

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова робота
на правах рукопису

ДИТИНЮК ВОЛОДИМИР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.891: 621.822

ДИСЕРТАЦІЯ


РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МОДЕЛІ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ТА
НАДІЙНОСТІ ТА ДИСКРЕТНО-ОРІЄНТОВАНИЙ МЕТОД ЗМІЦНЕННЯ
ПІДШИПНИКОВИХ ТРИБОСИСТЕМ

Спеціальність 131 – Прикладна механіка

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

 В.О. Дитинюк

Науковий керівник: Диха Олександр Володимирович, доктор технічних наук,
професор

Хмельницький – 2023

АНОТАЦІЯ

Дитинюк В.О. Розрахунково-експериментальні моделі зносостійкості та надійності та дискретно-орієнтований метод зміцнення підшипникових трибосистем. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 131 Прикладна механіка. Хмельницький національний університет, Хмельницький, 2023.

На сучасному етапі розвитку технологічних засобів підвищення довговічності машин найбільшої уваги потребують вузли тертя машин, оскільки 90-95% відмов відбувається внаслідок зносу їх поверхонь. Широко використовувані технології суцільного зміцнення технологічних поверхонь практично вичерпали свої можливості, що викликає потребу у створення принципово нових підходів. Застосування принципів дискретно-орієнтованого зміцнення трибосистем має широкі перспективи для вдосконалення існуючих підходів за рахунок вибору технології зміцнення та принципів геометричного розташування островків зміцнення. Підшипникові трибосистеми це одні з найбільш поширених видів вузлів тертя які є невід'ємною відповідальною складовою сучасних машин: підшипники, осі, вали, втулки технологічних і транспортних машин. При аналізі працездатності підшипникових трибосистем необхідний алгоритм оцінки впливу технологічних і конструктивних факторів на їх зносостійкість і довговічність. Тема дослідження є актуальною оскільки, розрахунково-експериментальні підходи на сучасному етапі потребують вдосконалення і розробки універсальних методик оцінки довговічності і надійності підшипникових трибосистем.

У результаті виконання дисертаційної роботи було розв'язано актуальну науково-прикладну задачу створення моделей прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем та оптимізації технологічних параметрів дискретно-орієнтованого методу зміцнення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Окремі розділи роботи виконані в рамках планових держбюджетних робіт

Хмельницького національного університету на замовлення МОН України: «Теоретико-експериментальні методи та комп'ютерні моделі забезпечення живучості циліндричних трибосистем ковзання при нормальному і швидкісному терті (№ДР 0116U001549), 2016; «Прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових вузлів та оптимізація їх параметрів» (№ДР 0120U102070), 2020.

Об'єктом дослідження є процеси зношування деталей підшипникових трибосистем та їх зміцнення.

Предметом дослідження є розрахунково-експериментальні моделі зносостійкості та надійності підшипникових трибосистем та технологічні параметри дискретно-орієнтованого методу зміцнення їх деталей.

Метою дисертаційної роботи є створення розрахунково-експериментальних моделей прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем та обґрунтування технологічних параметрів дискретно-орієнтованого методу зміцнення їх деталей на основі електромеханічного зміцнення та електроконтактної цементації.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Вперше експериментально доведений ефект локальної електроконтактної цементації з одночасним поверхневим гартуванням внаслідок комбінованого впливу роликowego електрода на сталевий вал через прошарок вуглецю в процесі накатування дискретно розташованих ділянок зміцнення.

2. Для оцінки впливу дискретного зміцнення на формування напруженого стану поверхневого шару побудована нова двохстадійна імітаційна комп'ютерна модель, яка включає етап зміцнення (профілювання) з подальшим формуванням контактної взаємодії із спряженою поверхнею-пресом, яка наближена до реальних умов роботи трибоспрямижень.

3. Отримав подальший розвиток метод розв'язку прямої зносоконтактної задачі для підшипника ковзання на основі наближених перетворень тригонометричних функцій, що дозволило отримати розв'язки для

зносу в замкненому вигляді.

4. Удосконалена теорія методу трибологічних випробувань для ідентифікації параметрів зносостійкості підшипникової трибосистеми ковзання, яка відрізняється застосуванням нових безрозмірних форм моделей зношування для схеми контакту «конус-три кульки».

Практичне значення одержаних результатів полягає у рекомендації до застосування на машинобудівних підприємствах та проектних установах методик прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем, які дозволять аналізувати вплив різних факторів на зносостійкість, знаходити слабкі місця в конструкції і розробляти шляхи її вдосконалення. Технологія дискретно-орієнтованого зміцнення циліндричних деталей рекомендується для підвищення зносостійкості і довговічності зміцнення деталей типу вали, вісі, стрижні, що працюють в умовах зношування.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені на Хмельницькому комунальному підприємстві ХКП «Електротранс», у відділі автотехнічних експертиз Хмельницького Науково-дослідного експертно-криміналістичного центру, а також, в освітньому процесі Хмельницького національного університету на кафедрі трибології, автомобілів та матеріалознавства для спеціальностей 131 Матеріалознавство, 274 Автомобільний транспорт, зокрема при вивченні дисциплін «Вузли тертя машин», «Ремонт та відновлення машин», «Методи трибологічних випробувань».

У вступі наведена загальна характеристика роботи, обґрунтовано актуальність теми досліджень, розкритий зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами, сформульована мета, об'єкт та предмет дослідження, вказана наукова новизна та практичне значення одержаних результатів.

У першому розділі проаналізовано сучасний етап розвитку технологічних засобів підвищення довговічності машин. На основі аналізу досліджень способів зміцнення встановлено суттєві переваги поверхонь, що

піддалися не суцільному зміцненню, а дискретному. Проведений аналіз підходів до розробки моделей прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем. Сформульовані задачі дослідження.

У другому розділі розглянута методологія розрахунково-експериментальної оцінки зносостійкості і триботехнічної надійності вузлів тертя машин. Визначені основні теоретичні і експериментальні методи дослідження дискретно модифікованих поверхонь деталей підшипникових трибосистем.

У третьому розділі запропонований комбінований дискретно-орієнтований метод зміцнення циліндричних поверхонь трибосистем (ДОЗ). Проведений кінетичний комп'ютерний експеримент для імітації натурального навантаження при моделювання контактної взаємодії ролика і вала при дискретному зміцненні. Проаналізовано структури і досліджено показники мікротвердості дискретно-зміцнених шарів з метою доведення їх ефективності. Для визначення оптимальних технологічних параметрів дискретно-орієнтованого метода зміцнення за допомогою програми Statistica реалізований факторний експеримент за планом Бокса-Бенкена. Проведені порівняльні випробування зносостійкості дискретно-орієнтованих зміцнених поверхонь. Для оцінки впливу дискретного зміцнення на формування напруженого стану поверхневого шару розроблений і реалізована двохстадійна імітаційна комп'ютерна модель.

У четвертому розділі наведені розв'язки прямих і обернених зносоконтактних задач для розрахунку зносу при відомих параметрах зносостійкості, визначені залежності для ідентифікації цих параметрів. Проведена розрахункова оцінка зношування і надійності підшипникових опор розподільчого валу двигуна внутрішнього згорання за результатами випробувань зразків, зміцнених за допомогою дискретно орієнтованого методу.

У п'ятому розділі побудована скінчено-елементна модель досліджуваного підшипникового вузла розподільного валу. Визначені діючі

напруження у спряжених елементах корпусу і валу. Розроблено та реалізовано методику стендових випробувань підшипників газорозподільного механізму двигуна внутрішнього згорання.

У додатках подано наукові публікації, в яких відображено основні наукові результати роботи, відомості про апробацію результати дисертації, патенти, акти про впровадження результатів роботи, результати моделювання напруженого-деформованого стану при контакті ролика і валу на Ansys.

Ключові слова: трибосистема, підшипник, дискретне зміцнення, покриття, мікротвердість, знос, електромеханічна обробка, моделювання, науглецювання, зносоконтактна задача, поверхневий шар, надійність, випробування на знос, вал

ANNOTATION

Dytyniuk V.O. Calculation and experimental models of wear resistance and reliability and a discrete-oriented method of strengthening bearing tribosystems. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for the Doctor of Philosophy degree in specialty 131 Applied Mechanics. Khmelnytskyi National University, Khmelnytskyi, 2023.

At the current stage of the development of technological means of increasing the durability of machines, friction nodes of machines need the most attention, since 90-95% of failures occur due to wear of their surfaces. Widely used technologies of continuous strengthening of technological surfaces have practically exhausted their capabilities, which calls for the creation of fundamentally new approaches. The application of the principles of discrete-oriented strengthening of tribosystems has broad prospects for improving existing approaches due to the choice of strengthening technology and the principles of the geometric arrangement of strengthening islands. Bearing tribosystems are one of the most common types of friction nodes, which are an integral and responsible component of modern machines: bearings, axles, shafts, bushings of technological and transport machines. When analyzing the performance of bearing tribosystems, an algorithm for assessing the impact of technological and

design factors on their wear resistance and durability is necessary. The topic of research is relevant because, at the current stage, computational and experimental approaches require improvement and development of universal methods for assessing the durability and reliability of bearing tribosystems.

As a result of the dissertation work, the actual scientific and applied problem of creating models for predicting the wear resistance and reliability of bearing tribosystems and optimizing the technological parameters of the discrete-oriented strengthening method was solved.

Connection of work with scientific programs, plans, topics. Separate sections of the work were carried out within the framework of planned state budget works of the Khmelnytskyi National University on the order of the Ministry of Education and Culture of Ukraine: "Theoretical-experimental methods and computer models of ensuring the survivability of cylindrical sliding tribosystems under normal and high-speed friction (No. DR 0116U001549), 2016; "Prediction of wear resistance and reliability of bearing assemblies and optimization of their parameters" (No. DR 0120U102070), 2020.

The object of research there are processes of wear of parts of bearing tribosystems and their strengthening.

The subject of research there are computational and experimental models of wear resistance and reliability of bearing tribosystems and technological parameters of a discrete-oriented method of strengthening their parts.

The purpose of the dissertation is the creation of computational and experimental models for predicting the wear resistance and reliability of bearing tribosystems and substantiating the technological parameters of the discrete-oriented method of strengthening their parts based on electromechanical strengthening and electrocontact cementation.

The scientific novelty of the obtained results is as follows:

1. For the first time, the effect of local electrical contact cementation with simultaneous surface hardening due to the combined effect of a roller electrode on a steel shaft through a carbon layer during the rolling of discretely located

strengthening areas was experimentally proven.

2. To assess the effect of discrete strengthening on the formation of the stress state of the surface layer, a new two-stage simulation computer model was built, which includes the strengthening (profiling) stage with the subsequent formation of contact interaction with the coupled surface-press, which is close to the real conditions of operation of tribocouplers.

3. The method of solving the direct wear-contact problem for a sliding bearing on the basis of approximate transformations of trigonometric functions was further developed, which made it possible to obtain solutions for wear in a closed form.

4. An improved theory of the tribological test method for identifying wear resistance parameters of the sliding bearing tribosystem, which is characterized by the use of new dimensionless forms of wear models for the "cone-three ball" contact scheme.

The practical significance of the obtained results lies in the recommendation for the application at machine-building enterprises and design institutions of the methods of predicting the wear resistance and reliability of bearing tribosystems, which will allow analyzing the influence of various factors on the wear resistance, finding weak points in the structure and developing ways to improve it. The technology of discrete-oriented strengthening of cylindrical parts is recommended to increase the wear resistance and durability of strengthening parts such as shafts, axles, and rods operating under wear conditions.

The results of the dissertation research were implemented at the Khmelnytskyi communal enterprise of the KhKP "Electrotrans", in the department of automotive technical expertise of the Khmelnytskyi Scientific and Research Expert and Forensic Center, as well as in the educational process of the Khmelnytskyi National University at the Department of Tribology, Automobiles and Materials Science for specialties 131 Materials Science, 274 Automotive Transport, in particular when studying the disciplines "Friction nodes of machines", "Repair and restoration of machines", "Methods of tribological tests".

The introduction provides a general description of the work, substantiates the relevance of the research topic, discloses the connection of the work with scientific programs, plans and topics, formulates the goal, object and subject of the research, indicates the scientific novelty and practical significance of the obtained results.

The first section analyzes the current stage of development of technological means of increasing the durability of machines. On the basis of the analysis of studies of strengthening methods, significant advantages of surfaces subjected to not continuous strengthening, but discrete strengthening, were established. The analysis of approaches to the development of models for predicting the wear resistance and reliability of bearing tribosystems was carried out. Formulated research tasks.

In the second section, the methodology of calculation-experimental assessment of wear resistance and tribotechnical reliability of friction units of machines is considered. The main theoretical and experimental methods of research of discretely modified surfaces of parts of bearing tribosystems are determined.

In the third section, a combined discrete-oriented method of strengthening cylindrical surfaces of tribosystems (DOZ) is proposed. A kinetic computer experiment was carried out to simulate the natural load when modeling the contact interaction of the roller and the shaft during discrete strengthening. Structures were analyzed and indicators of microhardness of discrete-reinforced layers were studied in order to prove their effectiveness. To determine the optimal technological parameters of the discrete-oriented strengthening method, a factorial experiment according to the Box-Behnken plan was implemented using the Statistica program. Comparative wear resistance tests of discretely oriented reinforced surfaces were carried out. A two-stage simulation computer model was developed and implemented to assess the impact of discrete strengthening on the formation of the stress state of the surface layer.

In the fourth section, the solutions of direct and inverse wear-contact problems for the calculation of wear with known parameters of wear resistance are given, the dependencies for the identification of these parameters are determined. A calculated assessment of the wear and reliability of the bearing supports of the

camshaft of the internal combustion engine was carried out based on the results of tests of samples strengthened using the discretely oriented method.

In the fifth chapter, a finite-element model of the investigated camshaft bearing assembly is constructed. The effective stresses in the coupled elements of the body and the shaft are determined. The method of bench tests of the bearings of the gas distribution mechanism of the internal combustion engine was developed and implemented.

In the appendices, scientific publications are presented, which reflect the main scientific results of the work, information about the approval, the results of the dissertation, patents, acts on the implementation of the results of the work, the results of modeling the stress-strain state at the contact of the roller and the shaft on Ansys.

Key words: tribosystem, bearing, discrete hardening, coating, microhardness, wear, electromechanical processing, modeling, carbon, contact problem, surface layer, reliability, test, shaft

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Dykha A. V., Marchenko D. D., Dytynyuk V. A. Determination of the parameters of the wear law based on the results of laboratory tests. *J. Frict. Wear* . 2020. 41. pp. 153–159. (Scopus). DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068366620020038>

Особистий внесок здобувача: запропонована схема випробувань «конус-три кульки» і розроблена методика визначення параметрів зносостійкості

2. Dykha A., Sorokatyi R., Dytyniuk V. Simulation of wearing processes with high sliding speed. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. pp.119–128. (Scopus). https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_12

Особистий внесок здобувача: побудовані чисельні моделі поведінки деталей підшипникових трибосистем при високих швидкостях роботи

3. Диха О. В., Дитинюк В. О. Наближений розв'язок зносоконтактної задачі для підшипника ковзання з прямою парою тертя. *Проблеми трибології*. 2018. № 89(3). С. 70-76.

DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/683>

Особистий внесок здобувача: проведена апроксимація геометричної залежності знос від кута контакту степеневою функцією шляхом розкладання в степеневий ряд, побудований алгоритм розрахунку

4. Диха О. В., Дитинюк В. О., Диха М. О. Триботехнічна надійність підшипникових опор колінчастого валу автомобіля. *Проблеми трибології*. 2018. № 87(1). С. 85–91.

DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/657>

Особистий внесок здобувача: реалізована методика визначення коефіцієнтів варіації визначальних факторів зношування при нормальному законі розподілу

5. Dykha O., Dytynyuk V., Posonsky S., Zelenska L. Modern studies of tribological bearing systems: a review. *Problems of Tribology*. 2019. № 24(2/92). С. 67–74. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2019-92-2-67-74>

Особистий внесок здобувача: систематизовано аналіз літературних джерел з проблеми розрахункової оцінки циліндричних опор ковзання

6. Dykha O., Babak O., & Dytynyuk, V. Direct wear-contact task for radial sliding bearing. *Problems of Tribology*. 2019. 24(1/91), 59–66. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2019-91-1-59-66>

Особистий внесок здобувача: реалізований приклад практичного розрахунку підшипника ковзання з прямою парою тертя, проведена оцінка точності результатів

7. Dykha A., Dytyniuk V., Dykha M. Investigation of slippage and wear in rolling bearings of machines. *Problems of Tribology*. 2020. № 25(4/98). pp. 50–58. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2020-98-4-50-58>

Особистий внесок здобувача: проаналізовано умови проковзування в підшипнику, експериментально досліджено вплив величини ковзання в підшипнику на його трибологічні характеристики

8. Рудик О., Дитинюк В., Стебелецька Н. Моделювання умов роботи і зносостійкості валу зчеплення двигуна транспортного засобу. *Проблеми трибології*. 2018. № 90(4). С. 70–79.

DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/693>

Особистий внесок здобувача: проведені розрахунки напруженого стану валу системи двигуна внутрішнього згорання на основі програми SolidWorks

9. Диха О. В., Вельбой В. П., Диха М. О., Дитинюк В. О. Спосіб електроконтактного дискретного зміцнення циліндричної внутрішньої поверхні. Пат. 137035 Україна. МПК В23Н 9/00 (2006.01). заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. у 2019 03175; заявл. 01.04.2019; опубл. 25.09.2019. Бюл № 18. – 4 с.

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=261972>

Особистий внесок здобувача: описаний спосіб дискретного зміцнення сталеві поверхні для деталі підшипникової трибосистеми ковзання

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

10. Диха М.О., Дитинюк В.О. Модифікація робочих поверхонь напрямних ковзання машин. Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. ЦНТУ. 2017. С. 32-33.

<http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/7581>

Особистий внесок здобувача: запропонована і розроблена технологія обробки напрямних ковзання утворення дискретного профілю на поверхні тертя

11. Dykha O. V., Dytynyuk V. O., Dykha K. O. Modeling wear of contact interaction of discretely strengthened cylindrical friction surfaces. Сучасні технології

в механіці : збірник наукових праць міжнародної наукової конф. ХНУ. 2018. С. 25-29.

http://elar.khmnu.edu.ua/bitstream/123456789/6906/1/085_%D0%96_%D0%A0%D0%BF.pdf

Особистий внесок здобувача: проведене комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану дискретно-зміцненої циліндричної поверхні

12. Дитинюк В. О., Скрипник Т.К. Програмний комплекс WEB-відображення CAD-моделей системи DYNAMO. Сучасні технології в механіці : збірник наукових праць міжнародної наукової конф. ХНУ. 2018. С. 140. http://elar.khmnu.edu.ua/bitstream/123456789/6906/1/085_%D0%96_%D0%A0%D0%BF.pdf

Особистий внесок здобувача: розроблений алгоритм моделювання трибоконтактної взаємодії поверхонь при електромеханічному зміцненні та методи візуалізації результатів

13. Диха О. В., Дитинюк В. О. Протизношувальні присадки в циліндричних трибосистемах ковзання машин. Тези VI-ої міжнародної інтернет-конференції «Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій». Вінниця. ВНТУ. 2018. С. 18-19. https://conference.vntu.edu.ua/pdmpk/2018/tezy_pd_2018.pdf

Особистий внесок здобувача: запропонований склад присадки на основі порошку бронзи для мастильного матеріалу в циліндричних трибосистемах ковзання

14. Dykha O., Kalaczynski T., Dytynyuk V. Tribo contact problem for sliding bearings of technological and transport machines. Матеріали I Міжн. наук.-практ. конф. “Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability”. 17-19 квітня 2019 р. Кропивницький. ЦНТУ, 2019. С. 28-32. <http://erm.kntu.kr.ua/files/Materialy2019.pdf>

Особистий внесок здобувача: реалізований приклад вирішення трибоконтактної задачі для підшипників ковзання розподільчого валу двигуна внутрішнього згорання

15. Dykha A., Sorokatyi R., Dytyniuk V. Model of accumulation of tribo damage in high-speed friction. Proceedings of 10th International Scientific Conference BALTTTRIB. 2019. pp. 180–186. (Scopus). DOI: 10.15544/baltrib.2019.29

Особистий внесок здобувача: проаналізовані результати чисельного моделювання підшипникових трибосистем в умовах високошвидкісних режимів роботи

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації

16. Диха О., Вичавка А., Дитинюк В. Визначення зносу і технологія обробки мастильних канавок круглого профілю. Проблеми трибології. 2017. № 84(2). С. 86-92. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/602>

Особистий внесок здобувача: отримані формули для розрахунку контактних параметрів і зносу поверхонь із дискретними канавками для утримання мастильного матеріалу

17. Dykha O., Staryi A., Dytyniuk V., Dykha M. Determination of the dynamic hardness of greases as a characteristic of deformation properties in a tribocontact. Problems of Tribology. 2022. № 27(1/103). Pp. 65–75. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-103-1-65-75>

Особистий внесок здобувача: запропонована функція залежності твердості мастила від часу, розроблена методика оцінки впливу твердості мастила на знос

18. Диха О.В., Вельбой В.П., Дитинюк В.О. Спосіб дискретного азотування гладкої внутрішньої поверхні. Пат. 137231 Україна, МПК В23Н 9/00 (2006). /; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. u201903465.заявл. 05.04.2019; опубл. 10.10.2019, бюл. № 19. – 4 с. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=262243>

Особистий внесок здобувача: запропонований спосіб обробки дискретного профілю на поверхні циліндричної втулки із застосуванням перфорованого захисного екрану

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	18
ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ ТА ПІДХОДІВ ДО ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ТРИБОСИСТЕМ КОВЗАННЯ.....	25
1.1. Аналіз методів підвищення зносостійкості поверхонь з використанням дискретно-орієнтованих структур.....	25
1.2. Сучасні підходи до розрахунково-експериментальної оцінки зносостійкості підшипникових трибосистем.....	34
1.3. Висновки до першого розділу.....	47
1.4. Задачі дослідження.....	49
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДИСКРЕТНО ЗМІЦНЕНИХ ПОВЕРХОНЬ.....	50
2.1. Загальна методика дослідження зносостійкості деталей трибологічних систем.....	50
2.2. Обґрунтування та вибір матеріалів для проведення досліджень.....	57
2.3. Лабораторні засоби дослідження трибологічних процесів при граничному змащуванні.....	59
2.4. Методика вимірювань механічних та трибологічних характеристик досліджуваних матеріалів і зразків.....	64
2.5. Методика планування багатофакторного експерименту.....	66
2.6. Висновки до другого розділу.....	72
РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕТОДУ ДИСКРЕТНО-ОРІЄНТОВАНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ТРИБОСИСТЕМ.....	73

3.1 Технологічні особливості дискретно-орієнтованого методу зміцнення (ДОЗ).....	73
3.2. Моделювання характеристик контактної взаємодії при дискретно-орієнтованій обробці.....	76
3.2.1. Визначення напружень в контакті ролик-циліндр за теорією Герца на основі методу подібності.....	77
3.2.2. Моделювання контактної взаємодії ролика і циліндра методом скінчених елементів за допомогою програмного комплексу Ansys.....	80
3.3. Формування властивостей та структури зміцнених поверхневих шарів, оброблених ДОЗ методом.....	89
3.4. Оптимізація технологічних параметрів дискретно-орієнтованого методу зміцнення підшипникових трибосистем.....	91
3.5. Дослідження зносостійкості зразків модифікованих методом ДОЗ ...	97
3.6. Дослідження напружено-деформованого стану поверхневих шарів після дискретно орієнтованого зміцнення.....	100
3.7. Висновки до третього розділу.....	106
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МОДЕЛІ ЗНОССТІЙКОСТІ І НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ТРИБОСИСТЕМ.	109
4.1. Зносоконтактні задачі для радіальних підшипників ковзання з прямою парою тертя.....	111
4.1.1. Модель зношування підшипника з Excel апроксимуючою залежністю кута контакту.....	111
4.1.2. Наближена зносоконтактна задача для підшипника ковзання з урахуванням температуропровідності змащувального шару.....	116
4.2. Теорія випробувань на знос підшипникових трибосистем для визначення параметричних характеристик зношування.....	120
4.2.1. Схема випробувань: конус-три кулька, модель зношування (4.1).....	120
4.2.2. Схема випробувань: циліндр-куля, модель зношування (4.13).....	125

4.2.3. Схема випробувань: конус-три кульки, модель зношування: тиск-температура.....	127
4.3. Розрахунки триботехнічної надійності підшипникових трибосистем...	128
4.4. Розрахунки зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем...	132
4.4.1. Розрахункова оцінка зношування підшипникових опор розподільчого валу двигуна внутрішнього згорання.....	132
4.4.2. Розрахункова оцінка надійності підшипників розподільного валу ДВЗ.....	134
4.5. Висновки до четвертого розділу.....	138
РОЗДІЛ 5. ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОТЕХНІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ДВЗ.....	140
5.1. Моделювання умов роботи підшипників розподільного валу двигуна внутрішнього згорання.....	140
5.2. Стендові випробування підшипників газорозподільного механізму ДВЗ.....	145
5.2.1. Випробувальний стенд.....	146
5.2.2. Результати випробувань.....	148
5.3. Висновки до п'ятого розділу.....	150
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	151
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	154
ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ АВТОРА.....	165
ДОДАТОК Б. ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ.....	168
ДОДАТОК В. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ, ПАТЕНТИ.....	170
ДОДАТОК Г. МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНОГО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПРИ КОНТАКТІ РОЛИКА І ВАЛУ- ANSYS.....	177

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

- R – радіус підшипника (втулки)
 ν – кінематична в'язкість масла
 Q – навантаження
 b – ширина контакту між валом і втулкою
 S – шлях тертя
 f – коефіцієнт тертя в парі вал-втулка
 σ – нормальний контактний тиск
 E – модуль пружності матеріалу
 V – швидкість ковзання
 a – коефіцієнт теплопровідності матеріалу підшипника
 K_w, m, n – параметри зносостійкості
 φ_0 – половина кута контакту валу і втулки
 Q – несуче навантаження
 α і β – параметри апроксимації, визначені за результатами випробувань
 HB – твердість за Брінелем, МПа
 u_w – лінійне зношування конусної поверхні, м
 T, T^* – відповідно температура випробувань і базова температура, К
 ν_{uw^*}, ν_{uw} – коефіцієнти варіації граничного та дійсного зносу
 n – умовний коефіцієнт запасу по зносу
 АЕ – акустична емісія
 ДОЗ – дискретно-орієнтованого методу зміцнення (
 ДВЗ – двигун внутрішнього згорання
 ПФЕ – повний факторний експеримент
 STATISTICA DOE – модуль програмного пакета для статистичного
 аналізу
 НДС – напружено-деформованою стан(
 ДЕМО – дискретна електромеханічна обробка

ВСТУП

Актуальність роботи. На сучасному етапі розвитку технологічних засобів підвищення довговічності машин найбільшої уваги потребують вузли тертя машин, оскільки 90-95 % відмов відбувається внаслідок зносу їх поверхонь. Широко використовувані технології суцільного зміцнення технологічних поверхонь практично вичерпали свої можливості, що викликає потребу у створення принципово нових підходів. Застосування принципів дискретно-орієнтованого зміцнення трибосистем має широкі перспективи для вдосконалення існуючих підходів за рахунок вибору технології зміцнення та принципів геометричного розташування островків зміцнення. Підшипникові трибосистеми це одні з найбільш поширених видів вузлів тертя які є невідомою відповідальною складовою сучасних машин: підшипники, осі, вали, втулки технологічних і транспортних машин. При аналізі працездатності підшипникових трибосистем необхідний алгоритм оцінки впливу технологічних і конструктивних факторів на їх зносостійкість і довговічність. Тема дослідження є актуальною оскільки, розрахунково-експериментальні підходи на сучасному етапі потребують вдосконалення і розробки універсальних методик оцінки довговічності і надійності підшипникових трибосистем.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Окремі розділи роботи виконані в рамках планових дербюджетних робіт Хмельницького національного університету на замовлення МОН України: «Теоретико-експериментальні методи та комп'ютерні моделі забезпечення живучості циліндричних трибосистем ковзання при нормальному і швидкісному терті (№ДР 0116U001549), 2016; «Прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових вузлів та оптимізація їх параметрів» (№ ДР0120U102070), 2020, в яких автор дисертації був виконавцем.

Мета і завдання дослідження. *Об'єкт дослідження* – процеси зношування деталей підшипникових трибосистем та їх зміцнення.

Предмет дослідження – розрахунково-експериментальні моделі зносостійкості та надійності підшипникових трибосистем та технологічні

параметри дискретно-орієнтованого методу зміцнення їх деталей.

Метою дисертаційного дослідження є створення розрахунково-експериментальних моделей прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем та обґрунтування технологічних параметрів дискретно-орієнтованого методу зміцнення їх деталей на основі електромеханічного зміцнення та електроконтакної цементації.

Задачі дослідження формулюються в роботі наступним чином:

1. Провести аналіз сучасних підходів до застосування технологічних і конструктивних способів підвищення зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем. Розробити розрахунково-експериментальну методологію для оцінки зносостійкості, міцності, напружено-деформованого стану дискретно-зміцнених трибологічних поверхонь.

2. Розробити дискретно-орієнтований метод зміцнення і підвищення зносостійкості підшипникових трибосистем (ДОЗ) на основі застосування комплексної технології електромеханічного зміцнення і електроконтакної цементації. Провести експериментальну оцінку мікроструктури, міцнісних та трибологічних властивостей дискретно-модифікованих поверхонь.

3. Розрахунковим і чисельним методами провести аналіз напруженого деформованого стану поверхневих шарів при електроконтактному обкатуванні валу підшипника для визначення контактних параметрів.

4. Застосуванням методу планування факторного експерименту визначити оптимальні технологічні режими дискретно-орієнтованого методу зміцнення.

5. Оцінити шляхом комп'ютерного моделювання формування напружено-деформованого стану дискретно зміцнених шарів та проаналізувати його вплив на трибологічні характеристики поверхонь.

6. Розробити розрахунково-експериментальні моделі зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем на основі вирішення зносоконтактних задач і розробки теорії методів випробувань для визначення трибологічних характеристик дискретно модифікованих поверхонь.

7. Провести розрахунково-експериментальну оцінку зносостійкості і надійності підшипникового вузла розподільного валу двигуна внутрішнього згорання за результатами застосування ДОЗ його робочих поверхонь.

Методи дослідження. Методологія дослідження розроблена на базі сучасних методів і основних положень трибології, механіки контактної взаємодії, інженерії поверхні. В теоретичних дослідженнях використані методи розв'язку обернених зносоконтактних задач, моделювання контактної взаємодії методом скінчених елементів. Аналіз триботехнічних процесів робочих поверхонь трибосистем проведено на основі трибологічних випробувань та металографічних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Вперше експериментально доведений ефект локальної електроконтактної цементації з одночасним поверхневим гартуванням внаслідок комбінованого впливу роликового електрода на сталевий вал через прошарок вуглецю в процесі накатування дискретно розташованих ділянок зміцнення.

2. Для оцінки впливу дискретного зміцнення на формування напруженого стану поверхневого шару побудована нова двохстадійна імітаційна комп'ютерна модель, яка включає етап зміцнення (профілювання) з подальшим формуванням контактної взаємодії із спряженою поверхнею-пресом, яка наближена до реальних умов роботи трибоспряжень.

3. Отримав подальший розвиток метод розв'язку прямої зносоконтактної задачі для підшипника ковзання на основі наближених перетворень тригонометричних функцій, що дозволило отримати розв'язки для зносу в замкненому вигляді.

4. Удосконалена теорія методу трибологічних випробувань для ідентифікації параметрів зносостійкості підшипникової трибосистеми ковзання, яка відрізняється застосуванням нових безрозмірних форм моделей зношування для схеми контакту «конус-три кульки».

Практичне значення отриманих результатів. Практичне значення одержаних результатів полягає у рекомендації до застосування на

машинобудівних підприємствах та проектних установах методик прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем, які дозволять аналізувати вплив різних факторів на зносостійкість, знаходити слабкі місця в конструкції і розробляти шляхи її вдосконалення. Технологія дискретно-орієнтованого зміцнення циліндричних деталей рекомендується для підвищення зносостійкості і довговічності зміцнення деталей типу вали, вісі, стрижні, що працюють в умовах зношування.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені на Хмельницькому комунальному підприємстві ХКП «Електротранс», у відділі автотехнічних експертиз Хмельницького Науково-дослідного експертно-криміналістичного центру, а також, в освітньому процесі Хмельницького національного університету на кафедрі трибології, автомобілів та матеріалознавства для спеціальностей 131 Матеріалознавство, 274 Автомобільний транспорт, зокрема при вивченні дисциплін «Вузли тертя машин», «Ремонт та відновлення машин», «Методи трибологічних випробувань».

Акти про впровадження результатів дисертаційної роботи наведено у додатку В.

Особистий внесок здобувача. Усі наукові результати дисертаційної роботи, що виносяться на захист, належать особисто здобувачу. Постановка задачі, формулювання завдань досліджень дисертаційної роботи та аналіз результатів виконано спільно з науковим керівником. В роботах, опублікованих не одноосібно автором, отримано наступні результати: [1] - Запропонована схема випробувань «конус-три кульки» і розроблена методика визначення параметрів зносостійкості; [2] – побудовані чисельні моделі поведінки деталей підшипникових трибосистем при високих швидкостях роботи; [3] - Проведена апроксимація геометричної залежності знос від кута контакту степеневою функцією шляхом розкладання в степеневий ряд, побудований алгоритм розрахунку; [4] - Реалізована методика визначення коефіцієнтів варіації визначальних факторів зношування при нормальному законі розподілу; [5] – Систематизований аналіз літературних джерел з проблеми розрахункової оцінки

циліндричних опор ковзання; [6] – Реалізований приклад практичного розрахунку підшипника ковзання з прямою парою тертя, проведена оцінка точності результатів; [7] проаналізовано умови проковзування в підшипнику, експериментально досліджено вплив величини ковзання в підшипнику на його трибологічні характеристики[8] – Проведені розрахунки напруженого стану валу системи двигуна внутрішнього згорання на основі програми SolidWorks; [9] – описаний спосіб дискретного зміцнення сталеві поверхні для деталі підшипникової трибосистеми ковзання; [10] – запропонована і розроблена технологія обробки напрямних ковзання утворення дискретного профілю на поверхні тертя; [11] – проведене комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану дискретно-зміцненої циліндричної поверхні; [12] – розроблений алгоритм моделювання трибоконтатної взаємодії поверхонь при електромеханічному зміцненні та методи візуалізації результатів; [13] – запропонований склад присадки на основі порошку бронзи для мастильного матеріалу в циліндричних трибосистемах ковзання; [14] – реалізований приклад вирішення трибоконтатної задачі для підшипників ковзання розподільчого валу двигуна внутрішнього згорання; [15] – проаналізовані результати чисельного моделювання підшипникових трибосистем в умовах високошвидкісних режимів роботи; [16] – отримані формули для розрахунку контактних параметрів і зносу поверхонь із дискретними канавками для утримання мастильного матеріалу; [17] – запропонована функція залежності твердості мастила від часу, розроблена методика оцінки впливу твердості мастила на знос; [18] – запропонований спосіб обробки дискретного профілю на поверхні циліндричної втулки із застосуванням перфорованого захисного екрану.

Список наукових публікацій за результатами дисертаційної роботи наведено у Додатку А.

Апробація результатів дисертації. Апробацію основних положень, ідей, висновків дисертаційної роботи проведено на науковому семінарі кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства у Хмельницькому національному університеті. Наукові результати роботи доповідались також на: XI міжнародній

науково-практичній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (м. Кропивницький, ЦНТУ, 2017 р.); Міжнародній науковій конференції «Сучасні технології в механіці» (м. Хмельницький, ХНУ, 19-21 квітня 2018 р.); VI міжнародній інтернет-конференції «Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій» (м. Вінниця, ВНТУ, 2018 р.); I Міжнародній науково-практичній конференції “Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability” (м.Кропивницький, ЦНТУ, 17-19 квітня 2019 р.); X міжнародній науковій конференції BALTTRIB 2019 (Литва, м. Каунас, 10-15 листопада 2019 р.); III міжнародній науковій конференції «Конструювання, моделювання, виробництво: обмін інновацій, DSMIE 2020» (м. Харків, 9-12 червня 2020 р.).

Відомості про апробацію результатів дисертаційної роботи наведено в додатку Б.

Публікації. За результатами проведених досліджень основні наукові результати опубліковано у 18 публікаціях, з яких 8 наукових статей у фахових наукових журналах України, 2 статті індексовані у наукометричній базі Scopus, 2 патенти України на корисну модель. Апробація засвідчена публікаціями 6 праць в матеріалах міжнародних та всеукраїнських конференцій, з яких 1 праця індексована у міжнародній базі Scopus.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, змісту, переліку умовних скорочень, вступу, п'яти розділів, висновку, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи містить 188 сторінки друкованого тексту, з них анотація – на 13 стор., зміст – на 3 стор., перелік умовних скорочень – на 1 стор., основний текст – на 130 стор., список із 105 використаних джерел – на 12 стор., додатки – на 24 стор. Дисертація містить 72 рисунки та 10 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ ТА ПІДХОДІВ ДО ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ТРИБОСИСТЕМ КОВЗАННЯ

1.1. Аналіз методів підвищення зносостійкості поверхонь з використанням дискретно-орієнтованих структур

В роботі [1] проведено комплексне дослідження властивостей та характеристик поверхонь дискретної структури з механічно сформованими поглибленнями. Показано, що поєднання наукових досліджень процесів тертя та зносу в різних галузях науки і техніки, таких як математична статистика, механіка контакту, фізика поверхонь і магнетизму та гідродинаміки, дає більш глибоке пояснення процесів, що відбуваються на дискретних поверхнях контактних елементів.

У праці [2] запропоновано математичну модель фрикційного контакту тіл з періодичними поверхневими текстурами. Тіла взаємодіють у два етапи. По-перше, вони притискаються один до одного монотонно зростаючим номінальним тиском. Потім до тіла прикладаються номінальні дотичні напруги, що призводить до фрикційного ковзання їх поверхонь на околицях щілин. Контактна задача зводиться до системи сингулярних інтегральних рівнянь для функцій висот міжконтактних проміжків і відносного зсуву поверхонь у зонах ковзання. Описано алгоритм, який використовується для вирішення цієї проблеми.

Характеристики контактної деформації та зносу матеріалів з гладкою та дискретною доріжкою досліджені з використанням наноіндексації та наноподряпин [3]. Було виявлено, що пластична деформація ділянок між сусідніми канавками значно більша, ніж у гладких областях того ж диску. Випробування зносу показали, що знос менший для дискретних дисків, ніж для гладких дисків.

Дослідження [4] визначило вплив дискретного точкового лазерного зміцнення на стирання та опір контактної втоми при кочення зразків ковкого сталі

20Ху з аустенізованого мідно-нікелевого сплаву. Частота одиночних лазерних імпульсів була такою, щоб створювати візерунки з окремих плям, суміжних плям або плям, що перекриваються. Були проведені випробування на зношування ковзання з мастилом, щоб визначити поведінку в умовах нестачі мастила, що зазвичай відбуваються під час запуску. Зразки, загартовані з сусідніми і розділеними лазерними плямами, показали більш високу стійкість до стирання, ніж поверхні, оброблені з лазерними плямами, що перекриваються, і контрольні зразки (випробувані в стані після відпустки). Отримані результати також показують, що лазерне зміцнення збільшує середню втомну довговічність в контакті в порівнянні з зразками з ковкого сталі 20Ху після відпустки. Ці покращені характеристики пояснюються великим об'ємом утвореного мартенситу і, отже, більш високою поверхневою твердістю, а також стискаючими залишковими напруженнями, що виникають на оброблених лазером поверхнях. Ця перевага переважувала негативний ефект невеликої шорсткості, викликаної лазерною обробкою.

Щоб покращити поверхневі трибологічні властивості титанового сплаву ТС4, у роботі [5] використовувалася технологія лазерної обробки для отримання комірчастої текстури на поверхні ТС4. Осередки клітинної текстури були розділені регулярними тріщинами, викликаними переливанням ТК4, яку можна було отримати при параметрах відстані 1 мкм сусідніх лазерних плям і ділянки 2,5 мкм сусідніх лазерних доріжок з певною щільністю потужності лазера. Лазерна обробка підвищила мікротвердість поверхні з 351 до 445 HV. Досліджено зв'язок між трибологічними властивостями ТС4 та щільністю потужності лазера. Комірчаста текстура може збільшити швидкість передачі мастила на межі тертя втричі за допомогою капілярної сили, а також може накопичувати мастило в текстурі для покращення трибологічних характеристик. Канали навколо осередків передбачалися прямокутними канавками. Ширина каналу, яку спостерігали за допомогою 3D-конфокального мікроскопа, становила 3,2 мкм і була розрахована капілярна сила, створювана однією прямокутною канавкою.

Текстури поверхні канавок з різною орієнтацією та відстанню між ними були отримані на сплаві Ti-6Al-4V за допомогою лазера у дослідженні [6]. Були проведені фретинг-випробування (натирання кулькою Ti-6Al-4V) при різних текстурах, та були детально проаналізовані криві коефіцієнта тертя, деформація системи та морфологія зношування. Орієнтація канавок по відношенню до стирання впливала на поведінку фретинг-зносу. випробування на фретинг з різною орієнтацією канавок привели до різних форм петель фретингу на початковій стадії фретинг-зносу. Криві коефіцієнта тертя при випробуванні на стирання на перпендикулярних канавках та канавках під кутом 45° були схожими. Коефіцієнт тертя різко збільшився приблизно після 1000 циклів за відносно низьких навантажень. Криві коефіцієнта тертя фретинг-випробування на паралельних канавках і нетекстурованій поверхні були схожими. Під час усіх випробувань на фретинг спостерігалися лише невеликі коливання коефіцієнта тертя. Коли стирання проводилося в режимі сильного прослизання, величина деформації системи являла собою перпендикулярні канавки. Наведені вище результати були результатом впливу текстури поверхні та продуктів зносу. Для перпендикулярних канавок фіксувався високий тиск у тріщинах режиму часткового ковзання, а на опуклому майданчику зразків з кроком 80 мкм виникало відшаровування, що сприяло утворенню шламу. Крім того, перпендикулярні канавки перешкоджали висипанню продуктів зносу із зон контакту. Для паралельних канавок виявлено механізм заповнення канавок, при якому матеріал у верхньому шарі поступово видавлює матеріал нижнього шару до центру та дна канавки, а паралельні канавки прискорюють видалення продуктів зносу з областей контакту. . Отже, текстури поверхні канавок можуть регулювати режим фретингу титанових сплавів за рахунок зміни орієнтації та відстані, що може забезпечити трибологічну конструкцію для фретингових пар. обчислено. що може забезпечити нову трибологічну конструкцію для фретингових пар

На відміну від традиційних досліджень та розробки нових матеріалів та покриттів, для підвищення ерозійної стійкості шламу у роботі [7] було виконано три типи мікроструктури поверхні, включаючи V-подібну, U-подібну та

кільцеподібну мікроструктуру канавок. Експерименти з шламової ерозії проводилися на саморобній дисковій ерозійній установці, що обертається при швидкості 8,25 м/с і вмісті піску 5 мас.%. Для виявлення механізму ерозії використовувалися вимірювання втрати маси, мікроморфологія та спостереження за шорсткістю у поєднанні з аналізом поля потоку. Результати показали, що швидкість ерозії мікроструктури V-подібної канавки становила приблизно 69% і 93% U-подібної та кільцевої мікроструктури канавки відповідно. Найбільш сильна шламова ерозія відбувалася на вхідних поверхнях V-подібної та U-подібної канавок, а також на нижній поверхні кільцеподібної канавки. Вихрова течія в канавках сприяла різниці ерозії на рифлених поверхнях та верхній поверхні у плані зміни швидкості та кута набігання.

