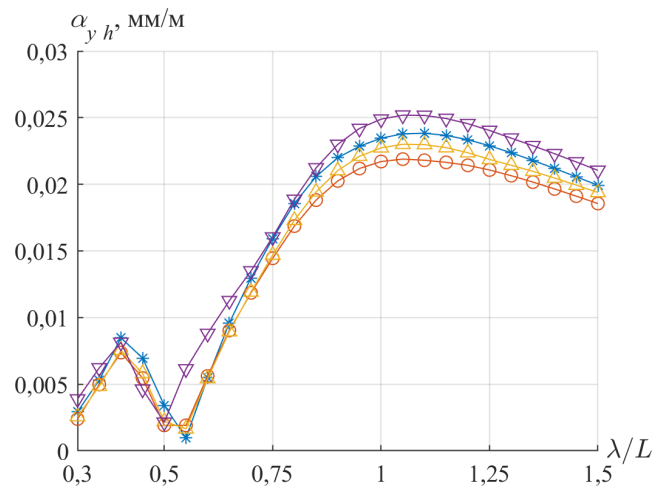
(в)



(г)



(д)



(е)

Рисунок 4.18 — Амплітуди лінійних та кутових зміщень підшипників від деформації корпусу на хвилях

Як видно, порядок лінійних зміщень від загальної (рис. 4.18а) та місцевої деформації корпусу судна (4.18в) приблизно однаковий, не дивлячись на те, що стрілка прогину при загальному згині у 100 разів більша за стрілку прогину днищового перекриття. Графіки амплітуд сумарних лінійних зміщень підшипників (рис. 4.18д) показують, що в залежності від положення підшипника, загальний і місцевий згин корпусу судна можуть бути у тій самій фазі (наприклад проміжні підшипника та перший підшипник двигуна), а можуть накладатися зі зсувом фаз (наприклад деякі підшипники двигуна). Це говорить про те, що арифметична сума зміщень від загального та місцевого згину може дати значну похибку і, оскільки більші зміщення підшипників не обов'язково призводять до гірших умов для валопроводу, ця похибка не однозначно у безпечну сторону.

Щодо кутових зміщень (рис. 4.18б, 4.18г та 4.18е), то наведені графіки тільки для дейдвудного та проміжних підшипників, оскільки підшипники двигуна моделювалися вузловими опорами. Можна помітити, що графіки кутових зміщень дуже близькі для різних підшипників. Це пояснюється тим, що основний вклад у кутові зміщення вноситься додатковим кутом перерахунку відносно крайніх підшипників (4.73), який однаковий для всіх підшипників. Також слід зазначити, що вклад загального згину (рис. 4.18б) у кутові зміщення значно більший за місцевий згин (рис. 4.18г).

На рис. 4.19 наведено залежності амплітуд додаткових навантажень на підшипники валопроводу від зміщень підшипників, що спричинені деформацією корпусу судна на регулярних хвилях. Видно, що залежність амплітуд реакцій від висоти хвилі має переважно лінійний характер з невеликими відхиленнями при великих висотах хвиль (рис. 4.19а). Залежності амплітуд навантажень від довжини хвилі для різних підшипників мають різний характер на положення екстремумів (рис. 4.19б), що свідчить про необхідність виконувати розрахунки на нерегулярному хвилюванні з урахуванням відповідних висот та довжин гармонік при заданих характеристиках морських хвиль. У цілому, додаткові навантаження досягають 1% на кожні 2 м висоти хвилі від навантажень на тихій воді, що показує не значну роль деформацій корпусних конструкцій на хвилях у роботі валопроводу.

Слід зазначити, що в силу обмеженості об'єму дисертації, дослідження проводилося для одного типового судна, тому може аналогічні результати можуть

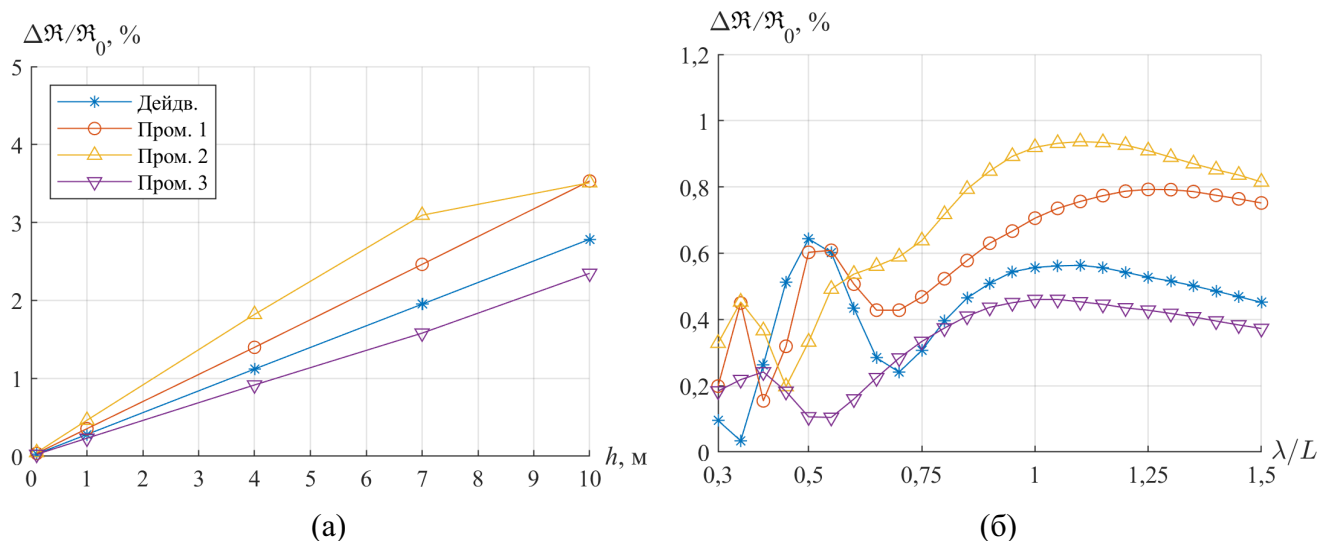


Рисунок 4.19 — Амплітуди додаткових навантажень на підшипники від деформацій корпусу судна на хвилях

спостерігатися у близьких за призначенням, формою та конструкцією корпусу суден. У наступних дослідженнях слід також проаналізувати вплив деформацій корпусу на хвилях на роботу валопроводу для інших типів суден з іншими розмірами для того, щоб отримати більш узагальнені висновки. Оскільки залежність моменту інерції, площі на зсув та положення нейтральної вісі ЕБ була порахована лише у міделевому перерізі, а у інших перерізах були застосовані апроксимації (4.52)–(4.54), слід дослідити відповідність цих апроксимацій реальним залежностям для суден, але таке дослідження виходить за рамки цієї дисертації.

4.4 Основні результати та висновки з розділу 4

1. Описано основні концепції розрахунку хитавиці судна на нерегулярному морському хвилюванні у частотній та часовій області на основі гідродинамічної теорії хитавиці та спектральної теорії нерегулярного хвилювання. Також описано підхід до рандомізованої дискретизації хвильового спектра, наближеного методу визначення швидкості судна на хвилях, довготермінових розподілів режимів хвилювання. Виконано перевірку запрограмованого розрахунку хитавиці шляхом порівняння з результатами розрахунків різних класифікаційних товариств.

2. Досліджено істотні прискорення на різних інтенсивностях хвилювання та

максимально можливі прискорення, що діють у районі валопроводів суден з різною довжиною. Розраховані максимальні прискорення були порівняні з розрахунками за рекомендаціями різних класифікаційних товариств, які дають значний розкид значень. Визначено, що рекомендації DNV та PCY дають найближчі результати до прямого розрахунку, тому можуть бути використані для наближених розрахунків прискорень. У цілому, максимальні прискорення від повздожньої хитавиці у районі ГГ можуть досягати значень $0,77g$.

3. Описано метод визначення інерційних навантажень механічної природи на елементи валопроводу при повздожній хитавиці на нерегулярних хвилях. Досліджено вплив інерційних навантажень на навантаження підшипників валопроводу на різних режимах хвилювання та в екстремальних умовах. Наведено діаграми додаткових амплітуд навантажень на підшипники в залежності від довжини судна та інтенсивності хвилювання, які можуть бути використані для наближеного оцінювання при початкових стадіях проектування валопроводу. В залежності від довжини судна, максимальна амплітуда додаткових інерційних навантажень на дейдвудний підшипник може складати від 60% до 90% від навантаження на тихій воді.

4. Описано застосування методу «схема А», що заснований на теорії несучої поверхні, до розрахунку квазістаціонарних та періодичних сил та моментів, що діють на ГГ під час руху судна на тихій воді та на хитавиці. Використаний метод перевірено шляхом порівняння результатів тестового розрахунку навантажень на ГГ судна KCS з аналогічними результатами, отриманими за допомогою обчислювальної гідродинаміки, а також статистичними даними. Показано, що метод дає прийнятну точність для задачі, що розглядається.

5. Досліджено залежність амплітуд квазістаціонарних поперечних навантажень на ГГ, спричинених регулярними хвилями та хитавицею, від висоти та довжини хвилі. Показано, що при відносній зустрічній хвилі приблизно $\lambda = 1,1$ амплітуда додаткових квазістаціонарних навантажень найбільша. повздожня хитавиця більш за все впливає на величину вертикальної сили та горизонтального згинального моменту, що пояснюється додатковими дотичними швидкостями у диску ГГ. Також відзначено, що додаткові квазістаціонарні вихрові сили та моменти на ГГ від хитавиці мають значно більші значення, ніж інерційні сили гідродинамічної природи. Наведено значення додаткових квазістатичних та пе-

ріодичних навантажень на ГГ під час хитавиці, які можна використовувати для наближеного оцінювання на початкових стадіях проектування валопроводу.

6. Описано методологію оцінювання загальних деформацій корпусу судна шляхом чисельного інтегрування рівняння згину та зсуву непризматичної балки та місцевих деформацій днищового перекриття МСЕ у стержневій ідеалізації від зміни посадки судна та хвильових навантажень. Підхід до розрахунку згину днищового перекриття перевірено шляхом порівняння з розрахунком МСЕ у об'ємній постановці з використанням незалежного програмного забезпечення, яке дало близькі результати прогинів днища у ДП. Наведено формули визначення лінійних та кутових зміщень підшипників, спричинених загальними та місцевими деформаціями корпусу судна з урахуванням відстані підшипника від нейтральної осі ЕБ та набору днищового перекриття.

7. Проведено дослідження величин амплітуд стрілок прогину корпусу судна та днищового перекриття, а також відповідних зміщень підшипників, на регулярних хвилях в залежності від висоти та довжини хвилі. Максимальні амплітуди переміщень корпусу та підшипників від загального згину мають місце при відносній довжині приблизно $\lambda = 0,8 \dots 1,1$, а від місцевого згину — при $\lambda = 1,5$. Показано, що хоча стрілки прогину від загального згину корпусу судна приблизно в 100 разів більша за стрілку прогину від місцевої деформації днищового перекриття, обидва види деформацій спричиняють відносні лінійні вертикальні зміщення підшипників приблизно однакового порядку. Кутові зміщення підшипників, що спричинені загальним згином корпусу судна, мають більші значення, ніж від місцевих деформацій днища. Важливим також є факт, що зміни у реакціях опор валопроводу від деформацій корпусу не перевищувало 0,5% від реакцій на тихій воді на кожний метр висоти хвилі при всіх довжинах хвиль.

Основні результати розділу були опубліковані у статті [2] та представлені на наукових конференціях [5, 6, 10, 12, 14].

РОЗДІЛ 5

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ВАЛОПРОВОДУ ПРИ РУСІ СУДНА НА ЗУСТРІЧНИХ НЕРЕГУЛЯРНИХ ХВИЛЯХ

Заключний розділ 5 присвячений об'єднанню розроблених моделей в єдину модель функціонування валопроводу, опису та прикладу її практичного застосування. Підрозділ 5.1 присвячено опису загальної математичної моделі роботи валопроводу судна при його русі на морських хвилях, яка описує взаємозв'язок моделей описаних у попередніх розділах, та опису методу її застосування. У підрозділі 5.2 наведено чисельний приклад застосування розробленого методу на валопроводі контейнеровоза 4400 TEU.

5.1 Методика оцінювання навантажень на валопровід від хитавиці на хвилях

У підрозділі 5.1 описано загальну модель роботи суднового валопроводу, стани у яких він може знаходитись та методи, що застосовуються для визначення параметрів його НДС при згинанні та діючих на нього навантажень. Також наведено необхідні вихідні дані та покрокову інструкцію по застосуванню розробленого методу розрахунку навантажень на валопровід та параметри його НДС в статичних умовах та при русі судна на хвилях.

5.1.1 Загальна модель роботи валопроводу

У дисертації розроблено математичну модель функціонування суднового валопроводу під час стоянки судна, руху на тихій воді та на зустрічних нерегулярних хвилях, яка схематично зображена на рис. 5.1. Модель взаємодії підшипників та валопроводу детально описана у розділі 3, а підходи до розрахунку зовнішніх факторів, що спричинені хитавицею та впливають на роботу валопроводу, описано у розділі 4.

Валопровід може знаходитись у різних статичних та динамічних станах в залежності від стану судна, які умовно можна розділити на наступні категорії:

1. судно у сухому доці чи на стапелі (у дисертаційній роботі не розглядається);



Рисунок 5.1 — Схема математичної моделі роботи валопроводу у складі корпусу судна

2. судно під час центрування;
3. швартовні випробування (у дисертаційній роботі не розглядається);
4. судно на стоянці у різних станах навантаження (повне завантаження і 100% запасів, повне завантаження і 10% запасів, баласт 100% запасів, баласт 10% запасів, тощо);
5. судно на стоянці у різних станах навантаження відразу після зупинки ГД;
6. судно рухається прямим курсом на тихій воді;
7. судно маневрує на тихій воді (у дисертаційній роботі не розглядається);
8. судно рухається прямим курсом на хвилюванні різної інтенсивності;
9. судно маневрує на хвилюванні (у дисертаційній роботі не розглядається).
10. судно рухається у льодах (у дисертаційній роботі не розглядається).

Під час центрування валопроводу судно не має ходу, валопровід не обертається, тому відсутнє гідродинамічне змащення у підшипниках, а також відсутнє хвилювання, тому для розрахунку компонентів НДС при згинанні застосовує-

ться метод, що описано у підрозділі 3.1. Слід зазначити, що під час центрування на валопровід діють лише вага його елементів та плавучість ГГ (відповідно до ступеня його заглибленості у воду) та елементів валів, що знаходяться всередині дейдвудної труби, а гідродинамічні навантаження на ГГ відсутні. Оскільки важливі лише відносні зміщення підшипників, вважається, що під час центрування зміщення підшипників від деформації корпусу відсутні, тож підшипники зміщені лише на величину проектних зміщень.

При зміні навантаження судна (наприклад прийняття вантажу або баласту) змінюється розподіл ваги та сил підтримання вздовж судна, а також тисків, що діють на днищове перекриття МВ, тому форма згину корпусу судна та днищового перекриття зазнає зміни форми згину. Це у свою чергу, призводить до додаткових лінійних та кутових зміщень підшипників, які розраховуються за рекомендаціями, наведеними у підрозділі 4.3. Розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу у цьому разі також виконується у статичній постановці.

Якщо судно знаходиться на стоянці відразу після зупинки ГД, то підшипники двигуна зазнають температурних зміщень, які зазвичай наведено у документації двигуна. У цьому стані також застосовується метод розрахунку статичного згину.

Якщо судно рухається прямим курсом на тихій воді, то підшипники зміщені на величину суми проектних зміщень, зміщень спричинених деформаціями корпусу судна від зміни стану навантаження судна та температурних розширень ГД. Крім того, на ГГ діють гідродинамічні навантаження, величина яких визначається за рекомендаціями підрозділу 4.2 та залежить від швидкості ходу судна та частоти обертання ГГ. Оскільки вал під час ходу судна обертається, у підшипниках має місце гідродинамічне/еласто-гідродинамічне змащення, тому розрахунок слід виконувати за методом, що описано у підрозділі 3.3.

Під час швартовних випробувань на валопровід діють гідродинамічні навантаження на ГГ, але має місце складна гідродинамічна взаємодія ГГ та корпусу судна, тому не доцільно застосовувати «схему А» у цьому разі. Крім того, під час швартовних випробувань має місце гідродинамічне змащення у підшипниках.

Під час руху судна на хвилюванні, розрахунок виконується так само як і для тихої води, але з урахуванням додаткових навантажень, у які входять інерційні сили механічної природи (підрозділ 4.1), гідродинамічні навантаження на ГГ від скошу потоку та хвильових швидкостей (підрозділ 4.2) та зміщення підшипників

валопроводу від деформацій корпусу судна на хвилях (підрозділ 4.3). Стан навантаження та швидкість судна, частота обертання ГГ, інтенсивність хвилювання значно впливають на роботу валопроводу у цьому режимі, тому слід враховувати втрату швидкості на хвилях (3.2).

При маневруванні судна, у диску ГГ виникають додаткові швидкості через скосу потоку, які спричиняють додаткові навантаження на ГГ. Можна зробити припущення, що основними додатковими навантаженнями будуть поперечна горизонтальна сила та згинальний момент у вертикальній площині. Величина додаткових швидкостей у диску ГГ при маневруванні, зміна швидкості судна та частоти обертання валопроводу повинні визначатися на основі розв'язання диференціальних рівнянь руху судна у горизонтальній площині, що виходить за рамки цієї дисертації.

При русі судна у льодах можливе зіткнення ГГ з окремими уламками льоду, що спричиняє ударні навантаження, які у свою чергу призводять до нестационарних крутильних, повздовжніх та роторних вібрацій валопроводу і пропульсивного комплексу.

5.1.2 Метод визначення навантажень на валопровід від хвилювання

Для використання розробленого методу визначення навантажень, що діють на валопровід під час руху судна на нерегулярному хвилюванні необхідні наступні вихідні дані.

1. Дані по валопроводу:

- 1.1. координати положення валопроводу у системі відносно кормового перпендикуляру, основної площини та ДП;
- 1.2. довжина l_{el} , внутрішній $d_{sh\ in}$ та зовнішній d_{sh} діаметри елементів валопроводу (включаючи фланці та муфти);
- 1.3. модуль пружності E та коефіцієнт Пуассона ν матеріалів валів;
- 1.4. щільність матеріалів валів ρ_{sh} ;
- 1.5. положення кормового та носового торців дейдвудної труби;
- 1.6. положення центрів x_b , довжини l_b , товщини t_b та діаметральні зазори Δ вкладишів підшипників;
- 1.7. модуль пружності E_b та коефіцієнт Пуассона ν_b матеріалів вкладишів;

- 1.8. шорсткість поверхонь вкладиша σ_{qb} та шийки вала σ_{qsh} , твердість вкладиша H ;
- 1.9. коефіцієнт динамічної в'язкості мастила (або води) підшипників μ ;
- 1.10. характеристики еквівалентної балки ГД, температурні зміщення підшипників ГД;
- 1.11. початкові зміщення підшипників;
2. Дані по ГГ:
 - 2.1. діаметр D_{pr} , кількість лопатей Z , кут відкидки лопаті, діаметр та довжина маточини, напрям обертання;
 - 2.2. розподіл характеристик вздовж лопаті, а саме ширина лопаті у перерізі C , крок гвинта на перерізі P , максимальна товщина перерізу T_{max} , максимальні стрілка прогину середньої лінії H_{max} , відстань максимальної стрілки прогину середньої лінії перерізу від вхідної кромки X_0 , відстань між осьюовою лінією лопаті та серединою хорди спрямленого перерізу лопаті C_s ;
 - 2.3. номінальне поле швидкостей у диску ГГ;
3. Загальні дані по судну:
 - 3.1. довжина між перпендикулярами L , ширина B , висота борта на міделі D , осадка при центруванні d_{al} , диферент при центруванні Δd_{al} ;
 - 3.2. розподіл ваги m_{al} вздовж судна у стані центрування;
 - 3.3. теоретичне креслення корпусу судна;
4. Дані по корпусу судна:
 - 4.1. модуль пружності E та коефіцієнт Пуассона ν матеріалу корпусу;
 - 4.2. розподіли моменту інерції I_y , площі на зсув A' , положення нейтральної осі e за довжиною судна;
5. Дані по днищовому перекриттю МВ:
 - 5.1. схема днищового перекриття;
 - 5.2. шпация a ;
 - 5.3. момент інерції I , площа на зсув A' та положення нейтральної вісі z_{na} для флорів, вертикального кіля, днищових стрингерів;
6. Дані по кожному з розрахункових станів навантаження судна:
 - 6.1. осадка d і диферент Δd ;
 - 6.2. розподіл ваги m вздовж судна;

6.3. швидкість ходу v ;

6.4. частота обертання валопроводу ω ;

6.5. висота істотних хвиль $h_{1/3}$ та середній період \bar{T} хвилювання;

При відсутності деяких з необхідних вихідних даних, можлива їх заміна наближеними значеннями, у тому числі наведеними у даній дисертації, а також прийняти характеристики суден близькими до того, що розглядається. Приклад набору вихідних даних для контейнеровоза 4400 TEU наведено у додатку К.

Загальна послідовність виконання розрахунку навантажень на валопровід за розробленими методами наступна.

1. Підготовка усіх необхідних вихідних даних, перелік яких зазначено вище.
2. Розрахунок компонентів НДС при статичному згинанні при центруванні валопроводу.
3. Розрахунок зміщень підшипників від загального і місцевого згину корпусу судна від зміни розподілу сил ваги та підтримання.
4. Розрахунок компонентів НДС при статичному згинанні у стані навантаження судна з «холодним двигуном» додавши розраховані зміщення підшипників;
5. Розрахунок компонентів НДС при статичному згинанні у стані навантаження судна з «гарячим двигуном», додавши температурні зміщення підшипників;
6. Визначення гідродинамічних навантажень на ГГ при русі судна на тихій воді при номінальних обертах ГД та проектній швидкості судна.
7. Розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням змащення у підшипниках, розрахованими гідродинамічними силами на ГГ, зміщеннями від деформацій корпусу спричинених зміною стану навантаження судна та температурним розширенням у ГД.
8. Повторення розрахунків 6 та 7 для інших типових швидкостей судна і частоти обертання у даному стані навантаження.
9. Виконання розрахунку нерегулярної хитавиці судна на заданій бальності хвилювання з урахуванням втрат швидкості судна на цьому хвилюванні.
10. Визначення інерційних сил від хитавиці, що діють на елементи валопроводу у певний момент часу.
11. Визначення поправки до поля швидкостей у диску ГГ у певний момент часу та розрахунок відповідних квазістаціонарних навантажень, що діють на ГГ.
12. Визначення пружних переміщень від загального та місцевого згину кор-

пусу судна та відповідних зміщень підшипників.

13. Розрахунок компонентів НДС при згинанні валопроводу зі змащенням у підшипниках та діючих на нього інерційних сил визначених у пункті 10, гідродинамічних сил на ГГ розрахованих у пункті 11 та зміщень підшипників від зміни стану навантаження судна, хвильових навантажень (розрахованих у пункті 12), температурних розширень ГД.

14. Задати проміжок часу реалізації і повторити пункти 10–13 на кожному моменті часу через заданий крок часу.

15. Повторити пункти 9–14 для станів моря, у яких можливий рух судна.

16. Повторити пункти 3–15 для всіх розрахункових станів навантаження судна.

Слід зазначити, що у всіх без винятку розрахунках згину валів присутні проектні зміщення підшипників, які є основними параметрами центрування.

Після виконання розрахунку, основними параметрами роботи валопроводу, на які слід звертати увагу є:

1. навантаження на підшипники, особливо кормового дейдвудного;
2. розцентрування валів у підшипниках, особливо кормового дейдвудного;
3. напруження у гребному валі;
4. напруження у фланцевих з'єднаннях;
5. переміщення валів у районі сальників дейдвудної труби.

Статистична обробка реалізацій компонентів НДС при згинанні валопроводу може здійснюватися шляхом визначення математичного сподівання, середньоквадратичного відхилення та ймовірності виходу за межі заданих класифікаційним товариством та виробниками обладнання параметрів НДС валопроводу.

5.2 Приклад застосування методу

У підрозділі 5.1 виконано тестовий розрахунок навантажень на валопровід контейнеровоза при його русі на шести різних режимах навантаження. Визначено вклад різних факторів в загальні навантаження на валопровід під час хитавиці на нерегулярних хвилях.

У цьому підрозділі виконано систематичні розрахунки навантажень, що діють на валопровід контейнеровоза при його руса на хвилюванні різної інтенсив-

ності. Вихідні дані по судну, валопроводу та ГГ наведено у додатку К. Інтенсивності хвилювання визначались значною висотою хвилі.

Таблиця 5.1 — Досліджувані режими хвилювання

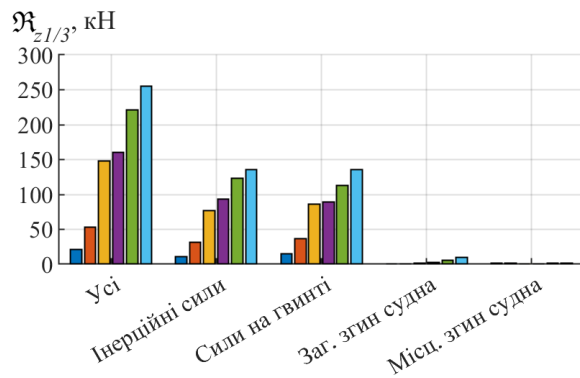
Бальність	Хвильовий режим	Бальність	Хвильовий режим
3 бали	$h_{1/3} = 0,6$ м, $\bar{T} = 8,5$ с	7 балів	$h_{1/3} = 7,9$ м, $\bar{T} = 11,5$ с
4 балів	$h_{1/3} = 1,8$ м, $\bar{T} = 8,5$ с	8 балів	$h_{1/3} = 11,6$ м, $\bar{T} = 12,5$ с
6 балів	$h_{1/3} = 4,3$ м, $\bar{T} = 9,5$ с	9 балів	$h_{1/3} = 14,0$ м, $\bar{T} = 13,5$ с

На рис. Л.1–Л.13 наведено реалізації компонентів НДС при згинанні валопроводу під час руху судна на нерегулярному хвилюванні, а також графіки математичного сподівання та істотних амплітуд параметрів в залежності від висоти істотних хвиль. З реалізацій та їх статистичних характеристик можна зробити наступні висновки.

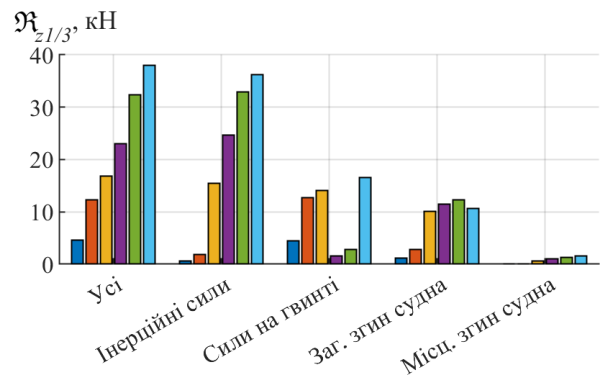
Величини додаткових вертикальних навантажень на підшипники під час хитавиці мають найбільші значення для дейдвудного підшипника. На першому проміжному підшипнику вплив хитавиці відчувається менше, але з тенденцією до розвантаження. На першому і другому проміжних підшипниках з корми вплив хитавиці не значний. Середні значення величин додаткових горизонтальних навантажень на підшипники з ростом висоти хвилі зменшуються, оскільки зменшується частота обертання ГГ, але збільшується істотна амплітуда додаткових горизонтальних навантажень на підшипники. Найбільші величини горизонтальних навантажень мають місце на перших двох підшипниках.

Значне розцентрування шийок валів у підшипниках можна спостерігати у всіх підшипниках, а істотні амплітуди під час шторму можуть досягати 0,2 мм/м. Розцентрування у горизонтальній площині має місце лише у дейдвудному підшипнику та у значно меншій мірі у першому проміжному підшипнику.

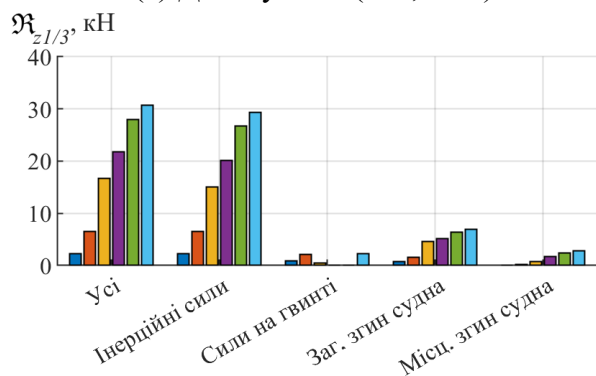
По реалізаціях максимальних тисків у підшипниках можна помітити, що вони мають явно виражені піки, що спричинені нелінійністю гідродинамічного змащення у підшипниках, що демонструє неможливість розглядання цієї задачі у лінійній постановці. Слід також більш детально вивчити закон розподілу максимальних тисків, як випадкової величини, оскільки вона розподілена явно не за нормальним законом. Найбільших амплітуд мінімальна товщина плівки змащення зазнає у дейдвудному підшипнику з тенденцією до росту математичного



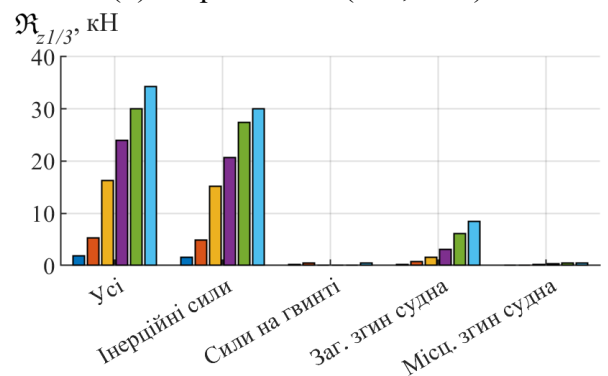
(а) Дейдвудний (843,6 кН)



(б) 1 проміжний (218,3 кН)



(в) 2 проміжний (268,7 кН)



(г) 3 проміжний (292,8 кН)

Рисунок 5.2 — Вплив різних навантажень на реакції підшипників

сподівання. На інших підшипниках істотні амплітуди змін мінімальної товщини плівки мають приблизно однакові значення, але менші за дейдвудний підшипник.

На рис. Л.13 наведено реалізації максимальних напружень у гребному валі. Видно, що середні значення максимальних напружень зменшуються, але амплітуди максимальних напружень збільшуються. Для більш детального аналізу необхідно аналізувати напруження у певних перерізах валів, що можливо робити з використанням розробленого методу, але виходить за рамки даної дисертації.

На рис. 5.2 наведено порівняльні діаграми впливу різних факторів під час хитавиці на навантаження підшипників у вертикальній площині, а у дужках наведено навантаження на підшипники на тихій воді. Видно, що для різних підшипників вклад різних факторів відрізняється. Основний вклад у додаткові навантаження на дейдвудний підшипник під час хитавиці мають інерційні сили та гідродинамічні сили на ГГ, а вплив деформацій корпусу дуже малий. Інерційні сили дають основний вклад у додаткові навантаження на проміжні підшипники. На другому підшипнику в залежності від інтенсивності хвилювання мають

місце невеликі додаткові навантаження від гідродинамічних навантажень на ГГ. Також певний невеликий вклад у навантаження на підшипники вносять загальні деформації корпусу судна, у той час як місцеві деформації майже не впливають на навантаження підшипників.

5.3 Основні результати та висновки з розділу 5

1. Описано загальну модель функціонування валопроводу з урахуванням його взаємодії з корпусом судна при його русі на тихій воді та в умовах нерегулярного морського хвилювання. Серед внутрішніх експлуатаційних факторів враховано нелінійну взаємодію валопроводу з його підшипниками при центруванні судна або стоянці, а також взаємодію через гідродинамічне/еласто-гідродинамічне змащення у підшипниках при русі судна. Серед зовнішніх факторів враховано вплив гідродинамічних навантажень на ГГ на тихій воді та під час хитавиці судна, загальних та місцевих деформацій корпусу від зміни посадки судна та хвильових навантажень, а також інерційних сил від хитавиці. Основними параметрами системи є посадка судна, швидкість його руху, стан моря та початкові зміщення підшипників валопроводу.

2. Запропоновано методологію застосування розробленої моделі функціонування валопроводу для перевірки працездатності валопроводу при русі судна на заданому нерегулярному хвилюванні. Наведено перелік необхідних та рекомендованих вихідних даних для розрахунку за методологією та послідовність виконання розрахунків. Наведено рекомендації щодо поліпшення параметрів центрування для забезпечення прийнятних умов роботи валопроводу при русі судна на інтенсивному морському хвилюванні.

3. Проведено тестовий розрахунок на розробленій моделі функціонування судна на прикладі контейнеровоза 4400 TEU довжиною 280 м. Наведено вихідні дані по судну, реалізації компонентів НДС при згинанні валопроводу та роботи підшипників на режимах хвилювання різної бальності. Проведено аналіз впливу окремих зовнішніх факторів під час хитавиці на роботу валопроводу.

Основні результати розділу були опубліковані у статті [2] та представлені на наукових конференціях [5, 6, 10, 12].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі сформульовано та розв'язано актуальну науково–технічну задачу — розробка методу визначення навантажень, які діють на валопровід при сумісній роботі системи судно–валопровід в умовах руху судна на інтенсивному нерегулярному (реальному) хвилюванні.

У роботі отримано наступні наукові і практичні результати:

1. У результаті аналізу причин та статистики аварій у пропульсивних комплексах суден, обумовлених відмовами судових валопроводів визначено, що найбільш частими відмовами валопроводів є втомне руйнування валів, перегрів, плавлення і випінг дейдвудних підшипників з бабіту та інтенсивне зношення їх неметалевих вкладишів. Основою цих аварій часом є неякісне центрування валопроводу або виборі параметрів центрування без врахування впливу функціонування судна в умовах хвилювання. Причинами аварій також є нераціональний вибір параметрів центрування валопроводу, обумовлений недосконалістю його розрахункових схем.

2. Для удосконалення розрахункової схеми підшипників валопроводу узагальнено вирази для матриці жорсткості стержневого скінченного елемента пружної основи Вінклера шляхом введення параболічного закону зміни жорсткості вздовж скінченного елемента, що дозволило врахувати зміну жорсткості вздовж підшипників валопроводу та точніше моделювати неоднорідні пружні основи з використанням меншої кількості скінчених елементів.

3. Забезпечення надійної збіжності нелінійних розрахунків компонентів НДС при згинанні судового валопроводу досягнуто у дисертаційному дослідженні на основі узагальнення та розширення виразів для релаксації методу послідовних наближень, що може бути використано і в інших задачах зі зворотними зв'язками.

4. На основі використання методу скінчених елементів удосконалено метод розрахунку компонентів НДС при статичному згинанні судового валопроводу, підшипники якого представлені односторонньою неоднорідною нелінійною зміщеною пружною основою Вінклера, який точніше моделює поведінку валопроводу під час центрування та стоянки судна через врахування довжини, зазору, деформування вкладишів та зміщення підшипників.

5. Удосконалення метод розрахунку компонентів НДС при згинанні судово-

го валопроводу з урахуванням еласто-гідродинамічного змащення у всіх підшипниках реалізовано за допомогою використання методів скінченних елементів та оптимізації, що дозволило уточнити умови роботи підшипників.

6. При формулюванні основної задачі наукового дослідження розроблено комплексну модель динаміки системи судно-валопровід при ході судна на нерегулярному хвилюванні, яка дозволяє визначати компоненти НДС при згинанні валопроводу під час хитавиці судна на інтенсивному морському хвилюванні та діючі на нього навантаження.

7. Розроблену комплексну модель динаміки системи судно-валопровід доповнено запропонованим комплексом чисельних алгоритмів розрахунку навантажень, що діють на судно і валопровід. Ці дві складові утворили новий метод розрахунку таких навантажень.

8. За допомогою розробленого методу виконано чисельне дослідження впливу хвилювання різної інтенсивності на роботу судового валопроводу та визначено вклад в загальне навантаження на валопровід інерційних сил, гідродинамічних сил на гребний гвинт та загальних і місцевих деформацій корпусу судна. За відсутності хвилювання метод дає результати розрахунків при русі судна на тихій воді і, додатково, при відсутності швидкості руху — під час стоянки судна або центрування валопроводу.

9. Виконані розрахунки показали, що запропонований узагальнений метод визначення діючих на валопровід навантажень, як під час стоянки судна, так і при його русі на тихій воді та на інтенсивному регулярному та нерегулярному хвилюванні, може бути використано на стадіях проектування валопроводу і виборі параметрів його центрування.

Достовірність отриманих результатів виконаного дослідження забезпечується коректною постановкою задачі, використанням методів теорії корабля, будівельної механіки корабля і гідродинаміки та апробованих чисельних методів, порівнянням результатів тестових розрахунків різними методами та з незалежними даними інших дослідників.

Теоретичні результати дисертації застосовані у навчальному процесі Національного університету імені адмірала С. О. Макарова при читанні лекцій з ходовості та хитавиці судна. Розроблені методи розрахунків компонентів НДС при згинанні валопроводу та впливу хитавиці і хвиль на його роботу знайшли

практичного застосування при виконанні розрахунків центрування у ПП «Інтелектуальні морські технології» та вдосконалення програмного забезпечення «ShaftDesigner». Акти впровадження наведено у додатку М.

Подальший розвиток досліджень за темою дисертації може бути направлений на:

- удосконалення моделі еласто-гідродинамічного змащення дейдвудних підшипників, а саме розширення методу розрахунку пружних переміщень вкладишів, що виготовлені з гуми та мають проточки, а також вдосконалення моделі контактного режиму змащення підшипників;

- розробку більш досконалої моделі колінчастого вала головного двигуна для розрахунків центрування та коливань валопроводу;

- урахування гідродинамічних сил Магнуса на оголених ланках валопроводу з кронштейнами та деформацій кронштейну від навантаження на його підшипник від гребного вала та гідродинамічних навантажень від ходу та хитавиці судна;

- врахування роторних, крутильних та повздовжніх коливань валопроводу під час хитавиці судна для комплексного оцінювання втомної міцності валопроводу в умовах хвилювання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ursolov A. Application of the optimization methods to the search of marine propulsion shafting global equilibrium in running condition / A. Ursolov, Y. Batrak, W. Tarelko // Polish Maritime Research. — 2019. — Vol. 26, no. 3(103). — P. 172–180.
2. Урсолов А. И. Статистическая оценка инерционных нагрузок на подшипники валопровода судна при продольной качке на нерегулярном волнении / А. И. Урсолов, В. А. Некрасов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. — 2019. — № 2(21). — С. 67–76.
3. Урсолов А. И. Решение задач центровки валопровода с обратными связями обобщённым методом релаксации / А. И. Урсолов // Вісник Одеського національного морського університету. — 2019. — № 2(59). — С. 91–106.
4. Урсолов О. І. Матриця жорсткості стрижневого скінченного елемента на пружній основі з нелінійною жорсткістю уздовж елемента / О. І. Урсолов, Ю. А. Батрак // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. — 2019. — № 29. — С. 207–220.
5. Урсолов О. І. Дослідження інерційних навантажень, що діють на валопровід та гребний гвинт під час поздовжньої хитавиці / О. І. Урсолов // Суднобудування та водний транспорт : VIII науково–практична конференція всеукраїнського конкурсу студентських робіт з природничих, технічних та гуманітарних наук. — Миколаїв : НУК, 2016.
6. Батрак Ю. А. Оцінка навантажень підшипників суднового валопроводу внаслідок дії інерційних сил, викликаних хитавицею на зустрічних нерегулярних хвилях / Ю. А. Батрак, А. М. Сердюченко, О. І. Урсолов // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково–технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2015. — С. 58–59.
7. Батрак Ю. А. Матриця жёсткости стержневого конечного элемента, лежащего на нелинейном упругом основании / Ю. А. Батрак, А. И. Урсолов // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково–технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2016.
8. Урсолов А. И. Расчёт изгиба вала, лежащего на подшипниках, представленных нелинейным односторонним упругим основанием конечной длины /

А. И. Урсолов, Ю. А. Батрак // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції*. — Миколаїв : НУК, 2016.

9. Урсолов А. И. Применение методов оптимизации в расчете изгиба судового валопровода, подшипники которого работают в режиме гидродинамической смазки / А. И. Урсолов, Ю. А. Батрак // *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю*. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 64–67.

10. Урсолов А. И. О влиянии деформации корпусных конструкций судна на работу подшипников валопровода во время эксплуатации на волнении / А. И. Урсолов, В. А. Некрасов // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції*. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 91–92.

11. Урсолов А. И. Эластогидродинамическая модель дейдвудного подшипника в расчётах изгиба валопровода / А. И. Урсолов, А. Ю. Батрак, А. Н. Сердюченко // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції*. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 93–94.

12. Урсолов А. И. Математическое моделирование работы судового валопровода / А. И. Урсолов, А. Ю. Батрак // *Комп'ютерне моделювання в наукоємних технологіях : Праці міжнародної науково-технічної конференції*. — Харків : ХНУ ім. В.Н.Каразіна, 2018. — С. 309–311.

13. Урсолов А. И. Расчёт упругих перемещений вкладыша дейдвудного подшипника под действием гидродинамических давлений смазки / А. И. Урсолов, А. Н. Сердюченко, Ю. А. Батрак // *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю*. — Миколаїв : НУК, 2018. — С. 40–43.

14. Печенюк А. В. Определение усилий, передаваемых гребным винтом на судовой валопровод, методами вычислительной гидромеханики / А. В. Печенюк, А. И. Урсолов // *Транспортні технології (морський та річковий флот): інфраструктура, судноплавство, перевезення, автоматизація : Матеріали науково-технічної конференції*. — Одеса : Національний університет «Одеська морська

академія», 2018. — С. 75–77.

15. Урсолов О. І. Визначення навантаження, що діє на валопровід під час стоянки судна та його руху на хвилюванні / О. І. Урсолов // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. — 2020. — № 2. — С. 12–17.

16. Сапига В. В. Обеспечение работоспособности судового валопровода при обводнении смазочного масла в подшипниках : Дис. . . канд. техн. наук. / Одесская национальная морская академия. — Одесса, 2015.

17. Henderson K. Analysing the causes of propulsion shaft failure / K Henderson // Marine Propulsion & auxiliary machinery. — 2010. — P. 67–68.

18. Malm L. A. Mechanical Failure – the facts : Tech. rep., L. A. Malm : The Swedish Club, 2006.

19. Malm L. A. Main Engine Damage : Tech. rep., L. A. Malm, A. Hultman, J. Enstrom. — Sweden : The Swedish Club, 2015.

20. Malm L. A. Main Engine Damage : Tech. rep., L. A. Malm, J. Enstrom, M. Marusic, P. Stalberg. — Sweden : The Swedish Club, 2018.

21. Чура М. Н. Эксплуатационные повреждения гребных валов / М. Н. Чура, А. В. Файвисович // Транспортное дело России. — 2011. — № 11.

22. Чура М. Н. Прогнозирование начальной стадии усталостного разрушения судовых гребных валов : Тех. доклад., М. Н. Чура. — Новороссийск : Морская государственная академия имени адмирала Ф. Ф. Ушакова, 2010.

23. Кушнер Г. А. Совершенствование методики расчета поперечных колебаний при проектировании валопровода судна : Дис. . . канд. техн. наук. / АГТУ. — Астрахань. — С. 195.

24. Майкл Р. О влиянии практики эксплуатации и натурных испытаний на конструирование и расчёт судовых гребных валов / Р. Майкл // Symposium on large testing machines and their results. — № 216. — 1958. — С. 107–131.

25. Bantham I. Marine engineering failure investigation / I Bantham, P. F. G. Filcek // Transactions IMarE. — 1995. — Vol. 107, no. 4. — P. 257–270.

26. Cowper B. Propulsion Shaftline Bearing and Gear Teeth Failure Investigation on the “C” Class British Columbia Ferries / B. Cowper, Al. Kolomojcev, K.S. Ng, G. Stewart.

27. Dymarski Cz. Analysis of ship shaft line coupling bolts failure / Cz. Dymarski,

- M. Narewski // Journal of Polish CIMAC. — 2009. — Vol. 4, no. 2. — P. 33–40.
28. Vizentin G. Common failures of ship propulsion shafts / G. Vizentin, G. Vukelić, M. Srok // Pomorstvo. — 2017. — Vol. 31, no. 2. — P. 85–90.
29. Conway-Jones J. M. Plain bearing damage / J. M. Conway-Jones, A. J. Leopard et al. // Proceedings of the 4th Turbomachinery Symposium / Texas A&M University. Gas Turbine Laboratories. — 1975.
30. Strecker W. Failure Analysis for Plain Bearings / W. Strecker // Machinery Lubrication. — 2004.
31. Lipsith G. Investigating an uptick in shaft bearing failures / G. Lipsith // Riviera. — 2019.
32. Kang D. C. The EAL-Mystery: Facts and Findings from the perspective of a Classification Society / D. C. Kang, F. Kock. — 6 p.
33. Bakken G. M. Stern Bearing Damage : Tech. rep., G. M. Bakken : DNV, 2007.
34. Dahler G. Shaft Alignment and Bearing Technology. Aft sterntube bearing damages : Tech. rep., G. Dahler, B. J. Vartdal : Det Norske Veritas AS, 2011.
35. Iseskar J. J. Costly failures in propulsion, machinery design, installation and operation. How to avoid them? : Tech. rep., J. J. Iseskar : DNV GL, 2018.
36. Commercial Ship AFT Seal Oil Discharges. Factual Accounts of Oil Leaking from Propeller Shaft Stern Tubes Due to AFT Seal Damage : Tech. rep. : Ship Repair Newsletter, 2014. — October.
37. Etkin Dagmar Schmidt. Worldwide Analysis of In-Port Vessel Operational Lubricant Discharges and Leakages / Dagmar Schmidt Etkin. — 25 p.
38. Addressing Marine Pollution from Oil-based Lubricants during Normal Operations // Marine environment protection committee. 60th session / IMO. — 2010. — 3 p.
39. Use of seawater lubricated tube bearings to eliminate stern tube oil pollution from ships // Marine environment protection committee. 58th session / IMO. — 2008. — 6 p.
40. National Pollutant Discharge Elimination System (NPDES) Vessel General Permit (VGP) for Discharges Incidental to the Normal Operation of Vessels. — U.S. Environmental Protection Agency, 2013. — 198 p.
41. Thornhill J. The Challenge of Stern Tube Bearings and Seals / J. Thornhill // Journal Society of Naval Architect and Marine Engineers. — 6 p.

42. Understanding Biodegradable Lubricants. An Introduction to Green Oil in Hydraulic Systems Offshore : Tech. rep. : IMCA, 2014.
43. GmbH SKF Marine. — Environmental acceptable lubricant (EAL) list for simplex stern tube bushes and seals. — 2016.
44. Oil lubricated stern tube discharges. The problems and the solution. — 2011. — 8 p.
45. Соков Е. В. Технологическое обеспечение оптимальных триботехнических характеристик неметаллических подшипников судовых гребных валов : Дис. . . . канд. техн. наук. / ФГУП ЦНИИТС. — 170 с.
46. Виноградов С. С. Износ и надежность винто-рулевого комплекса судов / С. С. Виноградов, П. И. Гавриш. — М. : Транспорт, 1970.
47. Resolving a critical mismatch // Surveyor. — 2004. — P. 14–17.
48. Лурье И. А. Исследование гидродинамических факторов, определяющих величины нестационарных нагрузок, передаваемых от гребного винта на валопровод при качке и разработка метода расчёта долговечности гребных валов. Сводный технический отчёт : Техн. отчёт, И. А. Лурье : Предприятие п/я В-8662, 1973.
49. Lee T. G. Effect of propeller eccentric forces on the bearing loads of the complicated shafting system for large container ships / T. G. Lee, G. S. Song, J. N. Kim et al. // Fifth International Symposium on Marine Propulsors Smp. — Vol. 17. — 2017.
50. Vartdal B. J. Lateral propeller forces and their effects on shaft bearings / B. J. Vartdal, T. Gjestland, T. I. Arvidsen // First International Symposium on Marine Propulsors, Trondheim Norway. — 2009. — P. 475–481.
51. Lee J. Investigation on effective support point of single stern tube bearing for marine propulsion shaft alignment / J. Lee, B. Jeong, T. H. An // Marine Structures. — 2019. — Vol. 64. — P. 1–17.
52. Chang M. H. Theoretical design study on shafting alignment calculation for high speed craft / M. H. Chang, S. H. Juang // Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike. — 2014. — Vol. 65, no. 3. — P. 31–47.
53. Драганчев Х. Осигуряване на товароносимостта на дейдвудните лагери на корабния валопровод / Х. Драганчев, Х. Пировски.
54. Korbetis G. Effects of Hull Deformation on the Static Shaft Alignment Characteristics of VLCCs: A Case Study / G. Korbetis, O. Vlachos, A. G. Charitopoulos,

Ch. I. Papadopoulos // Proceedings of the 13th International Conference on Computer Applications and Information Technology in the Maritime Industries. — 2014. — P. 12–14.

55. Ho W. H. Intelligent Hybrid Taguchi-Genetic Algorithm for Multi-Criteria Optimization of Shaft Alignment in Marine Vessels / W. H. Ho, J. T. Tsai, J. H. Chou, J. B. Yue // IEEE Access. — 2016.

56. Sverko D. Shaft alignment optimization / D. Sverko // 17th Symposium on Theory and Practice of Shipbuilding conference. — Opatija : 2006.

57. Sverko D. Shaft Alignment Optimization with Genetic Algorithms / D. Sverko // SNAME Propellers/Shafting Symposium 2003 / Citeseer. — 2003. — P. 17–18.

58. Sverko D. Design concerns in propulsion shaft alignment / D. Sverko // Proceedings of the ICMES Conference. — Helsinki : 2003.

59. Guidelines on shaft alignment. — ClassNK. Nippon Kaiji Kyokai, 2006.

60. Zope S. B. Design Analysis of Crankshaft by Equivalent Beam Method / S. B. Zope, A. S. Patil, M. Dhere.

61. Murawski L. Shaft line alignment analysis taking ship construction flexibility and deformations into consideration / L. Murawski // Marine Structures. — 2005. — Vol. 18, no. 1. — P. 62–84.

62. Murawski L. On the influence of boundarie conditions on the vibrations of ship propulsion systems / L Murawski // Proceedings of MARSTRUCT 2007, the 1st International Conference on Marine Structures. — Glasgow, United Kingdom : 2007.

63. Batrak Yu. Computer application for shaft alignment design / Yu. Batrak, R. Batrak, D. Berin // International Conference on Computer Applications in Shipbuilding. — 2013.

64. Vassilopoulos L. Static and underway alignment of main propulsion shaft systems / L. Vassilopoulos // Naval engineers journal. — 1988. — Vol. 100, no. 3. — P. 101–116.

65. Баранин В. Ф. Моделирование на ЭВМ эксплуатации опор гребных валов / В. Ф. Баранин, М. Б. Рубин, А. Н. Николаев, Ю. Б. Шулькин. — № 11. — С. 36–38.

66. Мамонтов В. А. Оценка влияния жесткости материала кормового дейдвудного подшипника на работоспособность судового валопровода / В. А. Ма-

МОНТОВ, А. А. Халявкин, Г. А. Кушнер, И. О. Разов // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 4.

67. Гаращенко П. А. Повышение работоспособности судовых валопроводов методами оптимизации и стабилизации параметров центровки/Автореф. дисс.... д-ра техн. наук : Дис. ... д-ра техн. наук. / СПГМТУ.

68. Sugimoto I. A Study of Theoretical Analysis for Improving the Safety Factor of Main Bearing under Vessel Deformation / I. Sugimoto, M. Yatsuo, Th. Nakao et al. // CIMAC Congress. — Kyoto : 2004. — P. 1–14.

69. Zeid M. Consequence of bearing support stiffness modelling into shaft performance prediction and system understanding in lateral / M. Zeid // Torsional vibration symposium. — 2017.

70. Zeid M. Propulsion shafting alignment from analysis report to practical field how to read and apply / M. Zeid // Torsional vibration symposium. — Salzburg : 2017.

71. Batra A. Propulsion shaft alignment measurements on warships afloat and alignment solution using multi-objective optimisation / A. Batra, K Shankar, S Swarnamani // Proceedings of IMarEST-Part A-Journal of Marine Engineering and Technology. — 2007. — no. 9. — P. 39–49.

72. Рассказов Е. В. Научные и технические основы совершенствования систем валопровод-дейдвудное устройство и их реализация : Дис. ... д-ра техн. наук. / Дальневосточный государственный институт рыбной промышленности и хозяйства. — Владивосток.

73. Leeuwenburg A. D. Full Scale Dynamic Propulsion Shaft Alignment Investigation / A. D. Leeuwenburg, B. Hooghart. — SKF Marine Industry Service Centre, 2012.

74. Propulsion Software AB. Tilted bearings improve shaft alignment. — P. 85–86.

75. Batrak Y. Parametric calculations in production design of the propulsion machinery / Y. Batrak, R. Batrak, D. Berin // International Conference on Computer Applications in Shipbuilding. — Bremen, Germany.

76. Комаров В. В. Автоматизация расчетов по укладке гребных валов на дейдвудных опорах / В. В. Комаров, Ч. Д. Тьен // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2010. — № 1.

77. Знаменский Е. В. Динамика судового валопровода при действии ударной нагрузки в радиальном направлении : Дис. ... канд. техн. наук. / НКИ. — Нико-

лаев. — С. 211.

78. Тьен Ч. Д. Информационная система моделирования судовых валопроводов при проектировании : Дис. . . канд. техн. наук. / АГТУ. — Астрахань.

79. Миронов А. И. Совершенствование расчетной схемы валопроводов судов / А. И. Миронов // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2011. — № 1.

80. Кушнер Г. А. Механика контактного взаимодействия гребного вала с дейдвудным подшипником при поперечных колебаниях / Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, А. А. Халявкин // Вестник ДГТУ. Технические науки. — 2017. — Т. 44, № 2.

81. Murawski L. Identification of shaft line alignment with insufficient data availability / L. Murawski // Polish Maritime Research. — 2009. — Vol. 16, no. 1. — P. 35–42.

82. Кочанов Ю. П. Исследование и разработка методики расчёта напряжений в элементах тяжело нагруженных опор с компенсаторами несоосности валов : Отчёт о научно-исследовательской работе, Ю. П. Кочанов, А. Р. Паплаускас, И. А. Телегина и др. — Николаев : НКИ, 1988.

83. Mourelatos Z. P. Finite-element analysis of elasto-hydrodynamic stern bearings / Z. P. Mourelatos, M. G. Parsons // SNAME Transactions. — 1985. — Vol. 93, no. 11. — P. 225–259.

84. He T. Mixed-lubrication analysis of marine stern tube bearing considering bending deformation of stern shaft and cavitation / T. He, D. Zou, X. Lu et al. // Tribology International. — 2014. — Vol. 73. — P. 108–116.

85. Vulic N. Advanced shafting alignment: Behaviour of shafting in operation / N. Vulic. — 2004. — Vol. 52, no. 3. — P. 203–212.