У роботі [8] експериментально вивчався вплив контактної поверхні, що змінюється в часі, на викликані тертям вібрацію і шум (FIVN) і характеристики зносу поверхні. На поверхні заліза з пресованим графітом була виготовлена канавка певного розміру, потім була заповнена чистою фенольною смолою і фенольною смолою з добавками MoS₂ для отримання поверхні з контактними характеристиками, що змінюються в часі. Експеримент проводився за схемою "куля на площині". Результати показують, що введення наповнювача з фенольної смоли з добавками MoS₂ в канавку ефективно не тільки для пригнічення утворення ФІВН та покращення характеристик поверхневого зношування, але і для ослаблення ударної вібрації між краєм канавки та кулькою. Що ще важливіше, контактні поверхні, що змінюються в часі, розроблені в цій роботі, цінні вивчення ролі сміття у зміні стану зносу і формуванні міжфазних показників, і навіть, як це зрештою впливає генерацію FIVN. Дослідження показує, що контактна поверхня, що змінюється в часі, заповнена підходящими матеріалами, може реалізувати мету зменшення FIVN.

Експлуатаційні характеристики пар тертя гільза циліндра - поршневе кільце (ГЛПР) дизеля з різною текстурою поверхні дуже важливі і впливають на термін служби, надійність та економічність дизелів. Мета дослідження [9] полягала в тому, щоб отримати уявлення про взаємодію між текстурою поверхні

канавки різьблення (TGT) та поведінкою тертя та зносу CLPR суднового дизеля. Чотири типи TGT різної ширини, у тому числі 1, 2, 3 і 4 мм, були спроектовані та виготовлені на гільзах циліндрів, а потім випробувані з використанням чотиритактного приладу для випробування на тертя та знос CLPR. Тиск в гільзі циліндра, контактний опір між гільзою циліндра і поршневим кільцем і морфологія зношеної поверхні циліндра гільзи були отримані для вивчення характеристик гільзи циліндра з різною шириною TGT. Порівняно з нетекстурованими гільзами циліндрів, результати експериментів показали, що TGT значно впливає на трибологічні характеристики і, отже, на характеристики ущільнення систем CLPR. Зокрема, 3-міліметровий TGT вплинув на продуктивність системи CLPR, оскільки антифрикційні характеристики CLPR показали середнє зниження тертя на 30,9%, ефективність змащування масляною плівкою, що відображається контактним опором, збільшилася на 33,3%, а ефективність ущільнення на 14,4%. Ці результати допомогли зрозуміти особливості застосування текстури поверхні щодо характеристик зносу в парах тертя CLPR, які можна було б застосовувати в судових двигунах з більш повільним ковзанням та довгим ходом.

Ерозія - механічний процес, що визначає термін служби багатьох деталей машин, а також якість захисних шкірних покривів деяких тварин та рослин. В праці [10] кількісно оцінено роль канавок на пластичних ерозійних поверхнях зменшення ерозії, викликані впливом потоку з частинками. Зокрема, зупинилися на канавках V-подібної форми, які набагато більші, ніж частинки. Канавки можуть викликати різні кути зіткнення, множинні удари однієї частинки та повітряні завихрення. Вимірюючи швидкість ерозії гладких та рифлених поверхонь під різними кутами зіткнення та відображаючи рух частинок за допомогою високошвидкісної камери, показано, що різноманітні кути зіткнення канавок відіграють ключову роль у зменшенні ерозії. Теоретично прогнозовано оптимальний кут канавки для максимального зниження ерозії за різних значень кута удару. Отримані результати забезпечують основу для дизайну штучних антиерозійних поверхонь та сприяють розумінню принципів дизайну, які

дозволяють біологічним шкірним покриттям проявляти антиерозійні властивості при впливі потоків рідини, насичених частинками.

В роботі [11] досліджується вплив рифленої поверхні диска на трибологічні характеристики та шумові характеристики залізничних гальмівних систем з використанням трибометра колодки на диску, так і гальмівного динамометра гальмівного типу. Експериментальні результати, отримані за допомогою трибометра "накладка на диску", показують, що канавки на поверхні диска можуть суттєво впливати на трибологічні характеристики і, отже, впливати на рівень шуму і навіть пригнічувати вереск. Щоб додатково перевірити вплив канавок на трибологічні та шумові характеристики, було розроблено новий гальмівний динамометр, і відповідно канавки були нанесені на гальмівний диск цієї нової установки. Експериментальні результати, отримані за допомогою гальмівного динамометра, добре узгоджуються з результатами, отриманими за допомогою трибометра "колодка на диску".

Андхарія та співавтори [12] досліджували вплив форми мастильного шару на робочі характеристики нескінченного підшипника ковзання з поздовжніми нерівностями для ізотермічного випадку. Для проведення розрахунків вони використовували стохастичну модель шорсткості. Автори відзначили підвищення несучої здатності з експоненціальною, секанс та гіперболічною формою мастильного шару порівняно з похилою. Хуїнх [13] досліджував вплив нерівності на нескінченний плоский підшипник ковзання, використовуючи THD (Total Harmonic Distortion - сумарне значення коефіцієнта нелінійних спотворень) аналіз. Автор вивчив вплив нерівностей у різних частинах сегментів і відзначив збільшення несучої здатності за наявності шорсткості.

Раніше проведені роботи з вивчення впливу шорсткості, а також відхилень від допусків дали початок методу поверхневого текстурування. Даний метод дозволяє створювати геометрію підшипника, що сприятиме підвищенню його несучої здатності, зниженню втрат на тертя. Необхідно відзначити деякі особливості текстурованої поверхні, які дозволяють покращити гідромеханічні характеристики наполегливих ПС. Мікроямки, виконані на поверхні ПС, що несе,

працюють аналогічно «сходінці Релея». Деяке уявлення про розподіл тиску в СС завзятого підшипника ковзання з нанесеними на його поверхні мікроямками ілюструє малюнок 1.1 [14], де p – гідродинамічний тиск у СС.

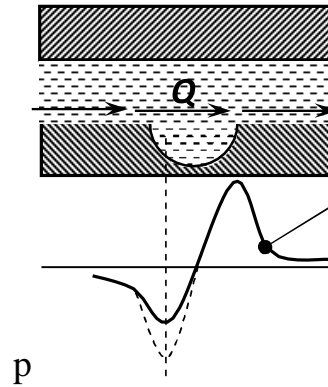


Рисунок 1.1 – Схема однієї мікроямки – розподіл гідродинамічних тисків у СС

Інший ефект виникає при змішаному мастилі. Мастило потрапляє у западини текстурованої поверхні і може розглядатися як друге джерело мастила, яке поширюється за допомогою відносних переміщень на сусідні області, що призводить до зменшення тертя та уповільнення фрикційної корозії.

Багатьма авторами вже вивчені різні типи поверхневого текстурування: мікромайданчики [15, 16, 17–19 та ін.], спіральні канавки [20, 21 та ін.] та мікроямки [22, 23–25, 26, 27, 28–30 та ін.].

Існують різні методики нанесення текстурування на робочих поверхнях трибосполучень. Основні з них: фототравлення, лазерна обробка, ерозія та ін. Фототравлення – традиційний метод, який зазвичай застосовують для обробки міді [31]; лазер ефективний при роботі з твердими металами; ерозія – широко поширена технологія для обробки твердих матеріалів; реактивне іонне травлення та ін.

У статті [32] Фуруїсі розглядаються два типи підшипників зі спіральними канавками (простий і з проміжним диском), спроектованих з метою оцінки їхньої граничної несучої здатності при змащуванні водою. Проведено експериментальне дослідження впливу деформації підшипника на його несучу здатність; дано розрахунок граничної несучої здатності.

У 1996 р. Етсіон і Бурштейн [23] довели, що робочі характеристики механічних ущільнень можна поліпшити за допомогою рівномірно розподілених мікропоглиблень на одній із сторін ущільнення. Підтвердженням цієї теорії стала експериментальна робота [24] групи вчених Етсіон, Хальперін, Грінберг, в якій автори спробували оптимізувати геометрію мікротекстурування. Автори зробили висновок, що причиною покращення гідромеханічних характеристик механічних ущільнень з текстурованими робочими поверхнями є збільшення жорсткості мастильного шару.

Також передбачається, що текстурована поверхня знижує втрати на тертя у вузлах тертя, що здійснюють зворотно-поступальний рух (поршневі кільця). Роен та інші [28] провели теоретичне дослідження впливу мікропор, нанесених на поршневих кільцях. Результатом роботи став висновок, що кожна пора працює як гідродинамічний підшипник для підвищення несучої здатності. Дане припущення було підтверджено експериментально у роботі Рика, Клігермана, Етсіона [29]. Текстуровання поверхні також знайшло застосування у гідростатичних механічних ущільненнях та паралельних упорних підшипниках ковзання [22]. Аналіз робіт [22, 23, 24, 25, 27 28, 29] показав ефективність лазерного текстурування поверхні трибосопрямижень для підвищення несучої спроможності та зниження втрат на тертя та знос. Хоча лазерне текстурування має багато переваг: швидка, легка і дуже ефективна технологія [33], також є недоліки [34]: нагрівання прилеглих областей, розтікання металу і т.д. Найважливішим є те, що текстурування однієї з поверхонь взаємодіючих елементів дозволяє знизити втрати на тертя і збільшити несучу здатність, а сучасне обладнання, що контролює роботу лазера, дає можливість встановити будь-який режим роботи, і не допустити випуску неякісної продукції. Стандартизація процесу дозволяє використовувати всі плюси лазерного текстурування для підвищення надійності та гідромеханічних характеристик трисполучень. Найважливішим є те, що текстурування однієї з поверхонь взаємодіючих елементів дозволяє знизити втрати на тертя і збільшити несучу здатність, а сучасне обладнання, що контролює роботу лазера, дає можливість встановити будь-який режим роботи, і не

допустити випуску неякісної продукції. Стандартизація процесу дозволяє використовувати всі плюси лазерного текстурювання для підвищення надійності та гідромеханічних характеристик трибосполучень. Найважливішим є те, що текстурювання однієї з поверхонь взаємодіючих елементів дозволяє знизити втрати на тертя і збільшити несучу здатність, а сучасне обладнання, що контролює роботу лазера, дає можливість встановити будь-який режим роботи, і не допустити випуску неякісної продукції. Стандартизація процесу дозволяє використовувати всі плюси лазерного текстурювання для підвищення надійності та гідромеханічних характеристик трибосполучень.

Завдяки текстурюванню поверхні покращується гідродинаміка підшипників ковзання, цю властивість автори називають «вторинним мастилом» [35]. Мастило, потрапляючи в текстуровану область (мікроямки), може діяти як «друге джерело мастила», коли це потрібно при екстремальних навантаженнях. Ця властивість підшипника ковзання з нанесенням на його поверхні лазерного текстурювання має велике значення, коли робоча зона знаходиться в першій частині кривої Герсі-Штрибека. Мікронерівність можуть також діяти як басейни зношування, залучаючи частинки зносу, які виникають в результаті контакту виступів поверхні.

Лазерне текстурювання можна виконувати на різних матеріалах, таких як сталь з покриттями хрому, вольфрамовий карбід і кремнієвий карбід (SiC) [36]. Незалежно від типу трибосполучення та матеріалу з якого він виготовлений – гідродинамічні характеристики такого вузла тертя значно покращуються. Було доведено, що лазерне текстурювання ефективно не тільки при рідкому мастилі, що стискається, але також і в сухих газових ущільненнях.

Текстуровану поверхню можна використовувати для усунення «залипання» та адгезії в точних пристроях [37]. Сьогодні ця властивість текстурованої поверхні досліджується на комерційній основі у всіх виробників жорстких дисків [38, 39, 40]. У таких пристроях максимальна товщина шару становить лише кілька нанометрів і підтримка постійної товщини шару необхідна для їх нормальної роботи. Хоча текстурювання можна використовувати для

контролю різних процесів (адгезії та «залипання»), у цій роботі досліджуються гідродинамічні властивості текстурованої поверхні.

1.2. Сучасні підходи до розрахунково-експериментальної оцінки зносостійкості підшипникових трибосистем

Підшипники ковзання є одним важливих вузлів тертя сучасних машин, що забезпечує їх тривалу роботу. Підшипники визначають точність виконавчих рухів робочих органів машин. Створення та дослідження на-дійних і точних підшипників ковзання є важливою інженерною проблемою. Велика увага приділяється проблемі зносу підшипників і зниження коефіцієнта тертя. Окремо розглянуті питання комп'ютерного моделювання умов праці та проектування конструкцій. Розглянуто сучасні підходи до розрахункової оцінки підшипників, вирішення контактних проблем.

Підшипники - це технічні пристрої, що входять до складу опор обертових осей і валів. Вони приймають радіальні та осьові навантаження, прикладені до валу або осі, і передають їх на раму, корпус або інші частини конструкції. При цьому вони також повинні утримувати вал у просторі, забезпечувати обертання, хитання або лінійний рух з мінімальними втратами енергії. Від якості підшипників багато в чому залежить ефективність і довговічність машини.

У статті [41] використано адаптивний метод моделювання зношування для дослідження прогресу зношування радіальних підшипників ковзання, що контактують з поворотним валом. Змішане перетворення Лагранжа–Ейлера було використано для моделювання умов контакту між підшипником і валом, а еволюція локального зносу моделюється за допомогою рівняння Арчарда. У розробленому алгоритмі зношування виконується не тільки закріплення на контактних елементах, але й для їх безконтактних елементів. Таким чином імітація зносу стає незалежною від розміру контактних елементів. Валідацію проводили для підшипника з ламінованого полімерного композиту. Композит був змодельований як лінійний ортотропний матеріал. Коефіцієнти зносу були

отримані в результаті експериментів «площина на площині» і застосовувалися як залежні від тиску та швидкості параметри в процесорі зносу. Чисельно досліджено вплив зазору на знос радіальних підшипників. Моделювання також демонструє, як змінюється контактний тиск під час процесу зношування, і як зазор впливає на цю зміну.

Дослідження [42] спрямоване на прогнозування зносу підшипників ковзання під час усталеної роботи в режимі змішаного змащування, починаючи з критичної оцінки загальноживаних законів зносу. Представлено новий чисельний метод, який розраховує знос підшипника цапфи за макроскопічною шкалою та шкалою нерівномірності контакту. Для валідації чисельного методу на спеціальному випробувальному стенді для підшипників ковзання досліджували поведінку тертя та зношування. Як експериментальні, так і численні результати показують початковий період високого тертя та зносу. Після перших хвилин роботи можна спостерігати зниження тертя. Моделювання пояснює, що це спричинено зносом підшипника. Враховуючи зменшену взаємодію нерівностей через зношування при розрахунку умов контакту, досягається більша точність прогнозування зношування.

Сплави свинцевої олов'яної бронзи широко використовуються в підшипниках важкого обладнання, що працюють у граничних і змішаних областях змащування, завдяки чудовим властивостям сухого змащення свинцю. Однак обмеження на використання свинцю створили зростаючий попит на матеріали, що не містять свинець. У дослідженні [4[3] було вивчено придатність нового біметалічного матеріалу з вісмутової бронзи для можливої заміни свинцевої олов'яної бронзи за допомогою спеціального пристрою для випробувань упорних підшипників, який імітує умови контакту в упорному підшипнику дробарок мінеральних речовин. Випробувальні підшипники, змащені маслом, мають контакт плоского типу з масляними канавками та постійний ексцентричний рух проти пластини із загартованої сталі під періодичним збільшенням осьового тиску. Випробування продовжували до раптового зростання тертя, що вказує на несправність підшипника та ризик неминучого

заклинювання. Вісмутова бронза продемонструвала навантажувальну здатність на тому ж рівні, що й еталонний матеріал CuSn10Pb10. Дослідження за допомогою електронної мікроскопії показали, що осади вісмуту з сухим мастилом мали дрібний розмір зерна та рівномірний розподіл, що пояснює хорошу здатність до навантаження. Зроблено висновок, що вісмутова бронза має потенціал для заміни свинцевих олов'яних бронз у досліджуваних умовах експлуатації.

Стаття [44] досліджує продуктивність гідродинамічної системи підшипників ковзання на основі ферорідини з урахуванням різних комбінацій матеріалів вала та підшипників. Спочатку було проведено дослідження комбінації чорних і кольорових металів для валу та підшипника відповідно в присутності ферорідини. Після цього було проведено аналіз комбінації чорних металів. Були виміряні тиск плівки та підвищення температури для різних швидкостей і навантажень. Було встановлено, що підвищення температури було майже вдвічі більшим у випадку двовалентного заліза у порівнянні з поєднанням чорних і кольорових матеріалів за певних умов експлуатації. Крім того, для помірних навантажень і швидкостей тиск у випадку змащення феррофлюїдом для комбінації чорних і кольорових металів значно збільшився порівняно з тиском у традиційних системах підшипників ковзання на основі мастила. Крім того, підвищення температури було набагато меншим для мастильних матеріалів із залізною рідиною порівняно зі звичайними мастильними матеріалами. Було проведено аналіз зносу системи опорних підшипників на основі феррофлюїду шляхом мікроскопічного спостереження опорних поверхонь, втрати ваги та DLS рідини.

У реальних умовах експлуатації підшипники ковзання можуть працювати в режимі змішаного або навіть граничного змащування, наприклад, під час періоду запуску/вимкнення. Щоб запобігти руйнуванню підшипників, на зонах ковзання можна створити певну текстуру поверхні. Однією з призначень нерівностей поверхні є збереження певної кількості масла в разі його нестачі.

Метою дослідження [45] було виявлення характерних параметрів, таких як швидкість ковзання, число Герсі та момент або коефіцієнт тертя, коли

відбувається перехід режимів змащування для різних типів підшипників ковзання. Дослідження демонструє результати, отримані під час експериментальних випробувань, проведених на підшипниках цапфи, де масляні кишені на поверхні цапфи з'єднуються з гладким підшипником, а текстура на поверхні підшипника взаємодіє зі стандартною гладкою цапфою. Отримані результати також порівнювали з ефектами класичного підшипника ковзання з гладкою обробкою. Було виявлено, що під час зупинки текстуровані підшипники ковзання довше залишалися в гідродинамічному змащуванні та переходили до змішаного змащення на нижчих швидкостях порівняно з гладким підшипником ковзання.

Забруднення оливи в результаті попадання частинок ззовні є однією з основних причин несправності опорних підшипників промислового обладнання. Дослідження [46] було проведено для оцінки випадка потрапляння забруднюючих частинок ззовні в мастило опорного підшипника з використанням методів моніторингу акустичної емісії (АЕ) і вібрації. Крім кількісної оцінки, класифіковано особливості спектрів АЕ та вібрації та визначено ключові параметри для моніторингу стану. Крім того, випадки, пов'язані з різними розмірами та концентраціями частинок, були вичерпно досліджені та проілюстровані.

У роботі [47] досліджується вплив теплообміну між вільними поверхнями передньої та задньої колодок високошвидкісних підшипників ковзання з перекосом. Загальний вплив на розподіл температури металу колодки, а також величини отриманих коефіцієнтів конвекції тепла теоретично проаналізовано та підтверджено даними випробувань для швидкостей ковзання до 94 м/с і питомих навантажень до 3,0 МПа. Результати вказують на значний вплив теплообміну вільної поверхні рухомої прокладки на максимальну температуру металу.

У [48] розроблена перехідна модель зчеплення зі змішаним змащенням і зношуванням (модель зчеплення MLW) для дослідження змішаного змащування та зношування підшипників цапф. Також проведено експеримент із зносу для підшипників цапф, щоб підтвердити достовірність розробленої чисельної моделі.

У чисельній моделі зчеплення перехідна взаємодія між поведінкою змішаного змащення та зносом розглядається шляхом визначення розподілу зносу, який визначається розробленою моделлю зносу втомивідтертя. Зміни профілю зношеної поверхні, швидкості зношування, тиску рідини та контактного тиску протягом робочого часу розраховуються за допомогою розробленої чисельної моделі. Змодельовані результати демонструють, що перехідний процес зносу суттєво впливає на тенденцію розподілу характеристик змащення, і може існувати зношений профіль поверхні, який забезпечує оптимальну трибологічну продуктивність підшипників ковзання. Змодельовані результати також демонструють, що існують дві стадії зношування підшипників ковзання в умовах змішаного змащування, визначені початковою та постійною стадією зношування. Крім того, оцінюється вплив вхідних параметрів, включаючи зазор, шорсткість поверхні, радіус кривизни нерівності і коефіцієнт граничного тертя на змащування та ефективність зносу.

Поширена в даний час модель турбулентного змащування [49], яка враховує ефекти шорсткості поверхні, може описувати лише ізотропні шорсткі поверхні і не може моделювати шорсткі поверхні з спрямованими властивостями. У цій статті на основі стохастичного методу та турбулентної моделі виведено стохастичні моделі турбулентного змащування одновимірної поздовжньої шорсткої поверхні. Ефективність турбулентного змащування підшипника ковзання з ізотропною шорсткою поверхнею розраховується за допомогою стохастичної моделі турбулентного змащування. Результати добре узгоджуються з відповідними експериментальними даними. Крім того, запропоновані стохастичні моделі турбулентного змащування також придатні для деталей пар тертя, таких як підшипник ковзання та опорний підшипник.

Досліджено динамічну контактну поведінку гідродинамічних підшипників ковзання під час пуску [50]. Гідродинамічна сила мастила та контактна сила нерівності отримані шляхом вирішення моделі змішаного змащення. Визначається рух центру цапфи, час контакту та швидкість відриву підшипника. Обговорюються ефекти відносного кліренсу та часу прискорення. Результат

показує, що гідродинамічна сила масла різко зростає на ранній стадії процесу запуску, що призводить до різкого зменшення контактної сили. Збільшення відносного зазору підшипника призводить до зменшення як контактної сили, так і часу контакту.

У роботі [51] обговорюється подальший розвиток аналітичної моделі для розрахунку мінімальної товщини плівки та швидкості переходу в підшипниках ковзання з урахуванням деформацій підшипників. Розробка була зосереджена на узагальненні існуючої моделі для будь-яких відносних ексцентриситетів і співвідношення ширини/діаметра. Крім того, враховується вплив різних типів підшипників і структури підшипників ковзання на деформацію.

Гідростатична підтримка є широко використовуваним методом для покращення здатності нести навантаження опорних підшипників під час перехідних режимів роботи [52]. Незважаючи на спеціальне гідравлічне обладнання (насоси, клапани і т.д.), воно також вимагає виготовлення спеціальних виїмок/кишень на поверхнях ковзання колодок, в які масло впорскується під високим тиском. Це дозволяє підняти ротор перед запуском машини та утворити гідростатичну плівку між накладками та манжетою. Існує досить широкий вибір геометрії виїмок (форми, глибини та розміру).

В роботі [53] було показано, що рідини можуть ковзати на пограничній ділянці. Величина ковзання на стінці підшипника залежить від поверхневого натягу на межі рідина–тверде тіло, яке, у свою чергу, залежить від хімічного стану поверхні та її шорсткості. У цьому дослідженні гетерогенна поверхня була отримана шляхом покриття половини круглого скляного диска репелентом гліцерину. Обертювий скляний диск розміщували на відомій відстані, а щілину заповнювали гліцерином. Коли рухома поверхня рухається від напрямку ковзання до нековзної області, можна теоретично показати, що може бути досягнуто збільшення тиску. Градієнт тиску в двох областях постійний, подібно до підшипника зі східцями Релея. Були проведені випробування при різних швидкостях ковзання та зазорах, виміряно навантаження, яке потім порівняно з теоретичними розрахунками. Це дозволило оцінити коефіцієнт ковзання.

У дослідженні [54], заснованому на класичній теорії адгезійного зношування Арчарда, була створена тривимірна кінцево-елементна модель з метою моделювання процесу руйнування самозмащувальних сферичних підшипників ковзання в умовах коливаючого зношування. Результати показують, що самозмащувальні сферичні підшипники ковзання проходять дві різні стадії під час процесу зношування, а саме початкову стадію зношування та стадію стабільного зношування. Область відносно більшої глибини зносу демонструє еліптичний розподіл, а максимальний розподіл спостерігається в центральній зоні контакту. Глибина зносу досягає 0,974 мм після 25 000 коливань. Волокна PTFE, які мають хороші показники тертя, але погану стійкість до стирання, у великій кількості присутні на тертьових поверхнях тканинної підкладки. Отже, момент тертя на початковій стадії зношування трохи менший, ніж момент тертя на стадії стабільного зношування; однак швидкість зношування на початковій стадії зношування висока. Достовірність та ефективність скінчено-елементної моделі перевірено експериментально. Розроблена скінчено-елементна модель може бути використана для аналізу механізмів зношування підшипників і прогнозування терміну служби підшипників.

У статті [55] розроблено методику оцінки працездатності герметичних підшипників кочення, змащених після тривалого зберігання. У рамках цього розроблена модель еквівалентного переходу між умовами природного старіння за добових і сезонних коливань температури та умовами прискореного теплового старіння за постійної високої температури. Випробувані підшипники піддалися термічному старінню, а потім було перевірено їх стаціонарне тертя та температуру зовнішнього кільця на спеціальному високошвидкісному шпинделі. Ці результати порівнювали з продуктивністю еталонного нового підшипника, випробуваного за тих самих умов навантаження. Висновки свідчать про те, що тривале зберігання може суттєво погіршити роботу герметичних підшипників.

У статті [56] представлено чисельне дослідження нелінійної динамічної реакції ротора з біфуркаціями підшипників ковзання нахилу колодки з урахуванням сил тертя колодка–шворінь. Модель тертя Штрібека

використовується для визначення коефіцієнта тертя для контактів між колодками та шарнірами сферичного типу. Режим граничного/змішаного/гідродинамічного тертя визначається для кожної поверхні колодки на основі миттєвого кутового руху колодок. Результати моделювання показують, що тертя колодка–шворінь відіграє важливу роль у визначенні стабільності роторної системи. Для автономного стану, тертя викликає біфуркацію Хопфа та генерує граничні цикли при високій швидкості обертання ротора, які спочатку були стабільними рівноважними станами без умови тертя.

У роботі [57] йдеться про неможливість використання звичайних підшипників ковзання з рідинною плівкою в гарячих робочих середовищах (500–800 °C) через швидку термічну деградацію мастил. У цій ситуації порошкові мастильні матеріали виявляються корисними, незважаючи на високі показники тертя, пов'язані з ними, порівняно з мастильними маслами. Таким чином, зменшення тертя в підшипниках ковзання з порошковим змащенням є важливим завданням для забезпечення енергоефективності експлуатації. Отже, мета роботи полягала в дослідженні зниження коефіцієнта тертя в підшипнику ковзання з порошковим змащенням із застосуванням карманів різної форми (еліптичної, параболічної, прямокутної та трапецієподібної), розміщених на поверхні отвору. На підставі досліджень, наведених у цьому документі, виявлено, що підшипник ковзання, який має прямокутний карман, дає найменший коефіцієнт тертя серед усіх випадків.

Текстурування поверхні — це техніка для покращення фрикційних і гідродинамічних характеристик підшипників ковзання, оскільки мікротекстури можуть служити резервуарами для масла або збірниками для сміття, а також можуть створювати гідродинамічний тиск. За останні два десятиліття багато дослідників експериментально продемонстрували, що текстурування різних трибологічних елементів може зменшити силу тертя та знос, сприяючи покращенню мастильних характеристик. У деяких чисельних дослідженнях досліджувалися гідродинамічні умови змащування та повідомлялося, що текстурування поверхні впливає на статичні характеристики підшипників

ковзання, такі як їхня здатність до навантаження та момент тертя. Однак достовірність цих числових моделей не була підтверджена через відсутність експериментальних досліджень. У дослідженні [58] пропонується чисельна модель, яка включає як інерційні ефекти, так і втрати енергії на краях ямок на поверхні підшипника ковзання, щоб дослідити статичні характеристики підшипника. Експериментальна перевірка підшипників ковзання також проводиться з однорідним квадратно-ямковим малюнком на їх суцільній поверхні. Результати, отримані за допомогою моделі, добре узгоджуються з результатами експерименту, підтверджуючи достовірність моделі. Ці результати показують, що за однакових умов експлуатації текстуровані підшипники дають вищий коефіцієнт ексцентриситету та менший кут нахилу, ніж звичайні підшипники з гладкою поверхнею. Ця тенденція стає більш помітною для умов експлуатації з високим числом Рейнольдса та для текстурованих підшипників із великою кількістю лунок.

Завдяки покращенню властивостей поверхні та зменшенню ваги та розміру елементів машини можна реалізувати майбутні тенденції щодо ефективності використання ресурсів для машин. Підшипники є широко використовуваними елементами машин. Покращуючи властивості граничної зони, можна збільшити терміни експлуатації без обслуговування, відкласти заміну або збільшити термін служби всієї системи. В роботі [59] досліджено процеси жорсткого точіння та глибокої прокатки. Вплив початкового залишкового напруженого стану на втомну довговічність було розраховано за допомогою моделі, заснованої на підході Гарріса. Результуючі залишкові напруження після виробничого процесу та їх зміни під час роботи на стенді для випробування підшипників обговорюються та порівнюються зі стандартними підшипниками. Випробування довели, що попередньо викликане збільшення залишкових напружень здатне значно затримати вихід підшипників з ладу, пов'язаний із втомою поверхонь тертя.

Фрикційні властивості ряду олив, що містять модифікатор в'язкості, у підшипнику двигуна досліджувалися в гідродинамічному режимі з

використанням комбінованого експериментального та модельного підходу [60]. Раніше було виміряно віскозиметричні властивості цих масел. Для вимірювання фрикційних властивостей тестових олив при різних температурах подачі оливи використовувався пристрій для підшипників ковзання з вимірюванням температури підшипників за допомогою вбудованої термопари. Для подальшого вивчення фрикційних властивостей олив була використана термогідродинамічна модель, що включає розрідження при зсуві. Результати експериментів з підшипниками ковзання показали, що тертя підшипників двигуна визначають два ключові фактори: в'язкість оливи з низькою швидкістю зсуву при ефективній температурі підшипника та ступінь розрідження суміші при зсуві при високій швидкості в підшипнику.

Нанокompозитні покриття з поліетилену надвисокої молекулярної маси (UHMWPE)/графенових нанопластин (GNP) були розроблені [61] для зменшення тертя та зношування за відсутності рідкого мастила. Були виготовлені нанокompозитні порошки UHMWPE з різними навантаженнями (0,25, 1 і 2 мас.%) ВНП, а потім використовувалася техніка електростатичного розпилення для нанесення нанокompозитних порошоків на алюмінієвий сплав для формування тонкого покриття. Випробування на тертя та знос проводилися на покриттях проти штифта з плоским кінцем із загартованої інструментальної сталі, щоб визначити найкраще навантаження ВНП. Це було додатково перевірено, щоб дослідити вплив швидкості ковзання та контактного тиску на його трибологічні властивості та встановити робочі межі покриття. Результати показали, що нанокompозитне покриття UHMWPE, посилене 1 мас.% ВНП, показало найкращі трибологічні характеристики. Це зменшило швидкість зношування приблизно на 51% порівняно з незайманим покриттям UHMWPE. Покриття витримало максимальну швидкість ковзання 1 м/с при контактному тиску 4 МПа, еквівалентному значенню тиску та швидкості (PV) 4 МПа-м/с.

Основним джерелом простоїв і дорогих ремонтів є несправності системи приводу вітрових турбін. Одним із основних видів відмови, пов'язаних із несправністю коробки передач, є утворення білих тріщин травлення у

підшипниках. У цій статті підшипники низько-швидкісного проміжного вала і високошвидкісного проміжного вала збираються з несправних коробок передач для вивчення мікроструктурних змін і оцінки пошкоджень [62]. Окружні тріщини, орієнтовані паралельно поверхні контакту, виявляються на глибині понад 300 мкм. У підшипниках з випадковою орієнтацією тріщин виявлено неправильні білі тріщини. Виміряна глибина тріщини становить 7000 мкм у поперечному перерізі, перпендикулярному до осі підшипника. Характеристика підшипника показала, що мікроструктурні зміни можуть відбуватися як з утворенням тріщин, так і без них. Результати, представлені в цьому документі, можуть бути використані для розробки моделей прогнозування терміну служби на основі матеріалів.

В [63] наведено загальний метод частотної характеристики для отримання динамічних коефіцієнтів гідродинамічних підшипників. Метод заснований на експериментальних методах ідентифікації параметрів і перевіреній для довгих підшипників ковзання, а також для коротких і довгих геометрій підшипників ковзання. Вплив часової інерції на динамічну реакцію підшипників обговорюється та визначається кількісно за допомогою включення додаткових масових коефіцієнтів у механічні моделі гідродинамічних плівок підшипників. Представлено методи поділу динамічної жорсткості на статичну жорсткість і внески доданої маси та порівняно їх результати. Гармонійні збурення застосовуються до підшипників на різних частотах, щоб визначити частотну залежність динамічних коефіцієнтів і полегшити розкладання динамічної жорсткості на її складові. Показано, що ефект додаткової маси є значним для надзвичайно довгої геометрії підшипника ковзання та незначним для геометрії короткого та довгого підшипника цапфи.

Стаття [64] зосереджена на робочій поведінці підшипників ковзання для промислового обладнання під час запусків. З цією метою код чисельного моделювання, який базується на двовимірному розширеному та узагальненому рівнянні Рейнольдса та повному тривимірному рівнянні енергії, був розширений за допомогою теоретичної моделі, що розглядає ефекти змішаного тертя та нагрівання компонентів цапфи під час запуску. Процедура змішаного тертя

містила модель пружних напівпросторів, запропоновану Буссінеском, яка враховує вплив шорстких поверхонь шляхом впровадження факторів потоку та обчислює додаткову жорсткість і дисипацію в областях із взаємодією твердих речовин. Крім того, до рівняння енергії було додано перехідний член, щоб врахувати теплову інерцію цапфи та підшипника, щоб забезпечити реалістичне нагрівання під час розгонів. Результати прогнозу порівнювали з експериментальними даними, отриманими на спеціальному випробувальному стенді, створеному для процедур перевірки. Окрім звичайних датчиків температури, витрати масла та відносного руху між валом і статором, було встановлено вимірювання контактної напруги для визначення інтенсивності змішаного тертя. Оцінка експериментальних даних за допомогою кривих Штрібека, заснованих на вимірюванні кручення вала, показала значний вплив часу розгону на момент тертя. Коефіцієнт тертя підшипникової системи ротора сильно впливав час розгону. Короткий час розгону зменшив коефіцієнт тертя в змішаному режимі змащування, тоді як протилежна поведінка спостерігалася в режимі гідродинамічного змащування.

У [65] проведено порівняльне дослідження між традиційним сегментом підшипника ковзання з канавкою з передньою кромкою. Розроблена модель використовує модель турбулентності переносу напруги зсуву у поєднанні з рівнянням енергії та диференціальним рівнянням у частинних похідних для переміщення сітки домену рідини для прогнозування характеристик теплового потоку. Досліджено декілька розмірів сегментів і показано, що вони мають досить незначний вплив на тиск, температуру, товщину плівки та інтенсивність турбулентності. Крім того, результати також показують, що звичайна колодка створює більш високі рівні турбулентності в середній площині порівняно з аналогом, тоді як остання має дещо вищу турбулентність, коли обчислюється середнє значення об'єму.

Для визначення динамічної здатності в підшипниках вперше представлено моделі ресурсу, засновані на навантаженні. Узагальнені рівняння здатності до напруги сформульовані як для точкових, так і для лінійних контактів

у термінах різних геометричних параметрів і параметрів матеріалів, тоді як емпіричні константи не залежать від матеріалу [66]. Рівняння терміну експлуатації спочатку розробляються для контактів окремих елементів підшипника, а потім статистично об'єднуються для оцінки терміну служби, цілих підшипників. Для підшипникової сталі AISI 52100 при кімнатній температурі прогнози терміну служби за допомогою нових рівнянь на основі напруги повністю узгоджуються з тими, які пропонують широко використовувані формули на основі навантаження, де емпірична константа містить пружні властивості підшипникової сталі AISI 52100.

У статті [67] запропоновано метод визначення еквівалентної жорсткості на основі шляхом дослідження характеристик жорсткості допоміжних підшипникових пристроїв з автоусуненням зазору у статичному стані. Згодом модель демпфування еквівалентної жорсткості та контактну теорію Герца були об'єднані для створення теоретичних рівнянь. Крім того, була створена лінійна еквівалентна модель для усунення впливу контакту обертової пари на форму моди та частоту моди ротора. Крім того, було проведено моделювання та експерименти для перевірки ефективності методу ідентифікації жорсткості на основі генетичного алгоритму. Побудовано метод формування точного автотельного розв'язку задачі гідродинамічного розрахунку радіального підшипника ковзання, що працює в усталеному режимі тертя за наявності мастильного матеріалу [68]. На основі рівняння руху в'язкої нестисливої електропровідної рідини у випадку тонкого шару отримана аналітична залежність для профілю розплавленої поверхні легкоплавкого покриття на втулки підшипника з урахуванням в'язкості та електропровідності рідкого мастила в залежності від тиску.

В роботі [69] описано версію оригінального програмного забезпечення Bearing Builder Finite Element Method (BBFEM) та його застосування для аналізу гідродинаміки циліндричних підшипників ковзання. Методом скінченних елементів розв'язано двовимірну задачу течії мастильної рідини в зазорі підшипника з урахуванням різних видів відхилень контактної поверхні від

циліндричної форми. Розглянуто конструкцію підшипника, яка призводить до утворення кількох гідродинамічних зон тертя (флюїдних клинів). Встановлена роль контактної податливості вала і втулки та чинників експлуатації, що викликають відхилення від початкової циліндричної форми підшипника. В [70] визначені умови тертя в вузлах, що забезпечують продуктивність і максимальну довговічність, створені за допомогою заливного змащування в підшипниках. У зв'язку з цим актуальною проблемою для підшипників кочення є збільшення ресурсу вузлів тертя шляхом забезпечення локальних вимог до кількості масла в зоні контакту та встановлення оптимального вибору мастильного матеріалу за показниками його в'язкості. Таким чином, запропоновано визначати значення параметра мастильного шару для умов масляного голодування для широкого спектру мастильних матеріалів різного типу. в'язкості.

У наведеному аналізі розглянуто питання створення ефективних несучих конструкцій вузлів, у тому числі за рахунок використання нових гібридних матеріалів і конструкцій. Велика увага приділяється проблемі зносу підшипників і зниження коефіцієнта тертя. Окремо розглянуті питання комп'ютерного моделювання умов праці та проектування конструкцій. Розглянуто сучасні підходи до розрахункової оцінки підшипників, вирішення контактних задач. Цей огляд дозволяє вченим та інженерам правильно поставити завдання під час планування подальших досліджень трибосистем підшипників.

1.3. Висновки до першого розділу

1. На сучасному етапі розвитку технологічних засобів підвищення довговічності машин найбільшої уваги потребують вузли тертя машин, оскільки 90-95% відмов відбувається внаслідок зносу їх поверхонь.

2. Широко використовувані технології суцільного зміцнення технологічних поверхонь практично вичерпали свої можливості, що викликає потребу у створення принципово нових підходів до конструктивного фактору у зміцненні.

3. Експериментальні дослідження працездатності зміцнених зразків показали суттєві переваги поверхонь, що піддалися не суцільному зміцненню, а дискретному, тобто ділянки зміцнення займають частку загальної площі зміцнення.

4. Для формування дискретно-орієнтованих поверхонь використовують різні існуючі технології та їх комбінації з метою формування зміцнених ділянок.

5. В технології дискретного зміцнення головну роль відіграє геометрія розташування ділянок зміцнення і відносна доля зміцненої площі до незміцненої.

6. Застосування принципів дискретно-орієнтованого зміцнення трибосистем має широкі перспективи для вдосконалення існуючих підходів за рахунок вибору технології зміцнення та принципів геометричного розташування островків зміцнення.

7. Підшипникові трибосистеми це одні з найбільш поширених видів вузлів тертя які є невід'ємною відповідальною складовою сучасних машин: підшипники, осі, вали, втулки технологічних і транспортних машин.

8. При аналізі працездатності підшипникових трибосистем необхідний чіткий механізм оцінки впливу технологічних і конструктивних факторів на їх зносостійкість і довговічність, що можливо лише за рахунок розрахунково-експериментальних методик.

9. Існує багато сучасних підходів до розрахунку показників надійності і довговічності трибосистем, але у більшості вони мають складний для інженерної реалізації алгоритм, який потребує застосування складного математичного апарату і числових методів.

10. Для адаптації алгоритмів розрахунків підшипникових трибосистем до практичного використання доцільно використовувати додаткові дані з лабораторного або натурного експерименту.

11. Розрахунково-експериментальні підходи на сучасному етапі потребують вдосконалення і розробки універсальних методик оцінки довговічності і надійності підшипникових трибосистем.

1.4. Задачі дослідження

1. Провести аналіз сучасних підходів до застосування технологічних і конструктивних способів підвищення зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем. Розробити розрахунково-експериментальну методологію для оцінки зносостійкості, міцності, напружено-деформованого стану дискретно-зміцнених трибологічних поверхонь.

2. Розробити дискретно-орієнтований метод зміцнення і підвищення зносостійкості підшипникових трибосистем (ДОЗ) на основі застосування комплексної технології електромеханічного зміцнення і електроконтактної цементації. Провести експериментальну оцінку мікроструктури, міцнісних та трибологічних властивостей дискретно-модифікованих поверхонь.

3. Розрахунковим і чисельним методами провести аналіз напруженого деформованого стану поверхневих шарів при електроконтактному обкатуванні валу підшипника для визначення контактних параметрів.

4. Застосуванням методу планування факторного експерименту визначити оптимальні технологічні режими дискретно-орієнтованого методу зміцнення.