86. Xing H. Elasto-hydrodynamic Lubrication Analysis of Marine Sterntube Bearing Based on Multi-body Dynamics / H. Xing, Q. Wu, Zh. Wu, Sh. Duan // 2012 International Conference on Future Energy, Environment, and Materials. — 2012. — P. 1046–1051.

87. Andreau C. A method for determination of elasto-hydrodynamic behavior of line shafting bearings in their environment / C. Andreau, F. Ferdi, R. Ville, M. Fillon // Proceedings of ASME/STLE International Joint Tribology Conference. — San Diego : 2007.

88. Gurr C. Influence of transient operating conditions on propeller shaft bearings / C. Gurr, H. Rulfs // *Journal of Marine Engineering and Technology*. — 2008. — Vol. 7, no. 2. — P. 3–11.
89. Балацкий Л. Т. Усталость валов в соединениях / Под ред. Г. Л. Миронова ; Л. Т. Балацкий. — Техніка, 1972. — 180 с.
90. Тинь Д. В. Оценка зависимости долговечности судовых валов с трещинами от начальных размеров трещин / Д. В. Тинь, В. А. Мамонтов. — № 2. — С. 50–56.
91. Тинь Д. В. О повышении долговечности судовых валопроводов с трещинами / Д. В. Тинь. — № 1. — С. 34–37.
92. Тинь Д. В. Расчёт долговечности судовых валопроводов с трещинами, наклонными к оси вала / Д. В. Тинь, В. А. Мамонтов // *Вестник АГТУ*. — 2008. — № 5(46). — С. 39–43.
93. Han H. S. Analysis of fatigue failure on the keyway of the reduction gear input shaft connecting a diesel engine caused by torsional vibration / H. S. Han // *Engineering Failure Analysis*. — 2014. — Vol. 44. — P. 285–298.
94. Neto S. F. S. Experimental Technique for Diagnosing Fractures in Shaft Lines Applied to a ROV Supply Vessel / S. F. S. Neto, L. A. V. Pinto, J. M. A. Vasconcellos // *Marine Systems & Ocean Technology*. — 2009. — Vol. 4, no. 2. — P. 89–98.
95. Родыгин В. В. Оценка уровней вибрации дейдвудных устройств с масляной системой смазки / В. В. Родыгин, Н. И. Николаев, М. В. Гриценко // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2018. — № 1.
96. Noonan E. F. *Ship Vibration Design Guide* / E. F. Noonan. — Ship Structure Committee, 1989. — 330 p.
97. Huang Q. Coupled transverse and torsional vibrations of the marine propeller shaft with multiple impact factors / Q. Huang, X. Yan, C. Zhang, H. Zhu // *Ocean Engineering*. — 2019. — Vol. 178. — P. 48–58.
98. Corbo M. A. *Practical Design Against Torsional Vibration*. / M. A. Corbo, S. B. Melanoski et al. // *Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium* / Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories. — 1996.
99. Doan D. *Vibrations in Marine Power Transmission System* / D Doan, L Murawski // *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni*. — 2017.
100. Parsons M. G. *Mode coupling in torsional and longitudinal shafting vibra-*

- tions / M. G. Parsons, J. Srinivas, V. Raju // *Marine Technology*. — 1983. — Vol. 20, no. 3. — P. 257–271.
101. Алексеев В. В. Крутильные колебания валопроводов судов / В. В. Алексеев, К. Н. Бухарина, К. Н. Пахомов, В. П. Терских. — Судостроение.
102. Алексеев ВВ. Демпфирование крутильных колебаний в судовых валопроводах / ВВ Алексеев, ФФ Болотин, ГД Кортын // Л.: Судостроение. — 1973.
103. Васильев Ю. П. Расчёт крутильных колебаний валопроводов судовых ДВС / Ю. П. Васильев, В. А. Вялых. — Николаев : НОТКЗКИ им. адм. С. О. Макарова.
104. Murawski L. Propeller – crankshaft phasing of the marine propulsion system / L. Murawski.
105. Murawski L. Axial vibrations of a marine shaft line: calculations–measurements comparison / L Murawski // *WIT Transactions on The Built Environment*. — 2001. — Vol. 53.
106. Murawski L. Axial vibrations of a propulsion system taking into account the couplings and the boundary conditions / L. Murawski // *Journal of marine science and technology*. — 2004. — Vol. 9, no. 4. — P. 171–181.
107. Batrak Y. Propulsion shafting whirling vibration: case studies and perspectives / Y. Batrak, R. Batrak, D. Berin, A. Mikhno.
108. Mott-Smith H. M. Transverse vibrations of a propeller shaft / H. M. Mott-Smith // *Journal of ship research*. — 1971. — Vol. 15, no. 2. — P. 144–152.
109. Тхыонг Н. М. У проблеме расчёта вынужденных колебаний судовых валопроводов методами переходных матриц / Н. М. Тхыонг. — С. 145–148.
110. Миронов А. И. Поперечные колебания гребного вала при его одностороннем взаимодействии с дейдвудным подшипником / А. И. Миронов // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2012. — № 2.
111. Халявкин А. А. Разработка методики определения допустимых износов дейдвудных капролоновых подшипников на основе расчётов поперечных колебаний валопроводов судов : Дис. ... канд. техн. наук. / АГТУ. — Астрахань, 2014. — 138 с.
112. Sun J.-S. A study on the measurement and analysis of whirling vibration behavior of marine propulsion shafting system using gap-sensors / J.-S. Sun, T.-M. Han, K.-K. Lee, U.-K. Kim // *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*. —

2015. — Vol. 39, no. 2. — P. 130–135.

113. Zhang X. Effect of misaligned bearing support performance on natural frequencies of marine propulsion shafting / X. Zhang, X. Gu // *Journal of Vibroengineering*. — 2017. — Vol. 19, no. 3. — P. 1854–1866.

114. Кушнер Г. А. Экспериментальное исследование параметрических колебаний валопроводов судов / Г. А. Кушнер, В. А. Мамонтов, А. А. Халявкин // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2015. — № 1.

115. Миронов А. И. Об одной из возможных причин динамической неустойчивости валопроводов судов / А. И. Миронов, А. Ю. Кукарина // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2015. — № 3.

116. Румб В. К. О необходимости расчета осевых колебаний судовых валопроводов / В. К. Румб, А. С. Арутюнян // *Морской вестник*. — 2009. — № 2. — С. 46–47.

117. Murawski L. Shaft Line Whirling Vibrations -Numerical Assumptions' Effects on Analysis Results / L. Murawski.

118. Murawski L. Static and dynamic analyses on marine propulsion systems / L. Murawski. — Warszawa : Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2003. — 99 p. — ISBN: 83-7207-350-3.

119. Murawski L. Some aspects of torsional vibration analysis methods of marine power transmission systems / L. Murawski // *Journal of Polish CIMAC*. — 2012. — Vol. 7, no. 2. — P. 175–182.

120. Миронов А. И. О возможности возникновения параметрических колебаний в системе валопровода / А. И. Миронов, А. А. Халявкин // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2010. — № 1.

121. Денисова Л. Ми. К исследованию поперечных колебаний валопроводов судов / Л. Ми. Денисова, А. И. Миронов, А. А. Халявкин // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2010. — № 1.

122. Денисова Л. М. Сравнительный анализ собственных частот различных участков гребного вала судов / Л. М. Денисова, А. И. Миронов // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2011. — № 2.

123. Миронов А. И. К исследованию поперечных колебаний гребных валов. Часть 1 / А. И. Миронов // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. — 2013. — № 2.

124. Миронов А. И. К исследованию поперечных колебаний гребных валов. Часть 3. Влияние момента инерции винта на собственную частоту и форму колебаний гребного вала / А. И. Миронов // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2014. — № 3.
125. Халявкин А. А. Влияние материала дейдвудных подшипников на частоту поперечных колебаний судового валопровода / А. А. Халявкин, Д. В. Лошадкин, А. Я. Ауслендер и др. // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2018. — № 4.
126. Миронов А. И. К исследованию поперечных колебаний гребных валов. Часть 2. Влияние упругой податливости подшипников на процесс колебаний вала / А. И. Миронов // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2014. — № 1.
127. Халявкин А. А. Влияние коэффициента жесткости капролона на частоту собственных колебаний валопроводов судов / А. А. Халявкин, В. А. Мамонтов, М. П. Комаров. — № 2.
128. Халявкин А. А. Расчет параметрических колебаний валопроводов судов с учетом изменения жесткости кормового дейдвудного подшипника / А. А. Халявкин, В. А. Мамонтов, А. А. Мигунов // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 4.
129. Миронов А. И. Влияние колебаний вала на параметры «центровки» валопровода / А. И. Миронов, Е. В. Пономарёва // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. — 2014. — № 2.
130. Свиргун О. А. Методика расчетов резинометаллических подшипников скольжения, смазываемых водой / О. А. Свиргун, А. С. Столбовой, В. П. Свиргун // Вісник СевНТУ. — 2010. — № 110. — С. 273–278.
131. de Kraker A. Calculation of Stribeck curves for (water) lubricated journal bearings / A. de Kraker, R. A.J. van Ostayena, D. J. Rixenb // Tribology International. — 2007. — Vol. 40. — P. 459—469.
132. Jang J. Y. On the Characteristics of Misaligned Journal Bearings / J. Y. Jang, M. M. Khonsari // Lubricants. — 2015. — Vol. 3. — P. 27–53.
133. Asanabe S. Theoretical and Experimental Investigation on Sterntube Bearing Lubrication / S Asanabe, M Akahoshi, T Matsunobu // Mitsubishi Technical Review. — 1972.

134. Freund N. O. A thermo–elasto–hydrodynamic study of journal bearings : Ph.D. thesis / W. & F. Pascoe. — 1998.
135. Nikitas R. G. Tribological Study of the Stern Tube Bearing of Marine Vessels : Diploma thesis / National Technical University of Athens.
136. Sada H. An Environmentally Compatible Lubricant for Sterntubes and Marine Hydraulic Systems / H. Sada, S. Yamajo, D. W. Hawkins // Advanced Naval Propulsion Symposium of the American Society of Naval Engineers, Arlington. — 2008.
137. Komar I. Hydrodynamic and elastohydrodynamic lubrication model to verify the performance of marine propulsion shafting / I. Komar, N. Vulic, L. Roldo // Transactions of FAMENA. — 2013. — Vol. 37, no. 1. — P. 15–27.
138. Hirani H. Rapid performance evaluation of journal bearings / H. Hirani, T. V. V. L. N. Rao, K. Athre, S. Biswas // Tribology International. — 1997. — November. — Vol. 30, no. 11. — P. 825–834.
139. Hirani Harish. Tribological study of elastomeric bearings for marine propeller shaft system / Harish Hirani, Manish Verma // Tribology International. — 2009. — Vol. 42. — P. 378—390.
140. Hirani H. A simplified mass conserving algorithm for journal bearing under large dynamic loads / H Hirani, K Athre, S Biswas // International Journal of Rotating Machinery. — 2001. — Vol. 7, no. 1. — P. 41–51.
141. Hirani H. Dynamic analysis of engine bearings / H Hirani, K Athre, S Biswas // International Journal of Rotating Machinery. — 1999. — Vol. 5, no. 4. — P. 283–293.
142. Xie Zh. Effect of Surface Topography and Structural Parameters on the Lubrication Performance of a Water-Lubricated Bearing: Theoretical and Experimental Study / Zh. Xie, Zh. Rao, H. Liu // Coatings. — 2019. — Vol. 9, no. 1. — P. 23.
143. Xie Zh. Theoretical and experimental research on the friction coefficient of water lubricated bearing with consideration of wall slip effects / Zh. Xie, Zh.-Sh. Rao, L. Liu, R. Chen // Mechanics & Industry. — 2016. — Vol. 17, no. 1. — P. 106.
144. Xie Zh.-L. The lubrication performance of water lubricated bearing with consideration of wall slip and inertial force / Zh.-L. Xie, N. Ta, Zh.-Sh. Rao // Journal of Hydrodynamics, Ser. B. — 2017. — Vol. 29, no. 1. — P. 52–60.
145. Xie Zh. Investigations on transitions of lubrication states for water lubri-

cated bearing. Part I: determination of friction coefficients and film thickness ratios / Zh. Xie, Zh.-Sh. Rao, N. Ta, L. Liu // *Industrial Lubrication and Tribology*. — 2016. — Vol. 68, no. 3. — P. 404–415.

146. Xie Zh. Investigations on transitions of lubrication states for water lubricated bearing. Part II: further insight into the film thickness ratio λ / Zh. Xie, Zh.-Sh. Rao, N. Ta, L. Liu // *Industrial Lubrication and Tribology*. — 2016. — Vol. 68, no. 3. — P. 416–429.

147. Jakeman R. W. An elastohydrodynamic analysis of a misaligned sterntube bearing / R. W. Jakeman // *Journal of Physics D: Applied Physics*. — No. 25. — IOP Publishing, 1992. — P. A101–A107.

148. Jakeman R. W. A numerical analysis method based on flow continuity for hydrodynamic journal bearings / R. W. Jakeman // *Tribology international*. — 1984. — Vol. 17, no. 6. — P. 325–333.

149. Jakeman R. W. Influence of sterntube bearings on lateral vibration amplitudes in marine propeller shafting / R. W. Jakeman // *Tribology international*. — 1989. — Vol. 22, no. 2. — P. 125–136.

150. Jakeman R. W. Non-linear oil film response model for the dynamically misaligned sterntube bearing / R. W. Jakeman // *Tribology international*. — 1989. — Vol. 22, no. 1. — P. 3–10.

151. Jakeman R. W. Performance and oil film dynamic coefficients of a misaligned sterntube bearing / R. W. Jakeman // *ASLE transactions*. — 1986. — Vol. 29, no. 4. — P. 441–450.

152. Litwin W. Influence of shaft misalignment on water lubricated turbine sliding bearings with various bush modules of elasticity / W. Litwin, A. Olszewski, M. Wodtke // *Key Engineering Materials / Trans Tech Publ*. — Vol. 490. — 2012. — P. 128–134.

153. Litwin W. Assessment of possible application of waterlubricated sintered brass slide bearing for marine propeller shaft / W. Litwin, A. Olszewski // *Polish Maritime Research*. — 2012. — Vol. 19, no. 4. — P. 54–61.

154. Litwin W. Water-lubricated sintered bronze journal bearings—theoretical and experimental research / W. Litwin, A. Olszewski // *Tribology Transactions*. — 2014. — Vol. 57, no. 1. — P. 114–122.

155. Litwin W. Influence of main design parameters of ship propeller shaft water-

- lubricated bearings on their properties / W. Litwin // Polish maritime research. — 2010. — Vol. 17, no. 4 (67). — P. 39–45.
156. Litwin W. Water: An Extraordinary, Ordinary Lubrication Liquid. Influence of Water Salinity, Pressure and Temperature on Water Lubricated Bearings Properties / W. Litwin // STLE/ASME 2010 International Joint Tribology Conference / American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. — 2010. — P. 103–105.
157. Litwin W. Marine Water Lubricated Stern Tube Bearings: Design and Operation Problems / W. Litwin // ASME/STLE 2007 International Joint Tribology Conference / American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. — 2007. — P. 211–213.
158. Litwin W. Influence of local bush wear on properties of water lubricated marine stern tube bearings / W. Litwin // Polish Maritime Research. — 2011. — Vol. 18, no. 1. — P. 32–36.
159. Litwin W. Marine water lubricated stern tube bearings—calculations and measurements of heavy loaded bearings / W. Litwin // STLE/ASME International Joint Tribology Conference October. — Vol. 20. — 2008. — P. 22.
160. Litwin W. Properties comparison of rubber and three layer PTFE-NBR-bronze water lubricated bearings with lubricating grooves along entire bush circumference based on experimental tests / W. Litwin // Tribology International. — 2015. — Vol. 90. — P. 404–411.
161. Litwin W. Water lubricated marine stern tube bearings: attempt at estimating hydrodynamic capacity / W. Litwin // Proceedings of the ASME/STLE. — 2009.
162. Wang Y. Study of the lubrication performance of water-lubricated journal bearings with CFD and FSI method / Y. Wang, Z. Yin, D. Jiang et al. // Industrial Lubrication and Tribology. — 2016.
163. Wang Y. A mixed-TEHD analysis and experiment of journal bearings under severe operating conditions / Y. Wang, Ch. Zhang, Q. J. Wang, Ch. Lin // Tribology international. — 2002. — Vol. 35, no. 6. — P. 395–407.
164. Liu J. Study on the performance of water lubricated stern tube bearing based on fluent / J. Liu, Zh. L. Liu, X. K. Meng, X. X. Liang // Applied Mechanics and Materials / Trans Tech Publ. — Vol. 496. — 2014. — P. 692–696.
165. Du Y. Effects on lubrication characteristics of water-lubricated rubber bearings with journal tilting and surface roughness / Y. Du, M. Li // Proceedings of

the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. — 2020. — Vol. 234, no. 2. — P. 161–171.

166. Zhou Y. Analysis of frictional noise for water lubricated rubber bearings system / Y. Zhou, G. X. Li, J. X. Wang // *Advanced Materials Research / Trans Tech Publ.* — Vol. 156. — 2011. — P. 607–610.

167. Solomonov Y. — Experimental investigation of tribological characteristics of water-lubricated bearing materials on a pin-on-disk test rig. — Master of philosophy thesis, The University of Adelaide, Adelaide, 2014.

168. Мамонтов В. А. Анализ износов капролоновых втулок дейдвудных подшипников гребного вала / В. А. Мамонтов, А. И. Миронов, Ч. А. Кужахметов, А. А. Халявкин // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология.* — 2012. — № 1.

169. Litwin W. Experimental research on water-lubricated marine stern tube bearings in conditions of improper lubrication and cooling causing rapid bush wear / W. Litwin, Cz. Dymarski // *Tribology International.* — 2016. — Vol. 95. — P. 449–455.

170. Litwin W. Influence of local bush wear on water lubricated sliding bearing load carrying capacity / W. Litwin // *Tribology International.* — 2016. — Vol. 103. — P. 352–358.

171. Litwin W. Water-lubricated bearings of ship propeller shafts — Problems, experimental tests and theoretical investigations / W. Litwin // *Polish Maritime Research.* — 2009. — Vol. 16, no. 4(62). — P. 42—50.

172. Litwin W. Water lubricated hybrid propeller shaft bearings with polymer bearing bush / W. Litwin // *World Tribology Congress III / American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.* — 2005. — P. 13–14.

173. Litwin W. Experimental investigation on marine main shaft bearings with reduced length to diameter ratio / W. Litwin // *STLE/ASME 2010 International Joint Tribology Conference / American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.* — 2010. — P. 171–173.

174. Litwin W. Experimental research on water lubricated three layer sliding bearing with lubrication grooves in the upper part of the bush and its comparison with a rubber bearing / W. Litwin // *Tribology International.* — 2015. — Vol. 82. — P. 153–161.

175. Litwin W. Influence of surface roughness topography on properties of water-lubricated polymer bearings: experimental research / W. Litwin // Tribology Transactions. — 2011. — Vol. 54, no. 3. — P. 351–361.
176. Litwin W. Experimental investigation on marine main shaft bearings with reduced length to diameter ratio / W. Litwin // STLE/ASME 2010 International Joint Tribology Conference / American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. — 2010. — P. 171–173.
177. Litwin W. Marine propeller shaft bearings under low-speed conditions: water vs. oil lubrication / W. Litwin // Tribology Transactions. — 2019. — Vol. 62, no. 5. — P. 839–849.
178. Piatkowska E. Attempt at evaluating the influence of bending stress on shaft wear processes in water lubricated sliding bearing with a rubber bushing / E. Piatkowska, W. Litwin // Tribologia. — 2017.
179. Litwin W. Water lubricated main shaft bearings with three layer bush—modern solution for marine industry / W. Litwin, M. Iwao, H. Noriaki. — 2016.
180. Rao A. R. A study of wear characteristics of journal bearings operating under mixed-lubrication conditions / A. R. Rao, P. V. Mohanram // Wear. — 1994. — Vol. 172, no. 1. — P. 11–22.
181. Stachowiak Gwidon W. Engineering tribology / Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor. — Elsevier, 2013. — 852 p. — ISBN: 978-0-12-397047-3.
182. Темис М. Ю. Расчет статических и динамических коэффициентов подшипника скольжения с учетом деформативности его рабочих поверхностей / М. Ю. Темис // Вестник ГГТУ им. ПО Сухова. — 2004. — № 4 (17).
183. Hother-Lushington S. Water lubricated bearings / S Hother-Lushington // Tribology international. — 1976. — Vol. 9, no. 6. — P. 257–260.
184. Румб В. К. Прогнозирование долговечности дейдвудных подшипников / В. К. Румб // Морской вестник. — 2008. — № 2(26). — С. 30–31.
185. Михайлова М. А. Анализ изнашивания дейдвудных подшипников в зависимости от физико-механических характеристик материала вкладышей и условий эксплуатации судна / М. А. Михайлова // Вестник АГТУ. — 2005. — № 2.
186. Carter C. D. Developments in Seawater Lubricated Propeller Shaft Bearings for Commercial Ships / C. D. Carter, K. Ogle.

187. Amini H. Numerical calculations of propeller shaft loads on azimuth propellers in oblique inflow / H. Amini, L. Sileo, S. Steen // *Journal of marine science and technology*. — 2012. — Vol. 17, no. 4. — P. 403–421.

188. Георгиевская Е. П. Метод экспериментального исследования гидродинамических характеристик гребных винтов в косом потоке / Е. П. Георгиевская // *Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова*. — 1966. — № 231. — С. 16–19.

189. Пустошный А. В. Проектирование движителей для многорежимных судов с учетом особенностей их работы на различных эксплуатационных режимах : Дис. ... д-ра техн. наук. / ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — 2001.

190. Ball W. E. Podded Propulsor Shaft Loads from Free-running Model Experiments in Calm Water and Waves / W. E. Ball, J. S. Carlton // *The Journal of Maritime Engineering, Trans RINA*. In course of publication. — 2006.

191. Ляховицкий А. Г. Влияние нерегулярного волнения на работу судовых движителей / А. Г. Ляховицкий, М. П. Зорин // *Вопросы совершенствования мореходных качеств*. — 1971. — С. 136–139.

192. Andreau C. Determination of hydrodynamic propeller forces and moments from measured deformations of line shafting / C. Andreau, R. Ville. — 2006. — P. 1–16.

193. Nozawa K. Hydrodynamic performance and exciting force of surface piercing propeller / K. Nozawa // *APHydro 2002*. — 2002. — P. 198–203.

194. Takeuchi M. Studies on the Added Mass and Added Moment of Inertia of Propellers-II / M. Takeuchi, E. Osaki, Y. Kon. — 1983.

195. Дорофенюк С. К. Экспериментальное определение массы воды, присоединяющейся к гребному винта при изгибных колебаниях валопровода / С. К. Дорофенюк, Г. А. Саломатин // *Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова*. — 1960. — № 152. — С. 92–101.

196. Wang Jungyong. Experimental study on a model azimuthing podded propulsor in ice / Jungyong Wang, Ayhan Akinturk, Neil Bose et al. // *Journal of Marine science and Technology*. — 2008. — Vol. 13, no. 3. — P. 244–255.

197. Wang J. An overview of model tests and numerical predictions for propeller-ice interaction / J. Wang, A. Akinturk, N. Bose, S. J. Jones. — 2007.

198. Wang Jungyong. Ice loads on a model podded propeller blade in milling conditions / Jungyong Wang, Ayhan Akinturk, Stephen J Jones, Neil Bose // *ASME*

- 2005 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering / American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. — 2005. — P. 931–936.
199. Wang J. Model podded propeller-ice interaction in extreme conditions using a probabilistic model / J. Wang, A. Akinturk, S. J. Jones, N. Bose. — 2005.
200. Wang J. An experimental model for ice performance of podded propellers / J Wang // Proceedings of the 27th American towing tank conference, 2004 / Institute for Ocean Technology, National Research Council of Canada. — 2004.
201. Ильин В. М. Экспериментальные исследования взаимодействия движения с корпусом и нестационарных нагрузок в системе двигатель–валопровод при качке / В. М. Ильин, О. Н. Каретников // Средства и методы гидродинамического эксперимента в судостроении. — 1980. — № 336. — С. 29–34.
202. Ильин В. М. Экспериментальное исследование влияния корпуса на работу гребного винта при качке быстроходных контейнерных судов / В. М. Ильин // Экспериментальная гидродинамика судна. — 1977. — № 249. — С. 95–104.
203. Ильин В. М. Исследование гидродинамических характеристик гребных винтов в условиях частичного и малого погружения / В. М. Ильин // Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — 1975. — № 285. — С. 143–154.
204. Липис В. Б. Гидродинамика гребного винта при качке судна / В. Б. Липис. — Л. : Судостроение, 1975. — 264 с.
205. Ortolani F. Experimental investigation of single blade loads by captive model tests in pure oblique flow / F. Ortolani, M. Viviani, G. Tani, G. Dubbioso // Ocean Engineering. — 2020. — Vol. 196.
206. Заводовский Н. Ю. Уточнение внешних условий, определяющих нестационарные гидродинамические нагрузки на гребном винте при качке / Н. Ю. Заводовский, В. С. Шпаков // Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — 1973. — № 276. — С. 10–15.
207. Бискуп Б. А. Практические оценки нестационарных гидродинамических нагрузок, передаваемых от гребного винта на валопровод крупнотоннажного судна / Б. А. Бискуп, В. С. Шпаков // XXIII Крыловские чтения / ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — № 9. — Л. : Судостроение, 1974. — С. 47–49.
208. Фоменко Ю. И. Гидродинамические характеристики комплекса гребной винт-направляющая насадка при качке вблизи свободной поверхности воды /

- Ю. И. Фоменко, В. Ф. Малова // Мореходные качества судов. — 1972. — № 153. — С. 31–46.
209. Инякин Л. Ф. О соотношении расчётных и измеренных значений периодических усилий на гребном винте / Л. Ф. Инякин // Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — 1973. — № 276. — С. 16–20.
210. Глава II. Переодические силы, передаваемые гребным винтом корпусу судна // Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — 1972. — № 273. — С. 65–95.
211. Miller M. L. Experimental determination of unsteady forces on contrarotating propellers in uniform flow : Tech. rep., M. L. Miller : Dawid W. Taylor Naval Ship Research and Development Center, 1976.
212. Wereldsma R. Dynamic behaviour of ship propellers / R. Wereldsma. — 1965.
213. Крылов О. Н. Исследование и разработка методики учета влияния обтекания корпуса судна при качке на действие гребного винта : Дис. . . канд. техн. наук. / ОИИМФ. — 1985.
214. Shamsi R. Hydrodynamic analysis of puller and pusher of azimuthing podded drive at various yaw angles / R. Shamsi, H. Ghassemi // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment. — 2014. — Vol. 228, no. 1. — P. 55–69.
215. Sun Sh. Numerical prediction analysis of propeller exciting force for hull–propeller–rudder system in oblique flow / Sh. Sun, L. Li, Ch. Wang, H. Zhang // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. — 2018. — Vol. 10, no. 1. — P. 69–84.
216. Wang C. Numerical simulation of propeller exciting force induced by milling-shape ice / C. Wang, X. Li, X. Chang, W. P. Xiong // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. — 2019. — Vol. 11, no. 1. — P. 294–306.
217. Abramowski Tomasz. Prediction of propeller forces during ship maneuvering / Tomasz Abramowski // Journal of theoretical and applied mechanics. — 2005. — Vol. 43, no. 1. — P. 157–178.
218. Kuroiwa R. Reliability improvement of stern tube bearing considering propeller shaft forces during ship turning / R. Kuroiwa, A. Oshima, T. Nishioka et al. // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review. — 2007. — Vol. 44, no. 3. — P. 1–3.

219. Abbas N. CFD prediction of unsteady forces on marine propellers caused by the wake nonuniformity and nonstationarity / N. Abbas, N. Kornev, I. Shevchuk, P. Anschau // *Ocean Engineering*. — 2015. — Vol. 104. — P. 659–672.

220. Driesel S. Comparison of time depending wake field induced shaft line vibrations with respect to ships having different block coefficients : Diploma thesis / University of Rostock. — 2011.

221. Бражко А. С. Моделирование работы гребного винта в насадке в косом набегающем потоке / А. С. Бражко, Ю. М. Король // *Сборник научных работ НУК*. — 2013. — № 1.

222. Бражко А. С. Применение программного комплекса Flow Vision к решению задач о работе гребного винта в косом потоке / А. С. Бражко, Ю. М. Король // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*. — Миколаїв : НУК, 2011.

223. Dubbioso G. Analysis of propeller bearing loads by CFD. Part I: straight ahead and steady turning maneuvers / G. Dubbioso, R. Muscari, F. Ortolani, A. Di Mascio // *Ocean Engineering*. — 2017. — Vol. 130. — P. 241–259.

224. Mauro S. Investigation of asymmetrical shaft power increase during ship maneuvers by means of model tests and CFD / S. Mauro, G. Dubbioso, R. Broglia, R. Muscari // *Proceedings of 29th symposium on naval hydrodynamics, Gothenburg*. — 2012.

225. Ortolani F. Investigation of the radial bearing force developed during actual ship operations. Part 1: straight ahead sailing and turning maneuvers / F. Ortolani, S. Mauro, G. Dubbioso // *Ocean Engineering*. — 2015. — Vol. 94. — P. 67–87.

226. Ortolani F. Investigation of the radial bearing force developed during actual ship operations. Part 2: unsteady maneuvers / F. Ortolani, S. Mauro, G. Dubbioso // *Ocean Engineering*. — 2015. — Vol. 106. — P. 424–445.

227. Belibassakis K. A. Effects of wave-induced ship motion on propeller-hull interaction with application to fouling estimation and propulsion optimization / K. A. Belibassakis // *Proceedings Internat. Maritime Association Mediterranean Conference, IMAM*. — 2009.

228. Hutchison S. Numerical investigation of ducted propeller added mass / S. Hutchison, S. Steen, A. Sanghani // *Proceedings of the Third International Symposium on Marine Propulsors Symposium, Tasmania, Australia*. — 2013. — P. 69–77.

229. ОСТ 5.4268-78 Винты гребные. Методика расчёта гидродинамических

усилий на гребных винтах, работающих в неравномерном потоке за корпусом судна. — 1978.

230. Войткунский Я. И. Справочник по теории корабля / Я. И. Войткунский, Р. Я. Першиц, Титов И. А. — Л. : Судпромгиз, 1960. — Т. 1 из 3. — 688 с.

231. Бавин В. Ф. Гребные винты. Современные методы расчёта / В. Ф. Бавин, Н. Ю. Завадовский, В. Г. Левковский, В. Г. Мишкевич. — Л. : Судостроение, 1983. — 296 с.

232. Batrak Y. A. Propeller hydrodynamic loads in relation to propulsion shaft alignment and vibration calculations / Y. A. Batrak, V. P. Shestopal, R. Y. Batrak // Proceedings of the Propellers / Shafting Symposium. — 2012. — P. 10–1 – 10–14.

233. Батрак Ю. А. Определение гидродинамических нагрузок на винте в системе проектирования валопроводов ShaftDesigner / Ю. А. Батрак, С. В. Истомина, В. П. Шестопап // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці. — Миколаїв : НУК, 2012. — С. 164–166.

234. Батрак Ю. А. Постоянные и пульсационные нагрузки на гребном винте в расчетах центровки и колебаний валопроводов / Ю. А. Батрак, В. П. Шестопап // Кораблебудування. — 2012. — P. 53–61.

235. Турбал В. К. Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов / В. К. Турбал, В. С. Шпаков, В. М. Штумпф. — Судостроение, 1983.

236. Завадовский Н. Ю. Применение теории несущей поверхности для расчёта нестационарных усилий на гребных винтах транспортных судов приспособленных к попутному потоку / Н. Ю. Завадовский // XXIII Крыловские чтения / ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — № 9. — Л. : Судостроение, 1974. — С. 26–30.

237. Иванов В. К. Исследование периодических усилий, возникающих на движительном комплексе гребной винт-направляющая насадка / В. К. Иванов // Вопросы совершенствования мореходных качеств. — 1971. — № 168. — С. 122–135.

238. Ивченко В. М. Нестационарные силы, возникающие при работе судового движителя / В. М. Ивченко, Ю. Н. Чикер // Судовые движители. — 1964. — № 62. — С. 4–19.

239. Hoshino Tetsuji. Application of quasi-continuous method to unsteady propeller lifting-surface problems / Tetsuji Hoshino // Journal of the Society of Naval

Architects of Japan. — 1985. — Vol. 1985, no. 158. — P. 48–68.

240. Бабаев Н. Н. О периодических силах, возникающих на лопастях гребного винта при работе его в неравномерном поле скоростей / Н. Н. Бабаев // ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. — 1956. — № 105. — С. 3–19.

241. Липис В. Б. Действие гребного винта при движении судна на волнении как случайный процесс / В. Б. Липис // Судовые движители и кавитация. — 1969. — № 125. — С. 23–27.

242. Шебалов А. Н. Экспериментальное исследование нестационарных гидродинамических характеристик гребных винтов при гармонических колебаниях в плоскости винта / А. Н. Шебалов, В. Б. Липис, В. Ф. Малова // Судовые движители. — 1964. — № 62. — С. 20–35.

243. Фоменко Ю. И. Эффективность комплекса гребной винт–направляющая насадка в условиях хода крупнотоннажных судов на волнении / Ю. И. Фоменко // XXIII Крыловские чтения. — Л. : Судостроение, 1974. — С. 23–24.

244. Шпаков В. С. Влияние эксплуатационных факторов на уровень переменных гидродинамических нагрузок в системе гребной винт-валопровод / В. С. Шпаков.

245. Басин А. М. Теория и расчёт гребных винтов / А. М. Басин, И. Я. Минович. — Л. : ГСИСП, 1963.

246. Viner A. C. Ship Vibration / A. C. Viner // Lloyds Register of Shipping. — 1971. — Vol. 53. — P. 2–46.

247. Гофман А. Д. Движительно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справочник / А. Д. Гофман. — Л. : Судостроение, 1988. — 360 с. — ISBN: 5-7355-0053-8.

248. Carlton J. S. Marine Propellers and Propulsion / J. S. Carlton. — Fourth edition. — Oxford : Elsevier, 2019. — 516 p. — ISBN: 987-0-08-100366-4.

249. MacPherson D. M. Estimation of entrained water added mass properties for vibration analysis / D. M. MacPherson, V. R. Puleo, M. B. Packard // The Society of Naval Architects & Marine Engineers, New England Section. — 2007.

250. Parsons M. G. Added mass and damping of vibrating propellers : Tech. rep., M. G. Parsons, William S. Vorus, E. M. Richard. — Michigan : The University of Michigan, 1980.

251. Липис В. Б. Определение инерционных сил и моментов, действующих

- на гребном винте при его неравномерном движении в нестационарном потоке / В. Б. Липис // Труды ЦНИМФ. — 1963. — № 49. — С. 115–129.
252. Короткин А. И. Присоединенные массы судна: Справочник / А. И. Короткин. — Л. : Судостроение, 1986. — 311 с.
253. Короткин А. И. Присоединённые массы судостроительных конструкций: Справочник / А. И. Короткин. — СПб. : Мор Вест, 2007. — 448 с. — ISBN: 978-5-9900314-7-0.
254. Hylarides S. Damping in propeller-generated ship vibrations / S. Hylarides. — 1974.
255. Jessup S. D. Experimental unsteady and time average loads on the blades of the CP propeller on a model of the DD-963 class destroyer for simulated modes of operation : techreport, S. D. Jessup, R. J. Boswell, J. J. Nelka. — Washington, D. C. : Dawid W. Taylor Naval Ship Research and Development Center, 1977.
256. Broglia R. Simulation of turning circle by CFD: analysis of different propeller models and their effect on manoeuvring prediction / R. Broglia, G. Dubbioso, D. Durante, A. Di Mascio // Applied Ocean Research. — 2013. — Vol. 39. — P. 1–10.
257. Batrak Y. Calculation of propulsion shafting transient torsional vibration induced by ice impacts on the propeller blades / Y. Batrak, N. M. Serdjuchenko, A. Tarasenko // Proceedings of world maritime technology conference, Saint-Petersburg, Russia. — 2012.
258. Batrak Y. A. Calculation of torsional vibration responses in propulsion shafting system caused by ice impacts / Y. A. Batrak, A. M. Serdjuchenko, A. I. Tarasenko // Torsional Vibration Symposium. — 2014. — P. 21–23.
259. Jinming L. Calculation the Influence of Ocean Waves on Shafting Based on 3-D FEM / L. Jinming, D. Libing // 2010 International Conference on Digital Manufacturing & Automation / IEEE. — Vol. 1. — 2010. — P. 340–343.
260. Курдюмов А. А. Прочность корабля / А. А. Курдюмов. — Л. : Судостроение, 1956. — 383 с.
261. Бойко М. С. Имитационное моделирование волновых нагрузок в задачах проектирования конструкций и определения допустимых условий эксплуатации судна : Дис. ... канд. техн. наук. / Санкт-Петербургский государственный морской технический университет. — 2012.
262. Karve Shashank Vishnu. Criteria for hull-machinery rigidity compatibility :

Tech. rep., Shashank Vishnu Karve : Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Engineering, 1981.

263. Volcy G. C. Integration and compatibility between machinery and hull from a static and vibration point of view / G. C. Volcy // Ship Vibration Symposium / The Society of Naval Architects and Marine Engineers. — 1978. — P. J-1 — J-19.

264. Кочанов Ю. П. Температурные деформации днищевых перекрытий судов в районе машинного отделения / Ю. П. Кочанов, А. Ф. Петрушин. — С. 8–17.

265. Суворов В. А. Изгиб и прочность корпуса судна на волнении / В. А. Суворов.

266. Sverko D. A solution to robust shaft alignment design / D. Sverko // ABS Technical Papers. — 2006.

267. Sverko D. Hull deflections shaft alignment interaction, a case study / D. Sverko. — 2005.

268. Батрак Ю. А. Исследование возможности окончательного монтажа главных двигателей судов в кормовом блоке до его стыка с остальной частью корпуса и разработка методики расчёта сил имитации : Отчёт о научно-исследовательской работе, Ю. А. Батрак, Ю. П. Кочанов, Н. Н. Лавров. — Николаев : НКИ, 1979.

269. П. Суслов В. Исследование и разработка методов расчёта и регулирования деформаций корпуса судна с целью обеспечения возможности окончательного монтажа на стапеле главных двигателей и валопровода : Отчёт о научно-исследовательской работе, Суслов В. П., Ю. П. Кочанов, Ю. А. Батрак и др. — Николаев : НКИ, 1976.

270. Батрак Ю. А. Экспериментальное исследование влияние температуры на деформации корпусных конструкций в районе машинного отделения / Ю. А. Батрак, Н. Н. Лавров // Строительная механика корабля. Сборник научных трудов. — 1990. — С. 38–44.

271. Короткин Я. И. Волновые нагрузки корпуса судна / Я. И. Короткин, О. Н. Рабинович, Д. М. Ростовцев. — Л. : Судостроение, 1987. — 236 с.

272. Короткин Я. И. Вопросы прочности морских транспортных судов / Я. И. Короткин. — Л. : Судостроение, 1965. — 388 с.

273. Murawski L. Thermal interaction between main engine body and ship hull / L. Murawski // Ocean Engineering. — 2018. — Vol. 147. — P. 107–120.

274. Dahler G. A study on flexible hulls, flexible engines, crank shaft deflections

- and engine bearing loads for VLCC propulsion machinery / G. Dahler, E. Brodin, B. J. Vartdal et al. // International Council on Combustion Engines. — 2004.
275. Vartdal B. J. The influence of hull deflection and propeller loading on load distribution in engine bearings / B. J. Vartdal // CIMAC Congress. — Bergen : 2010. — P. 1–9.
276. Dong C. Reliability Evaluation of Marine Propulsion Shaft Based on Stress-Strength Interference Theory / C. Dong, C. Yuan, X. Bai et al. // ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering / American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. — 2015.
277. Сердюченко А. М. Основи теорії пружності, будівельної механіки, міцності та вібрації суден / edited by А. М. Сердюченко ; А. М. Сердюченко, О. Є. Лугінін, Р. Ю. Коршиков et al. — Миколаїв : Видавництво НУК, 2012. — 422 p. — ISBN: 978-966-321-206-7.
278. Постнов В. А. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций / В. А. Постнов, И. Я. Хархурим. — Л. : Судостроение, 1974.
279. Murawski L. Stiffness characteristics and thermal deformations of the frame of high power marine engine / L. Murawski, M. Szmyt // Polish Maritime Research. — 2007. — Vol. 14, no. 1. — P. 16–22.
280. Murawski L. Thermal displacement of crankshaft axis of slow-speed marine engine / L. Murawski // Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike. — 2016. — Vol. 67, no. 4. — P. 17–29.
281. Muirhead B. Rigid Shafting and Flexible Hulls / B. Muirhead.
282. Bergande J. Alignment of direct-coupled large 2-stroke marine propulsion engines / J. Bergande // SNAME Propellers Shafting Symposium. — Williamsburg, USA.
283. Low K. H. Propulsion shaft alignment method and analysis for surface crafts / K. H. Low, S. H. Lim // Advances in Engineering Software. — 2004. — Vol. 35, no. 1. — P. 45–58.
284. Гаращенко П. А. Расчет общего изгиба корпуса судна и влияние изгиба на параметры центровки валопровода / П. А. Гаращенко // Вестник АГТУ. Морская техника и технологии. — 2000.
285. Wang Y. The Study on the effect of wave load on the ship hull deformation / Y. Wang, J. Chen, S. Gai // 2016 International Conference on Civil, Structure and

Environmental Engineering / Atlantis Press. — 2016.

286. Сердюченко А. Н. Згин та міцність суден в умовах морського хвилеутворення (Теоретичні основи та методика розрахунків): Навчально-методичний посібник / А. Н. Сердюченко. — Миколаїв, 2009. — 162 с.

287. И. Короткин Я. Прочность корабля / Короткин Я. И., Д. М. Ростовцев, Н. Л. Сиверс. — Л. : Судостроение, 1974. — 432 с.

288. Volcy G. Memoirs of a marine troubleshooter / G. Volcy. — London : The Institute of Marine Engineers, 1995. — 279 p. — ISBN: 0-907206-55-7.

289. Ремез Ю. В. Качка корабля / Ю. В. Ремез. — Л. : Судостроение, 1983. — 328 с.

290. Урсолов О. І. — Дослідження інерційних навантажень, що діють навалопровід та гребний гвинт під час повздовжньої хитавиці. — Магістерська робота, НУК ім. адм. Макарова, Миколаїв, 2016.

291. Меркулов В. А. Расчёт прочности гребных валов с учетом изгибающих усилий, обусловленных качкой судов / В. А. Меркулов, Е. М. Пасуманский // Судостроение. — 1984. — № 7. — С. 19–22.

292. Janco R. Solution Methods for Beam and Frames on Elastic Foundation Using the Finite Element Method / R. Janco // Mechanical Structures and Foundation Engineering 2010. Proceedings of International scientific conference MSFE 2010. — 2010.

293. Chen Sh.-F. Stiffness matrix for beams on elastic foundation by virtual work principle / Sh.-F. Chen // Soils and Foundations. — 1972. — P. 46–56.

294. Козляков В. В. Проектирование доковых опорных устройств / В. В. Козляков, Г. В. Финкель, И. Я. Хархурим. — Л. : Судостроение, 1973. — 176 с.

295. Веселов В. Н. Построение матрицы жёсткости рельсового пути башенного крана методом конечных элементов / В. Н. Веселов // Вестник АГТУ. — 2006. — № 1 (30). — С. 203–206.

296. Zhaohua F. Beam elements on two-parameter elastic foundations / F. Zhaohua, R. D. Cook // Journal of Engineering Mechanics. — 1983. — Dec. — Vol. 109, no. 6.

297. Колосова Г. С. Применение функций Крылова А. Н. для решения задач строительной механики / Г. С. Колосова, Куроедов В. В. // Строительство уникальных зданий и сооружений. — 2013. — № 4 (9). — С. 42–52.

298. Eisenberger M. Exact stiffness matrix for beams on elastic foundation / M. Eisenberger, D. Z. Yankelevsky // *Computers & Structures*. — 1985. — Vol. 21, no. 6. — P. 1355–1359.
299. Козляков В. В. Точная матрица жёсткости для балки на упругом основании с учётом сдвига / В. В. Козляков // *Строительная механика корабля. Сборник научных трудов*. — 1983. — С. 5–13.
300. Yankelevsky D. Z. An exact finite element for beams on elastic foundation / D. Z. Yankelevsky, M. Eisenberger // *Proceedings of the Eleventh International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering*. — 1985.
301. Mourelatost Z. P. A finite element analysis of beams on elastic foundation including shear and axial effects / Z. P. Mourelatost, M. G. Parsons // *Computers & Structures*. — 1987. — Vol. 27, no. 3. — P. 323–331.
302. Chen J. An Improved Solution for Beam on Elastic Foundation using Quintic Displacement Functions / J. Chen, Y. Feng, W. Shu // *KSCE Journal of Civil Engineering*. — 2015. — P. 1–11.
303. Крылов А. Н. О расчёте балок на упругом основании / А. Н. Крылов. — Второе изд. — Л. : Издательство академии наук СССР, 1931. — 154 с.
304. Кузьменко А. Г. Метод алгебраических уравнений в контактной механике / А. Г. Кузьменко. — Хмельницкий : ХНУ, 2006. — 448 с.
305. Бойцов Г. В. Справочник по строительной механике корабля / Под ред. О. М. Палий ; Г. В. Бойцов, О. М. Палий, В. А. Постнов, В. С. Чувиковский. — Судостроение, 1982. — Т. 2 из 3. — 464 с.
306. Турчак Л. И. Основы численных методов / Под ред. В. В. Щерников ; Л. И. Турчак. — М. : Наука, 1987. — 320 с.
307. Постнов В. А. Строительная механика корабля и теория упругости / В. А. Постнов, В. П. Суслов. — Л. : Судостроение, 1987. — Т. 1 из 2. — 288 с.
308. Дарков А. В. Строительная механика / А. В. Дарков, Н. Н. Шапошников. — 8 изд. — М. : Высшая школа, 1986. — 607 с.
309. Jayanti Sreenivas. Computational Fluid Dynamics for Engineers and Scientists / Sreenivas Jayanti. — Dordrecht : Springer, 2018. — 402 p. — ISBN: 978-94-024-1215-4.
310. Tang T. Modeling of soil-water-structure interaction : Ph. D. thesis / Technical University of Denmark. — Kgs. Lyngby, 2014.

311. Requirements concerning. Machinery installations. M52. — IACS, 2016. — 241 p.
312. Амосов А. А. Вычислительные методы для инженеров / А. А. Амосов, Ю. А. Дубинский, Н. В. Копченова. — М. : Высшая школа, 1994. — 544 с. — ISBN: 5-06-000625-5.
313. Nikolakopoulos Pantelis G. Elastohydrodynamic analysis and Pareto optimization of intact, worn and misaligned journal bearings / Pantelis G. Nikolakopoulos, Christos I. Papadopoulos, Lambros Kaiktsis // *Meccanica*. — 2011. — Vol. 46. — P. 577–588.
314. Segerlind L. J. Applied Finite Element Analysis / L. J. Segerlind. — 1 edition. — New York/London/Sydney/Toronto : John Wiley and Sons, Inc., 1976.
315. Batrak Y. A. High-end Software for Propulsion Shaft Calculation / Y. A. Batrak, M. van Leest // *SNAME Propellers/Shafting 2009 Symposium Papers*. — 2009. — P. 11-1 — 11-4.
316. ShaftDesigner — The Shaft Calculation Software by IMT. — 2019. — URL: <http://shaftsoftware.com/> (дата обращения: 07.09.2019).
317. Батрак Ю. А. Программный комплекс ShaftDesigner / Ю. А. Батрак // *Рациональное управление предприятием*. — 2012. — № 3. — С. 67–70.
318. Бородай И. К. Мореходность судов / И. К. Бородай, Ю. А. Нецветаев. — Л. : Судостроение, 1982. — 288 с.
319. Луговский В. В. Динамика моря / В. В. Луговский. — Л. : Судостроение, 1976. — 199 с.
320. Oshi M. K. On long-term statistics for ocean and costal waves / M. K. Oshi // *Coastal engineering*. — 1978. — С. 59–75.
321. Правила класифікації та побудови суден / Регістр судноплавства України. — К., 2020.
322. Правила классификации и постройки морских судов / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2020.
323. Rules for classification of ships. Part 3. Chapter 1. Hull structural design - Ships with length 100 metres and above / Det Norske Veritas AS. — 2015. — January. — P. 52–57.
324. Rules for building and classing steel vessels. Part 5A & 5B — Specific vessel types / Bureau of Shipping. — Houston, 2015. — P. 177–181.

325. Rules for the Classification of Steel Ships. Part B — Hull and Stability. Chapters 5–6–7–8 / Bureau Veritas. — Neuilly-sur-Seine, 2011. — P. 27–29.
326. Rules for Classification and Construction. Ship Technology. Seagoing Ships. Hull Structures / Germanischer Lloyd SE. — Hamburg, 2013. — P. 4–13 — 4–14.
327. Ушкалов В. Ф. Ускорения, возникающие при морской транспортировке ракет-носителей в условиях волнения и качки судна / В. Ф. Ушкалов, А. Н. Сердюченко, А. К. Шерстюк // Техн. Механика. — 2006. — № 2. — С. 20–31.
328. Справочник по теории корабля / Под ред. Я. И. Войткунского. — Л. : Судостроение, 1985. — Т. 1 из 3. — 768 с.
329. Постнов В. А. Вибрация корабля / В. А. Постнов, В. С. Калинин, Ростовцев Д. М. — Л. : Судостроение, 1983. — 248 с.
330. Методика расчёта прочности морских транспортных судов / Под ред. А. И. Максимаджи. — Третье изд. — Л. : Морской транспорт, 1964. — 141 с.
331. Справочник по строительной механике корабля / Под ред. Ю. А. Шиманский. — Л. : Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1960. — Т. 3 из 3. — 799 с.
332. Сердюченко А. Н. Методические указания для самостоятельной подготовки к выполнению лабораторных работ и РГЗ по разделу «Вибрация судовых конструкций» / А. Н. Сердюченко, А. И. Белокопья. — Николаев : НКИ, 1990. — 44 с.
333. Короткин Я. И. Конструкция и прочность корабля / Я. И. Короткин. — Л. : Ленинградский ордена Ленина кораблестроительный институт, 1977. — 108 с.
334. Нормы прочности морских судов / Регистр СССР. — 1991. — 92 с.
335. Free Software for Students | ANSYS Academic. — 2019. — URL: <https://www.ansys.com/academic> (дата обращения: 07.09.2019).
336. Кочанов Ю. П. Численные методы строительной механики корабля / Ю. П. Кочанов. — Николаев : Николаевский ордена Трудового Красного Знамени кораблестроительный институт, 1978. — 96 с.
337. Суслов В. П. Основи чисельних методів будівельної механіки корабля / В. П. Суслов, Ю. П. Кочанов. — Миколаїв : УДМТУ, 2003. — 72 с.
338. Шиманский Ю. А. Справочник по строительной механике корабля / Ю. А. Шиманский. — Л. : Судпромгиз, 1958. — Т. 1 из 3. — 627 с.

339. Бойцов Г. В. Справочник по строительной механике корабля / Г. В. Бойцов, О. М. Палий, В. А. Постнов, В. С. Чувиковский. — Л. : Судостроение, 1982. — Т. 1 из 3. — 464 с.
340. Theoretical reference for the mechanical APDL and mechanical applications / Ed. by Peter Kohnke. — Canonsburg : ANSYS, Inc., 2009.
341. Przemieniecki J. S. Theory of matrix structural analysis / J. S. Przemieniecki. — New York : Dover Publications, Inc., 1968. — 468 p.
342. Hutchinson J. R. Shear coefficients for Timoshenko beam theory / J. R. Hutchinson // *Journal of Applied Mechanics*. — 2001.
343. Васильев Ф. П. Методы оптимизации / Ф. П. Васильев. — М. : Издательство «Факториал Пресс», 2002. — 824 с. — ISBN: 5-88688-056-9.
344. Kelner V. A hybrid optimization technique coupling an evolutionary and a local search algorithm / V. Kelner, F. Capitanescu, O. Leonard, L. Wehenkel // *Journal of Computational and Applied Mathematics*. — 2008. — Vol. 215. — P. 448–456.
345. Kennedy J. Particle swarm optimization / J. Kennedy, R. Eberhart // *Neural Networks, 1995. Proceedings., IEEE International Conference on*. — Vol. 4. — 1995. — Nov. — P. 1942–1948.
346. Shi Y. A modified particle swarm optimizer / Y. Shi, R. Eberhart // *1998 IEEE International Conference on Evolutionary Computation Proceedings. IEEE World Congress on Computational Intelligence (Cat. No.98TH8360)*. — 1998. — May. — P. 69–73.
347. Poli R. Analysis of the Publications on the Applications of Particle Swarm Optimisation / R. Poli // *Journal of Artificial Evolution and Applications*. — 2008. — 10 p.
348. Byrd R. H. A trust region method based on interior point techniques for nonlinear programming / R. H. Byrd, J. C. Gilbert, J. Nocedal // *Math. Program., Ser. A*. — 2000. — Vol. 89. — P. 149–185.
349. Waltz R. A. An interior algorithm for nonlinear optimization that combines line search and trust region steps / R. A. Waltz, J.L. Morales, J. Nocedal, D. Orban // *Mathematical Programming*. — 2006. — Jul. — Vol. 107, no. 3. — P. 391–408.
350. Byrd R. H. An Interior Point Algorithm for Large-Scale Nonlinear Programming / R. H. Byrd, M. E. Hribar, J. Nocedal // *SIAM J. on Optimization*. — 1999. — apr. — Vol. 9, no. 4. — P. 877–900.

351. Margaret H. W. The interior-point revolution in optimization: history, recent developments, and lasting consequences / H. W. Margaret // Bull. Amer. Math. Soc. — 2005. — Vol. 42. — P. 39–56.
352. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчёт: Справочник / О. П. Леликов. — М. : Машиностроение, 2006. — 640 с. — ISBN: 5-217-03280-4.
353. Контактная задача кольцевого слоя малой толщины // Механика твёрдого тела. — 1996. — Т. 1. — С. 135–139.
354. Власов В. З. Балки, плиты и оболочки на упругом основании / В. З. Власов, Леонтьев Н. Н. — М. : ГИФМЛ, 1960. — 491 с.
355. Javorova J. Squeeze film effect at elasto-hydrodynamic lubrication of plain journal bearings / J. Javorova, Mazdrakova An. // Science, Engineering & Education. — 2016. — no. 1(1). — P. 11–20.
356. Javorova J. Analysis of HD Journal Bearings Considering Elastic Deformation and Non-Newtonian Rabinowitsch Fluid Model / J. Javorova, A. Mazdrakova, I. Andonov, A. Radulescu // Tribology in Industry. — 2016. — Vol. 38, no. 2. — P. 186–196.
357. Higginson G. The theoretical effects of elastic deformation of the bearing liner / G. Higginson // Mech. Eng. — 1966. — Vol. 180. — P. 31–38.
358. Tishchenko V. Models of layer deformation of an elastic half space / V. Tishchenko // Elsevier Journal of Soviet Mathematics. — 1993. — Vol. 65, no. 1. — P. 1396–1402.
359. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. — М. : Машиностроение, 1976.
360. Thordon. Engineering manual version E2006.1. — Ontario, Canada : Thordon Bearings inc., 2006. — 57 p.
361. Суслов В. П. Строительная механика корабля и основы теории упругости / В. П. Суслов, Ю. П. Кочанов, В. Н. Спихтаренок. — Л. : Судостроение, 1972. — 720 с.
362. Прочность, устойчивость, колебания / Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. — М. : Машиностроение, 1968. — Т. 1 из 3. — 831 с.
363. Рекач В. Г. Руководство к решению задач по теории упругости / В. Г. Рекач. — М. : Новая школа, 1966. — 228 с.