5. Оцінити шляхом комп'ютерного моделювання формування напружено-деформованого стану дискретно зміцнених шарів та проаналізувати його вплив на трибологічні характеристики поверхонь.

6. Розробити розрахунково-експериментальні моделі зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем на основі вирішення зносоконтактних задач і розробки теорії методів випробувань для визначення трибологічних характеристик дискретно модифікованих поверхонь.

7. Провести розрахунково-експериментальну оцінку зносостійкості і надійності підшипникового вузла розподільного валу двигуна внутрішнього згорання за результатами застосування ДОЗ його робочих поверхонь.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДИСКРЕТНО ЗМІЦНЕНИХ ПОВЕРХОНЬ

2.1. Загальна методика дослідження зносостійкості деталей трибологічних систем

Зниження зносу здійснюється в основному в трьох напрямках:

- 1) створення зносостійких поверхонь на основі законів трибоматеріалознавства;
- 2) створення мастильних матеріалів, мастильних добавок і мастильних систем;
- 3) створення методів надійного прогнозування зносу компонентів на основі теоретичної трибології.

Стосовно вузлів тертя етапи раціонального циклу випробувань формулюються так:

- 1) вибір комбінацій матеріалів на основі апріорної інформації;
- 2) виявлення меж сумісності пари тертя за визначальним параметром;
- 3) моделювання на зразках умов роботи трибомуфт;
- 4) повномасштабне моделювання на стенді з урахуванням основних параметрів роботи трибомуфт;
- 5) натурне моделювання з урахуванням типових умов роботи вузла тертя в машині в процесі експлуатації.

Якщо випробування пари тертя проводити строго в умовах експлуатації агрегату з урахуванням статистичної природи зносу, то тривалість процесу випробувань статистично репрезентативної кількості зразків може тривати місяці і навіть роки. Існують різні методи форсування тестів, щоб прискорити процес. Показано, що без побудови надійних математичних моделей нелінійних процесів зношування застосування прискорених методів випробувань на зношування може призвести до похибок. На основі розглянутих моделей запропоновано такі методи прискорених вимушених випробувань:

- 1) екстраполяція в часі;
- 2) екстраполяція за навантаженням;
- 3) принцип запитів;
- 4) інтерполяція на інтервалах;
- 5) екстраполяція на інтервали;
- 6) подвійна послідовна екстраполяція;
- 7) подвійна паралельна екстраполяція та ін.

Аналіз методів показує, що основний успіх у застосуванні різних прискорених методів визначається надійністю математичної моделі, покладеної в основу процесу. Вузол тертя будь-якої машини, незалежно від конструктора, технолога або оператора, в процесі роботи проходить не менше двох стадій: припрацювання і стадію сталого зношування. При розробці методів прискореного випробування матеріалів на зношування необхідно враховувати наявність перехідних процесів і припрацювання на початкових етапах.

Вирішальну роль у валідності лабораторного методу дослідження відіграє геометрія контактуючих елементів. Геометричні схеми систематизовані або просто наведені в багатьох довідниках і статтях. У більшості часто використовуваних схем випробувань, наприклад, куля-площина тощо, жодна з публікацій не містить формул для розрахунку контактних тисків, основного параметра умов випробувань. У більшості випадків це є однією з основних причин розкиду та невідтворюваності результатів тесту. З іншого боку, відсутність інформації про зміну умов тиску під час випробування знецінює результати, роблячи їх оціночними, як у випадку випробувань на чотирикулі.

Можна запропонувати список факторів, що впливають на різницю між номінальною напругою дотику та розрахованою за стандартних умов. Розгляд цього переліку дає уявлення про причини розкиду результатів випробувань на зношування за різними схемами випробувань:

- 1) підповерхневі концентратори напружень: границі зерен, двійники та інші концентратори;

2) характер поверхні: рельєф, текстура, залишкові напруги; рівень поверхневої енергії; мікроструктура, забруднення;

3) поверхневі дефекти: включення і частки вторинної фази; вм'ятини і подряпини; канавки і ризики; корозія, іржа; сліди травлення; сліди фретингу; сліди ковзання;

4) розриви геометрії контакту: кінці ліній контактів; частинки зносу в зоні контакту;

5) розподіл навантаження всередині підшипника: пружні деформації; викривлення деталей; зазор в контакті;

6) пружно-гідродинамічне мастило;

7) дотичні сили: немає ковзання; ковзне кочення.

Першими трьома основними факторами, які визначають знос, є: тиск – , швидкість ковзання – і контактна температура. Облік цих трьох факторів потребує трьохфакторного експерименту. Планування таких тестів можна здійснювати відповідно до відомої математичної теорії планування експерименту.

Середовище, в якому працює вузол тертя, має вирішальний вплив на схему і метод випробувань. При випробуванні пар тертя в присутності мастильних матеріалів використовується їх кульове замикання. Критерієм якості мастила тут є об'ємна температура, при якій руйнується контактний масляний шар, що фіксується різким збільшенням коефіцієнта тертя. Однак цей метод за фізичним змістом найбільш далекий (порівняно з іншими методами) від відтворення реальної картини, яка виникає при контакті під час тертя. Пропонується віддавати перевагу плоскому контакту як найбільш специфічному та відповідному реальному вузлам.

Очевидно, що значною мірою негативні висновки щодо чотирикулькової схеми пояснюються відсутністю методів оцінки контактних тисків та неврахуванням зносу. Підвищення точності визначення протизносних властивостей на машині з чотирма кульками можна отримати за допомогою методу переддруку.

Експериментально на чотирикульковому приладі показано, що об'ємний знос сферичного зразка є однозначною лінійною функцією роботи сил тертя. Також отримано лінійну залежність зносу від тиску. Очевидно, що отримані результати мають особливий характер і дійсні для конкретних умов випробувань.

Велика розбіжність у визначенні результатів випробувань на знос різними методами за відсутності змащування та абразивного впливу, згідно з дослідженнями, проведеними в США, зумовлена чинниками:

- 1) неоднорідність і нестабільність морфології поверхні та сліди зносу;
- 2) наявність частинок на поверхні ковзання як третього тіла;
- 3) динамічна жорсткість установки, як фактор, що призводить до коливань навантаження;
- 4) форма зразка або дизайну тесту призводить до різних коефіцієнтів варіації результатів.

Метод вимірювання зносу є невід'ємною частиною методу випробування на знос. У літературі детально описані методи штучних основ: метод відбитків, метод перфорованих відбитків, метод вирізних отворів, дається поняття про метод радіоактивних ізотопів. Усі методи поділяються на періодичні або дискретні та безперервні без зупинки машини. Серед дискретних методів виділяють:

- 1) мікрометричні вимірювання;
- 2) зважування;
- 3) профілювання;
- 4) штучні основи.

Безперервні методи:

- 1) за вмістом продуктів зношування у відпрацьованому маслі;
- 2) радіоактивні ізотопи;
- 3) пневматичний мікрометр;
- 4) за витратою робочого середовища через щілини між поверхнями, що труться;
- 5) важільні пристрої та покажчики;

6) медози;

7) індуктивні датчики;

8) тензометричні мікрометричні. Будь-яку випробувальну машину можна розглядати як систему, що складається з двох основних частин:

1) випробувальна одиниця: зразок, контрзразок та їх кріплення;

2) все інше: привід, редуктори, електрична частина, навантаження і т.д.

Дослідження параметрів частинок зносу дає таку інформацію про характер та інтенсивність, яку важко переоцінити. Очевидно, що ця галузь трибології ще чекає свого інтенсивного розвитку. Фотографії поверхонь частинок зносу показують, що їх структура і геометрія практично повторюють поверхневі шари тіл. За типом частинок можна судити про стадію зносу. Інформацію про морфологію частинок можна отримати за допомогою біхроматичного мікроскопа. Форма самих продуктів зношування відповідає реалізованим механізмам тертя. Для нормального зносу частинки є пластинчастими; для абразивних – форма мікрочіпів; Механізми втомного руйнування відповідають частинкам округлої геометрії або навіть сферичної.

В даний час аналіз частинок зносу широко використовується для моніторингу стану та прогнозування несправності змащених компонентів у машинах. Параметри частинок зносу відображають як характер, так і ступінь зносу поверхонь, що труться. Методи та прилади діагностики стану машин за частками зносу розрізняють зовнішні та вбудовані. Аналіз патентів і публікацій свідчить про інтенсивний розвиток вбудованих приладів феродіагностики. При цьому використовуються різноманітні принципи: спектральний аналіз, ферографія, світлорозсіювання, ультрамікроскопія всередині, активаційні методи.

Контактний тиск є одним з перших трьох основних факторів (тиск, температура, швидкість ковзання), що визначають інтенсивність зношування поверхні для даних матеріалів і мастильних матеріалів. Роль тиску тут близька до ролі напруженого стану в задачі забезпечення міцності. У задачах про контактну міцність контактні тиски також визначаються як перший етап розв'язання задачі

міцності. На другому етапі визначається напружений стан, на третьому етапі за критеріями міцності, пластичності або втоми вирішується питання про руйнування конструкції чи ні. Дещо інша логіка оцінки стану вузла тертя за зносом. На першому етапі для заданої пари тертя і мастила вивчається залежність зносу або швидкості зношування від основного фактора - тисків і шляхів тертя, визначаються параметри цієї залежності.

На другому етапі вирішується контактна задача з урахуванням зносу для розглянутого вузла тертя, наприклад для підшипника ковзання, і визначається залежність зносу цього вузла від розмірів навантаження та знайдених параметрів моделі.

На третьому етапі за цією залежністю з урахуванням параметрів моделі розраховується знос вузла і порівнюється з допустимим зносом.

Розробка методів вирішення контактних задач з урахуванням зносу пройшла шлях від найпростіших задач до уточнення моделей і ускладнення рішень. Модель зносу - це диференційна (або інтегральна) залежність між зносом і основними факторами. У цій роботі з цих факторів досліджується лише вплив тиску.

Метод випробування повинен базуватися на розв'язанні контактної задачі для пари тертя зразок-протизразок. Жорсткі рішення цієї проблеми з урахуванням відповідності складні. Перспективним є використання розрахункової схеми, в якій контактуючі тіла є жорсткими. При досить великому зносі допустимо нехтування еластичністю.

На підставі аналізу сучасного стану методів випробувань на зношування пар тертя та потреби в методах з однозначно визначеними умовами роботи контактних тисків у роботі було поставлено та вирішено наступне завдання: розробка теорії методу випробувань на зношування пар тертя за схемою кулька-циліндр, що дає можливість однозначно визначити закономірності зношування параметрів та загальні характеристики зносостійкості матеріалів.

Моделі (закони) процесів зношування – це залежності інтенсивності зношування (або зношування) від визначальних факторів процесу, які

використовуються при проектуванні вузлів тертя, прогнозуванні їх зношування та для оптимізації конструктивних, технологічних та інших параметрів. Закономірність зносу може бути застосована на практиці, якщо відомий алгоритм визначення параметрів цієї закономірності. Саме кількісні параметри дають змогу оцінити вплив визначальних факторів (тиск, швидкість температури). Встановлення параметрів можливо тільки за результатами експериментальних випробувань, що наближає модель до реальних умов роботи вузла тертя.

Теорія визначення параметрів моделей зношування розвивається на основі розв'язання зворотних зношувальних контактних задач (тобто коли залежності для розрахунку параметрів визначаються відповідно до прийнятої математичної форми закону зношування, геометричної співвідношення (умови безперервності в контакті), умови рівноваги. Чим більше в моделі визначальних факторів, тим складніше рішення. Тому вже два параметри (наприклад, тиск і швидкість) істотно ускладнюють завдання і вимагають певних припущень. У даному підході пропонується методологія, одним із основних завдань якої є розробка теорії методів випробувань для ідентифікації параметрів зношування. В якості найбільш прийнятних схем випробувань пропонується використовувати схеми, коли під час випробувань контактний тиск змінюється внаслідок зміни площі контакту, що дає можливість отримати результати для діапазону тиску за результатами випробувань одного зразка. До таких тестових схем відносяться: схема чотири кулі, сфера - кільце, конус - кільце перехресні циліндри, циліндр - площина, сфера-площина та інші.

Таким чином, моделі зношування, отримані за чотирикульковою схемою, доцільно використовувати для оцінки зносостійкості з'єднань, у яких контакт здійснюється по лінії або в точках (шестерні, кулачкові механізми) з малими розмірами площі контакту. Для з'єднань, у яких розміри площі контакту співмірні з розмірами контактуючих тіл (підшипники ковзання, шарикопідшипники), слід застосовувати інші схеми випробувань: «конус-кільце», «сфера-кільце», які більш адекватно відповідають до реального контакту.

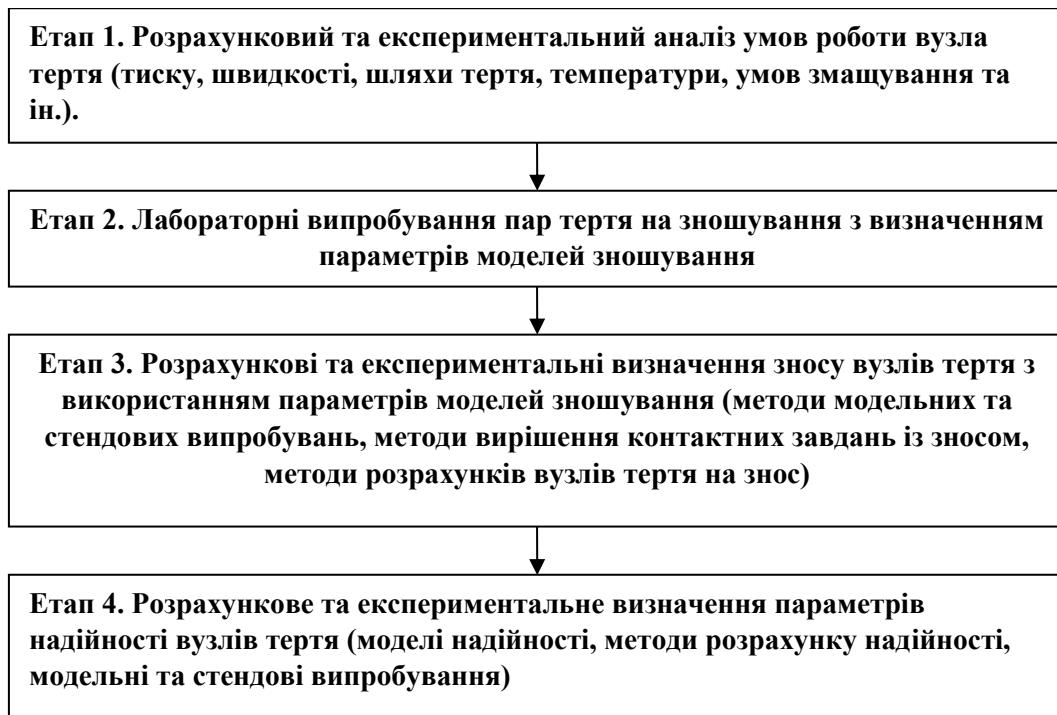


Рисунок 2.1 – Загальна методика оцінки довговічності вузлів тертя

На початкових етапах вирішення цієї проблеми теоретичні основи методів випробувань розглядалися лише для фактора контактного тиску. У даній роботі розроблено методи теорії випробувань для більшої кількості визначальних факторів для вищевказаних схем випробувань зі змінною площею контакту. Це дало змогу оцінити вплив швидкісного та температурного факторів на процес зношування.

Таким чином, загальну методику оцінки довговічності деталей машин за критерієм зносостійкості можна представити у вигляді послідовності етапів (рис. 2.1).

2.2. Обґрунтування та вибір матеріалів для проведення досліджень

Для реалізації метода ДОЗ поверхонь трибосистем була використана конструкційна легована Сталь 20Х. Конструкційна легована хромиста сталь 20Х використовується для виготовлення деталей, що цементуються, з високою твердістю поверхні і низькою міцністю серцевини, що працюють при терті на знос - шестерні, втулки, гільзи, обойми, плунжери, диски, важелі, інша продукція.

Властивості Сталі 20Х:

- питома вага: 7830 кг/м³;
- термообробка: нормалізація;
- твердість матеріалу: НВ = 179 МПа;

Температура критичних точок: $A_{c1} = 750$, $A_{c3} (A_{cm}) = 825$, $A_{r3} (A_{rcm}) = 755$, $A_{r1} = 665$, $M_n = 390$;

Температура кування, °С: початки 1260, кінця 750. Заготовки перетином до 200 мм охолоджуються на повітрі, 201-700 мм піддаються низькотемпературному відпалу. Оброблюваність різанням: в гарячокатаному стані при НВ 131 і $\sigma_B = 460$ МПа, До твв. спл=1,3 та К_υ б.ст=1,7

Зварюваність матеріалу: без обмежень, крім хіміко-термічно оброблених деталей. Способи зварювання: РДС, КТЗ без обмежень.

Таблиця 2.1

Хімічний склад сталі 20Х

C	0,17 - 0,23
Si	0,17 - 0,37
Mn	0,5 - 0,8
Ni	до 0,3
S	до 0,035
P	до 0,035
Cr	0,7 - 1
Cu	до 0,3
Fe	~97

Схильність до відпускної крихкості: не схильна.

Хімічний склад сталі 20Х наведений в табл. 2.1, механічні властивості в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Механічні властивості при T=20°C сталі 20Х

Сортамент	s_B	s_T	d_5	y	КСУ	Термообробка
-	МПа	МПа	%	%	кДж / м ²	-
Труби	431		16			
Пруток	780	635	11	40	590	Гартування і відпуск

Досліди зразків на зносостійкість проводилися при контакті кінцевого зразка що обертався з трьома нерухожими сферичними зразками, які

розміщувалися відносно осі рухомого зразка. Кульки були виготовлені з ШХ-15 діаметром 12,7 мм. Їх встановили і закріпили на закалену і шліфовану поверхню. Встановлення і співвісність нижніх кульок здійснюється гайкою з конічною робочою поверхнею.

Для виготовлення еталонних зразків у вигляді конуса (рис. 2.2) була використана Сталь 20Х. Після виготовлення зразки зміцнювались за допомогою відповідної технології. На виході ми отримали твердість HRC 30...40. Неспіввісність поверхонь А і Б не більше 0,01 мм.

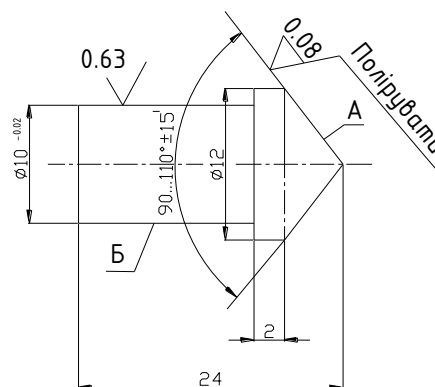


Рисунок 2.2 – Верхній рухомий зразок

Робочим мастилом було обрано ТНК Magnum MOTOR PLUS 15W-40 ISO 9001:2008, як одне з найбільш часто використовуваних для двигунів внутрішнього згорання.

2.3. Лабораторні засоби дослідження трибологічних процесів при граничному змащуванні

Для експериментального дослідження процесів граничного змащування в роботі були використані і модернізовані лабораторні установки для наступних схем випробувань: чотирикулькова піраміда, конус – три кульки.

Чотирикулькова схема реалізована на лабораторній установці, спроектованій згідно положень ГОСТ 9490-75.

Експериментальна лабораторна установка змонтована на базі універсального настільного свердлильного верстату. Загальний вигляд установки представлений на рисунку 2.3.



Рисунок 2.3 – Загальний вигляд експериментальної установки

Для приводу обертання шпинделя використаний двигун постійного струму типу П22У4, з номінальною частотою обертання 1500 об/хв, потужністю 1 кВт, із змішаним збудженням. Блок живлення, який складається з випрямляча постійного струму і автотрансформатора, дозволяє плавно регулювати частоту обертання двигуна від номінальної до нуля.

Основним вузлом чотирикулькової машини тертя є робочий вузол, конструкція якого показана на рисунку 2.4.

Верхня кулька 1 базується безпосередньо у спеціально зцентрованій виточці кінця шпинделя (без проміжних ланок), що виключає биття кульки при обертанні і підвищує жорсткість привідного вузла. Нижні три кульки 2 діаметром 12,7 мм встановлюються на загартовану і шліфовану поверхню опори 4.

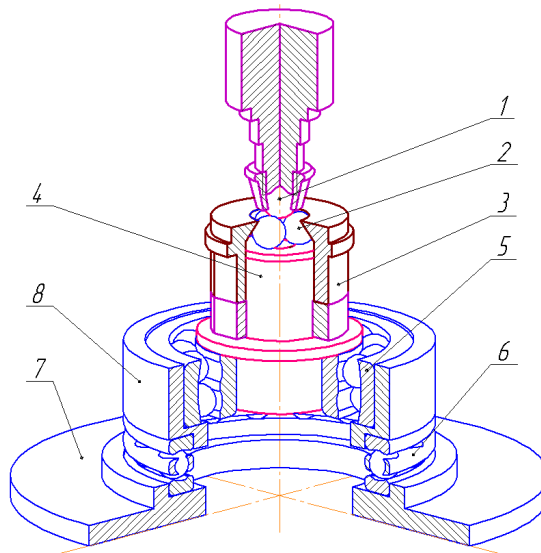


Рисунок 2.4 – Робочий вузол установки для чотирикулькової схеми

Надійне закріплення і центрування нижніх кульок здійснюється гайкою 3 з конічною робочою поверхнею. Конструкція вузла передбачає розташування верхніх точок нижніх куль в одній площині з верхньою площиною гайки 3, яка використовується як вимірювальна база. Така конструкція робить зону нижніх кульок максимально відкритою і зручною для дослідження геометрії зношуваних поверхонь без розбирання вузла. Виключення перекосів та самовстановлення при контакті верхньої і нижніх кульок забезпечується радіальним сферичним дворядним шарикопідшипником 5 серії 1309 за ГОСТ 5720–75. Для сприйняття осьових навантажень та можливості вимірювання коефіцієнта тертя використовується кульковий упорний однорядний підшипник 6 серії 8118 за ГОСТ 6874–75. Весь вузол базується і закріплюється на столі машини тертя за допомогою основи 7. Верхня кулька навантажується за допомогою важільної системи (рис. 2.5) з передаточним відношенням $k = 3,25$.

Для вимірювання температури мастила в зоні нижніх кульок застосовується термометр ЕТП–М, який працює за методом одинарного неврівноваженого моста постійного струму. Для вимірювання розмірів плям зношування на нижніх кульках використовується мікроскоп МПБ-2 з ціною поділки 0,05 мм. Після відведення верхньої кульки мікроскоп встановлюється на вимірювальну площину гайки 3 і настроюється на чітке зображення плями зношування (мастило попередньо видаляють з вимірювальних поверхонь).

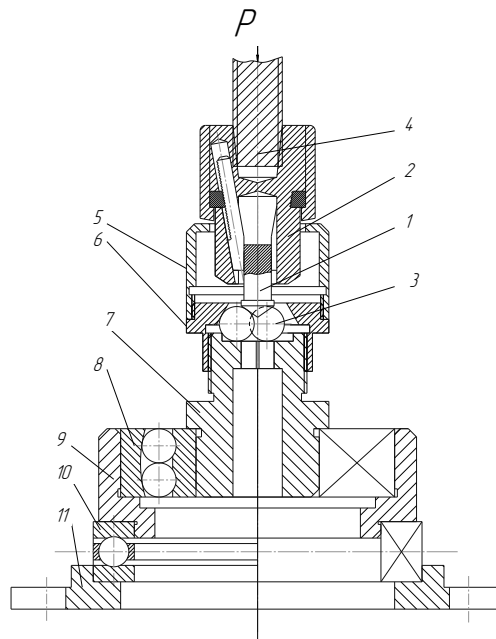


Рисунок 2.5 – Пристрій для випробувань за схемою «конус – три кульки»

Оскільки зношені поверхні знаходяться під деяким кутом, зображення буде мати форму еліпса. Діаметр плями зношування можна оцінювати як півсуму осей еліпса. Робочий вузол установки може бути модернізований для проведення випробувань за схемами: “кулька–кільце”, “конус–кільце”.

Чотирикулькова піраміда, як схема випробувань мастильних матеріалів широко розповсюджена у всьому світі. Але така схема має обмеження щодо можливого дослідження трибологічних властивостей конструкційних матеріалів. Виготовлення кульок є складним і під час недосяжним процесом для випробувальних лабораторій. Тому пропонується провести заміну верхньої кульки на зразку у формі усіченого конуса, який може бути достатньо просто виготовлений в лабораторних умовах з різних типів матеріалів. Для проведення випробувань за схемою «конус-три кульки» була модернізована конструкція робочого вузла наведеної вище лабораторної установки. Модернізована конструкція робочого вузла показана на рисунку 2.5.

Випробуваний зразок 1 із зміцненою конічною поверхнею закріплюється в універсальному самоцентруючому свердлильному патроні 2. До нижніх трьох кульок із шарикопідшипникової сталі конічний зразок 1 притискається із вертикальною силою P та йому задається обертальний рух від шпинделю випробувальної установки 4. Кульки 3 встановлюються на нижній площині

стенду на поверхні загартованої опори 7 і центруються конічною напрямною 6 з конічною робочою поверхнею. При випробуваннях стакан 5 заповнений досліджуваним мастильним матеріалом. Експерименти проводились за допомогою конічних зразків, які встановлювались в шпindelь випробувальної установки і центрувались самоцентруючим патроном. Контакт конуса відбувався притискуванням до нижніх трьох шарикопідшипникових кульок із заданим важилем або ситемою навантаження зусиллям в межах 100...200 Н. (рис. 2.6). також задавались частота обертання конуса, або лінійна швидкість ковзання в місці контакту зразків. Для визначення впливу температури на зношування установка модифікована спеціальним нагрівачем. Пристрій має форму циліндра, який одягається по внутрішньому отвору на циліндричний стакан із кульками з мастилом. Нагрів здійснюється від термоелектричного спірального елемента Т 220 – ELECTRON. Нагрівач передає через корпус стакану теплоту мастилу і формує об'ємну температуру в зоні контакту конуса і кульок. Температура контролювалась терморпарою 2. Регулювання температури проводилось лабораторним трансформатором типу ЛАТР (рис. 2.7). Температура встановлювалась в межах 50...100 °С.

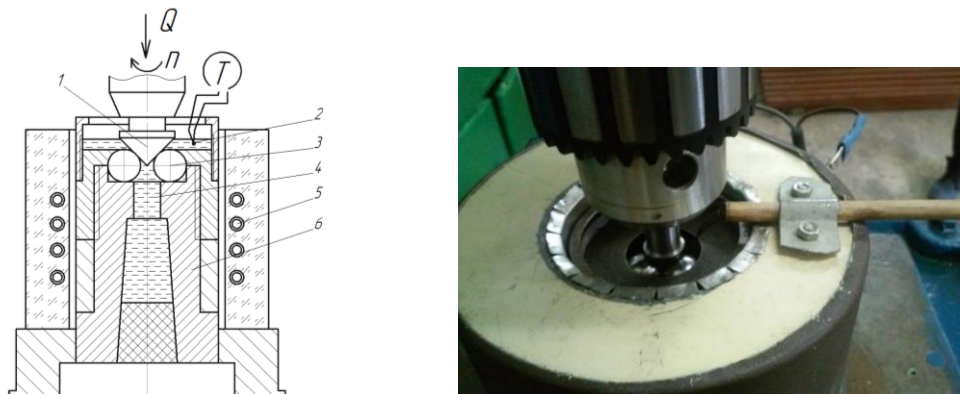


Рисунок 2.6 – Пристрій нагрівання моторної оливи

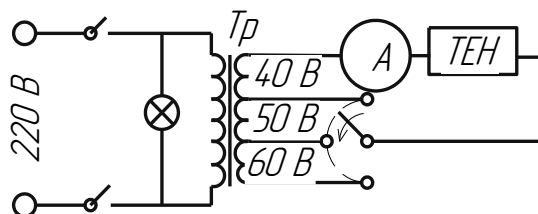


Рисунок 2.7 – Електрична схема блоку управління нагрівачем

2.4. Методика вимірювань механічних та трибологічних характеристик досліджуваних матеріалів і зразків

Для визначення твердості зразків використовувався напівавтоматичний твердомір Брінеля. Метод Брінеля — твердість визначається за діаметром відбитка, який залишає металева кулька, що втискується у поверхню. Твердість обчислюється як відношення зусилля, прикладеного до кульки, до площі відбитка; одиницею твердості служить кгс/мм². Вимірювання проводяться відповідно до стандартів ДСТУ ISO 6506-1:2007, ГОСТ 9012-59.



Рисунок 2.8 – Пристрій напівавтоматичного твердоміру Брінелля

Для визначення ширини канавки використовувався металографічний мікроскоп NJF-120A. Більш детальний металографічний аналіз стану поверхні конуса після проведення експерименту проводився на пристрої растрового електронного мікроскопу РЕММА-102.



Рисунок 2.9 – Металографічний мікроскоп NJF-120A



Рисунок 2.10 – Пристрій растрового електронного мікроскопу REMMA-102

Для вимірювання ширини сліду використанням пристрій (рис. 2.10), у якому твірна конічної поверхні зразка 1, вільно вставлено в отвір втулки кронштейна 2, поворотом останнього відносно основи 3 виставлялась паралельно столу 4 мікроскопа.

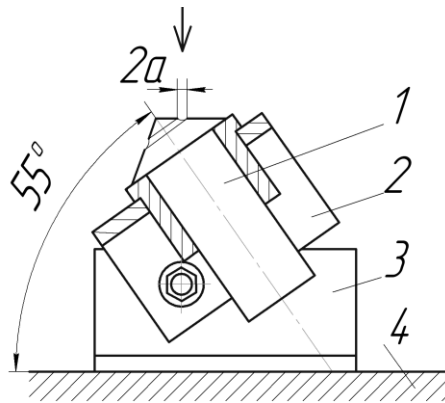


Рисунок 2.11 – Пристрій для вимірювання ширини сліду зносу конічної поверхні мікроскопом МБС - 10

Для визначення форми січення криволінійної поверхні і глибини сліду визначали використовували проектор за умови 77-кратного збільшення (рис. 2.12).

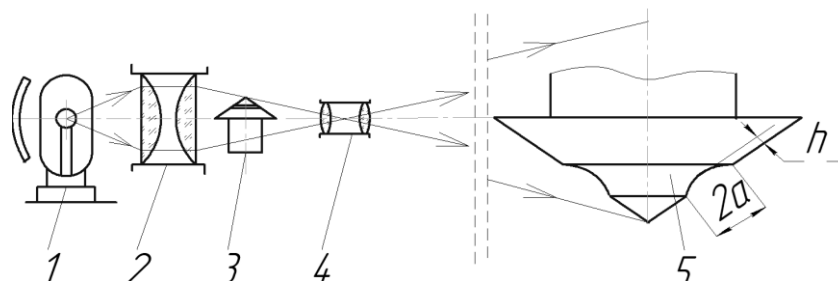


Рисунок 2.12 – Схема оптичної системи проектора: 1 – лампа освітлення; 2 – об'єктив; 3 – зразок; 4 – конденсор; 5 – проекція зразка на екрані

Таким чином за проекцією зображення виявлено, що твірна криволінійної конічної поверхні сліду описується радіусом кульки, а ширина сліду $2a$ практично співпадає з її величиною з вимірами мікроскопом МБС – 10 (рис. 2.13).



Рисунок 2.13 – Мікроскоп МБС-10

2.5. Методика планування багатofакторного експерименту і комп'ютерного моделювання

Задача планування експерименту математично формулювалась наступним чином: необхідно отримати уяву про поверхню відклику факторів, яку можливо показати у вигляді функції або математичної моделі:

$$M\{y\} = \eta = \phi(x_1, x_2, x_3, \dots, x_k), \quad (2.1)$$

де y – параметр оптимізації (в нашому випадку мікротвердість дискретно цементованої поверхні);

x_i – змінні фактори, від яких залежить відклик і які можливо змінювати під час експерименту (значення струму, сили притискання та часу цементації). Відповідно задача зводиться до визначення залежності математичного очікування результату процесу від параметрів (факторів).

Математична модель необхідна для передбачення напрямку градієнту, тобто напрямку, при русі по якому параметр оптимізації збільшується швидше, ніж в будь-якому іншому напрямку. Діє припущення, що функція відклику безперервна і має не більше одного екстремуму. При даних умовах можливо використовувати процедуру пошуку оптимуму, що основана на покроковому принципі: на основі випробувань будується математична модель, що використовується для оцінки градієнту, потім виконуються нові дослідження тільки в цьому напрямку.

В загальному випадку дослідження процесу виконувались при не повністю відомому механізмі явищ, що вивчались. Вид функції в цьому випадку невідомий, але для розв'язку екстремальних задач можливо знайти її апроксимацію. Точність, з якою степеневий ряд описує той або інший процес, залежить від порядку (степені) ряду. Зображення невідомої нам функції відклику поліномом є найбільш зручним. Для скорочення числа дослідів на першій стадії дослідження приймався поліном першої степені. Така модель добре передбачає напрямок покращення параметра оптимізації.

Математичний опис об'єкту навколо точки, що відповідає основним значенням факторів, може бути отримано зміною кожного з факторів на двох рівнях, що відрізняються від основного (нульового) рівня на величину кроку зміни.

Повним факторним експериментом називається експеримент, що реалізує всі можливі комбінації рівнів незалежних факторів, що повторюються, кожен з яких змінюється на двох рівнях. Число цих комбінацій $N = 2^k + 2k + n_0$. Для трьох факторної задачі вибіркоче рівняння регресії має вигляд [105, 106]:

$$\tilde{y} = \tilde{M}\{y\} = b_0 + \sum_{i=1}^3 b_i x_i + \sum_{i,j} b_{i,j} x_i x_j + b_{123} x_1 x_2 x_3 \quad (2.2)$$

Повний факторний експеримент дає можливість визначити роздільні оцінки коефіцієнтів b_0, b_1 .

Знаходження моделі повного факторного експерименту (ПФЕ) складається з:

- 1) планування експерименту;
- 2) виконання експерименту;
- 3) перевірки однорідності вибірових дисперсій;
- 4) отримання математичної моделі об'єкту з перевіркою статистичної значимості виморочних коефіцієнтів регресії;
- 5) перевірки адекватності математичного опису.

Використовуючи кодовані значення факторів, умови експерименту можливо записати у вигляді таблиці або матриці планування експерименту, де ряди відповідають різним дослідом, а стовбці – значенням факторів.

Матриця планування наведена в таблиці 2.1. Стовбці x_1, x_2, x_3 створюють матрицю плану. Ці стовбці задають планування, по ним безпосередньо визначаються умови дослідів. Далі розміщують стовбці з можливими комбінаціями добутків факторів $x_1, x_2, x_1, x_3, x_2, x_3, x_1, x_2, x_3$, що дозволять оцінити ефекти взаємодії факторів. Фіктивна змінна x_0 необхідна для оцінки вільного члену b_0 . Значення x_0 у всіх стрічках однакове і дорівнює $+1$.

Кількість незалежних факторів $r = 3$ і кількість точок плану $n = 15$.

Поставимо задачу визначення залежності інтенсивності зношування від таких технологічних параметрів як: температура, контактний тиск та вміст присадки. В якості математичної моделі приймаємо:

$$y = b_0 + b_1 \tilde{x}_1 + b_2 \tilde{x}_2 + b_3 \tilde{x}_3 + b_{12} \tilde{x}_1 \tilde{x}_2 + b_{13} \tilde{x}_1 \tilde{x}_3 + b_{23} \tilde{x}_2 \tilde{x}_3 + b_{11} \tilde{x}_1^2 + b_{22} \tilde{x}_2^2 + b_{33} \tilde{x}_3^2 + b_{123} \tilde{x}_1 \tilde{x}_2 \tilde{x}_3 \quad (2.3)$$

Розрахунок коефіцієнтів регресії проводився згідно зі стандартними формулами за допомогою методу найменших квадратів.

Для аналізу результатів досліджень визначалась дисперсія помилки кожного дослідів:

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}, \quad (2.4)$$

де n – кількість спостережень (число повторень досліду), шт;

y_i – значення параметра оптимізації для окремого спостереження;

\bar{y} – середнє значення параметра.

Адекватність отриманої моделі перевіряємо згідно методики за допомогою критерію Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{AD}^2}{S_y^2}, \quad (2.5)$$

де S_{AD}^2 – дисперсія адекватності;

S_y^2 – дисперсія відтворюваності експерименту.

Дисперсію адекватності S_{AD}^2 визначають за формулою:

$$S_{AD}^2 = \frac{S_R - S_E}{f}, \quad (2.6)$$

де S_R – сума квадратів відхилень емпіричних значень y_i – функції відгуку від її значень \hat{y}_i ;

f – число степенів вільності.

Число ступенів свободи для всіх експериментів, визначається за формулою:

$$f = N - k' - (n_0 - 1), \quad (2.7)$$

де N – число дослідів у матриці планування, $N = 20$;

k' – число коефіцієнтів апроксимуючого полінома, $k' = 10$;

n_0 – число дослідів у центрі плану.

Критерій Стьюдента визначається за допомогою програмного забезпечення STATISTICA.

Для планування експерименту з визначення оптимальних значень технологічних факторів процесу електроконтактного зміцнення використовувався програмний пакет для статистичного аналізу STATISTICA. Для планування експерименту призначений модуль пакета STATISTICA DOE.

Для планування був використаний 3-х рівневий план Бокса-Бенкена. У статистиці, плани Бокса – Бенкена - це експериментальні плани для методології поверхні відгуку, розроблені Джорджем Є.П. Боксом. Кожному фактору або незалежній змінній надається одне з трьох рівновіддалених значень, зазвичай кодуються як -1, 0, +1. (Для досягнення наступної мети необхідно не менше трьох рівнів.) План повинен бути достатнім, щоб відповідати квадратичній моделі, тобто моделі, що містить елементи в квадраті, добуток двох факторів, лінійні. Відношення кількості експериментальних точок до кількості коефіцієнтів у квадратичній моделі має бути обгрунтованим (фактично їх плани зберігаються в діапазоні від 1,5 до 2,6). Дисперсія оцінки має залежати лише від відстані від центру плану.

Модуль STATISTICA DOE містить повну реалізацію стандартних (блокових) $3^{**}(кр)$ планів. Модуль також включає стандартні плани Бокса-Бенкена. Як і для інших планів, можливо відобразити та зберегти ці плани у стандартному чи випадковому порядку, запросити репліки чи окремі дослідження, переглянути план та генератори блоків тощо. Програма проводить повний аналіз $3^{**}(кр)$ планів. Можливо включити до аналізу будь-які ефекти.

Головні ефекти розбиваються на лінійні та квадратичні ефекти, а взаємодії розбиваються на лінійно-лінійні, лінійно-квадратичні, квадратично-лінійні та квадратично-квадратичні ефекти. Можна переглянути кореляційні матриці факторів та ефектів. Програма обчислює стандартні оцінки параметрів дисперсійного аналізу (стандартні помилки, довірчі інтервали, статистичну значимість тощо), коефіцієнти для перекодованих (-1, 0, +1) факторів та коефіцієнти для неперетворених факторів.

Таблиця дисперсійного аналізу містить критерії для лінійних і квадратичних компонент кожного ефекту та комбіновані тести для ефектів з

великою кількістю ступенів свободи. Якщо план містить репліки, оцінка чистої помилки може використовуватися для дисперсійного аналізу та перевірки значущості; у цьому випадку також буде проведено загальний тест на втрату згоди. Для інтерпретації результатів програма обчислює таблицю середніх (і довірчих інтервалів), а також середні маргінальні (і довірчі інтервали) для взаємодій.

Графічні опції включають графіки середніх та маргінальних середніх (з довірчими інтервалами), діаграми Парето ефектів, нормальні та напівнормальні ймовірнісні графіки ефектів, графіки поверхні відгуку та контурні графіки.

На діаграмі Парето ефектів оцінки ефектів дисперсійного аналізу розташовані за абсолютною величиною значень: від найбільших до найменших. Величина кожного ефекту представлена стовпчиком, і стовпчики перетинають лінією, що вказує, який має бути ефект за величиною (тобто яка має бути довжина стовпчика), щоб бути статистично значущим.

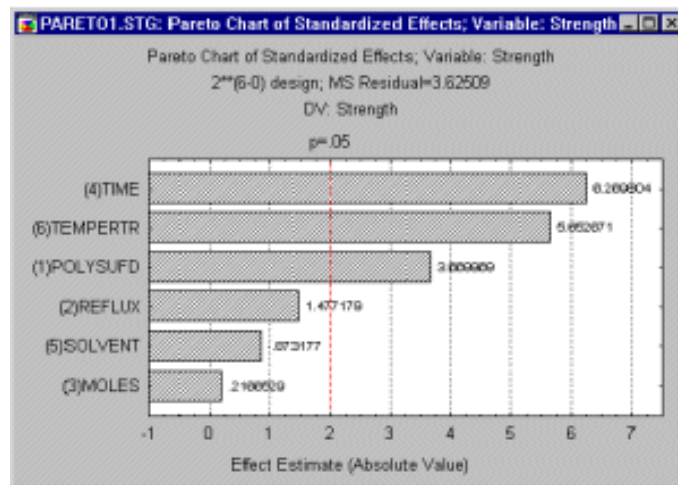


Рисунок 2.14 – Методика оцінки напружено-деформованого стану

Напружено деформований стан трибологічних поверхонь моделювався за допомогою програмного комплексу Ansys. Комплекс дозволяє вирішувати наступні задачі [71-76]:

- Визначення напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкції.
- Визначення ПДВ з урахуванням нелінійних моделей матеріалів.

Вирішення контактних завдань: моделювання ущільнень, моделювання процесів формоутворення та формозміни, моделювання зубчастих зачеплень та муфт, моделювання болтових з'єднань тощо.

Визначення НДС конструкцій, що виникає від теплових деформацій.

Розрахунок на міцність та стійкість будівель та споруд з урахуванням нелінійної поведінки матеріалів.

Ansys Student - програмне забезпечення з безкоштовним доступом до пакета на основі Ansys Workbench. Цей комплекс включає Ansys Mechanical, Ansys CFD, Ansys Discovery, Ansys SPEOS, Ansys Autodyn, Ansys DesignXplorer і Ansys SpaceClaim. Ansys Student, який може бути використаний у галузі розрахунків методом кінцевих елементів, здобуття фаху інженера-аналітика із сучасним рівнем знань.

Метою задачі є формування розрахункової методики оцінки впливу величини навантаження обкатного ролика на отримані напруження та деформації валу при імітації їх взаємного обертання в середовищі методу кінцевих елементів (Ansys Static Structural). Складність експерименту полягає у криволінійності форм, що контактують: циліндр, представлений валом, і тор, що відповідає натискному ролику. Геометричні параметри елементів моделі наступні: ролик діаметром 60 мм і радіусом робочої поверхні 2,5 мм; вал діаметром 25 мм.

2.6. Висновки до другого розділу

1. Запропонована методологія розрахунково-експериментальної оцінки зносостійкості і триботехнічної надійності вузлів тертя машин, яка включає три етапи. На першому етапі вивчається залежність зносу від тисків і шляхів тертя, визначаються параметри цієї залежності. На другому етапі вирішується контактна задача з урахуванням зносу для розглянутого вузла тертя, наприклад для підшипника ковзання. На третьому етапі з урахуванням параметрів моделі розраховується знос вузла.

2. Визначені основні теоретичні і експериментальні методи дослідження дискретно модифікованих поверхонь деталей підшипникових трибосистем.

РОЗДІЛ 3

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕТОДУ ДИСКРЕТНО-ОРІЄНТОВАНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ТРИБОСИСТЕМ

3.1 Технологічні особливості дискретно-орієнтованого методу зміцнення (ДОЗ)

Сутність дискретно-орієнтованого методу зміцнення полягає у застосуванні комбінованої електромеханічної обробки і електроконтактної цементації циліндричних поверхонь із застосуванням як інструменту твердосплавного ролика. Принципова схема ДОЗ показана на рис. 3.1.

Робочий інструмент-ролик 4 притискається до оброблюваної заготовки 6 із заданим зусиллям пружини 3 в межах 100...500 Н. До заготовки через контактний ролик 9 підводиться один полюс струму від силового трансформатора. Другий полюс підводиться до оброблюваної заготовки. При цьому між роликом і інструментом виникає електричний розряд, який призводить до локального нагріву місця контакту. За рахунок нагріву в поверхневих шарах металу відбуваються структурні перетворення подібні до процесу гартування з утворенням так званого білого шару. Додатково при обробці зовнішню поверхню валу покривають шаром графіту, шляхом його попереднього натирання графітовим стрижнем. Графіт, потрапляючи в місце контакту інструменту і заготовки піддається також нагріву і під дією контактного тиску від ролика може дифундувати в поверхню. Тобто має місце локальне високотемпературне дифундування вуглецю в поверхню заготовки, тобто процес цементації.

Ролику і циліндру задають рухи формоутворення притаманні звичайній обробці на токарному верстаті. Задаючи крок переміщення-подачу можна формувати на поверхні заготовки задані доріжки-треки обробки. При виділенні великої кількості Джоулевої теплоти відбувається швидкісний нагрів ($100^{\circ}\text{C}/\text{с}$) поверхні мікрооб'єму з його пластичною деформацією.

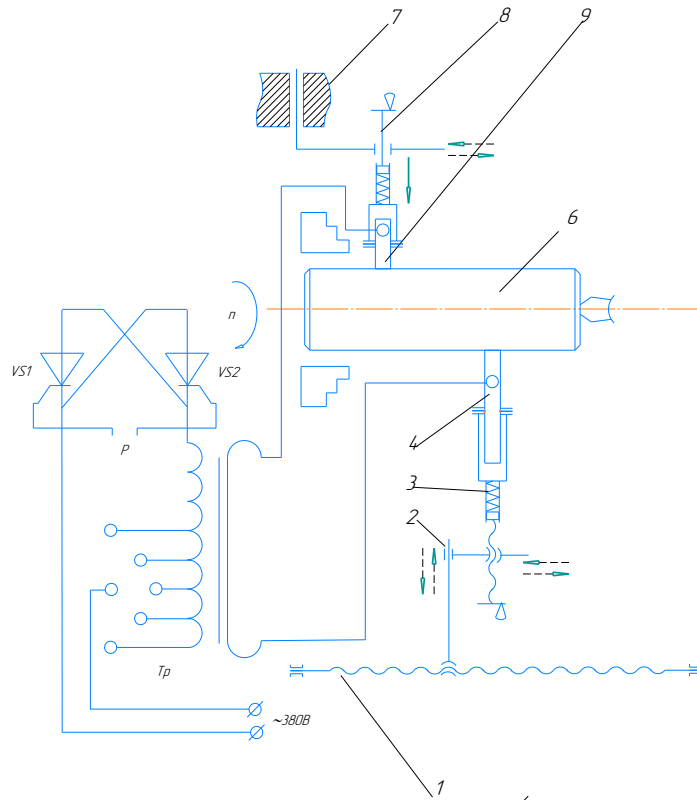


Рисунок 3.1 – Принципова схема дискретно-орієнтованого методу зміцнення циліндричних поверхонь:

1 – механізм повздожньої подачі направляючого ролика; 2 – направляюча поперечної подачі направляючого ролика; 3 – механізм навантаження; 4 – направляючий ролик; 6 – оброблювана деталь; 7 – направляюча поперечної подачі контактної ролика; 8 – механізм навантаження; 9 – контактний ролик.

Потім відбувається інтенсивне охолодження за рахунок розсіювання тепла всередині матеріалу. В результаті в поверхневому шарі формується дрібнодисперсна і тверда мартенситна структура «білий шар» з високою міцністю і зносостійкістю.

Роликовий пристрій для обробки показаний на рис. 3.2. Інструмент містить корпус 8 зі штангою 9 і робочу головку 4 з твёрдосплавним роликом 1. Електричний струм подається на ролик 1 через струмоприймачі. У пристосуванні інструмент фіксується через штангу 9.

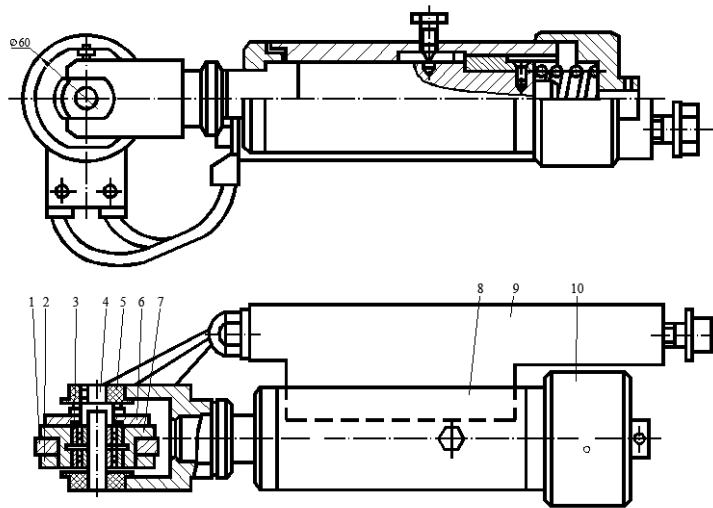


Рисунок 3.2 – Конструкція роликового накатника

Загальний вигляд установки для реалізації дискретно-орієнтованого методу зміцнення показаний на рис. 3.3.

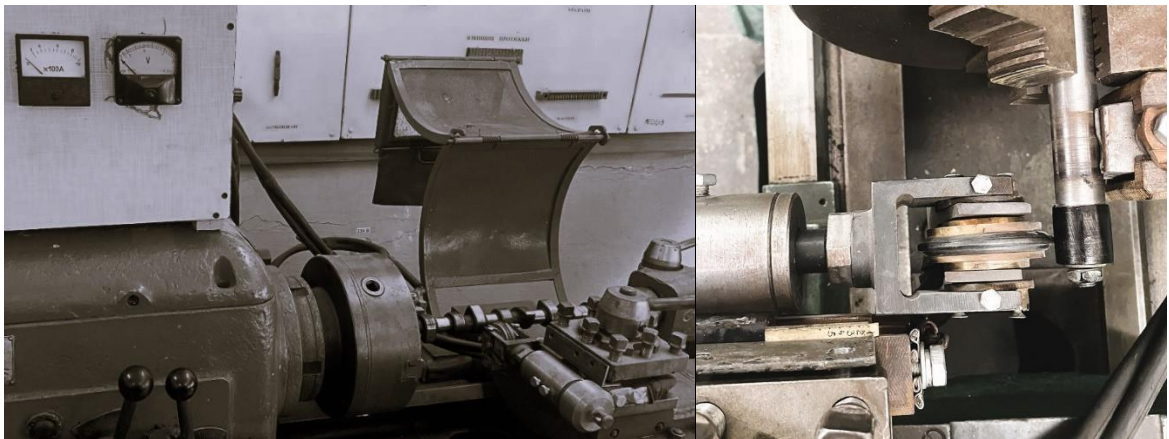


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд установки для ДОЗ на базі токарного верстату (лабораторія ремонту машин кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства Хмельницького національного університету).

Установка дозволяє проводити зміцнення різних циліндричних деталей, в тому числі і підшипникових шийок розподільчого валу двигуна внутрішнього згорання.

Для нанесення графітового шару на поверхню заготовки використовували циліндричні графітові стрижні діаметром 10 мм, показані на рис. 3.4.



Рисунок 3.4 – Графітові стрижні для електроконтактної цементації
Для дослідження структури і міцнісних властивостей проводили обробку циліндричних зразків, показаних на рис. 3.5.



Рисунок 3.5 – Циліндричні зразки для обробки ДОЗ

Зразки зі сталі 20Х встановлювались на циліндричну оправку, яка впиралась на конічний центр установки. В процесі обкатування роликом на поверхні зразки утворювались зміцнені смуги з кроком у відповідності з заданою подачею переміщення ролика (1,5...2 мм).

3.2. Моделювання характеристик контактної взаємодії при дискретно-орієнтованій обробці.

На процес зміцнення поверхневого шару при ДОЗ найбільший вплив мають умови контактної взаємодії ролика і зразка: тобто механічні і температурні напруження, які формуються під час обробки і залежать від технологічних параметрів обробки: сили притискання, швидкості обертання зразка і величини струму. Проведемо розрахунки і моделювання характеристик контакту ДОЗ.

3.2.1. Визначення напружень в контакті ролик-циліндр за теорією Герца на основі методу подібності

Передача контактної тиску від одного жорсткого ролика тіла до циліндричної заготовки при електромеханічному зміцненні відбувається по невеликій площадці у порівнянні з розмірами тіл, які дотикаються. В результаті деформації тіл початковий точковий контакт переходить в дотикання їх по певній площадці, контури якої представляють пляму контакту. Для визначення контактних напружень при взаємодії тіл двоякої кривизни пляму контакту представляють у формі еліпса.

У довіднику опору матеріалів Г.С. Писаренко та ін [71], наведено розрахункові формули для восьми схем сполучення тіл подвійної кривизни. Відповідно до методу подібності рішення вихідної задачі для контакту тора та циліндра можна отримати шляхом заміни у формулах герцевського рішення задачі для кулі на площині реального радіуса на приведенний радіус. На рис. 3.6. показана геометрія контакту ролика (тора) і циліндра з відповідними геометричними розмірами. Для даного випадку формули приведення за методом подібності мають вигляд:

$$R_1^* = R_{21}; R_2^* = \frac{R_{12}R_{22}}{R_{12} + R_{22}}; R^* = (R_1^*R_2^*)^{1/2} \quad (3.1)$$

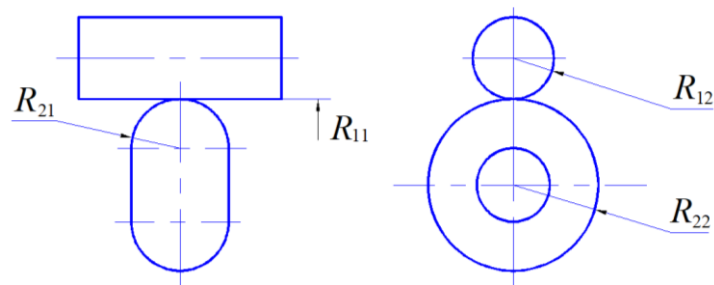


Рисунок 3.6 – Геометрія контакту за схемою тор-циліндр

При визначенні розмірів піввісей еліптичної площадки контакту скористаємось формулами зворотного перетворення кругової площадки до еліптичної. Розміри напіввісей реальної еліптичної площадки контакту:

$$a_1 = a\sqrt{A_1}, \quad a_2 = \frac{a}{\sqrt{A_1}}, \quad (3.2)$$

де

$$A_1 = \left(\frac{1/R_{22} + 1/R_{12}}{1/R_{11} + 1/R_{21}} \right)^{1/2}. \quad (3.3)$$

Максимальний контактний тиск:

$$\sigma_0 = 0,5784 \left(\frac{QE_*^2}{R^{2*}} \right)^{1/3}; \quad (3.4)$$

Зближення тіл:

$$u_0 = 0,8255 \left(\frac{Q^2}{R^* E_*^2} \right)^{1/3}; \quad (3.5)$$

Радіус еквівалентної еліптичної площадки контакту:

$$a = 0,9086 \left(\frac{QR^*}{E_*} \right)^{1/3}; \quad (3.6)$$

Приведений модуль пружності;

$$\frac{1}{E_*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}. \quad (3.7)$$

Вихідні дані: $Q = 500$ Н:

$$R_{11} = R_{12} = 12,5 \text{ мм}; \quad R_{22} = 28 \text{ мм}; \quad R_{21} = 5 \text{ мм}$$

$$E_1 = 2,16 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad E_2 = 5,46 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$$

Визначення приведенного радіуса R^* :

$$R_1^* = \frac{R_{11}R_{21}}{R_{21} + R_1} = \frac{12,5 \cdot 5}{12,5 + 5} = 3,57 \text{ мм},$$

$$R_2^* = \frac{R_{12}R_{22}}{R_{12} + R_{22}} = \frac{12,5 \cdot 28}{12,5 + 28} = 8,64 \text{ мм};$$

$$R^* = (R_1^* R_2^*)^{1/2} = (3,57 \cdot 8,64)^{1/2} = 5,55 \text{ мм}$$

Визначення приведенного модуля пружності:

$$\frac{1}{E_*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} = \frac{1-0,3^2}{2,16 \cdot 10^5} + \frac{1-0,3^2}{5,46 \cdot 10^5} = 0,421 \cdot 10^{-5} + 0,167 \cdot 10^{-5} = 0,588 \cdot 10^{-5};$$

$$E_* = 1,7 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

Визначення максимального контактного тиску:

$$\sigma_0 = 0,5784 \left(\frac{500 \cdot 1,7^2 \cdot 10^{10}}{5,55^2} \right)^{1/3} = 4494 \text{ МПа};$$

Зближення тіл:

$$u_0 = 0,8255 \left(\frac{500^2}{5,55 \cdot 1,7^2 \cdot 10^5} \right)^{1/3} = 0,0096_{\text{мм}} = 9,6 \text{ мкм};$$

Радіус приведеної кругової площадки контакту:

$$a = 0,9086 \left(\frac{500 \cdot 5,55}{1,7 \cdot 10^5} \right)^{1/3} = 0,2305 \text{ мм};$$

Напіввісі осей еліпса реальної площі контакту:

$$A_1 = \left(\frac{1/28 + 1/12,5}{1/12,5 + 1/5} \right)^{1/2} = \left(\frac{0,1157}{0,28} \right)^{1/2} = 0,6428 \text{ мм}$$

$$a_1 = 0,2305(0,6428)^{1/2} = 0,184 \text{ мм};$$

$$a_2 = 0,2305 / 0,6428^{0,5} = 0,2874 \text{ мм}.$$

Тобто наведений розрахунок дозволяє визначити контактні параметри для еліптичної площадки контакту тора і циліндру, скориставшись запропонованими формулами приведення для базової залежності Герца «куля-площина».

3.2.2. Моделювання контактної взаємодії ролика і циліндра методом скінчених елементів за допомогою програмного комплексу Ansys

Метод ДОЗ зміцнення сталевих деталей типу «вал» потребує необхідності оцінки глибини зміцненого зносостійкого шару. Зміцнений шар це шар, що характеризується утворенням так званого білого шару. Цей шар утворюється в об'ємах матеріалу, температура нагріву в яких перевищує температуру фазового перетворення. Високотемпературним об'ємом умово можна назвати такий об'єм, температура в якому вище 600 °С.

Експериментальні дослідження показують [72-74], що ширина і висота високотемпературного об'єму при робочих зміцнюючих режимах близькі відповідно до ширини і висоти контакту інструменту з деталлю. Тому визначення поверхні контакту інструменту і оброблюваної деталі є одним з перших кроків, необхідних для правильного вибору технологічних параметрів.

Крім того, знання геометричних параметрів контактної поверхні потрібне для визначення інших характеристик технологічного процесу, зокрема густини струму, що забезпечує необхідну температуру на поверхні зони контакту.

Метою задачі є формування розрахункової методики оцінки впливу величини навантаження обкатного ролика на отримані напруження та деформації валу при імітації їх взаємного обертання в середовищі методу кінцевих елементів (Ansys Static Structural). Складність експерименту полягає у криволінійності форм, що контактують: циліндр, представлений валом, і тор, що відповідає натискному ролику. Геометричні параметри елементів моделі наступні: ролик діаметром 56 мм і радіусом робочої поверхні 2,5 мм; вал діаметром 25 мм.

Представлений у поточній задачі експеримент спрямовано на оцінку впливу нелінійності матеріалу на результати напружень та деформацій. Була прийнята спрощена за своїми складовими поточна модель (усічений тор ролика (сегмент) та короткий відрізок валу (рис. 3.7а).

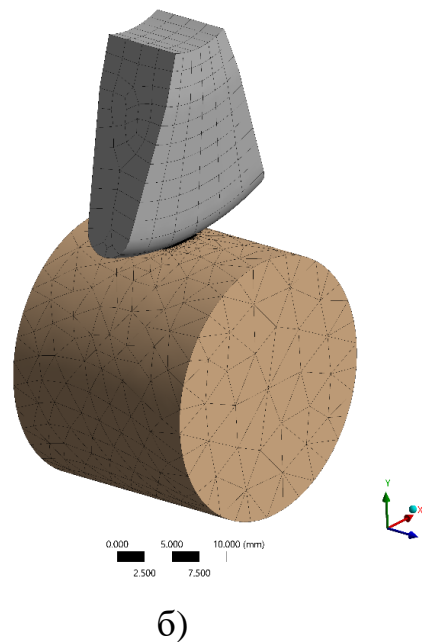
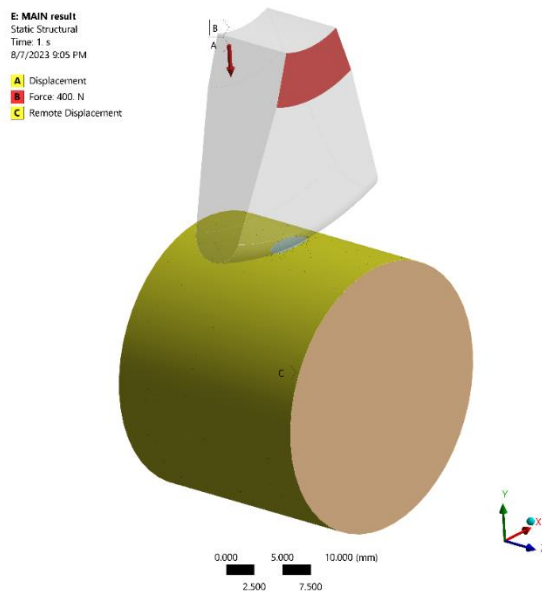
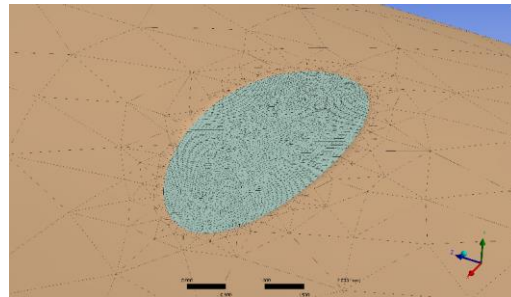


Рисунок 3.7: а – Модель усічений сегмент ролика-вала, навантаження 400Н; б –
 Сітка МКЕ елементів

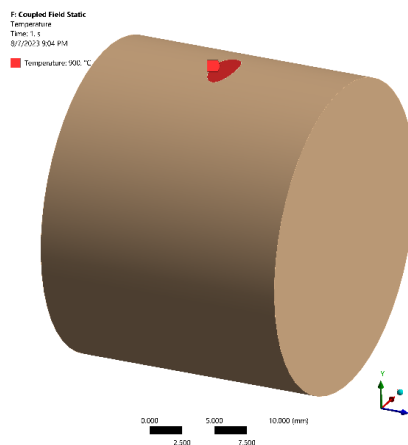
Задача потребувала високих розрахункових ресурсів, загальний час розрахунку становив 1 год. 42 хв. Ролик тисне прямолінійно (вздовж осі Y) на поверхню вала, маючи лише одну ступінь вільності.

Сітка МКЕ складається з 70661 елементів, сполучених 115564 вузлами, а форма кінцевих елементів переважно - Tetrahedrons (рис. 3.7б).

У місці контакту саме тіло плями (площа 4.2x1.8 мм та глибина 0.3 мм), змодельовано окремо (рис. 3.8.). Розмір кінцевих елементів тут не перевищує 0.05 мм. Для зв'язки вузлів моделі валу та тіла плями застосовано функціонал Contact Sizing та Contact Match Ansys з показником Tolerance 0.05 мм та 0.04 мм відповідно.



а



б

Рисунок 3.8: а – Пляма контакту; б– Термічне навантаження-900 °С

Нелінійні властивості матеріалу Structural Steel: за межею текучості графік напружень-деформацій круто змінює свій характер: замість пропорційно лінійного, набуває перелому (Bilinear Isotropic Hardening). Фактично це означає, що за межею текучості при наступному незначному зростанні навантажень (як результат, і напружень) деформації (мм/мм) значно збільшуються – відбуваються невідворотні інерційні пластичні процеси (тіло «пливе»).

Додатково зазначений вище ефект пластичності підсилюється впливом температур – до верхньої поверхні тіла контактної плями (рис. 3.8) прикладене термічне навантаження (900 °С). Конвекція середовища складає 25 Вт/м²°С при температурі 22°С.

До крайових умов також відноситься сила $F_p = 400$ Н, напрямлена протилежно до осі Y та прикладена до боковин ролика. Причиною виступає теплове навантаження, графік розподілу температур по січенню моделі якого подано на рис. 3.9.

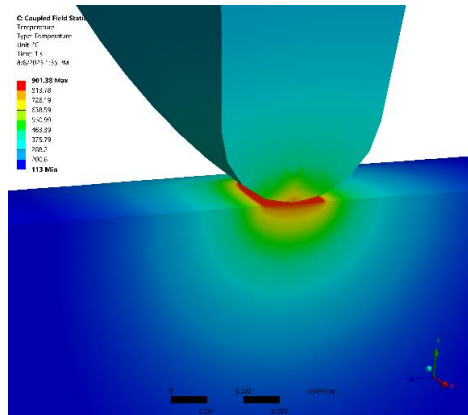


Рисунок 3.9 – Розподіл температури в зоні контакту

Час експерименту – 4.0 с, а графік прикладання навантаження є ступеневий (рис. 3.10):

- протягом періоду 0.0-1.0 с відбувається ріст навантаження F_p від 0 Н до 400 Н;
- проміжок 1.0-2.0 с несе стабілізаційний характер - F_p зберігає значення 400 Н;
- протягом наступної секунди (2.0-3.0 с) навантаження F_p скорочується до 0 Н;
- останній проміжок (3.0-4.0 с) проходить у спокої для системи - $F_p = 0$ Н.

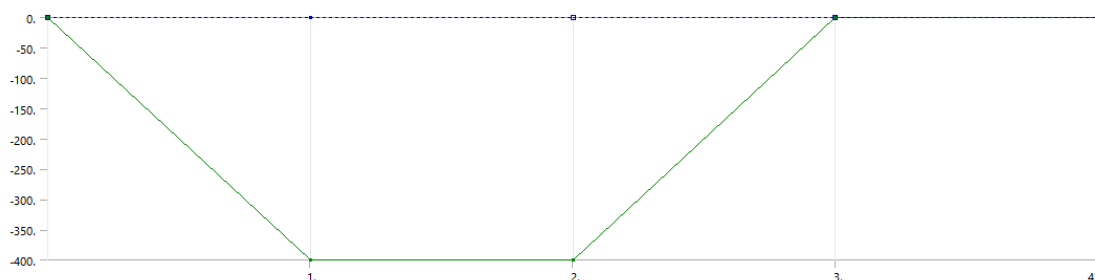


Рисунок 3.10 – Графік прикладання навантажень

Мета імітації натурального навантаження за таким алгоритмом полягає у виявленні пікових напружень протягом сталого процесу навантаження та залишкових напружень після звільнення системи від дії сил на неї.

Традиційно пересвідчуємось, що розрахунок добіг до успішного завершення на базі графіку конвергенції сил (Force convergence) не зафіксовано ненормальних стрибків між ітераціями або розривів, а криві часу ти сил добігли до заданого ліміту – 4.0 с. Таким чином, ми можемо переходити до оцінки напружень моделі: як і очікувалось, найбільше значення напружень склало 1082.9 МПа і зафіксовано у момент часу 2.0 с, коли сила F_p ще зберігала значення 400 Н. Такий показник значно перевищує межу текучості матеріалу і свідчить про появу пластичних деформацій. Напружено-деформований стан плями контакту представлено на рис. 3.11 – на ньому візуально спостерігається прогин у центральній частині, що є очікуваним.

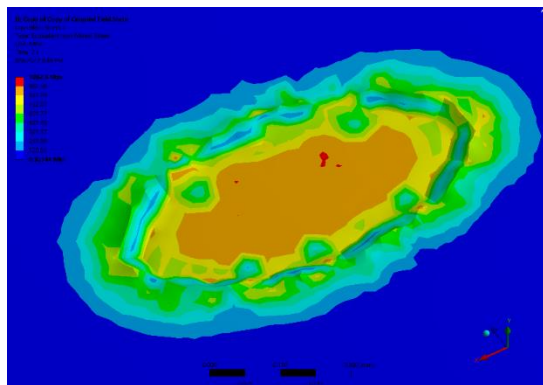


Рисунок 3.11 – Напружено-деформований стан плями контакту

Найбільш значущим є характер зміни напружень в процесі навантаження, тому проаналізуємо ключові моменти часу рис. 3.12, Додаток Г, відео: <https://www.loom.com/share/705d0bdcd945d0b3808c639fd28139?sid=26a4a753-cae0-4f7f-a8e6-6a6bdc5033bd>.

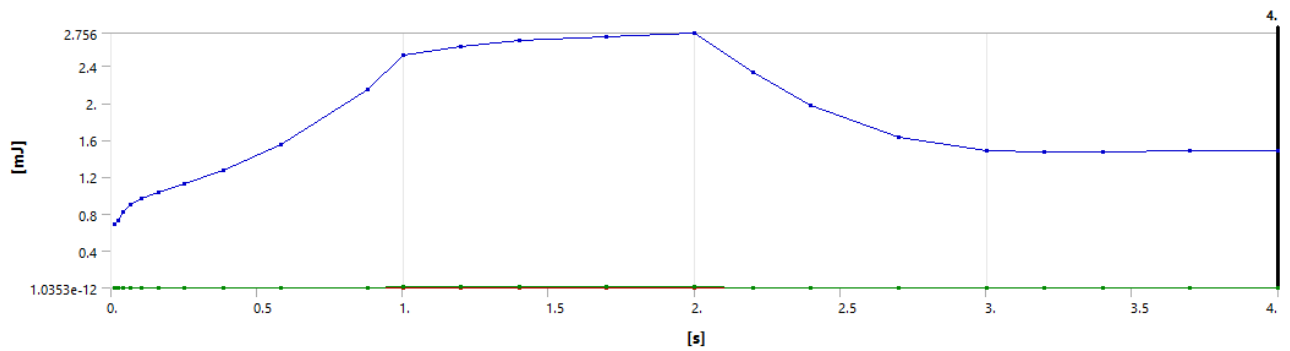


Рисунок 3.12 – Графік зміни енергії напружень в зоні контакту в залежності від часу

$t = 0.0116$ с: у початковий момент контакту ролика з валом (0.0116 с) значення напружень склало 996.19 МПа і зафіксовано на поверхні валу (тег max). Цікавим є факт розташування тегу max: він знаходиться не по центру плями контакту, як можна було б очікувати, а на периферії. Що фактично відбувається: ролик «захопив» своїм контактом певну частину поверхні валу (розміри поверхні контакту складають 0.8×0.3 мм) і передає через неї навантаження на решту тіла валу. Власне, на їх межі їх з'єднання й утворюються максимальні напруження. Умовно можна назвати даний процес миттєвим «прилипанням» ролику до валу у мікрообласті. Таке прилипання є можливим виявити також за графіком статусу контакту (Contact Tool > Status) – пляма демонструє контакт типу Sticking з різким контуром, який надалі розмазується, наповнюючись статусами Sliding та Near. Для порівняння продемонструємо статус контакту на момент часу 2.0 с – області Sliding та Near суттєво збільшили свою площу.

$t = 0.0406$ с: відбувається спад напружень до найнижчого значення протягом усього експерименту (957.83 МПа) з переміщенням ближче до центральної частини плями контакту. При цьому екстремум напружень все ще знаходиться на поверхні валу. Це свідчить про закінчення миттєвого процесу «прилипання» ролику до валу, встановленого на попередньому кроці – контакт стабілізувався: ролик починає діяти на вал, як незалежне тіло, прогинаючи його (нижче буде проаналізовано деформації тіла плями в процесі навантаження).

$t = 1.0$ с: починаючи з попереднього характерного моменту часу відбувається поступовий ріст напружень аж до 1058.7 МПа, коли навантаження F_p досягло 400 Н. Екстремум напружень мігрував на глибину порядку 0.1-0.2 мм, де за умов температурного навантаження почав зароджуватися відповідний білий шар (рис. 3.13), що відповідає процесу наклепу поверхні металу (типовою глибиною шару наклепу є 0.2 і більше мм).

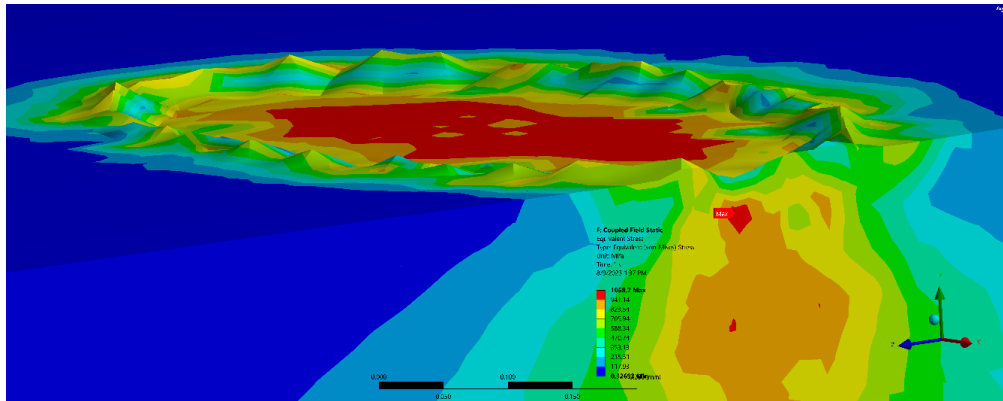


Рисунок 3.13 – Напружено-деформований стан плями контакту при формуванні білого шару

$t = 2.0$ с: сила F_p зберігається на рівні 400 Н – система накопичила максимальну енергію (2.756 мДж), що можна бачити по графіку Strain Energy, а напруження зросли до 1082.9 МПа. Розташування екстремуму напружень змінилося лише мінімально (в рамках 0.05 мм заглибилось в тіло вала).

$t = 2.2$ с: сила F_p починає лінійно спадати до нуля протягом періоду 2.0-3.0 с, тому в структурі зовнішнього шару з'являються турбулентні процеси – максимальне напруження скоротилося до 970.05 МПа та перемістилось на поверхню вала, але всередині тіла ще досі зберігається зона високих напружень.

$t = 4.0$ с: сила F_p зберігає нульове значення протягом останньої секунди експерименту, тому вал є вільний та не піддається навантаженням. Пластична деформація стабілізувалася, а залишкові напруження становлять 1036 МПа.

Підтвердження наявності пластичної деформації можна знайти і по графіку вертикального переміщення ролику (вздовж осі Y) – як видно, контактна

поверхня ролика (рис. 3.14) не повернулася у вихідне положення, що відповідало початку експерименту ($t = 0.0$ с). Значення переміщення ролика на кінець експерименту склало 0.00311 мм, тобто модель не відновила первинне розташування, а значить, вал отримав невідворотні деформації.

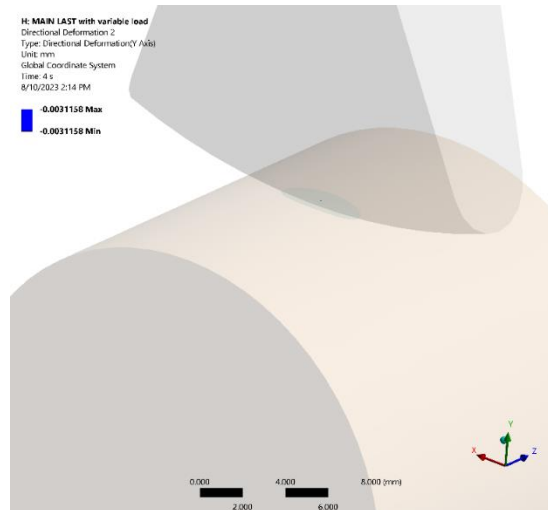


Рисунок 3.14 – Напружено-деформований стан плями контакту при після зняття навантаження

Зазначену динаміку переміщення максимальних напружень з поверхні в тіло моделі можна спостерігати й по картах переміщень: у початковий момент контакту ($t = 0.0116$ с) максимальне значення склало 0.0059 мм, в момент часу $t = 1.0$ с – 0.0126 мм, а в кінці експерименту - 0.0104 мм. Розподіл теплових потоків по площі контакту є очікуваним та адекватним за своїм характером – екстремум припадає на центральну частину зі значенням 166.06 Вт/мм². Деформації у піковий момент експерименту ($t = 2.0$ с) склали 0.01384 мм/мм.

Підсумовуючи проведені дослідження, можна дійти наступних висновків:

Нелінійність матеріалу суттєвою мірою впливає на величину напружень моделі, а отже на результуючі пластичні деформації. Ключовим фактором у випадку графіку білінійного ізотропного зміцнення (Bilinear Isotropic Hardening) застосованого в Ansys матеріалу Structural Steel виступає кут нахилу прямої, починаючи від точки межі текучості. Наближеність імітаційних МКЕ-розрахунків до натурних випробувань наклепу поверхні матеріалу залежить від правдивості

заведеного в модель графіку зміцнення (Multilinear, Kinematic, Nonlinear, Chaboche та інші типи). Фактично кожна експериментальна лабораторія формує оригінальні графіки напружень-деформацій на базі власних фізичних досліджень зразків матеріалу, що є їхньою інтелектуальною власністю. Наша ж задача полягає у формуванні універсальної методики, до якої можна було б застосувати будь-який заведений в Ansys графік.

Розрахунковий модуль Ansys Static Structural виявився достатнім за своїми обчислювальними можливостями інструментом. Результати задачі є абсолютно адекватними в межах дії закону Гука і несуть цінну інформацію щодо геометричних параметрів тіла плями контакту, що входить в основу крайових умов другої задачі.

Теплове навантаження поверхні контактної плями разом з врахуванням нелінійності матеріалу значно впливає на величину напружень у верхніх шарах валу, включаючи формування так званого білого шару на глибині порядку 0.2 мм. Екстремум напружень мігрує в процесі навантаження-розвантаження валу з поверхні в тіло валу і зворотно. Закономірність є наступною: в міру зростання навантаження на поверхні валу, екстремум напружень переміщується вглиб, починаючи формування зазначеного білого шару.

Прикладені крайові умови дозволили отримати масив цінної інформації щодо залишкових напружень, деформацій та переміщень моделі, графіків енергії деформації, карти розподілу температур, а також даних щодо типу та характеру контакту тіл протягом експерименту. Однозначно така багатофакторна модель у вигляді різноманітних вхідних параметрів (навантаження, температура, час експерименту, конвекція тощо) є перспективним об'єктом майбутніх досліджень щодо аналізу поверхневого зміцнення зовнішніх шарів валів, а описані в роботі розрахунки можуть слугувати основою для формування оригінальних МКЕ-методик імітації натурального зміцнення матеріалу, що особливо актуально для експериментальних лабораторій з матеріалознавства.

3.3. Формування властивостей та структури зміцнених поверхневих шарів, оброблених ДОЗ методом

Основною метою проведення обробки поверхневого шару ДОЗ методом є підвищення його механічних і трибологічних властивостей, зокрема твердості та зносостійкості. Підвищення твердості прогнозується за рахунок трьох процесів: механічне наклепування поверхневого шару, гартування поверхні з утворенням «білого» шару, збільшення вмісту вуглецю в поверхні за рахунок електроконтактної цементації. При чому доля першого процесу відрізняється від традиційних способів поверхнево-пластичного наклепу наявністю відносно невеликих сил обробки (до 500Н), що унеможливорює утворення об'ємних пластичних деформацій і впливає в основному на активізацію процесів гартування і цементації з формуванням певного рівня залишкових напружень, що було досліджено в попередньому підрозділі.

Оскільки формування структури відбувається під дією складних комбінованих процесів, які динамічно змінюються в процесі зміни технологічних параметрів, судити про зміцнення по формуванню певної структури достатньо проблематично, оскільки вона дуже чутлива до найменших змін технологічних параметрів. Тому за критерій зміцнення було прийнято підвищення твердості поверхні та її розподіл вглибину поверхневого шару. Разом з цим мікроструктурні дослідження проводились з метою оцінки її перетворень та ефективності комбінованого процесу зміцнення ДОЗ.

Металографічний аналіз обробленої поверхні сталі 20Х проводився на скануючому електронному мікроскопі ZEISS EVO 40XVP.

Навуглецьовані зразки піддавали мікроструктурним дослідженням. Структура поверхневого шару по глибині неоднорідна і має ряд структурних зон (рис. 3.15).

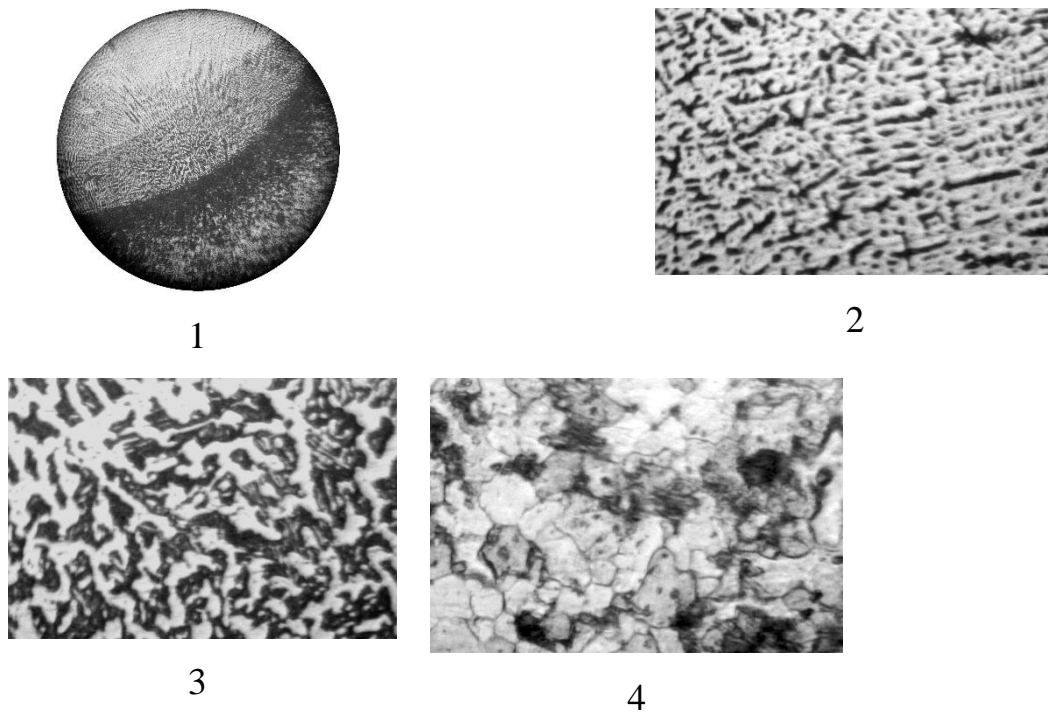


Рисунок 3.15 – Мікроструктура сталі 20X після електроконтактного науглецювання:

1 – по глибині шару (x150); 2 – на поверхні структура мартенситу (x450); 3 – перехідна зона з цементитом вторинним (x450); 4 – структура основи ферит+перліт (x450)

На рис. 3.16 показані фото відбитків піраміди Вікерса за результатами вимірювання мікротвердості по глибині шару.

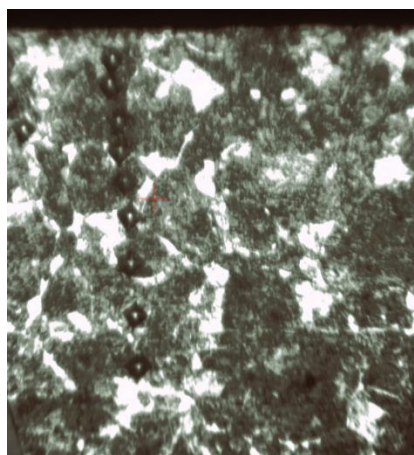


Рисунок 3.16 – Відбитки піраміди мікротвердоміра по глибині модифікованого шару

Результати вимірювання мікротвердості по глибині модифікованого шару наведені на рис. 3.17.

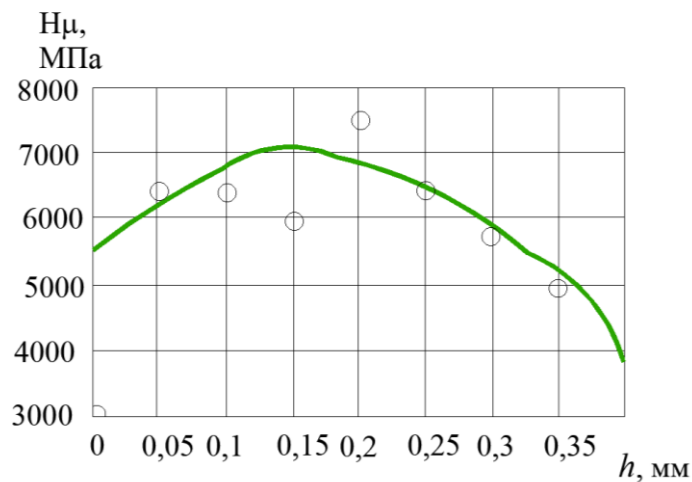


Рисунок 3.17 – Розподіл мікротвердості по глибині модифікованого шару

Результати вимірювання твердості по глибині шару показали суттєве зростання значень мікротвердості з максимумом до 7000 МПа на глибині 200 мкм, далі значення мікротвердості поступово вирівнюється до глибини основи. Тобто результати мікрометричних досліджень однозначно підтверджують ефект збільшення твердості вглибину шару. Підвищені значення твердості на певній відстані від поверхні свідчать, що дія теплових процесів зосереджена в підповерхневій області. Разом з цим на незміцнених ділянках також має місце незначне підвищення твердості за рахунок дії температурного фактора від прилеглих зміцнених треків.