364. Gyekenyesi J. P. NASA-TM-X-71467. Three-dimensional elastic stress and displacement analysis of finite geometry solids containing cracks : Nasa technical memorandum, J. P. Gyekenyesi, A. Menddison. — Boulddr, Ohio : Lewis Research Center, 1974.
365. Найфе А. Методы возмущений / А. Найфе. — М. : Мир, 1975. — 446 с.
366. Крылов А. Н. Качка корабля. Собр. трудов. / А. Н. Крылов. — М. —Л. : АН СССР, 1951. — Т. XI.
367. Хаскинд М. Д. Гидродинамическая теория качки корабля / М. Д. Хаскинд. — М. : Наука, 1973.
368. Некрасов В. А. Вероятностные задачи мореходности судов / В. А. Некрасов. — Л. : Судостроение.
369. Final Report on Wave Response Calculation for IACS Ship : Technical report oed-83014 : American Bureau of Shipping Ocean Engineering Division, 1983.
370. Сердюченко А. М. Нелінійні задачі гідродинаміки вітрових хвиль та суден в умовах морського хвилювання : Дис. . . . д-ра ф.-м. наук. / УДМТУ. — Миколаїв, 2003.
371. Справочник по теории корабля / Под ред. Я. И. Войткунского. — Л. : Судостроение, 1985. — Т. 2 из 3. — 440 с.
372. Hasselmann K. Measurements of wind-wave growth and swell decay during during the Joint North Sea Water Project (JONSWAP) : Tech. rep., K. Hasselmann, T. P. Barnett, E. Bouws et al. — Hamburg : Deutsches Hydrographisches Institut, 1973.
373. Bentley Systems, Incorporated. — Maxsurf Motion. Windows Version 20. User manual, 2013.
374. Spangenberg S. The effect of wave grouping on slow drift oscillations of an offshore structure : Tech. rep., S. Spangenberg : Danish Ship Research Laboratory, 1980.
375. Благовещенский С. Н. Справочник по статике и динамике корабля. Динамика корабля / С. Н. Благовещенский, А. Н. Холодилин. — Л. : Судостроение, 1976. — Т. 2 из 2. — 176 с.

ДОДАТОК А. ОСНОВНІ ВИРАЗИ МЕТОДУ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Метод скінченних елементів відноситься до множини чисельних методів [278, 336, 337] і дозволяє визначати НДС пружних тіл зі складною конфігурацією. Цей метод широко застосовується як у науковій, так і в інженерній розрахунковій практиці. Через те, що метод приводить до алгоритму з великою кількістю однорідних алгебраїчних розрахункових операцій, алгоритми та програми на електронних обчислювальних машинах виконання розрахунків за цим методом є зручними та універсальними.

У розрахунках згину валів широко застосовується МСЕ [83, 118]. У даній дисертаційній роботі МСЕ використовується для визначення НДС валопроводу, місцевого згину днищового перекриття, визначення тисків у плівці гідродинамічного змащення підшипників. Нижче наведено основні принципи МСЕ, що були використані у дисертації. Більш детально МСЕ описано в [278, 307, 308].

Основою МСЕ є віртуальне представлення тіла (корпусу судна, валопроводу, тощо) у вигляді сукупності СЕ, що взаємодіють між собою у скінченній кількості вузлів. У цих точках прикладаються деякі еквівалентні зусилля взаємодії, що характеризують дію розподілених внутрішніх напружень, прикладених вздовж реальних границь стикування суміжних СЕ.

Для розрахунку НДС валопроводу МСЕ обов'язковими є наступні місця розташування вузлів:

- фланці з'єднання валів;
- перерізи, в яких змінюється діаметр вала;
- перерізи торців вкладишу підшипників;
- місце прикладання сконцентрованих сил та моментів (вага та гідродинамічні сили на ГГ, вага колеса редуктора тощо).

Крім того, слід розділяти довгі СЕ та додавати вузли у межах довжини підшипників для більш точного моделювання згину вала. У цілому, зменшення розмірів СЕ і збільшення кількості вузлів, як правило, приводить до підвищення точності розрахунків. Однак надмірно малі СЕ можуть призвести до великих похибок округлення, тим самим до зростання загальної похибки розрахунку. У роботі максимальна довжина елемента вала з умов задовільної точності та візуалізації згину прийнята $l_{el\max} = L_{shl}/20$, але $0,1\text{ м} \leq l_{el\max} \leq 1\text{ м}$.

У кожному з елементів НДС однозначно визначається через значення вузло-

вих переміщень (вузлових зусиль), а зв'язок між вузловими переміщеннями та вузловими зусиллями СЕ визначаються його МЖ. Для системи з n ступенями вільності цей зв'язок має вигляд [278]

$$[K] \{q\} = \{p\}, \quad (\text{A.1})$$

де $\{p\} = \{p_1 \ p_2 \ \dots \ p_i \ \dots \ p_n\}^T$ — вектор-стовпець вузлових зусиль (сил та моментів);

$\{q\} = \{q_1 \ q_2 \ \dots \ q_i \ \dots \ q_n\}^T$ — вектор-стовпець вузлових переміщень (лінійних та кутових);

$[K]$ — МЖ розмірності $n \times n$, значення якої залежать від геометричних та механічних параметрів СЕ.

Якщо як розрахунковий метод використано метод переміщень, і, відповідно, за основні невідомі приймають переміщення в вузлових точках, то для визначення цих невідомих необхідно скласти n рівнянь рівноваги переміщень. У цьому разі рівняння (А.1) буде представляти систему лінійних неоднорідних алгебраїчних рівнянь, що дозволяють визначити невідомі вузлові переміщення $\{q\}$.

Важливим є той факт, що для виконання розрахунків за МСЕ необхідно накласти мінімально-необхідну кількість кінематичних обмежень на систему для обмеження її переміщення як одного цілого. У цьому разі деякі з переміщень q_i будуть відомими. Для виключення їх з розрахунку необхідно виконати наступну послідовність дій:

1. помножити стовпець i матриці $[K]$ на q_i ;
2. відняти отриманий добуток від вектора $\{p\}$;
3. видалити стовпчик та рядок матриці $[K]$ з індексом i ;
4. видалити елемент вектора $\{p\}$ з індексом i .

Цю послідовність дій необхідно виконати стільки разів, скільки є відомих переміщень (наприклад поперечних зміщень підшипників), при цьому починати потрібно з переміщення з найбільшим індексом i і послідовно рухатись у зворотньому порядку. Ця необхідність викликана тим фактом, що індекси більші за i зменшуються після виконаних описаних операцій.

Для розв'язання системи рівнянь типа (А.1) можна використовувати низку методів, таких як метод Гауса, метод Крамера, метод зворотної матриці, ітераційні методи. Опис використання цих методів приведено у [306]. Було виконано

декілька розрахунків на типових валопроводах різними методами і з'ясовано, що найменший час розв'язання характерних для даної задачі системи алгебраїчних рівнянь досягається методом Гауса, тому цей метод використовувався у розрахунках дисертації.

Для розв'язання задач будівельної механіки корабля, що ставилися у дисертаційній роботі (згин валів, днищового перекриття) достатнім є стержнева ідеалізація, а відповідно і застосування стержневого СЕ, що має два вузла на його кінцях. Загальний вигляд такого елемента, його вузлові переміщення та зусилля зображені на рис. А.1. Цей елемент може мати згин у двох взаємно перпендикулярних площинах, розтягування вздовж стержня та кручення відносно повздовжньої вісі. Загальна кількість ступенів вільності (узагальнених переміщень), як і вузлових зусиль (узагальнених зовнішніх сил), дорівнює 12, таким чином і матриця $[K_{el}]$ має порядок $n = 12$. У конкретних задачах цей СЕ може бути спрощений, наприклад при розрахунках компонентів НДС валопроводу розтягуванням та крученням було знехтувано.

На кожен з вузлових перерізів діють по шість узагальнених вузлових зусиль (сил та моментів) зі сторони сусідніх з'єднаних між собою елементів балки через шість узагальнених переміщень. Для стержня повні вектори вузлових переміщень і вузлових зусиль мають вигляд:

$$\{q\} = \{u_{x1} \ u_{y1} \ u_{z1} \ \varphi_{x1} \ \varphi_{y1} \ \varphi_{z1} \ u_{xr} \ u_{yr} \ u_{zr} \ \varphi_{xr} \ \varphi_{yr} \ \varphi_{zr}\}; \quad (A.2)$$

$$\{p\} = \{P_{x1} \ P_{y1} \ P_{z1} \ M_{x1} \ M_{y1} \ M_{z1} \ P_{xr} \ P_{yr} \ P_{zr} \ M_{xr} \ M_{yr} \ M_{zr}\}. \quad (A.3)$$

У кожному з вузлових перерізів вузлові зусилля повинні бути врівноважені зовнішнім вузловим навантаженням (прикладеною зовнішньою силою або реакцією опори)

$$p_{i1el} + p_{i2el} + p_i = 0, \quad (A.4)$$

а вузлові переміщення повинні відповідати умовам сумісності деформацій

$$q_{i1el} = q_{i2el}, \quad (A.5)$$

де p_{i1el} та p_{i2el} — вузлові зусилля з'єднаних СЕ,

p_i — зовнішнє вузлове навантаження,

q_{i1el} та q_{i2el} — вузлові переміщення з'єднаних СЕ,

$i = 1, 2 \dots 12$ — відповідний номер у векторах (A.2) та (A.3).

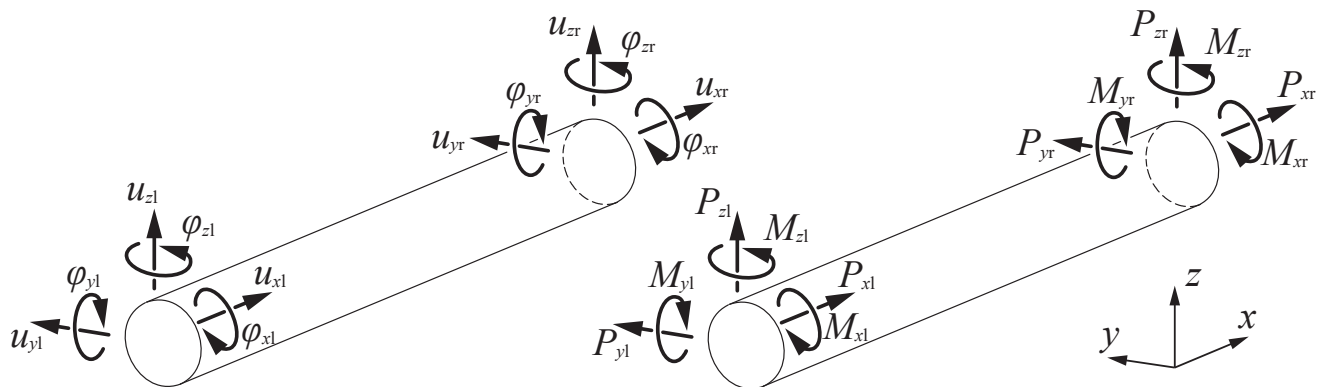


Рисунок А.1 — Вузлові переміщення та зусилля стержневого СЕ

Переміщення вздовж елемента апроксимуються наступними формулами [278]:

$$u_x = u_{x1} \left(1 - \frac{x}{l_{el}}\right) + u_{xr} \frac{x}{l_{el}}; \quad \varphi_x = \varphi_{x1} \left(1 - \frac{x}{l_{el}}\right) + \varphi_{xr} \frac{x}{l_{el}}; \quad (\text{A.6})$$

$$u_y = \sum_{i=1}^4 \left[q_i \vartheta_{iy}(x) - \frac{EI_z}{GA_y^*} \vartheta_{iy}''(x) \right]; \quad \varphi_z = \sum_{i=1}^4 \left[q_i \vartheta'_{iy}(x) - \frac{EI_z}{GA_y^*} \vartheta_{iy}'''(x) \right]; \quad (\text{A.7})$$

$$u_z = \sum_{i=1}^4 \left[q_i \vartheta_{iz}(x) - \frac{EI_y}{GA_z^*} \vartheta_{iz}''(x) \right]; \quad \varphi_y = \sum_{i=1}^4 \left[q_i \vartheta'_{iz}(x) - \frac{EI_y}{GA_z^*} \vartheta_{iz}'''(x) \right], \quad (\text{A.8})$$

де l_{el} — довжина СЕ, м. Функції Ерміта $\vartheta_{iy}(x)$ та $\vartheta_{iz}(x)$ мають вигляд [278]:

$$\vartheta_{1y}(x) = s_y \left(1 - 3\frac{x^2}{l_{el}^2} + 2\frac{x^3}{l_{el}^3} + 6\beta_y\right); \quad (\text{A.9})$$

$$\vartheta_{2y}(x) = s_y l_{el} \left(\frac{x}{s_y l_{el}} - 2\frac{x^2}{l_{el}^2} (1 + 3\beta_y) + \frac{x^3}{l_{el}^3} - 4\beta_y (1 + 3\beta_y)\right); \quad (\text{A.10})$$

$$\vartheta_{3y}(x) = s_y \left(3\frac{x^2}{l_{el}^2} - 2\frac{x^3}{l_{el}^3} + 6\beta_y\right); \quad (\text{A.11})$$

$$\vartheta_{4y}(x) = s_y l_{el} \left(\frac{x^2}{l_{el}^2} (6\beta_y - 1) + \frac{x^3}{l_{el}^3} - 12\beta_y^2 - 2\beta_y\right); \quad (\text{A.12})$$

$$\vartheta_{1z}(x) = s_z \left(1 - 3\frac{x^2}{l_{el}^2} + 2\frac{x^3}{l_{el}^3} + 6\beta_z \right); \quad (\text{A.13})$$

$$\vartheta_{2z}(x) = -s_z l_{el} \left(\frac{x}{s_z l_{el}} - 2\frac{x^2}{l_{el}^2} (1 + 3\beta_z) + \frac{x^3}{l_{el}^3} - 4\beta_z (1 + 3\beta_z) \right); \quad (\text{A.14})$$

$$\vartheta_{3z}(x) = s_z \left(3\frac{x^2}{l_{el}^2} - 2\frac{x^3}{l_{el}^3} + 6\beta_z \right); \quad (\text{A.15})$$

$$\vartheta_{4z}(x) = -s_z l_{el} \left(\frac{x^2}{l_{el}^2} (6\beta_z - 1) + \frac{x^3}{l_{el}^3} - 12\beta_z^2 - 2\beta_z \right); \quad (\text{A.16})$$

$$\beta_y = \frac{EI_z}{GA_y^* l_{el}^2}; \quad s_y = \frac{1}{1 + 12\beta_y}; \quad \beta_z = \frac{EI_y}{GA_z^* l_{el}^2}; \quad s_z = \frac{1}{1 + 12\beta_z},$$

де E — модуль пружності при розтягуванні-стисканні, Па; ν — коефіцієнт Пуассона; G — модуль пружності при зсуві, Па; l_{el} — довжина СЕ, м; A — площа перерізу, м²; A_y^* — площа перерізу, що працює на зсув у площині xOy , м²; A_z^* — площа перерізу, що працює на зсув у площині xOz , м²; I_y — момент інерції перерізу відносно вісі y , м⁴; I_z — момент інерції перерізу відносно вісі z , м⁴; J_p — полярний момент інерції перерізу, м⁴.

Додатково до (А.7) та (А.8), СЕ також має прогин від розподіленого навантаження (наприклад сила ваги або інерційні навантаження). Якщо скористатися даними для статично невизначеної балки, що має жорсткі затиснення на кінцях [338, 339], то можна записати вирази для прогинів СЕ у площині xOz від лінійно розподіленого навантаження

$$u_{zq}(x) = q_l \left(\frac{l_{el}^4}{24EI_y} \left(\frac{x^2}{l_{el}^2} - 2\frac{x^3}{l_{el}^3} + \frac{x^4}{l_{el}^4} \right) + \frac{l_{el}^2}{2GA_z^*} \left(\frac{x}{l_{el}} - \frac{x^2}{l_{el}^2} \right) \right) + (q_r - q_l) \left(\frac{l_{el}^4}{120EI_y} \left(2\frac{x^2}{l_{el}^2} - 3\frac{x^3}{l_{el}^3} + \frac{x^5}{l_{el}^5} \right) + \frac{l_{el}^2}{6GA_z^*} \left(\frac{x}{l_{el}} - \frac{x^3}{l_{el}^3} \right) \right), \quad (\text{A.17})$$

та вирази для приведених сил та моментів на кінцях:

$$p_3 = l_{el} (0,35q_l + 0,15q_r); \quad p_9 = l_{el} (0,15q_l + 0,35q_r); \quad (\text{A.18})$$

$$p_5 = -l_{el}^2 \left(\frac{q_l}{20} + \frac{q_r}{30} \right); \quad p_{11} = l_{el}^2 \left(\frac{q_l}{30} + \frac{q_r}{20} \right), \quad (\text{A.19})$$

де q_l та q_r — значення розподіленого навантаження на кінцях СЕ, Н/м.

Одним з основних етапів застосування МСЕ є складання МЖ скінченних елементів $[K_{be}]$ та розрахункової схеми (днищового перекриття, валопроводу, плівки

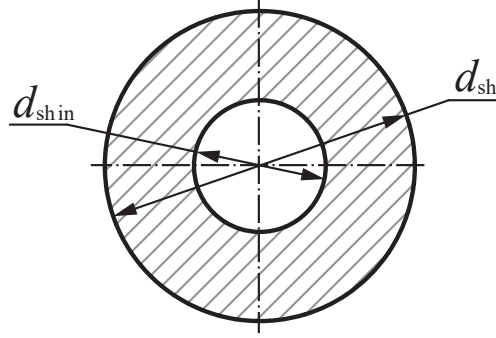


Рисунок А.2 — Поперечний переріз СЕ для валопроводу

змащення) $[K]$. Опускаючи докладні математичні перетворення, скористуємося готовими виразами для МЖ $[K_{be}]$ для стержневого СЕ з припущенням, що стержень зазнає взаємно-незалежних деформацій розтягування-стискання, кручення та згину у двох взаємно-перпендикулярних площинах з урахуванням деформації зсуву [340, 341], яка має вигляд (Б.1) і наведена у додатку Б.

Для поперечного перерізу валопроводу (рис. А.2) геометричні характеристики, що входять у матрицю (Б.1), визначаються за формулами:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_{sh}^2 - d_{shin}^2); \quad I_y = I_z = \frac{\pi}{64} (d_{sh}^4 - d_{shin}^4); \quad J_p = \frac{\pi}{32} (d_{sh}^4 - d_{shin}^4), \quad (\text{A.20})$$

а площа перерізу, що працює на зсув [342]:

$$A_y^* = A_z^* = [6(d_{shin}^2 + d_{sh}^2)(1 + \nu)^2] / [7d_{shin}^4 + 34d_{shin}^2d_{sh}^2 + 7d_{sh}^4 + \nu(12d_{shin}^4 + 48d_{shin}^2d_{sh}^2 + 12d_{sh}^4) + \nu^2(4d_{shin}^4 + 16d_{shin}^2d_{sh}^2 + 4d_{sh}^4)]. \quad (\text{A.21})$$

Максимальні згинальні напруження σ_{\max} у перерізі x СЕ валопроводу можуть бути розраховані за формулою

$$\sigma_{\max} = \frac{0,5d_{sh}}{I_y} \sqrt{(M_{y1} + xP_{z1} + x_qQ_x)^2 + (M_{z1} - xP_{y1})^2}, \text{ Па}, \quad (\text{A.22})$$

де $Q_x = (q_1 + q_x)/2$ — рівнодіюча частини розподіленого навантаження зліва від перерізу x , Н; $q_x = q_1(1 - x/l_{el}) + q_x x/l_{el}$ — розподілене навантаження у перерізі x , Н/м; $x_q = x(q_1 + 2q_x)/[3(q_1 + q_x)]$ — відстань рівнодіючої від перерізу x , м.

Матриця (Б.1) отримана для місцевої системи координат СЕ. Для переведення МЖ у загальну систему координат валопроводу або судна необхідно виконати трансформацію цієї матриці за наступною формулою [278]:

$$[K_{el}] = [T]^{-1} [K_{el0}] [T], \quad (\text{A.23})$$

де $[T]$ — ортогональна матриця орієнтації місцевої системи координат відносно загальної; $[K_{el0}]$ — МЖ СЕ у власній системі координат. Через те, що матриця $[T]$ у загальному вигляді має громіздкий вигляд, в дисертації використовується наступний підхід. Матриця перетворення координат представляється у наступному вигляді

$$[T] = \begin{bmatrix} [T_c] & [E_0] & [E_0] & [E_0] \\ [E_0] & [T_c] & [E_0] & [E_0] \\ [E_0] & [E_0] & [T_c] & [E_0] \\ [E_0] & [E_0] & [E_0] & [T_c] \end{bmatrix},$$

де $[T_c]$ — квадратна матриця напрямних косинусів розмірності 3;

$[E_0]$ — квадратна нульова матриця розмірності 3.

Матриця $[T_c]$ визначає поворот координатних осей. У разі збігу локальної та загальної системи координат матриця напрямних косинусів прийме вигляд

$$[T_{c0}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

а у разі обертання навколо вісі x на кут $\bar{\alpha}$, навколо вісі y на кут $\bar{\beta}$ і навколо вісі z на кут $\bar{\gamma}$ відповідно має вигляд:

$$[T_{cx}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \bar{\alpha} & -\sin \bar{\alpha} \\ 0 & \sin \bar{\alpha} & \cos \bar{\alpha} \end{bmatrix}; [T_{cy}] = \begin{bmatrix} \cos \bar{\beta} & 0 & \sin \bar{\beta} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \bar{\beta} & 0 & \cos \bar{\beta} \end{bmatrix}; [T_{cz}] = \begin{bmatrix} \cos \bar{\gamma} & -\sin \bar{\gamma} & 0 \\ \sin \bar{\gamma} & \cos \bar{\gamma} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Операцію (А.23) можна виконувати декілька разів послідовно обертаючи СЕ навколо осей загальної системи координат.

ДОДАТОК Б. МАТРИЦІ ЖОРСТКОСТІ СТЕРЖНЕВОГО ЕЛЕМЕНТУ НА ПРУЖНІЙ ОСНОВІ

Матриця жорсткості стержневого СЕ, який зазнає взаємно-незалежних деформацій розтягування-стискання, кручення та згину у двох взаємно-перпендикулярних площинах з урахуванням деформації зсуву [340, 341] (див. додаток А):

$$[K_{be}] = \begin{matrix} & \begin{matrix} u_{x1} & u_{y1} & u_{z1} & \varphi_{x1} & \varphi_{y1} & \varphi_{z1} & u_{xr} & u_{yr} & u_{zr} & \varphi_{xr} & \varphi_{yr} & \varphi_{zr} \end{matrix} \\ \begin{matrix} u_{x1} \\ u_{y1} \\ u_{z1} \\ \varphi_{x1} \\ \varphi_{y1} \\ \varphi_{z1} \\ u_{xr} \\ u_{yr} \\ u_{zr} \\ \varphi_{xr} \\ \varphi_{yr} \\ \varphi_{zr} \end{matrix} & \left[\begin{array}{cccccccccccc} b_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_z & 0 & 0 & 0 & c_z & 0 & -a_z & 0 & 0 & 0 & c_z \\ 0 & 0 & a_y & 0 & -c_y & 0 & 0 & 0 & -a_y & 0 & -c_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -d_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_y & 0 & e_y & 0 & 0 & 0 & c_y & 0 & f_y & 0 \\ 0 & c_z & 0 & 0 & 0 & e_z & 0 & -c_z & 0 & 0 & 0 & f_z \\ -b_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -a_z & 0 & 0 & 0 & -c_z & 0 & a_z & 0 & 0 & 0 & -c_z \\ 0 & 0 & -a_y & 0 & c_y & 0 & 0 & 0 & a_y & 0 & c_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -d_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_y & 0 & f_y & 0 & 0 & 0 & c_y & 0 & e_y & 0 \\ 0 & c_z & 0 & 0 & 0 & f_z & 0 & -c_z & 0 & 0 & 0 & e_z \end{array} \right] & ; \quad (\text{Б.1}) \end{matrix}$$

$$\begin{aligned} a_y &= \frac{12EI_y}{l_{el}^3(1+\Phi_y)}; & a_z &= \frac{12EI_z}{l_{el}^3(1+\Phi_z)}; & c_y &= \frac{6EI_y}{l_{el}^2(1+\Phi_y)}; & c_z &= \frac{6EI_z}{l_{el}^2(1+\Phi_z)}; \\ e_y &= \frac{EI_y(4+\Phi_y)}{l_{el}(1+\Phi_y)}; & e_z &= \frac{EI_z(4+\Phi_z)}{l_{el}(1+\Phi_z)}; & f_y &= \frac{EI_y(2-\Phi_y)}{l_{el}(1+\Phi_y)}; & f_z &= \frac{EI_z(2-\Phi_z)}{l_{el}(1+\Phi_z)}; \\ b_x &= \frac{AE}{l_{el}}; & d_x &= \frac{GJ_p}{l_{el}}; & \Phi_y &= \frac{12EI_y}{GA_z^*l_{el}^2}; & \Phi_z &= \frac{12EI_z}{GA_y^*l_{el}^2}, \end{aligned}$$

де E — модуль пружності при розтягуванні-стисканні, Па;

ν — коефіцієнт Пуассона;

G — модуль пружності при зсуві, Па;

l_{el} — довжина СЕ, м;

A — площа перерізу, м²;

A_y^* — площа перерізу, що працює на зсув у площині xOy , м²;

A_z^* — площа перерізу, що працює на зсув у площині xOz , м²;

I_y — момент інерції перерізу відносно вісі y , м^4 ;

I_z — момент інерції перерізу відносно вісі z , м^4 ;

J_p — полярний момент інерції перерізу, м^4 .

Матриці жорсткості СЕ ПО при пласкому згині без зсуву СЕ з постійною, лінійно-змінною та параболічною жорсткістю відповідно (див. підрозділ 2.1):

$$[K_{\text{ef}\alpha}] = \frac{\alpha l_{el}}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l_{el} & 54 & -13l_{el} \\ 22l_{el} & 4l_{el}^2 & 13l_{el} & -3l_{el}^2 \\ 54 & 13l_{el} & 156 & -22l_{el} \\ -13l_{el} & -3l_{el}^2 & -22l_{el} & 4l_{el}^2 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.2})$$

$$[K_{\text{ef}\beta}] = \frac{\beta l_{el}}{840} \begin{bmatrix} 72 & 14l_{el} & 54 & -12l_{el} \\ 14l_{el} & 3l_{el}^2 & 14l_{el} & -3l_{el}^2 \\ 54 & 14l_{el} & 240 & -30l_{el} \\ -12l_{el} & -3l_{el}^2 & -30l_{el} & 5l_{el}^2 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.3})$$

$$[K_{\text{ef}\gamma}] = \frac{\gamma l_{el}}{630} \begin{bmatrix} 140 & 25l_{el} & 70 & -17l_{el} \\ 25l_{el} & 5l_{el}^2 & 17l_{el} & -4l_{el}^2 \\ 70 & 17l_{el} & 140 & -25l_{el} \\ -17l_{el} & -4l_{el}^2 & -25l_{el} & 5l_{el}^2 \end{bmatrix}, \quad (\text{Б.4})$$

та при згині без зсуву у двох площинах:

$$[K_{\text{ef}\alpha}] = \frac{\alpha l_{el}}{420} \begin{matrix} & u_{x1} & u_{y1} & u_{z1} & \varphi_{x1} & \varphi_{y1} & \varphi_{z1} & u_{xr} & u_{yr} & u_{zr} & \varphi_{xr} & \varphi_{yr} & \varphi_{zr} \\ \begin{matrix} u_{x1} \\ u_{y1} \\ u_{z1} \\ \varphi_{x1} \\ \varphi_{y1} \\ \varphi_{z1} \\ u_{xr} \\ u_{yr} \\ u_{zr} \\ \varphi_{xr} \\ \varphi_{yr} \\ \varphi_{zr} \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 156 & 0 & 0 & 0 & 22l_{el} & 0 & 54 & 0 & 0 & 0 & 0 & -13l_{el} \\ 0 & 0 & 156 & 0 & -22l_{el} & 0 & 0 & 0 & 54 & 0 & 13l_{el} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -22l_{el} & 0 & 4l_{el}^2 & 0 & 0 & 0 & -13l_{el} & 0 & -3l_{el}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 22l_{el} & 0 & 0 & 0 & 4l_{el}^2 & 0 & 13l_{el} & 0 & 0 & 0 & -3l_{el}^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 54 & 0 & 0 & 0 & 13l_{el} & 0 & 156 & 0 & 0 & 0 & 0 & -22l_{el} \\ 0 & 0 & 54 & 0 & -13l_{el} & 0 & 0 & 0 & 156 & 0 & 22l_{el} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 13l_{el} & 0 & -3l_{el}^2 & 0 & 0 & 0 & 22l_{el} & 0 & 4l_{el}^2 & 0 & 0 \\ 0 & -13l_{el} & 0 & 0 & 0 & -3l_{el}^2 & 0 & -22l_{el} & 0 & 0 & 0 & 0 & 4l_{el}^2 \end{bmatrix} & \end{matrix}; \quad (\text{Б.5})$$

$$[K_{\text{ef}\beta}] = \frac{\beta l_{el}^2}{840} \begin{matrix} & u_{xl} & u_{yl} & u_{zl} & \varphi_{xl} & \varphi_{yl} & \varphi_{zl} & u_{xr} & u_{yr} & u_{zr} & \varphi_{xr} & \varphi_{yr} & \varphi_{zr} \\ \begin{matrix} u_{xl} \\ u_{yl} \\ u_{zl} \\ \varphi_{xl} \\ \varphi_{yl} \\ \varphi_{zl} \\ u_{xr} \\ u_{yr} \\ u_{zr} \\ \varphi_{xr} \\ \varphi_{yr} \\ \varphi_{zr} \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 72 & 0 & 0 & 0 & 14l_{el} & 0 & 54 & 0 & 0 & 0 & -12l_{el} \\ 0 & 0 & 72 & 0 & -14l_{el} & 0 & 0 & 0 & 54 & 0 & 12l_{el} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -14l_{el} & 0 & 3l_{el}^2 & 0 & 0 & 0 & -14l_{el} & 0 & -3l_{el}^2 & 0 \\ 0 & 14l_{el} & 0 & 0 & 0 & 3l_{el}^2 & 0 & 14l_{el} & 0 & 0 & 0 & -3l_{el}^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 54 & 0 & 0 & 0 & 14l_{el} & 0 & 240 & 0 & 0 & 0 & -30l_{el} \\ 0 & 0 & 54 & 0 & -14l_{el} & 0 & 0 & 0 & 240 & 0 & 30l_{el} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12l_{el} & 0 & -3l_{el}^2 & 0 & 0 & 0 & 30l_{el} & 0 & 5l_{el}^2 & 0 \\ 0 & -12l_{el} & 0 & 0 & 0 & -3l_{el}^2 & 0 & -30l_{el} & 0 & 0 & 0 & 5l_{el}^2 \end{bmatrix} \end{matrix} ; \quad (\text{Б.6})$$

$$[K_{\text{ef}\gamma}] = \frac{\gamma l_{el}}{630} \begin{matrix} & u_{xl} & u_{yl} & u_{zl} & \varphi_{xl} & \varphi_{yl} & \varphi_{zl} & u_{xr} & u_{yr} & u_{zr} & \varphi_{xr} & \varphi_{yr} & \varphi_{zr} \\ \begin{matrix} u_{xl} \\ u_{yl} \\ u_{zl} \\ \varphi_{xl} \\ \varphi_{yl} \\ \varphi_{zl} \\ u_{xr} \\ u_{yr} \\ u_{zr} \\ \varphi_{xr} \\ \varphi_{yr} \\ \varphi_{zr} \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 140 & 0 & 0 & 0 & 25l_{el} & 0 & 70 & 0 & 0 & 0 & -17l_{el} \\ 0 & 0 & 140 & 0 & -25l_{el} & 0 & 0 & 0 & 70 & 0 & 17l_{el} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -25l_{el} & 0 & 5l_{el}^2 & 0 & 0 & 0 & -17l_{el} & 0 & -70 & 0 \\ 0 & 25l_{el} & 0 & 0 & 0 & 5l_{el}^2 & 0 & 17l_{el} & 0 & 0 & 0 & -70 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 70 & 0 & 0 & 0 & 17l_{el} & 0 & 140 & 0 & 0 & 0 & -25l_{el} \\ 0 & 0 & 70 & 0 & -17l_{el} & 0 & 0 & 0 & 140 & 0 & 25l_{el} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 17l_{el} & 0 & -70 & 0 & 0 & 0 & 25l_{el} & 0 & 5l_{el}^2 & 0 \\ 0 & -17l_{el} & 0 & 0 & 0 & -70 & 0 & -25l_{el} & 0 & 0 & 0 & 5l_{el}^2 \end{bmatrix} \end{matrix} . \quad (\text{Б.7})$$

Матриці жорсткості СЕ ПО при пласкому згині з урахуванням зсуву СЕ з постійною, лінійно-змінною та параболічною жорсткістю відповідно (див. підрозділ 2.1):

$$[K_{\text{ef}\alpha}] = \frac{\alpha l_{el}}{420} \begin{bmatrix} A_{1,1y} & A_{1,2y} & A_{1,3y} & A_{1,4y} \\ A_{2,4y} & A_{2,2y} & A_{2,3y} & A_{2,4y} \\ A_{3,4y} & A_{2,3y} & A_{3,3y} & A_{3,4y} \\ A_{4,4y} & A_{2,3y} & A_{4,3y} & A_{4,4y} \end{bmatrix} ; \quad (\text{Б.8})$$

$$[K_{\text{ef}\beta}] = \frac{\beta l_{el}}{840} \begin{bmatrix} B_{1,1y} & B_{1,2y} & B_{1,3y} & B_{1,4y} \\ B_{2,4y} & B_{2,2y} & B_{2,3y} & B_{2,4y} \\ B_{3,4y} & B_{2,3y} & B_{3,3y} & B_{3,4y} \\ B_{4,4y} & B_{2,3y} & B_{4,3y} & B_{4,4y} \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.9})$$

$$[K_{\text{ef}\gamma}] = \frac{\gamma l_{el}}{630} \begin{bmatrix} C_{1,1y} & C_{1,2y} & C_{1,3y} & C_{1,4y} \\ C_{2,4y} & C_{2,2y} & C_{2,3y} & C_{2,4y} \\ C_{3,4y} & C_{2,3y} & C_{3,3y} & C_{3,4y} \\ C_{4,4y} & C_{2,3y} & C_{4,3y} & C_{4,4y} \end{bmatrix}, \quad (\text{Б.10})$$

та при згині з урахуванням зсуву у двох площинах::

$$[K_{\text{ef}\alpha}] = \frac{\alpha l_{el}}{420} \begin{matrix} & u_{xl} & u_{yl} & u_{zl} & \varphi_{xl} & \varphi_{yl} & \varphi_{zl} & u_{xr} & u_{yr} & u_{zr} & \varphi_{xr} & \varphi_{yr} & \varphi_{zr} \\ \begin{matrix} u_{xl} \\ u_{yl} \\ u_{zl} \\ \varphi_{xl} \\ \varphi_{yl} \\ \varphi_{zl} \\ u_{xr} \\ u_{yr} \\ u_{zr} \\ \varphi_{xr} \\ \varphi_{yr} \\ \varphi_{zr} \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{1,1y} & 0 & 0 & 0 & A_{1,2y} & 0 & A_{1,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{1,4y} \\ 0 & 0 & A_{1,1z} & 0 & A_{1,2z} & 0 & 0 & 0 & A_{1,3z} & 0 & A_{1,4z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{1,2z} & 0 & A_{2,2z} & 0 & 0 & 0 & A_{2,3z} & 0 & A_{2,4z} & 0 & 0 \\ 0 & A_{1,2y} & 0 & 0 & 0 & A_{2,2y} & 0 & A_{2,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{2,4y} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{1,3y} & 0 & 0 & 0 & A_{2,3y} & 0 & A_{3,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{3,4y} \\ 0 & 0 & A_{1,3z} & 0 & A_{2,3z} & 0 & 0 & 0 & A_{3,3z} & 0 & A_{3,4z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{1,4z} & 0 & A_{2,4z} & 0 & 0 & 0 & A_{3,4z} & 0 & A_{4,4z} & 0 & 0 \\ 0 & A_{1,4y} & 0 & 0 & 0 & A_{2,4y} & 0 & A_{3,4y} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_{4,4y} \end{bmatrix} & \end{matrix}; \quad (\text{Б.11})$$

$$\begin{aligned} A_{1,1y} &= s_y^2(156 + 3528b_y + 20160b_y^2); & A_{1,1z} &= s_z^2(156 + 3528b_z + 20160b_z^2); \\ A_{1,2y} &= s_y^2 l_{el} (22 + 462b_y + 2520b_y^2); & A_{1,2z} &= -s_z^2 l_{el} (22 + 462b_z + 2520b_z^2); \\ A_{1,3y} &= s_y^2(54 + 1512b_y + 10080b_y^2); & A_{1,3z} &= s_z^2(54 + 1512b_z + 10080b_z^2); \\ A_{1,4y} &= -s_y^2 l_{el} (13 + 378b_y + 2520b_y^2); & A_{1,4z} &= s_z^2 l_{el} (13 + 378b_z + 2520b_z^2); \\ A_{2,2y} &= s_y^2 l_{el}^2 (4 + 84b_y + 504b_y^2); & A_{2,2z} &= s_z^2 l_{el}^2 (4 + 84b_z + 504b_z^2); \\ A_{2,3y} &= s_y^2 l_{el} (13 + 378b_y + 2520b_y^2); & A_{2,3z} &= -s_z^2 l_{el} (13 + 378b_z + 2520b_z^2); \\ A_{2,4y} &= -s_y^2 l_{el}^2 (3 + 84b_y + 504b_y^2); & A_{2,4z} &= -s_z^2 l_{el}^2 (3 + 84b_z + 504b_z^2); \\ A_{3,3y} &= s_y^2(156 + 3528b_y + 20160b_y^2); & A_{3,3z} &= s_z^2(156 + 3528b_z + 20160b_z^2); \\ A_{3,4y} &= -s_y^2 l_{el} (22 + 462b_y + 2520b_y^2); & A_{3,4z} &= s_z^2 l_{el} (22 + 462b_z + 2520b_z^2); \\ A_{4,4y} &= s_y^2 l_{el}^2 (4 + 84b_y + 504b_y^2); & A_{4,4z} &= s_z^2 l_{el}^2 (4 + 84b_z + 504b_z^2); \end{aligned}$$

$$[K_{\text{ef}\beta}] = \frac{\beta l_{el}^2}{840} \begin{matrix} & u_{xl} & u_{yl} & u_{zl} & \varphi_{xl} & \varphi_{yl} & \varphi_{zl} & u_{xr} & u_{yr} & u_{zr} & \varphi_{xr} & \varphi_{yr} & \varphi_{zr} \\ \begin{matrix} u_{xl} \\ u_{yl} \\ u_{zl} \\ \varphi_{xl} \\ \varphi_{yl} \\ \varphi_{zl} \\ u_{xr} \\ u_{yr} \\ u_{zr} \\ \varphi_{xr} \\ \varphi_{yr} \\ \varphi_{zr} \end{matrix} & \left[\begin{array}{cccccccccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B_{1,1y} & 0 & 0 & 0 & B_{1,2y} & 0 & B_{1,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{1,4y} \\ 0 & 0 & B_{1,1z} & 0 & B_{1,2z} & 0 & 0 & 0 & B_{1,3z} & 0 & B_{1,4z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_{1,2z} & 0 & B_{2,2z} & 0 & 0 & 0 & B_{2,3z} & 0 & B_{2,4z} & 0 & 0 \\ 0 & B_{1,2y} & 0 & 0 & 0 & B_{2,2y} & 0 & B_{2,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{2,4y} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B_{1,3y} & 0 & 0 & 0 & B_{2,3y} & 0 & B_{3,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{3,4y} \\ 0 & 0 & B_{1,3z} & 0 & B_{2,3z} & 0 & 0 & 0 & B_{3,3z} & 0 & B_{3,4z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_{1,4z} & 0 & B_{2,4z} & 0 & 0 & 0 & B_{3,4z} & 0 & B_{4,4z} & 0 & 0 \\ 0 & B_{1,4y} & 0 & 0 & 0 & B_{2,4y} & 0 & B_{3,4y} & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{4,4y} \end{array} \right] & \end{matrix}; \quad (\text{B.12})$$

$$\begin{aligned} B_{1,1y} &= s_y^2(72 + 1680b_y + 10080b_y^2); & B_{1,1z} &= s_z^2(72 + 1680b_z + 10080b_z^2); \\ B_{1,2y} &= s_y^2 l_{el} (14 + 324b_y + 2016b_y^2); & B_{1,2z} &= -s_z^2 l_{el} (14 + 324b_z + 2016b_z^2); \\ B_{1,3y} &= s_y^2(54 + 1512b_y + 10080b_y^2); & B_{1,3z} &= s_z^2(54 + 1512b_z + 10080b_z^2); \\ B_{1,4y} &= -s_y^2 l_{el} (12 + 324b_y + 2016b_y^2); & B_{1,4z} &= s_z^2 l_{el} (12 + 324b_z + 2016b_z^2); \\ B_{2,2y} &= s_y^2 l_{el}^2 (3 + 72b_y + 504b_y^2); & B_{2,2z} &= s_z^2 l_{el}^2 (3 + 72b_z + 504b_z^2); \\ B_{2,3y} &= s_y^2 l_{el} (14 + 432b_y + 3024b_y^2); & B_{2,3z} &= -s_z^2 l_{el} (14 + 432b_z + 3024b_z^2); \\ B_{2,4y} &= -s_y^2 l_{el}^2 (3 + 84b_y + 504b_y^2); & B_{2,4z} &= -s_z^2 l_{el}^2 (3 + 84b_z + 504b_z^2); \\ B_{3,3y} &= s_y^2(240 + 5376b_y + 30240b_y^2); & B_{3,3z} &= s_z^2(240 + 5376b_z + 30240b_z^2); \\ B_{3,4y} &= -s_y^2 l_{el} (30 + 600b_y + 3024b_y^2); & B_{3,4z} &= s_z^2 l_{el} (30 + 600b_z + 3024b_z^2); \\ B_{4,4y} &= s_y^2 l_{el}^2 (5 + 96b_y + 504b_y^2); & B_{4,4z} &= s_z^2 l_{el}^2 (5 + 96b_z + 504b_z^2); \end{aligned}$$

$$[K_{\text{ef}\gamma}] = \frac{\gamma l_{el}}{630} \begin{matrix} & u_{xl} & u_{yl} & u_{zl} & \varphi_{xl} & \varphi_{yl} & \varphi_{zl} & u_{xr} & u_{yr} & u_{zr} & \varphi_{xr} & \varphi_{yr} & \varphi_{zr} \\ \begin{matrix} u_{xl} \\ u_{yl} \\ u_{zl} \\ \varphi_{xl} \\ \varphi_{yl} \\ \varphi_{zl} \\ u_{xr} \\ u_{yr} \\ u_{zr} \\ \varphi_{xr} \\ \varphi_{yr} \\ \varphi_{zr} \end{matrix} & \left[\begin{array}{cccccccccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{1,1y} & 0 & 0 & 0 & C_{1,2y} & 0 & C_{1,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{1,4y} \\ 0 & 0 & C_{1,1z} & 0 & C_{1,2z} & 0 & 0 & 0 & C_{1,3z} & 0 & C_{1,4z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{1,2z} & 0 & C_{2,2z} & 0 & 0 & 0 & C_{2,3z} & 0 & C_{2,4z} & 0 & 0 \\ 0 & C_{1,2y} & 0 & 0 & 0 & C_{2,2y} & 0 & C_{2,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{2,4y} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{1,3y} & 0 & 0 & 0 & C_{2,3y} & 0 & C_{3,3y} & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{3,4y} \\ 0 & 0 & C_{1,3z} & 0 & C_{2,3z} & 0 & 0 & 0 & C_{3,3z} & 0 & C_{3,4z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{1,4z} & 0 & C_{2,4z} & 0 & 0 & 0 & C_{3,4z} & 0 & C_{4,4z} & 0 & 0 \\ 0 & C_{1,4y} & 0 & 0 & 0 & C_{2,4y} & 0 & C_{3,4y} & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{4,4y} \end{array} \right] \end{matrix}, \quad (\text{B.13})$$

$$\begin{aligned} C_{1,1y} &= s_y^2(140 + 3168b_y + 18144b_y^2); & C_{1,1z} &= s_z^2(140 + 3168b_z + 18144b_z^2); \\ C_{1,2y} &= s_y^2 l_{el} (25 + 540b_y + 3024b_y^2); & C_{1,2z} &= -s_z^2 l_{el} (25 + 540b_z + 3024b_z^2); \\ C_{1,3y} &= s_y^2(70 + 1872b_y + 12096b_y^2); & C_{1,3z} &= s_z^2(70 + 1872b_z + 12096b_z^2); \\ C_{1,4y} &= -s_y^2 l_{el} (17 + 468b_y + 3024b_y^2); & C_{1,4z} &= s_z^2 l_{el} (17 + 468b_z + 3024b_z^2); \\ C_{2,2y} &= s_y^2 l_{el}^2 (5 + 108b_y + 648b_y^2); & C_{2,2z} &= s_z^2 l_{el}^2 (5 + 108b_z + 648b_z^2); \\ C_{2,3y} &= s_y^2 l_{el} (17 + 468b_y + 3024b_y^2); & C_{2,3z} &= -s_z^2 l_{el} (17 + 468b_z + 3024b_z^2); \\ C_{2,4y} &= -s_y^2 l_{el}^2 (4 + 108b_y + 648b_y^2); & C_{2,4z} &= -s_z^2 l_{el}^2 (4 + 108b_z + 648b_z^2); \\ C_{3,3y} &= s_y^2(140 + 3168b_y + 18144b_y^2); & C_{3,3z} &= s_z^2(140 + 3168b_z + 18144b_z^2); \\ C_{3,4y} &= -s_y^2 l_{el} (25 + 540b_y + 3024b_y^2); & C_{3,4z} &= s_z^2 l_{el} (25 + 540b_z + 3024b_z^2); \\ C_{4,4y} &= s_y^2 l_{el}^2 (5 + 108b_y + 648b_y^2); & C_{4,4z} &= s_z^2 l_{el}^2 (5 + 108b_z + 648b_z^2); \end{aligned}$$

$$b_y = \frac{EI_z}{GA_y^* l_{el}^2}; \quad b_z = \frac{EI_y}{GA_z^* l_{el}^2}; \quad s_y = \frac{1}{1 + b_y}; \quad s_z = \frac{1}{1 + b_z}.$$

ДОДАТОК В. ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ОПТИМІЗАЦІЇ ДО РОЗВ'ЯЗАННЯ НЕЛІНІЙНИХ РІВНЯНЬ

Оптимізацією називають пошук екстремуму деякої функції при заданих обмеженнях. Методи оптимізації знайшли своє застосування у багатьох областях науки і техніки, де дозволяють знайти найбільш надійні, технологічні, економічні та прибуткові технічні рішення. Але в той же час, математичний апарат оптимізації дозволяє розв'язувати і чисто математичні задачі, такі як мінімізація нев'язки рівнянь [343]. Саме таку задачу було розв'язано у підрозділі 3.3, де розв'язувалися рівняння рівноваги валопроводу з урахуванням змещення у підшипниках аналогічно з [83].

У загальному випадку оптимізація передбачає підбір таких елементів вектора невідомих $X = \{x_1 \ x_2 \ \dots \ x_i \ \dots \ x_n\}$, що належать до допустимої області значень відповідно до заданих обмежень та забезпечують екстремум заданої цільової функції $F(X)$. Оптимізацію застосовують у задачах, у яких неможливо або складно аналітично продиференціювати цільову функцію $F(X)$ та (або) границі допустимої області мають складну форму.

Для пошуку розв'язку рівняння методом оптимізації необхідно як цільову функцію $F(X)$ прийняти модуль різниці лівої та правої частини рівняння та шукати її мінімум. Значення, при яких така цільова функція буде дорівнювати нулю (або величині, меншій за задану точність), будуть розв'язком рівняння. Якщо мінімум функції не дорівнює близькій до нуля величині, це означатиме, що у рівняння немає розв'язків.

Існує багато методів оптимізації, кожен із яких має свої обмеження, недоліки та переваги. Добре відомо, що на даний момент не існує універсального методу оптимізації, який дозволяв би вирішувати будь-які задачі за найбільш короткий час. Саме тому для кожної задачі доцільно підбирати найбільш прийнятний метод оптимізації індивідуально. Для розв'язання задачі у підрозділі 3.3 було випробувано низку різних методів оптимізації (такі як метод внутрішньої точки, метод довірчої області, послідовне квадратичне програмування, метод активного набору, метод Нелдера—Міда або метод симплексного спуску, метод Гука—Дживса або метод пошуку за зразком, генетичний алгоритм, алгоритм імітації відпалу, метод рою часток). Шляхом тестування методів на типових розрахункових схемах валопроводу було визначено, що найбільш ефективними с точки

зору надійності пошуку глобального мінімуму та швидкості розрахунку виявилося використання комбінації з двох методів оптимізації: методу рою часток та методу внутрішньої точки. Такий підхід з використанням комбінації двох методів оптимізації для пошуку глобального і локального мінімуму не є новим, і був застосований, наприклад, у [344].

Метод рою часток [345–347] є ефективним для пошуку зони глобального мінімуму, цільової функції, але в той же час, застосування цього методу для пошуку остаточного результату виявляється занадто повільним. Метод внутрішньої точки [348–351] навпаки, шукає мінімум цільової функції успішно і швидко, але тільки якщо початкова точка оптимізації близька до точки точного розв’язку. Застосування ж лише методу внутрішньої точки для пошуку рівноваги вала може не привести до остаточного розв’язку у районі локального, а не глобального мінімуму якщо розглядається декілька підшипників, що є невірним розв’язком. Таким чином, послідовне застосування цих двох методів виявилось найбільш ефективним для розв’язання задачі, що розглядається.

Важливо, що перевага використання методу рою часток на першому етапі зростає з ростом кількості підшипників, у яких розглядається змащення і немає необхідності використовувати його у випадку, коли розглядається змащення лише у одному підшипнику у розрахунковій схемі валопроводу, наприклад тільки дейдвудному підшипнику. Також слід зазначити, що коли необхідно провести низку подібних обчислень, наприклад, змащення під час хитавиці, то розв’язок з попереднього розрахункового моменту часу можна використовувати як початкову точку для наступного без попереднього використання методу рою частинок, що значно прискорює обчислення.

Метод рою часток вперше був запропонований у [345] в 1995 році, але з тих часів через ефективність цей метод досяг значного розвитку та має багато модифікацій [347]. Основою для методу рою часток став принцип у природі, який дозволяє зграям птахів, косякам риб, колоніям мурах та роям бджіл діяти не як окремі особі, а як одна система. Цей метод відносять до класу методів глобальної оптимізації, основною перевагою якого є ефективний пошук глобального екстремуму цільової функції навіть у випадку коли ця функція може мати значну кількість змінних та чисельні локальні екстремуми.

Процес розрахунку за методом рою часток складається з дискретного руху m

часток у n -мірному просторі, де n — це кількість змінних в оптимізації. Вектор початкових координат кожної j -ї частки $X_j(0)$, де $j = 1 \dots m$, визначається випадково в області допустимих значень. Положення часток змінюється ітеративно і на кожній наступній $t+1$ -ій ітерації визначається за формулою [347]

$$X_j(t+1) = X_j(t) + V_j(t+1), \quad (\text{B.1})$$

де $V_j(t+1)$ — n -мірний вектор швидкості j -ї частки на $t+1$ -ій ітерації.

Швидкість, у свою чергу, визначається в залежності від трьох факторів: інерційність частки; попередніх координат цієї частки, що відповідали найменшому значенню цільової функції; попередніх координат «сусідів» цієї частки, що відповідали найменшому значенню цільової функції. Таким чином, швидкість визначається за формулою [347]

$$V_j(t+1) = w_j V_j(t) + \psi_{s,j} r_{s,j} (X_{s,j} - X_j(t)) + \psi_{p,j} r_{p,j} (X_{p,j} - X_j(t)), \quad (\text{B.2})$$

де $X_{s,j}$ — координати «найкращої» точки, що відвідували «сусіди» частки; $X_{p,j}$ — координати «найкращої» точки, що відвідувала сама частка; $r_{s,j}$ та $r_{p,j}$ — випадкові величини у межах від 0 до 1; w_j — інерційність частки, що вибирається випадково на початку розрахунку у заданих межах; $\psi_{s,j}$ та $\psi_{p,j}$ — коефіцієнти прискорення, що контролюють пропорцію між впливом соціальних зв'язків та пам'яттю самої частки відповідно.

На рис.В.1 зображено декілька ітерацій із застосуванням методу рою часток до розв'язання задачі пошуку рівноваги валопроводу з урахуванням змащення, що буде описано у підрозділі 3.3. Для більшої наочності розглядалося змащення лише у одному підшипнику, що відповідає двом змінним оптимізації (безрозмірним полярним координатам вала у межах зазору підшипника) і дозволяє проілюструвати процес розрахунку, хоча у повній мірі і не демонструє потужність методу з точки зору пошуку глобального мінімуму. Перед оптимізацією на заданій сітці у межах допустимої області були нараховані значення цільової функції для аналізу розв'язку. Ізолініями зображена цільова функція (червоним кольором великі значення, синім — малі), рожеві точки і сірі лінії відповідають положенню часток на даній ітерації та попередній траєкторії часток, а червона точка і чорна лінія — «найліпшому» положенню серед усього рою та траєкторії цього положення.

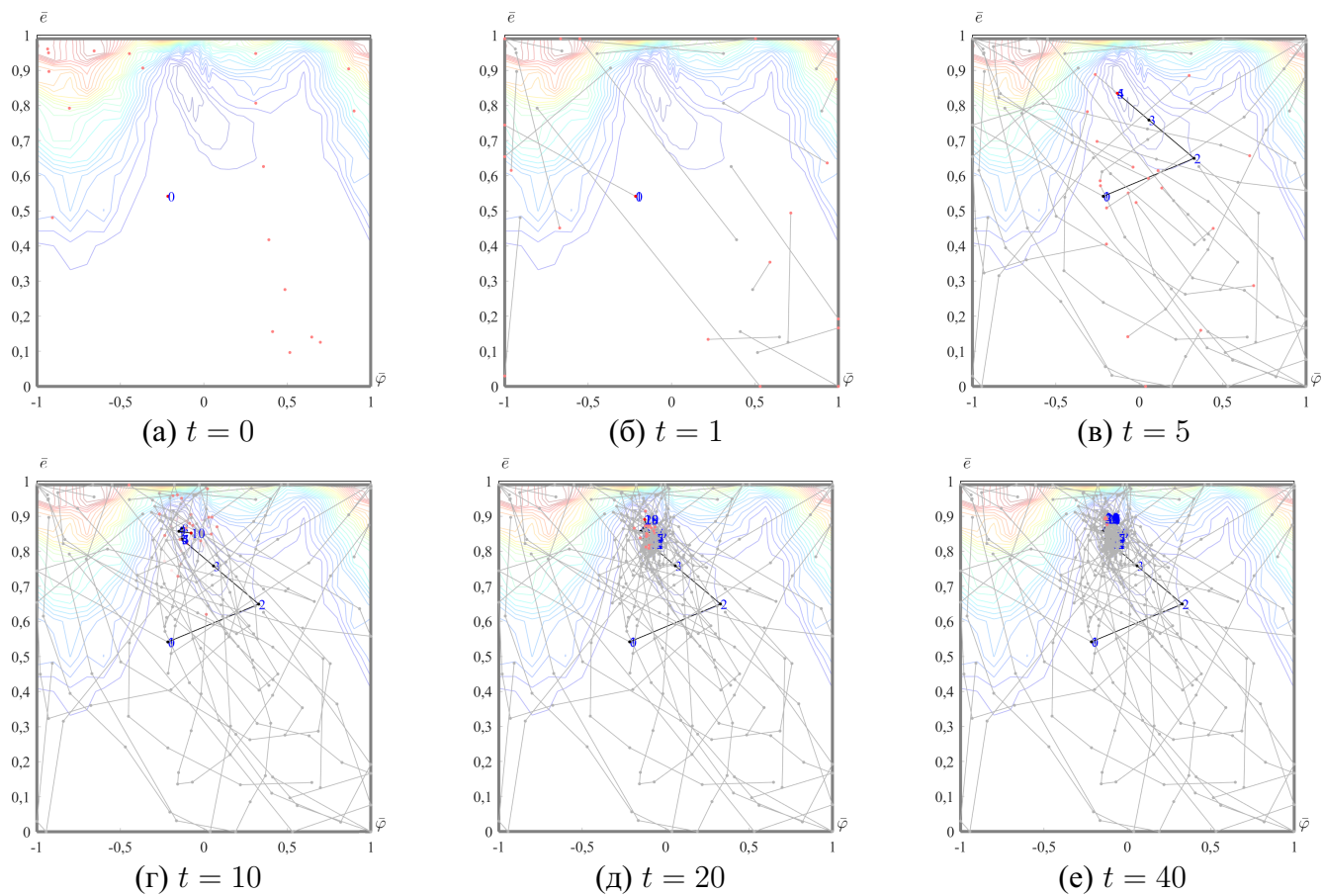


Рисунок В.1 — Оптимізація методом рою часток

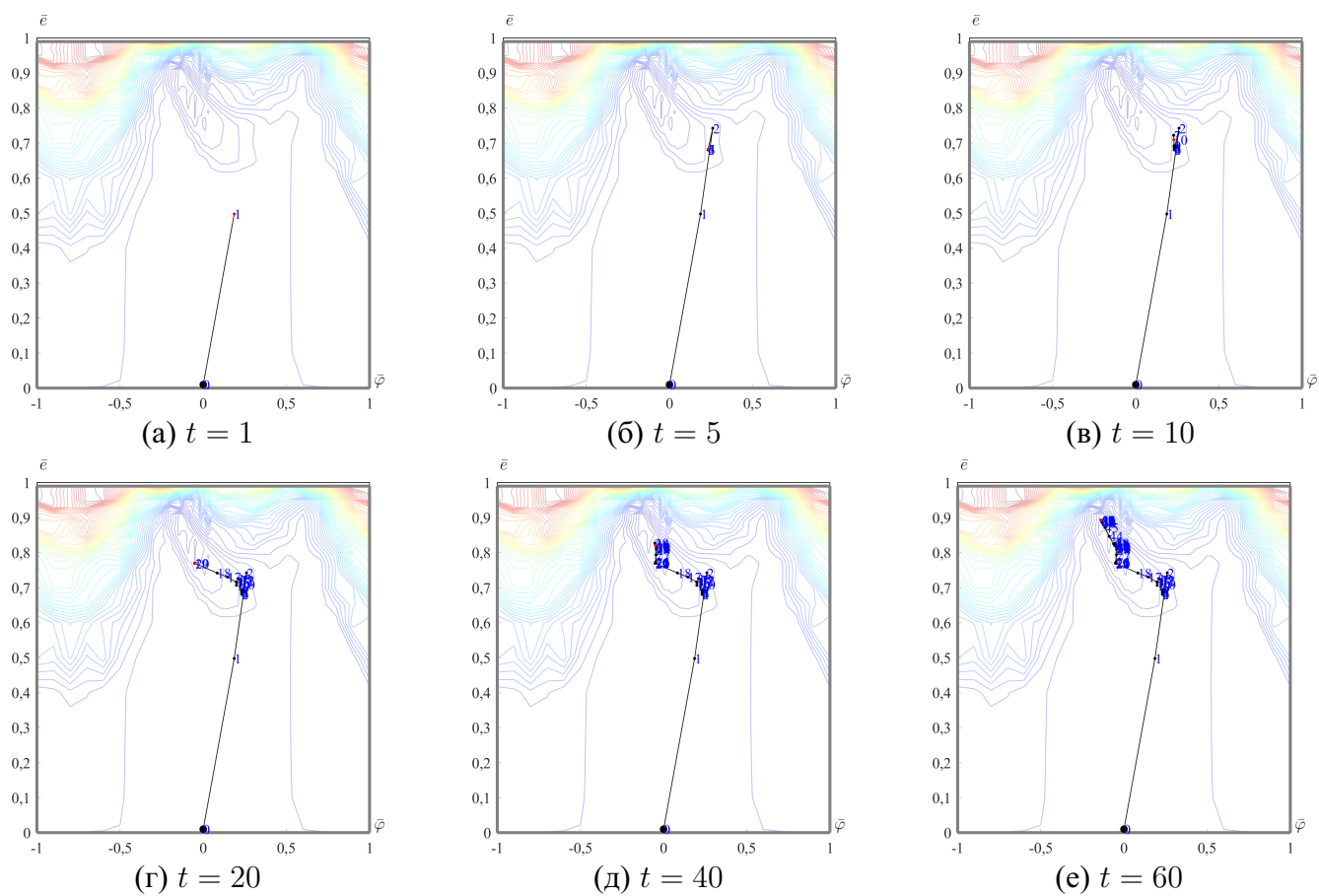


Рисунок В.2 — Оптимізація методом внутрішньої точки

Аналізуючі рис. В.1а–В.1е можна зробити наступні зауваження:

- на нульовій ітерації усі частки мають випадкове положення по всій допустимій області;
- до 5-ої ітерації частки рухаються відносно хаотично, хоча одна з часток вже має положення близьке, до мінімуму цільової функції;
- від 10-ої до 40-ої ітерації усі частки наближаються до «найкращого» положення рою;
- на 20-ій ітерації одна з часток вже знайшла положення глобального мінімуму і аж до 40-ої ітерації воно майже не змінилося;
- загальна кількість викликів цільової функції дорівнює $t \cdot m$.

Шляхом систематичних варіацій параметрів методу рою часток були знайдені їх значення, які забезпечують успішний пошук глобального мінімуму цільової функції з великою долею ймовірності. Ці параметри наступні: $m = 20$ — кількість часток; $t_{\max} = 20$ — кількість ітерацій; $w = 0,2 \dots 0,7$ — діапазон інерційності часток; $\psi_{s,j} = 0,5$ — коефіцієнт соціальних зв'язків; $\psi_{p,j} = 0,3$ — коефіцієнт власної пам'яті частки;

Метод внутрішньої точки дозволяє вирішувати оптимізаційні задачі з нелінійними цільовими функціями і обмеженнями. В основі методу лежить заміна задачі обумовленої оптимізації на декілька послідовних задач з необумовленою оптимізацією за допомогою бар'єрної функції. На відміну від методу рою часток, цей метод не гарантує пошук глобального екстремуму, а шукає лише найближчий до початкової точки локальний екстремум.

Першим етапом розв'язання задачі методом внутрішньої точки є приведення її до наступного вигляду [348]

$$\min_X F(X) \quad (\text{B.3})$$

$$\text{subject to } g(X) \geq 0. \quad (\text{B.4})$$

Далі, для позбавлення від умов типу нерівності вводиться вектор додаткових змінних S (slack variables), розмірність якого дорівнює кількості обмежень типу нерівності m . Разом з тим також модифікується і цільова функція, а саме до вихідної цільової функції додається так звана бар'єрна функція, що заміняє

обмеження типу нерівності [348]

$$\min_{X,S} F(X) - \bar{\mu} \sum_{i=1}^m \ln S_i \quad (\text{B.5})$$

$$\text{subject to } g(X) - S = 0 \quad (\text{B.6})$$

$$S \geq 0, \quad (\text{B.7})$$

де $\bar{\mu} > 0$ — параметр бар'єра, що на початку оптимізації має великі значення і з її ходом наближається до нуля, тим самим поступово зменшуючи вплив бар'єрної функції всередині допустимої області. Далі розв'язується задача квадратичного програмування з перевіркою умови оптимальності за Лагранжем, детальний опис яких наведено у [348–351].

Аналогічно, була розв'язана задача розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням змащення у дейдвудному підшипнику (див. підрозділ 3.3), але методом внутрішньої точки. Декілька кроків розв'язання даної задачі проілюстровано на рис. В.2, усі умовні позначення на якому аналогічні до тих, що прийняті на рис. В.1.

Проаналізувавши рис. В.2а–В.2е можна зробити декілька зауважень щодо особливостей розрахунку за цим методом задачі, що розглядається:

- початкову точку оптимізації слід обирати у середині підшипника у випадках, коли до виконання розрахунку немає ніякої інформації про положення вала;
- загалом, розв'язок поступово рухається у напрямку мінімуму, але по декілька ітерації може залишатися в одній області без значного пересування у напрямку мінімуму;
- кількість викликів цільової функції залежить від кількості змінних оптимізації та форми цільової функції, тому не може бути точно оцінена до виконання розрахунку.

ДОДАТОК Г. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНОЇ ОСНОВИ У ПЕРЕРІЗАХ ПІДШИПНИКІВ

Оскільки товщина шару вкладиша набагато менша за його довжину, то можна скористатися припущенням про незалежність НДС сусідніх поперечних перерізів вкладишу. Існує декілька підходів до визначення коефіцієнту жорсткості ПО у перерізі. Найбільш точним є експериментальний метод, але в той же час він є і найбільш затратним з точки зору часу та коштів. Також можна визначити коефіцієнт жорсткості шляхом розв'язання плоскої задачі за допомогою МСЕ, що буде точніше ніж більшість спрощених аналітичних моделей, але все ж потребує багато часу у разі масових розрахунків. Добре відома контактна теорія Герца не може бути застосована до розрахунку дейдвудних підшипників судового валопроводу оскільки теорія працює, коли зона контакту є набагато меншою за радіус кривини контактних поверхонь [352]. Для судових підшипників зона контакту є достатньо широкою і, як показують чисельні розрахунки, може досягати 13° для металевих і 150° для полімерних вкладишів.

У роботі використано модель одномірного стержневого шару [304], оскільки вона дозволяє отримувати результати з прийнятною точністю за дуже малий час, що важливо при багаторазових розрахунках коефіцієнта жорсткості. Цей підхід дозволяє врахувати ширину контакту і, при необхідності, нециліндричність поверхні вкладишу при наявності зношення або нестандартного розточування підшипника.

Загальна розрахункова схема визначення коефіцієнта жорсткості наведена на рис. Г.1, де зображені основні геометричні параметри контактної пари (рис. Г.1а) та геометричні й силові параметри контактної взаємодії (рис. Г.1б), де вкладиш підшипника представлений набором елементарних стержнів. Геометричні параметри пов'язані між собою наступними залежностями:

$$d_{bin} = d_{sh} + \Delta; \quad d_{bout} = d_{bin} + t_b = d_{sh} + \Delta + t_b, \quad (\text{Г.1})$$

де d_{bin} та d_{bout} — внутрішній та зовнішній діаметри вкладиша підшипника, м; Δ — діаметральний зазор між підшипником і валом, м; t_b — товщина вкладиша, м.

Оскільки кут нахилу перерізу вала та підшипника мають малі значення, то можна розглядати контакти перерізів як вертикальні, що значно спрощує роз-

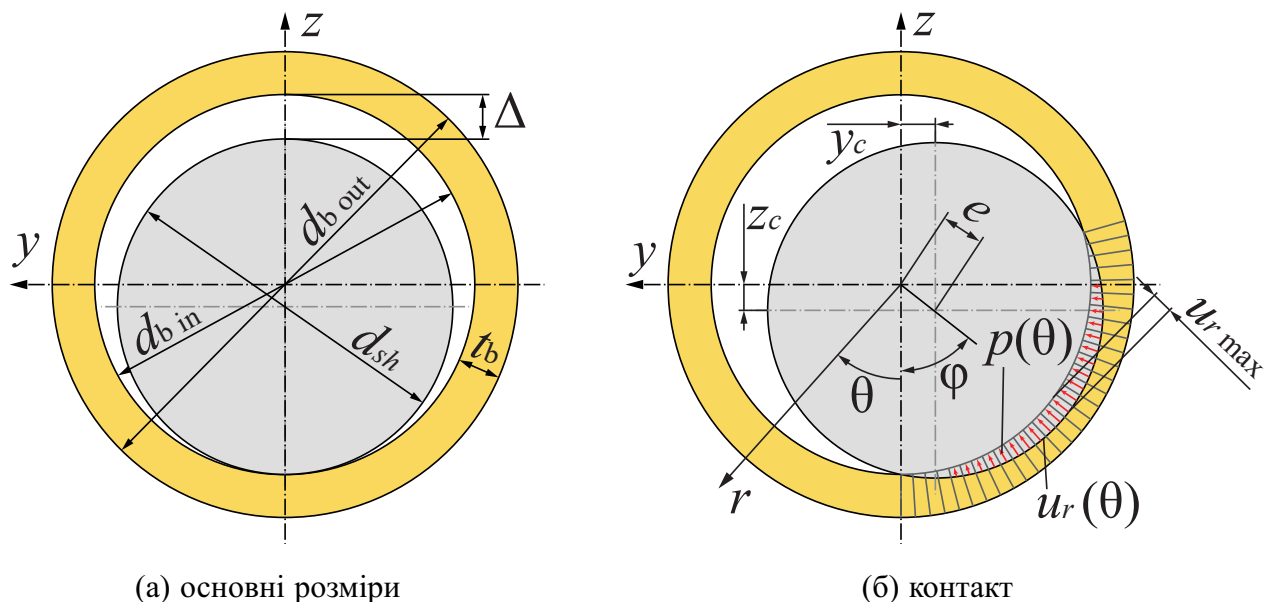


Рисунок Г.1 — Геометричні параметри перерізу підшипника та вала

рахунки. Таким чином, положення центру перерізу вала відносно повздовжньої вісі підшипника у декартових координатах yOz можна визначити за формулами:

$$z_c(x) = u_z(x) - w_z + \alpha_y(x - x_b), \text{ м}; \quad (\text{Г.2})$$

$$y_c(x) = u_y(x) - w_y - \alpha_z(x - x_b), \text{ м}; \quad (\text{Г.3})$$

$$x_b - 0,5l_b \leq x \leq x_b + 0,5l_b, \quad (\text{Г.4})$$

де l_b — довжина підшипника, м; x_b — положення середини підшипника вздовж валопроводу, м.

У декартових координатах r та θ положення вала можна переписати у вигляді:

$$e(x) = \sqrt{z_c^2(x) + y_c^2(x)}, \text{ м}; \quad (\text{Г.5})$$

$$\varphi(x) = -\text{atan2}(-y_c(x), -z_c(x)), \text{ рад.}, \quad (\text{Г.6})$$

де atan2 — функція арктангенс, яка дає результат у межах $0 \leq \theta \leq 2\pi$.

Координати поверхні вала з урахуванням ексцентриситету у полярній системі координат можна визначити за наступною формулою

$$\rho_{sh}(\theta, x) = e(x) \cos(\theta - \varphi(x)) + \sqrt{[e(x) \cos(\theta - \varphi(x))]^2 + 0.25d_{sh}^2 - e^2(x)}. \quad (\text{Г.7})$$

Оскільки вкладиш запресований у корпус підшипника, переміщення на зовнішній його поверхні дорівнюють нулю. Для тонкого кільцевого шару (вкладишу підшипника) можна зробити припущення, що переміщення точок не мають

взаємного зв'язку між собою [304]. Також, модуль пружності вкладиша E_b як правило значно менше за модуль пружності вала E , тому деформацією поперечного перерізу вала у зоні контакту можна знехтувати і вважати його недеформівним. Таким чином, можна геометрично визначити радіальні переміщення внутрішньої поверхні циліндричного вкладиша підшипника

$$u_r(\theta, x) = \max(0; \rho_{sh}(\theta, x) - 0.5d_{bin}). \quad (\Gamma.8)$$

Максимальні переміщення перерізу будуть мати місце при $\theta = \varphi$ і користуючись формулою (Г.8) можна їх визначити як

$$u_{r \max}(x) = \max(0; e(x) - 0,5\Delta), \text{ м.} \quad (\Gamma.9)$$

Для моделі одномірного шару стержнів зв'язок між контактними тисками та переміщеннями внутрішньої поверхні вкладишу підшипника можна вважати лінійним [82, 304]

$$p(\theta, x) = k_b u_r(\theta, x), \text{ Па,} \quad (\Gamma.10)$$

де k_b — коефіцієнт жорсткості елементарного стержня, Н/м³. Коефіцієнт k_b можна визначати за декількома формулами в залежності від геометричних параметрів вкладиша та його механічних характеристик (модуля пружності E_b та коефіцієнта Пуассона ν_b):

- ізольовані стержні з товщиною, що визначаються на внутрішній поверхні вкладиша

$$k_b = E_b/t_b; \quad (\Gamma.11)$$

- ізольовані стержні з товщиною, що визначаються посередині товщини вкладиша

$$k_b = E_b(d_{b \text{ out}} + d_{b \text{ in}})/(2d_{b \text{ in}}t_b); \quad (\Gamma.12)$$

- вкладиш запресований у підшипник з рівномірним навантаженням [304]

$$k_b = \frac{2E_b [d_{b \text{ in}}^2 + (1 - 2\nu_b)d_{b \text{ out}}^2]}{d_{b \text{ in}}(1 - 2\nu_b)(1 + \nu_b)(d_{b \text{ out}}^2 - d_{b \text{ in}}^2)}; \quad (\Gamma.13)$$

- вкладиш запресований у підшипник [304, 353]

$$k_b = \frac{E_b(1 - \nu_b)^2}{t_b(1 - \nu_b) [1 - \nu_b + 2\nu_b t_b/d_{b \text{ in}}]}; \quad (\Gamma.14)$$

- безмежний вкладиш з рівномірним радіальним навантаженням [304]

$$k_b = 2E_b / [(1 + \nu_b)d_{bin}]. \quad (\text{Г.15})$$

- модель ПО Власова [354–356]

$$k_b = 2E_b(1 - \nu_b)^2 / [(1 - 2\nu_b)(1 - \nu_b^2)(d_{b\ out} - d_{b\ in})]. \quad (\text{Г.16})$$

- формула Higginson G. [357]

$$k_b = E_b [1 - 2\nu_b^2 / (1 - \nu_b)] / t_b. \quad (\text{Г.17})$$

- формула на основі гіпотези Вінклера-Циммермана [358, 359]

$$k_b = \pi E_b / [2(1 - \nu_b^2)t_b]. \quad (\text{Г.18})$$

Реакція перерізу підшипника може бути визначена як інтеграл контактних тисків по внутрішній поверхні вкладиша у напрямку ексцентриситету вала

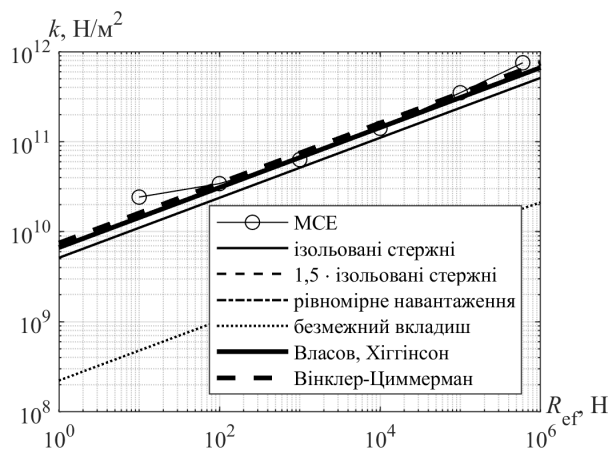
$$r_{ef}(x) = \int_{-\pi}^{\pi} p(\theta, x) \cos(\theta - \varphi(x)) \frac{d_{bin}}{2} d\theta, \text{ Н/м.} \quad (\text{Г.19})$$

Таким чином, для заданих ексцентриситету вала e та його напрямку φ з формули (2.1) можна визначити коефіцієнт жорсткості ПО у перерізі підшипника

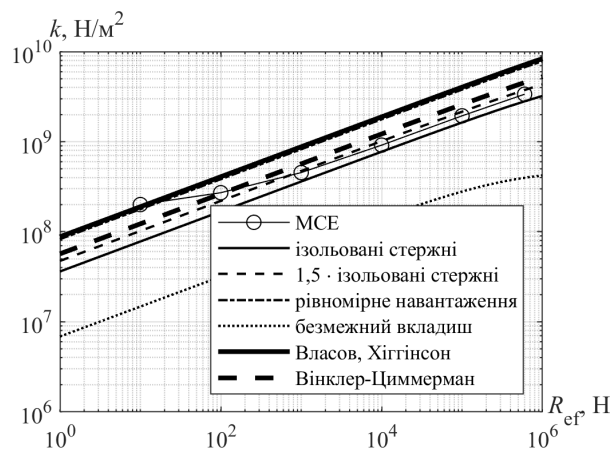
$$k(x) = \begin{cases} r_{ef}(x) / u_{r\ max}(x) & \text{якщо } e(x) > 0,5\Delta, \\ 0 & \text{якщо } e(x) \leq 0,5\Delta, \end{cases} \quad (\text{Г.20})$$

Для вибору однієї з формул (Г.11)–(Г.15) та верифікації обраної моделі були виконані масові чисельні розрахунки пласкої задачі за МСЕ у програмному комплексі «ANSYS[®] Academic Research Mechanical, Release 18.0» [335] для найбільш типових дейдвудних підшипників, параметри яких наведено у табл. Г.1. На рис. Г.2г зображена розрахункова сітка МСЕ для матеріалу Thordon COMRAC [360].

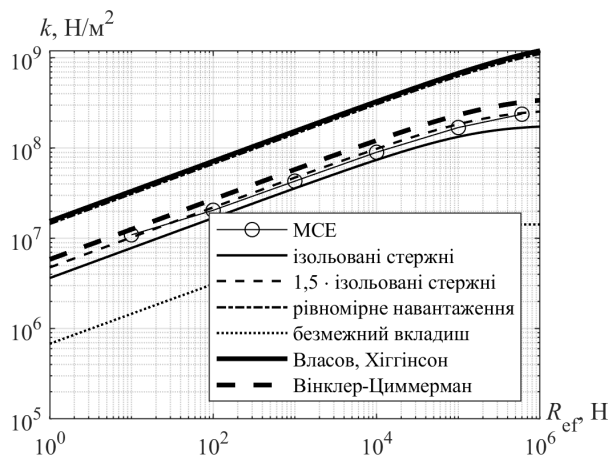
На рис. Г.2 зображені залежності коефіцієнтів жорсткості перерізу підшипників від навантаження на підшипник розраховані за різними формулами у логарифмічних шкалах. Навантаження змінювалось в межах від 10 Н до 600000 Н, де максимальна межа відповідає максимальному допустимому навантаженню на



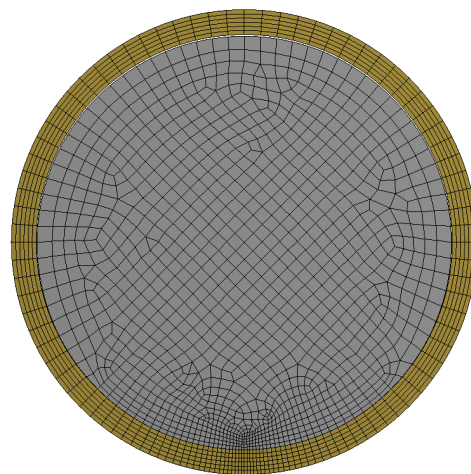
(а) бабіт



(б) Thordon



(в) гума



Зображення використано з дозволу «ANSYS, Inc».

(г) Розрахункова сітка для контактної задачі MCE

Рисунок Г.2 — Коефіцієнт жорсткості перерізу підшипника

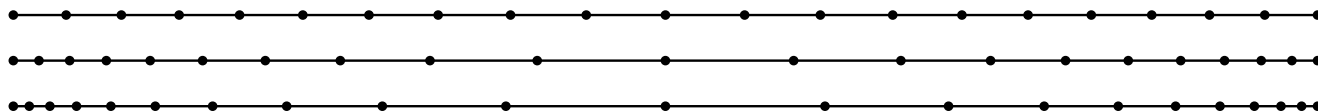


Рисунок Г.3 — Нерівномірний розподіл довжини скінчених елементів

Таблиця Г.1 – Параметри підшипників

Матеріал вкладиша	d_{sh} , м	l_b , м	Δ , мм	t_b , мм	E_b , МПа	ν_b
Бабіт	0,5	1	0,8	3	47000	0.33
Thordon COMPAC	0,5	1	2	30	440	0.45
Гума	0,5	1	2	30	14	0.48

дейдвудні підшипники [311]. Формули (Г.11) і (Г.12), (Г.13) і (Г.14), а також (Г.16) і (Г.17) дали майже однакові результати, тому зображені згруповано. Аналізуючи графіки коефіцієнтів жорсткості можна зробити висновок, що для всіх трьох підшипників формула (Г.15) дає значно занижені значення. Для гуми найближчі до МСЕ результати дають формули (Г.11), (Г.12) та (Г.18), а для білого металу — формули (Г.13), (Г.14) та (Г.16)–(Г.18). Слід однак зазначити, що для білого металу результати за формулами ізольованих стержнів та рівномірного навантаження дали дуже близькі значення. Щодо полімеру Thordon COMPAC, то при різних навантаженнях краще працюють різні формули. Остаточо у роботі для розрахунків прийнята формула (Г.11) з коефіцієнтом 1,5, що дає найбільш прийнятний результат для всіх досліджуваних типових підшипників

$$k_b = 1,5E_b/t_b. \quad (\text{Г.21})$$

Якщо вкладиш виготовлено з металу або (та) вал значно перекошений у межах довжини підшипника, то контакт буде мати місце тільки на кінцях підшипника. Для більш точного визначення $k(x)$ зі збереженням швидкості розрахунків доцільно використовувати меншу довжину СЕ l_{el} на краях підшипника. Автором пропонується наступна формула визначення довжини СЕ у межах підшипника, яка виведена за умови, що відношення довжин сусідні СЕ однакове:

$$l_{eli} = 0.5l_b \frac{(m^{\frac{2}{n-2}} - 1)m^{\frac{n-1-|i-n-1|}{n-2}}}{m^{\frac{n}{n-2}} - 1}, \quad (\text{Г.22})$$

де n — кількість СЕ у межах підшипника, додатне ціле парне число; $m > 1$ — відношення довжини СЕ у центрі та на кінцях підшипника; $i = 1, 2, \dots, n$ — порядковий номер СЕ.

Для ілюстрації формули (Г.22) були розраховані довжини двадцяти СЕ з параметрами нерівномірності $m = 1,5; 5; 10$, які зображені на рис. Г.3.

ДОДАТОК Д. ТЕСТОВІ РОЗРАХУНКИ КОМПОНЕНТІВ НДС ПРИ СТАТИЧНОМУ ЗГИНАННІ ВАЛОПРОВОДУ

Було виконано низку розрахунків зі спрощеною моделлю типового валопроводу, що знаходиться у стані покою на підшипниках валопроводу, які представлені зміщеною нелінійною односторонньою ПО. Розрахункова схема валопроводу представлена на рис. Д.1, де вал має постійний за довжиною діаметр $d_{sh} = 0,5$ м, чотирьох-лопатний ГГ діаметром $D_{pr} = 5,6$ м розташований на відстані $x_{pr} = 0,7$ м від кормового торця валопроводу та чотири підшипника, параметри яких наведено у табл. Д.1. Матеріал вала має наступні механічні характеристики: $E = 2 \cdot 10^4$ — модуль пружності, МПа; $\nu = 0,3$ — коефіцієнт Пуассона; $\rho_{sh} = 7850$ — щільність, кг/м³. Валопровід навантажено наступними силами: розподілена вага вала $q_w = -0,25 d_{sh}^2 \pi \rho_{sh} g = -15,1$ кН/м; сконцентрована вага ГГ з урахуванням плавучості $P_{zw} = -127,5$ кН.

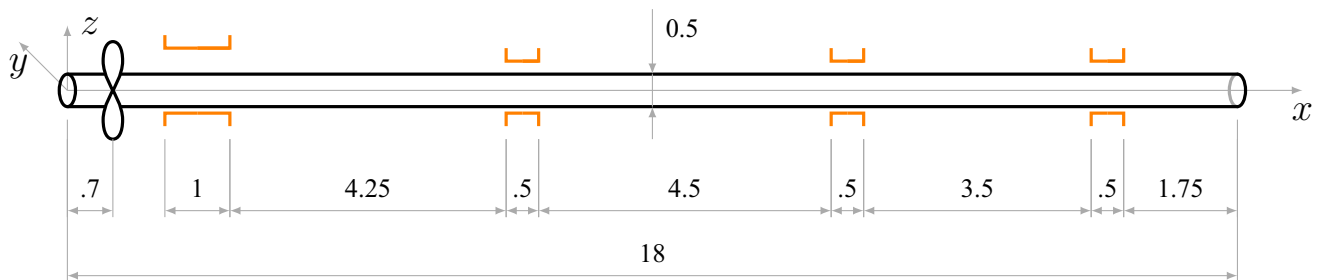


Рисунок Д.1 — Розміри моделі валопроводу (розміри у м)

Таблиця Д.1 — Характеристики підшипників

№	l_b , м	Δ , мм	t_b , мм	E_b , МПа	ν_b
1	1	0,8	30	440	0,45
2, 3, 4	0,5	0,4	3	47000	0,33

Розглядалося три випадки зміщень підшипників, при чому вертикальні зміщення задавалися відносно нижнього краю підшипника:

- 1 випадок — нульові лінійні та кутові зміщення у вертикальній та горизонтальній площинах;
- 2 випадок — відцентрований валопровід у вертикальній площині (табл. Д.2а) з нульовими зміщеннями у горизонтальній площині;

Таблиця Д.2 — Зміщення підшипників

(а) відцентрований валопровід

№	w_z , мм	α_y , мм/м
1	0	-0,65
2	1,2	0,03
3	0,85	0,05
4	0,7	0,04

(б) не відцентрований валопровід

№	w_z , мм	α_y , мм/м	w_y , мм	α_z , мм/м
1	-0,7	0,4	-0,3	-0,3
2	0,9	0	0,2	0,1
3	-0,3	0	-0,1	-0,1
4	0,3	-0,2	-0,3	0,4

- 3 випадок — не відцентрований валопровід з довільними лінійними та кутовими зміщеннями у вертикальній та горизонтальній площинах (табл. Д.2б).

На рис. Д.2–Д.4 зображені результати розрахунків по першому випадку, коли всі підшипники виставлені у пряму лінію. Такий випадок характерний для початку проектування плану центрування, коли не має даних про дійсне положення підшипників. На рис. Д.2 суцільною лінією зображена форма згину осі валів, де через велику вагу ГГ, що сконцентрована на консольному кінці валопроводу, вал має значний згин у районі кормового підшипника і лише частковий контакт з ним. Пунктирною лінією зображено прогин, що розраховано за допомогою програми «ShaftDesigner» [315–317]. Криві розташовані близько одна до одної, що підтверджує достовірність розрахунків, а різниця у прогинах в кормовій частині валопроводу пояснюється тим, що у програмі ShafDesigner застосована залежність між тисками та прогином (Г.11), а не (Г.21), та інша модель підшипника, що заснована на п'яти пружних вузлових опорах, що як відомо не описує у повній мірі континуальних характер ПО [292].

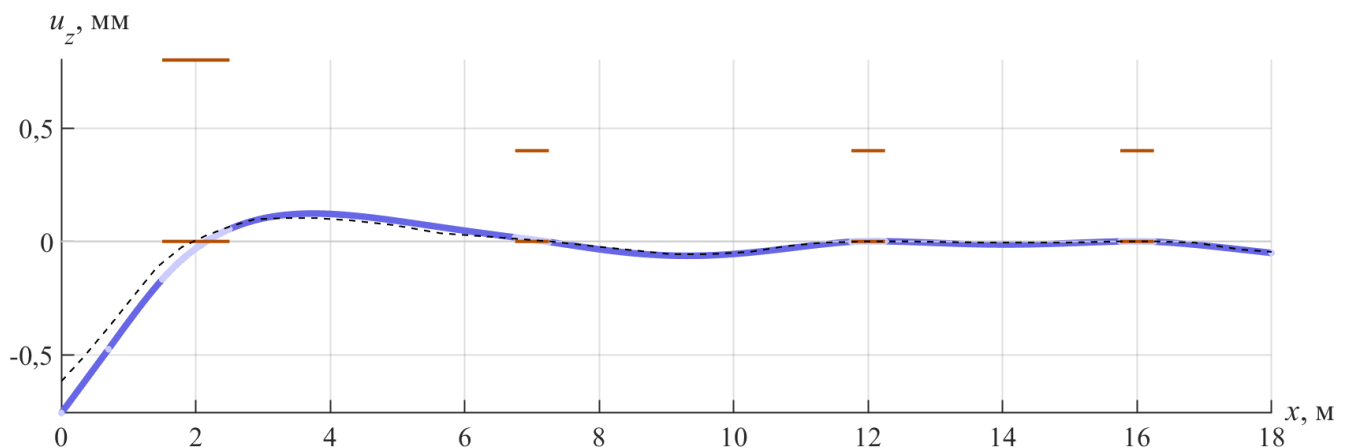


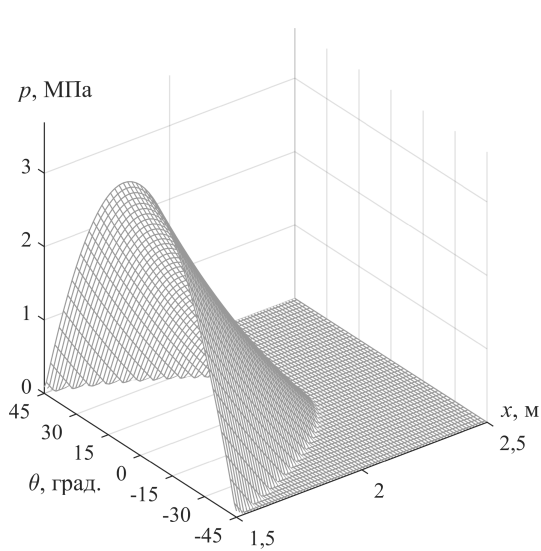
Рисунок Д.2 — Згин вала без зміщень підшипників у вертикальній площині

На рис. Д.3 зображені епюри контактних тисків у підшипниках, з яких видно, що перші три підшипника мають контакт лише на одному кінці (рис. Д.3а–Д.3в). Також можна помітити, що кормовий підшипник, що має вкладиш з полімеру, має значно більший кут контакту 90° та менші максимальні тиски $p_{\max} = 3,7$ МПа порівняно з кутом контакту у металевих вкладишах до 20° та максимальними тисками $p_{\max} = 29 \dots 49$ МПа. Якщо порівнювати результати епюр тиску з епюрами отриманими у «ShaftDesigner» (рис. Д.5), то характер епюр повністю збігається, а різниця між максимальними значеннями складає 35% у кормовому підшипнику, та у межах 13% в інших, пояснюється тими самими причинами.

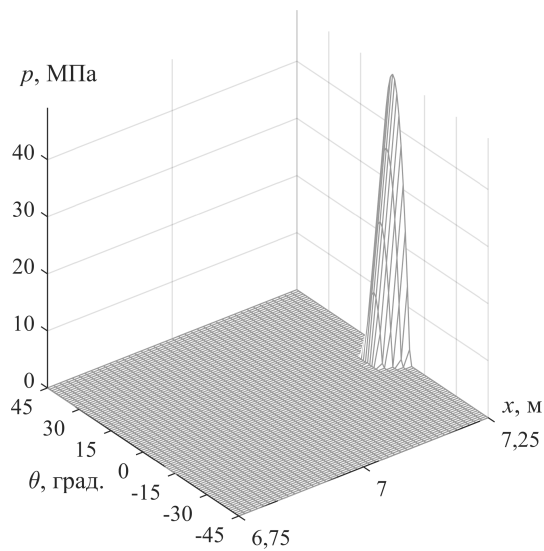
На рис. Д.4 зображені коефіцієнти жорсткості ПО вздовж безрозмірної довжини підшипника $\bar{x} = (x - x_b + 0,5l_b)/l_b$. Коефіцієнти жорсткості мають неоднорідний характер, а саме більші значення у районі більшого заглиблення вала у вкладиші, розрив першого роду у точках відриву та нульові значення у районах, де відсутній контакт між валом та вкладишами. Описані характерні особливості повністю відповідають попередньому опису методу розрахунку компонентів НДС при згинанні. Крім того, жорсткість першого підшипника на два порядки менше, ніж трьох інших, через значно менший модуль пружності матеріалу вкладишу. Через ту саму причину, проникнення вала у перший вкладиш має значно більші значення за інші підшипники.

На рис. Д.6–Д.8 зображені результати розрахунків для другого випадку, після того, як валопровід відцентровано. Як видно з прогину валопроводу у вертикальній площині на рис. Д.6, після призначення лінійних та кутових зміщень підшипників у вертикальній площині вал майже паралельний до осей підшипників. На рис. Д.7 зображені епюри контактних тисків у підшипниках у випадку відцентрованого валопроводу, де можна помітити, що перший та третій підшипники мають контакт з валом по всій довжині (рис. Д.7а та Д.7в), а другий та четвертий мають контакт на обох краях, що буде сприяти більш рівномірному зношенню вкладишів, а тому і довшому строку їх служби. Також слід зазначити, менші максимальні контактні тиски, порівняно з випадком нульових зміщень майже у 2 рази у кормовому підшипнику та від 1,2 до 2,9 разів у інших. На рис. Д.8 зображені коефіцієнти жорсткості ПО, які також дещо менші за попередній випадок та мають майже симетричні значення відносно середин підшипників.

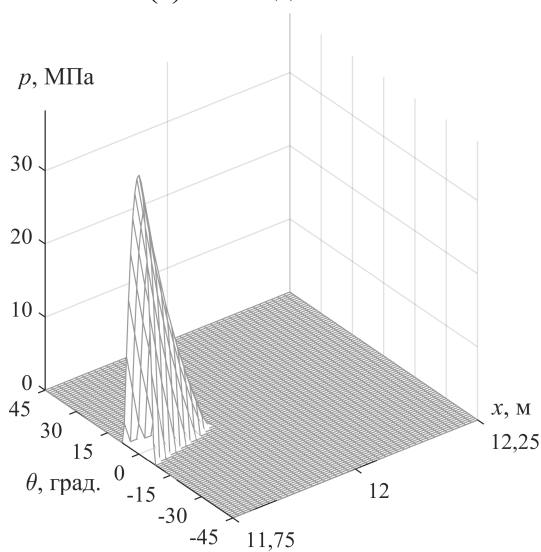
Нарешті, на рис. Д.9–Д.11 зображені результати розрахунків по третьому ви-



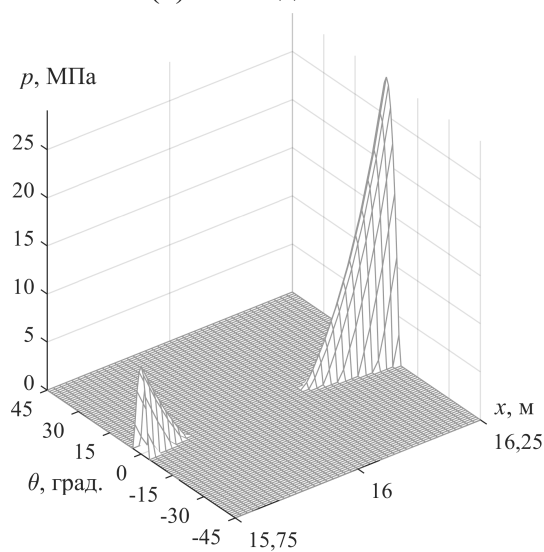
(а) 1-й підшипник



(б) 2-й підшипник



(в) 3-й підшипник



(г) 4-й підшипник

Рисунок Д.3 – Контактні тиски у підшипниках (без зміщень)

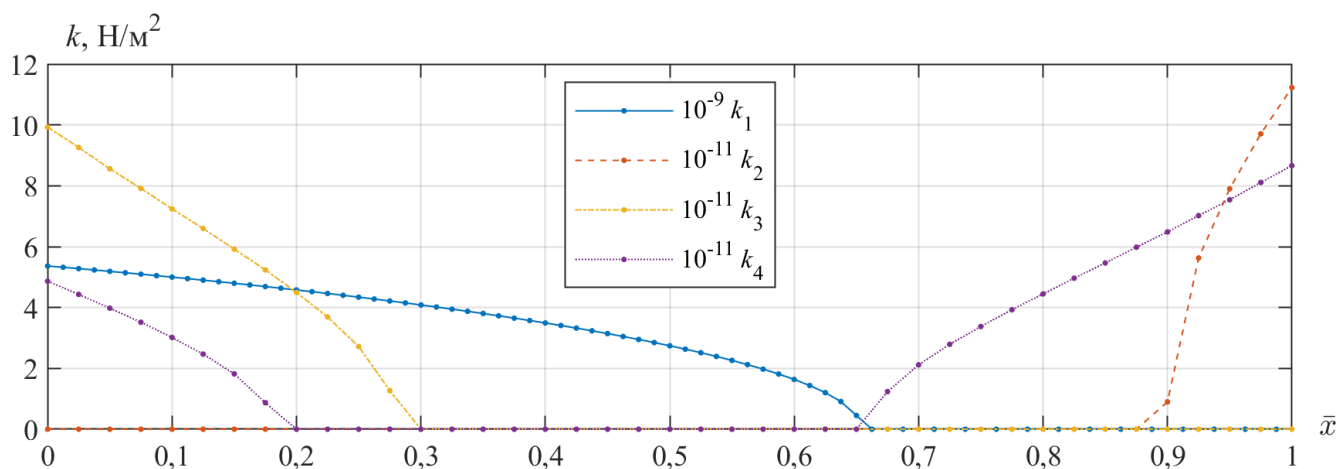
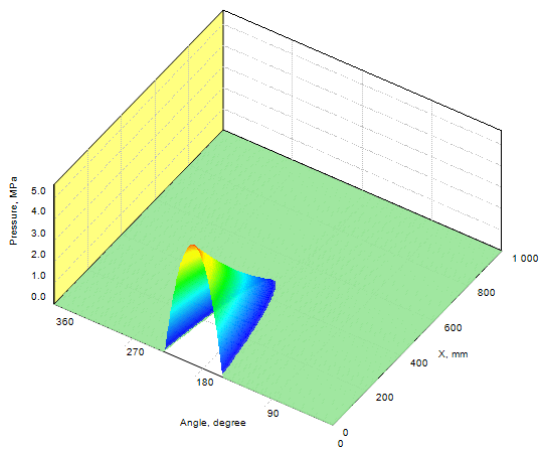
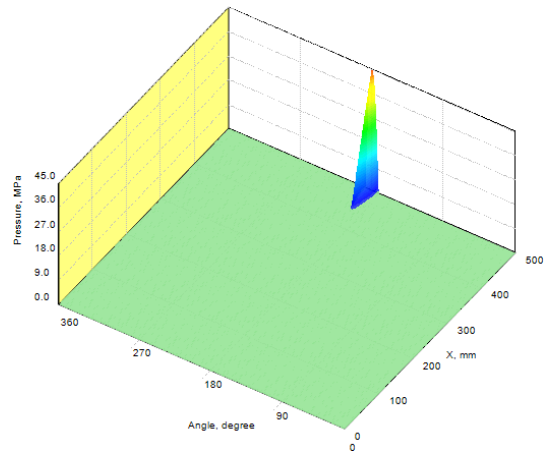


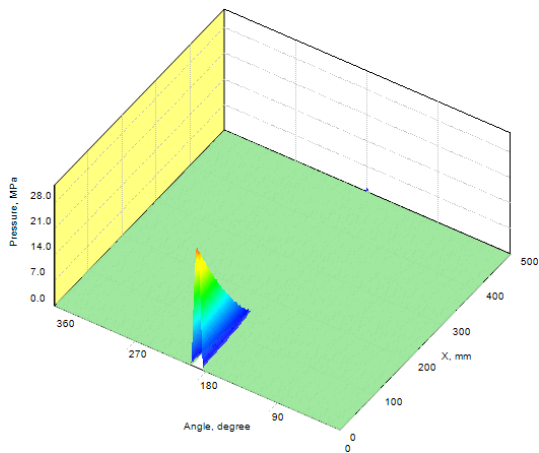
Рисунок Д.4 – Коефіцієнт жорсткості ПО (без зміщень)



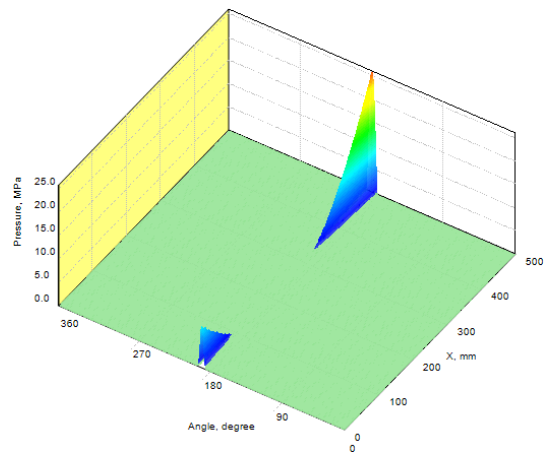
(а) 1-й підшипник



(б) 2-й підшипник



(в) 3-й підшипник



(г) 4-й підшипник

Рисунок Д.5 — Контактні тиски у підшипниках розраховані за допомогою «ShaftDesigner» (без зміщень)

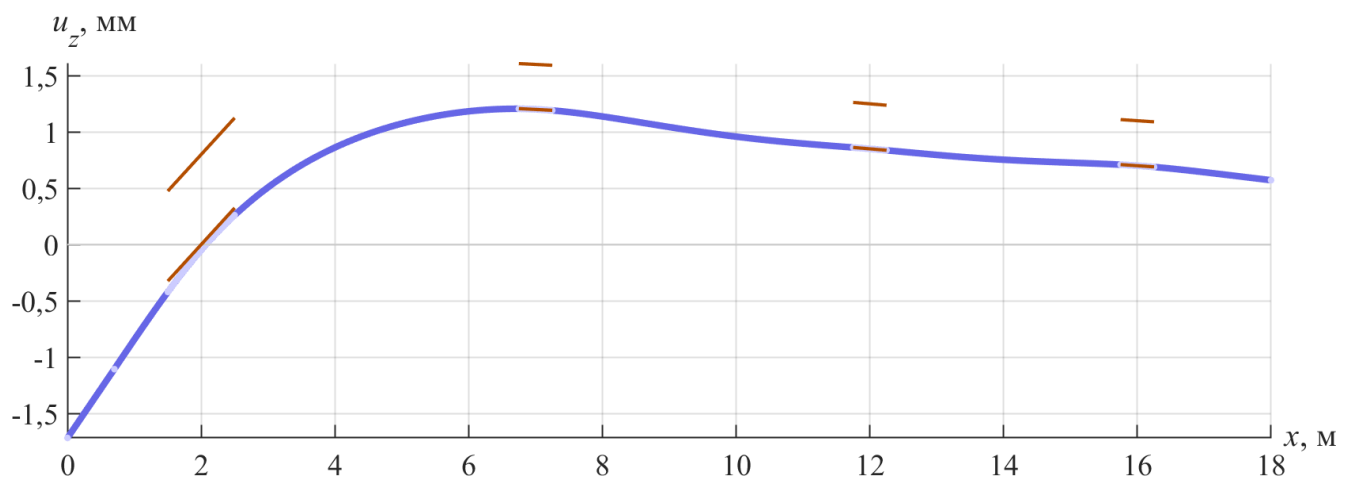
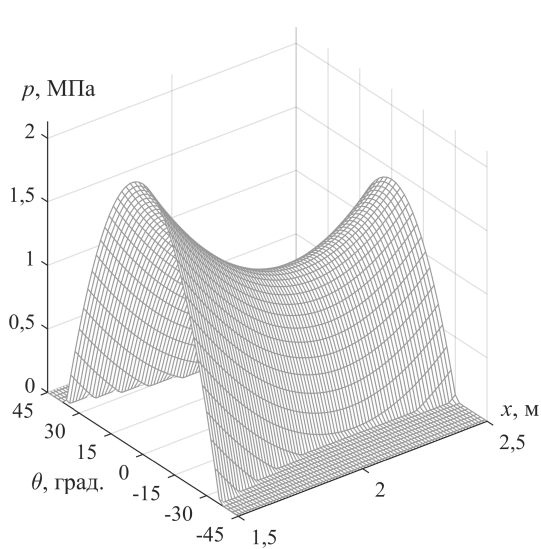
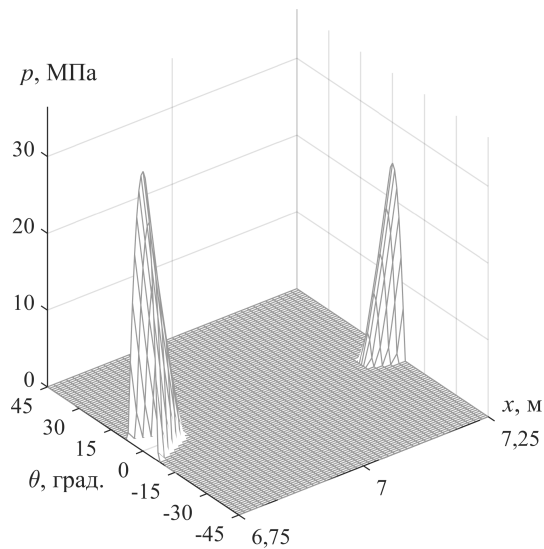


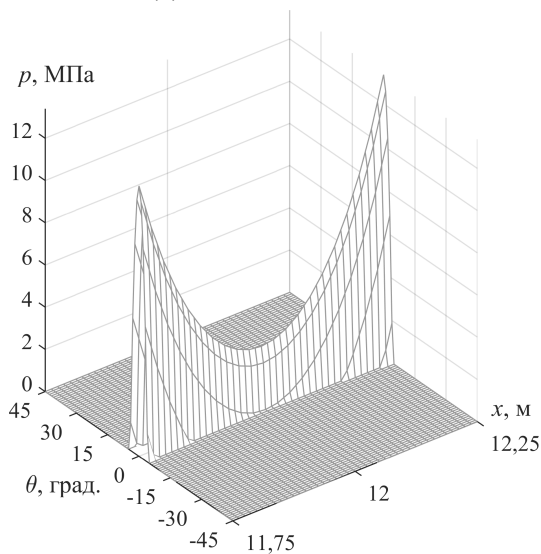
Рисунок Д.6 — Згин валів зі зміщеннями підшипників у вертикальній площині



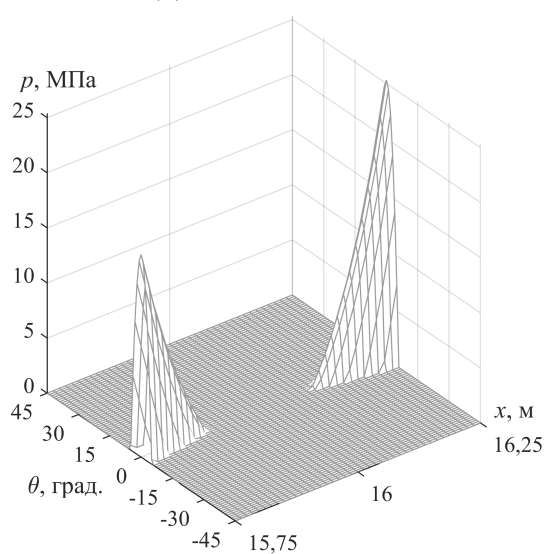
(а) 1-й підшипник



(б) 2-й підшипник



(в) 3-й підшипник



(г) 4-й підшипник

Рисунок Д.7 — Контактні тиски у підшипниках (відцентрований валопровід)

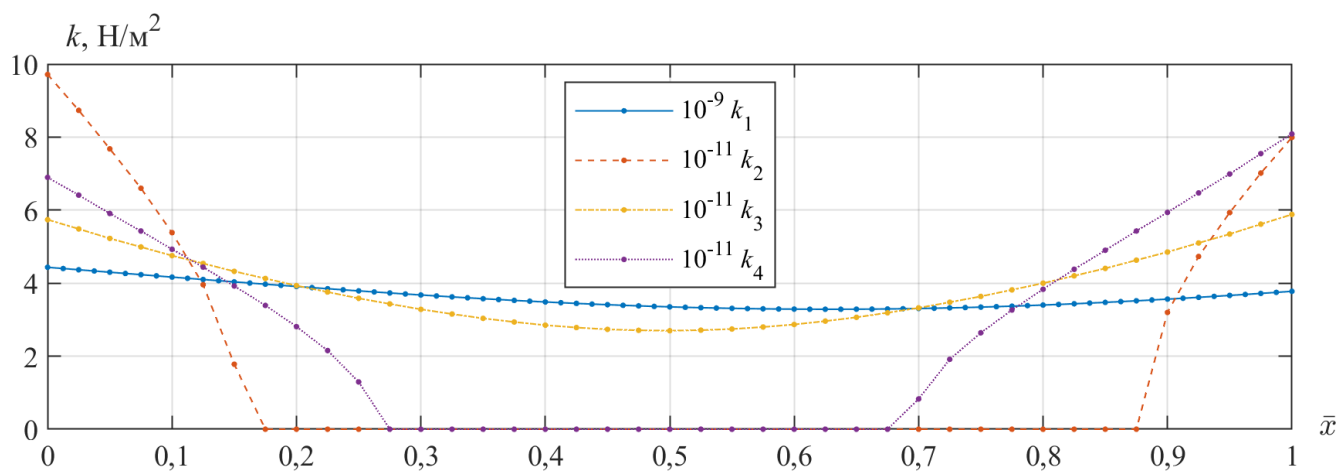
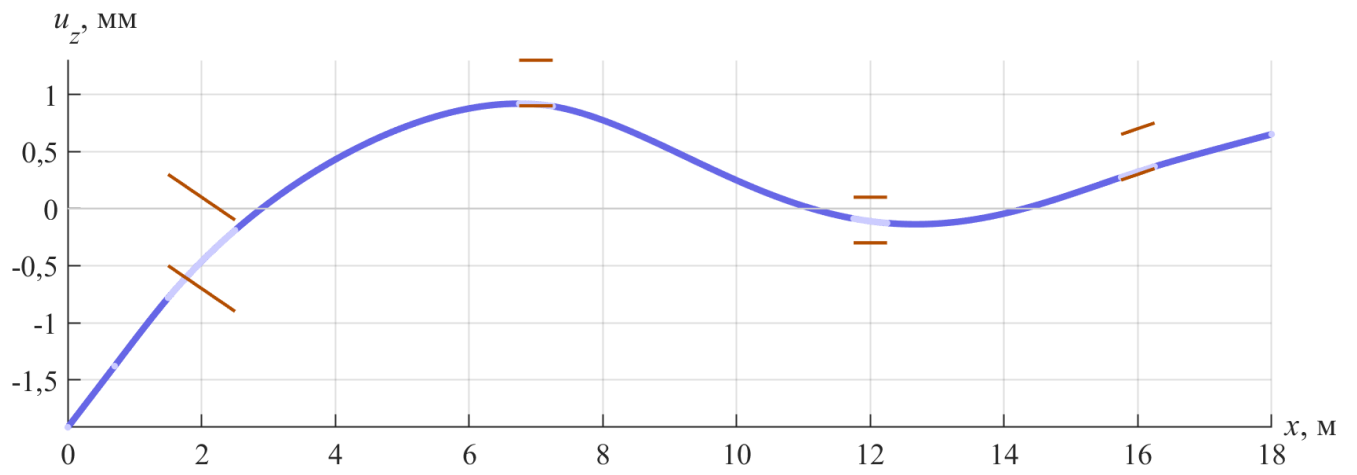


Рисунок Д.8 — Коефіцієнт жорсткості ПО (відцентрований валопровід)

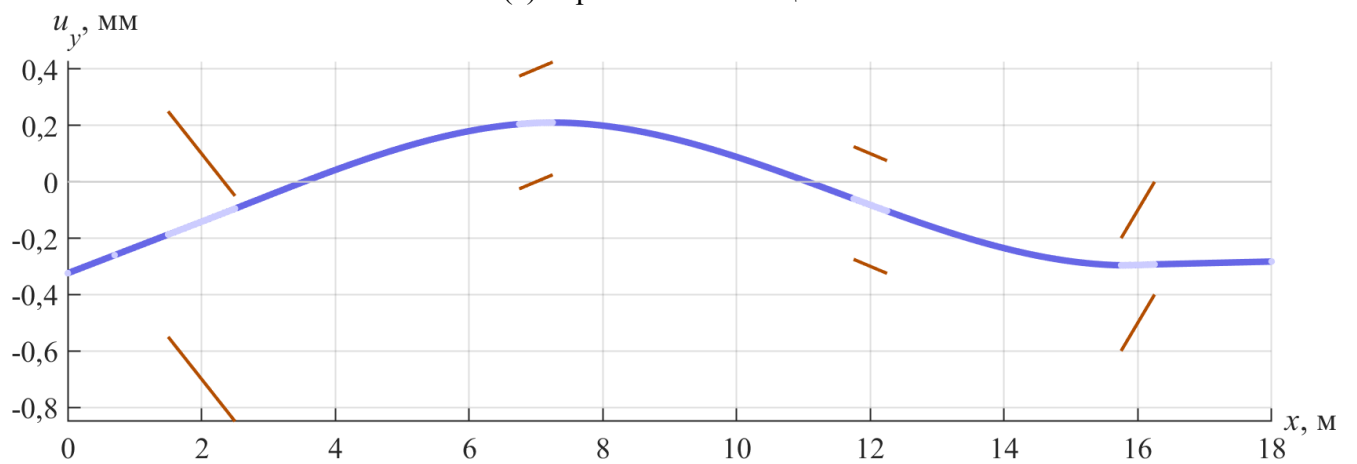
падку з довільними зміщеннями. Рис. Д.9 ілюструє просторовий характер згину валів як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах, де мають місце два виключні випадки: заклинювання вала у першому підшипнику та повний відрив вала від третього підшипника. На рис. Д.10 зображені епюри контактних тисків, де у першому підшипнику контакт має місце на кормовому кінці у нижній частині вкладиша $\theta = 0$, а на носовому кінці у верхній частині $\theta = 130^\circ$. У той же час, контактні тиски у третьому підшипнику відсутні через відрив. У цілому, максимальні тиски в усіх підшипниках крім третього у декілька разів більші, ніж в обох попередніх випадках, як і коефіцієнти жорсткості ПО (рис. Д.11).