3.4. Оптимізація технологічних параметрів дискретно-орієнтованого метода зміцнення підшипникових трибосистем

Встановлено, що основними технологічними параметрами, що впливають на параметри зміцнення при ДОЗ є: величина робочого струму джерела живлення, зусилля притискання робочого ролика до поверхні вала і тривалість контакту між інструментом і оброблюваною деталлю. Тривалість контакту залежить від

швидкості обертання циліндричної деталі і розмірів площадки контакту, яка була оцінена при встановленні контактних параметрів.

Для того, щоб оцінити вплив вказаних факторів і визначити оптимальні їх значення за критерієм забезпечення максимальної твердості доцільно використати методику планування експерименту, при прийнятих діапазонах:

Фактор	Сила струму, А	Зусилля, Н	Час контакту, с
min	200	200	0,1
max	800	500	0,3
середнє	500	350	0,5

В даному випадку з урахуванням для планування експерименту з визначення оптимальних значень технологічних факторів процесу електроконтактного зміцнення використовувався програмний пакет для статистичного аналізу STATISTICA. З урахуванням кількості факторів та їх незалежного впливу на функцію відгуку для планування був використаний 3-х рівневий план Бокса-Бенкена:

№ досліджу	Сила струму, А	Зусилля, Н	Час контакту, с
1	-1	0	-1
2	-1	-1	0
3	+1	-1	0
4	+1	0	+1
5	0	+1	-1
6	0	0	0
7	0	0	0
8	-1	0	+1
9	+1	0	-1
10	+1	+1	0
11	+1	-1	+1
12	-1	+1	0
13	+1	+1	+1
14	+1	-1	-1
15	+1	0	0

За допомогою меню програми був сформований план експерименту, який складається з 15 дослідів, представлений в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

План факторного експерименту для методу ДОЗ

№ досліджу	Сила струму, А	Зусилля, Н	Час контакту, с	Мікротвердість, МПа
1	200	350	0,1	4500
2	200	200	0,3	4400
3	800	200	0,3	4900
4	800	350	0,5	5300
5	500	500	0,1	6050
6	500	350	0,3	5800
7	500	350	0,3	6150
8	200	350	0,5	4750
9	800	350	0,1	5000
10	800	500	0,3	5750
11	500	200	0,5	6300
12	200	500	0,3	5250
13	500	500	0,5	6400
14	500	200	0,1	5750
15	500	350	0,3	5900

Мікротвердість була прийнята за функцію відгуку. Далі програма Statistica дозволяє провести дисперсійний аналіз для визначення впливу параметрів обробки на функцію відгуку. Для оцінки значимості факторів була побудована карта Парето, показана на рис. 3.18.

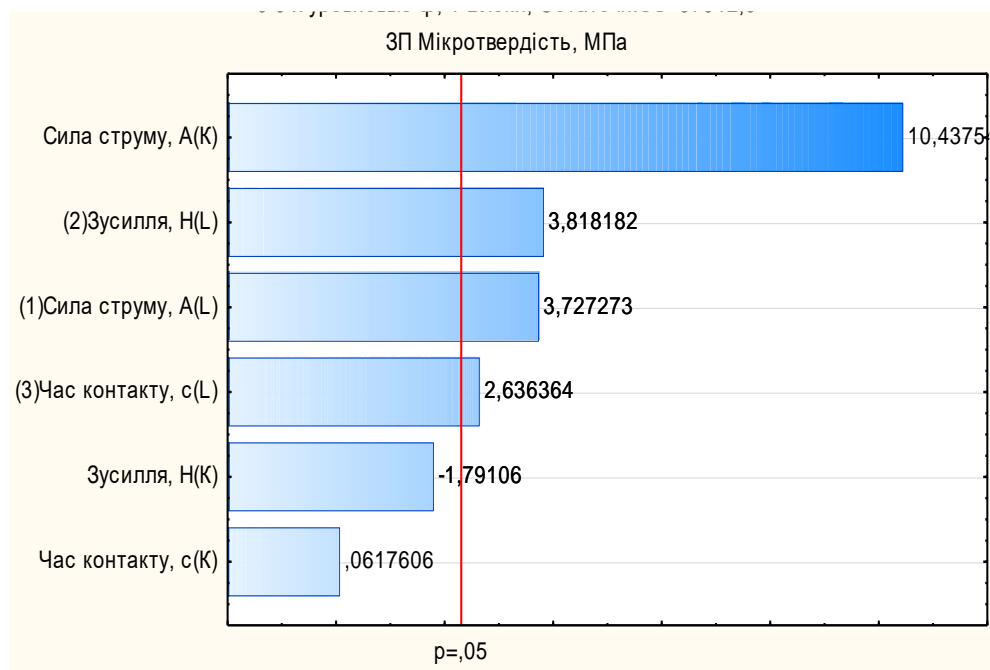


Рисунок 3.18 – Карта Парето значимості діючих факторів

На діаграмі літерою L позначений лінійний вплив фактору, а літерою K вплив значення фактору в квадратичному еквіваленті. Із аналізу діаграми видно, що найбільший вплив на мікротвердість має квадратичне значення сили струму і лінійне значення зусилля притиснення, менший вплив має час контакту, а квадратами зусилля і часу контакту у функціях відгуку взагалі можна нехтувати, оскільки вони знаходяться за червоною границею значимості.

Результати дисперсійного аналізу представлені в таблиці 3.2.

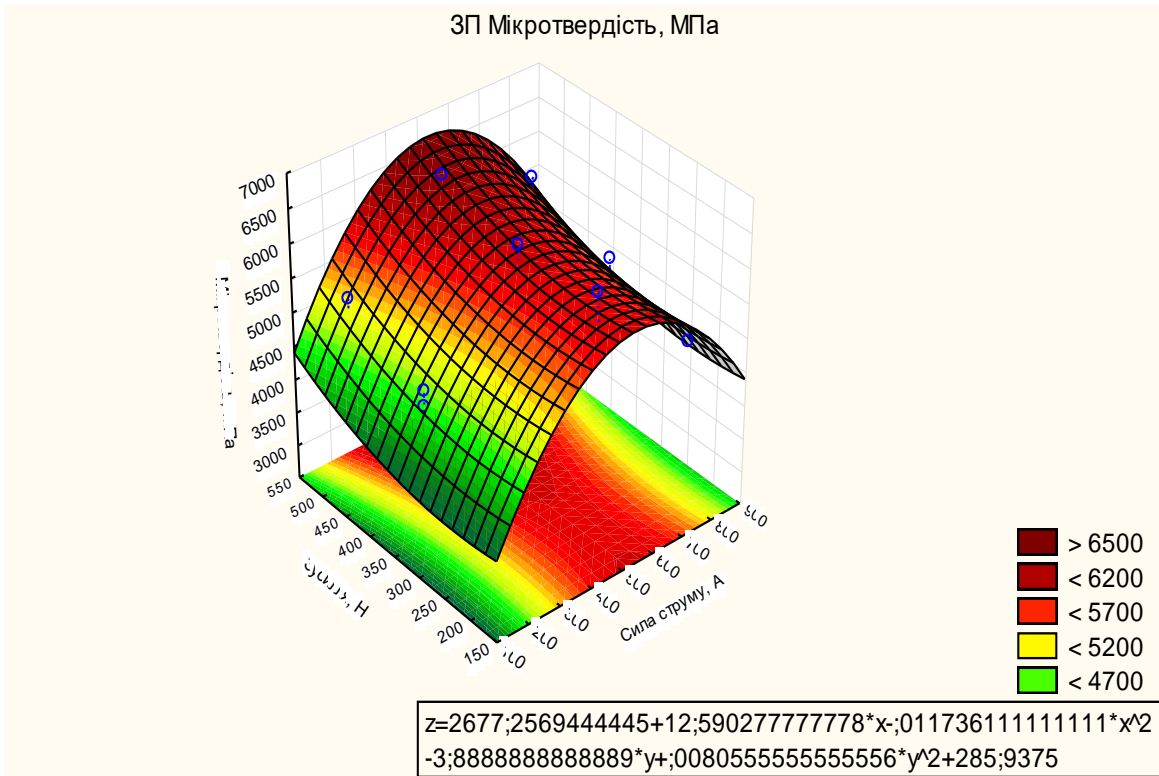
Таблиця 3.2

Результати дисперсійного аналізу

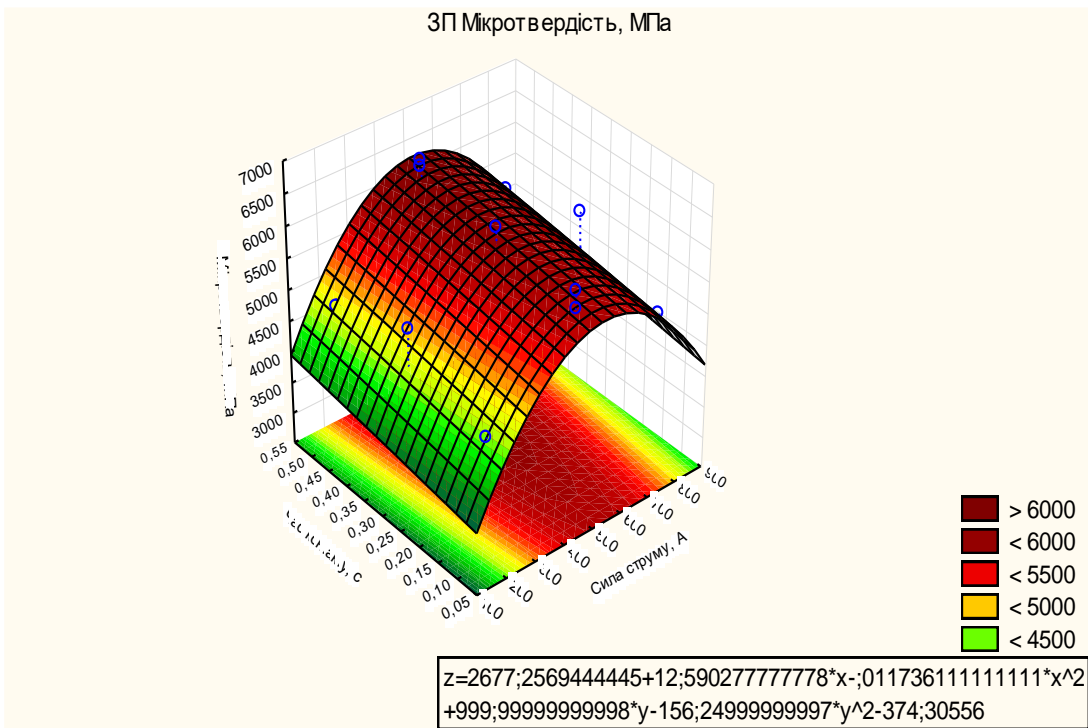
Фактор	Дисперсійний аналіз; Прм.:Мікротвердість, МПа; R-кв.=,94983;Скор.,9122 (3 факт. план Бокса-Бенкена (Таблиця даних1) в План_7п.stw) 3 3-х рівневі ф, 1 Блоки; Остаточн.SS=37812,5 ЗП Мікротвердість, МПа				
	SS	сс	MS	F	p
(1)Сила струму, A(L)	525313	1	525313	13,8926	0,005810
Сила струму, A(K)	4119375	1	4119375	108,9421	0,000006
(2)Зусилля, H(L)	551250	1	551250	14,5785	0,005103
Зусилля, H(K)	121298	1	121298	3,2079	0,111060
(3)Час контакту, с(L)	262812	1	262812	6,9504	0,029882
Час контакту, с(K)	144	1	144	0,0038	0,952269
Помилка	302500	8	37812		
Загальна SS	6029000	14			

В таблиці літерою F позначені значення критерія Фішера, а літерою p критерій ймовірності Ст`юдента. Червоним коліром показані параметри адекватності побудованого плану експерименту, тобто в цілому отриманий план експерименту можна вважати адекватним.

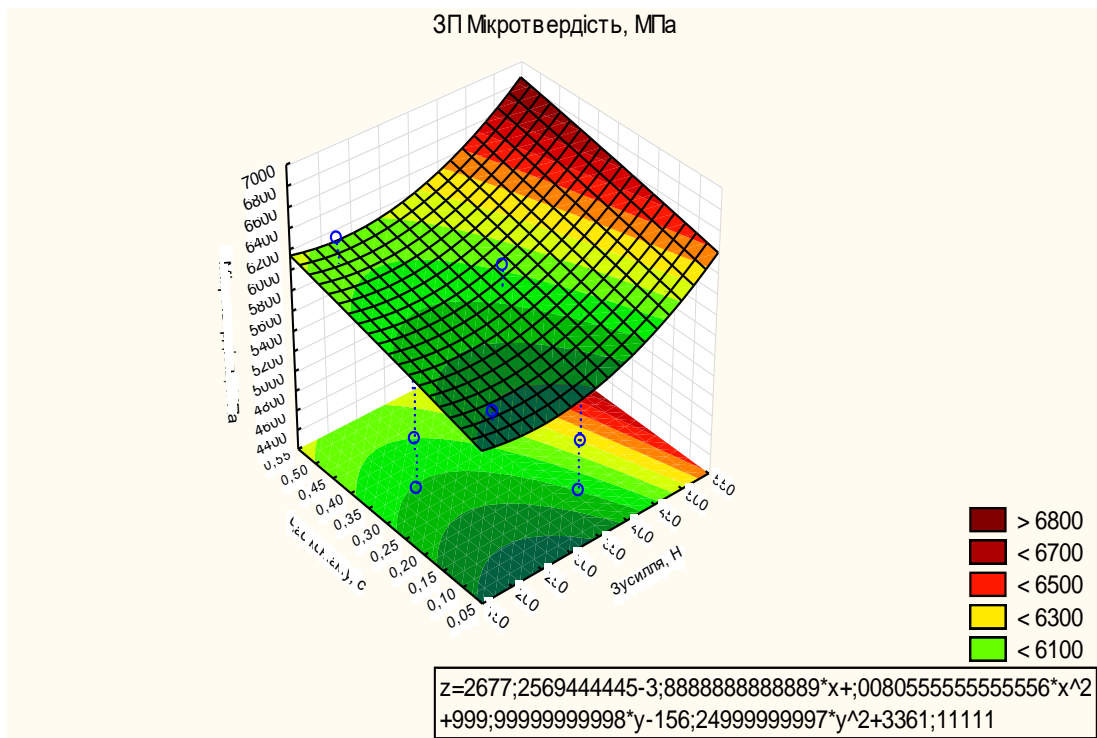
Далі будувались за допомогою програмного комплексу графіки функцій відгуку для мікротвердості від комбінації визначальних факторів (рис. 3.19).



а



б



В

Рисунок 3.19 – Графіки функцій відгуку та апроксимуючі кореляційні функції

Аналіз отриманих графіків показує, що сила струму має чітко визначений екстремальний вплив на мікротвердість, в той час, як вплив інших факторів майже лінійний.

Результати регресійного аналізу, тобто визначення коефіцієнтів регресійних рівнянь наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Результати регресійного аналізу

Фактор	Регресія; R-кв.=,94983;Скор.,9122 (3 факт. план Бокса-Бенкена (Таблиця даних1) в План_7n.stw) 3 3-х рівневі ф, 1 Блоки; Остаточн.SS=37812,5 ЗП Мікротвердість, МПа					
	Регрес. Коэф.	Ст.Ош.	t(8)	p	-95,% Дов.Пред	+95,% Дов.Пред
Сред/Св.член	2677,257	646,147	4,1434	0,003238	1187,24	4167,275
(1)Сила струму, А(L)	12,590	1,148	10,9716	0,000004	9,94	15,236
Сила струму, А(K)	-0,012	0,001	-10,4375	0,000006	-0,01	-0,009
(2)Зусилля, Н(L)	-3,889	3,182	-1,2223	0,256372	-11,23	3,448
Зусилля, Н(K)	0,008	0,004	1,7911	0,111060	-0,00	0,018
(3)Час контакту, с(L)	1000,000	1556,394	0,6425	0,538515	-2589,05	4589,052
Час контакту, с(K)	-156,250	2529,931	-0,0618	0,952269	-5990,28	5677,782

Для визначення оптимальних значень визначальних факторів процесу обробки методом ДОЗ була проведена сплайн апроксимація результатів плану за

критерієм максимальної мікротвердості. На рис. 3.20 наведені результати такої апроксимації.

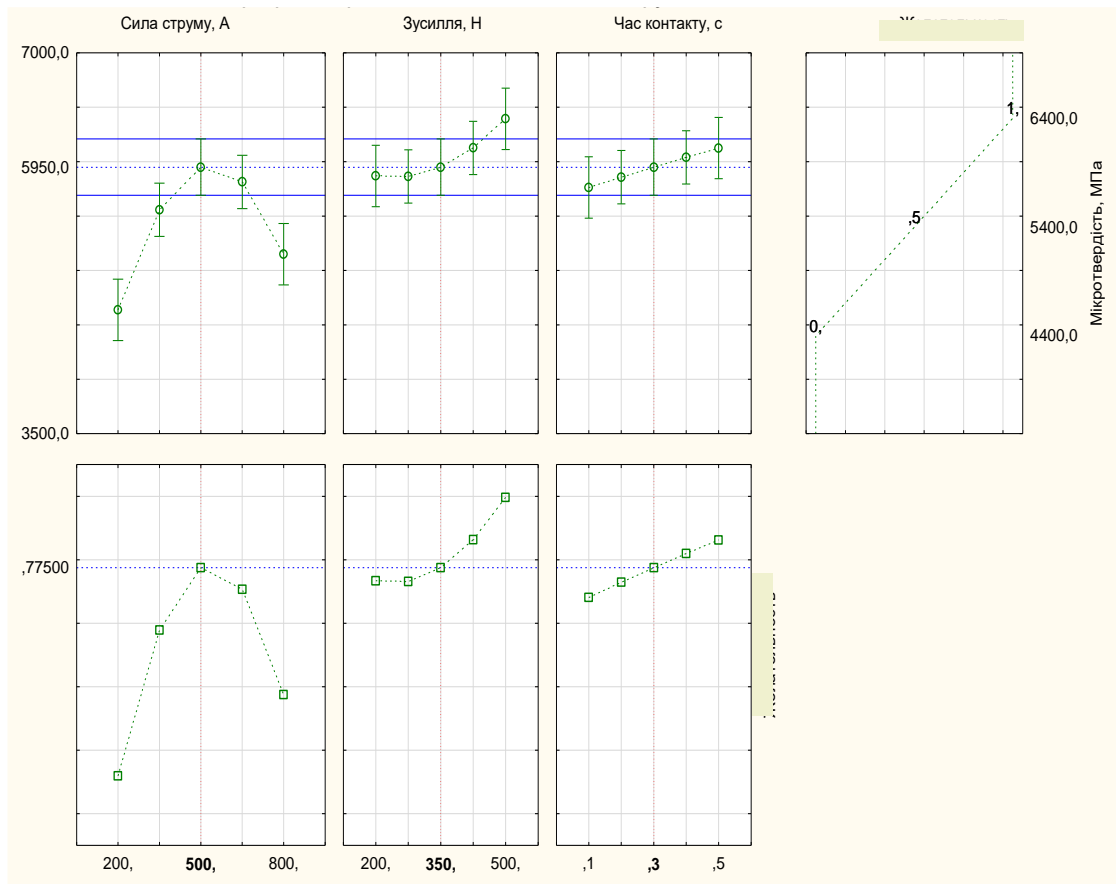


Рисунок 3.20 – Значення показників бажаності для максимального значення функції відгуку (мікротвердості)

Отже з результатів випливає, що для досягнення максимальних значень мікротвердості (5950 МПа) необхідні наступні оптимальні параметри обробки ДОЗ: сила струму-500А, зусилля-350 Н, час контакту-0,3 с.

3.5. Дослідження зносостійкості зразків модифікованих методом ДОЗ

Дослідження зносостійкості циліндричних зразків, підданих дискретно-орієнтованому зміцненню проводили за допомогою установки (УМТ-1) для випробувань на зношування (лабораторія теоретичної і експериментальної трибології кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства Хмельницького національного університету), показаний на рис. 3.21.

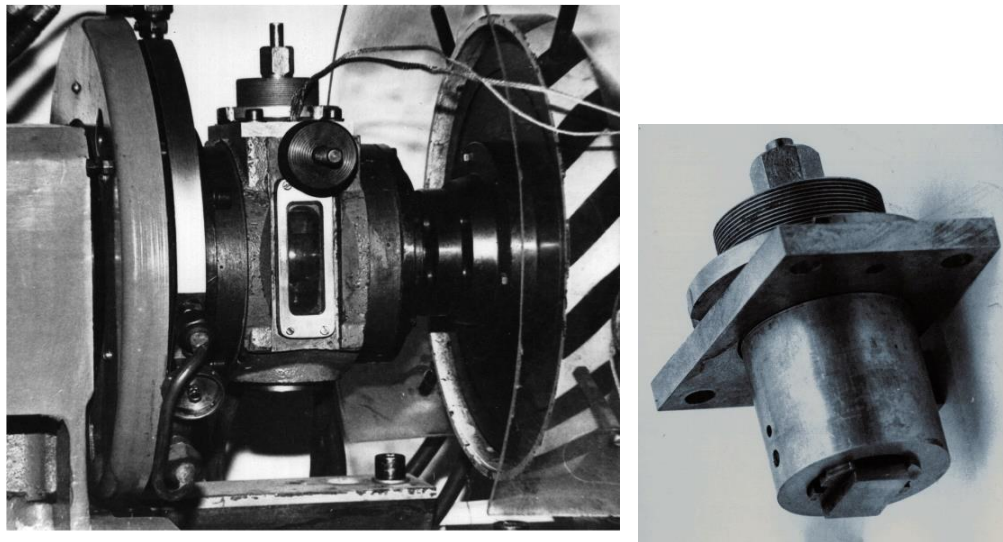


Рисунок 3.21 – Лабораторна установка для випробувань на знос: загальний вигляд камери тертя для схеми «циліндр-площина» і контрольний зразок (твердосплавна пластина) в корпусі

Пристрій монтується на стандартній камері тертя, що застосовується на універсальній машині тертя УМТ-1. Принципова схема пристосування наведена на рис. 3.22.

Рухомий циліндричний зразок (вал) 1 встановлюється на оправці 2, обертання якому передається від двигуна через клинопасову передачу і муфту 3. Нерухомий плоский зразок -контртіло 4 встановлюється в зразку утримувачі 6. Зразок утримувач переміщується вертикально в корпусі 8 по напрямних штифтах. Положення корпусу щодо пластини регулюється по висоті за допомогою гайки 7. Навантаження в контакті визначається за допомогою пружини 5 і гайки 7.

Циліндричний зразок закріплюється на оправці і йому надавався обертальний рух від приводу установки. В якості нерухомого контртіла використовувалась твердосплавна пластина із матеріалу ВК8. На рис. 3.22 показане креслення установки з системою навантаження. Механізм призначений для створення контактного тиску з контртілом 4 і поверхнею зразка 1 модифікованого матеріалу.

Навантаження здійснювалось за допомогою важельного пристрою з вантажами, які переміщуються по різьбовій вісі для встановлення необхідного плеча навантаження.

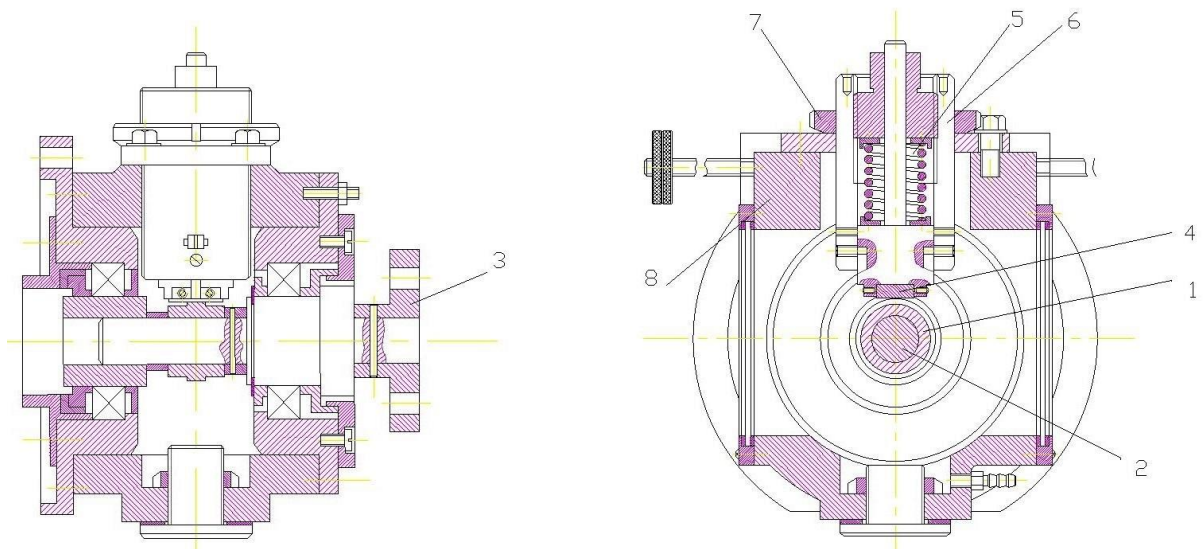


Рисунок 3.22 – Навантажувальний пристрій:

1 – зразок; 2 – оправка; 3 – привод обертання зразка; 4 – контрольний зразок-твердосплавна пластина; 5 – пружина; 6 – напрямна; 7 – гайка; 8 – корпус

Знос вимірювався як різниця радіусів циліндричного зразка до і після випробувань через 200 м шляху тертя. Результати випробувань на знос представлені на рис. 3.22.

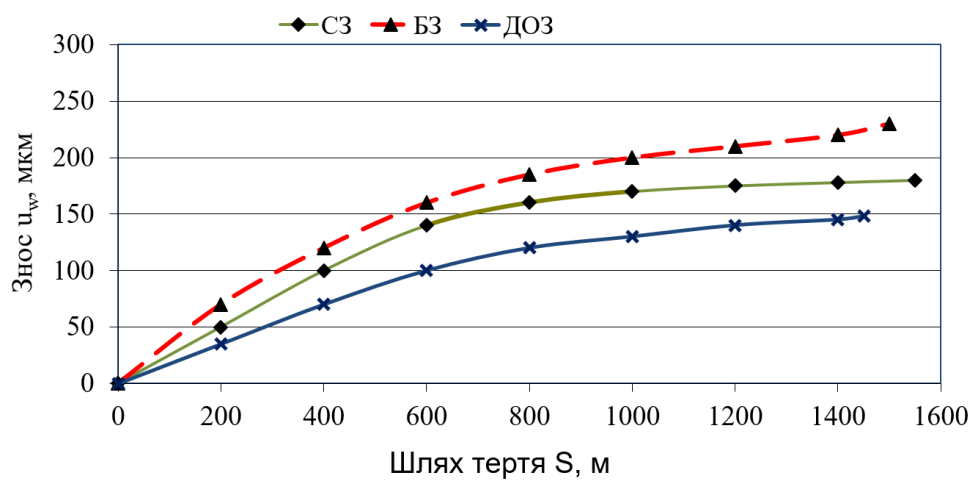


Рисунок 3.23 – Результати випробувань на знос

Результати трибологічних випробувань показали, що зносостійкість дискретно зміцнених зразків (ДОЗ) майже в 1,5 рази вища ніж зразки, які не піддавались зміцненню і в 1,2 рази перевищують зносостійкість суцільно зміцнених зразків СВЧ.

3.6. Дослідження напружено-деформованого стану поверхневих шарів після дискретно орієнтованого зміцнення

Як було зазначено в першому розділі, механізм зменшення зносу в результаті застосування дискретного зміцнення вивчений недостатньо. Існують різні гіпотези, серед яких найбільш правдоподібною, на нашу думку, виглядає порівняння напружено-деформованого стану модифікованих поверхонь. Суцільне зміцнення поверхні викликає встановлення напруженого стану поверхні внаслідок дії різного види залишкових напружень від обробки: механічних, теплових та ін. Накладання при цьому робочих навантажень, як правило, ускладнює цей напружений стан, додаючи або перерозподіляючи напруження на поверхні. Чередування на поверхні зміцнених і незміцнених ділянок створює можливість релаксації напружень в незміцнені зони. Це також справедливо і для випадків накладання робочих навантажень.

В даному дослідженні проведено моделювання напруженого стану поверхонь тертя після дискретно орієнтованого зміцнення. Для цього використаний числовий експеримент за допомогою програмного комплексу Ansys.

Проведемо аналіз напруженого стану суцільно і дискретно зміцненої поверхні. Щоб змодельовати процес зміцнення був використаний наступний підхід. Спочатку поверхню піддавали зміцненню шляхом профілювання або гладким інструментом або з насічками. В подальшому оброблену поверхню вводили в контакт з гладким пресом, тобто моделювали контактну взаємодію і оцінювали рівень напружень, який при цьому виникає.

Розглянемо перший варіант суцільно зміцненої поверхні.

В даному випадку проведемо моделювання попереднього зміцнення поверхні нашого об'єкта досліджень – сталевого профілю. Для цього інтегруємо у крайові умови середовища Ansys Static Structural сегмент обкатного ролика (рис. 3.24). Матеріали виготовлення складових моделі залишаються без змін, а ролик присвоєно матеріал Titanium Alloy з межею текучості 930 МПа (Tensile Yield Strength). Пенетрація поверхні ролика у профіль моделюється завдяки різниці їх

положення по вертикалі – відносне зміщення складає 0.3 мм і забезпечує ефект захвату ролик профілю з відповідним його зміщенням.

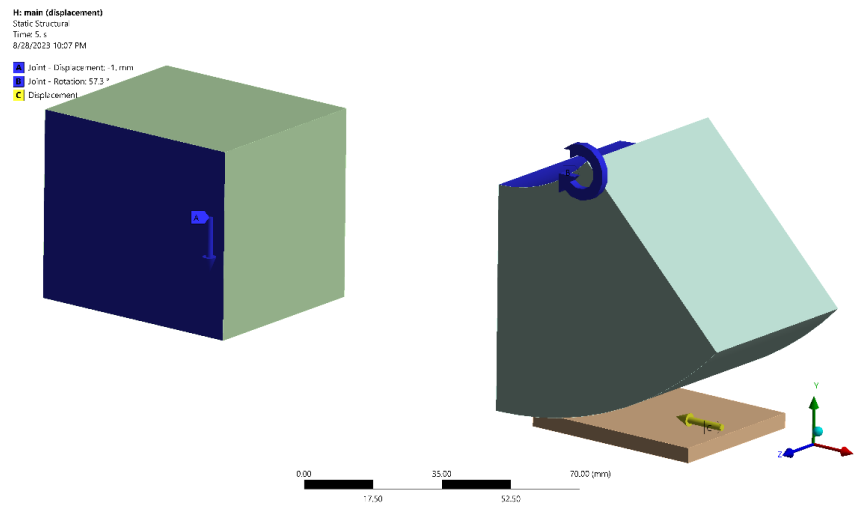


Рисунок 3.24 – Модель суцільного зміщення поверхні

До крайових умов розрахунку належать: коефіцієнт тертя 0.2 (Frictional support) обох контактів: ролик – профіль (3.25.), а також прес – профіль.

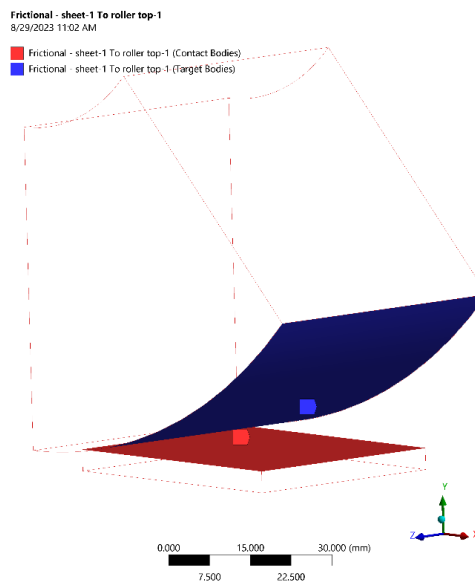


Рисунок 3.25 – Моделювання тертя в контакті

Кут обертання ролику складає 57.3° і досягається протягом 5 с. Хід профілю є поетапний: за перші 5 с він проходить 100 мм, за наступну 6-ту секунду – 50 мм (наближається до пресу), протягом останньої 7-ї секунди залишається нерухомим під пресом. Вертикальне переміщення преса на основі ступеня вільності бічних

граней преса (тип з'єднання - Transitional Joint Body-Ground) складає $\Delta = 0.4$ мм. Графік прикладання навантаження є лінійним. У такий спосіб досягається зміцнення поверхні профілю з отриманням пластичних деформацій. Фіксація нижньої грані профілю з вертикальним обмеженням переміщень вздовж перпендикулярної до поверхні осі (Displacement), що імітує реальну опорну поверхню в умовах натурних випробувань. Загальний час експерименту – 7 с. Таким чином, ми фактично модулюємо конвеєр: спочатку профіль обкатується роликком з зміцненням на 0.3 мм вглибину, а далі переміщується під прес, де додатково стискається на 0.1 мм (вертикальне переміщення преса $\Delta = 0.4$ мм) з пластичною деформацією.

FEA-сітка моделі складається з 10840 елементів та 52949 вузлів (рис. 3.26) з деталізацією профілю на рівні не більше 1 мм для довжини кінцевих елементів. Форма елементів – Hexahedron.

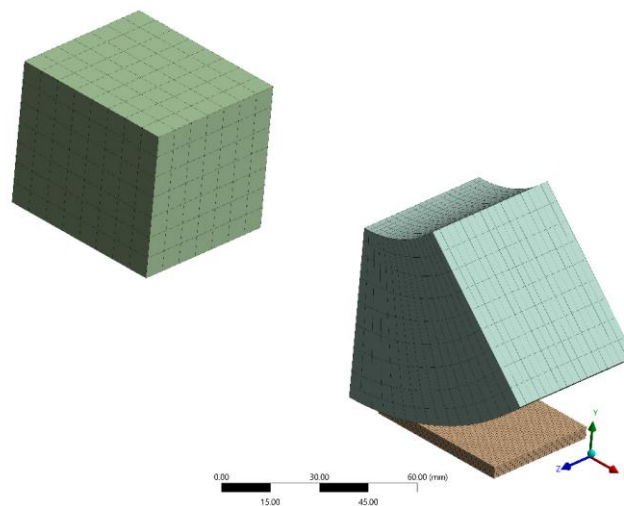


Рисунок 3.26 – МКЕ сітка досліджуваних моделей

Перш ніж проаналізувати результати міцності моделі, переконаємось у досягненні необхідної точності на основі графіка Force Convergence – розрахунок пройшов успішно з досягненням необхідної конвергенції матриці сил.

Карта переміщень моделі фактично відображає закладені крайові умови – максимальне значення склало 150.38 мм, пояснення котрому є наступне: його основна частина (150 мм) забезпечується переміщенням профілю згідно крайових умов, а залишок у вигляді 0.38 мм є кінцевими деформаціями від ролика та преса, що буде проаналізовано нижче.

Загальна карта напружень моделі представлена на рис. 3.27 – максимальне напруження складо 1940.3 МПа на момент часу 7 с і зафіксовано в об'ємі преса.

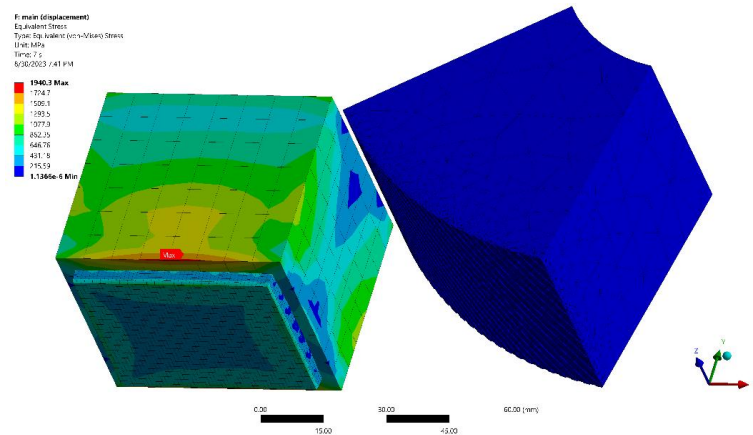


Рисунок 3.27 – Загальна картина моделі напружень

Проаналізуємо процес деформацій покровою. Отже, вже станом на 1-шу секунду експерименту ($t_1 = 1$ с), коли ролик захопив поверхню профілю, ми спостерігаємо перевищення межі текучості матеріалу виготовлення (Structural Steel - 250 МПа), тобто відбуваються пластичні деформації. Приходяться вони на зону контакту з криволінійною поверхнею ролика, що вминається у профіль – це добре спостерігати по zdeформованій моделі. Обертаючись, ролик пересуває пляму контакту далі вздовж профілю і станом на $t_2 = 2$ с вже 2/3 довжини профілю отримали пластичну деформацію, зменшивши товщину тіла. При цьому величина деформацій залишається майже незмінною (0.226 мм – саме такою є величина глибини зміцнення профілю). Найбільші напруження на поверхні профілю зафіксовано в моменту часу 2.622 с і складають 483.64 МПа. Це пояснюється тим, що на прикінцевій стадії обкочування профілю роликом утворюється хвиля з матеріалу на поверхні профілю по аналогії з розкочуванням тіста. Хвиля досягає свого піка й спричиняє найвищий супротив обертанню ролика – профіль витягується по краях (там і зафіксовано максимальні напруження) і водночас збирається в центрі. Станом на $t_4 = 5$ с профіль знаходиться у вільному стані та не перебуває у контакті з роликом або пресом. Завершальним є момент часу $t_5 = 7$ с, коли прес закінчив своє переміщення і додатково продавив профіль на глибину 0.1 мм (нагадаємо, його загальне вертикальне переміщення $\Delta = 0.4$ мм). В цей

момент й зафіксовано максимальні напруження на поверхні профілю протягом усього експерименту - 487.44 МПа.

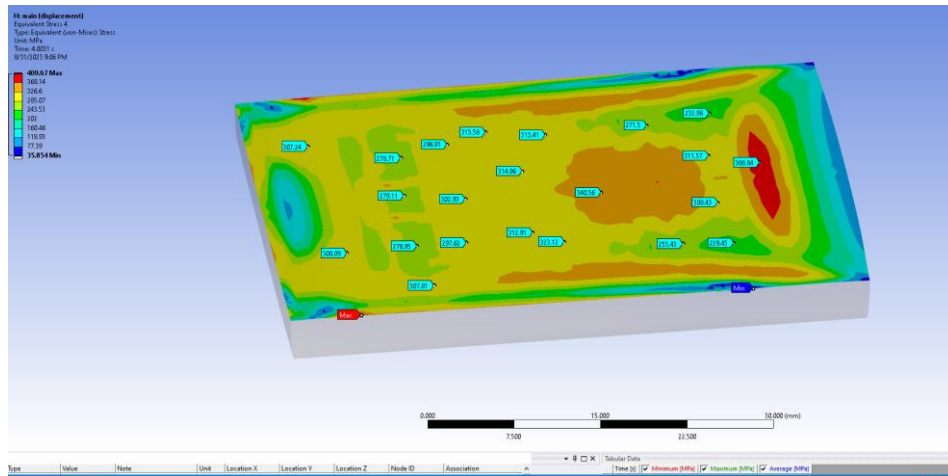


Рисунок 3.28 – Середні напруження під пресом для суцільного зміцнення.

Величини середніх напружень для суцільного зміцнення наведені на рис. 3.28. іскладають 280.09 МПа.

Для візуального розуміння усього процесу навантаження профілю доцільно звернутися до графіку напружень протягом експерименту. Як бачимо, починаючи з моменту 3.2 с, профіль звільняється від контакту з роликом і напруження дещо спадають. Далі профіль вільно рухається під прес до моменту часу 6 с, не зазнаючи жодних зовнішніх навантажень, проте вже перебуваючи у пластично-деформованому стані в результаті взаємодії з роликом. Протягом проміжку між 6-ою та 7-ою секундою прес виконує вертикальне переміщення та вминає поверхню профілю, що й призводить до максимальних напружень. Розглянемо моделювання контакту преса зі сталевим профільом після попереднього зміцнення його поверхні роликом з насічками-дискретне зміцнення.

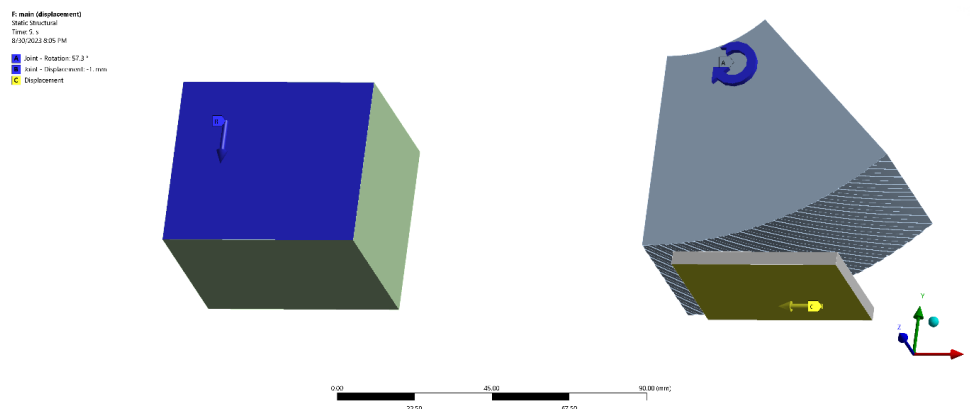


Рисунок 3.29 – Моделювання дискретно орієнтованого зміцнення

Крайові умови даної задачі абсолютно збігаються з попередньою для чистоти збереження експерименту (рис. 3.29), окрім відмінностей моделі ролика – його контактна поверхня має діагональні насічки розміром 1.5×0.2 мм з кроком 1.5 мм. Для нас ключовий інтерес викликає висота насічок – 0.2 мм, адже саме на глибині 0.2-0.3 мм від поверхні профілю формується так званий білий шар сталі з максимальними напруженнями та пластичними деформаціями. Власне, в цьому й полягає суть зміцнення, який в нашому випадку має дискретний вид з насічками на поверхні ролика, які покликані локально збільшити напруження поверхневого шару профілю, зміцнюючи його поверхню.