На рис. Д.12 зображено графік похибки розрахунку першого випадку за формулою (3.12) при розрахунку прямим методом послідовних наближень та застосуванні релаксації, що описано у підрозділі 2.2. Як видно, при застосуванні прямого розрахунку мають місце великі похибки протягом 16 перших ітерацій і тільки потім похибка починає зменшуватися і на 24-й ітерації стає менше за задану точність. У той же час, при використанні релаксації за перші чотири ітерації похибка значно зменшується, що дозволяє далі швидко досягти заданої точності на 10-й ітерації. Це демонструє ефективність розробленої релаксації по прискоренню більше ніж у два рази чисельного розрахунку задачі, що розглядається, методом послідовних наближень за рахунок стабілізації розрахунку на перших ітераціях. Крім того слід зазначити, що для виконання аналогічного розрахунку програмі «ShaftDesigner» необхідно було 124 ітерацій, що в 11 разів більше ніж у розробленому методі.

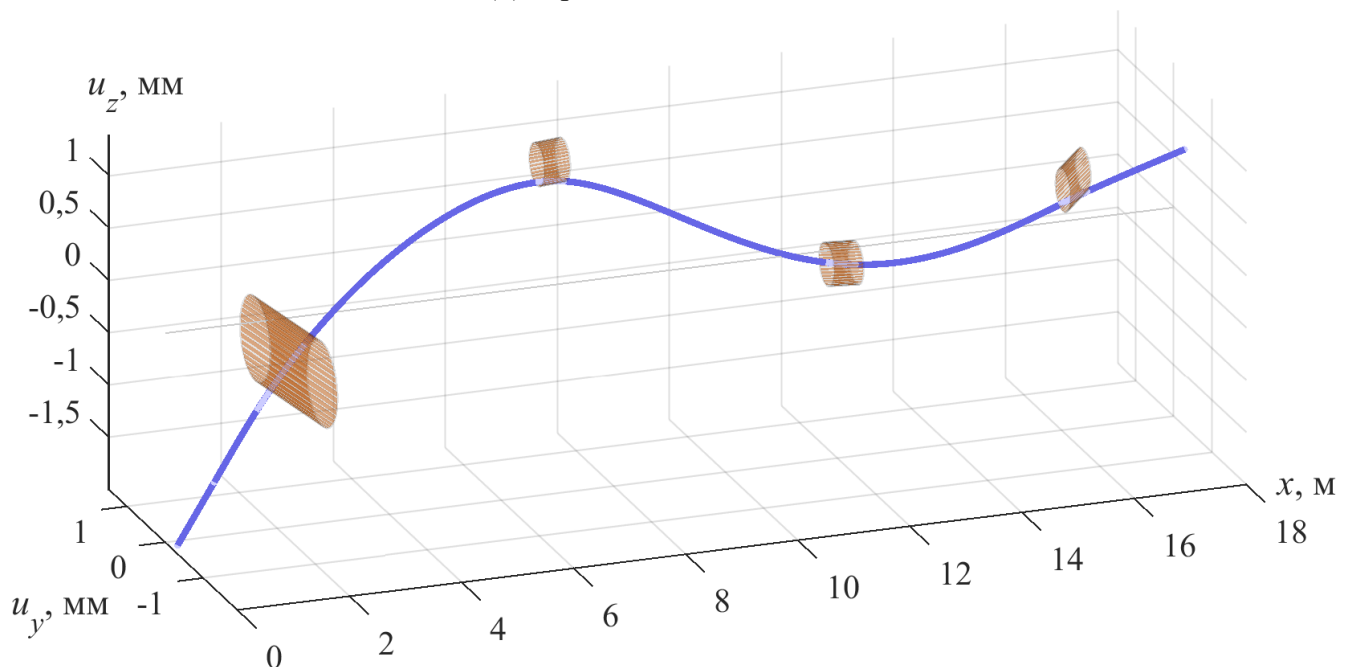
Таким чином, розроблений метод дозволяє виконувати розрахунки компонентів НДС при статичному згинанні валопроводу одночасно у вертикальній та горизонтальній площинах з урахуванням видовженої природи підшипників ковзання, деформації їх вкладишів, нелінійного зв'язку між проникненням вала та реакцією вкладиша та можливістю таких виняткових випадків як частковий або повний відрив і заклинювання вала у підшипниках. Крім того, розроблена релаксація дозволила поліпшити процес збіжності ітеративного розрахунку коефіцієнтів жорсткості ПО.



(а) вертикальна площина

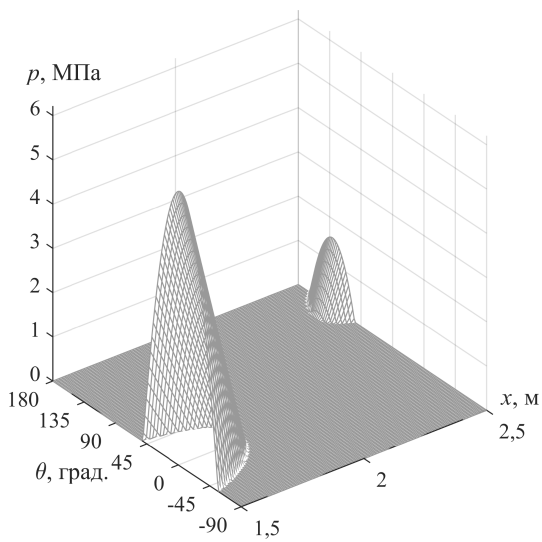


(б) горизонтальна площина

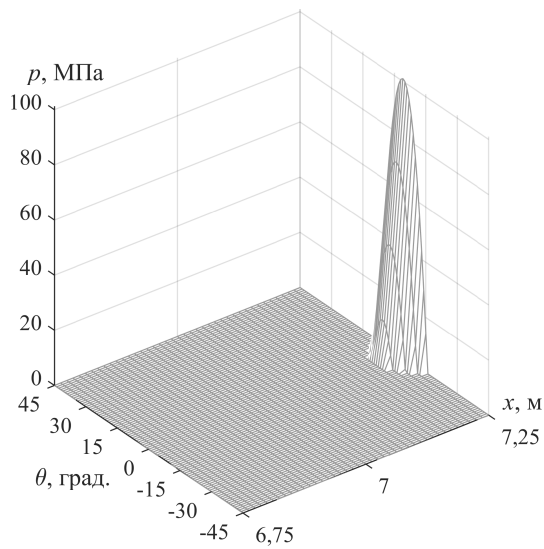


(в) аксонометрія

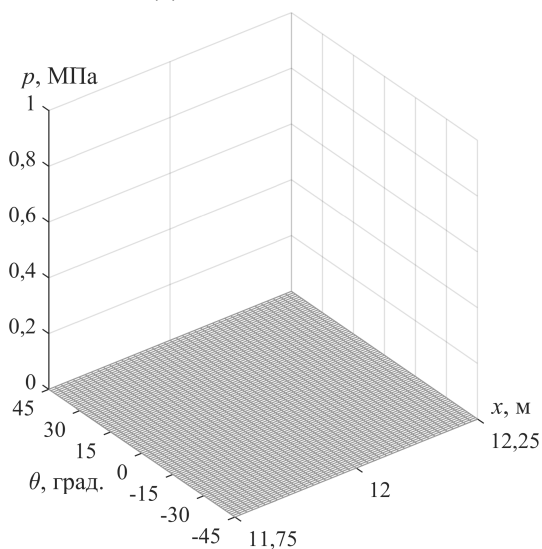
Рисунок Д.9 — Згин валів з довільними зміщеннями підшипників в обох площинах



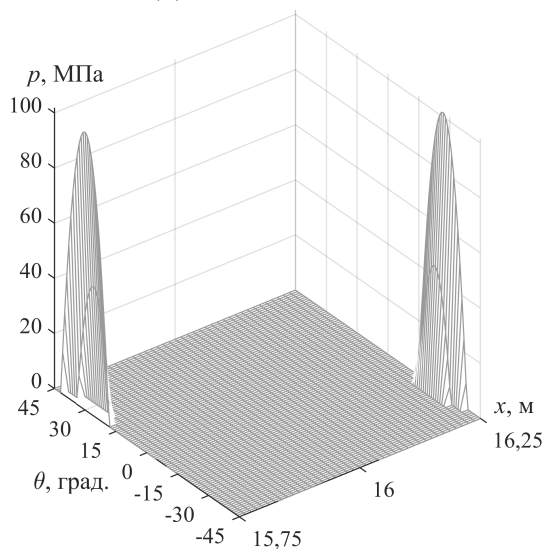
(а) 1-й підшипник



(б) 2-й підшипник



(в) 3-й підшипник



(г) 4-й підшипник

Рисунок Д.10 — Контактні тиски у підшипниках (не відцентрований валопровід)

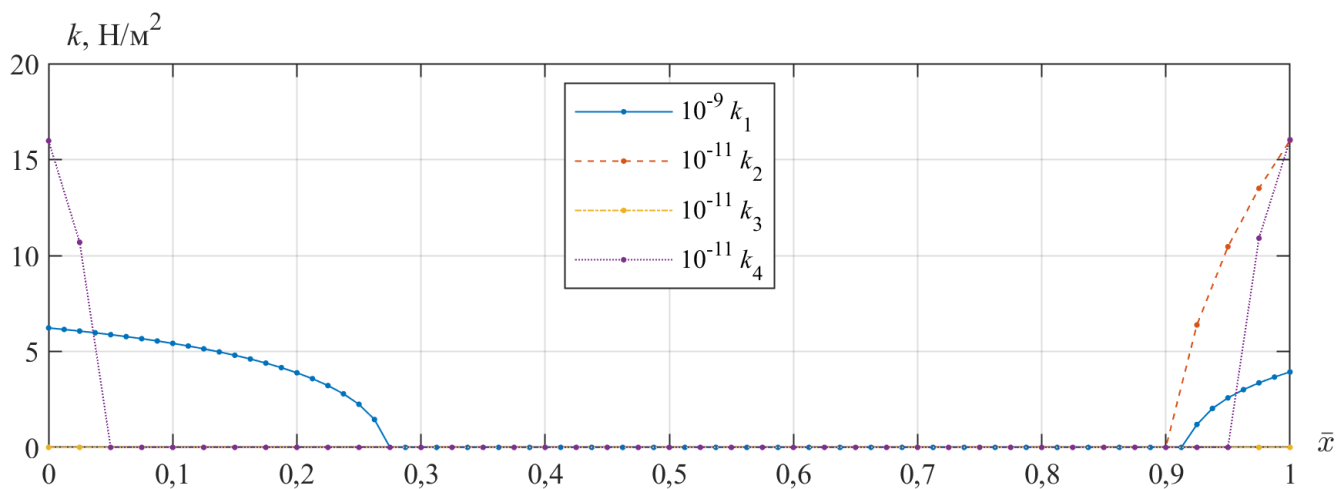


Рисунок Д.11 — Коефіцієнт жорсткості ПО (не відцентрований валопровід)

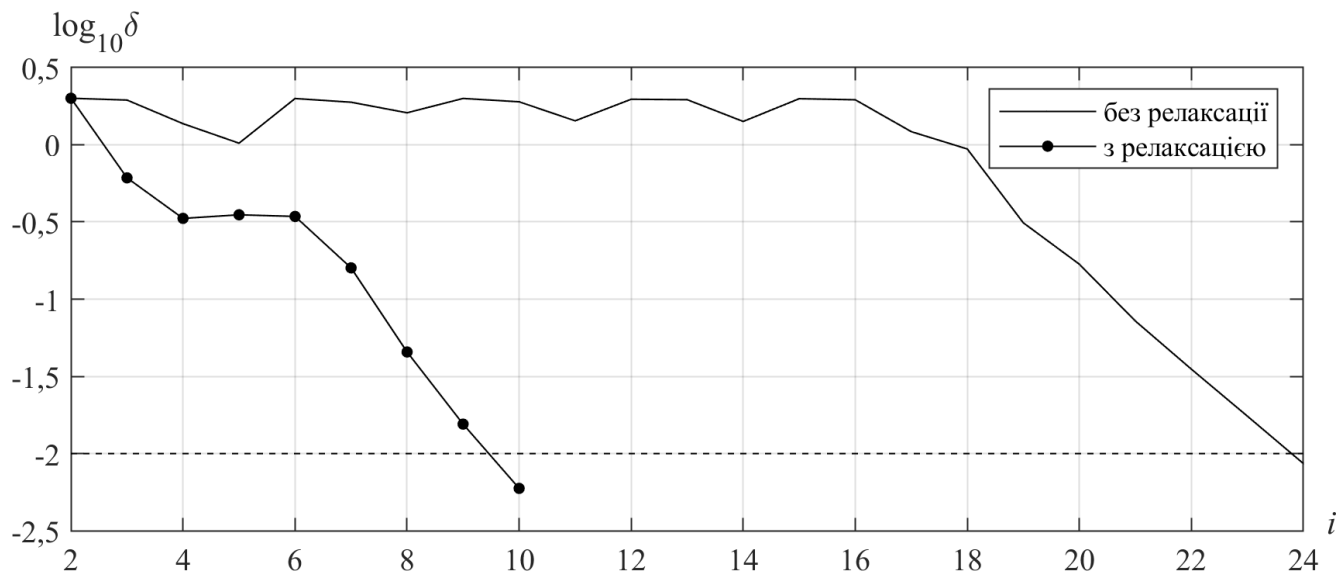


Рисунок Д.12 — Похибка розрахунку коефіцієнтів жорсткості ПО

ДОДАТОК Е. АСИМПТОТИЧНЕ ОЦІНЮВАННЯ ПРУЖНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ВКЛАДИШІВ ПІДШИПНИКІВ ПІД ДІЄЮ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ТИСКІВ

Переміщення внутрішньої поверхні вкладиша u_r можуть значно впливати на несущу здатність підшипника. Особливо це стосується вкладишів, що виготовлені з полімерів або гуми з низьким модулем пружності E_b та високим коефіцієнтом Пуассона ν_b (див. рис. Е.1). Слід зазначити, що задача, яка розв'язана у додатку Г, та задача еласто-гідродинамічного змащення мають різні граничні умови: у першому випадку заданими є пружні переміщення вкладиша u_r , що визначаються переміщеннями вала як твердого цілого; у другому — тиски змащення p . Через майже нестисливість полімерів та гум можуть мати місце від'ємні пружні переміщення поверхні вкладиша $u_r < 0$ у зоні руйнування плівки змащення з нульовими тисками. Таким чином, для еласто-гідродинамічного змащення буде неточним використання зв'язку (Г.10) і слід розробити більш точну нелінійну модель пружних деформацій вкладиша підшипника. У роботі розглядається лише циліндричні вкладиші підшипника без проточування (див. рис.Е.2), основними геометричними параметрами яких є відношення l_b/d_{bin} та t_b/d_{bin} . Оскільки розрахунки за МСЕ займають багато часу для об'ємних моделей, була прийнята спроба побудувати аналітичні залежності для розрахунку НДС вкладиша підшипника.

Визначення поля переміщень вкладиша підшипника є крайовою задачею теорії пружності, яка у рамках лінійного наближення вирішується шляхом розв'язання рівнянь Ламе [361]. Рівняння Ламе це система диференціальних рівнянь з частинними похідними другого порядку, які у циліндричній системі координат записані відносно переміщень $\vec{u} = \{u_r \ u_\theta \ u_x\}$ [362–364] та приведені до зручного вигляду мають вигляд:

$$\begin{cases} \left(\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} \right) + (1 + \varepsilon_v^{-1}) \left(L_0[u_r] - \frac{u_r}{r^2} \right) + \left(-(2 + \varepsilon_v^{-1}) \frac{1}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \varepsilon_v^{-1} \frac{1}{r} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial r \partial \theta} \right) + \varepsilon_v^{-1} \frac{\partial^2 u_x}{\partial r \partial x} = 0, \\ \left((1 + \varepsilon_v^{-1}) \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} \right) + \left(L_0[u_\theta] - \frac{u_\theta}{r^2} \right) + \left((2 + \varepsilon_v^{-1}) \frac{1}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \varepsilon_v^{-1} \frac{1}{r} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial \theta} \right) + \varepsilon_v^{-1} \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta \partial x} = 0, \\ \left((1 + \varepsilon_v^{-1}) \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) + L_0[u_x] + \varepsilon_v^{-1} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial x} \right) + \varepsilon_v^{-1} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial x \partial \theta} = 0; \end{cases} \quad (E.1)$$

де $\varepsilon_v = (1 - 2\nu_b)$ та оператор $L_0[u] = r^{-1} \partial u / \partial r + \partial^2 u / \partial r^2$.

Додатково до рівнянь (Е.1) необхідно задати граничні умови на обмежувальних поверхнях вкладиша підшипника (див. рис. Е.2):

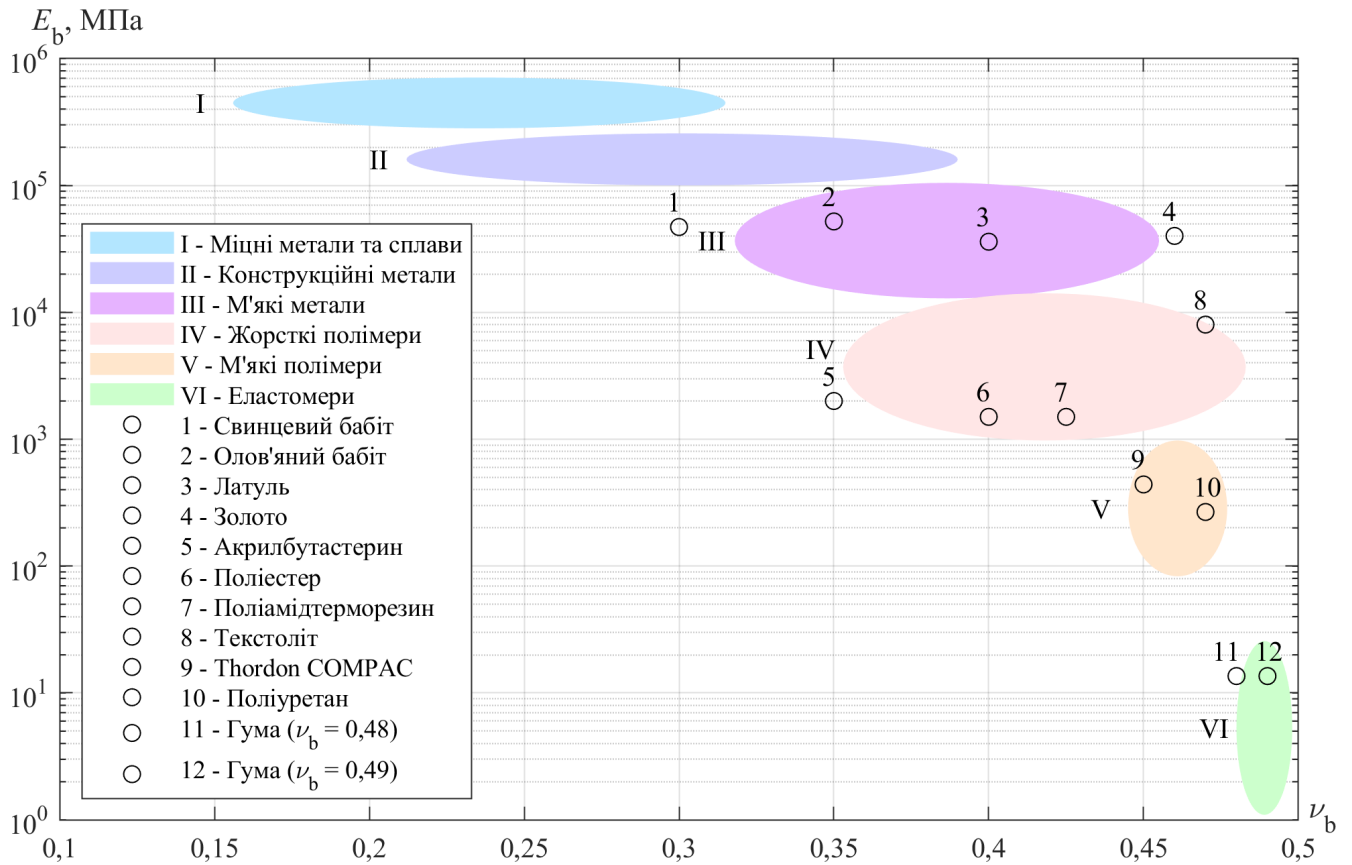


Рисунок Е.1 — Зв'язок між модулем пружності та коефіцієнтом Пуассона

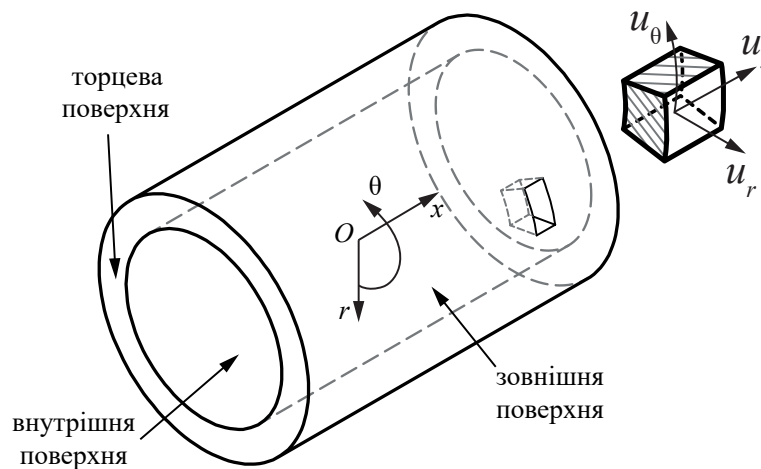


Рисунок Е.2 — Вкладиш підшипника

- зафіксовані переміщення на зовнішній поверхні ($r = d_{b\ out}$)

$$u_r = u_\theta = u_x = 0; \tag{E.2}$$

- нормальний тиск від тиску змащення p на внутрішній поверхні ($r = d_{b\ in}$)

$$\sigma_r = -p; \tau_{r\theta} = \tau_{rx} = 0; \tag{E.3}$$

- вільні торцеві поверхні ($x = \pm l_b/2$)

$$\sigma_x = \tau_{rx} = \tau_{\theta x} = 0, \quad (\text{E.4})$$

де компоненти тензору напружень мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= 2G_b \left[\left(d_{2\nu} \frac{\partial u_r}{\partial r} + d_\nu \frac{u_r}{r} \right) + d_\nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) \right]; \quad \sigma_x = 2G_b \left[\left(d_{2\nu} \frac{\partial u_x}{\partial r} \right) + d_\nu \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right) \right]; \\ \tau_{r\theta} &= G_b \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta}{r} + \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right); \quad \tau_{rx} = G_b \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right); \quad \tau_{rx} = G_b \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right); \quad \tau_{\theta x} = G_b \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right); \\ G_b &= E_b/2(1 + \nu_b); \quad d_\nu = \nu_b/(1 - 2\nu_b); \quad d_{2\nu} = (1 - \nu_b)/(1 - 2\nu_b). \end{aligned}$$

Вихідна крайова задача містить три функції u_r , u_θ , u_x від трьох координат r , θ , x , що складає суттєві труднощі для аналітичного розв'язання. Оскільки для вкладишів судових підшипників відношення $\delta = 2t_b/(d_{b\text{out}} + d_{b\text{in}}) \ll 1$, можна зменшити кількість незалежних змінних до двох θ та x . Для цього можна апроксимувати переміщення по товщині вкладиша t_b поліномом

$$\vec{u}(\rho) \cong \sum_{j=0}^{N=2} a_j \rho^j, \quad (\text{E.5})$$

де $\rho = [2r - (d_{b\text{out}} + d_{b\text{in}})/2]/t_b \in [-1; +1]$; a_j — невідомі коефіцієнти, що визначаються методом колокацій.

Після застосування апроксимації (E.5) система рівнянь трьох функцій трьох змінних $\vec{u}(r, \theta, x)$ перетворюється у систему дев'яти функцій двох змінних $\vec{u}_{-1}(\theta, x)$, $\vec{u}_0(\theta, x)$, $\vec{u}_1(\theta, x)$. Підставивши апроксимацію (E.5) у систему (E.1) та застосувавши процедуру Бубнова–Гальоркіна [277, 361] можна остаточно отримати систему рівнянь відносно трьох функцій двох змінних $\vec{u}_{-1}(\theta, x)$, оскільки $\vec{u}_1(\theta, x) = 0$ виходячи з граничних умов (E.2), а переміщення $\vec{u}_0(\theta, x)$ можуть бути виражені через $\vec{u}_{-1}(\theta, x)$. Таким чином, невідомими є лише переміщення \vec{u}_{-1} (далі просто \vec{u}) на внутрішній поверхні вкладиша, а система рівнянь приймає вигляд

$$\begin{cases} -\delta^2 \left(A_1 \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + A'_1 \frac{\partial^2 u_r}{\partial \tilde{x}^2} \right) - \frac{C_1 u_r}{2} + \delta \left(B_1 \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} a_{11} + D_1 \frac{\partial u_x}{\partial \tilde{x}} \right) = -F_1 \hat{p} + \delta^2 F_1'' \nabla^2 \hat{p}, \\ \delta^2 \left(A_2 \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + A'_2 \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \tilde{x}^2} \right) - \frac{C_2 u_\theta}{2} + \delta \left(B_2 \frac{\partial u_r}{\partial \theta} a_{11} + \delta D_2 \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta \partial \tilde{x}} \right) = \delta F_2 \frac{\partial \hat{p}}{\partial \theta}, \\ \delta^2 \left(A_3 \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta^2} + A'_3 \frac{\partial^2 u_x}{\partial \tilde{x}^2} \right) - \frac{C_3 u_x}{2} + \delta \left(B_2 \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \tilde{x} a_{11} + \delta D_3 \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta \partial \tilde{x}} \right) = \delta F_3 \frac{\partial \hat{p}}{\partial \tilde{x}}, \end{cases} \quad (\text{E.6})$$

де прийняті наступні позначення:

$$\begin{aligned}
A_1 = A'_1 &= \frac{1}{2\gamma_1} \left(1 - \frac{11\gamma_2}{10}\right); \quad A_2 = A'_3 = \frac{11\gamma_1}{5\gamma_2} \left(1 - \frac{5u_\theta}{11\gamma_1^2}\right); \quad A_3 = A'_2 = \frac{11}{10}; \quad D_1 = \frac{u_\theta}{\gamma_1}(1-\delta); \\
B_1 &= \frac{1}{\gamma_1} \left[u_\theta + \frac{2}{5}\delta \left(1 - \frac{11\gamma_3}{8}\right)\right]; \quad B_2 = 1 - \delta \frac{1}{5\gamma_2} \left(1 + \frac{5u_\theta}{\gamma_1}\right) - \frac{11\gamma_3}{2}; \quad B_3 = 1 + \delta \left[\frac{1}{\gamma_2} \left(\frac{11}{10} - \frac{u_\theta}{\gamma_1}\right) - 1\right]; \\
C_1 &= 1 - 2\delta \frac{u_\theta}{\gamma_1} + 3\delta^2; \quad C_2 = 1 + 2\delta + \frac{14}{5}\delta^2; \quad C_3 = 1 + \frac{2}{5}\delta^2; \quad D_2 = \frac{11}{10\gamma_1}; \quad D_3 = \frac{11}{10\gamma_2} \left(1 - \frac{11u_\theta}{10\gamma_1}\right); \\
F_1 &= 1 - \delta - \frac{2}{5}\delta^2; \quad F_1'' = \frac{\gamma_2}{10\gamma_1}; \quad F_2 = \frac{1}{\gamma_2} \left[1 + \frac{3}{5}\delta \left(1 + \frac{\gamma_3}{3}\right)\right]; \quad F_3 = \frac{1}{\gamma_2} \left(1 - \frac{1}{5}\delta\right); \\
\gamma_1 &= 1 - \nu_b; \quad \gamma_2 = 1 - 2\nu_b; \quad \gamma_3 = 3 - 4\nu_b; \quad \hat{p} = p/(2G_b d_{2\nu}); \quad \tilde{x} = 4x/(d_{b\,in} + d_{b\,out}).
\end{aligned}$$

Оскільки система рівнянь (Е.6) містить малий позитивний параметр $\delta = 10^{-2} \dots 10^{-3}$, який фізично відповідає відносній товщині вкладиша, то у рамках асимптотичного методу [365] переміщення можна представити як асимптотичний ряд за степенями малого параметра

$$\vec{u} = \vec{u}_0 + \delta\vec{u}_1 + \delta^2\vec{u}_2 + \delta^3\vec{u}_3 + \dots, \quad (\text{Е.7})$$

де $\vec{u}_n = \{u_{r\,n} \ u_{\theta\,n} \ u_{x\,n}\}$, $n = 0, 1, 2, \dots$ — нове сімейство невідомих функцій.

Базове наближення ($n = 0$) розв'язку має вигляд

$$u_{r\,0} = 2U_1\tilde{p}; \quad u_{\theta\,0} = u_{x\,0} = 0, \quad (\text{Е.8})$$

де $U_1 = G_1/C_1$; $G_1 = F_1\gamma_4$; $\gamma_4 = \varepsilon_\nu(1 + \nu_b)/(1 - \nu_b)$; $\tilde{p} = pt_b/2E_b$.

Після підстановки базового розв'язку у систему рівнянь, можна отримати наближення першого порядку ($n = 1$)

$$u_{r\,1} = 0; \quad u_{\theta\,1} = -2V_2 \frac{\partial\tilde{p}}{\partial\theta}; \quad u_{x\,1} = -2W_2 \frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{x}}, \quad (\text{Е.9})$$

де $V_2 = (G_2 - 2B_2G_1/C_1)/C_2$; $W_2 = (G_3 - 2B_3G_1/C_1)/C_3$; $G_2 = F_2\gamma_4$; $G_3 = F_3\gamma_4$.

Після підстановки попереднього розв'язку у систему рівнянь, можна отримати наближення другого порядку ($n = 2$)

$$u_{r\,2} = -4 \left(U_2 \frac{\partial^2\tilde{p}}{\partial\theta^2} + U'_2 \frac{\partial^2\tilde{p}}{\partial\tilde{x}^2} \right); \quad u_{\theta\,2} = u_{x\,2} = 0, \quad (\text{Е.10})$$

де $U_2 = (U_1A_1 + V_2B_1 + G''_1/2)/C_1$; $U'_2 = (U_1A'_1 + W_2D_1 + G''_1/2)/C_1$; $G''_1 = F''_1\gamma_4$.

У дисертації наведено лише перші три наближення $n = 0, 1, 2$, оскільки асимптотичні ряди розбігаються після $n \geq 3$ через великі значення похідних великих

Таблиця Е.1 – Параметри вкладишів підшипників і мастила

Матеріал вкладиша	E_b , МПа	ν_b	t_b , мм	Δ , мм	μ , Па·с
Бабіт	47000	0,30	3	0,8	0,02
Латунь	36000	0,40	3	0,8	0,02
Золото	40000	0,46	3	0,8	0,02
Акрилбутастерин	2000	0,35	20	2	0,000902
Поліестер	1500	0,40	20	2	0,000902
Thordon COMPAC	440	0,45	20	2	0,000902
Поліуретан	267	0,47	20	2	0,000902

порядків від тисків. Після підстановки виразів (Е.8)–(Е.10) у асимптотичний ряд (Е.7), отримуємо остаточний розв’язок задачі у рамках асимптотичної теорії

$$\begin{cases} u_r(\theta, x) = 2U_1\tilde{p} - 4\delta^2 \left(U_2 \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \theta^2} + U_2' \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \tilde{x}^2} \right) + O(\delta^4); & \text{(Е.11а)} \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_\theta(\theta, x) = -2\delta V_2 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \theta} + O(\delta^3); & \text{(Е.11б)} \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_x(\theta, x) = -2\delta W_2 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} + O(\delta^3). & \text{(Е.11в)} \end{cases}$$

Для розрахунку еласто–гідродинамічного змащення інтерес представляють тільки радіальні пружні переміщення на внутрішній поверхні вкладиша $u_r(\theta, x)$, тому далі розглядатися будуть тільки вони. Для перевірки розв’язку (Е.11а) були виконані систематичні порівняльні розрахунки за МСЕ у програмному комплексі «ANSYS[®] Academic Research Mechanical, Release 18.0» [335]. Усі розрахунки виконувались для підшипника з наступними основними геометричними параметрами: діаметри шийки вала $d_{sh} = 0,5$ м, довжина вкладиша $l_b = 1$ м та при частоті обертання $\omega = 100$ об/хв. Товщина вкладиша t_b , діаметральний зазор Δ , механічні характеристики матеріалу вкладиша та в’язкість рідини змащення для різних розрахункових варіантів наведені у табл. Е.1.

На рис.Е.3 як приклад розрахунку за МСЕ наведено розрахункову модель, епюру прикладеного гідродинамічного тиску та розраховані радіальні переміщення вкладиша підшипника Thordon COMPAC при відносному ексцентриситеті $\bar{e} = 0,95$. Як видно, у зоні руйнування плівки змащення при нульових тисках мають місце від’ємні радіальні переміщення, однак величина цих переміщень

невелика і, як показали розрахунки, вони майже не впливають на результати, тому далі у роботі ними було знехтувано. Також слід зазначити, що у районі торців мають місце радіальні переміщення вкладиша, хоча тиски там відсутні.

На рис. Е.4 зображені порівняльні епюри радіальних переміщень різних металевих вкладишів (бабіт, латунь, золото) при відносних ексцентриситетах $\bar{e} = 0,6$ та $\bar{e} = 0,95$ у середньому поперечному перерізі. Слід зазначити, що недоцільно використовувати золото як матеріал вкладишів судових підшипників, оскільки ціна такого підшипника могла б досягти більше \$2 000 000. У роботі такий підшипник розглядався тільки для перевірки справедливості формул при високих коефіцієнта Пуассона, як це має місце для золота. Як видно, переміщення нульового та другого асимптотичного наближення майже збігаються та дуже близькі до чисельного розрахунку за МСЕ. Максимальні переміщення не перевищують 0,3% від мінімальної товщини плівки, тому майже не впливають на гідродинамічні тиски.

На рис. Е.5 зображені епюри радіальних пружних переміщень неметалевих вкладишів підшипників (акрилбутастерин, поліестер, Thordon, поліуретан) при відносних ексцентриситетах $\bar{e} = 0,8$, $\bar{e} = 0,95$ та $\bar{e} = 0,98$ у середньому поперечному перерізі. Видно, що у разі неметалевих вкладишів, збільшення відносного ексцентриситету та/або коефіцієнту Пуассона призводять до збільшення різниці між нульовим і другим асимптотичним наближеннями, а також до великого відхилення від розрахунку за МСЕ. На основі чисельних розрахунків була розроблена розрахункова формула на основі інтерполяції між двома наближеннями

$$u_r^* = u_{r0} + (1 - C_u)u_{r2}, \quad (\text{E.12})$$

де $C_u \leq 1$ — коефіцієнт, що розраховується наступним чином:

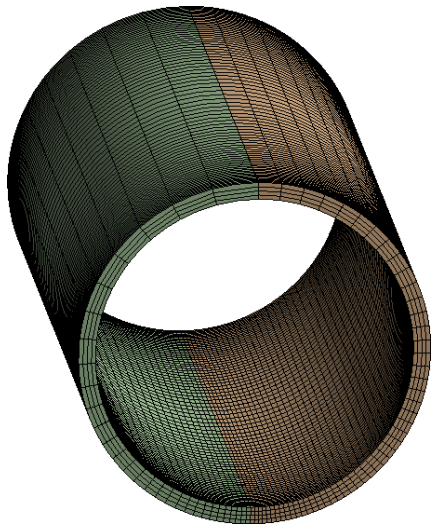
$$C_u = 0,5 + A \exp(-B \max(0; 0,98 - \bar{e})^\alpha); \quad (\text{E.13})$$

$$A = 0,395 + 1,265|\nu_b - 0,412|^{1,2}; \quad (\text{E.14})$$

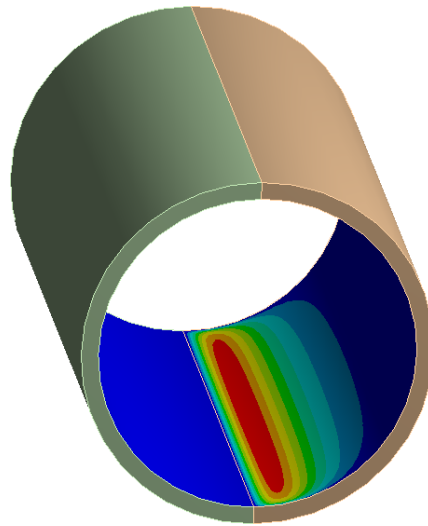
$$B = 8,3 + 2,5 \tanh(33(\nu_b - 0,423)); \quad (\text{E.15})$$

$$\alpha = 0,815 + 4,075|\nu_b - 0,42|^{1,5}. \quad (\text{E.16})$$

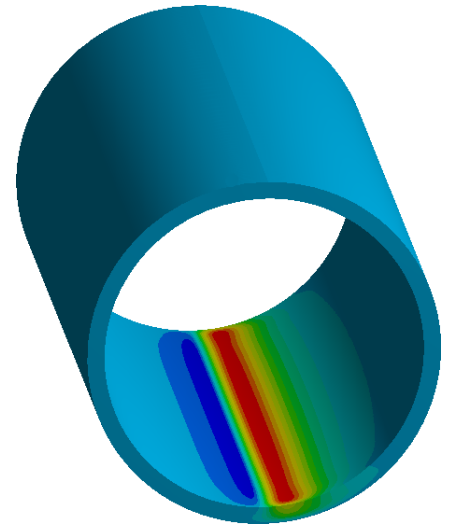
Результати розрахунків за формулою (Е.12) також були наведені на рис. Е.4 й Е.5 та показують хорошу відповідність розрахункам за МСЕ, тому можуть бути використані з допустимою для інженерних розрахунків похибкою. Розроблені



(а) Розрахункова сітка



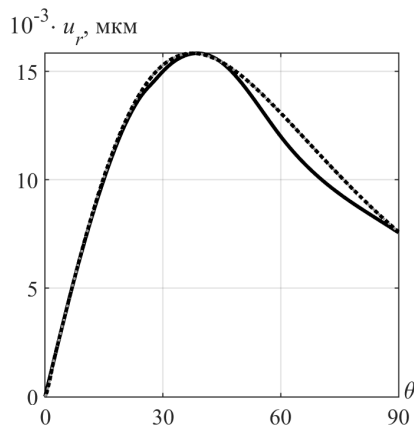
(б) Гідродинамічні тиски



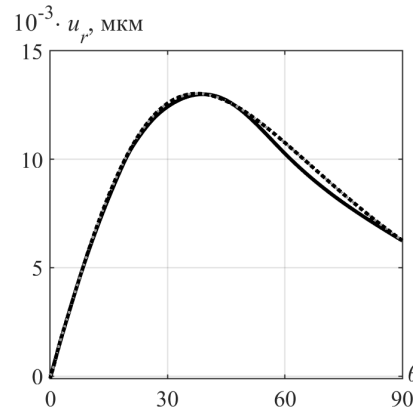
(в) Радіальні переміщення

Зображення використані з дозволу «ANSYS, Inc».

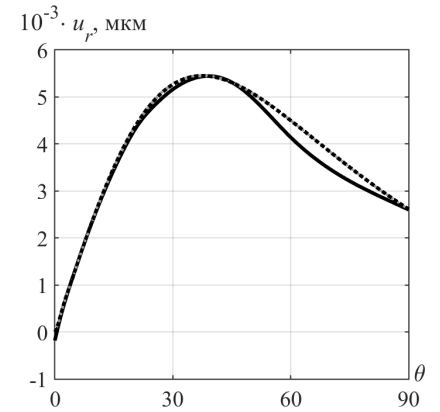
Рисунок Е.3 — Розрахунок переміщень вкладиша у програмі «ANSYS»



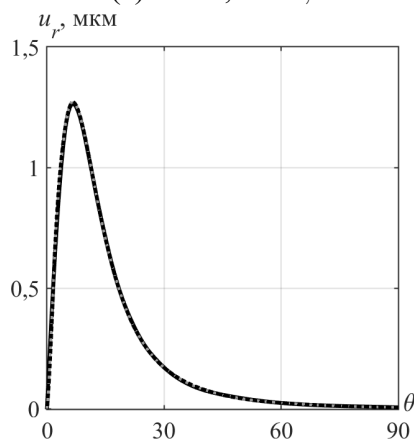
(а) Бабіт, $\bar{e} = 0,6$



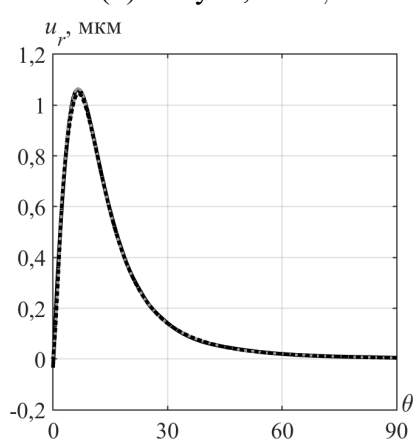
(б) Латунь, $\bar{e} = 0,6$



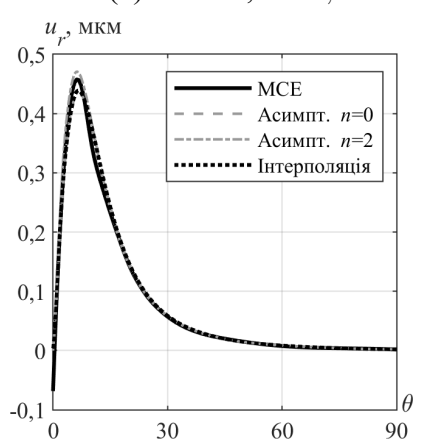
(в) Золото, $\bar{e} = 0,6$



(г) Бабіт, $\bar{e} = 0,98$



(д) Латунь, $\bar{e} = 0,98$



(е) Золото, $\bar{e} = 0,98$

Рисунок Е.4 — Переміщення металевих вкладишів підшипників

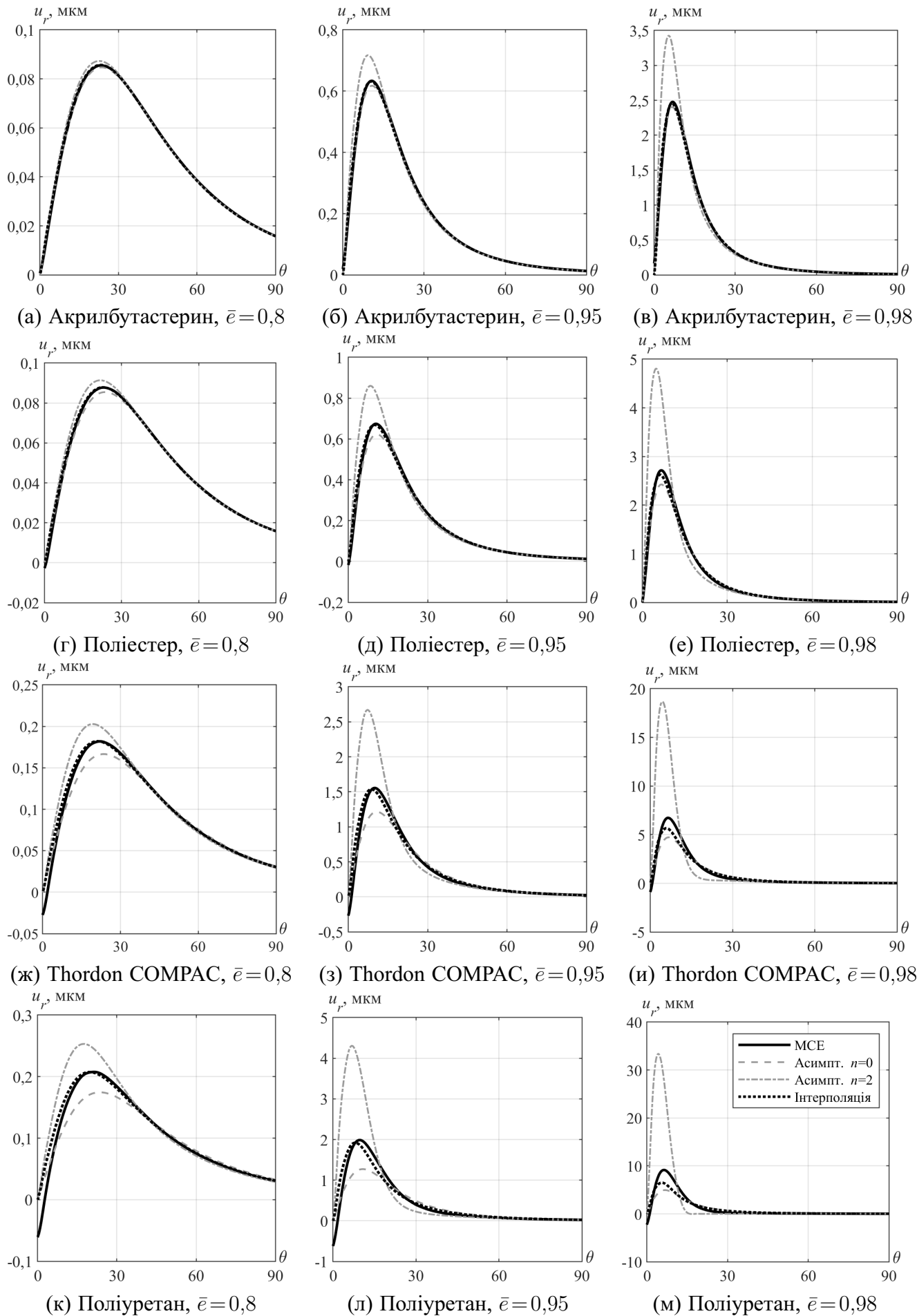


Рисунок Е.5 — Переміщення неметалевих вкладишів підшипників

формули не показали хорошої відповідності чисельним розрахункам у разі циліндричних гумових вкладишів. Крім того гумові вкладиші як правило виготовляються не суцільно циліндричними, а мають повздовжні проточки, що впливає на граничні умови. Тому необхідні подальші дослідження для розробки надійного методу розрахунку еласто-гідродинамічного змащення гумових підшипників.

ДОДАТОК Ж. ТЕСТОВІ СИСТЕМАТИЧНІ РОЗРАХУНКИ КОМПОНЕНТІВ НДС ПРИ ЗГИНАННІ ВАЛОПРОВОДУ З УРАХУВАННЯМ ЗМАЩЕННЯ У ПІДШИПНИКАХ

Розроблений метод протестовано на спрощеній моделі типового валопроводу (див. додаток Д, рис. Д.1 та табл. Д.1), в'язкість мастила всіх підшипників якого прийнята $\mu = 0,02$ Па·с. Для оцінювання різних факторів на результати розрахунків, було виконано три варіанта розрахунків (див. табл. Ж.1). У всіх варіантах підшипники не мали зміщень, а частота обертання приймала наступні значення $\omega = \{60\ 80\ 100\ 120\}$ об/хв. Додатково для верифікації алгоритму було виконано розрахунок 1-го варіанту у програмі «ShaftDesigner» [315–317].

Таблиця Ж.1 — Варіанти розрахунку компонентів НДС при згинанні з урахуванням змащення підшипників

	1-ий дейдвудний підшипник	2-ий, 3-ій та 4-ий підшипники
1 варіант	гідродинамічне змащення	вузлові опори
2 варіант	гідродинамічне змащення	гідродинамічне змащення
3 варіант	еласто-гідродинамічне змащення	гідродинамічне змащення

Гідродинамічні навантаження на ГГ, що діють під час руху судна, суттєво впливають на НДС валопроводу. Тому додатково до сили ваги ГГ, що враховувалась у додатку Д, були також враховані середні значення гідродинамічних навантажень за наступними наближеними формулами [232]:

$$P_y(\omega) = 0,050 P_x(\omega); \quad P_z(\omega) = 0,048 P_x(\omega); \quad (\text{Ж.1})$$

$$M_y(\omega) = 0,350 M_x(\omega); \quad M_z(\omega) = 0,284 M_x(\omega); \quad (\text{Ж.2})$$

де P_x — упор, Н; M_x — крутний момент, Н·м. Розраховані значення навантажень за формулами (Ж.1)–(Ж.2) наведено у табл. Ж.2.

У табл. Ж.3 наведено кількість ітерацій, що були необхідні для кожного з методів оптимізації при розрахунку компонентів НДС при згинанні валопроводу з урахуванням змащення в одному та в усіх підшипниках. Як і очікувалось, через зростання кількості змінних в оптимізації у 2-му і третьому варіантах (змащення у всіх підшипниках) кількість ітерацій більше, ніж у 1-му (змащення лише у 1-му підшипнику). Слід зазначити, що при використанні лише методу внутрішньої точки при розгляданні змащення у всіх підшипниках, розв'язок зовсім не

Таблиця Ж.2 – Гідродинамічні навантаження на ГГ

ω , об/хв	P_x , кН	P_y , кН	P_z , кН	M_x , кН·м	M_y , кН·м	M_z , кН·м
60	210,8	10,5	10,1	198,9	69,6	56,5
80	374,7	18,7	18,0	353,7	123,8	100,4
100	585,5	29,3	28,1	552,6	193,4	156,9
120	843,1	42,2	40,5	795,8	278,5	226,0

було знайдено. Це підкреслює важливість використання обох методів оптимізації, коли декілька підшипників вважаються змащеними.

Таблиця Ж.3 – Розрахункові затрати оптимізації

	1 варіант	2 варіант
Метод рою часток, ітерацій	0	20
Метод внутрішньої точки, ітерації	24... 30	56... 70
Викликів цільової функції	109... 130	1147... 1430

Збіжність моменту від гідродинамічних тисків при застосуванні простого методу послідовних наближень та розробленої релаксації показано на рис. Ж.1. Видно, що простий метод послідовних наближень (див. рис. Ж.1а) не збігся, тоді як релаксація тиску точно визначає кутове положення шийки вала (див. рис. Ж.1б), що демонструє ефективність розробленого методу релаксації (див. підрозділ 2.2). Траєкторії пошуку положення допоміжної опори кормового підшипника при $\omega = 100$ об/хв методами рою часток та внутрішньої точки показані на рис. В.1 та В.2 відповідно, а їх детальний опис наведено у додатку В.