Моделювання насічок призвело до ущільнення сітки ролика та зростання загальної кількості кінцевих елементів моделі до 21829 (фактично двократне зростання) та 65949 вузлів відповідно. Карта переміщень моделі корелюється з крайовими умовами – максимальне значення склало 150.64 мм. Загальна карта напружень моделі представлена на рис. 3.30 – максимальне напруження склало 1273.4 МПа на момент часу 7 с і зафіксовано у в об'ємі преса, що майже на 50 % менше ніж у попередньому випадку.

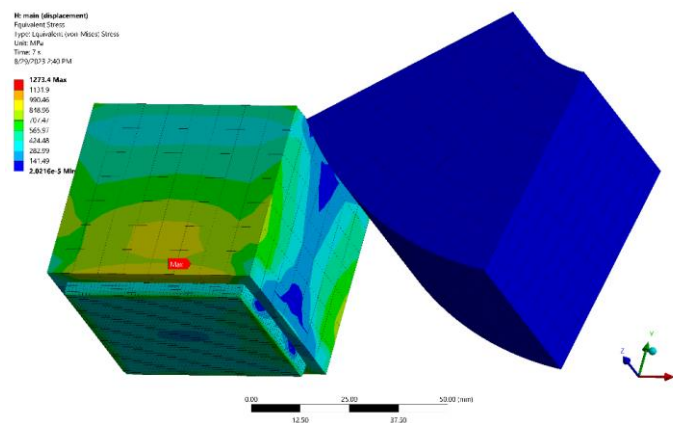


Рисунок 3.30 – Загальний рівень напружень дискретно зміцненої поверхні

До себе звертають увагу щільні коливання протягом контакту ролика з профілем, що тривають до моменту часу 3.05 с та пояснюються наявністю насічок на ролику. Такі стрибкоподібні коливання графіку можна також побачити й за результатами оцінки контакту Contact Tool > Status : значення Max відповідає стану Sticking (прилипання), а зовсім поруч є Sliding (ковзання) та Near

(близькість розташування). Всі ці типи контакту насічок ролика з профільом помічені у мінімальній близькості, що й провокує появу коливань напружень.

Розподіл напружень по поверхні після переходу моделі в зону повного контакту з пресом показаний на рис. 3.31.

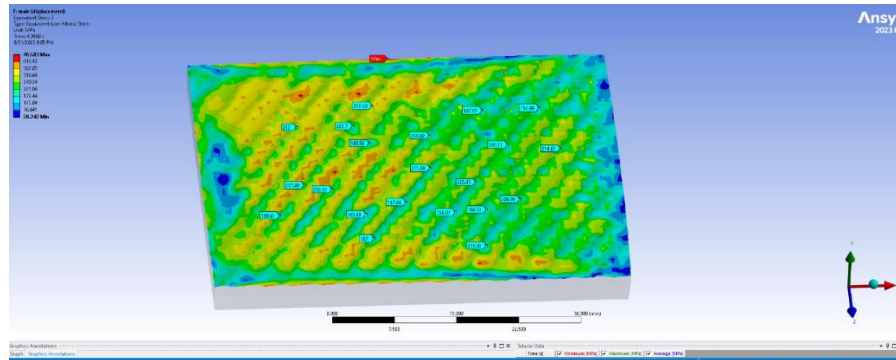


Рисунок 3.31 – Розподіл середніх напружень по поверхні контакту при дискретному зміцненні

Середні значення напружень при цьому склали 258.86 МПа, що також відчутно нижче за середній рівень напружень при суцільному зміцненні.

Отже дискретність в широкому сенсі цього терміну відіграє значну роль в контактних задачах при переході від плоскої поверхні ролика до криволінійної з насічками. Таким чином, моделюючи процеси поверхневого зміцнення, є підстави судити про практичну користь формування подібних аналітичних методик FEA-моделювання з підбором різних конфігурацій насічок, швидкості обкатки та температури в зоні контакту, також інших факторів впливу.

3.7. Висновки до третього розділу

1. Запропонований комбінований дискретно-орієнтований метод зміцнення циліндричних поверхонь трибосистем (ДОЗ), який поєднує дискретне електромеханічне обкатування з локальним нагрівом і формуванням «білого шару» з електроконтактною цементацією за рахунок подачі вуглецевого матеріалу в зону контакту.

2. Для визначення контактних параметрів у спряженні тор-циліндр встановлені еквівалентні геометричні співвідношення в контакті, які дозволили із

заданою точністю кількісно визначити контактні тиски і розміри площадки контакту на основі формул Герца для контакту куля-площина.

3. Запропонований кінетичний комп'ютерний експеримент для імітації натурального навантаження при моделювання контактної взаємодії ролика і вала при дискретному зміцненні з метою виявлення пікових напружень протягом сталого процесу навантаження та залишкових напружень після звільнення системи від дії сил на неї.

4. Доведено, що теплове навантаження значно впливає на величину напружень у верхніх шарах валу, включаючи формування так званого білого шару на глибині порядку 0.2 мм. Екстремум напружень мігрує в процесі навантаження-розвантаження валу з поверхні в тіло валу і зворотно.

5. Проаналізовано структури і досліджено показники мікротвердості дискретно-зміцнених шарів з метою доведення їх ефективності. Результати вимірювання твердості по глибині шару показали суттєве зростання значень мікротвердості з максимумом до 7000 МПа на глибині 200 мкм, далі значення мікротвердості поступово вирівнюється до глибини основи.

6. З метою визначення оптимальних технологічних параметрів дискретно-орієнтованого метода зміцнення за допомогою програми Statistica реалізований факторний експеримент за планом Бокса-Бенкена, отримані результати дисперсійного і регресійного аналізу впливу параметрів обробки на мікротвердість. Встановлено, що для досягнення максимальних значень мікротвердості (5950 МПа) необхідні наступні оптимальні параметри обробки ДОЗ: сила струму-500А, зусилля-350 Н, час контакту-0,3 с.

7. Проведені порівняльні випробування зносостійкості дискретно-орієнтованих зміцнених поверхонь. Результати лабораторних випробувань на знос показали підвищення зносостійкості ДОЗ оброблених поверхонь на 20% порівняно із суцільним зміцненням.

8. Для оцінки впливу дискретно зміцнення на формування напруженого стану поверхневого шару розроблений і реалізована двохстадійна імітаційна комп'ютерна модель, яка включає етап зміцнення (профілювання) з подальшим

формуванням контактної взаємодії із спряженою поверхнею-пресом, яка максимально наближена до реальних умов роботи трибоспряжень.

9. Встановлено зниження максимальних і середніх напружень при дискретному зміцненні на 15% порівняно із суцільним зміцненням. Рівень максимальних напружень при дискретному зміцненні становив 1273.4 МПа, середніх 258.86 МПа, при суцільному зміцненні відповідно максимальних 1940.3 МПа і середніх 280.09 МПа.

РОЗДІЛ 4

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МОДЕЛІ ЗНОССТІЙКОСТІ І
НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ТРИБОСИСТЕМ

Створення розрахункових моделей зносостійкості сучасних вузлів тертя машин ускладнюється багатогранністю взаємозв'язків різних факторів при зношуванні. Як правило, ці зв'язки є нелінійними. Це, у свою чергу, призводить до математичних труднощів у вирішенні проблем контакту зношування. Часто рішення можливе лише в числовій формі.

У багатьох енергетичних і транспортних засобах (двигуни внутрішнього згорання, турбіни, автомобілі та ін.) підшипники ковзання є одними з основних вузлів, що визначають довговічність і надійність машини в цілому. Аналіз сучасного стану методів розрахунку та проектування підшипників ковзання показує, що вони відстають від загального рівня та вимог. Тому для інженерних застосувань доцільно використовувати наближені підходи. У цьому напрямку є невелика кількість досліджень, наведених нижче.

У роботі [1] з використанням узагальненої моделі кумулятивного зношування розв'язано задачу трибоконтакту для підшипника ковзання, вал якого має малі контурні пелюстки різної форми. Досліджено вплив пелюстків на термін служби підшипника при повному однозонному та змішаному контакті. Встановлено, що овальність і трилопастність вала сприяють збільшенню терміну служби. Особливості цього ефекту представлені графічно.

У роботі [2] проаналізовано зміну контактного тиску під час зношування наполегливого підшипника ковзання за законом нелінійного зношування. Деформаційні властивості покриття описані за допомогою нелінійної моделі Вінклера. Показано, що стійке зношування може існувати при певному розподілі контактного тиску.

У статті [3] розглядається проблема одночасного зношування пружного циліндра та циліндричної поверхні вирізу в пружному просторі (у площинній постановці). Формулювання контактної задачі опускає обмеження площі

контакту. Контакт вирішується поетапно; параметри лінійного зносу та контакту вала та втулки вирішуються на кожному кроці в часі. Для вирішення контактної задачі застосовано метод Мультиппа-Каландія. Побудована модель використовується для дослідження еволюції контактного тиску та зміни форми вала та втулки в процесі зношування.

Параметр закону зношування бронзи зі сталлю при сухому терті визначено шляхом порівняння результатів математичного моделювання з експериментальними даними [4]. Випробування на зношування проводили за схемою сталевя куля–плоский бронзовий зразок при відносному зворотному ковзанні досліджуваних зразків. Моделювання зношування зразка ґрунтувалося на асимптотичній поведінці розв’язку відповідної контактної-зносової задачі. Було продемонстровано ефективність використання цієї асимптотики для ідентифікації закону зношування на основі результатів трибологічних випробувань.

У роботі [5] на основі випробувань на тертя та зношування диска розраховано параметри швидкості зношування як функції швидкості ковзання та тиску з урахуванням їх розподілу по плямі контакту. Параметри порівнюються з тими, що отримані за умови рівномірного розподілу швидкостей і тиску. У роботі передбачається, що пляма контакту не змінюється, диск не зношується, дослідження проводяться в умовах стаціонарного зношування.

Проаналізовано кінетику зношування зразків на чотирикульковій фрикційній машині з використанням різних мастил [6]. Показано, що зростання площі плями контакту на кульках підпорядковується кінетичному рівнянню другого порядку, що в межах відповідає катастрофічному зносу. Оцінено лінійні швидкості зношування та рівень деформації матеріалу кульки в різних мастильних середовищах.

У статті [7] використовується адаптивний метод моделювання зношування для дослідження прогресу зношування радіальних підшипників ковзання, що контактують з поворотним валом. Змішане формулювання Лагранжа–Ейлера було використано для моделювання умов контакту між підшипником і валом, а

еволюція локального зносу моделюється за допомогою рівняння Арчарда. У розробленому алгоритмі процесора зношування виконується не тільки повторне закріплення на контактних елементах, але й для їх безконтактних елементів. Таким чином імітація зносу стає незалежною від розміру контактних елементів. Валідацію проводили для підшипника з ламінованого полімерного композиту. Композит був змодельований як лінійний ортотропний матеріал. Коефіцієнти зносу були отримані в результаті експериментів «плоска-на-плоскій» і застосовувалися як залежні від тиску та швидкості параметри в процесорі зносу. Нарешті, чисельно досліджено вплив зазору на знос радіальних підшипників. Моделювання також демонструє, як змінюється контактний тиск під час процесу зношування, і як зазор впливає на цю зміну.

У роботах [8-10] запропоновані підходи експериментального проектування для вирішення проблем контакту зносу підшипників ковзання. На основі задач прямого та зворотного контактів зносу наведено алгоритми розрахунку зносу підшипників та визначення параметрів їх законів зносу. Водночас виникають труднощі в інженерній реалізації отриманих рішень.

Тому для практичного використання необхідні алгоритми розрахунку ресурсу підшипників за допомогою простих алгебраїчних залежностей і формул.

4.1. Зносоконтактні задачі для радіальних підшипників ковзання з прямою парою тертя

4.1.1. Модель зношування підшипника з Excel апроксимуючою залежністю кута контакту

Зносоконтактна проблема - це задача визначення максимального лінійного зносу підшипника в залежності від шляху тертя (терміну експлуатації). При цьому за вихідні дані приймалися параметри конструкції підшипника, навантаження і кінематика, а також закономірність зношування в залежності від параметрів зносостійкості.

За конструктивною схемою циліндричні підшипники ковзання являють собою внутрішній контакт двох циліндрів близьких радіусів з радіальним зазором Δ (рис. 4.1). Вал радіусом R_1 навантажений силою Q і обертається зі швидкістю ковзання V у втулці підшипника 2 радіуса R . У процесі силової взаємодії вала і втулки підшипника контактний тиск σ , розподілений по дузі контакту $2\varphi_0$ виникає в місці контакту двох циліндрів. Якщо припустити, що зносостійкість вала значно перевищує зносостійкість втулки (пара прямого тертя), то під час роботи у внутрішній поверхні втулки зношується дугова зона зношування з максимальним значенням зносу u_w в центрі контакту.

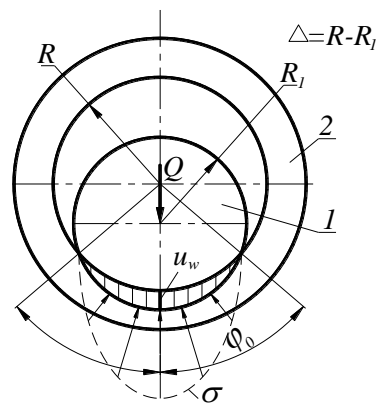


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема циліндричного підшипника ковзання

Для аналітичного розв'язання задачі розрахунку зношування підшипника ковзання, крім вказаних геометричних, силових і кінематичних параметрів, за вихідну величину береться також математична форма закономірності зношування. Найбільше застосування отримало представлення таких закономірностей у вигляді залежності швидкості зношування від визначальних параметрів процесу (контактного тиску, швидкості ковзання, температури тощо). Тут ми пропонуємо закономірність (модель) зношування у вигляді безрозмірного набору визначальних факторів:

$$\frac{du_w}{dS} = C_w \left(\frac{f\sigma}{HB} \right)^n \left(\frac{VR}{v} \right)^p, \quad (4.1)$$

де u_w – знос підшипника;

S – шлях тертя;

f – коефіцієнт тертя в парі вал-втулка;

σ – нормальний контактний тиск;

HВ – твердість матеріалу втулки;

V – швидкість ковзання;

R – радіус підшипника (втулки);

ν – кінематична в'язкість масла;

C_w, n, p – параметри зносостійкості.

В основній залежності (4.1) значення контактного тиску буде визначатися із середніх значень (рівняння рівноваги):

$$\sigma = \frac{Q}{2bR\varphi_0}, \quad (4.2)$$

де Q – навантаження, що діє на підшипник;

b – ширина контакту між валом і втулкою;

φ_0 – півкут контакту вала з втулкою.

Зв'язок максимального зносу u_w і кута контакту визначається з геометрії внутрішнього контакту двох циліндрів з початковим радіальним зазором Δ із залежності:

$$u_w(\varphi_0) = \Delta(\sec \varphi_0 - 1). \quad (4.3)$$

Для подальшого використання зручно представляти функцію $\sec \varphi_0 - 1$ у формі степеневі апроксимації [93, 95]. Для діапазону зміни контактного кута $0 \dots \pi/2$ (табл. 4.1) за допомогою програми Excel можна побудувати графічну залежність функції $\sec \varphi_0 - 1$ від контактного кута φ_0 (рис. 4.2) і отримати степеневу апроксимацію цієї функції.

Таблиця 4.1

Числові залежності для функції контактного кута в підшипнику

φ_0 , рад	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40
Sec (φ_0-1)	0,02	0,085	0,211	0,434	0,852	1,77	4,89

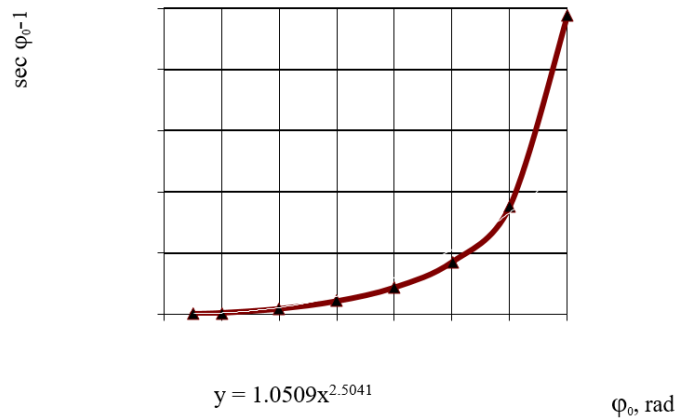


Рисунок 4.2 – Степенева апроксимація функції $\sec \varphi_0 - 1$ від контактного кута φ_0

З достатньою точністю можна припустити, що

$$\sec \varphi_0 - 1 \approx \varphi_0^{2,5}. \quad (4.4)$$

Таким чином, вираз (4.3) можна представити у такому вигляді:

$$u_w = \Delta\varphi_0(s)^{2\frac{1}{2}}. \quad (4.5)$$

Продиференціюємо залежність (4.5) на шляху тертя s :

$$\frac{du_w}{ds} = 2\frac{1}{2}\Delta\varphi_0(s)^{1\frac{1}{2}}\frac{d\varphi_0}{ds}. \quad (4.6)$$

Прирівняйте (4.1) і (4.6) і підставте в ліву частину вираз для контактного тиску (4.2), щоб отримати:

$$c_w \left(\frac{VR}{v}\right)^p \left(\frac{f}{HB}\right)^n \left(\frac{Q}{2bR\varphi_0}\right)^n = 2\frac{1}{2}\Delta\varphi_0(s)^{1\frac{1}{2}}\frac{d\varphi_0}{ds}. \quad (4.7)$$

Перетворіть (4.7) до вигляду:

$$\frac{c_w}{2,5\Delta} \left(\frac{VR}{v}\right)^p \left(\frac{fQ}{HB 2bR}\right)^n = \varphi_0^{n+1,5} \frac{d\varphi_0}{ds}. \quad (4.8)$$

Або

$$\frac{2c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB2bR} \right)^n ds = \varphi_0^{n+1,5} d\varphi_0. \quad (4.9)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з роздільними змінними. Проінтегруємо рівняння (4.9), щоб отримати:

$$\frac{\varphi_0^{n+2,5}}{n+2,5} = \frac{2c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB2bR} \right)^n s + C. \quad (4.10)$$

Вважаючи, що контактний кут $\varphi_0 = 0$ в початковий момент процесу зношування ($s = 0$), постійна інтегрування $C = 0$.

Таким чином, залежність контактного кута від траєкторії тертя набуває вигляду:

$$\varphi_0 = \left[\frac{(n+2,5)2^{1-n}c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB bR} \right)^n s \right]^{\frac{1}{n+2,5}}. \quad (4.11)$$

Або, нарешті, з урахуванням залежності (4.5) розрахункова формула для залежності максимального зносу u_w в підшипнику ковзання від величини шляху тертя s матиме вигляд:

$$u_w = \Delta \left[\frac{(n+2,5)2^{1-n}c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB bR} \right)^n s \right]^{\frac{2,5}{n+2,5}}. \quad (4.12)$$

В отриманій формулі (4.12) параметри зносостійкості C_w , n , p показують ступінь впливу визначальних факторів процесу зношування підшипників. Як правило, їх числові значення встановлюються експериментально шляхом лабораторних досліджень. З одного боку, ці випробування не будуть громіздкими з використанням геометрично простих зразків, а з іншого боку, умови випробувань прагнуть бути якомога ближчими до фактичних умов роботи агрегату, щоб отримати більш адекватну модель зносу. Далі для повної

ідентифікації формули (4.12) розглядається процедура розрахунку параметрів зносостійкості за результатами лабораторних випробувань на знос.

4.1.2. Наближена зносоконтактна задача для підшипника ковзання з урахуванням температуропровідності змащувального шару

Для аналітичного розв'язку задачі розрахунку зносу підшипника ковзання за вихідну величину прийнято математичну форму закону зносу. Широко використовується представлення таких закономірностей, як залежність швидкості зношування від визначальних параметрів процесу (контактного тиску, швидкості ковзання, температури тощо). В цьому випадку приймемо наступну закономірність зношування для розширення діапазону визначальних факторів:

$$\frac{du_w}{dS} = K_w f \left(\frac{\sigma(\varphi_0)}{E} \right)^m \left(\frac{V\Delta}{a} \right)^n, \quad (4.13)$$

де u_w – знос підшипника;

S – шлях тертя;

f – коефіцієнт тертя в парі вал-втулка;

σ – нормальний контактний тиск;

E – модуль пружності матеріалу рукава;

V – швидкість ковзання;

R – радіус підшипника (втулки);

a – коефіцієнт теплопровідності матеріалу підшипника;

K_w, m, n – параметри зносостійкості;

φ_0 – половина кута контакту валу і втулки

Для розрахунку максимального зносу використовуємо значення максимального контактного тиску. При відомому контактному куті максимальні контактні тиски можна визначити за формулою:

$$\sigma_0 = \frac{Q}{bR_1} \frac{1 - \cos \varphi_0}{\varphi_0 - \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}. \quad (4.14)$$

Використаємо наближений розклад тригонометричних функцій в ряд [93, 95]:

$$\sigma_0 = \frac{Q}{bR_1} \frac{1 - 1 + \frac{1}{2}\varphi_0^2}{\varphi_0 - \left(\varphi_0 - \frac{1}{6}\varphi_0^3\right)\left(1 - \frac{1}{2}\varphi_0^2\right)} \cong \frac{3Q}{4bR_1\varphi_0}, \quad (4.15)$$

де Q – несуче навантаження;

b – ширина контактного валу і втулки.

Співвідношення між максимальним зносом u_w а контактний кут визначається з геометрії внутрішнього контакту двох циліндрів з радіальним початковим зазором Δ відповідно до:

$$u_w = \Delta \left(\frac{1}{\cos \varphi_0} - 1 \right). \quad (4.16)$$

Де визначається контактний кут:

$$\varphi_0 = \arccos \left(\frac{\Delta}{u_w + \Delta} \right). \quad (4.17)$$

Можливі більш зручні наближені алгебраїчні формули для визначення контактного кута. Формула (4.17) розкладанням косинуса в степеневий ряд і відкиданням членів старшого порядку малості зводиться до вигляду:

$$\varphi_0 = \left(\frac{2u_w}{u_w + \Delta} \right)^{\frac{1}{2}} 2 = \left(\frac{2}{1 + \Delta / u_w} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2(u_w / \Delta)}{u_w / \Delta + 1} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.18)$$

З (4.17) у розкладі косинуса:

$$\cos \varphi_0 = 1 - \frac{1}{2}\varphi_0^2 = \frac{\Delta}{u_w + \Delta};$$

$$\varphi_0 = \left(\frac{2u_w}{u_w + \Delta} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Вираз (4.17) можна обернути і представити у вигляді секансу:

$$\sec \varphi_0 = \frac{u_w + \Delta}{\Delta} = \frac{u_w}{\Delta} + 1$$

або

$$\sec \varphi_0 = 1 + \frac{1}{2} \varphi_0^2 = \frac{u_w}{\Delta} + 1,$$

$$\varphi_0 = \left(2 \frac{u_w}{\Delta} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.19)$$

З того, що (4.18) переходить у (4.19) з малими переміщеннями, випливає, що вираз (4.19) більш точний. А розкладання секанса з однаковою кількістю членів менш точне, ніж розкладання косинуса. Це підтверджується чисельною оцінкою точності визначення контактного кута за формулами (4.17), (4.18), (4.19). Результати порівняння для різних u_0 / Δ представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Порівняння результатів обчислення кута за різними формулами

u_0 / Δ	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
Формули					
(5)	24,62	48,19	60	66,42	70,53
(6)	24,43	46,78	57,3	62,76	66,16
(7)	25,62	57,3	81,03	99,24	114,6

З числового порівняння випливає, що розрахунки за формулою (4.19), отримані шляхом розкладання січної, близькі до розрахунків за вихідною формулою (4.17) лише при кутах, що не перевищують 20° .

З формули (4.19) залежність зносу від контактного кута в підшипнику матиме вигляд:

$$u_w = \Delta \frac{\varphi_0^2}{2}. \quad (4.20)$$

Отриманий вираз (4.20) продиференціюємо по шляху тертя і разом з виразом (4.15) підставимо в (4.13). В результаті отримуємо:

$$\Delta \varphi_0(S) \frac{d\varphi_0}{dS} = K_w f \left(\frac{3Q}{4bR_1 \varphi_0(S) E} \right)^m \left(\frac{V\Delta}{a} \right)^n. \quad (4.21)$$

або:

$$\Delta \varphi_0^{m+1} d\varphi_0 = K_w f \left(\frac{3Q}{4bR_1 E} \right)^m \left(\frac{V\Delta}{a} \right)^n dS. \quad (4.22)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з роздільними змінними. Після інтегрування рівняння (4.22) отримуємо:

$$\frac{\varphi_0^{m+2}}{m+2} = \frac{K_w f}{\Delta} \left(\frac{3Q}{4bR_1 E} \right)^m \left(\frac{V\Delta}{a} \right)^n S + C. \quad (4.23)$$

Якщо припустити, що в початковий період часу $S = 0$ контактний кут дорівнює нулю $\varphi_0 = 0$, то константа інтегрування $C = 0$.

Таким чином, залежність для контактного кута матиме вигляд:

$$\varphi_0 = \left(\frac{(m+2)K_w f}{\Delta} \left(\frac{3Q}{4bR_1 E} \right)^m \left(\frac{V\Delta}{a} \right)^n S \right)^{\frac{1}{m+2}}. \quad (4.24)$$

Остаточно з урахуванням виразу (4.20) формула розрахунку максимального зносу підшипника ковзання в залежності від траєкторії тертя набуде вигляду:

$$u_w = \frac{\Delta}{2} \left((m+2)K_w f \Delta^{n-1} \left(\frac{3Q}{4bR_1 E} \right)^m \left(\frac{V}{a} \right)^n S \right)^{\frac{2}{m+2}}. \quad (4.25)$$

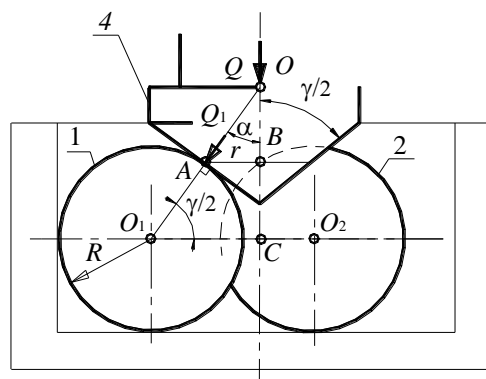
Отримана залежність для розрахунку зносу дозволяє проаналізувати вплив на знос конструктивно-експлуатаційних параметрів підшипників. Це дає можливість підібрати оптимальні параметри підшипників на етапі проектної підготовки машини за критерієм максимальної зносостійкості.

4.2. Теорія випробувань на знос підшипникових трибосистем для визначення параметричних характеристик зношування

4.2.1. Схема випробувань: конус-три кулька, модель зношування (4.1)

Для випробування підшипникових матеріалів традиційна чотирикулькова лабораторна схема випробувань є недоцільною, оскільки не дозволяє модифікувати матеріал внутрішньої деталі-валу. Для підшипників тут запропоновано використовувати схему випробувань «конус – три кулі» для визначення характеристик зношування. Як контрольні зразки використовували стандартні сталеві кульки зі сталі ШХ15 діаметром 12,7 мм. Як випробувальний зразок використовувався конічний зразок з відповідного матеріалу підшипника. Конічні зразки легко готуються і характеризуються зміною розмірів плями зносу під час випробування. Зміна місця зношування призводить до зміни контактних тисків, що дає можливість одержати сукупність результатів випробувань за характеристиками навантаження без зміни зовнішнього навантаження на конічний зразок. Нижче представлена розрахунково-експериментальна методика визначення параметрів зносостійкості C_w , n ,

Розрахункова схема тесту «конус – три кулі» наведена на рис. 4.3.



а

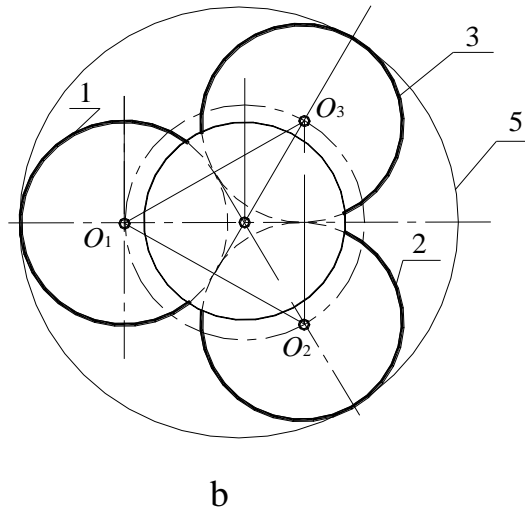


Рисунок 4.3 – Тестова схема розрахунку «конус – три кулі»: вид спереду (а); вид зверху (б)

Три кулі 1, 2, 3 однакового радіуса R розташовані на площині так, що їх центри утворюють рівносторонній трикутник $O_1O_2O_3$. Конус 4 з кутом при вершині γ стикається з нижньо розташованими кулями в точках $A_1A_2A_3$. Сила Q , прикладена до конуса, передається на нижні кульки по перпендикулярах до твірної конуса рівновеликими силами $Q_1=Q_2=Q_3$.

Обойма 5 забезпечує нерухомість кульок під дією навантаження від вертикальної сили і моменту навколо вертикальної осі.

Сили, що діють на кульки, виражаються через спільну силу співвідношенням:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \frac{Q}{3\cos(\gamma/2)}. \quad (4.26)$$

Для визначення лінійної швидкості ковзання конуса по кульках необхідно знати відстань r від осі обертання конуса до точок контакту з кулями.

З подібності трикутників OO_1C і OAB виходить:

$$r = O_1C \left(1 - \frac{R}{OO_1} \right). \quad (4.27)$$

Значення O_1C визначається як радіус кола, описаного навколо правильного трикутника $O_1O_2O_3$:

$$O_1C = \frac{2\sqrt{3}}{3}R.$$

$$OO_1 = \frac{O_1C}{\cos \gamma / 2} = \frac{2\sqrt{3}R}{3\cos \gamma / 2}.$$

Після проміжних замінів виходить:

$$r = R \left(\frac{2\sqrt{3}}{3} - \cos(\gamma / 2) \right). \quad (4.28)$$

Форму поверхні зношеного конуса приймемо у вигляді круглої канавки з радіусом профілю a . Припустимо також, що контактний тиск під жорсткою незношуваною кулею рівномірно розподілений по поверхні зношеного конуса. Тоді має місце таке співвідношення:

$$\sigma = \frac{Q_1}{\pi a^2}. \quad (4.29)$$

Зв'язок максимального зносу u_w з розмірами плями зносу a визначається з геометрії контакту спряженого конуса радіуса R з циліндром радіуса r . З достатньою точністю шукана залежність представляється у вигляді:

$$u_w(S) = \frac{a(S)^2}{2R^*}, \quad (4.30)$$

де R^* – еквівалентний радіус в контактї конуса з кулькою:

$$R^* = \frac{Rr}{R + r}.$$

При визначенні параметрів зносостійкості в моделі зносостійкості (4.1) замість радіуса опори використовувати еквівалентний радіус контакту куля – конус.

Зобразимо експериментальну залежність радіуса витертої в конусі круглої канавки у степеневому наближенні:

$$a(S) = cS^\beta, \quad (4.31)$$

де c і β – параметри апроксимації, визначені за результатами випробувань на знос.

Інтегруємо закономірність зношування (4.1) для отримання інтегральної форми моделі зношування конуса:

$$u_w(S) = C_w \int_0^S \left(\frac{f\sigma(S)}{HB} \right)^n \left(\frac{VR^*}{v} \right)^p dS. \quad (4.32)$$

Підставляємо в ліву частину отриманої залежності вираз для зносу (4.30), а в праву – вираз для контактного тиску (4.29), щоб отримати:

$$\frac{a^2(S)}{2R^*} = C_w \int_0^S \left[\left(\frac{fQ_1}{\pi \bar{a}^2(S)} \right) \frac{1}{HB} \right]^n \left(\frac{VR^*}{v} \right)^p dS, \quad (4.31)$$

або з урахуванням (4.31) та інтегруванням по траєкторії тертя отримуємо:

$$\frac{c^2 S^{2\beta}}{2R^*} = C_w \left(\frac{fQ_1}{c^2 \pi HB} \right)^n \left(\frac{VR^*}{v} \right)^p \frac{S^{1-2\beta n}}{1-2\beta n}. \quad (4.33)$$

З умови виконуваності рівняння (4.33) для всіх значень S випливає, що:

$$2\beta = 1 - 2\beta n, \quad (4.34)$$

звідки:

$$n = \frac{1 - 2\beta}{2\beta}. \quad (4.35)$$

Для визначення параметра p необхідно провести випробування при двох значеннях швидкості ковзання V_1 і V_2 , з яких отримати дві групи експериментальних даних з апроксимуючими функціями:

$$a_1 = c_1 S^\beta; a_2 = c_2 S^\beta. \quad (4.36)$$

Розглянемо задачу визначення параметрів зношування за результатами випробувань зразків зі зміною в процесі зношування плями контакту $a(S)$. Зміна плями зносу викликає зміну значень контактних тисків $\sigma(a)$. Показник степеня n у виразі (4.1) характеризує швидкість зміни контактних тисків під час зношування. Він безпосередньо пов'язаний з показником β експериментальної залежності, яка, відповідно, характеризує швидкість зміни плями контакту під час зношування. Оскільки швидкість ковзання V у розглянутих співвідношеннях не залежить від траєкторії тертя S , вона не впливає на параметри n і β під час випробувань. Наведене вище міркування підтверджується результатами тестування.

Підставляємо вирази (4.36) у (4.31) і отримуємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{c_1^2 \beta}{R^*} &= C_w \left(\frac{f Q_1}{c_1^2 \pi H B} \right)^n \left(\frac{V_1 R^*}{v} \right)^p ; \\ \frac{c_2^2 \beta}{R^*} &= C_w \left(\frac{f Q_1}{c_2^2 \pi H B} \right)^n \left(\frac{V_2 R^*}{v} \right)^p . \end{aligned} \right\} \quad (4.37)$$

Розділив перше рівняння на друге і після перетворень отримаємо:

$$(c_1 / c_2)^{2n+2} = (V_1 / V_2)^p. \quad (4.38)$$

звідки:

$$p = (2n + 2) \frac{\lg(c_1 / c_2)}{\lg(V_1 / V_2)}. \quad (4.39)$$

Для визначення коефіцієнта C_w скористайтеся одним із рівнянь (4.37):

$$C_w = \frac{\beta c_1^{2n+2}}{R^*} \left(\frac{3\pi H B \cos \alpha}{f Q} \right)^n \left(\frac{v}{V_1 R^*} \right)^p. \quad (4.40)$$

Таким чином, запропоновано розрахунково-експериментальну методику визначення параметрів зносостійкості для схеми випробування на зношування «конус – три кулі» на основі двофакторної моделі зношування опори ковзання (контактний тиск, швидкість ковзання).

4.2.2. Схема випробувань: циліндр-куля, модель зношування (4.13)

Також розглянемо методику визначення параметрів закону зношування для підшипника ковзання у вигляді (4.13).

Нехай за результатами випробувань апроксимація залежності контактної дуги від зносу підшипника на шляху тертя у вигляді:

$$\varphi_0 = cS^\beta, \quad (4.41)$$

де c, β – параметри степеневі апроксимації експериментальної кривої зношування.

Проінтегруємо закон зносу (4.13) уздовж шляху тертя і підставимо вираз для зносу (4.20) у ліву частину, а вираз для максимальних контактних тисків у праву частину:

$$\Delta \frac{\varphi_0^2}{2} = K_w f \int_0^S \left(\frac{3Q}{4bR_1 \varphi_0(S)E} \right)^m \left(\frac{V\Delta}{a} \right)^n dS. \quad (4.42)$$

Після підстановки наближення (4.20) та інтегрування отримуємо:

$$\Delta \frac{c^2 S^{2\beta}}{2} = K_w f \left(\frac{3Q}{4bR_1 c E} \right)^m \left(\frac{V\Delta}{a} \right)^n \frac{S^{1-\beta m}}{1-\beta m}. \quad (4.43)$$

З умови виконаності рівняння (4.43) отримуємо:

$$2\beta = 1 - 2\beta m. \quad (4.44)$$

Звідки:

$$m = \frac{1 - 2\beta}{\beta}. \quad (4.45)$$

Введемо позначення: $\frac{3Q}{4bR_1 E} = P$. Тоді після підстановок і перетворень

рівняння (4.43) набуває вигляду:

$$c^2\beta = \frac{K_w f}{\Delta} \left(\frac{P}{c}\right)^m \left(\frac{V\Delta}{a}\right)^n. \quad (4.46)$$

Для визначення другого параметра проводять випробування при двох значеннях швидкості ковзання. У результаті отримуємо дві апроксимаційні функції. Підставивши параметри цих функцій у рівняння (4.46.), отримаємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} c_1^2\beta &= \frac{K_w f}{\Delta} \left(\frac{P}{c_1}\right)^m \left(\frac{V_1\Delta}{a}\right)^n; \\ c_2^2\beta &= \frac{K_w f}{\Delta} \left(\frac{P}{c_2}\right)^m \left(\frac{V_2\Delta}{a}\right)^n. \end{aligned} \right\} \quad (4.47)$$

Розкладаючи одне рівняння на інше, знаходимо вираз для параметра закону зносу n :

$$n = (m + 2) \frac{\lg(c_1 / c_2)}{\lg(V_1 / V_2)}. \quad (4.48)$$

Для визначення коефіцієнту K_w використовуйте одне з рівнянь (4.47):

$$K_w = \frac{c^2\beta\Delta}{f} \left(\frac{c_1}{P}\right)^m \left(\frac{a}{V_1\Delta}\right)^n. \quad (4.49)$$

Таким чином, для коректного використання формули розрахунку зносу параметри закону зносу повинні бути отримані вищевказаним методом. Рішення прямих і зворотних задач контакту зношування в поєднанні з лабораторними дослідженнями дозволяє отримати адекватні розрахункові моделі зношування.

Запишемо також розв'язок прямої задачі для підшипника ковзання, якщо прийняти закон зношування в класичному вигляді:

$$\frac{du_w}{dS} = K_w \sigma^m(\varphi_0). \quad (4.50)$$

Саме для цієї форми закону зносу в довідниках наводяться параметри зносостійкості.

Підставивши в цей закон зношування рівняння рівноваги і геометричну умову, після перетворень отримаємо:

$$u_w = \frac{\Delta}{2} \left(\frac{(m+2)K_w}{\Delta} \left(\frac{3Q}{4bR_1} \right)^m S \right)^{\frac{2}{m+2}}. \quad (4.51)$$

Отримана формула містить тільки параметри закону зносу і вихідні дані для розрахунку підшипника.

4.2.3. Схема випробувань: конус-три кульки, модель зношування: тиск-температура

Для визначення інтенсивності зносу валу підшипника по схемі конус-три кульки побудуємо модель у вигляді функції швидкості (інтенсивності) зношування від визначальних факторів: тиску в контакт і температури в контакт у вигляді:

$$\frac{du_W}{dS} = fK_W \left(\frac{\sigma}{HB} \right)^m \left(\frac{T}{T^*} \right)^p, \quad (4.52)$$

де f – коефіцієнт тертя;

σ – контактний тиск, МПа;

HB – твердість матеріалу вала, МПа;

u_W – лінійний знос валу (конуса), мм;

S – шлях тертя для валу, мм;

K_W, m, p – параметри і коефіцієнти зношування;

T, T^* – температура випробувань і гранична, К.

Будемо вважати, що поверхня зношування валу має вигляд жолоба по колу з радіусом поверхні \bar{a} . Прийmemo припущення, що тиск по поверхні контакту контртіла і зношеної поверхні вала розподілений за рівномірним розподілом.

Залежність радіусу зношування від величини шляху тертя для валу, отриману з лабораторних випробувань, представимо за допомогою степеневі апроксимації:

Інтегруючи вираз (4.52), отримаємо інтегральну форму моделі зношування конуса:

$$u_W(S) = fK_W \int_0^S \left(\frac{\sigma(S)}{HB} \right)^m \left(\frac{T}{T^*} \right)^p dS. \quad (4.53)$$

Підставивши зліва отриманого виразу (4.53) залежність зносу від радіусу площі контакту, а справа відповідно залежність для тиску, після підстановок отримаємо:

$$\frac{c^2 S^{2\beta}}{2R^*} = fK_W \left(\frac{Q_1}{c^2 \pi HB} \right)^m \left(\frac{T}{T^*} \right)^p \frac{S^{1-2\beta m}}{1-2\beta m}. \quad (4.54)$$

Для визначення показника степеню p проведемо експеримент для двох значень температури T_1 і T_2 . Відповідно за допомогою (4.54) одержимо систему з двох рівнянь. Після ділення першого рівняння на друге, після спрощень отримаємо:

$$p = (2m + 2) \frac{\lg(c_1 / c_2)}{\lg(T_1 / T_2)}. \quad (4.55)$$

Для знаходження коефіцієнта K_W скористаємось одним з вище вказаних рівнянь:

$$K_W = \frac{\beta c_1^{2m+2}}{fR^*} \left(\frac{3\pi HB \cos \alpha}{Q} \right)^m \left(\frac{T^*}{T} \right)^p \dots\dots\dots (4.56)$$

4.3. Розрахунки триботехнічної надійності підшипникових трибосистем

Розрахувати надійність підшипникового вузла означає визначити його основні показники надійності: ймовірність безвідмовної роботи при відомому

ресурсі і тривалість роботи спряження при заданій ймовірності (γ – процентний ресурс).

Отже показники надійності однозначно ідентифікуються функцією надійності. Визначення цієї функції і є задачею розрахунків на надійність. В даному випадку функція надійності це імовірність не досягнення граничного зносу u_w^* від самого зносу :

$$P = P(u_w < u_w^*). \quad (4.57)$$

Припустимо, що величина досягнутого зносу і граничного зносу розподілені по нормальному закону Гауса. Тоді функція надійності описується за допомогою виразу:

$$u_p = -\frac{n-1}{(n^2 v_{uw}^2 + v_w^2)^{1/2}}. \quad (4.58)$$

де v_{uw}^* , v_{uw} – коефіцієнти варіації граничного та поточного зносу;

n – коефіцієнт запасу надійності по зносу:

$$n = \frac{u_w^*}{u_w}, \quad (4.59)$$

u_p – квантиль нормального розподілу імовірності перевищення поточного зносу над граничним.

Отже, для побудови функції надійності необхідно визначити наступні величини: залежність зносу від шляху тертя ($u_w(s)$); залежність граничного зносу від шляху тертя ($u_w^*(s)$); коефіцієнт варіації граничного зносу (v_{uw}^*); коефіцієнт варіації діючого зносу (v_{uw}).

Величину граничного зносу підшипника приймемо постійною величиною: $u_w^* = const$. Тоді коефіцієнт варіації граничного зносу буде: $v_{uw}^* = 0$.