Прогини валопроводу при різних швидкостях обертання ω у вертикальній і горизонтальній площинах показані на рис. Ж.2 і Ж.3 відповідно. Товстою пунктирною лінією нанесені результати 1-го варіанта розрахунку, суцільною лінією – 2-го варіанта, а тонкою пунктирною – 1-го варіанта за «ShaftDesigner». Видно, що результати 1-го варіанту за розробленим алгоритмом і програмою «ShaftDesigner» повністю збіглися, що свідчить про достовірність розрахунків. Крім того можна помітити, що зі збільшенням швидкості обертання величини прогинів валопроводу у горизонтальній площині зростають, а знак нахилу шийки вала змінюється у вертикальній площині через збільшення гідродинамічних

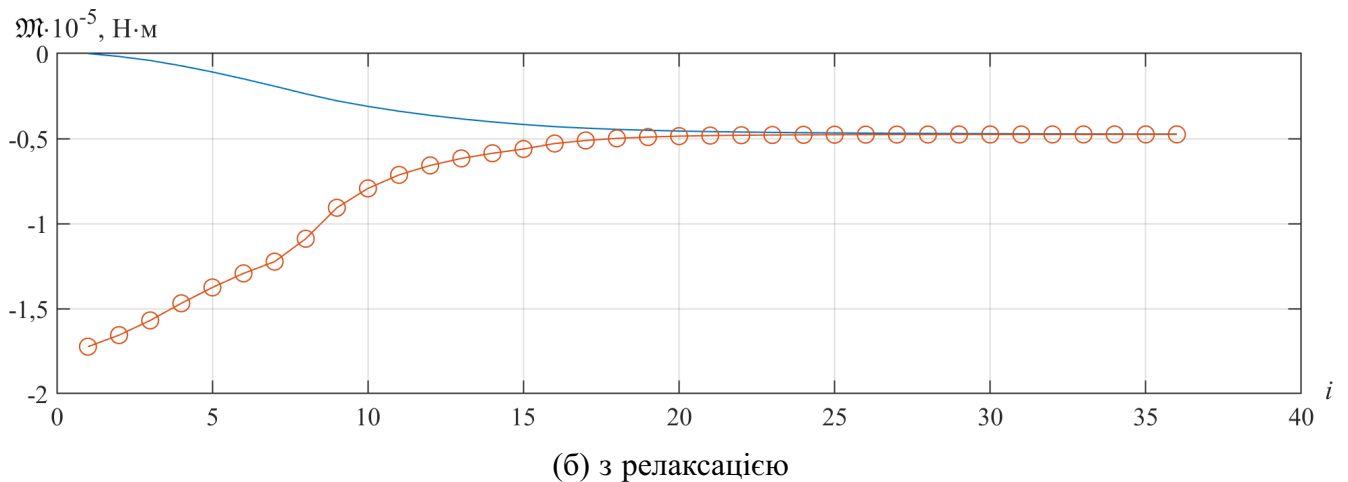
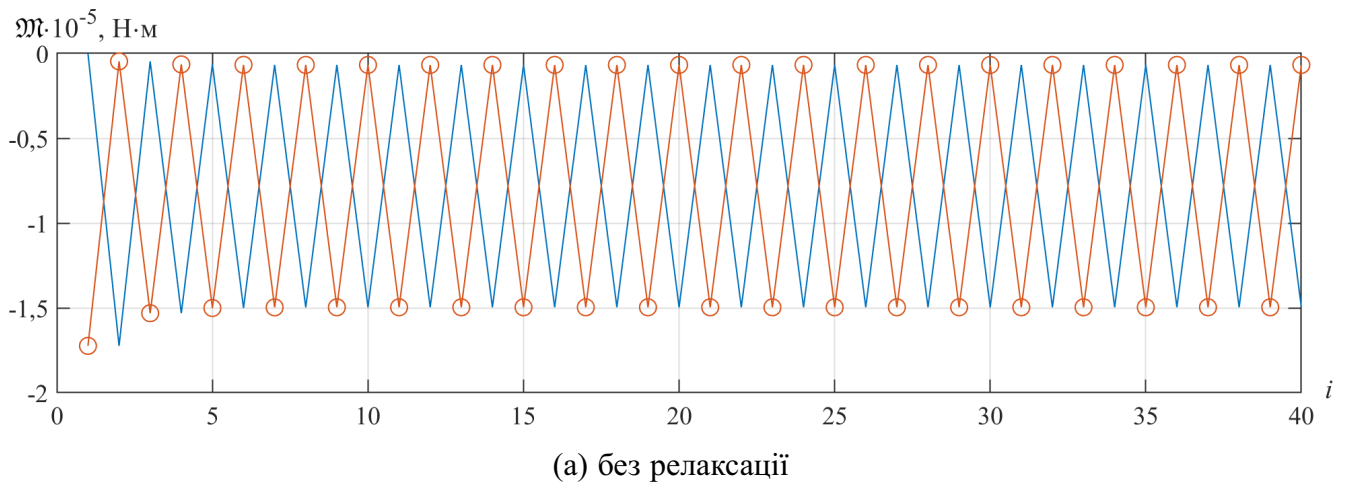
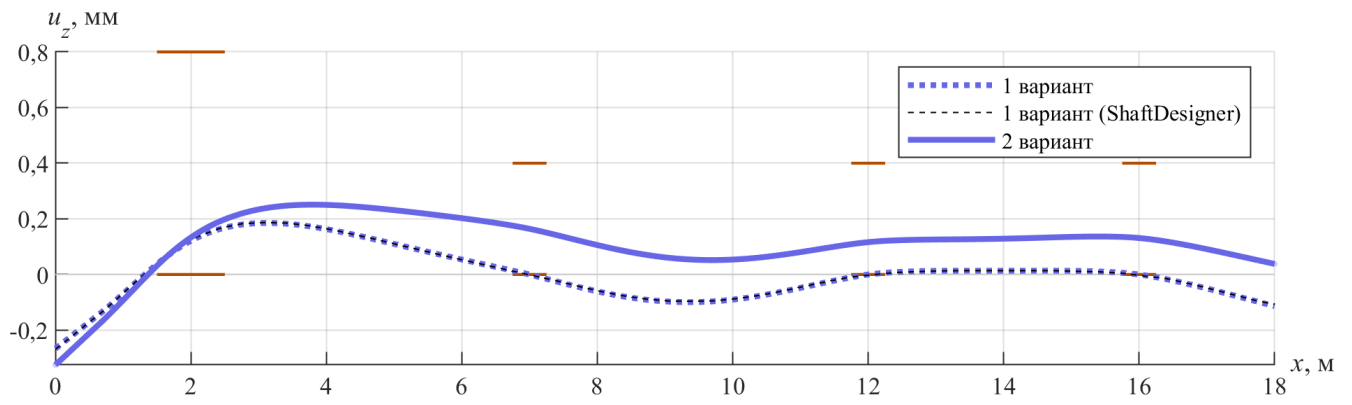


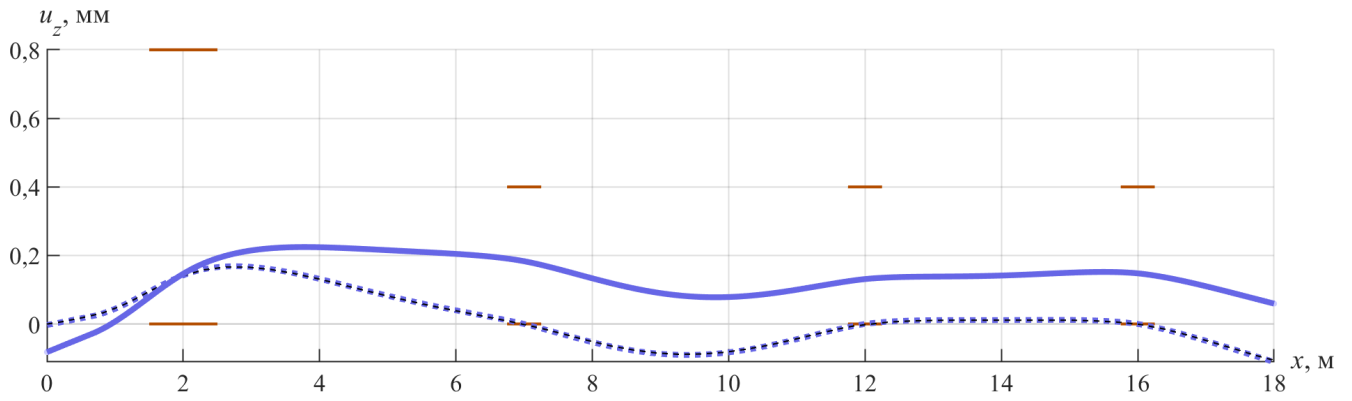
Рисунок Ж.1 — Збіжність вертикального моменту у 1-му підшипнику:
 —○— момент від напряму розрахованого тиску p , — момент від скоректованого тиску p^*

навантажень на ГГ. Слід зазначити, що ігнорування змащення в проміжних підшипниках призводить до зміни прогинів валопроводу та відповідного положення шийки вала 1-го дейдвудного підшипника до 4% від його діаметрального зазору δ , тому оцінювання надійності роботи валопроводу може бути неточним. Також важливим є факт, що прогини валопроводу у 2-му варіанті майже такі самі, як і у 2-му, тому не були зображені на рисунках. Це дає підстави для введення припущення, що можна виконувати розрахунок 3-го варіанту у два етапи: виконати розрахунок за 2-им варіантом, а потім розрахувати цільову функцію з урахуванням деформації вкладишів підшипників тільки один раз на остаточному розв'язку 2-го варіанту. Такий підхід може призвести до невеликої похибки у полі тисків, але значно прискорить розрахунок.

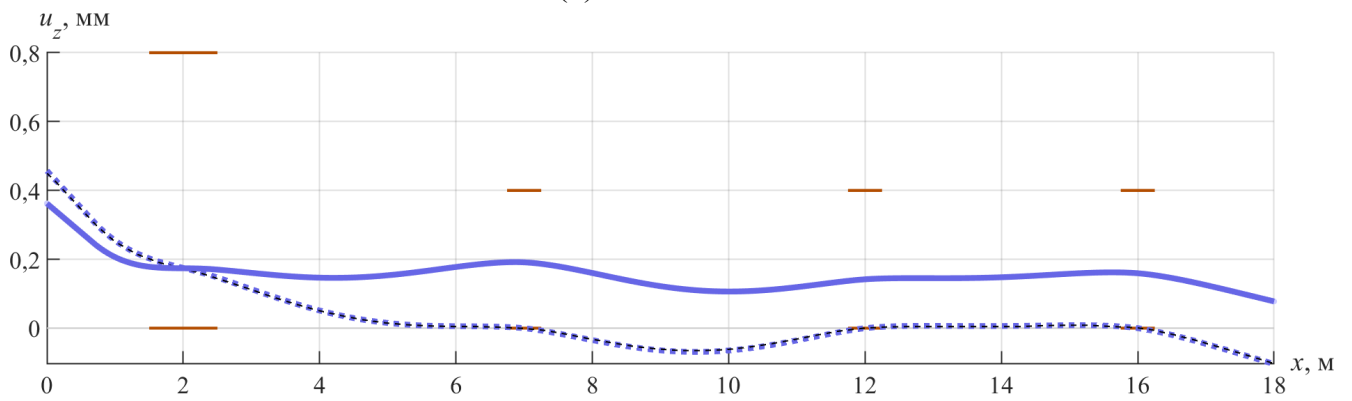
Розподіл ексцентриситетів шийки вала всіх підшипників у 2-му варіанті при



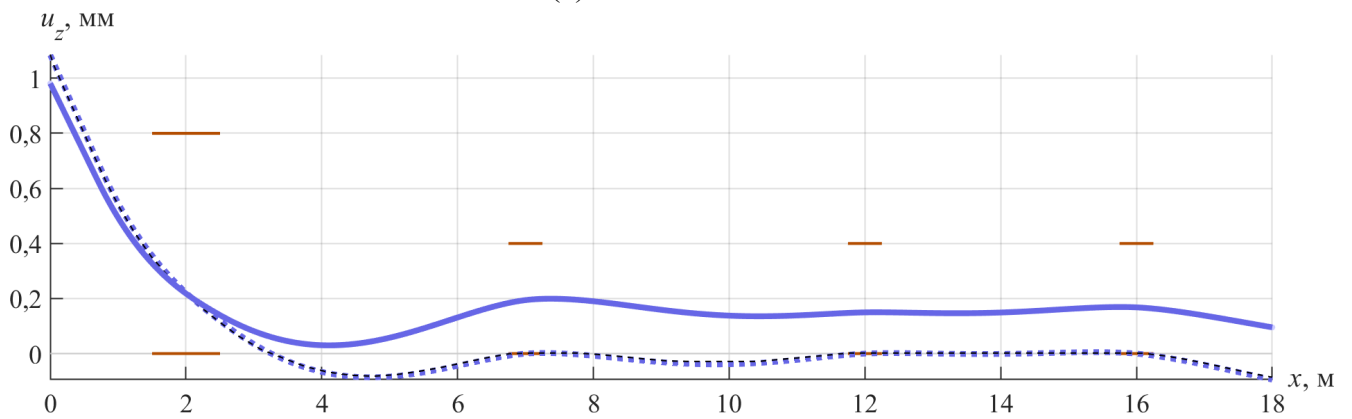
(а) $\omega = 60$ об/хв



(б) $\omega = 80$ об/хв



(в) $\omega = 100$ об/хв



(г) $\omega = 120$ об/хв

Рисунок Ж.2 — Вертикальна проекція прогинів валопроводу

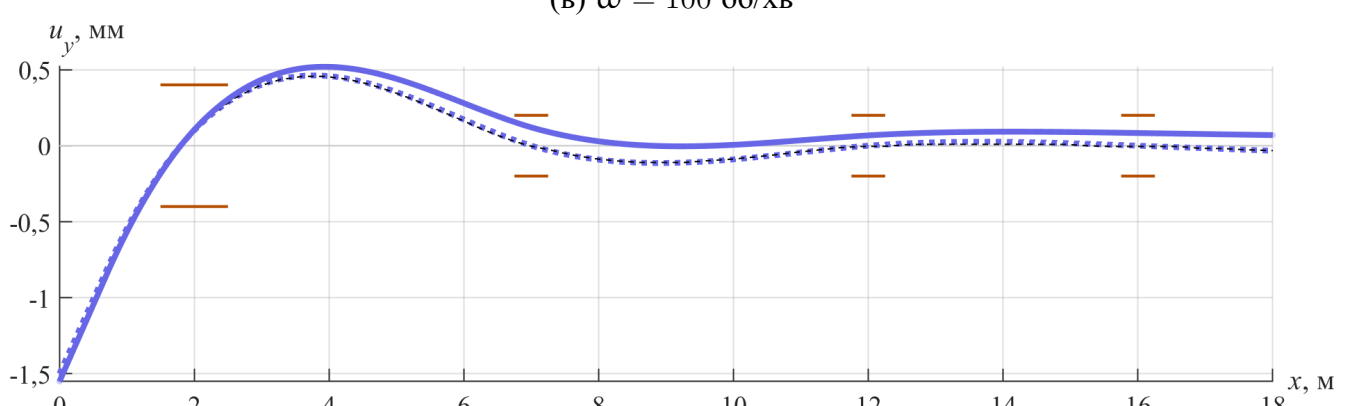
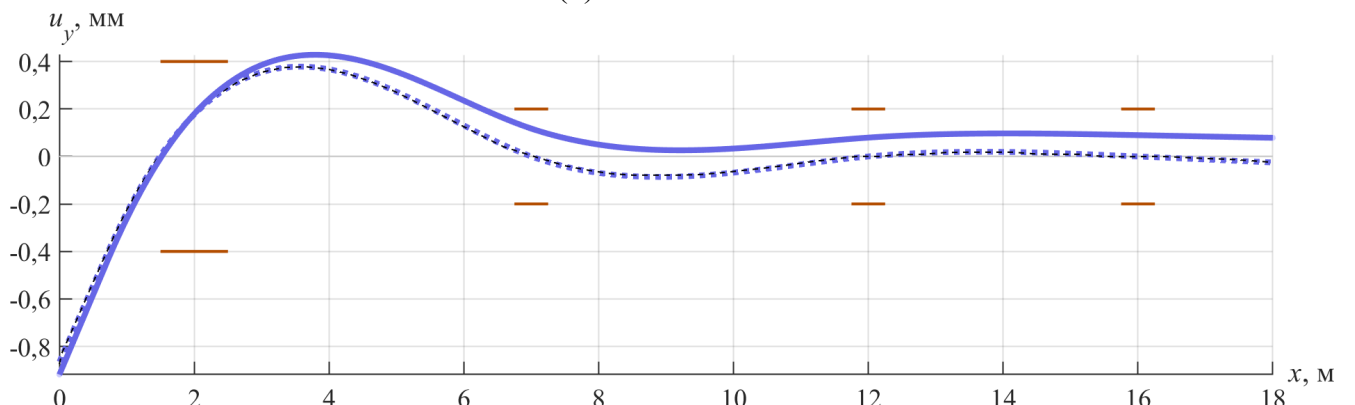
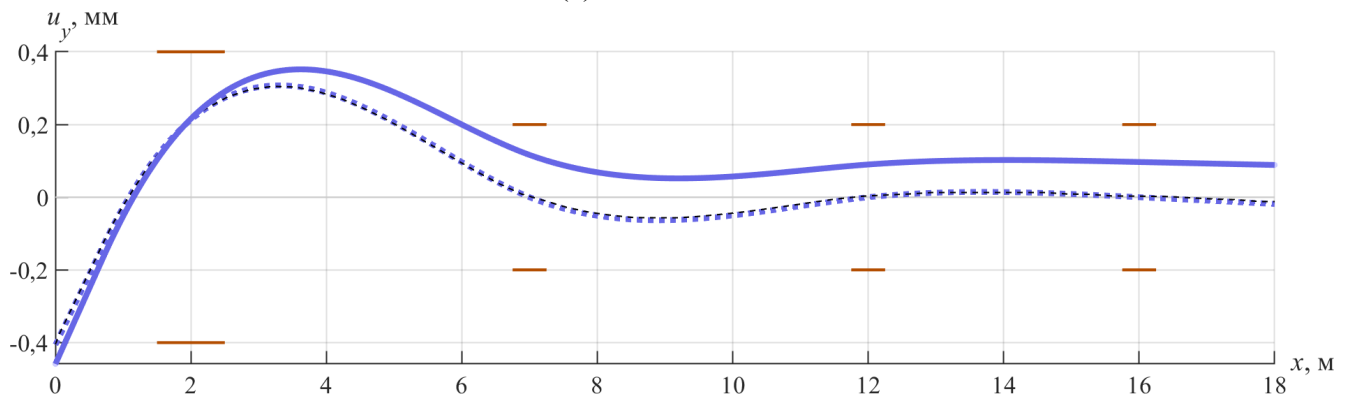
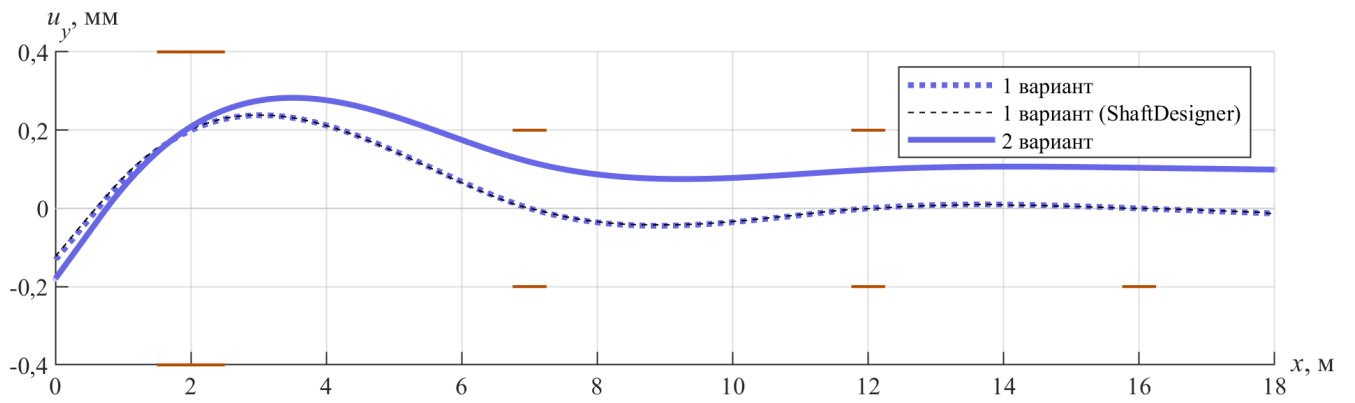


Рисунок Ж.3 – Горизонтальна проекція прогинів валопроводу

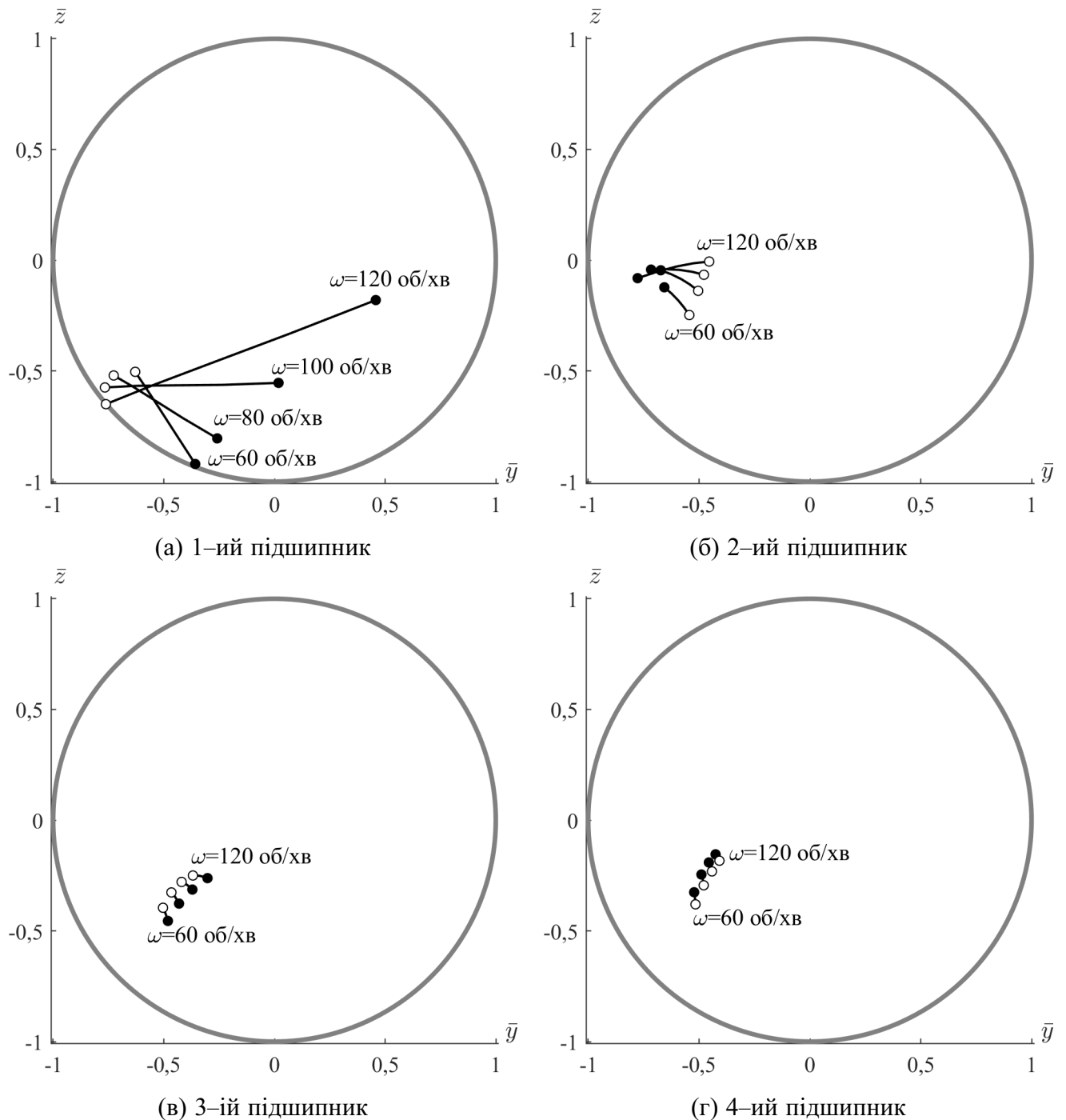


Рисунок Ж.4 — Положення шийки вала усередині зазору підшипників (2 варіант): \circ — носовий край шийки, \bullet — кормовий край шийки

різних швидкостях ω проілюстровано на рис. Ж.4. Гідродинамічні навантаження на ГГ спричиняють значний перекося вала у 1-му дейдвудному підшипнику, має місце невеликий нахил шийки вала у 2-му підшипнику, а в інших підшипниках шийки майже паралельні до осей підшипників. Слід зазначити, що напрям вертикального нахилу шийки у дейдвудному підшипнику змінюється зі зростанням швидкості ω .

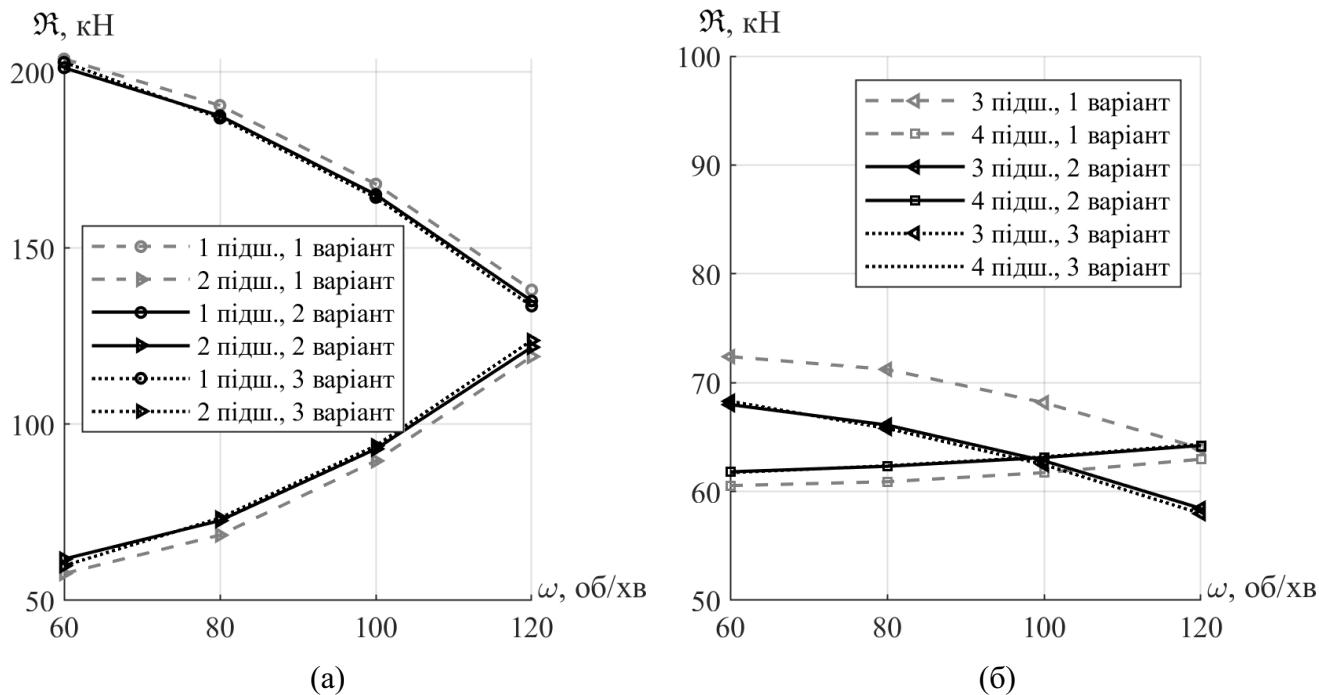


Рисунок Ж.5 — Навантаження на опори

Залежності навантаження на підшипники R від швидкості обертання валопроводу та варіанта розрахунку наведені на рис. Ж.5. Можна помітити, що з ростом швидкості ω частина навантаження перерозподіляється з 1-го на 2-ий підшипник, збільшуючи навантаження на 2-ий підшипник у два рази при зміні швидкості з $\omega = 60$ до $\omega = 120$ об/хв. у той же час, зміни реакцій на третьому та четвертому підшипниках незначні. Слід зазначити, що має місце невелика різниця між навантаженнями на опори між 1-им та 2-им варіантами, у той час, як між 2-им і 3-ім варіантами різниця у навантаженнях майже відсутня, що дозволяє зробити важливий висновок, що навантаження на підшипники майже не залежить від деформації вкладиша.

Залежності максимального тиску p_{\max} та мінімальної товщини плівки змащення h_{\min} у 1-му дейдвудному підшипнику в залежності від ω та розрахункового варіанту зображені на рис. Ж.6. Як можна очікувати, зі зменшенням мінімальної товщини плівки максимальний тиск у підшипнику збільшується і найбільші значення мають місце при великих перекосах шийки вала ($\omega = 60$ та $\omega = 120$ об/хв). Слід зазначити, що ігнорування змащення проміжних підшипників призвело до похибки максимального тиску у кормовому підшипнику 30% у випадку кормового крайового навантаження ($\omega = 60$ об/хв) та 22% у випадку носового крайового навантаження ($\omega = 120$ об/хв), що ілюструє важливість врахування

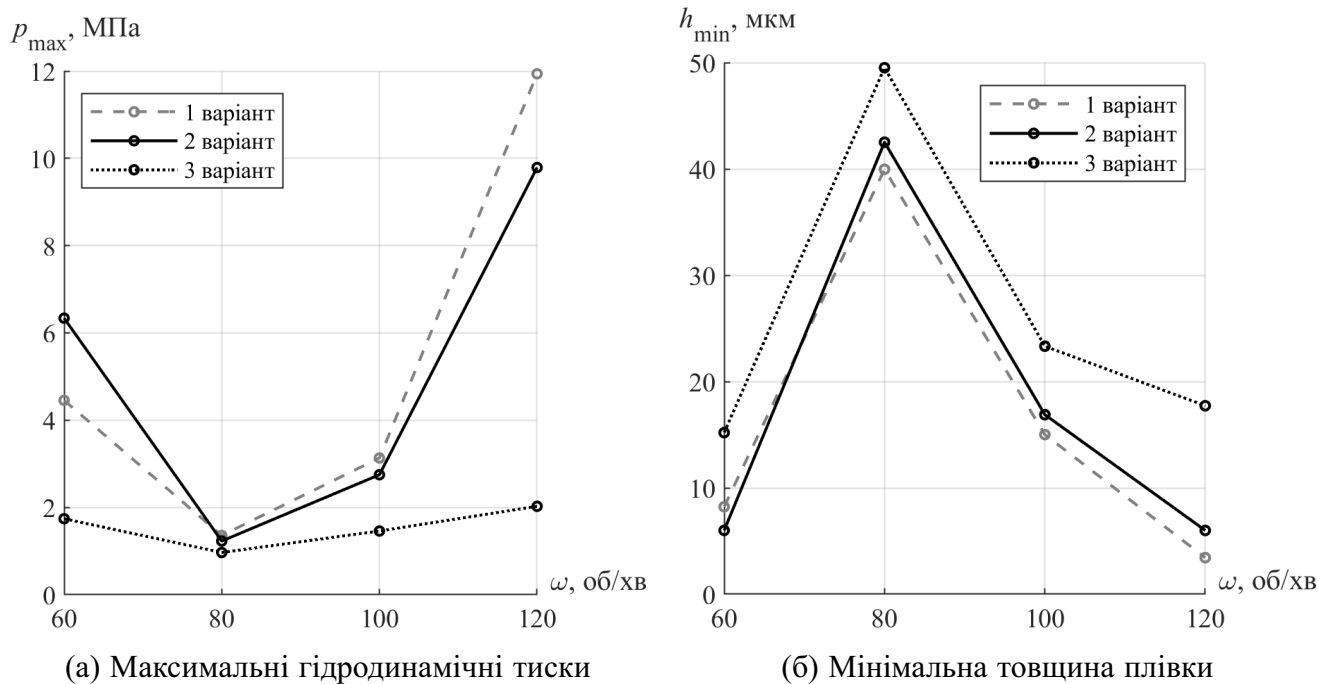
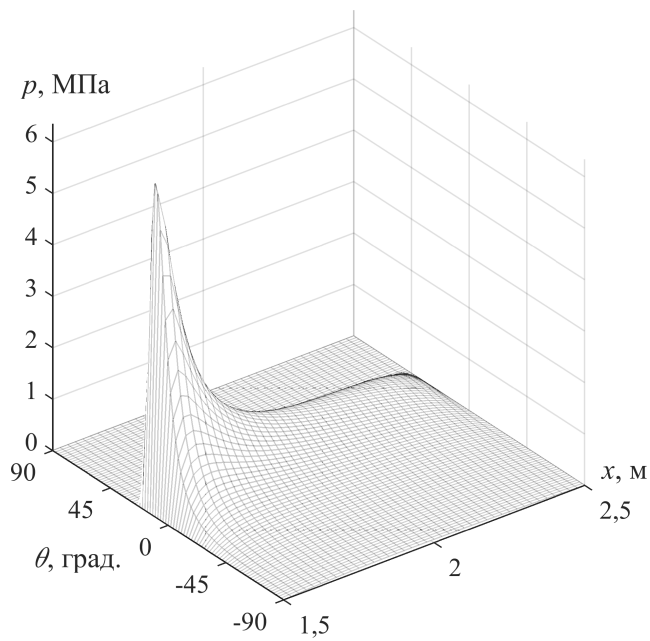


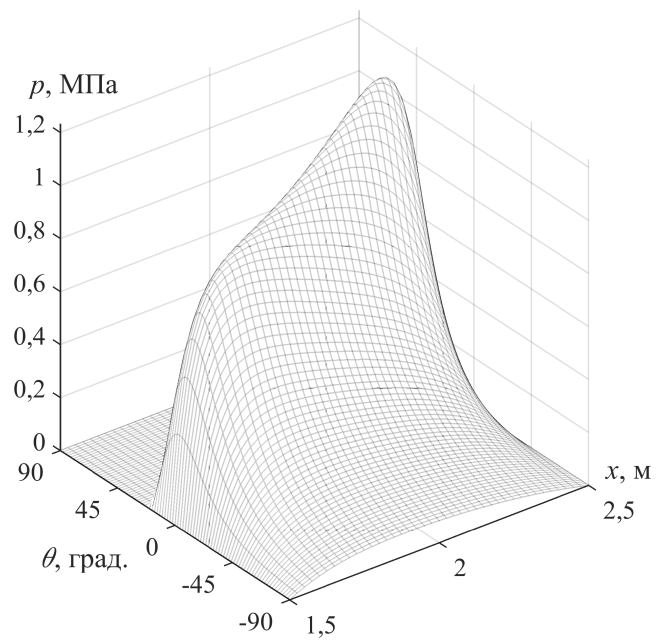
Рисунок Ж.6 — Характеристики роботи 1-го дейдвудного підшипника

змащення у всіх підшипниках валопроводу. Крім того, врахування деформації вкладиша у 3-му варіанті призвело до зменшення максимальних тисків від 20% до 80% порівняно з 2-им варіантом. Мінімальна товщина плівки у свою чергу збільшилась від 18% до 180%. Це свідчить про недопустимість ігнорування деформації вкладишів з еластомерів та гум у експлуатаційних станах валопроводу розрахунків центрування.

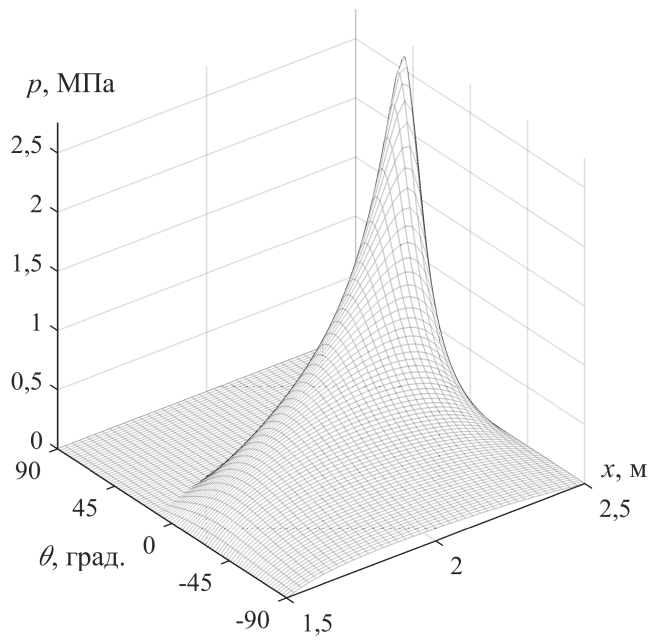
Поля гідродинамічних тисків у 2-му варіанті, поля гідродинамічних тисків і радіальних пружних переміщень вкладиша у 3-му варіанті для 1-го дейдвудного підшипника зображені на рис. Ж.7, Ж.8 та Ж.9 відповідно. Поля тисків у 2-му варіанті при $\omega = 60$ і $\omega = 120$ об/хв мають значні піки (рис. Ж.7г і Ж.7а), що спричинені крайовим навантаженням підшипника. Це підтверджує можливість використання розробленого методу у найбільш складних умовах згину валів. Якщо порівнювати епюри тисків 2-го і 3-го варіантів, то видно, що при тому самому навантаженні на підшипник (див. рис. Ж.5а) епюри з врахуванням деформації вкладиша є значно більш розподіленими в обох напрямках x та θ при значному зменшенні максимальних значень. Можна зробити висновок, що деформація вкладиша призводить до згладжування епюри тисків. Щодо переміщень вкладиша, то вони корелюють з епюрами тисків крім торців вкладиша, де тиски дорівнюють нулю, а переміщення мають достатньо великі значення.



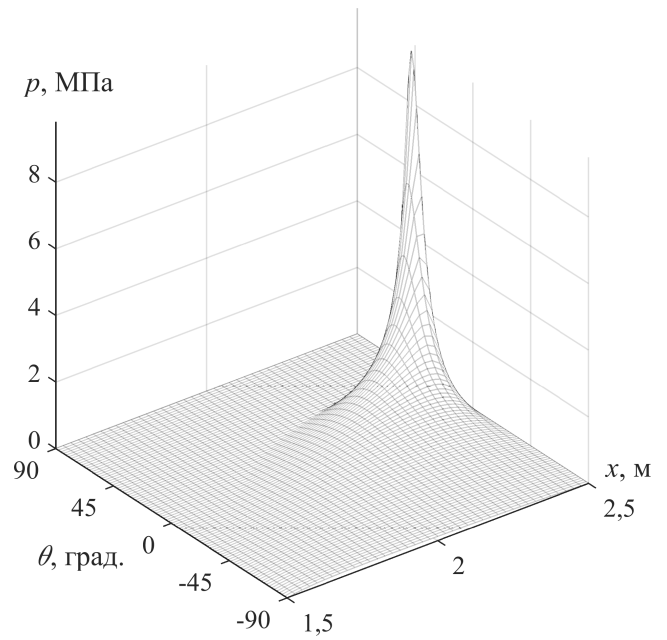
(а) $\omega = 60$ об/хв



(б) $\omega = 80$ об/хв

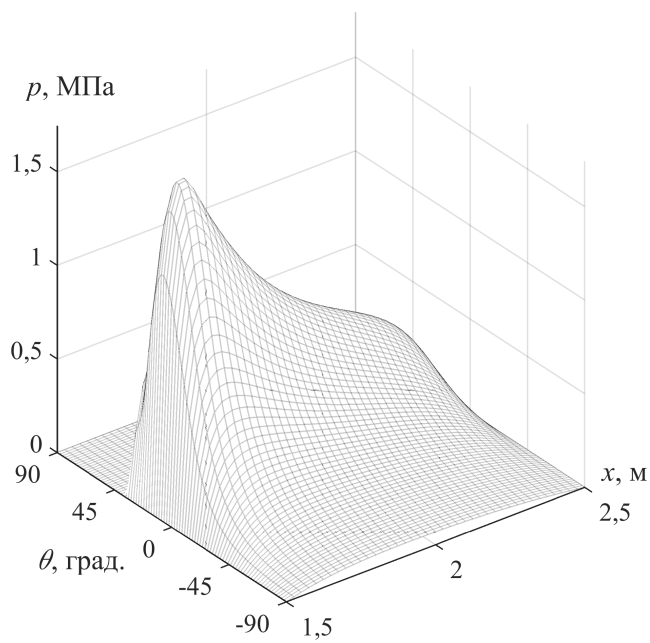


(в) $\omega = 100$ об/хв

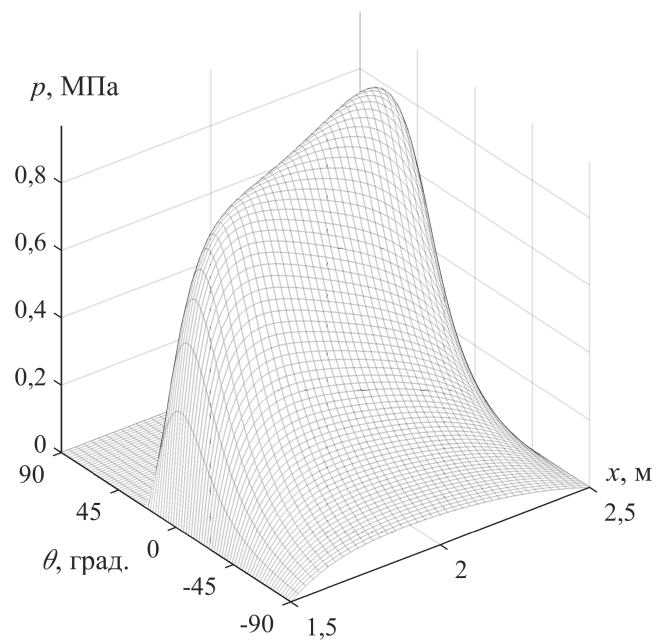


(г) $\omega = 120$ об/хв

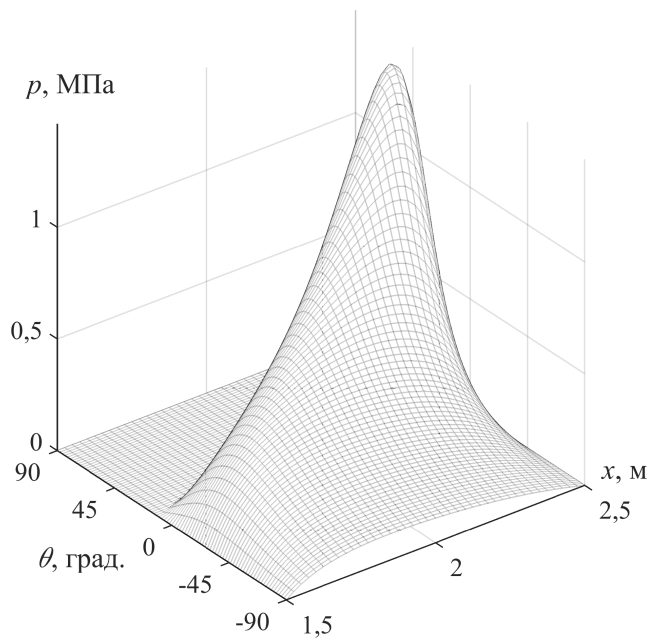
Рисунок Ж.7 — Епюри гідродинамічних тисків у 1-му підшипнику (2 варіант)



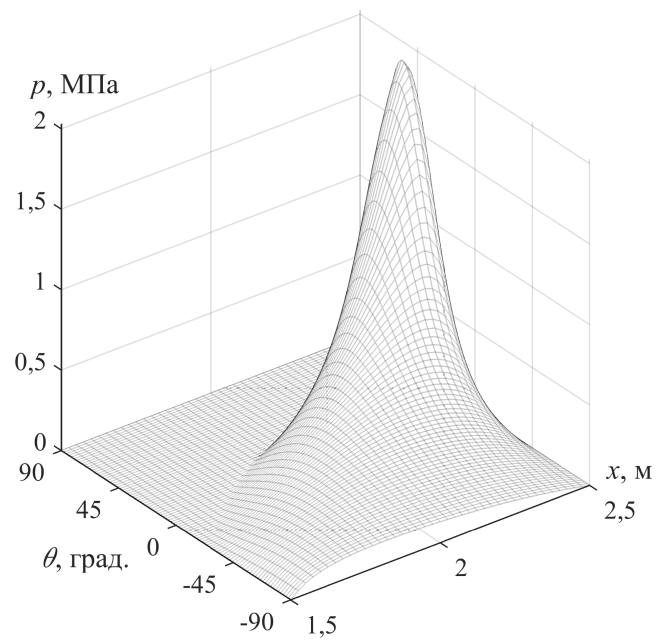
(а) $\omega = 60$ об/хв



(б) $\omega = 80$ об/хв

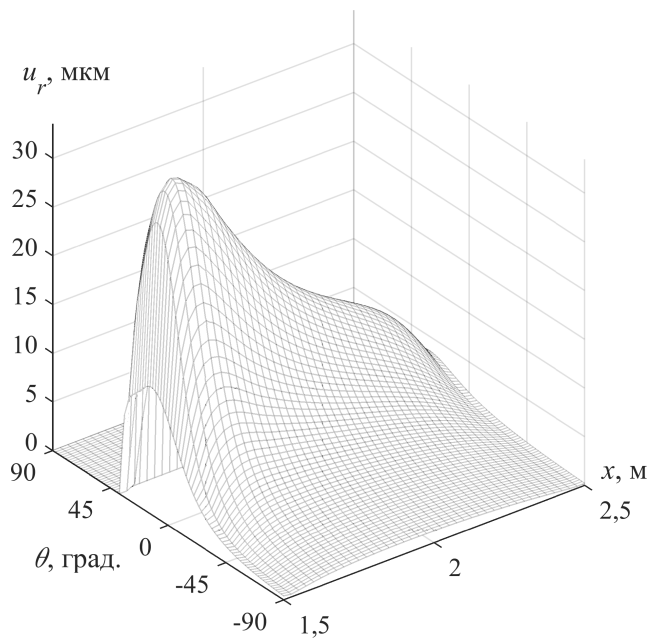


(в) $\omega = 100$ об/хв

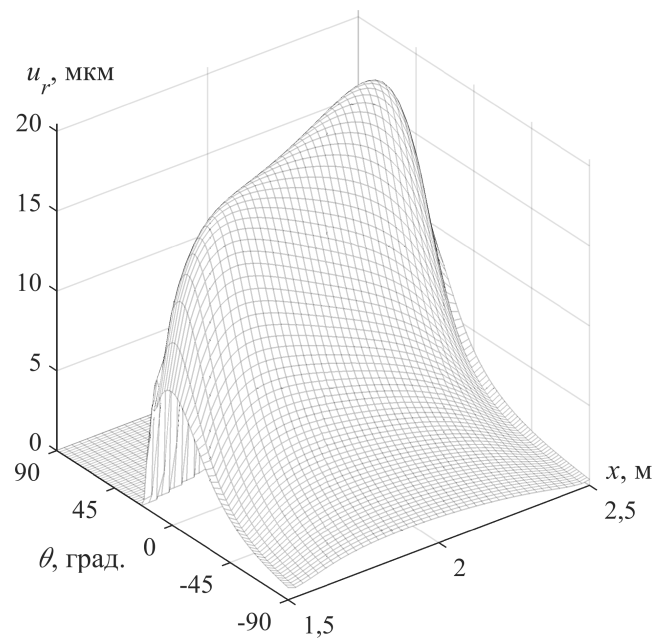


(г) $\omega = 120$ об/хв

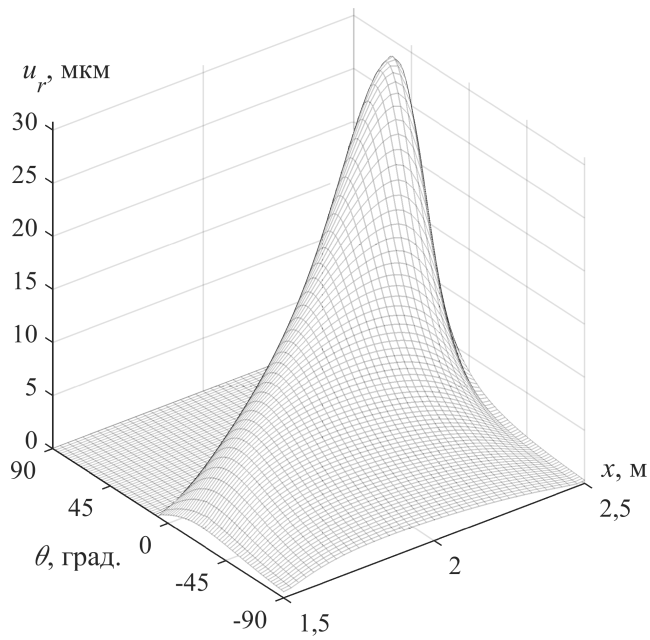
Рисунок Ж.8 — Епюри гідродинамічних тисків у 1-му підшипнику (3 варіант)



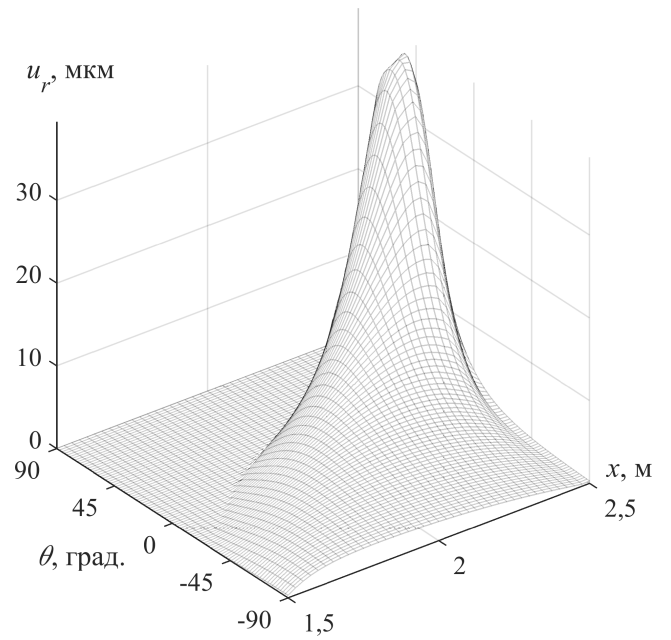
(а) $\omega = 60$ об/хв



(б) $\omega = 80$ об/хв



(в) $\omega = 100$ об/хв



(г) $\omega = 120$ об/хв

Рисунок Ж.9 — Епюри переміщень вкладиша 1-го підшипника (3 варіант)

ДОДАТОК 3. ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКУ ХИТАВИЦІ

У прийнятій системі координат судна, що зображена на рис. 3.1, початок координат знаходиться на перетині основної площини та кормового перпендикуляра. Напрями осей прийняті такі самі, як і у системі координат валопроводу (рис. 3.1), положення якої у системі координат судна характеризується координатами x_s , y_s та z_s .

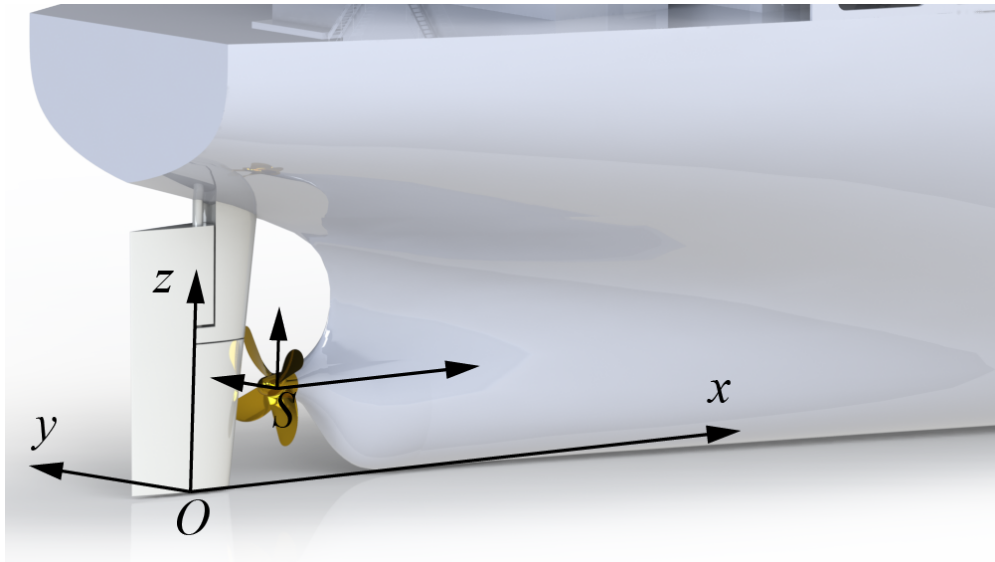


Рисунок 3.1 — Система координат судна

При русі судна на хвилях, на валопровід діють додаткові експлуатаційні фактори, порівняно до руху на тихій воді. По-перше, як і на будь-який інший пристрій судна, на валопровід діють інерційні навантаження від прискорень хитавиці. По-друге, під час хитавиці гідродинамічні навантаження на ГГ, що передаються на валопровід, будуть зазнавати додаткових змін: через зміни поля швидкостей у диску ГГ, через прискорення від хитавиці та оголення. По-третє, на корпус судна діють тиски, сили та моменти від хвиль та хитавиці, що спричиняють додатковий загальний згин корпусу судна та місцеві деформації перекриттів корпусу, що у свою чергу призводить до поперечних переміщень підшипників валопроводу.

На даний час, лінійна гідродинамічна теорія розрахунку хитавиці на регулярних хвилях є довершеною та підтверджена практикою протягом пів століття [289]. Фундаментальний вклад у розробку методу розрахунку хитавиці на регулярних хвилях був закладений А. Н. Криловим [366]. Цей метод далі був розвинутий М. Д. Хаскіндом [367], який уточнив вирази для розрахунку хвильових збурень. Основними припущеннями гідродинамічної теорії хитавиці є: прямо-

стінність бортів судна, малі амплітуди хвиль та хитавиці, відсутність гідродинамічної взаємодії між поперечними перерізами судна. Диференційні рівняння повздожньої хитавиці відповідно до лінійної гідродинамічної теорії хитавиці [289, 368], що були запрограмовані автором та використані для математичної моделі дисертації, наведені у додатку І.

У роботі [327] було доведено, що найбільші прискорення виникають в вертикальному напрямку під час повздожньої хитавиці на зустрічному хвилюванні, а прискорення в повздожньому і поперечному напрямках при бортовій хитавиці значно менше. Крім того, на найбільш цікавих для дослідження інтенсивних режимах хвилювання, капітани зазвичай вибирають зустрічні курси хвиль для попередження перекидання судна. Тому в даній роботі розглядалася тільки повздожня хитавиця на зустрічних хвилях, що дозволяє значно спростити задачу розрахунку хитавиці з припустимою похибкою. У цьому разі, розглядається лише вертикальна та кильова хитавиця, а бортова, горизонтально-поперечна хитавиця та рискання вважаються відсутніми.

Існує також велика кількість методів, що дозволяють враховувати різного роду нелінійності у процесі хитавиці, але мають значно складніші математичні моделі. В роботі [327] було показано, що при малих числах Фруда і (або) невеликій крутості хвиль, у першому наближенні можна не враховувати нелінійні ефекти хитавиці, що дає похибку в безпечну сторону. Також останнім часом великого поширення набувають CFD методи та панельний метод, які дозволяють найбільш точно моделювати хитавицю судна на хвилях, однак потребують довгий час від початку підготовки розрахунку до отримання кінцевого результату та велику потужність електронних обчислювальних машин.

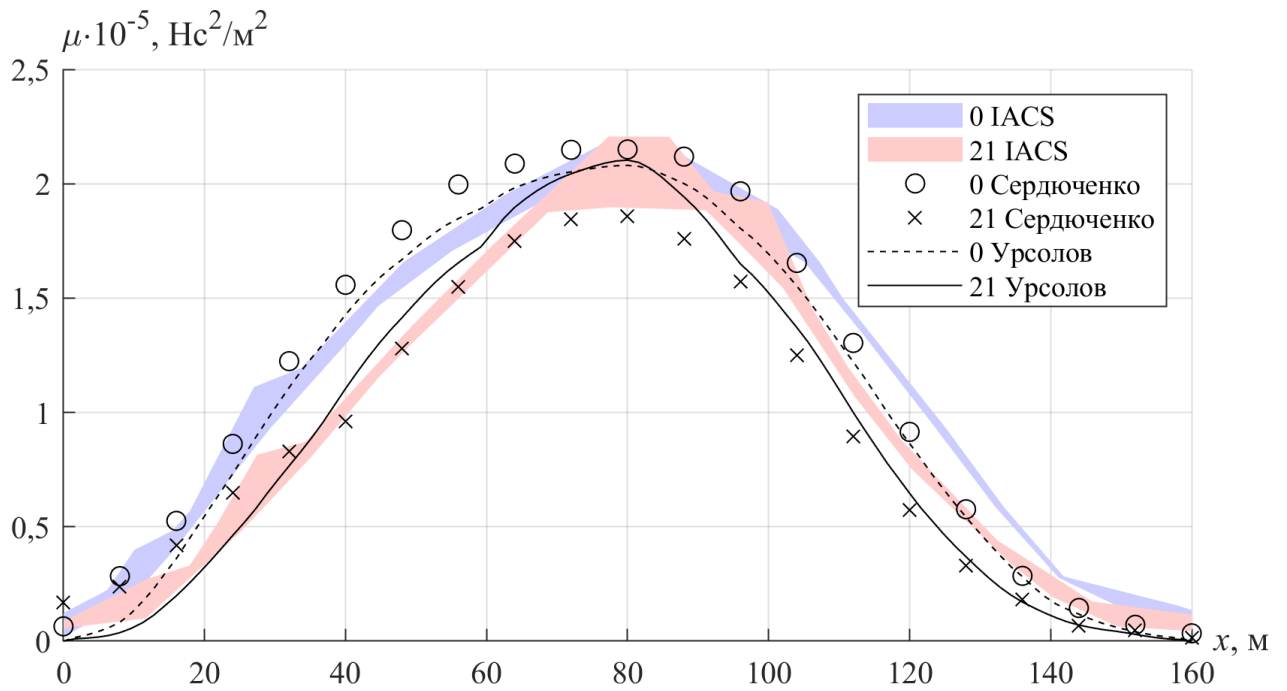
Для перевірки правильності реалізації методу розрахунку регулярної хитавиці на зустрічних хвилях [289], були виконані тестові розрахунки і порівняні з результатами низки класифікаційних товариств за лінійною теорією хитавиці, що наведено у [369], та результатами розрахунків Сердюченко А. М. з урахуванням нелінійності по крутості хвилі [370]. Тестове судно IACS мало наступні характеристики: довжина між перпендикулярами $L = 160$ м; ширина $B = 24,2$ м; осадка $d = 8$ м; водотоннажність $\Delta = 18000$ т, та розраховувалося на хвилі з висотою $h = 2$ м та відносною довжиною у межах $\lambda/L = 0,3 \dots 1,5$. На рис. 3.2 наведено порівняльні графіки прилучених мас (рис. 3.2а) та коефіцієнтів дем-

пфування (рис. 3.2б) судна для швидкостей $v = 0$ та $v = 21$ вузлів при відносній довжини хвилі $\lambda/L = 1$. На рис. 3.3 наведено порівняльні графіки амплітуди вертикальної (рис. 3.3а), кільової хитавиці (рис 3.3б) та згинального моменту на міделевому перерізі (рис 3.3в). З графіків можна зробити висновок про достатню відповідність розрахункових значень прилучених мас, коефіцієнтів демпфування, амплітуд хитавиці з результатами класифікаційних товариств та Сердюченко А. М. Через те, що у роботі [370] враховані нелінійні ефекти хитавиці, значення згинальних моментів мають дещо більші значення порівняно з результатами автора та [369].

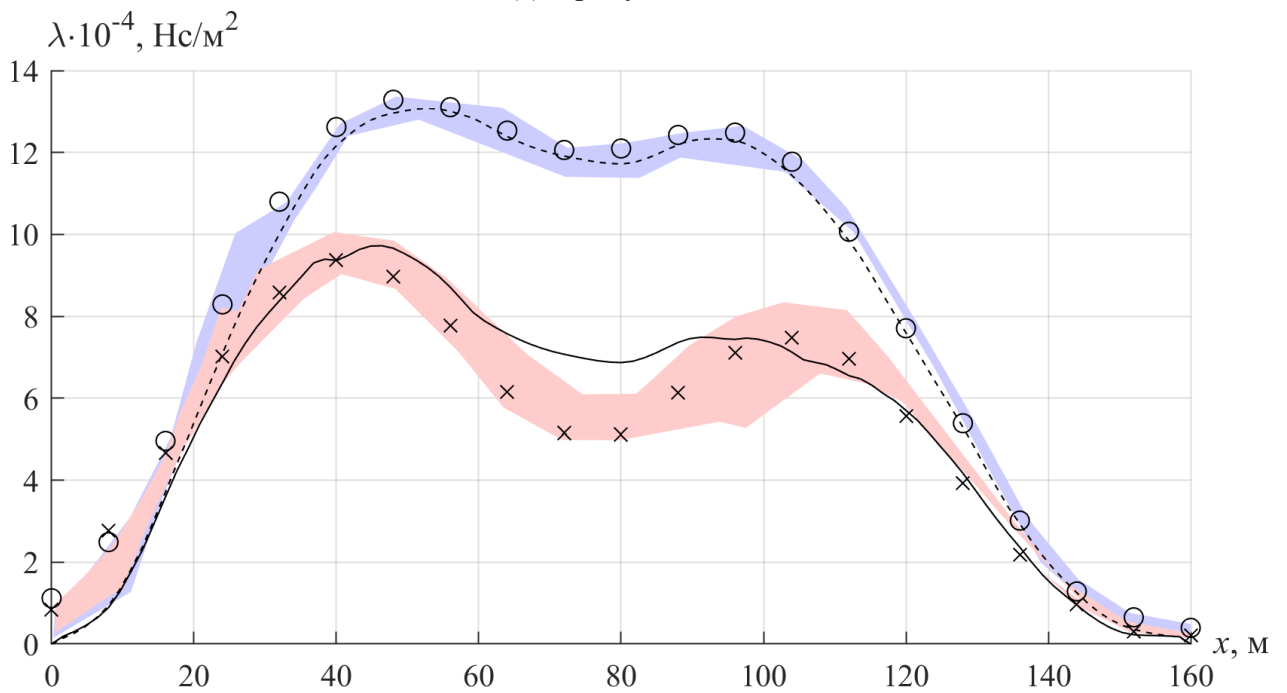
У силу того, що викликані хвилями переміщення судна мають випадковий характер, цей рух точки також є випадковим процесом і може бути охарактеризований лише у статистичному сенсі [371]. Найбільш простим та поширеним методом розрахунку хитавиці на нерегулярних хвилях є спектральний метод, математичний апарат якого було запозичено у радіоелектроніці [289, 318, 371]. Відповідно до спектральної теорії, процеси морського хвилювання та хитавиці судна представляються як суперпозиція низки незалежних гармонічних коливань (морських хвиль, хитавиці судна) з різними частотами. Стандартне застосування спектральної теорії у розрахунках хитавиці зводиться до розрахунку спектра морських хвиль, амплітудно–частотної характеристики та подальшого розрахунку спектру хитавиці, з якого можна отримати дисперсію та амплітуди певної забезпеченості. У такого підходу є суттєвий недолік, а саме обмеженість і абстрактність результатів розрахунків.

У даній роботі був застосований підхід, що заснований на представленні результатів розрахунків в залежності від часу, а не від частоти, як це зазвичай робиться. Це дозволяє у кожний момент часу розраховувати експлуатаційні фактори, що діють на валопровід, з урахуванням фази їх взаємодії, а після цього визначати НДС валопроводу та умови роботи підшипників. Далі, методи теорії ймовірностей безпосередньо застосовуються для статистичного опрацювання реалізацій компонентів НДС при згинанні валопроводу та параметрів підшипників.

Як енергетичний спектр нерегулярних хвиль у роботі використовувався спектр JONSWAP [372, 373], який будується в залежності від висоти істотних хвиль $h_{1/3}$



(а) Прилучені маси



(б) Коефіцієнти демпфування

Рисунок 3.2 — Гідродинамічні характеристики судна IACS Ship

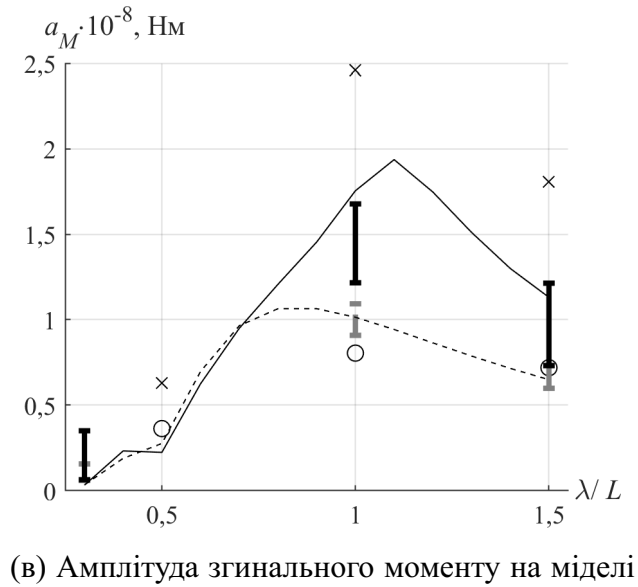
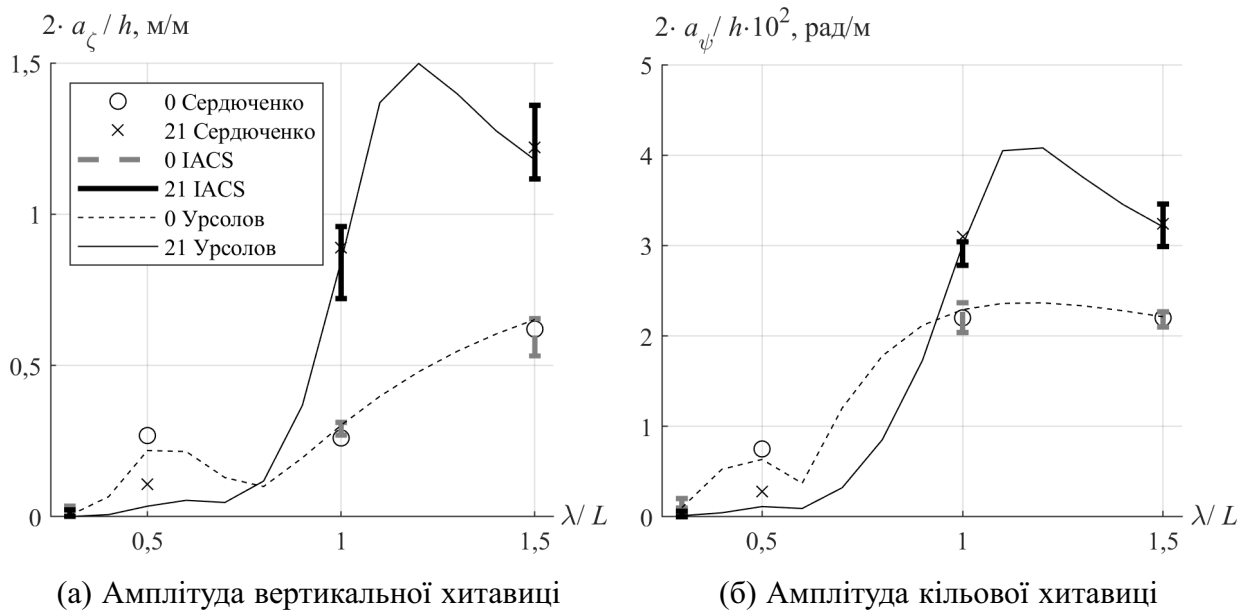


Рисунок 3.3 — Параметри хитавиці судна IACS на регулярних хвилях

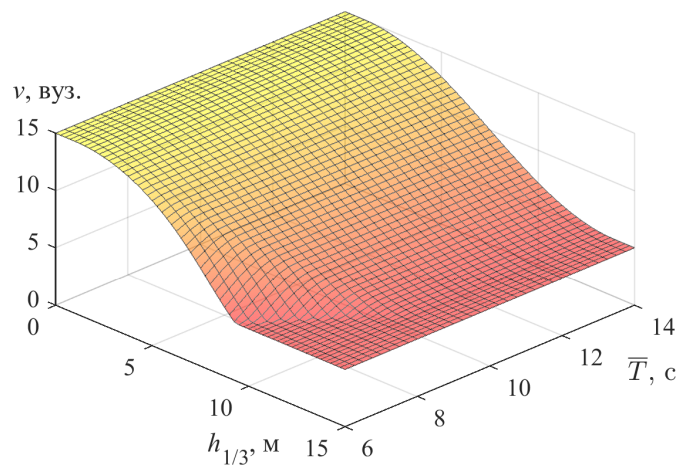


Рисунок 3.4 — Швидкість судна на хвилях

і середнього періоду хвилювання \bar{T} та визначається за наступною формулою

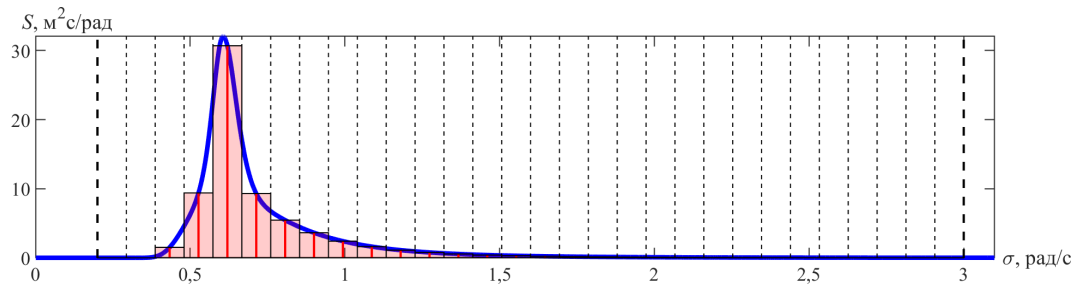
$$S(\sigma) = 0,658 \frac{A}{\sigma^5} \exp\left(\frac{-B}{\sigma^4}\right) C(\sigma), \text{ м}^2\text{с/рад}, \quad (3.1)$$

де $A = 172,75h_{1/3}^2/\bar{T}^4$; $B = 691/\bar{T}^4$; $C(\sigma) = 3,3^{\exp[-(\sigma/\sigma_0-1)^2/(2s^2)]}$; $\sigma_0 = 2\pi/T_0$ — частота максимуму спектру, рад/с; $T_0 = 1,194\bar{T}$ — модальний період хвилі (період максимуму спектра), с; $s = 0,07$ при $\sigma < \sigma_0$ та $s = 0,09$ при $\sigma > \sigma_0$.

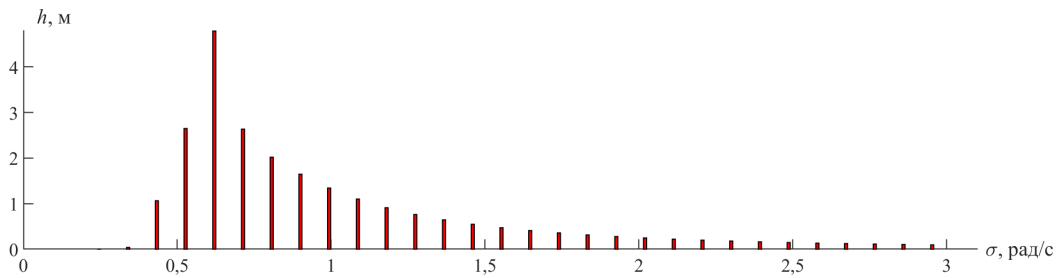
Дискретизація спектру хвиль у роботі виконується не з постійним кроком по частоті (рис. 3.5а та 3.5б), а за допомогою рандомізації частот хвиль, що описана у [374], для зменшення необхідної тривалості реалізації. На рис. 3.5 наведено приклад застосування даного методу для дискретизації на 30 гармонік спектру JONSWAP при $h_{1/3} = 10$ м та $\bar{T} = 8$ с. Метод застосовується у наступному порядку:

1. задається граничні значення розрахункового діапазону частот спектра σ_{\min} , σ_{\max} та необхідна кількість гармонік n ;
2. діапазон розбивається на $n - 1$ ділянок з лінійно зростаючим кроком $\Delta\sigma_i^*$ для забезпечення більш густої сітки у районі максимуму спектра (рис. 3.5в);
3. визначаються нові границі ділянок σ_i випадково у межах попередніх ділянок σ_i^* (рис. 3.5г);
4. визначаються нові ширини $\Delta\sigma_i = \sigma_{i+1} - \sigma_i$ та центри рандомізованих діапазонів $\sigma_{ci} = (\sigma_{i+1} + \sigma_i)/2$ (рис. 3.5г);
5. визначаються амплітуди гармонічних хвиль $h_i/2 = \sqrt{2S(\sigma_{ci})\Delta\sigma_i}$ (рис. 3.5д).

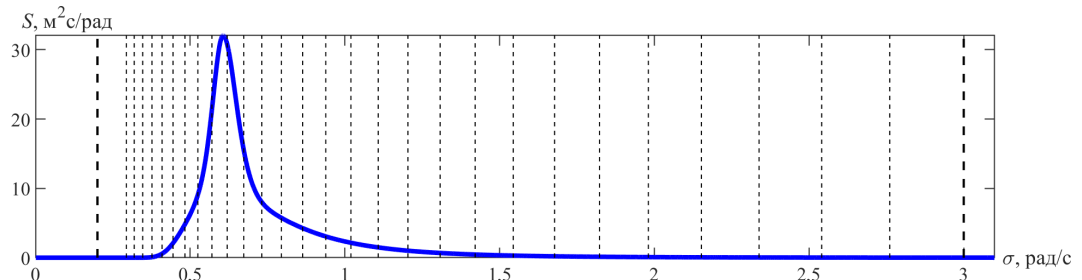
Швидкість судна в умовах морських хвиль знижується з природних причин або примусово нижче максимальної експлуатаційної швидкості v_{\max} . Перші спричинені додатковим опором судна на хвилях, а другі — примусовим зниженням швидкості судна капітаном, для зменшення або усунення негативних наслідків хитавиці, наприклад слемінгу, морської хвороби та інших. Швидкість на хвилях не може бути знижена нижче деякої межі v_{\min} (приблизно 5 вузлів [327]), при якій рульовий пристрій зберігає достатню ефективність для попередження розвороту судна лагом до хвилі. Розрахунок зниження швидкості на хвилях не є метою дослідження, і через недоцільність його виконання у даній роботі, автором дисертації запропоновано наступні вирази для визначення швидкості на



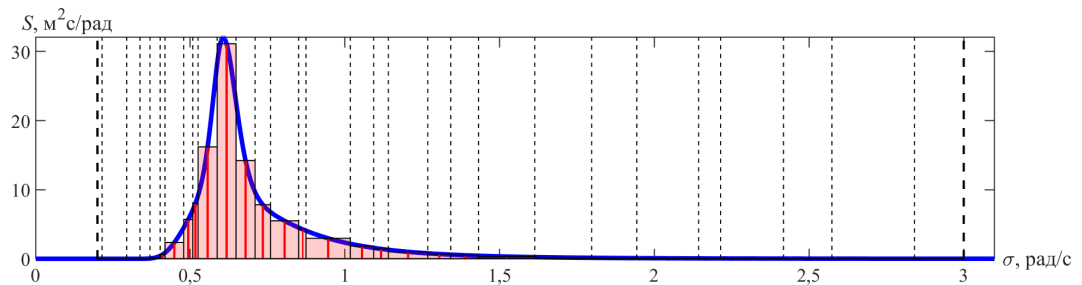
(а) Рівномірна дискретизація спектру



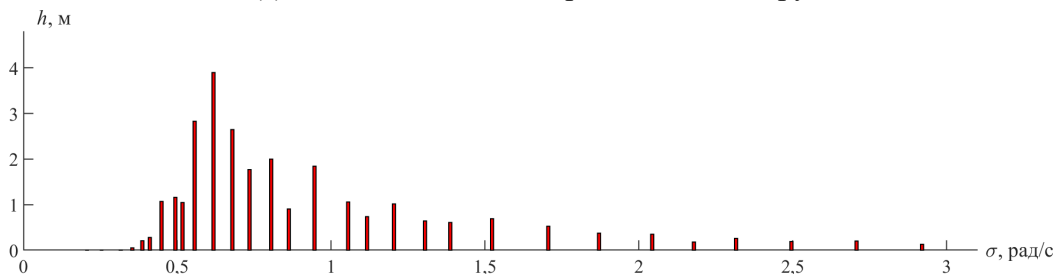
(б) Висоти хвиль при рівномірній дискретизації



(в) Нерівномірна дискретизація спектру



(г) Рандомізована дискретизація спектру



(д) Висоти хвиль при рандомізованій дискретизації

Рисунок 3.5 — Дискретизація спектру морських хвиль

хвилях у першому наближенні:

$$v = \begin{cases} v_{\max}, & h_{1/3} \leq 1; \\ v_{\min} + \max(0, \Delta v_h - \Delta v_T) & 1 < h_{1/3} < 14; \\ v_{\min}, & h_{1/3} \geq 14; \end{cases} \quad (3.2)$$

$$\Delta v_h = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{2} \left[1 + \cos \left(\frac{\pi (h_{1/3} - 1)}{13} \right) \right];$$

$$\Delta v_T = \begin{cases} 0, & |T_0 - T_R| \geq 3; \\ \frac{(v_{\max} - v_{\min}) (h_{1/3} + 12)}{104} \left[1 + \cos \left(\frac{\pi (T_0 - T_R)}{3} \right) \right] \times \\ \times \cos \left[\frac{\pi}{13} \left(h_{1/3} - \frac{41}{2} \right) \right], & |\bar{T}_0 - T_R| < 3, \end{cases}$$

де $T_R = T_\psi / [1 + 2\pi (v_{\min} + \Delta v_h) / T_\psi g]$ – резонансний період повздовжньої хитавиці; T_ψ – період власних коливань при повздовжній хитавиці, який можна визначити за наближеною формулою Ремеза Ю. В. для транспортних суден [375]

$$T_\psi = K \sqrt{d}, \quad (3.3)$$

де коефіцієнт K визначається лінійною інтерполяцією по табл. 3.1. Період повздовжньої хитавиці, розрахований за формулою (3.3), може лежати у діапазоні приблизно $T_\psi = 3 \dots 13$ с для осадок $d = 2 \dots 20$ м.

Таблиця 3.1 – Коефіцієнт для визначення періоду вільних коливань

B/d	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
К	2,32	2,44	2,55	2,66	2,76	2,86	2,96

На рис. 3.4 зображено приклад розрахунку швидкості судна на хвилях за формулою (3.2) для судна з довжиною $L = 150$ м, шириною борта $B = 25$ м, осадкою $d = 10$ м та експлуатаційною швидкістю $v_{\max} = 15$ вузлів. Для судна, що розглядалося як приклад, період власної повздовжньої хитавиці дорівнює $T_\psi = 7,7$ с.

ДОДАТОК II. ВИРАЗИ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ТЕОРІЇ ХИТАВИЦІ

Розрахунок повздовжньої хитавиці визначається шляхом розв'язання системи двох диференційних рівнянь відносно вертикального ζ та кутового ψ переміщень судна, їх швидкостей $\dot{\zeta}$, $\dot{\psi}$ та прискорень $\ddot{\zeta}$, $\ddot{\psi}$ [289]:

$$\begin{aligned} & \ddot{\zeta}(M + M_{33}) + \dot{\zeta}\Lambda_{33} + \zeta\rho_w g S + \\ + & \ddot{\psi}(M_{35} - Mx_g) + \dot{\psi}(\Lambda_{35} + vM_{33}) + \psi(-\rho_w g S x_f + v\Lambda_{33}) = \\ = & (\alpha_3 + i\beta_3)e^{i\sigma t}; \end{aligned} \quad (\text{И.1})$$

$$\begin{aligned} & \ddot{\zeta}(M_{35} - Mx_g) + \dot{\zeta}(\Lambda_{35} - vM_{33}) + \zeta(-\rho_w g S x_f - v\Lambda_{33}) + \\ + & \ddot{\psi}(I_y + M_{55}) + \dot{\psi}(\Lambda_{55} + v^2\sigma^{-2}\Lambda_{33}) + \psi(\rho_w g J_y - v^2M_{33}) = \\ = & (\alpha_5 + i\beta_5)e^{i\sigma t}, \end{aligned} \quad (\text{И.2})$$

де гармонічні коефіцієнти збурень у правій частині визначаються як:

$$\begin{aligned} \alpha_3 &= r(\rho_w g A_3^c - \sigma_0(M_{33}^c \sigma - \Lambda_{33}^s)); \\ \beta_3 &= r(-\rho_w g A_3^s + \sigma_0(M_{33}^s \sigma + \Lambda_{33}^c)); \\ \alpha_5 &= r(-\rho_w g A_3^{xc} + \sigma_0(M_{33}^{xc} \sigma - \Lambda_{33}^{xs} - v(M_{33}^s + \Lambda_{33}^c \sigma^{-1}))); \\ \beta_5 &= r(\rho_w g A_3^{xs} - \sigma_0(M_{33}^{xs} \sigma + \Lambda_{33}^{xc} - v(M_{33}^c - \Lambda_{33}^s \sigma^{-1}))). \end{aligned}$$

Перерізуючі сили та згинальні моменти у поперечному перерізі судна, що викликані хитавицею та хвильовими навантаженнями, визначаються як сума компонентів за наступними формулами [289]:

$$N_3(x_0) = F_{30}^m + F_{30}^r + F_{30} + F_{30}^* + F_{30}^0; \quad (\text{И.3})$$

$$N_5(x_0) = F_{050}^m + F_{050}^r + F_{050} + F_{050}^* + F_{050}^0; \quad (\text{И.4})$$

Окремі компоненти перерізуючих сил та згинальних моментів визначаються наступним чином:

- сили та моменти від інерції мас корабля:

$$F_{30}^m = -M_0(\ddot{\zeta} - x_{g0}\ddot{\psi}); \quad F_{050}^m = -(I_{y0}\ddot{\psi} - M_0x_{g0}\ddot{\zeta}) + x_0F_{30}^m;$$

- відновлювальні сили та моменти:

$$F_{30}^r = -g(M_0 - \rho_w(V_0 - S_0\zeta + S_0x_{f0}\psi));$$

$$F_{050}^r = g((M_0z_{g0} - \rho_w V_0 z_{c0})\psi + M_0x_{g0} - \rho_w(V_0x_{c0} - S_0x_{f0}\zeta + J_{y0}\psi)) + x_0F_{30}^r;$$

- інерційно-демпфуючі сили та моменти:

$$F_{30} = - (M_{330}\ddot{\zeta} + (\Lambda_{330} - v\mu_{330})\dot{\zeta} - v\Lambda_{330}\zeta + M_{350}\ddot{\psi} + (\Lambda_{350} + v(M_{330} + x_0\mu_{330}) + v^2\sigma^{-2}\Lambda_{330})\dot{\psi} + v(\Lambda_{330} + x_0\Lambda_{330} - v\mu_{330})\psi);$$

$$F_{050} = - ((M_{350} + x_0M_{330})\ddot{\zeta} + (\Lambda_{350} - vM_{330} + x_0\Lambda_{330})\dot{\zeta} - v\Lambda_{330}\zeta + (M_{550} + x_0M_{350})\ddot{\psi} + (\Lambda_{550} + v^2\sigma^{-2}\Lambda_{330} + x_0(\Lambda_{350} + vM_{330}))\dot{\psi} - v(vM_{330} - x_0\Lambda_{330})\psi);$$

- сили і моменти від головної частини збурювальних навантажень:

$$F_{30}^* = \rho_w gr (A_{30}^c - iA_{30}^s) e^{i\sigma t}; \quad F_{050}^* = -\rho_w gr (A_{30}^{xc} - x_0A_{30}^c - i(A_{30}^{xs} - x_0A_{30}^s)) e^{i\sigma t};$$

- сили і моменти від дифракційної частини збурювальних навантажень:

$$F_{30}^0 = - r\sigma_0 (M_{330}^c\sigma - \Lambda_{330}^s + v\kappa_{30}^0 (\mu_{330} \sin k_1 x_0 + \Lambda_{330}\sigma^{-1} \cos k_1 x_0) - i(M_{330}^s\sigma + \Lambda_{330}^c - v\kappa_{30}^0 (\mu_{330} \cos k_1 x_0 - \Lambda_{330}\sigma^{-1} \sin k_1 x_0))) e^{i\sigma t};$$

$$F_{050}^0 = + r\sigma_0 (M_{330}^{xc}\sigma - \Lambda_{330}^{xs} - v(M_{330}^s + \Lambda_{330}^c\sigma^{-1}) - x_0(M_{330}^c\sigma - \Lambda_{330}^s) - i(M_{330}^{xs}\sigma + \Lambda_{330}^{xc} + v(M_{330}^c - \Lambda_{330}^s\sigma^{-1}) - x_0(M_{330}^s\sigma + \Lambda_{330}^c))) e^{i\sigma t}.$$

Параметри у перерізі x_0 мають позначення 0 у нижньому індексі та визначаються інтегруванням методом трапецій за наступними формулами:

$$M_0 = \int_0^{x_0} m dx; \quad x_{g0} = \frac{1}{M_{00}} \int_0^{x_0} m x dx; \quad I_{y0} = \int_0^{x_0} m(x^2 + z_m^2) dx; \quad V_0 = \int_0^{x_0} \omega_{fr} dx;$$

$$S_0 = \int_0^{x_0} b dx; \quad x_{f0} = \frac{1}{S_{00}} \int_0^{x_0} b x dx; \quad J_{y0} = \int_0^{x_0} b x^2 dx;$$

$$x_{c0} = \frac{1}{V_{00}} \int_0^{x_0} \omega_{fr} x dx; \quad z_{c0} = \frac{1}{V_{00}} \int_0^{x_0} \omega_{fr} z_c dx; \quad z_{g0} = \frac{1}{M_{00}} \int_0^{x_0} m z_m dx;$$

$$M_{330} = \int_0^{x_0} \mu_{33} dx; \quad M_{350} = - \int_0^{x_0} \mu_{33} x dx; \quad M_{550} = \int_0^{x_0} \mu_{33} x^2 dx;$$

$$\Lambda_{330} = \int_0^{x_0} \lambda_{33} dx; \quad \Lambda_{350} = - \int_0^{x_0} \lambda_{33} x dx; \quad \Lambda_{550} = \int_0^{x_0} \lambda_{33} x^2 dx;$$

$$A_{30}^c = \int_0^{x_0} b \kappa_3 \cos k_1 x dx; \quad A_{30}^s = \int_0^{x_0} b \kappa_3 \sin k_1 x dx;$$

$$A_{30}^{xc} = \int_0^{x_0} b \kappa_3 x \cos k_1 x dx; \quad A_{30}^{xs} = \int_0^{x_0} b \kappa_3 x \sin k_1 x dx;$$

$$\begin{aligned}
M_{330}^c &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 \mu_{33} \cos k_1 x \, dx; & M_{330}^s &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 \mu_{33} \sin k_1 x \, dx; \\
\Lambda_{330}^c &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 \lambda_{33} \cos k_1 x \, dx; & \Lambda_{330}^s &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 \lambda_{33} \sin k_1 x \, dx; \\
M_{330}^{xc} &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 \mu_{33} x \cos k_1 x \, dx; & M_{330}^{xs} &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 \mu_{33} x \sin k_1 x \, dx; \\
\Lambda_{330}^{xc} &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 x \lambda_{33} \cos k_1 x \, dx; & \Lambda_{330}^{xs} &= \int_0^{x_0} \kappa_3^0 x \lambda_{33} \sin k_1 x \, dx,
\end{aligned}$$

де v — швидкість судна, м/с; σ_0 — дійсна частота хвилі, 1/с; $\sigma = \sigma_0 - kv \cos \varepsilon = \sigma_0 + kv$ — частота зустрічі судна з хвилями, рад/с; $k_1 = k \cos \varepsilon = -k$ — хвильове число для зустрічних хвиль; m — погонна маса судна, кг/м; z_m — центр ваги маси судна у перерізі, м; b — ширина ватерлінії, м; ω_{fr} — площа підводної частини шпангоута, м²; z_c — апліката центра ваги площі ω_{fr} , м; μ_{33} — прилучені маси шпангоутного контуру, кг/м; λ_{33} — коефіцієнт демпфування шпангоутного контуру, кг/м·с; κ_3 — редуційний коефіцієнт головної частини збурень для перерізу x_0 при зустрічному хвилюванні; $\kappa_3^0 = \kappa_2 \sin^2 \varepsilon + \kappa_6 \cos^2 \varepsilon = \kappa_6$ — коефіцієнт дифракційної частини збурень для перерізу x_0 .

Розрахункові параметри для диференційних рівнянь (И.1) та (И.2) визначаються через $x_0 = L$, тобто для всього судна, та позначаються без 0 у нижньому індексі. Слід зазначити, що якщо прирівняти до нуля перерізуючу силу (И.3) та згинальний момент (И.4) при $x_0 = L$, то можна отримати диференційні рівняння (И.1) та (И.2).

Прилучені маси μ_{33} та коефіцієнти демпфування λ_{33} у роботі визначаються за графіками Салькаєва А. З. [375], які побудовані на основі теоретичного розв'язку М. Д. Хаскінда. Редуційний коефіцієнт головної κ_3 та коефіцієнт дифракційної κ_6 частини збурень у роботі визначаються за виразами гідродинамічної теорії хитавиці [289]. Залежності прилучених мас, коефіцієнтів демпфування, коефіцієнтів головної та дифракційної частин збурення були відцифровані автором дисертації, після чого для розрахунків була застосовувана інтерполяцію по геометричних параметрах підводної частини шпангоуту та частоті коливань. Слід зазначити, що значення прилучених мас та коефіцієнтів демпфування у крайніх перерізах судна слід брати нульовими [289].

ДОДАТОК К. ВИХІДНІ ДАННІ ПО КОНТЕЙНЕРОВОЗУ КОНТЕЙНЕРОМІСТКІСТЮ 4400 TEU

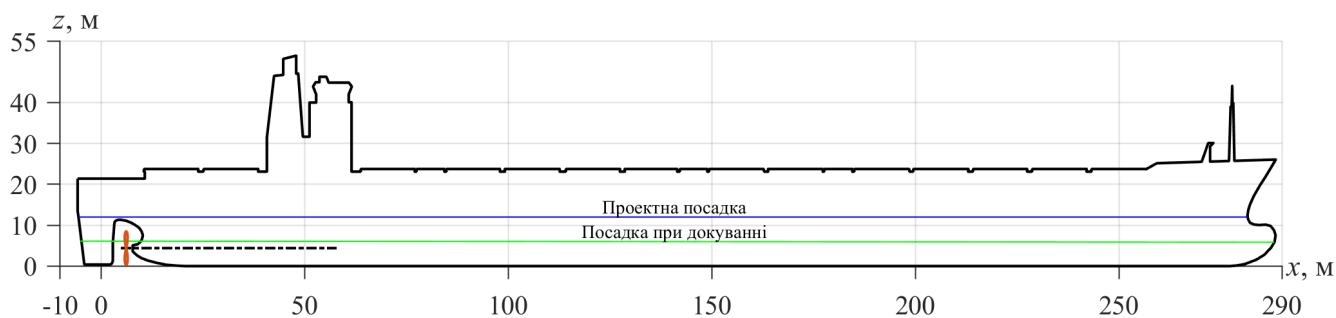


Рисунок К.1 — Загальний вигляд судна

Таблиця К.1 — Головні характеристики судна

Параметр	Познач.	Розмірн.	Значення
Довжина між перпендикулярами	L	м	281,6
Ширина	B	м	32,25
Висота борта на міделі	D	м	21,4
Осадка проектна	d	м	12
Диферент проектний	Δd	м	0
Водотоннажність проектна	Δ	т	76298,2
Осадка при centruванні	d_{al}	м	5,982
Диферент при centruванні	Δd_{al}	м	-0,254
Водотоннажність при centruванні	Δ_{al}	т	32670,1
Експлуатаційна швидкість	v	вуз	23
Шпація у середній частині судна	a	м	0,805
Модуль пружності матеріалу корпусу	E	МПа	$2 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона матеріалу корпусу	ν		0,29
Момент інерції міделя	I_y	м ⁴	357,65
Площа міделевого перерізу	A	м ²	4,694
Площа міделя, що працює на зсув	A'	м ²	2,225
Положення нейтральної вісі міделя	e	м	10,59

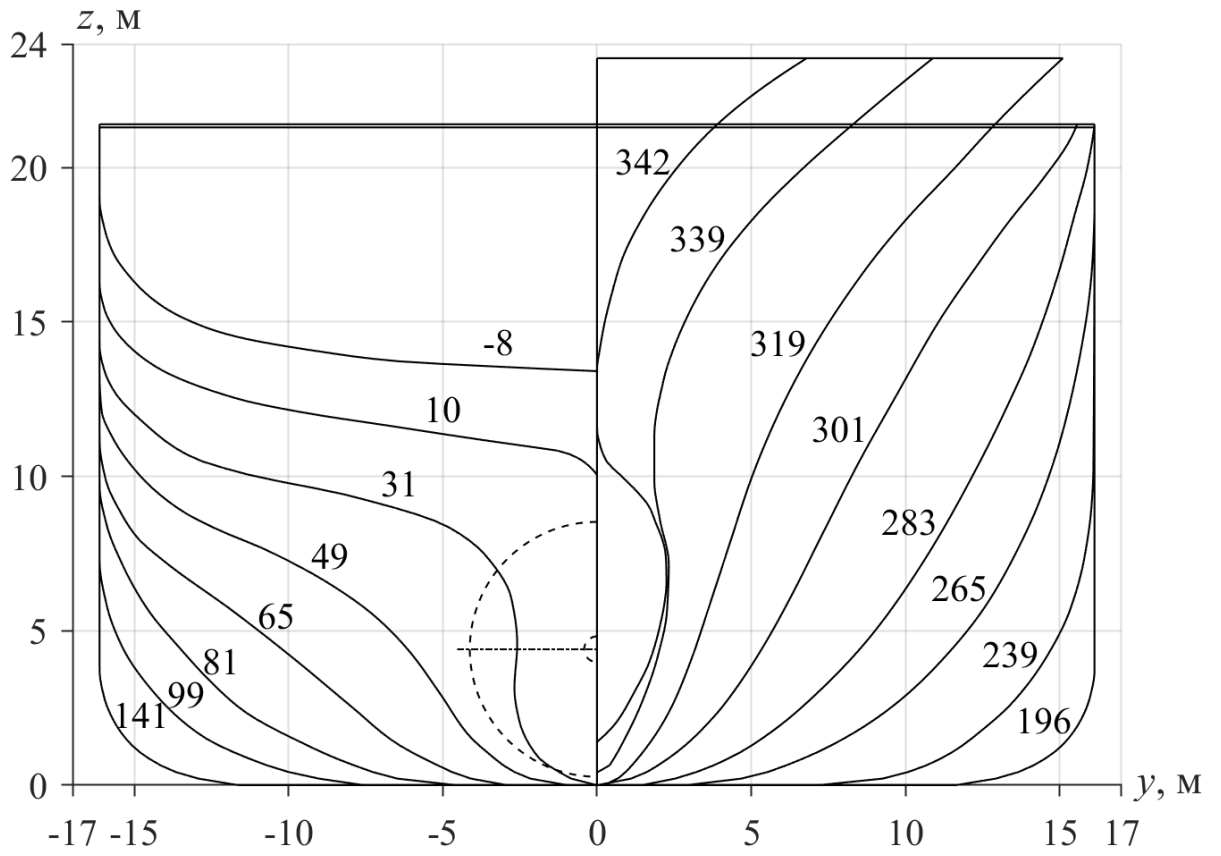


Рисунок К.2 — Проекція корпус теоретичного креслення

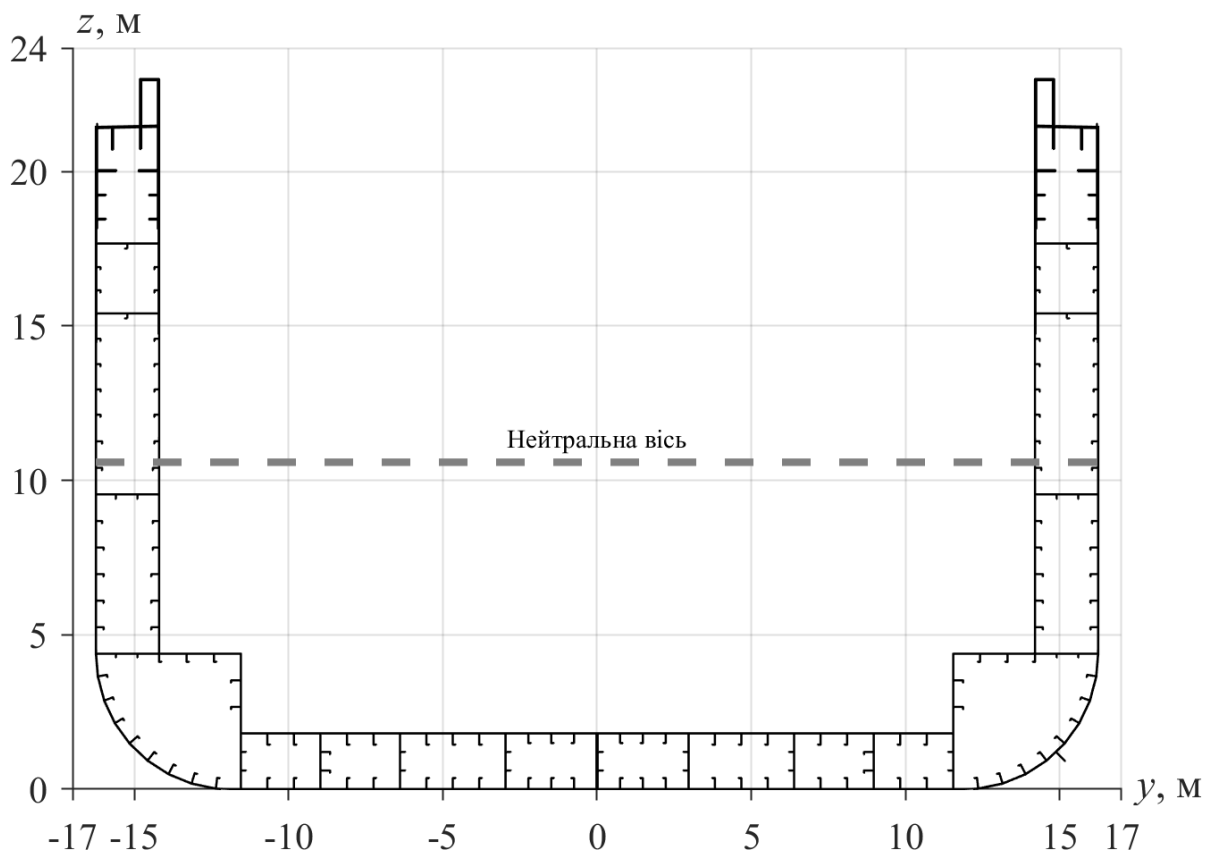


Рисунок К.3 — Схема міделевого перерізу судна

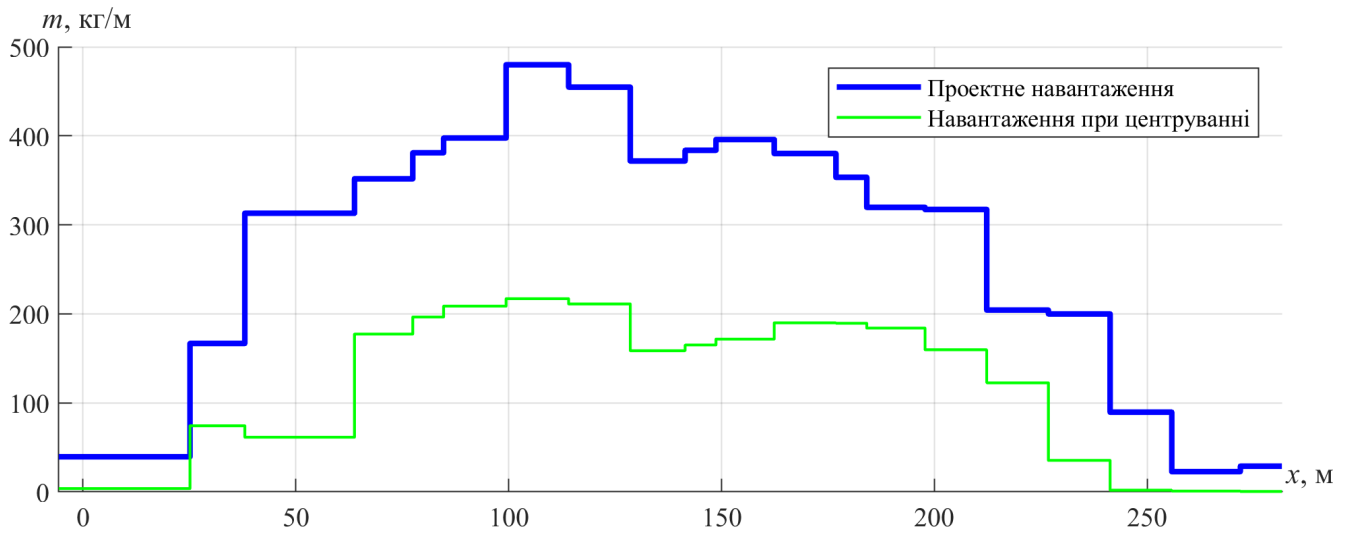


Рисунок К.4 — Розподіл ваги вздовж судна

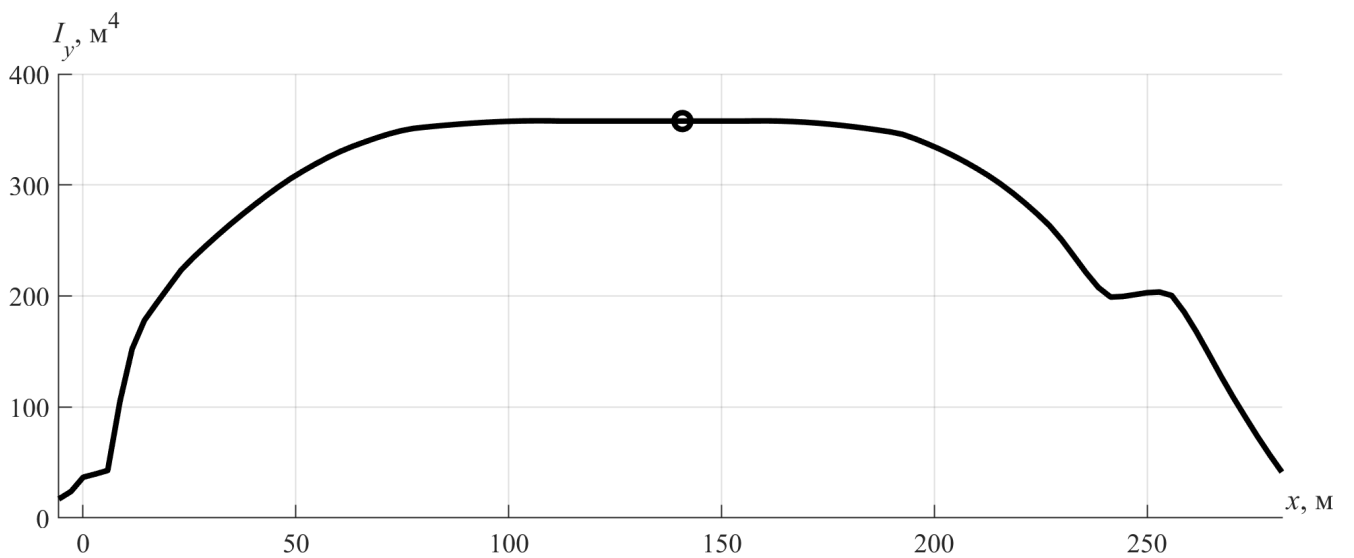


Рисунок К.5 — Момент інерції еквівалентного бруса

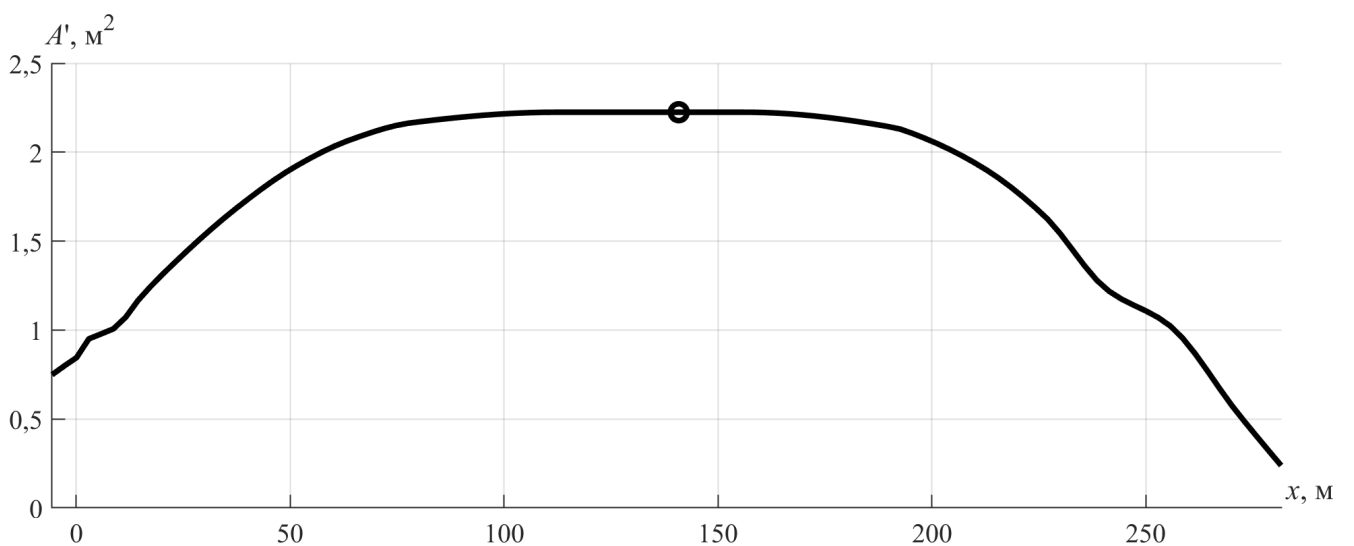


Рисунок К.6 — Площа на зсув еквівалентного бруса

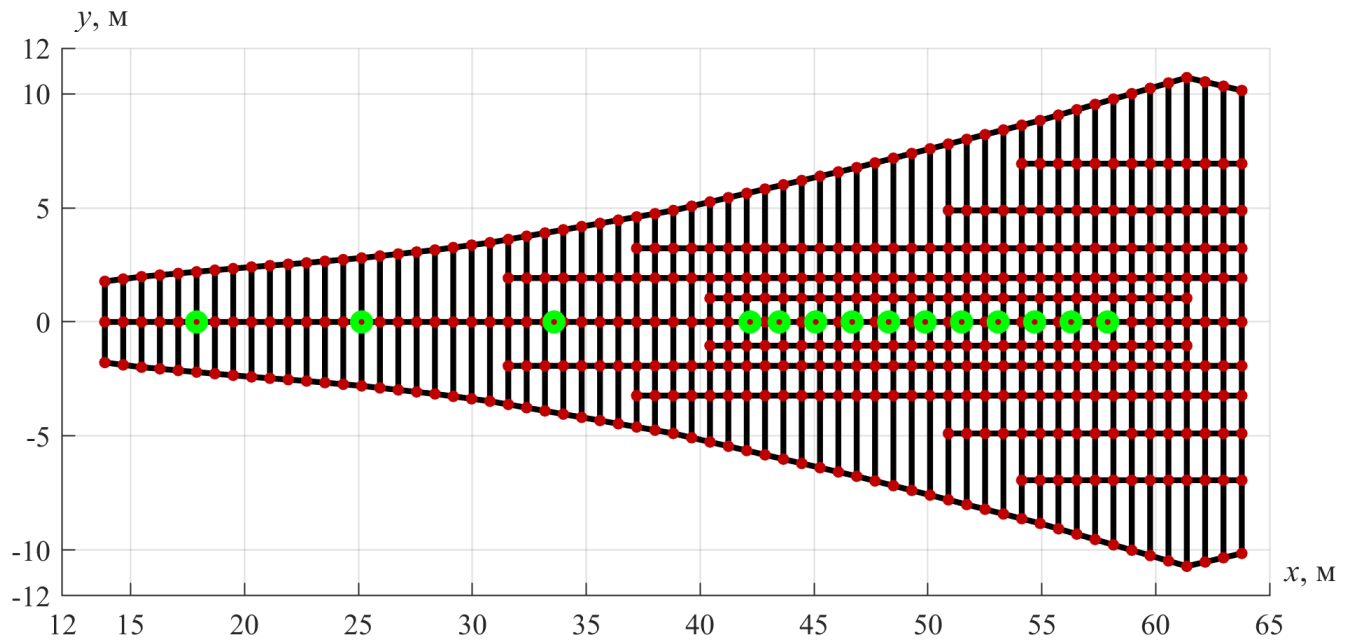


Рисунок К.7 — Розрахункова схема днищового перекриття МВ

Таблиця К.2 — Характеристики балок набору днищового перекриття МВ

Назва	$I, \text{м}^4$	$A', \text{м}^2$	$z_{na}, \text{м}$
Флор	0,0625	0,0363	1,243
Флор (52–78 шп. у районі картерної ями)	0,0315	0,0269	0,916
Флор (79–80 шп.)	0,0427	0,031	1,049
Вертикальний кіль (19–52 шп.)	0,1751	0,1295	1,256
Вертикальний кіль (52–78 шп.)	0,0124	0,0513	1,407
Вертикальний кіль (78–81 шп.)	0,1167	0,110	1,060
Підкріплення (52–78 шп.)	0,1247	0,0414	1,409
1 стрінгер (41–52 шп.)	0,1033	0,034	1,219
1 стрінгер (52–78 шп.)	0,1034	0,034	1,521
1 стрінгер (78–81 шп.)	0,0723	0,029	1,029
2 стрінгер (48–78 шп.)	0,0964	0,034	1,222
2 стрінгер (78–81 шп.)	0,0673	0,029	1,031
3 стрінгер (65–78 шп.)	0,1158	0,034	1,215
3 стрінгер (78–81 шп.)	0,0813	0,029	1,026
4 стрінгер (69–78 шп.)	0,1031	0,034	1,219
4 стрінгер (78–81 шп.)	0,0721	0,029	1,029