З урахуванням цього формула для квантиля (4.58) набуде вигляду:

$$u_p = \frac{n-1}{v_w}. \quad (4.60)$$

При заданій величині квантиля, функція надійності може бути ідентифікована за функцією імовірністю Лапласа:

$$P(u_w < u_w^*) = 0,5 + \Phi\left(\frac{n-1}{v_{uw}}\right), \quad (4.61)$$

де Φ – функція Лапласа визначається за довідниковими таблицями для нормального закону розподілу.

Вираз для розрахунку γ – ресурсу при заданій γ – імовірності безвідмовної роботи підшипника може бути отримана з виразу (4.58), який набуває вигляду:

$$u_p v_w = \frac{u_w^*}{u_w} - 1, \quad (4.62)$$

Далі отримуємо:

$$u_w(\gamma) = \frac{u_w^*}{1 + u_p(\gamma)v_w}. \quad (4.63)$$

Квантиль, що відповідає заданій імовірності γ , визначається за довідниковими таблицями.

Після визначення $u_w(\gamma)$ ресурс (шлях тертя) розраховується із базової моделі зношування:

$$u_w(\gamma) = k_w \left(\frac{\sigma}{HB}\right)^m s(\gamma). \quad (4.64)$$

Отже для шляху тертя (ресурсу) маємо залежність:

$$s(\gamma) = \frac{u_w(\gamma)}{k_w \left(\frac{\sigma}{HB}\right)^m}. \quad (4.65)$$

Середній коефіцієнт варіації значення зносу розраховується за допомогою залежності середнього зносу \bar{u}_w від середніх значень базових факторів у вигляді:

$$\bar{u}_w = \bar{k}_w \left(\frac{\bar{\sigma}}{HB}\right)^m \bar{s}, \quad (4.66)$$

де $\bar{u}_w, \bar{k}_w, \bar{\sigma}, \bar{s}$ – середні величини дійсного зносу, коефіцієнту зносостійкості, контактного тиску і шляху тертя.

За законом розподілу Гаусса випадкових факторів k_w , σ , s залежність для поточного зносу також буде розподілена згідно нормального закону розподілу.

Якщо відомі значення коефіцієнтів варіації випадкових величин v_{kw} , v_σ , v_s коефіцієнт варіації функції величини зносу v_{uw} :

$$v_{uw} = v_{kw}, v_\sigma, v_s, \quad (4.67)$$

визначається із залежності:

$$v_{uw} = (v_{kw}^2 + mv_\sigma^2 + v_s^2)^{1/2}. \quad (4.68)$$

Коефіцієнт варіації коефіцієнту зносу v_{kw} можна визначити за експериментальними результатами випробувань з використанням відомих алгоритмів для розрахунку коефіцієнтів варіації. Тобто можна визначити середньоквадратичне відхилення величини зносу:

$$S_{uw} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_{wi} - \bar{u}_w)^2, \quad (4.69)$$

а потім визначається коефіцієнт варіації:

$$v_{kw} = \frac{S_{uw}}{\bar{u}_w}. \quad (4.70)$$

Також можна також розрахувати коефіцієнт варіації за допомогою величини дисперсії випадкової величини:

$$v_{kw} = \frac{2\Delta k_w \max}{6} = \frac{1}{3} \Delta k_w \max. \quad (4.71)$$

Для розрахунку коефіцієнтів варіації величин контактних тисків, шляхів тертя, швидкостей та зазорів також необхідно проводити експериментальні випробування. Отже для порівняльної оцінки експлуатаційних пропозицій для

покращення зносостійкості можна використати наближення коефіцієнтів варіації визначальних параметрів v_σ , v_s , за формулами типу:

$$v_\sigma = \frac{1}{3} \Delta\sigma \max, v_s = \frac{1}{3} \Delta s \max. \quad (4.72)$$

4.4. Розрахунки зносостійкості і надійності підшипникових трибосистем

4.4.1. Розрахункова оцінка зношування підшипникових опор розподільчого валу двигуна внутрішнього згорання [93, 95]

Для визначення параметрів зносостійкості C_w , n , p моделі зношування підшипника ковзання (4.1) були проведені випробування зразків конічних з бронзи БрОФ10-1. Для статистичної представництва кожен цикл випробувань був проведений для 3 однакових зразків. У таблиці 4.3 наведено усереднені значення, отримані при вимірі ширини канавки зношування. Значення коефіцієнта варіації, що характеризує розкид отриманих результатів вимірювання, знаходилося в межах $= 0,15 \dots 0,2$, що свідчить про достатню однорідність експериментальної вибірки.

Результати випробувань на знос зразків за схемою «конус-три кульки» наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Результати випробувань на знос

$S, \text{ м}$	Дискретно-орієнтоване зміцнення ДОЗ		Суцільне зміцнення C_3	
	$a, \text{ мм}$	$u_w, \text{ мм}$	$a, \text{ мм}$	$u_w, \text{ мм}$
110	0,4	0,01	0,45	0,013
230	0,45	0,012	0,475	0,016
340	0,465	0,013	0,55	0,019
460	0,55	0,016	0,6	0,026
580	0,55	0,020	0,630	0,031
700	0,6	0,021	0,680	0,038

Графічне представлення результатів випробувань наведено на рис. 4.4.

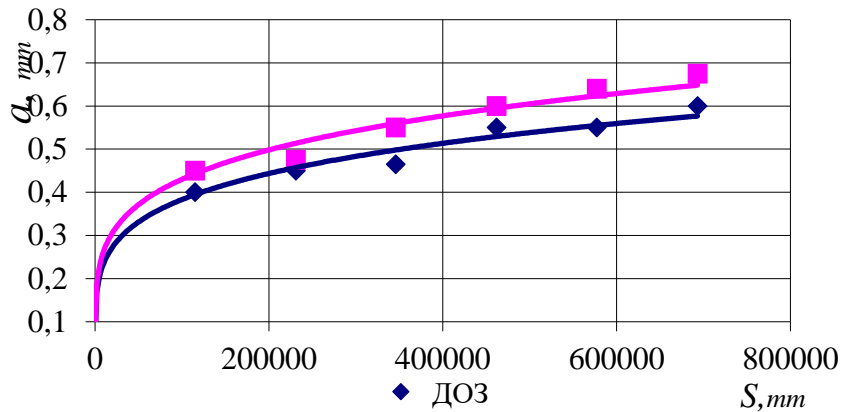


Рисунок 4.4 – Результати випробувань на знос

Отже, визначення параметра впливу швидкості ковзання на зносостійкість p отримаємо такі параметри апроксимуючих функцій виду (4.36): $c_1=0,034$; $c_2 = 0,038$; $\beta_1 \approx \beta_2 = \beta = 0,22$.

Далі за формулами (4.39-4.40) розраховуємо параметри зносостійкості C_w , n , p .

В результаті розрахунку при випробуваннях сталі по бронзі одержуємо параметри зносостійкості: для ДОЗ: $n = 1,38$; $p = 0,67$; $C_w = 9,632 \cdot 10^{-9}$; для СЗ: $n = 1,44$; $p = 0,69$; $C_w = 9,890 \cdot 10^{-9}$.

За подібним підходом можна розрахувати коефіцієнти зносостійкості будь-яких підшипникових матеріалів та застосовувати ці коефіцієнти для кількісного визначення зносу підшипників ковзання. Для отримання величин коефіцієнтів зносостійкості, близьких до фактичних умов експлуатації, потрібно здійснювати лабораторні експерименти за потрібною схемою при відповідних умовах.

Розрахунок реалізовувався для матеріалів підшипника ковзання "сталь-бронза". Нормальне навантаження на підшипник $Q = 500,0$ Н; твердість Бринеля бронзи БрОФ10-1 приймалась $HB = 100,0$ МПа; відповідно розміри підшипника: $b=20,0$ мм, $R=20,0$ мм; радіальний зазор $\Delta=0,10$ мм. Змащування проводилось мастилом Magnum 15W-40 (ТНК, Україна) із в'язкістю $\nu=45$ мм²/с; коефіцієнт тертя $f = 0,09$. Швидкість відносного ковзання дорівнювала 1,0 м/с, що

дорівнювало частоті обертання валу 485 хв^{-1} . Вихідні дані підставлялися у формулу для розрахунку зношування (4.12), результати розрахунку зношування залежно від шляху тертя представлені на рис. 4.5.

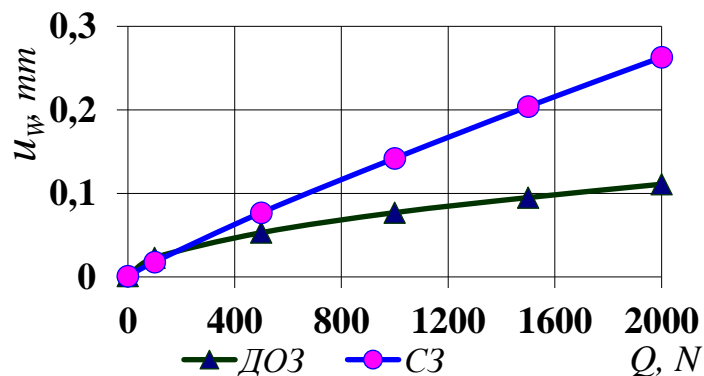


Рисунок 4.5 – Результати розрахунку зносостійкості підшипника розподільного валу ДВЗ

Аналіз розрахунку показав, що функції для опису підшипника мають нелінійний характер. Це пояснюється виглядом отриманої розрахункової формули (4.12). Такий характер впливу визначальних факторів обумовлюється характером геометрії підшипника ковзання, тобто при зносі змінюється площадка контакту (кут контакту), що викликає зміни контактних тисків і швидкості зношування.

4.4.2. Розрахункова оцінка надійності підшипників розподільного валу ДВЗ

Проведемо розрахункову оцінку надійності підшипників розподільного валу автомобіля для двох варіантів пар тертя [92].

- 1) сталь 20Х - алюмінієвий сплав Al Pb5 Si4 Sn1;
- 2) сталь 20Х - бронзовий сплав Cu Pb24 Sn3.

при заданих вихідних даних:

- 1) середнє навантаження на підшипник: $Q = 1,0 \text{ кН}$;
- 2) максимальний тиск на підшипник: $\sigma = 3,0 \text{ МПа}$;
- 3) середнє значення шляху тертя за 300 годин роботи двигуна: $s = 1,60 \cdot 10^9$

мм;

4) параметри моделей зношування для відповідних пар тертя [4]:

сталь 20Х - алюмінієвий сплав:

$$m = 1,610; k_w = 3,750 \cdot 10^{-11};$$

сталь 20Х - бронзовий сплав:

$$m = 1,110; k_w = 4,930 \cdot 10^{-11};$$

5) допустиму величину зносу у підшипнику прийmemo рівною:

$$u_w^* = 0,10 \text{ мм};$$

6) потрібно провести розрахунок ресурсу підшипника із визначеною ймовірністю безвідмовної роботи при $\gamma = 50\%$, $\gamma = 90\%$ тобто за середнім ресурсом та із заданою ймовірністю $p = 0,90$;

7) провести порівняльне визначення ймовірності безвідмовної роботи при отриманні граничного зносу.

Середня величина ($\gamma = 50\%$) зносу підшипника за прийнятими вихідними даними розраховується за формулою:

$$\bar{u}_w = \bar{k}_w \left(\frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m \bar{s}.$$

При визначеному граничному зносі:

$$\bar{u}_w = u_w^*.$$

Середній ресурс підшипника визначається за формулою:

$$\bar{s} = \frac{u_w^*}{k_w \left(\frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m}.$$

Підставивши в цю залежність вихідні значення отримуємо:

1) алюмінієвий вкладник:

$$\bar{s}_a = \frac{0,10}{3,750 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3,0}{250,0} \right)^{1,61}} = 3,30 \cdot 10^{12} \text{ мм};$$

2) бронзовий вкладник:

$$\bar{s}_6 = \frac{0,10}{4,930 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3,0}{200,0}\right)^{1,11}} = 2,10 \cdot 10^{12}.$$

3) відношення середніх шляхів тертя підшипників з алюмінієвого та бронзового сплаву дорівнює:

$$\frac{\bar{s}_a}{\bar{s}_6} = \frac{3,3 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^{12}} = 1,57.$$

Тобто за середніми значеннями алюмінієвий вклюдник має ресурс в 1,570 рази більше.

Розрахунки γ % – ресурсу.

Оцінку коефіцієнта варіації виконаємо по залежності:

$$v_{u_w} = (v_{kw}^2 + mv_{\sigma}^2 + v_s^2)^{1/2},$$

Прийmemo:

- для алюмінієвого підшипника:

$$v_{kw} = 0,3; v_{\sigma} = 0,4; v_s = 0,4; m = 1,61,$$

тоді:

$$v_{u_w} = (0,3^2 + 1,61 \cdot 0,4^2 + 0,4^2)^{1/2} = 0,712;$$

- для бронзового підшипника:

$$v_{kw} = 0,3; v_{\sigma} = 0,4; v_s = 0,4; m = 1,11,$$

тоді: $v_{u_w} = (0,3^2 + 1,11 \cdot 0,4^2 + 0,4^2)^{1/2} = 0,66.$

$$\gamma \text{ \% знос визначаємо за: } u_w(\gamma) = \frac{u_w^*}{1 + u_p(\gamma)v_w}.$$

При $\gamma = 90$ % за таблицями функції Лапласа отримуємо квантиль:

$$u_p(\gamma = 0,9) = 1,2.$$

Тоді при $u_w^* = 0,10$ мм:

- для алюмінієвого підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 + 1,2 \cdot 0,712} = 0,054 \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 + 1,2 \cdot 0,66} = 0,056 \text{ мм.}$$

З урахуванням отриманого результату визначаємо шлях тертя (ресурс) для двох типів підшипників:

- для алюмінієвого підшипника:

$$s_a = \frac{0,0540}{3,750 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3,0}{250,0}\right)^{1,61}} = 1,780 \cdot 10^{12} \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$s_6 = \frac{0,0560}{4,930 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3,0}{200,0}\right)^{1,11}} = 1,180 \cdot 10^{12} \text{ мм.}$$

Аналогічно визначаємо ресурс з ймовірністю безвідмовної роботи $\gamma = 0,1$, для якого:

$$u_p(\gamma = 0,10) = -u_p(\gamma = 0,90) = -1,20,$$

тоді по (7) маємо:

- для алюмінієвого підшипника:

$$u_w(0,90) = \frac{0,10}{1 - 1,2 \cdot 0,7120} = 0,680 \text{ мм:}$$

- для бронзового підшипника:

$$u_w(0,90) = \frac{0,10}{1 - 1,2 \cdot 0,66} = 0,480 \text{ мм.}$$

Розрахунок 10 % ресурсу виконуємо за наведеними вище залежностями:

- для алюмінієвого підшипника:

$$s_a = \frac{0,680}{3,750 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3,0}{250,0}\right)^{1,61}} = 22,40 \cdot 10^{12} \text{ мм:}$$

- для бронзового підшипника:

$$s_6 = \frac{0,480}{4,930 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3,0}{200}, 0\right)^{1,11}} = 10,10 \cdot 10^{12} \text{ мм.}$$

За отриманими результатами побудовані графіки надійності підшипників ковзання з алюмінієвого і бронзового сплавів.

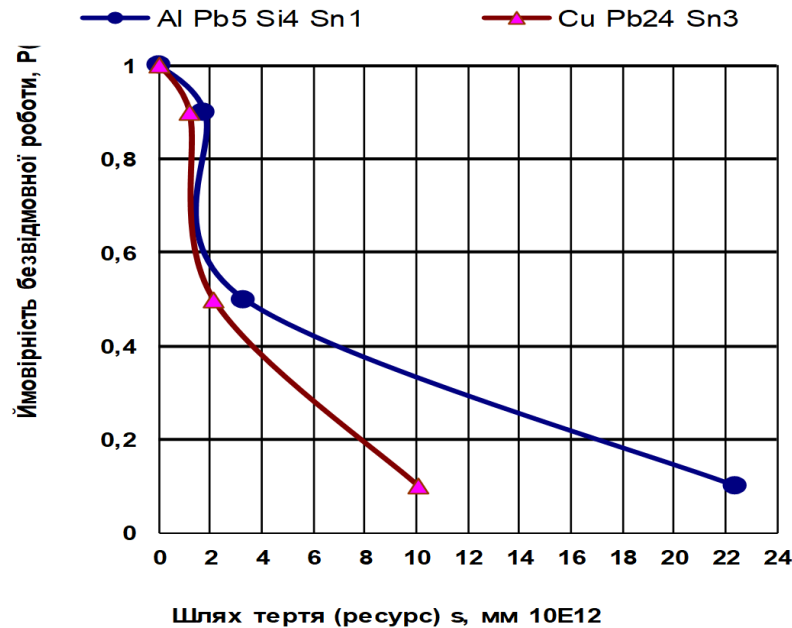


Рисунок 4.6 – Графіки надійності підшипників з алюмінієвого і бронзового сплавів

4.5. Висновки до четвертого розділу

1. Показано, що розрахункова оцінка зносу підшипникових трибосистем є складною через складність процесів взаємодії елементів трибосистеми. Нелінійність процесів зношування призводить до математичних труднощів при побудові моделей зношування. Тому необхідні наближення визначальних функцій, які адаптують рішення для інженерної практики.

2. Запропоновані розв'язки прямих зносоконтактних задач для розрахунку зносу при відомих параметрах зносостійкості, визначені залежності для ідентифікації цих параметрів.

3. Запропоновано складну для інтегрально-диференціальних перетворень тригонометричну залежність зносу від контактного кута апроксимувати простою

степенною залежністю, що дозволило отримати формулу для зносу в замкненому вигляді (4.12).

4. Для випадку моделі зношування із температуропровідністю тригонометричні функції були замінені на наближені шляхом розкладення степеневі ряди.

5. Для прийнятої схеми випробувань «конус-три кульки» визначені розрахункові залежності для параметрів зносостійкості для моделей зношування із швидкістю ковзання та температурою. Також запропоновані формули для параметрів зносостійкості за схемою випробувань «циліндр-куля».

6. Запропонована методика оцінки триботехнічної надійності підшипникових трибосистем, для випадку нормального розподілу факторів прийнятої моделі зносостійкості вузла тертя.

7. Проведена розрахункова оцінка зношування підшипникових опор розподільчого валу двигуна внутрішнього згорання за результатами випробувань зразків, зміцнених за допомогою дискретно орієнтованого методу, що чисельно підтвердило його ефективність.

8. Розроблена розрахункова методика визначення трибологічної надійності підшипників розподільного валу автомобіля. Проведене визначення коефіцієнту варіації зносу за коефіцієнтами базових факторів зношування. Встановлено, що надійність вкладників з алюмінієвого сплаву в 1, 57 разів вища за надійність вкладників з бронзового сплаву.

РОЗДІЛ 5

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОТЕХНІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ДВЗ

5.1. Моделювання умов роботи підшипників розподільного валу двигуна внутрішнього згорання

Газорозподільний механізм складається з розподільного валу, передачі моменту, штовхачів, вісей, коромисел, клапанів впускних та випускних [94]. Підшипникові шийки розподільного валу встановлені в отвори корпусу головки, що виконують функції опор ковзання (рис. 5.1).

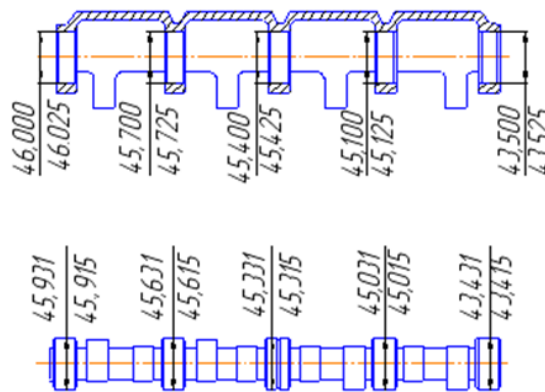


Рисунок 5.1 – Підшипник і розподільний вал автомобіля ВАЗ

Режим роботи опор підшипників розподільного валу встановлюється циклічністю часових координат початку та закінчення роботи клапанів, відносно кута повороту розподільного валу.

Матеріал з якого роблять корпус блоку підшипників є алюмінієвий ливарний сплав, з межею міцності за нормативами 190 МПа. З бази даних SolidWorks прийнято алюмінієвий сплав AL2, де встановлена межа міцності становить 185 МПа.

З метою адекватного відтворення режиму навантажень на корпус блоку підшипникового вузла була створена модель розподільного валу з дотичними до нього навантаженнями (навантаження пружин по 750 Н і опір сили ланцюга у 110 Н – рис. 5.2).

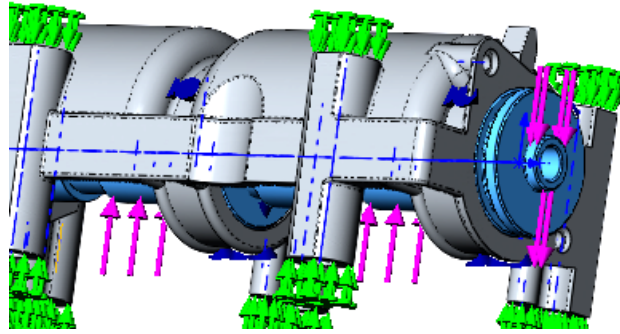


Рисунок 5.2. – Модель розподільного вала з прикладеними до нього навантаженнями

В результаті виконання моделі отримали сітку на корпусі підшипників наведену на рис. 5.3.

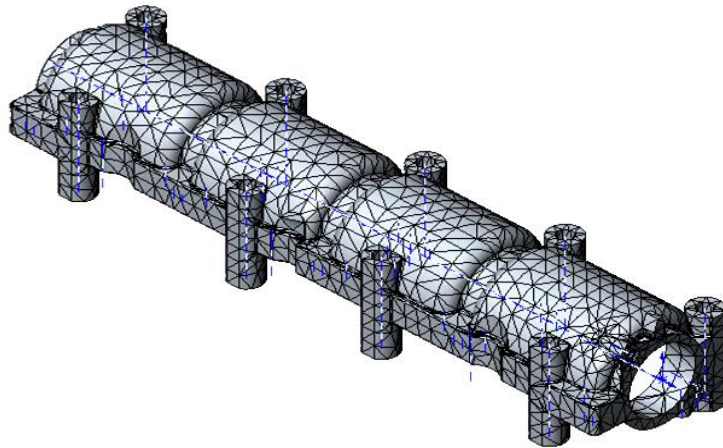


Рисунок 5.3 – Сітка на корпусі підшипників

Таким чином, для корпусу підшипників при шкалі деформації 14350 розрахунками отримано:

- максимальне навантаження Von Mises $\sigma = 7,130$ МПа має місце у вузлі № 30055 (рис. 5.4).

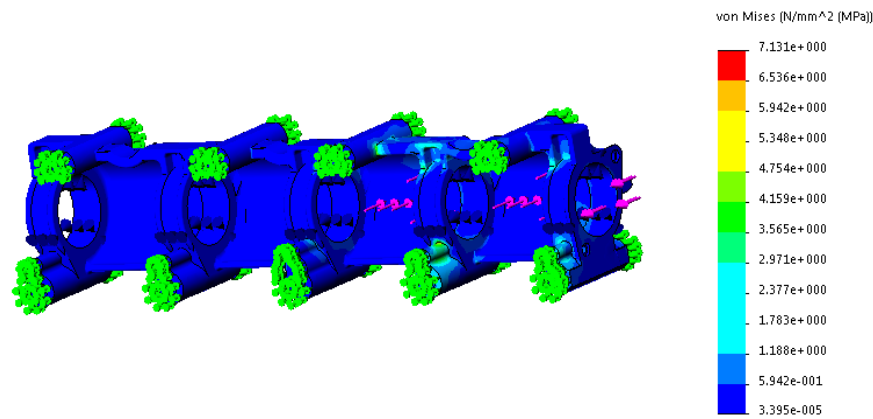


Рисунок 5.4 – Напруження в корпусі підшипників

Підшипник номер чотириє максимально навантажений при такому місцеположенні розподільного вала. Програма SolidWorks Simulation допомагає ідентифікувати параметри навантаження (рис. 5.5).

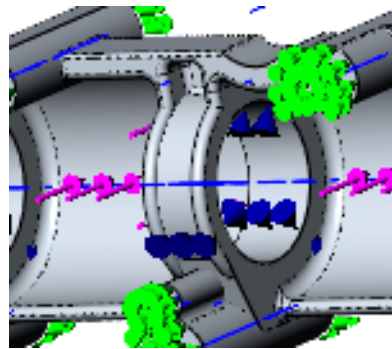


Рисунок 5.5 – Аналіз четвертого підшипника корпуса

В результаті зондування отримані наступні результати:

- мінімальний коефіцієнт запасу міцності в підшипнику $k = 14,759$;
- максимальне значення еквівалентної деформації $\delta = 2,075 \cdot 10^{-5}$;
- максимальне переміщення $= 1,840$ мкм;
- максимальне напруження $\sigma = 1,87$ МПа;
- середнє значення контактного тиску $P = 0,554$ МПа.

Для розподільного вала при шкалі деформації 12001,7 розрахунками отримано:

- максимальне напруження Von Mises $\sigma = 6,5455$ МПа знаходиться у вузлі № 15222 (рис. 5.6).



Рисунок 5.6 – Напруження в розподільному валу

При “нульовому” зазорі зондуванням визначена максимальна стріла прогину розподільного вала, яка становить 3,4 мкм (рис. 5.7).

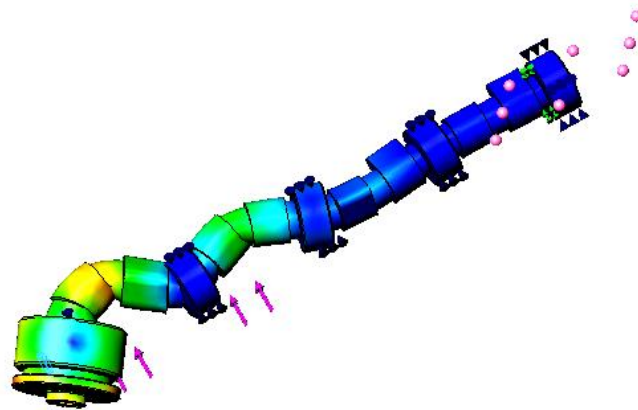


Рисунок 5.7 – Прогин розподільного вала

У системі SolidWorks Simulation проведено аналіз взаємодії корпусу підшипників з розподільним валом (рис. 5.8). Для розрахунку зносу підшипників ковзання цінним є чисельне значення дуги контакту валу і втулки (корпус підшипників). При “нульовому зазорі розрахований кут контакту складає 178° .

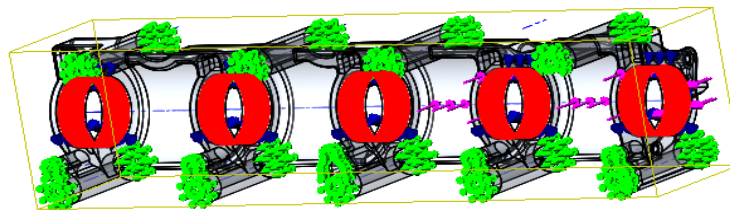


Рисунок 5.8 – Взаємодія корпусу з валом

Далі був розрахований розподіл тиску у підшипнику № 4 (рис. 5.9).

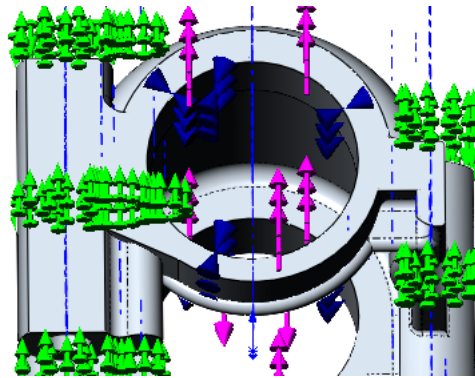


Рисунок 5.9 – Аналіз підшипника № 4 корпуса
для визначення розподілу тиску у радіальному напрямку

Побудуємо апроксимований графік розподілу тиску в окремих координатах (рис. 5.10) за допомогою програми SolidWorks.

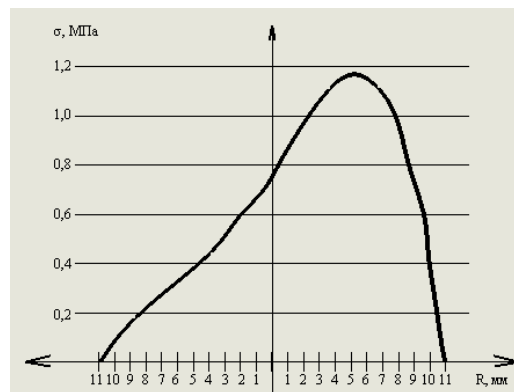


Рисунок 5.10 – Розподіл тиску в підшипнику

Перетворимо графік тиску в полярні координати для підшипника (рис. 5.11).

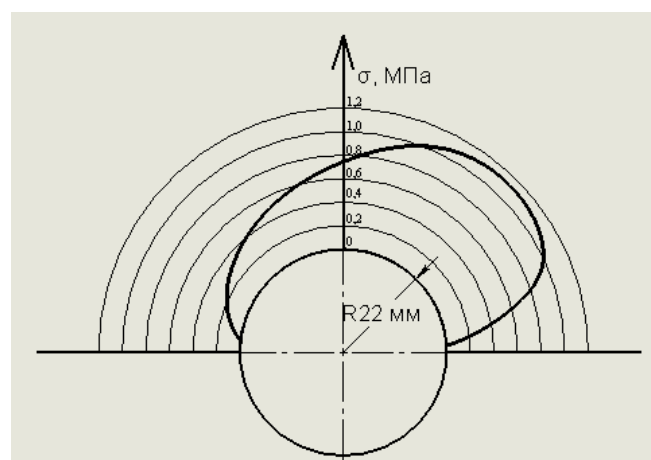
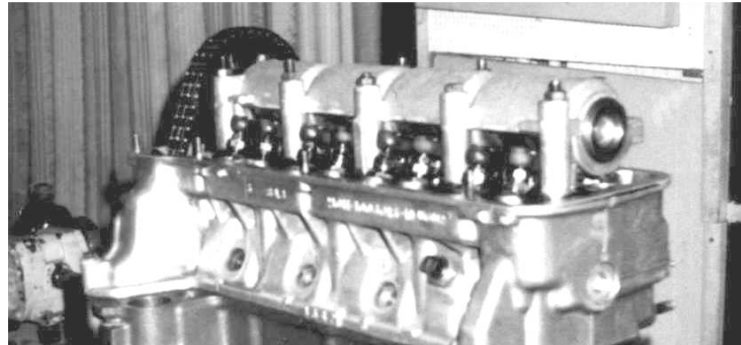


Рисунок 5.11 – Розподіл тиску відносно підшипника

5.2. Стендові випробування підшипників газорозподільного механізму ДВЗ

Як об'єкт досліджень було обрано підшипниковий вузол двигуна внутрішнього згорання. Вибір об'єкта обумовлений ще більшою поширеністю даної моделі двигунів у наш час. Двигун чотиритактний, чотирициліндровий карбюраторний з верхнім розташуванням розподільчого валу [3]. Двигун має такі технічні характеристики [3]: – діаметр поршня, 78 мм; – хід поршня, 68 мм; – робочий об'єм, 1,3 л; – номінальна потужність при 5600 об/хв колінчастого валу, 59,2 л.с; – максимальний крутний момент при 3400 об/хв колінчастого валу, 93 Н·м; – ступінь стиснення 9,2.

Одним з базових вузлів двигуна є газорозподільний механізм (ГРМ). Загальний вигляд ГРМ показано на рис. 5.12. Механізм ГРМ призначений для впуску в циліндр двигуна горючої суміші і випуску. Розподільний вал призначений для передачі руху клапанам від колінвалу. Розподільний вал займає верхнє розташування і приводиться в дію ланцюговою передачею.



Риунок 5.12 – Загальний вид газорозподільного механізму

Основні деталі газорозподільного механізму представлені на рис. 5.13, 5.14.



Рисунок 5.13 – Основні деталі газорозподільного механізму

Тиск, що діє на підшипниковий вузол, визначається у підрозділі 5.1. Підведення мастила здійснюється через осьовий канал і радіальні канали у валі, що обертається.

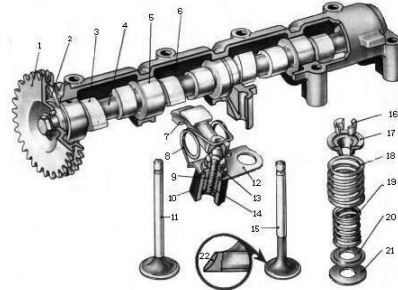


Рисунок 5.14 – Схема газорозподільного механізму

5.2.1. Випробувальний стенд

Стендові випробування вузлів тертя або випробування третьої категорії дозволяють оцінювати показники зносостійкості деталей та їх сполучень у натурі з урахуванням впливу конструктивних та технологічних факторів. У стендових випробуваннях найкращим чином поєднуються чистота і точність лабораторних експериментів з реальністю об'єктів дослідження та умов їх роботи. Опис випробувального стенду. Випробувальна установка (рис. 5.15) призначена для проведення стендових випробувань з дослідження роботи деталей і вузлів газорозподільного механізму (ГРМ) автомобільних двигунів в умовах, максимально наближених до реальних, а також вивчення процесів тертя і зношування, що виникають у сполучених деталях та супроводжуючих роботу механізму.

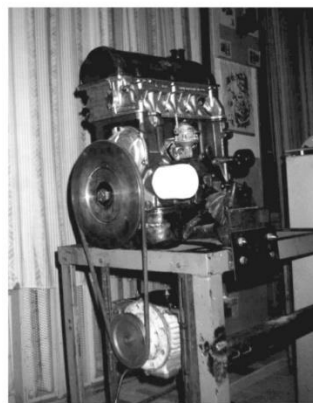


Рисунок 5.15 – Загальний вид випробувального стенду

Стенд є макет двигуна автомобіля ВАЗ, розташований і закріплений на спеціально виготовленій рамі 19 (рис. 5.16). Основними складовими частинами установки є блок-картер двигуна 12, головка двигуна 1 з розташованим на ній газорозподільним механізмом, кулачковий вал 4 з приводом клапана - рокера 4, колінчастий вал, масляний насос 17, масляний фільтр 16, електродвигун 19 з органами управління: терморегулятором 30 і пусковим пристроєм 29.

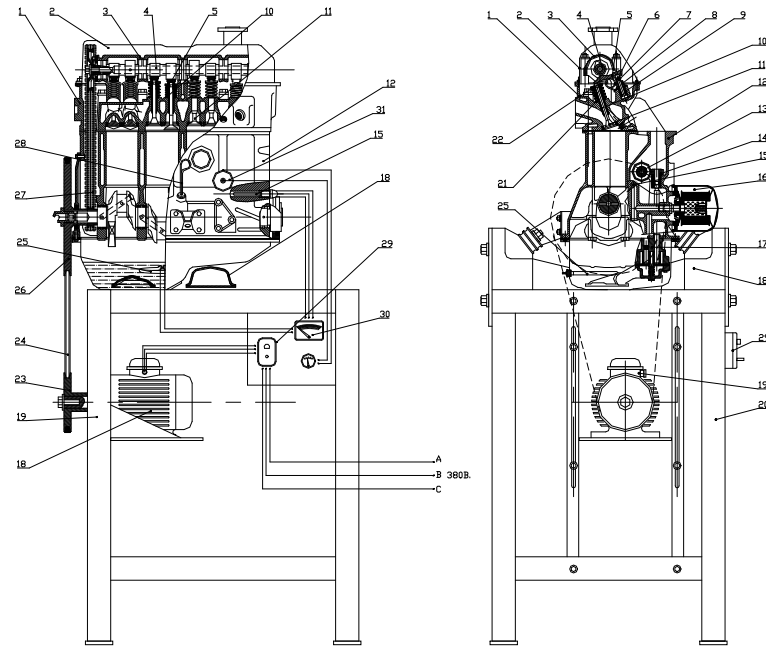


Рисунок 5.16 – Схема стенду

Установка оснащена вузлами та системами, необхідними для забезпечення нормальної роботи двигуна та його механізму газорозподілу: системою мастила та фільтрації олії, яка складається з масляного насоса 17 та масляного фільтра 16. Додатково стенд оснащений системою підігріву олії, яка необхідна для моделювання температурних процесів, що протікають у двигуні внутрішнього згоряння, і має прямий вплив на роботу і процеси між деталями ГРМ шляхом зміни властивостей мастильного середовища, внаслідок підвищення температури мастила.

Технічні характеристики системи підігріву олії.

1. Робоче напруження – 220 У.
2. Потужність нагрівального елемента – 1000 Вт.
3. Час нагрівання до 95 °С – 30 хв.

4. Діапазон регульованої температури: 30 - 110 °С.

Привід механізму газорозподілу здійснюється від електродвигуна 18 через клинопасову передачу 24 на спеціально виготовлений шків колінчастого валу 26, далі через зірочку колінчастого валу, далі через дворядну ланцюгову передачу 27 на зірочку приводу допоміжних агрегатів (масляного насоса, розподільника насоса кулачкового валу 4).

Технічні характеристики приводу установки.

1. Двигун – трифазний асинхронний 4АА80В2КУЗ.
2. Потужність електродвигуна 1100 Вт.
3. Максимальна частота обертання 2870 об/хв.
4. Передатне число клинопасової передачі 0,7.

5.2.2. Результати випробовувань

Для оцінки ефективності технологічних заходів щодо підвищення зносостійкості розподільного валу механізму газорозподілу карбюраторного двигуна внутрішнього згоряння шляхом формування дискретно-орієнтованого профілю були проведені випробування на спеціалізованому стенді, що імітує роботу двигуна. Дискретний профіль формувався з використанням роликів пристрою (рис. 5.17) при оптимальних режимах, що забезпечують високу зносостійкість.



Рисунок 5.17 – Зміцнююча обробка розподільчих валів

При проведенні стендових випробувань використовувалися стандартні розподільні вали та вали, на робочих поверхнях підшипникових шийок була

проведена ДОЗ зміцнююча обробка. Обидва різновиди розподільних валів випробовувалися в однакових режимах, які відповідають середньостатистичним режимам експлуатації. Стендові випробування проводилися при частоті обертання розподільчого валу 400 об/хв. В ході випробувань використовувалося мінеральне масло 15W40 М-6з/12Г1. Випробування проводилися протягом 50 год обкатки двигуна, при цьому періодично вимірювали величини зносу. Величина зносу вимірювалася в найбільш навантаженому четвертому підшипнику методом штучних баз або виміром діаметру валу. Результати випробувань представлені у табл. 5.1 та на рис. 5.17.

Таблиця 5.1

Результати стендових випробувань

№ п/п	Кількість циклів випробувань	Величина зносу підшипника, мкм	
		суцільно зміцненого	дискретно-орієнтоване зміцнення
1	50	27	20
2	100	34	24
3	150	37	28
4	250	39	29
5	600	39	27
6	1000	41	28

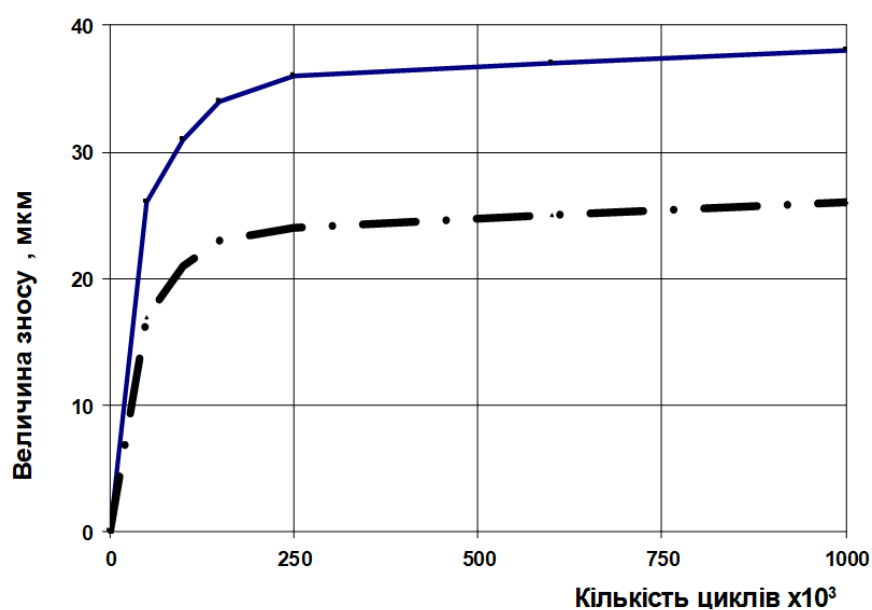


Рисунок 5.18 – Результати стендових випробувань

Як впливає з таблиці, при стендових випробуваннях знос підшипника із суцільним зміцненням вище в 1,38 рази порівняно із дискретно-модифікованим підшипником.

5.3. Висновки до п`ятого розділу

1. Побудована скінчено-елементна модель досліджуваного підшипникового вузла розподільного валу. Визначені діючі напруження у спряжених елементах корпусу і валу. Розраховані контактні параметри в підшипнику, визначений розподіл контактного тиску в опорі ковзання двигуна.

2. Розроблено та реалізовано методику стендових випробувань підшипників газорозподільного механізму двигуна внутрішнього згорання при холодній обкатці двигуна. При стендових випробуваннях знос підшипника із суцільним зміцненням вище в 1,38 рази порівняно із дискретно-модифікованим підшипником.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Встановлено, що на сучасному етапі розвитку технологічних засобів підвищення довговічності машин найбільшої уваги потребують вузли тертя машин, оскільки 90-95% відмов відбувається внаслідок зносу їх поверхонь. Широко використовувані технології суцільного зміцнення технологічних поверхонь практично вичерпали свої можливості, що викликає потребу у створення принципово нових підходів до конструктивного фактору у зміцненні.

2. Визначено, що в технології дискретного зміцнення головну роль відіграє геометрія розташування ділянок зміцнення і відносна доля зміцненої площі до незміцненої. Застосування принципів дискретно-орієнтованого зміцнення трибосистем має широкі перспективи за рахунок вибору технології зміцнення та принципів геометричного розташування островків зміцнення.

3. Показано, що при аналізі працездатності підшипникових трибосистем необхідний механізм оцінки впливу технологічних і конструктивних факторів на їх зносостійкість і довговічність, що можливо за рахунок розрахунково-експериментальних методик. Розрахунково-експериментальні підходи на сучасному етапі потребують вдосконалення і розробки універсальних методик оцінки довговічності і надійності підшипникових трибосистем.