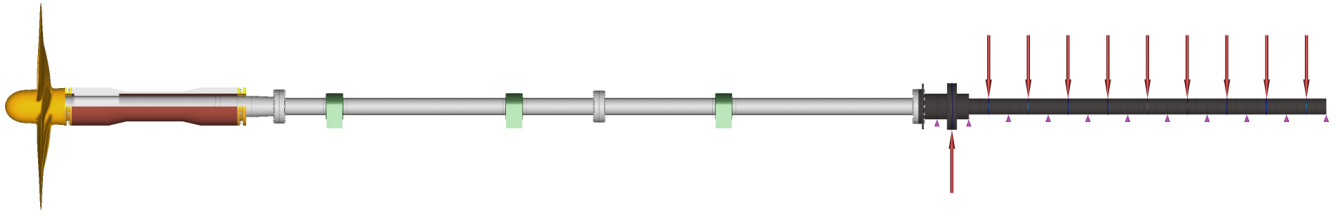


Рисунок К.8 — Загальний вигляд моделі валопроводу

Таблиця К.3 — Загальні характеристики валопроводу

Параметр	Розмірн.	Значення
Діаметр гребного вала	м	0,835
Довжина гребного вала	м	10,782
Діаметр кормового проміжного вала	м	12,900
Довжина кормового проміжного вала	м	0,685
Діаметр Носового проміжного вала	м	12,873
Довжина носового проміжного вала	м	0,685
Довжина еквівалентної балки двигуна	м	16,448
Модуль пружності матеріалу вала	МПа	206000
Коефіцієнт Пуассона матеріалу вала		0,3
Тип передачі	Пряма	
Марка двигуна	MAN B&W 9K90MC	
Номинальна потужність двигуна	кВт	36510
Номинальна швидкість обертання	об/хв	93
Кількість циліндрів		9
Вага кривошипу, шатуна та поршня	кН	436,9
Температурне зміщення підшипників двигуна	мм	0,37

Таблиця К.4 — Параметри підшипників валопроводу

Назва	x_b , м	l_b , м	Δ , мм	t_b , мм	E_b , МПа	ν_b	μ , Па·с	w_z , мм
Дейдвудний	3,412	1,8	0,8	4	47000	0,3	0,0869	0
Проміжний 1	13,007	0,69	0,4	5	47000	0,3	0,0869	-1,247
Проміжний 2	20,252	0,69	0,4	5	47000	0,3	0,0869	-0,372
Проміжний 3	28,702	0,69	0,4	5	47000	0,3	0,0869	0,7634
Двигун 1	37,305	0	0	—				0
Двигун 2	38,585	0	0	—				0
Двигун 3	40,187	0	0	—				0
...	...	0	0	—				0
Двигун 10	51,401	0	0	—				0
Двигун 11	53,003	0	0	—				0

Таблиця К.5 — Загальні характеристики гребного гвинта

Параметр	Познач.	Розмірн.	Значення
Діаметр	D_{pr}	м	8,250
Дискове відношення	A_e/A_0		0,795
Кількість лопатей	Z		6
Середній крок	P	м	8,448
Відкидка лопаті		град.	-5,54
Діаметр маточини	d_0	м	1,456
Довжина маточини	l_0	м	1,650
Маса	M_{pr}	кг	62950
Об'єм	V_{pr}	м ³	5,246
Обертання	Правого кроку		

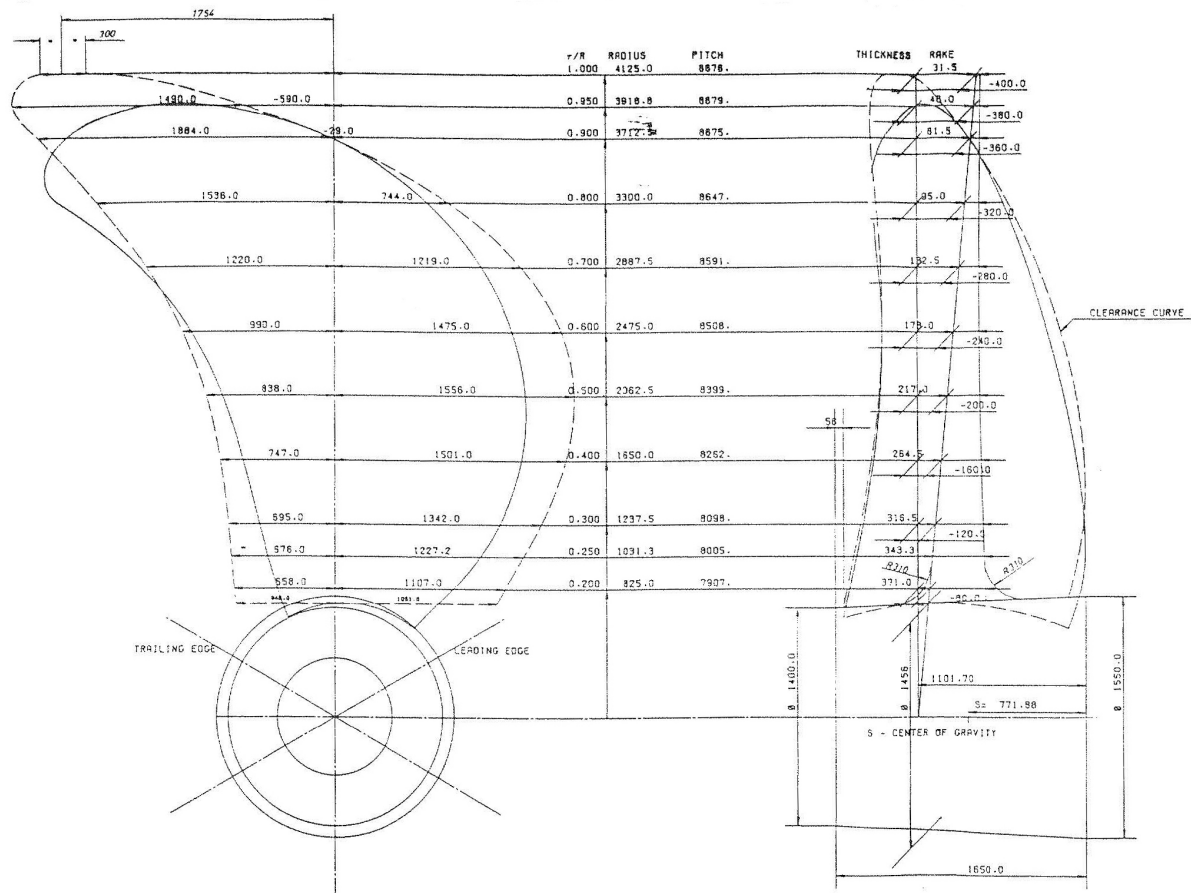
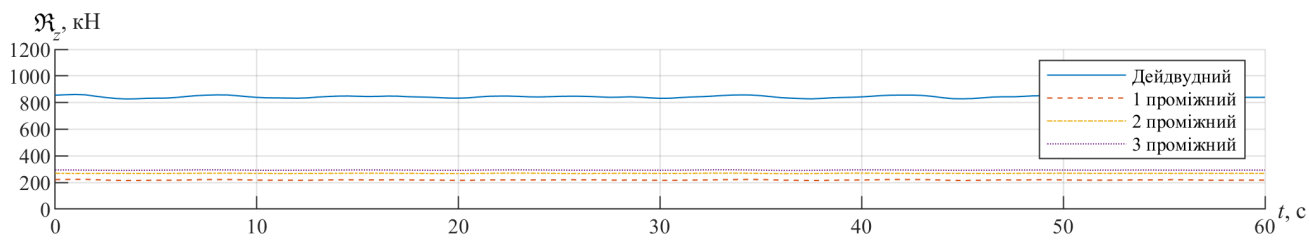


Рисунок К.9 – Теоретичне креслення гребного гвинта

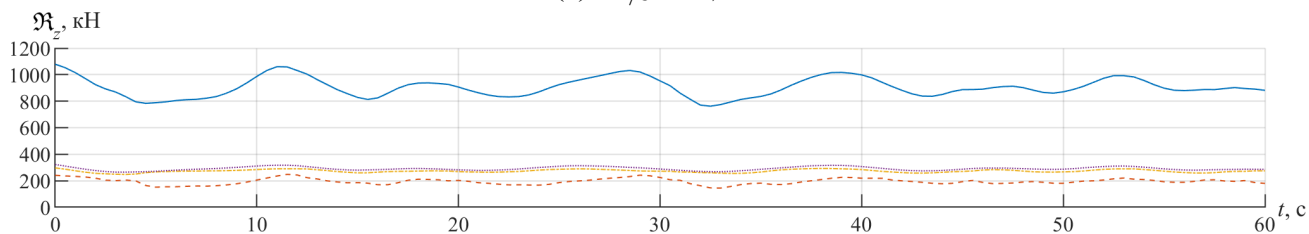
Таблиця К.6 – Геометричні параметри перерізів лопаті гвинта

\bar{r}	C , мм	P , мм	T_{\max} , мм	H_{\max} , мм	X_0 , мм	C_s , мм
1,00	300	8679	5	32	114	-1754
0,95	1400	8679	9	48	560	-1290
0,90	1855	8679	13	62	779	-957
0,80	2280	8646	24	95	1072	-396
0,70	2439	8588	36	133	1220	-1
0,60	2465	8506	48	178	1233	243
0,50	2394	8399	62	217	1197	359
0,40	2218	8250	74	265	1109	392
0,30	1937	8102	83	317	969	374
0,25	1803	8003	85	343	902	326
0,20	1665	7904	86	371	833	275
0,18	1625	7862	86	385	813	269

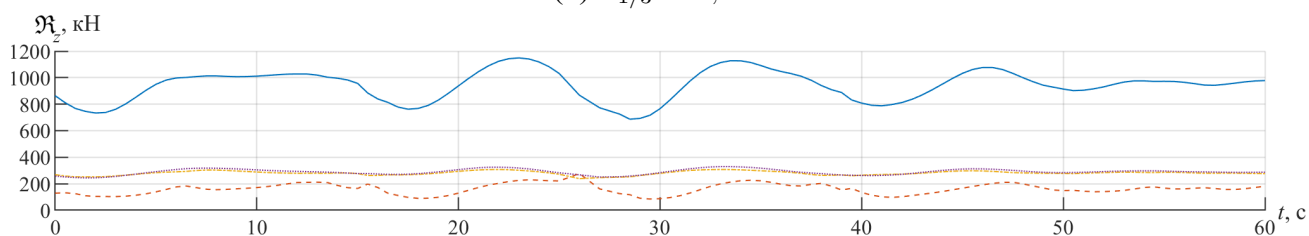
ДОДАТОК Л. РЕАЛІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ВАЛОПРОВОДУ



(а) $h_{1/3} = 0,6$ м

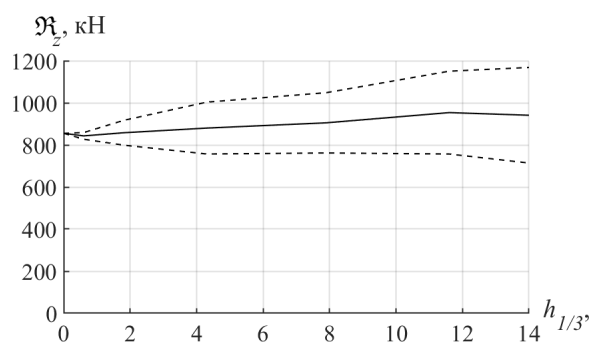


(б) $h_{1/3} = 7,9$ м

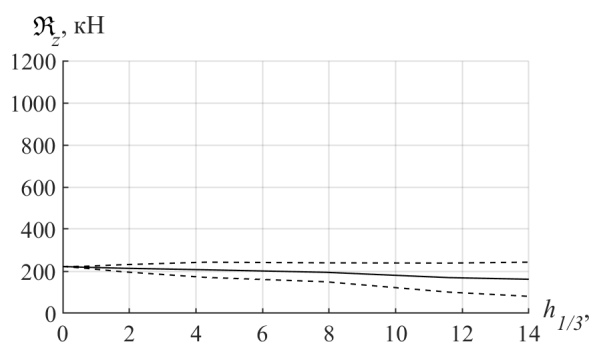


(в) $h_{1/3} = 14$ м

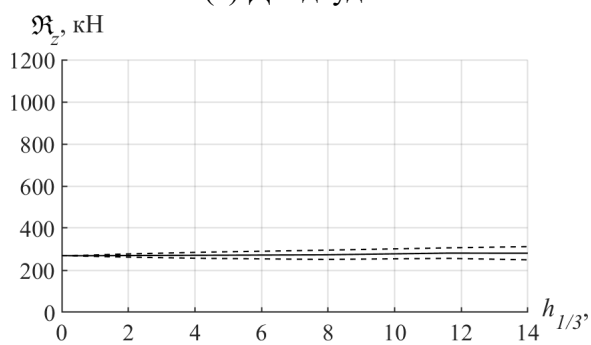
Рисунок Л.1 — Реалізації вертикальних проєкцій навантажень на підшипники



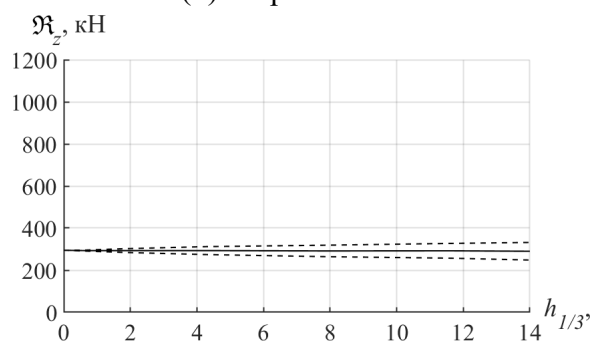
(а) Дейдвудний



(б) 1 проміжний

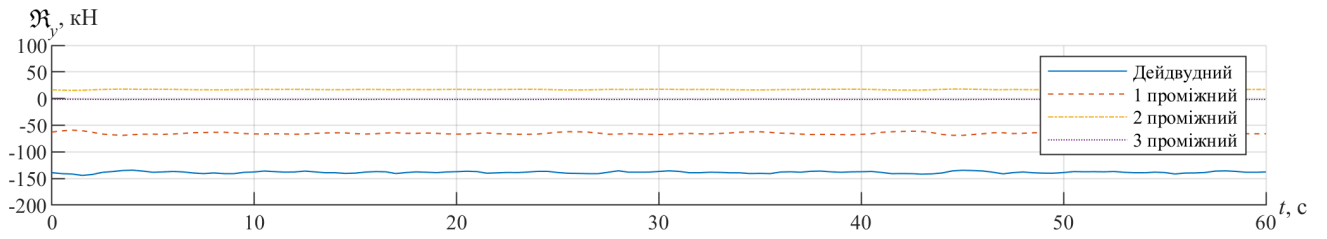


(в) 2 проміжний

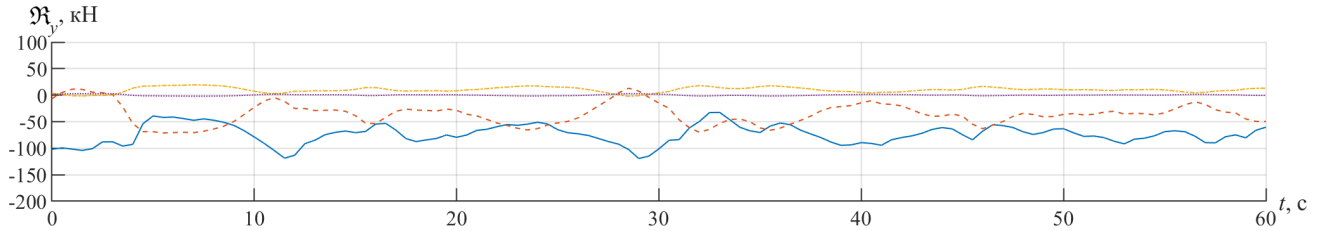


(г) 3 проміжний

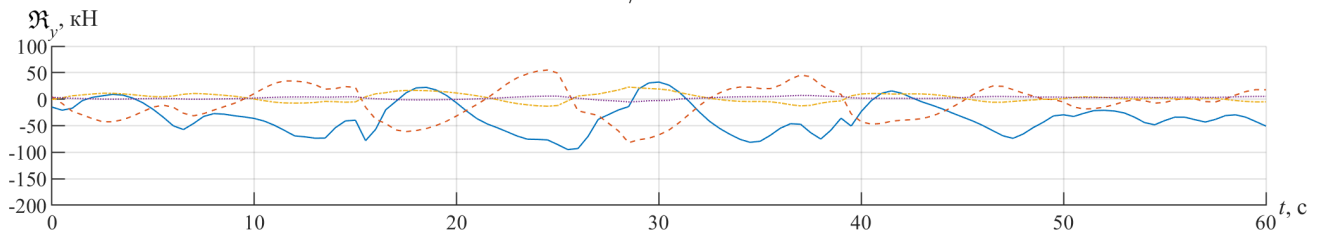
Рисунок Л.2 — Істотні амплітуди вертикальних навантажень на підшипники



(а) $h_{1/3} = 0,6$ м

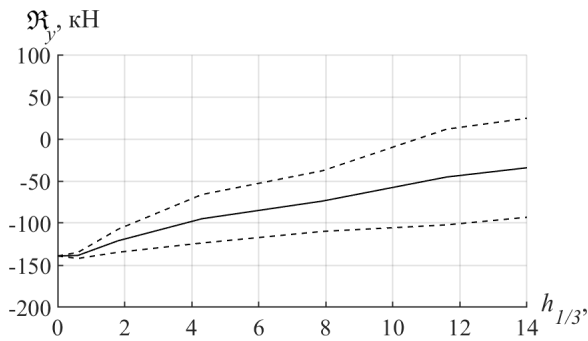


(б) $h_{1/3} = 7,9$ м

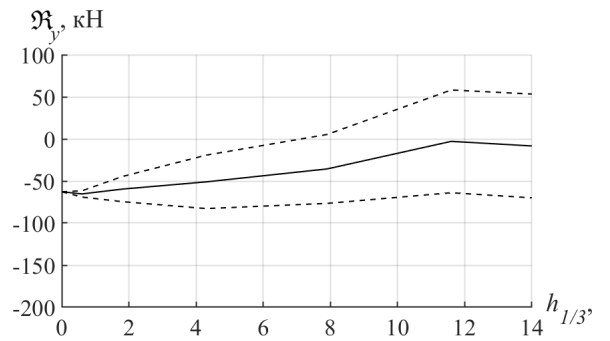


(в) $h_{1/3} = 14$ м

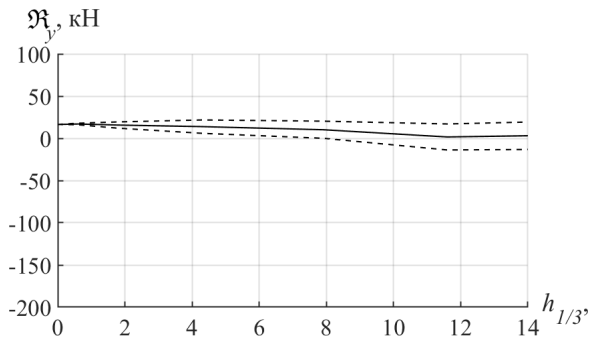
Рисунок Л.3 — Реалізації горизонтальних проєкцій навантажень на підшипники



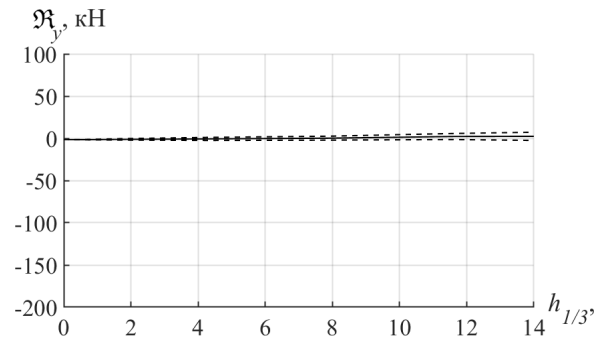
(а) Дейдвудний



(б) 1 проміжний

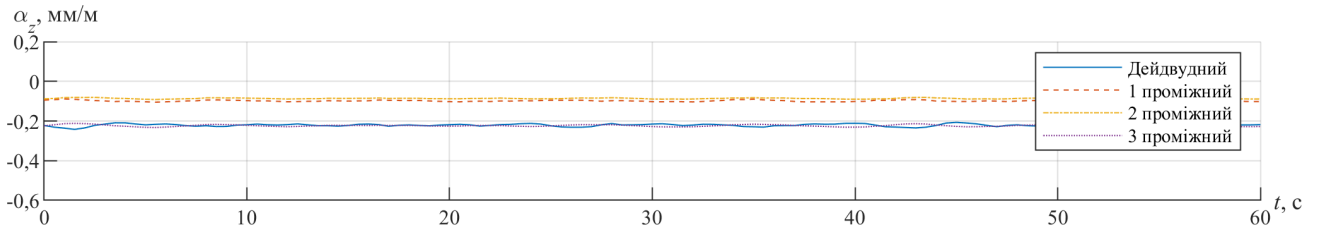


(в) 2 проміжний

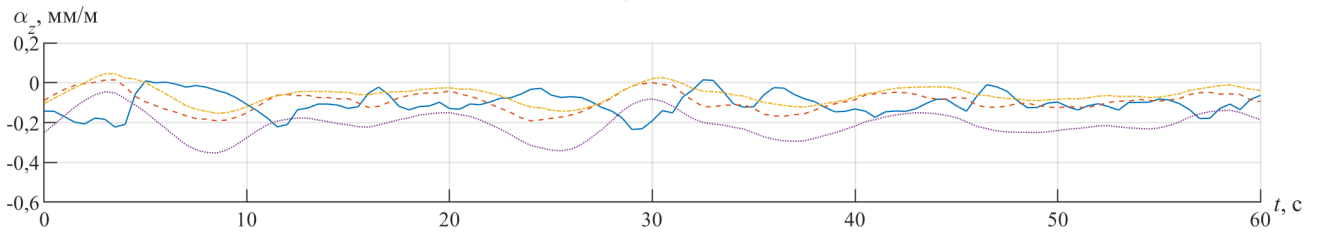


(г) 3 проміжний

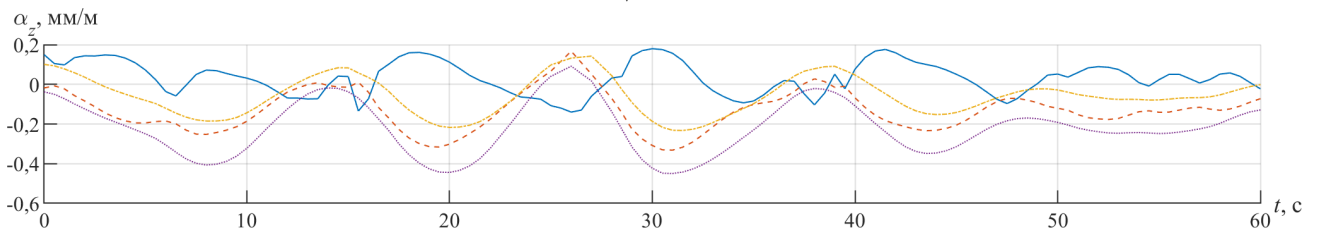
Рисунок Л.4 — Істотні амплітуди горизонтальних навантажень на підшипники



(а) $h_{1/3} = 0,6$ м

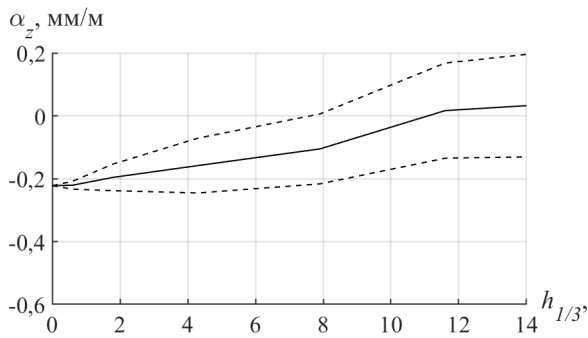


(б) $h_{1/3} = 7,9$ м

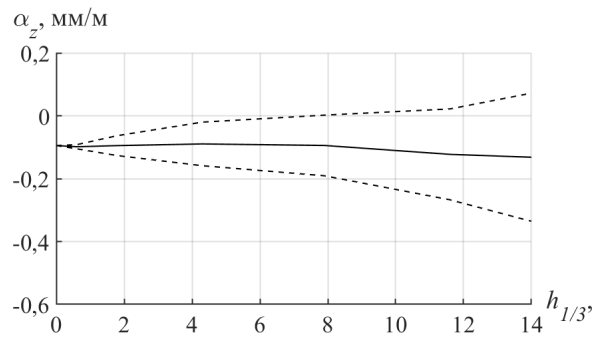


(в) $h_{1/3} = 14$ м

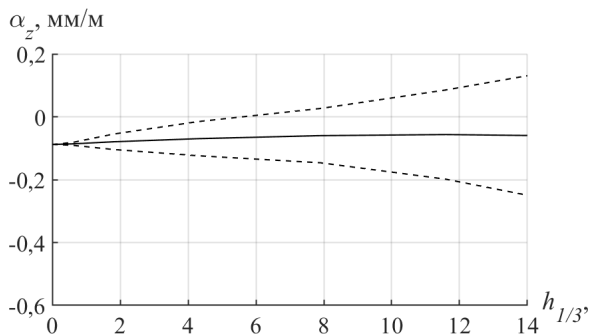
Рисунок Л.5 — Реалізації розцентрування шийок валів у вертикальній площині



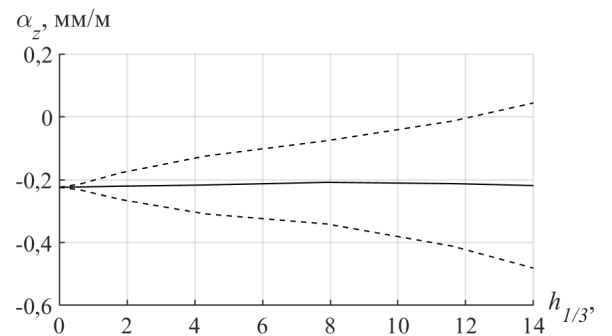
(а) Дейдвудний



(б) 1 проміжний

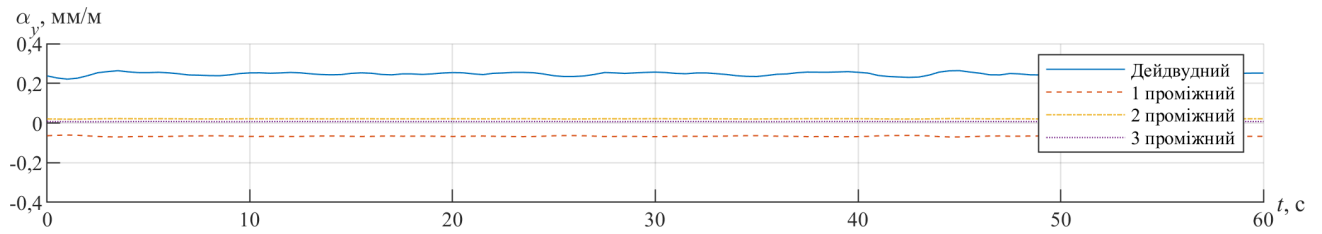


(в) 2 проміжний

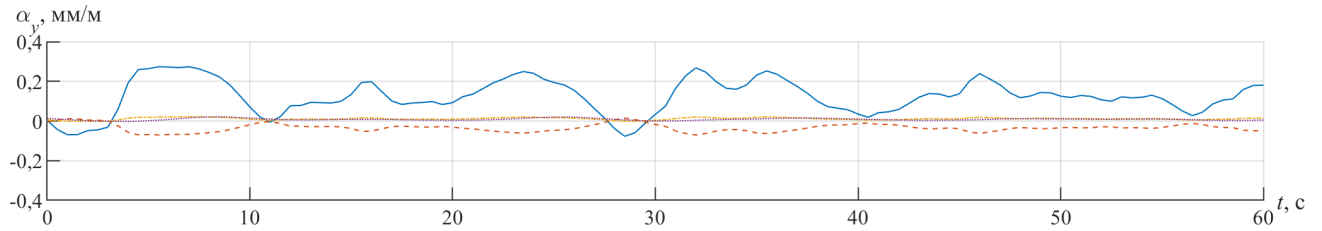


(г) 3 проміжний

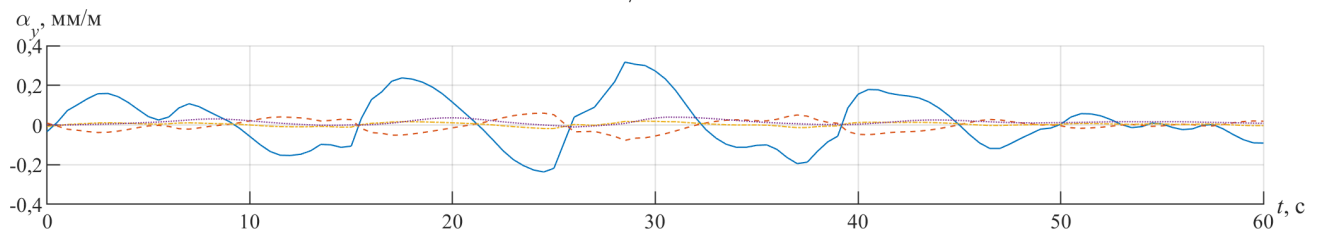
Рисунок Л.6 — Істотні амплітуди розцентрування шийок валів у вертикальній площині



(а) $h_{1/3} = 0,6$ м

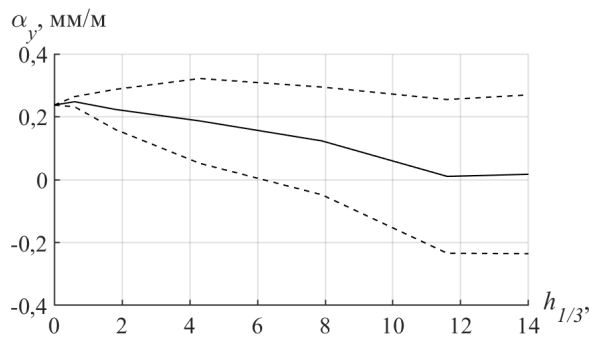


(б) $h_{1/3} = 7,9$ м

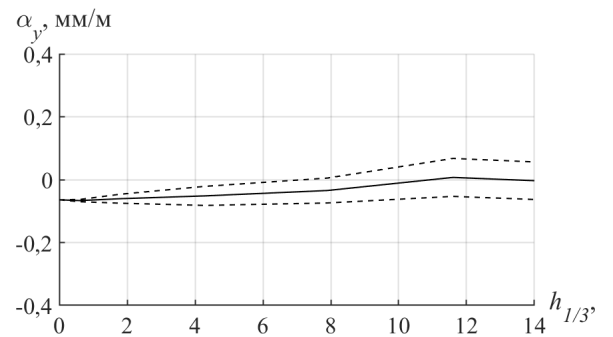


(в) $h_{1/3} = 14$ м

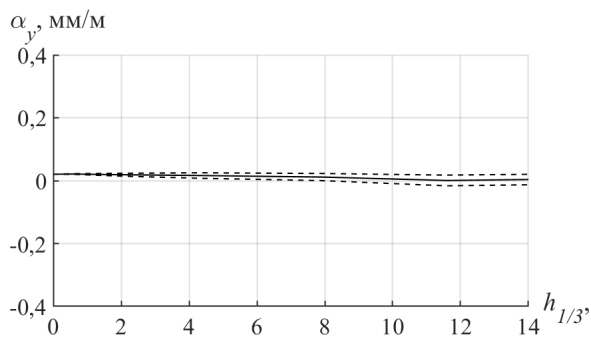
Рисунок Л.7 — Реалізації розцентрування шийок валів у горизонтальній площині



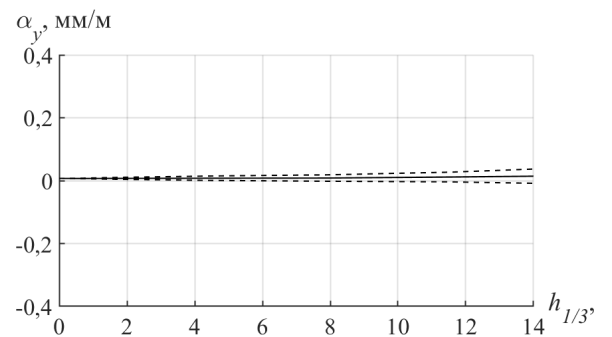
(а) Дейдвудний



(б) 1 проміжний

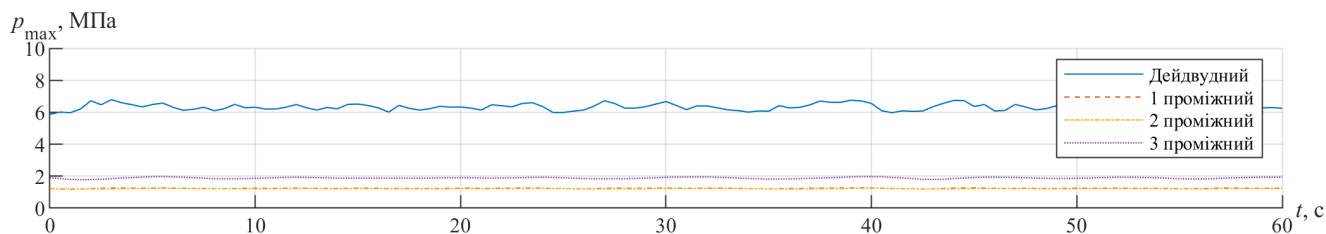


(в) 2 проміжний

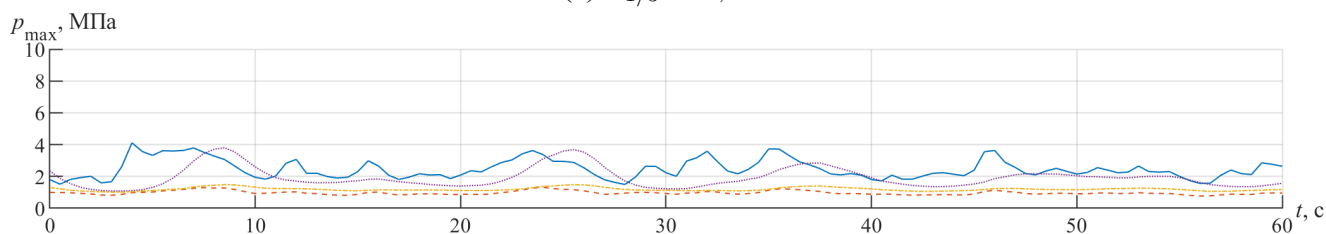


(г) 3 проміжний

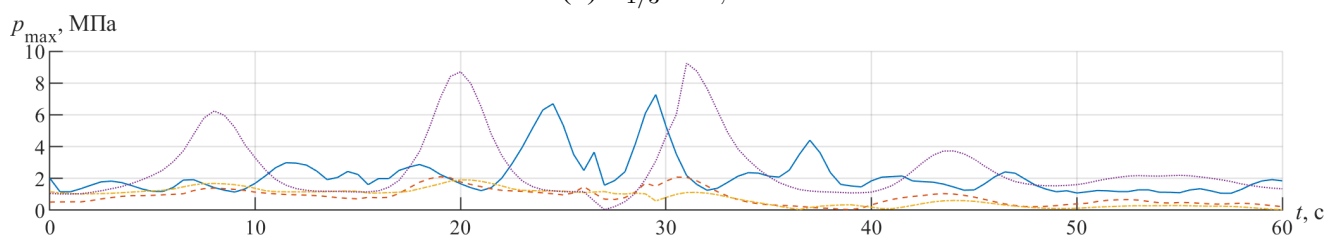
Рисунок Л.8 — Істотні амплітуди розцентрування шийок валів у горизонтальній площині



(а) $h_{1/3} = 0,6$ м

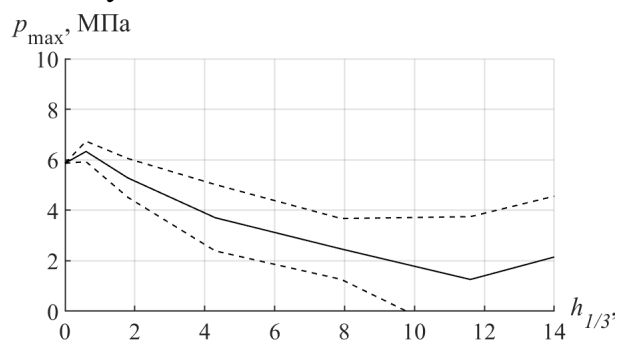


(б) $h_{1/3} = 7,9$ м

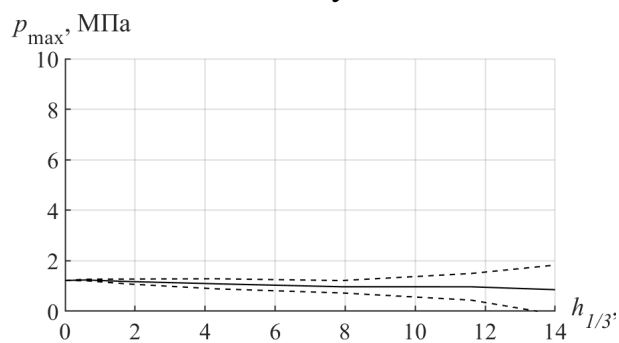


(в) $h_{1/3} = 14$ м

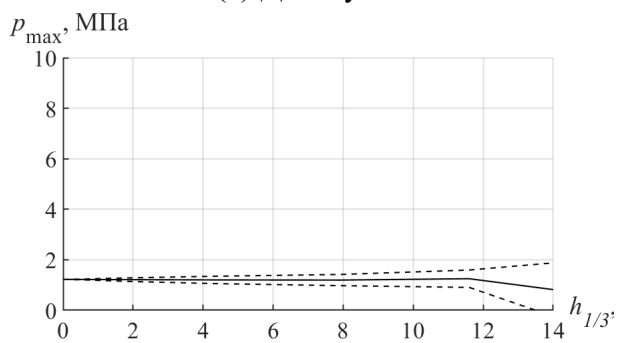
Рисунок Л.9 — Реалізації максимальних тисків змащення у підшипниках



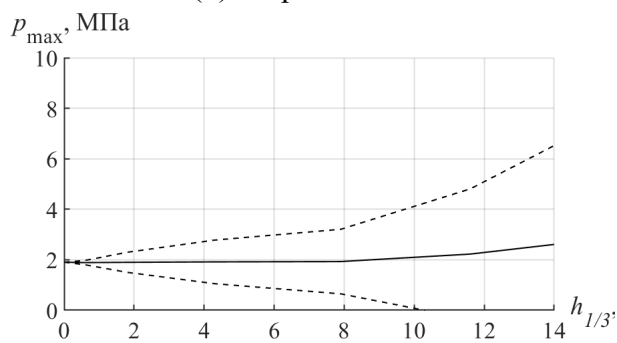
(а) Дейдвудний



(б) 1 проміжний

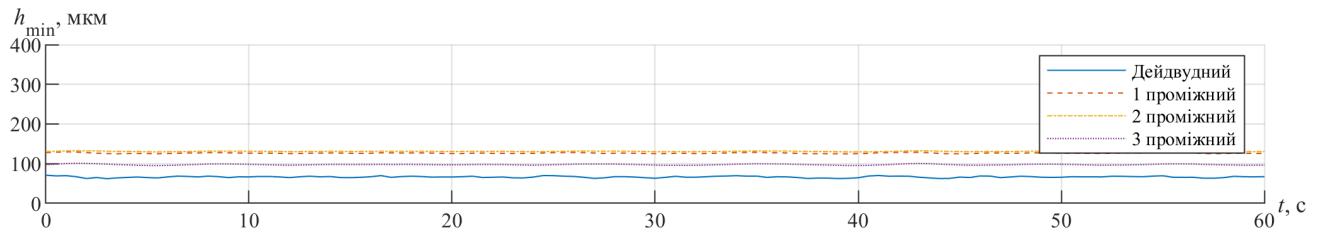


(в) 2 проміжний

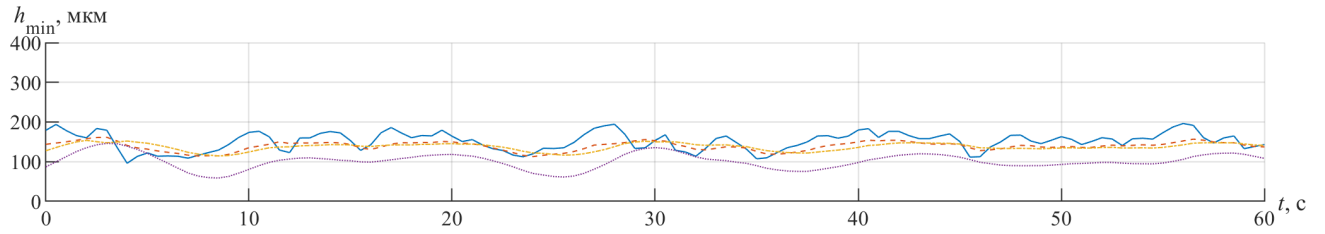


(г) 3 проміжний

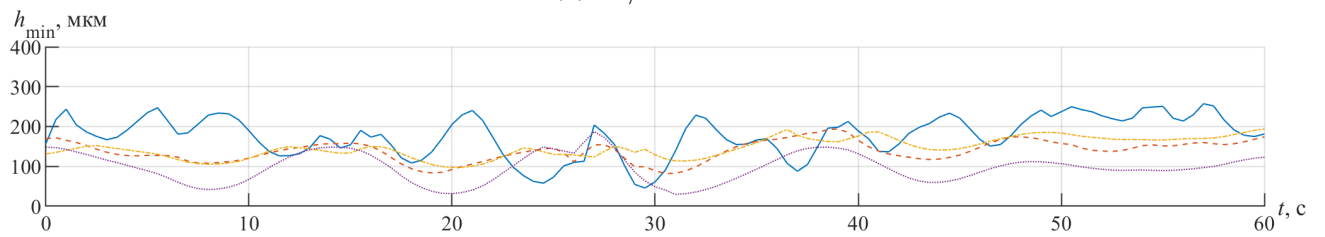
Рисунок Л.10 — Істотні амплітуди максимальних тисків змащення у підшипниках



(а) $h_{1/3} = 0,6$ м

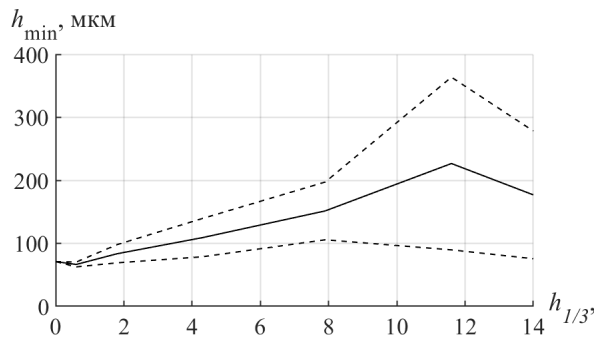


(б) $h_{1/3} = 7,9$ м

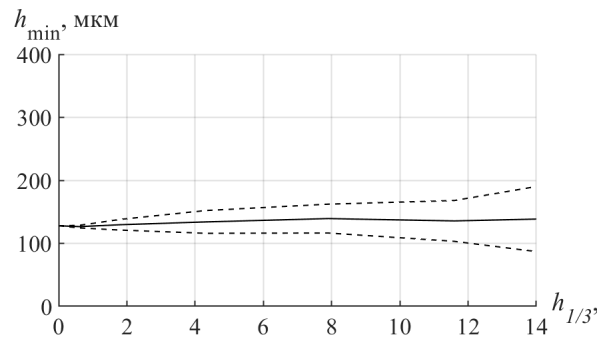


(в) $h_{1/3} = 14$ м

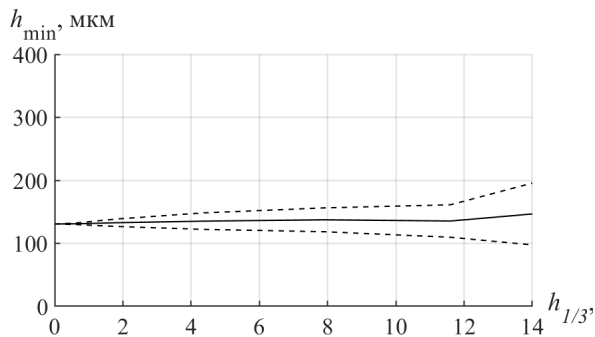
Рисунок Л.11 — Реалізації мінімальної товщини плівки змащення



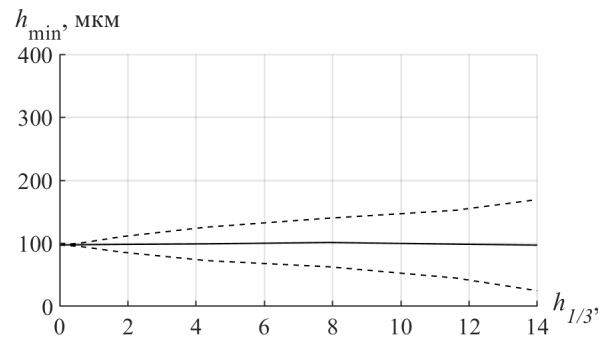
(а) Дейдвудний



(б) 1 проміжний

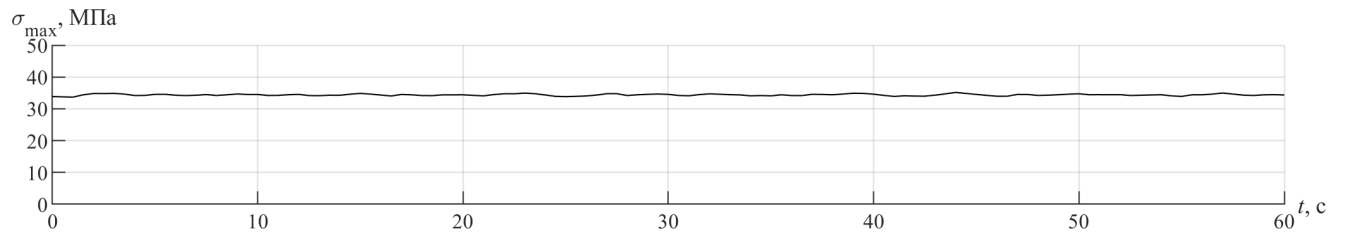


(в) 2 проміжний

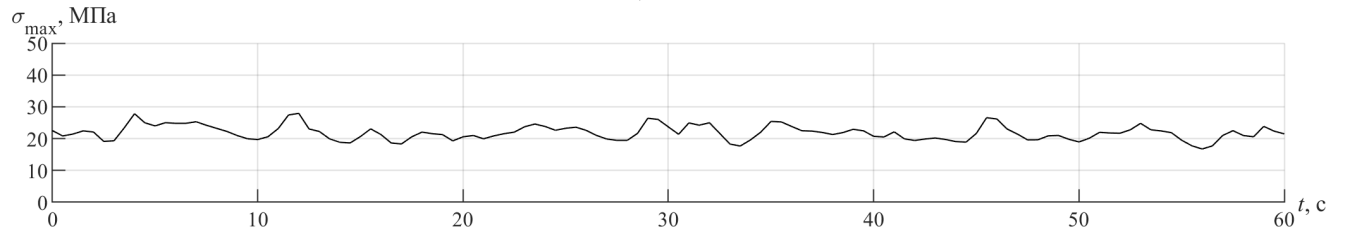


(г) 3 проміжний

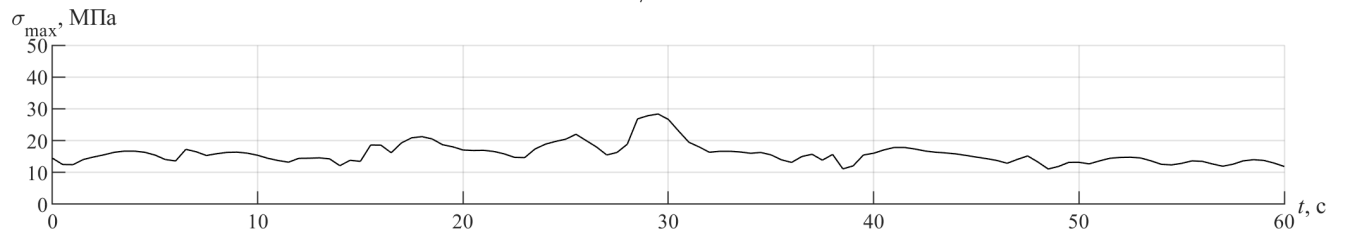
Рисунок Л.12 — Істотні амплітуди мінімальної товщини плівки змащення



(а) $h_{1/3} = 0,6$ м



(б) $h_{1/3} = 7,9$ м



(в) $h_{1/3} = 14$ м

Рисунок Л.13 — Реалізації максимальних напружень у гребному валі

ДОДАТОК М. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
ректор Національного
університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

канд. техн. Наук, проф.

Трушляков Є. І.
2020 р.



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Результатів дисертаційної роботи **Урсолова Олександра Ігоровича**
«Визначення навантаження, що діє на валопровід судна при його русі в
умовах інтенсивного нерегулярного хвилювання»

Результати дисертаційної роботи Урсолова О. І. використовуються в
навчальному процесі при викладанні дисципліни «The theory of the ship and
means of development of ocean» студентам кораблебудівного навчально-
наукового інституту за спеціальністю 135 «Суднобудування».

Директор кораблебудівного навчально-наукового
інституту, к.т.н., проф.

Бондаренко О. В.

**ІМТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ
МОРСЬКІ
ТЕХНОЛОГІЇ**

Приватне підприємство

54038 м. Миколаїв вул. Бузніка 5 оф. 15

Наш № 1

Дата: 15.05.2020



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор приватного підприємства
«Інтелектуальні морські технології»
к. т. н. Т. В. Батрак

АКТ

про впровадження результатів
дисертаційної роботи

Наукові дослідження, які виконані Урסоловим О. І. і відображені в дисертації на здобуття наукового ступеня доктора філософії присвячені рішенням задачі про визначення навантажень, що діють на валопровід при русі судна на інтенсивному нерегулярному хвилюванні, знайшли практичне застосування на приватному підприємстві «Інтелектуальні морські технології». Розроблені Урסоловим О. І. методи розрахунку згину валопровода у статичних умовах та під час руху судна на тихій воді та в умовах інтенсивного хвилювання будуть використані для вдосконалення та розширення функціоналу спеціалізованого програмного забезпечення ShaftDesigner для розрахунків центрування та вібрації судових валопроводів.

Засновник підприємства

к. т. н., Ю. А. Батрак

ДОДАТОК Н. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Ursolov A. Application of the optimization methods to the search of marine propulsion shafting global equilibrium in running condition / A. Ursolov, Y. Batrak, W. Tarelko // Polish Maritime Research. — 2019. — Vol. 26, no. 3(103). — P. 172–180. *(Індексується у Scopus та Web of Science)*

2. Урсолов А. И. Статистическая оценка инерционных нагрузок на подшипники валопровода судна при продольной качке на нерегулярном волнении / А. И. Урсолов, В. А. Некрасов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. — 2019. — № 2(21). — С. 67–76. *(Входить до переліку наукових фахових видань України)*

3. Урсолов А. И. Решение задач центровки валопровода с обратными связями обобщённым методом релаксации / А. И. Урсолов // Вісник Одеського національного морського університету. — 2019. — № 2(59). — С. 91–106. *(Входить до переліку наукових фахових видань України)*

4. Урсолов О. І. Матриця жорсткості стрижневого скінченного елемента на пружній основі з нелінійною жорсткістю уздовж елемента / О. І. Урсолов, Ю. А. Батрак // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. — 2019. — № 29. — С. 207–220. *(Входить до переліку наукових фахових видань України)*

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Урсолов О. І. Дослідження інерційних навантажень, що діють на валопровід та гребний гвинт під час повздовжньої хитавиці / О. І. Урсолов // Суднобудування та водний транспорт : VIII науково–практична конференція всеукраїнського конкурсу студентських робіт з природничих, технічних та гуманітарних наук. — Миколаїв : НУК, 2016.

6. Батрак Ю. А. Оцінка навантажень підшипників суднового валопроводу внаслідок дії інерційних сил, викликаних хитавицею на зустрічних нерегулярних хвилях / Ю. А. Батрак, А. М. Сердюченко, О. І. Урсолов // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково–технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2015. — С. 58–59.

7. Батрак Ю. А. Матриця жёсткости стержневого конечного элемента, лежа-

шого на нелінійном упругом основанні / Ю. А. Батрак, А. И. Урсолов // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2016.

8. Урсолов А. И. Расчёт изгиба вала, лежащего на подшипниках, представленного нелінійним одностороннім упругим основанием конечной длины / А. И. Урсолов, Ю. А. Батрак // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2016.

9. Урсолов А. И. Применение методов оптимизации в расчете изгиба судового валопровода, подшипники которого работают в режиме гидродинамической смазки / А. И. Урсолов, Ю. А. Батрак // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 64–67.

10. Урсолов А. И. О влиянии деформации корпусных конструкций судна на работу подшипников валопровода во время эксплуатации на волнении / А. И. Урсолов, В. А. Некрасов // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 91–92.

11. Урсолов А. И. Эластогидродинамическая модель дейдвудного подшипника в расчётах изгиба валопровода / А. И. Урсолов, А. Ю. Батрак, А. Н. Сердюченко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2017. — С. 93–94.

12. Урсолов А. И. Математическое моделирование работы судового валопровода / А. И. Урсолов, А. Ю. Батрак // Комп'ютерне моделювання в наукоємних технологіях : Праці міжнародної науково-технічної конференції. — Харків : ХНУ ім. В.Н.Каразіна, 2018. — С. 309–311.

13. Урсолов А. И. Расчёт упругих перемещений вкладыша дейдвудного подшипника под действием гидродинамических давлений смазки / А. И. Урсолов, А. Н. Сердюченко, Ю. А. Батрак // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд : Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. — Миколаїв : НУК, 2018. — С. 40–43.

14. Печенюк А. В. Определение усилий, передаваемых гребным винтом на судовой валопровод, методами вычислительной гидромеханики / А. В. Печенюк, А. И. Урсолов // Транспортні технології (морський та річковий флот): інфраструктура, судноплавство, перевезення, автоматизація : Матеріали науково-технічної конференції. — Одеса : Національний університет «Одеська морська академія», 2018. — С. 75–77.