4. Запропонована методологія розрахунково-експериментальної оцінки зносостійкості і триботехнічної надійності вузлів тертя машин, яка включає три етапи. На першому етапі вивчається залежність зносу від тисків і шляхів тертя, визначаються параметри цієї залежності. На другому етапі вирішується контактна задача з урахуванням зносу для розглянутого вузла тертя, наприклад для підшипника ковзання. На третьому етапі з урахуванням параметрів моделі розраховується знос вузла.

5. Запропонований комбінований дискретно-орієнтований метод зміцнення циліндричних поверхонь трибосистем (ДОЗ), який поєднує дискретне електромеханічне обкатування з локальним нагрівом і формуванням «білого шару» з електроконтактною цементацією за рахунок подачі вуглецевого матеріалу в зону контакту.

6. Для визначення контактних параметрів у спряженні тор-циліндр встановлені еквівалентні геометричні співвідношення в контакті, які дозволили із заданою точністю кількісно визначити контактні тиски і розміри площадки контакту на основі формул Герца для контакту куля-площина.

7. Запропонований кінетичний комп'ютерний експеримент для імітації натурального навантаження при моделювання контактної взаємодії ролика і вала при дискретному зміцненні з метою виявлення пікових напружень протягом сталого процесу навантаження та залишкових напружень після звільнення системи від дії сил на неї. Доведено, що теплове навантаження значно впливає на величину напружень у верхніх шарах валу, включаючи формування так званого білого шару на глибині порядку 0.2 мм. Екстремум напружень мігрує в процесі навантаження-розвантаження валу з поверхні в тіло валу і зворотно.

8. Проаналізовано структури і досліджено показники мікротвердості дискретно-зміцнених шарів з метою доведення їх ефективності. Результати вимірювання твердості по глибині шару показали суттєве зростання значень мікротвердості з максимумом до 7000 МПа на глибині 200 мкм, далі значення мікротвердості поступово вирівнюється до глибини основи.

9. З метою визначення оптимальних технологічних параметрів ДОЗ за допомогою програми Statistica реалізовано факторний експеримент за планом Бокса-Бенкена. Встановлено, що для досягнення максимальних значень мікротвердості (5950 МПа) необхідні наступні оптимальні параметри обробки ДОЗ: сила струму-500А, зусилля-350 Н, час контакту-0,3 с.

10. Проведені порівняльні випробування зносостійкості дискретно-орієнтованих зміцнених поверхонь. Результати лабораторних випробувань на знос показали підвищення зносостійкості ДОЗ оброблених поверхонь на 20% порівняно із суцільним зміцненням.

11. Для оцінки впливу дискретно зміцнення на формування напруженого стану поверхневого шару розроблений і реалізована двохстадійна імітаційна комп'ютерна модель, яка включає етап зміцнення (профілювання) з подальшим формуванням контактної взаємодії із спряженою поверхнею-пресом.

Встановлено зниження максимальних і середніх напружень при дискретному зміцненні на 15% порівняно із суцільним зміцненням. Рівень максимальних напружень при дискретному зміцненні становив 1273,4 МПа, середніх 258,86 МПа, при суцільному зміцненні відповідно максимальних 1940,3 МПа і середніх 280,09 МПа.

12. Запропоновано складну для інтегрально-диференціальних перетворень тригонометричну залежність зносу від контактного кута апроксимувати простою степеневою залежністю, що дозволило отримати формулу для зносу в замкненому вигляді (4.12). Для випадку моделі зношування із температуропровідністю тригонометричні функції були замінені на наближені шляхом розкладення степеневі ряди.

13. Для прийнятої схеми випробувань «конус-три кульки» визначені розрахункові залежності для параметрів зносостійкості для моделей зношування із швидкістю ковзання та температурою. Також запропоновані формули для параметрів зносостійкості за схемою випробувань «циліндр-куля».

14. Розроблена розрахункова методика визначення трибологічної надійності підшипників розподільного валу автомобіля. Проведене визначення коефіцієнту варіації зносу за коефіцієнтами базових факторів зношування. Встановлено, що надійність вккладників з алюмінієвого сплаву в 1,57 разів вища за надійність вккладників з бронзового сплаву.

15. Побудована скінчено-елементна модель досліджуваного підшипникового вузла розподільного валу. Визначені діючі напруження у спряжених елементах корпусу і валу. Розраховані контактні параметри в підшипнику, визначений розподіл контактного тиску в опорі ковзання двигуна.

16. Розроблено та реалізовано методику стендових випробувань підшипників газорозподільного механізму двигуна внутрішнього згорання при холодній обкатці двигуна. При стендових випробуваннях знос підшипника із суцільним зміцненням вище в 1,38 рази порівняно із дискретно-модифікованим підшипником.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Marchuk V., Kindrachuk M., Kryzhanovskiy A. System analysis of the properties of discrete and oriented structure surfaces. Aviation. 2014. № 18 (4). P. 161-165. <http://dx.doi.org/10.3846/16487788.2014.985474>
2. Slobodyan B.S., Lyashenko, B.A., Malanchuk, N.I., Marchuk V.E., Martynyak R.M. Modeling of Contact Interaction of Periodically Textured Bodies with Regard for Frictional Slip . 2016. Volume 215, Issue 1. P 110–12. <https://doi.org/10.1007/s10958-016-2826-x>
3. Yoon Y. & Talke F.E. Microsyst Technol. 2011. 17: 733. <https://doi.org/10.1007/s00542-011-1239-5>
4. Ann Zammit, Stephen Abela, John Charles Betts, Remigiusz Michalczewski, Marek Kalbarczyk, Maurice Grech. Scuffing and rolling contact fatigue resistance of discrete laser spot hardened austempered ductile iron. Wear. 2019. Volumes 422-423. Pages 100-107. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.01.061>
5. Qi Liu, Yang Liu, Xing Li, Guangneng Dong. Pulse laser-induced cell-like texture on surface of titanium alloy for tribological properties improvement. Wear. 2021. Volume 477. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203784>
6. Jianfei Wang, Weihai Xue, Siyang Gao, Shu Li, Deli Duan. Effect of groove surface texture on the fretting wear of Ti–6Al–4V alloy. Wear. 2021. Volumes 486-487. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.204079>
7. Z.X. Chen, H.X. Hu, Y.G. Zheng, X.M. Guo. Effect of groove microstructure on slurry erosion in the liquid-solid two-phase flow. Wear. 2021. Volumes 466-467. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2020.203561>
8. A.Y. Wang, J.L. Mo, H.H. Qian, Y.K. Wu, Z.Y. Xiang, W. Chen, Z.R. Zhou. The effect of a time-varying contact surface on interfacial tribological behaviour via a surface groove and filler. Wear. 2021. Volumes 478-479. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203905>

9. Liang Rao, Chenxing Sheng, Zhiwei Guo, Chengqing Yuan. Effects of thread groove width in cylinder liner surface on performances of diesel engine. *Wear*. 2019. Volumes 426-427. Part B. Pp. 1296-1303. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.12.070>
10. Sohyun Jung, Eunjin Yang, Wonjong Jung, Ho-Young Kim. Anti-erosive mechanism of a grooved surface against impact of particle-laden flow. *Wear*. 2018. Volumes 406–407. Pages 166-172. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.04.008>
11. Wang D.W., Mo J. L., Liu M. Q., Li J. X., Ouyang H., Zhu M.H., Zhou Z.R. Improving tribological behaviours and noise performance of railway disc brake by grooved surface texturing. *Wear*. 2017. Volumes 376-377. Part B. Pp. 1586-1600 <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.01.022>
12. Andharia P.L., Gupta J. L., Deheri G.M. On the shape of the lubricant film for the optimum performance of a longitudinal rough slider bearing. *Indus Lubric Tribol*. 2000. Vol. 52. P. 273-279.
13. Huynh, P.B. Numerical study of slider bearings with limited corrugation. *ASME J Tribol*. 2005. Vol. 127. P. 582-595.
14. Hamilton D.B., Walowit J.A., Allen C.M. A theory of lubrication by micro-irregularities. *Trans ASME, Journal of Basic Engineering*. 1966. Vol. 88(1). P. 177-185.
15. Anno J.N., Walowit J.A., Allen C.M. Microasperity lubrication. *Journal of Lubrication Technology*. 1968. Vol. 4. P. 351-356.
16. Дулан Э., Миллер Дж., Шилдерс У. Рівномірні числові задачі з пограничним шаром. К.: Наука. 2011. 200 с.
17. Wang X., Kato K., Adachi K. The Lubrication Effect of Micro-Pits on Parallel Sliding Faces of SiC in Water. *Tribology Transactions*. Vol. 45 (3). P. 294-301.
18. Wang X., Kato K., Adachi K., Aizawa K. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water. *Tribology International*. 2003. Vol. 36(3). P. 189-197.
19. Wang X., Kato K., Adachi K., Aizawa K. The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed. *Tribology International*. 2001. Vol. 34(10). P. 703-711.

20. Lai T. Development of non-contacting, non-leaking spiral groove liquid face seals. *Lubrication Engineering*. 1994. Vol. 8. P. 625-631.
21. Muijderman, E. A. *Spiral Groove Bearing*. Doctoral thesis. 1964. New York.
22. Brizmer V., Kligerman Y., Etsion I. Laser surface textured parallel thrust bearing. *Tribology Transactions*. 2003. Vol. 46(3). P. 397-403.
23. Etsion I., Burstein L. Model for Mechanical seals with regular microsurface structure. *Tribology Transactions*. 1996. Vol. 39(3). P. 677-683.
24. Etsion I., Halperin G., Greenberg Y. Increasing mechanical seal life with laser-textured seal faces. 15th Int. Conf. on fluid sealing BHR Group, Maastricht. 1997. P. 3-11.
25. Etsion I., Halperin G., Kligerman Y., Brizmer V., Kligerman Y. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings. *Tribology Letters*. 2004. Vol. 17(2). P. 295-300.
26. Fesanghary M., Khonsari M. Topological and shape optimization of thrust bearings for enhanced load-carrying capacity. *Tribology international*. 2012. Vol. 53. P. 2112–2128.
27. Halperin G., Greenberg Y., Etsion I. Increasing mechanical seal life with laser-textured seal faces. *Proceedings of the 15th International Conf. on Fluid Seal- ing*. Maastricht: BHR Group. 1997. P. 3-11.
28. Ronen A., Etsion I., Kligerman Y. Friction-reducing surface texturing in reciprocating automotive compo- nents. *Tribology Transactions*. 2001. Vol. 44(3). P. 359-366.
29. Ryk G., Kligerman Y., Etsion I. Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating auto- motive components. *Tribology Transactions*. 2002. Vol. 45(4). P. 444-449.
30. San, A.L. Effects of misalignment on turbulent flow hybrid thrust bearings. *Trans ASME, J Tribol*. 2002. Vol. 124. P. 212-221.
31. Costa H.L., Hutchings I.M. Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions. *Tribology International*. 2007. Vol. 40(8). P. 1227–1238.

32. Чернейко С.В., Ципенюк А.М. Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями. Двигунубудування. 2014. №3(257). С. 29-33.
33. Dumitru G., Romano V., Weber H.P., Sentis M., Marine W. Ablation of carbide materials with fem to second pulses. Appl. Surf. Sci. 2003. Vol. 205. P. 80-85.
34. Kligerman Y., Etsion I. Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal. Trib. Trans. 2001. Vol. 44(3). P. 472-476.
35. Kovalchenko A., Ajayi O., Erdemir A., Fenske G., Etsion I. The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic. Trib. Trans. 2004. Vol. 47(2). P. 299-305.
36. Etsion I., Halperin G. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal. Trib. Trans. 2002. Vol. 45(3). P. 430-436.
37. Bulatov V., Krasny V.A., Schneider Y.G. Basics of machining methods to yield wear and fretting resistive surfaces, having regular roughness patterns. Wear. 1997. Vol. 208. P. 132-137.
38. Charitopoulos A.G., Efstathiou E.E., Papadopoulos C.I., Nikolakopoulos P.G., Kaiktsis L. Effects of manufacturing errors on tribological characteristics of 3-D textured micro-thrust bearings. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. 2013. Vol. 6. P. 128-142.
39. Ettles C.M. Solutions for flow in a bearing groove. Proc IME. 1967. Vol. 68. P. 120-131.
40. Диха О. В., Чумаков О. П. Пристрій для модифікації поверхні деталей типу тіло обертання електромеханічним способом. Проблеми трибології. 2008. № 4. С. 80-83.
41. Ali Rezaeia, WimVan Paerepegema, Patrick De Baets, Wouter Ost. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings. Wear. 2012. Volume 296. Issues 1-2. 660-671.
42. Florian König, Achraf Ouald Chaib, Georg Jacobs, Christopher Sous. A multiscale-approach for wear prediction in journal bearing systems – from wearing-in towards steady-state wear. Wear. 2019. Volumes 426-427. Part B. 1203-1211.

43. Oksanen V.T., Lehtovaara A.J., Kallio M.H. Load capacity of lubricated bismuth bronze bimetal bearing under elliptical sliding motion. *Wear*. 2017. Volumes 388-389. P. 72-80.

44. Nimeshchandra S., Vakharia D.P., Deheri G.M., Patel H.C. Experimental performance analysis of ferrofluid based hydrodynamic journal bearing with different combination of materials. *Wear*. 2017. Volumes 376–377. Part B. 1877-1884.

45. Lidia Galda, Jaroslaw Sep, Artur Olszewski, Tomasz Zochowski. Experimental investigation into surface texture effect on journal bearings performance. *Tribology International*. 2019. Volume 136. P. 372-384.

46. Surojit Poddar, Tandon N. Detection of particle contamination in journal bearing using acoustic emission and vibration monitoring techniques. *Tribology International*. 2019. Volume 134. P. 154-164.

47. Thomas Hagemann, Christopher Zeh, Hubert Schwarze. Heat convection coefficients of a tilting-pad journal bearing with directed lubrication. *Tribology International*. 2019. Volume 136. P. 114-126.

48. Guo Xiang, Yanfeng Han, Jiayu Wang, Jiefu Wang, Xiaokang Ni. Coupling transient mixed lubrication and wear for journal bearing modeling. *Tribology International*. 2019. Volume 138. P. 1-15.

49. Shaoyu Zhu, Jun Sun, Biao Li, Xiaoyong Zhao, Guixiang Zhu. Stochastic models for turbulent lubrication of bearing with rough surfaces. *Tribology International*. 2019. Volume 136. 224-233.

50. Shuhui Cui, Le Gu, Liqin Wang, Bo Xu, Chuanwei Zhang. Numerical analysis on the dynamic contact behavior of hydrodynamic journal bearings during start-up. *Tribology International*. 2018. Volume 121. P. 260-268.

51. Illner T., Bartel D., Deters L. Determination of the transition speed in journal bearings under consideration of bearing deformation. *Tribology International*. 2015. Volume 82. Part A. 58-67.

52. Fillon M., Wodtke M. & Wasilczuk M. *Friction*. 2015. 3. 266.
<https://doi.org/10.1007/s40544-015-0092-4>

53. Thomas E., Pascovici M.D. & Glovnea R.P. Friction. 2015. 3. 287.
<https://doi.org/10.1007/s40544-015-0098-y>
54. Xue Y., Chen J., Guo S. et al. Friction. 2018. 6: 297.
<https://doi.org/10.1007/s40544-018-0206-x>
55. Varenberg M., Kligerman Y., Halperin G. et al. Friction. 2018.
<https://doi.org/10.1007/s40544-018-0255-1>
56. Sitae Kim and Alan B. Palazzolo. Pad–Pivot Friction Effect on Nonlinear Response of a Rotor Supported by Tilting-Pad Journal Bearings. J. Tribol 2019. 141(9). doi: 10.1115/1.4043971
57. Faisal Rahmani, Pandey R.K. and Dutt J.K. Performance Studies of Powder-Lubricated Journal Bearing Having Different Pocket Shapes at Cylindrical Bore Surface. J. Tribol. 2018. 140(3), 031704. doi: 10.1115/1.4038678
58. Hiroyuki Yamada, Hiroo Taura and Satoru Kaneko. Static Characteristics of Journal Bearings With Square Dimples. Tribol 2017. 139(5). 051703. doi: 10.1115/1.403577
59. Pape F., Neubauer T., Maiß O. et al. Tribol Lett. 2017. 65: 70.
<https://doi.org/10.1007/s11249-017-0855-3>
60. Vladescu S.C., Marx N., Fernández L. et al. Tribol Lett. 2018. 66: 127.
<https://doi.org/10.1007/s11249-018-1080-4>
61. Aliyu I.K., Mohammed A.S. & Al-Qutub, A. Tribol Lett. 2018. 66: 144.
<https://doi.org/10.1007/s11249-018-1096-9>
62. Singh, H., Pulikollu R.V., Hawkins W. et al. Tribol Lett. 2017. 65: 81.
<https://doi.org/10.1007/s11249-017-0861-5>
63. Troy Snyder and Minel Braun. A CFD-Based Frequency Response Method Applied in the Determination of Dynamic Coefficients of Hydrodynamic Bearings. Part 1: Theory. Lubricants. 2019. 7(3). 23; <https://doi.org/10.3390/lubricants7030023>
64. Maximilian Prölb, Hubert Schwarze, Thomas Hagemann, Philipp Zemella and Philipp Winking Theoretical and Experimental Investigations on Transient Run-Up Procedures of Journal Bearings Including Mixed Friction Conditions. Lubricants. 2018. 6(4). 105. <https://doi.org/10.3390/lubricants6040105>

65. Philip Croné, Andreas Almqvist and Roland Larsson. Thermal Turbulent Flow in Leading Edge Grooved and Conventional Tilting Pad Journal Bearing Segments – A Comparative Study. *Lubricants*. 2018. 6(4), 97; <https://doi.org/10.3390/lubricants6040097>
66. Pradeep K. Gupta & Erwin V. Zaretsky. New Stress-Based Fatigue Life Models for Ball and Roller Bearings. *Tribology Transactions* 2018. Volume 61. Issue 2. P 304-324.
67. Chaowu Jin, Guochang Li, Yazhong Hu, Yuanping Xu & Longxiang Xu. Identification of Mechanism Stiffness of Autoeliminating Clearance for Auxiliary Bearing. *Tribology Transactions*. 2019. Volume 62. Issue 2.
68. Lagunova E.O., Mukutadze M.A. et al. *Frict J. Wear*. 2019. 40: 88. <https://doi.org/10.3103/S1068366619010112>
69. Zernin M.V., Mishin A.V., Rybkin N.N. et al. *J. Frict. Wear*. 2017. 38: 242. <https://doi.org/10.3103/S1068366617030163>
70. Dmitrichenko N.F., Milanenko A.A., Hluhonets A.A. et al. *J. Frict. Wear*. 2017. 38: 126. <https://doi.org/10.3103/S1068366617020076>
71. Сайт компанії ANSYS, Inc. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.ansys.com>. Назва з екрана. Мова англ.
72. ANSYS Workbench 2021 R1: A Tutorial Approach. Prof. Sham Tickoo Purdue Univ. and CAD/CIM Technologies. CAD/CIM Technologies. 2021. 496 p.
73. Brent Maxfield Engineering With Mathcad. Maxfield Brent. Butterworth–Heinemann. 2006. 512 p.
74. Gryshanova I. A computational investigation of flow meters. Proceedings of the 15th International Flow Measurement Conference FLOMEKO. 2010. Taipei. 2010. P. 888-895.
75. Gryshanova I., Korobko I. How to improve accuracy of existing ultrasonic water meters. Proc. of Fluids Engineering Division FEDSM (American Society of Mechanical Engineers). 2. 2021.

76. Gryshanova I. The Improved Ultrasonic Flow measuring method. Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Conference. FEDSM 2008. 2009. 2. P. 337-340.

77. Писаренко Г.С. Довідник зопору матеріалів. Київ. Наукова думка. 1988. 736 с.

78. Вельбой В.П., Диха М.О., Биков О.Ю. Технологія і пристрої електромеханічного формування топографії зон дискретного зміцнення циліндричної поверхні. Вісник Хмельницького національного університету. 2012. № 2 (187). С. 7-10.

79. Сорокатиї Р.В., Диха М.О. Моделювання напружень і деформацій при дискретному електроконтактному зміцненні. Проблеми трибології (Problems of Tribology). 2012. № 3. С. 128-131.

80. Диха О.В., Чумаков О.П. Поверхневий структурний стан сталей після дискретного електромеханічного оброблення. Проблеми тертя та зношування. 2010. Вип. 54. С. 143-148.

81. Chernets M. V. Prediction of the life of a sliding bearing based on a cumulative wear model taking into account the lobing of the shaft contour. Journal of Friction and Wear. 2015. 36(2). P. 163-169. doi:10.3103/S1068366615020038

82. Soldatenkov I.A. Evolution of contact pressure during wear of the coating in a thrust sliding bearing. Journal of Friction and Wear. 2010. 31(2). P. 102-106. doi:10.3103/S1068366610020029

83. Goryacheva I.G. & Mezrin A.M. Simulation of combined wearing of the shaft and bush in a heavily loaded sliding bearing J. Frict. Wear. 2011. 32: 1. doi:10.3103/S1068366611010053

84. Soldatenkov I.A., Mezrin A.M., Sachek B.Ya. Implementation of asymptotics of the wear contact problem solution for identifying the wear law based on the results of tribological tests. Journal of Friction and Wear. 2017. 38(3). P. 173-177.

85. Mezrin A.M. Determining local wear equation based on friction and wear testing using a pin-on-disk scheme. Journal of Friction and Wear. 2009. 30(4) P. 242-245. doi:10.3103/S1068366609040035

86. Bulgarevich S.B., Boiko M.V., Lebedinskii K.S., Marchenko D.Yu. Kinetics of sample wear on four-ball friction-testing machine using lubricants of different consistencies. *Journal of Friction and Wear*. 2014. 35(6). P. 531–537. doi:10.3103/S106836661406004X

87. Rezaei A., Paepegem W.V., Baets P.D., Ost W., Degrieck J. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings. *Wear*. 2012. 296 (1-2). P. 660-671. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.08.013>

88. Dykha A.V., Kuzmenko A.G. (). Solution to the problem of contact wear for four-ball wear-testing scheme. *Journal of Friction and Wear*. 2015. 36(2). P. 138-143. doi: 10.3103/S1068366615020051

89. Dykha A., Sorokatyi R., Makovkin O., Babak O. Calculation-experimental modeling of wear of cylindrical sliding bearings. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. 5/1 (89) P. 51-59. doi: 10.15587/1729-4061.2017.109638

90. Dykha A., Marchenko D. Prediction the wear of sliding bearings. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. 7 (2.23). P. 4-8. doi: 10.14419/ijet.v7i2.23.11872

91. Dykha A. V., Marchenko D. D., Dytynyuk V. A. Determination of the Parameters of the Wear Law Based on the Results of Laboratory Tests. *J. Frict. Wear* 41. pp. 153–159 (2020). DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068366620020038>

92. Диха О. В., Дитинюк В. О., Диха М. О. Триботехнічна надійність підшипникових опор колінчастого валу автомобіля. *Проблеми трибології*. 2018. № 87(1) С. 85–91. DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/657>

93. Диха О. В., Дитинюк В. О. Наближений розв'язок зносоконтатної задачі для підшипника ковзання з прямою парою тертя. *Проблеми трибології*. 2018. № 89(3). С. 70-76. DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/683>

94. Dykha O., Dytynyuk V., Posonsky S., Zelenska L. Modern studies of tribological bearing systems: a review. *Problems of Tribology*. 2019. № 24(2/92). С. 67–74. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2019-92-2-67-74>

95. Dykha O., Babak O., & Dytynyuk, V. Direct wear-contact task for radial sliding bearing. *Problems of Tribology*. 2019. 24(1/91), 59–66. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2019-91-1-59-66>

96. Рудик О., Дитинюк В., Стебелецька Н. Моделювання умов роботи і зносостійкості валу зчеплення двигуна транспортного засобу. *Проблеми трибології*. 2018. № 90(4). С. 70–79. DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/693>

97. Диха О. В., Вельбой В. П., Диха М. О., Дитинюк В. О. Спосіб електроконтактного дискретного зміцнення циліндричної внутрішньої поверхні. Пат. 137035 Україна, МПК В23Н 9/00 (2006.01). заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. у 2019 03175; заявл. 01.04.2019; опубл. 25.09.2019. Бюл № 18. – 4 с. DOI: <http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=261966>

98. Диха О.В., Вельбой В.П., Дитинюк В.О. Спосіб дискретного азотування гладкої внутрішньої поверхні. Пат. 137231 Україна, МПК В23Н 9/00 (2006). /; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. у201903465.заявл. 05.04.2019; опубл. 10.10.2019, бюл. № 19. – 4 с. DOI: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=262245>

99. Диха М. О., Дитинюк В. О. Модифікація робочих поверхонь напрямних ковзання машин. *Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки: 2017 рік: тези доповідей XI міжн. науково-практичн.конф. Кропивницький : ЦНТУ. 2017. С. 32–33.*

100. Dykha O. V., Dytynyuk V. O., Dykha K. O. Modeling wear of contact interaction of discretely strengthened cylindrical friction surfaces. *Сучасні технології в механіці : зб. наук. праць міжнародної наукової конф. ХНУ. 2018. С. 25-29.* http://elar.khmnmu.edu.ua/bitstream/123456789/6906/1/085_%D0%96_%D0%A0%D0%BF.pdf

101. Дитинюк В. О., Скрипник Т.К. Програмний комплекс WEB-відображення CAD-моделей. Сучасні технології в механіці : збірник наукових праць міжнародної наукової конф. Хмельницький: ХНУ. 2018. С. 140.

http://elar.khmnu.edu.ua/bitstream/123456789/6906/1/085_%D0%96_%D0%A0%D0%BF.pdf

102. Диха О. В., Дитинюк В. О. Протизношувальні присадки в циліндричних трибосистемах ковзання машин : тези доповідей VI-ої міжнародної інтернет-конференції «Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій». Вінниця : ВНТУ. 2018. С. 18-19.

https://conference.vntu.edu.ua/pdmpk/2018/tezy_pd_2018.pdf

103. Dykha O., Kalaczynski T., Dytynyuk V. Tribo contact problem for sliding bearings of technological and transport machines. Матеріали I Міжн. наук.-практ. конф. “Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability”. 17-19 квітня 2019 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2019. С. 28-32. <http://erm.kntu.kr.ua/files/Materialy2019.pdf>

104. Dykha A., Sorokatyi R., Dytyniuk V. Model of accumulation of tribo damage in high-speed friction. Proceedings of 10th International Scientific Conference BALTTTRIB. 2019. pp. 180–186. (*Scopus*). DOI: 10.15544/baltrib.2019.29.

105. Dykha A., Sorokatyi R., Dytyniuk V. Simulation of Wearing Processes with High Sliding Speed. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. (*Scopus*). https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_12

ДОДАТОК А.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Dykha A. V., Marchenko D. D., Dytynyuk V. A. Determination of the parameters of the wear law based on the results of laboratory tests. *J. Frict. Wear*. 2020. 41. pp. 153–159. (Scopus). DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068366620020038>

Особистий внесок здобувача: запропонована схема випробувань «конус-три кульки» і розроблена методика визначення параметрів зносостійкості

2. Dykha A., Sorokatyi R., Dytyniuk V. Simulation of wearing processes with high sliding speed. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. pp.119–128. (Scopus). https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_12

3. Диха О. В., Дитинюк В. О. Наближений розв'язок зносоконтактної задачі для підшипника ковзання з прямою парою тертя. *Проблеми трибології*. 2018. № 89(3). С. 70-76.

DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/683>

4. Диха О. В., Дитинюк В. О., Диха М. О. Триботехнічна надійність підшипникових опор колінчастого валу автомобіля. *Проблеми трибології*. 2018. № 87(1). С. 85–91.

DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/657>

5. Dykha O., Dytynyuk V., Posonsky S., Zelenska L. Modern studies of tribological bearing systems: a review. *Problems of Tribology*. 2019. № 24(2/92). С. 67–74. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2019-92-2-67-74>

6. Dykha O., Babak O., & Dytynyuk, V. Direct wear-contact task for radial sliding bearing. *Problems of Tribology*. 2019. 24(1/91), 59–66. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2019-91-1-59-66>

7. Dykha A., Dytyniuk V., Dykha M. Investigation of slippage and wear in rolling bearings of machines. *Problems of Tribology*. 2020. № 25(4/98). pp. 50–58. DOI: <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2020-98-4-50-58>

8. Рудик О., Дитинюк В., Стебелецька Н. Моделювання умов роботи і зносостійкості валу зчеплення двигуна транспортного засобу. *Проблеми трибології*. 2018. № 90(4). С. 70–79.

DOI: <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/693>

9. Диха О. В., Вельбой В. П., Диха М. О., Дитинюк В. О. Спосіб електроконтактного дискретного зміцнення циліндричної внутрішньої поверхні. Пат. 137035 Україна. МПК В23Н 9/00 (2006.01). заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. у 2019 03175; заявл. 01.04.2019; опубл. 25.09.2019. Бюл № 18. – 4 с.

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=261967>

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

10. Диха М.О., Дитинюк В.О. Модифікація робочих поверхонь напрямних ковзання машин. Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. ЦНТУ. 2017. С. 32-33.

<http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/7581>

11. Dykha O. V., Dytynyuk V. O., Dykha K. O. Modeling wear of contact interaction of discretely strengthened cylindrical friction surfaces. Сучасні технології в механіці : збірник наукових праць міжнародної наукової конф. ХНУ. 2018. С. 25-29.

http://elar.khmnu.edu.ua/bitstream/123456789/6906/1/085_%D0%96_%D0%A0%D0%BF.pdf

12. Дитинюк В. О., Скрипник Т.К. Програмний комплекс WEB-відображення САД-моделей системи DYNAMO. Сучасні технології в механіці : збірник наукових праць міжнародної наукової конф. ХНУ. 2018. С. 140.

http://elar.khmnu.edu.ua/bitstream/123456789/6906/1/085_%D0%96_%D0%A0%D0%BF.pdf

13. Диха О. В., Дитинюк В. О. Протизношувальні присадки в циліндричних трибосистемах ковзання машин. Тези VI-ої міжнародної інтернет-конференції

«Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій». Вінниця. ВНТУ. 2018. С. 18-19. https://conference.vntu.edu.ua/pdmpk/2018/tezy_pd_2018.pdf

14. Dykha O., Kalaczynski T., Dytynyuk V. Tribo contact problem for sliding bearings of technological and transport machines. Матеріали І Міжн. наук.-практ. конф. “Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability”. 17-19 квітня 2019 р. Кропивницький. ЦНТУ, 2019. С. 28-32. <http://erm.kntu.kr.ua/files/Materialy2019.pdf>

15. Dykha A., Sorokatyi R., Dytyniuk V. Model of accumulation of tribo damage in high-speed friction. Proceedings of 10th International Scientific Conference BALTTTRIB. 2019. pp. 180–186. (Scopus). DOI: 10.15544/balttrib.2019.29

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації

16. Диха О., Вичавка А., Дитинюк В. Визначення зносу і технологія обробки мастильних канавок круглого профілю. Проблеми трибології. 2017. № 84(2). С. 86-92. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/602>

17. Dykha O., Staryi A., Dytyniuk V., Dykha M. Determination of the dynamic hardness of greases as a characteristic of deformation properties in a tribocontact. Problems of Tribology. 2022. № 27(1/103). Pp. 65–75. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-103-1-65-75>

18. Диха О.В., Вельбой В.П., Дитинюк В.О. Спосіб дискретного азотування гладкої внутрішньої поверхні. Пат. 137231 Україна, МПК В23Н 9/00 (2006). /; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. u201903465.заявл. 05.04.2019; опубл. 10.10.2019, бюл. № 19. – 4 с. DOI: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=262238>

ДОДАТОК Б.

ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Дитинюка Володимира Олександровича

«Розрахунково-експериментальні моделі зносостійкості та надійності та дискретно-орієнтований метод зміцнення підшипникових трибосистем»

за спеціальністю 131 Прикладна механіка

*Масові наукові, науково-теоретичні та науково-практичні заходи**міжнародного рівня:*

1. X міжнародна наукова конференція BALTTTRIB 2019 (Литва, м. Каунас, 10-15 листопада 2019 р.) Форма участі – виступ на секційному засіданні на тему: «Model of accumulation of tribo damage in high-speed friction».
2. III міжнародна наукова конференція «Конструювання, моделювання, виробництво: обмін інновацій, DSMIE 2020» (м. Харків, 9-12 червня 2020 р.). Форма участі – виступ на секційному засіданні на тему: «Simulation of Wearing Processes with High Sliding Speed».

*Масові наукові, науково-теоретичні та науково-практичні заходи**всеукраїнського рівня:*

3. XI міжнародна науково-практична конференція «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (м. Кропивницький, ЦНТУ, 2017 р.) Форма участі – виступ на секційному засіданні на тему: «Модифікація робочих поверхонь напрямних ковзання машин».
4. Міжнародна наукова конференція «Сучасні технології в механіці» (м. Хмельницький, ХНУ, 19-21 квітня 2018 р.). Форма участі – виступ на секційному засіданні на тему: «Modeling wear of contact interaction of discretely strengthened cylindrical friction surfaces».
5. VI міжнародна інтернет-конференція «Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій» (м. Вінниця, ВНТУ, 2018 р.) Форма участі – виступ на

секційному засіданні на тему: «Протизношувальні присадки в циліндричних трибосистемах ковзання машин».

6. I Міжнародна науково-практична конференція “Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability” (м.Кропивницький, ЦНТУ, 17-19 квітня 2019 р.). Форма участі – виступ на секційному засіданні на тему: «Tribo contact problem for sliding bearings of technological and transport machines».

ДОДАТОК В
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ, ПАТЕНТИ



"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Проректор з наукової роботи
Хмельницького національного університету

Олег СИНЮК

29 _____ 2023 р.

АКТ

про впровадження в навчальний процес результатів дисертаційної роботи
Дитинюка В.О. «Розрахунково-експериментальні моделі зносостійкості та
надійності та дискретно-орієнтований метод зміцнення підшипникових
трибосистем»

Результати дисертаційного дослідження використані в навчальному процесі кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства Хмельницького національного університету при оновленні курсу лекцій з дисциплін "Вузли тертя та мащення автомобілів", "Триботехніка та основи надійності машин", "Методи трибологічних випробувань". Розроблено дві лабораторні роботи з дисципліни «Теоретичні основи трибології»: "Ідентифікація параметрів закономірностей зношування за результатами випробувань підшипникових матеріалів»; "Дослідження впливу конструктивних і технологічних факторів на режими тертя і знос підшипникових трибосистем".

Результати дисертаційної роботи використані при підготовці магістрів за освітньою програмою «Відновлення та технічний сервіс автомобілів» спец. 132 Матеріалознавство на кафедрі трибології, автомобілів та матеріалознавства Хмельницького національного університету.

Акт обговорений і схвалений на засіданні кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства (протокол № 1 від вересня 2023 р.).

Зав. каф. трибології, автомобілів та матеріалознавства,
д.т.н., професор

Олександр ДИХА

«Затверджую»
 Директор ХКП «Електротранс»

 Сергій БОБУХ
 «28» 08 2023 р.

ВИСНОВОК

про прийняття до впровадження результатів науково-дослідної роботи у ХКП «Електротранс»

(згідно Договору про співробітництво між Хмельницьким національним
 університетом та ХКП «Електротранс» від 4.03. 2019 р.)

Назва розробки: "Методика прогнозування зносостійкості і надійності
 підшипникових вузлів транспортних машин"

Автори розробки: Диха О.В., д.т.н., завідувач кафедри трибології,
 автомобілів та матеріалознавства, Хмельницький національний університет;
 Дитинюк В.О. асистент каф. трибології, автомобілів та матеріалознавства,
 Хмельницький національний університет

Мета розробки: Оцінка технічного стану, аналіз працездатності та оптимізіція
 технологічних та конструктивних параметрів підшипників ковзання і кочення
 агрегатів транспортної техніки в умовах зносних відмов.

Опис розробки. Підшипникові вузли в рухомих агрегатах транспортної
 техніки є одними з базових елементів, що визначають довговічність і
 надійність машини в цілому. Ідентифікація і аналіз технічного стану вузлів
 тертя крім експериментальної оцінки потребує кількісної оцінки його ресурсу
 за критерієм зносних відмов. В основу пропонованої методики покладені
 моделі зношування деталей підшипникових систем, які отримують в
 результаті реалізації розрахунково-експериментального алгоритму
 випробувань і розрахунків на знос. Отримані показники дозволяють аналізувати
 вплив різних факторів на зносостійкість, знаходити слабкі місця в конструкції
 і розробляти шляхи її вдосконалення, що дає можливість вивільняти кошти на
 технічну експлуатацію і ремонт.

Висновок. Науково-експериментальна методика прогнозування
 зносостійкості і надійності підшипникових вузлів транспортних машин
 прийнята на етапі підготовки для впровадження у ХКП «Електротранс» з
 метою подовження ресурсу деталей і агрегатів тролейбусів в умовах зносних
 відмов.

Головний інженер ХКП «Електротранс»

 Олексій КОВТУН

«Затверджую»

Директор Хмельницького науково-дослідного
експертно-криміналістичного центру МВС України

Андрій ГАНЗЮК

22» 12 2022 р.



ВИСНОВОК

**про прийняття до впровадження результатів науково-дослідної роботи
у Хмельницькому науково-дослідному експертно-криміналістичному
центрі**

Назва розробки: "Науково-експериментальна методика прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових вузлів транспортної техніки та оптимізація їх параметрів"

Автори розробки: Диха О.В., д.т.н., завідувач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницький національний університет;
Дитинюк В.О., мол. н. с. каф. трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницький національний університет

Мета розробки: Оцінка технічного стану, аналіз працездатності та оптимізація технологічних та конструктивних параметрів підшипників ковзання і кочення агрегатів транспортної техніки в умовах зносних відмов.

Опис розробки. Аналіз та ідентифікація технічного стану деталей транспортних машин потребує кількісної оцінки надійності внаслідок зносних відмов. В основу розробленої методики покладені математичні моделі зношування, які отримують в результаті реалізації розрахунково-експериментального алгоритму випробувань і розрахунків на знос. Отримані показники моделей зношування використовуються далі для кількісної оцінки показників трибологічної надійності: фактичного ресурсу, залишкового ресурсу, ймовірності неперевищення допустимого зносу з урахуванням впливу зовнішніх і внутрішніх факторів на перебіг процесів втрати працездатності.

Висновок. Науково-експериментальна методика прогнозування зносостійкості і надійності підшипникових вузлів транспортної техніки прийнята на етапі підготовки для впровадження у Хмельницькому науково-дослідному експертно-криміналістичному центрі з метою більш достовірної кількісної оцінки технічного стану деталей в умовах зносних відмов.

Зав. сектору автотехнічних досліджень

Віталій ВЕЛЬБОЙ





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **137035** (13) **U**
 (51) МПК (2019.01)
 B23H 9/00

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2019 03175</p> <p>(22) Дата подання заявки: 01.04.2019</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.09.2019</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.09.2019, Бюл.№ 18</p>	<p>(72) Винахідник(и): Диха Олександр Володимирович (UA), Вельбой Володимир Пилипович (UA), Диха Максим Олександрович (UA), Дитинюк Володимир Олександрович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)</p>
--	--

(54) СПОСІБ ЕЛЕКТРОКОНТАКТНОГО ДИСКРЕТНОГО ЗМІЦНЕННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ

(57) Реферат:

Спосіб електроконтактного зміцнення циліндричної внутрішньої поверхні шляхом термомеханічного формування локальних ділянок поверхні різної мікроструктури і механічних властивостей при обертанні металевого виробу з отвором і введенням в отвір виробу стрижня з електрод-інструментом під напругою джерела живлення електричним струмом. Дискретно зміцнені гвинтові смужки з окремих ділянок гарячої і холодної пластичної деформації внутрішньої поверхні формуються під дією переривчастого електричного струму двома діаметрально протилежними і зміщеними в осьовому напрямку на півкроку гвинтової смужки електродами, які виступають на 0,5...0,7 мм за межі отвору і вгвинчені в муфту, закріплену на уступі стрижня.

UA 137035 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **137231** (13) **U**
 (51) МПК (2019.01)
B23H 9/00

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2019 03465	(72) Винахідник(и): Диха Олександр Володимирович (UA), Вельбой Володимир Пилипович (UA), Дитинюк Володимир Олександрович (UA)
(22) Дата подання заявки: 05.04.2019	(73) Власник(и): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.10.2019	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.10.2019, Бюл.№ 19	

(54) СПОСІБ ДИСКРЕТНОГО АЗОТУВАННЯ ГЛАДКОЇ ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ

(57) Реферат:

Спосіб дискретного азотування гладкої внутрішньої поверхні сталевих виробів включає їх нагрівання в печі до 500-600 °С і витримку при такій температурі протягом 1-4 годин з використанням складеної з суміші неорганічних та органічних азотовмісних і в'язучих речовин і дотичної до оброблюваної поверхні пасти. Перед азотуванням в отвір виробу щільно вставляють перфоровані технологічні втулки з отворами, виконаними за траєкторією розміщення дискретно зміцнених ділянок поверхні виробу і заповненими пастою з суміші неорганічних та органічних азотовмісних і в'язучих речовин.

UA 137231 U



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **134956** (13) **U**
(51) МПК
G01N 19/02 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2019 00171</p> <p>(22) Дата подання заявки: 04.01.2019</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.06.2019</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.06.2019, Бюл.№ 11</p>	<p>(72) Винахідник(и): Диха Олександр Володимирович (UA), Вельбой Володимир Пилипович (UA), Дитинюк Володимир Олександрович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)</p>
--	--

(54) СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО КОЕФІЦІЕНТУ ТЕРТЯ

(57) Реферат:

Спосіб визначення динамічного коефіцієнту включає фіксацію зміни геометричного положення контактних поверхонь під дією сили реакції шорсткої поверхні в зоні контакту, навантаженого перпендикулярною до поверхонь тертя нормальною силою. Динамічний кут тертя γ в контакті циліндричної поверхні вала, який обертається, і контрзразка, прикріпленого до вільно посадженого на вал жорсткого кільця, розраховують за співвідношенням радіальної відстані точки прикладання до кільця з можливістю вільного повороту відносно кільця сили, однакової за напрямом і рівної за величиною силі притискання контрзразка до контактної поверхні вала, до радіусу контактної поверхні вала, помноженим на синус кута відхилення кільця від врівноваженого положення, під яким кільце утримується силою реакції шорсткої поверхні в зоні контакту під час обертання вала.

UA 134956 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **139382** (13) **U**
 (51) МПК
F16C 33/10 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2019 01952</p> <p>(22) Дата подання заявки: 26.02.2019</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.01.2020</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2020, Бюл.№ 1</p>	<p>(72) Винахідник(и): Диха Олександр Володимирович (UA), Вельбой Володимир Пилипович (UA), Дитинюк Володимир Олександрович (UA), Бабак Олег Петрович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)</p>
---	--

(54) НЕМЕТАЛЕВИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ

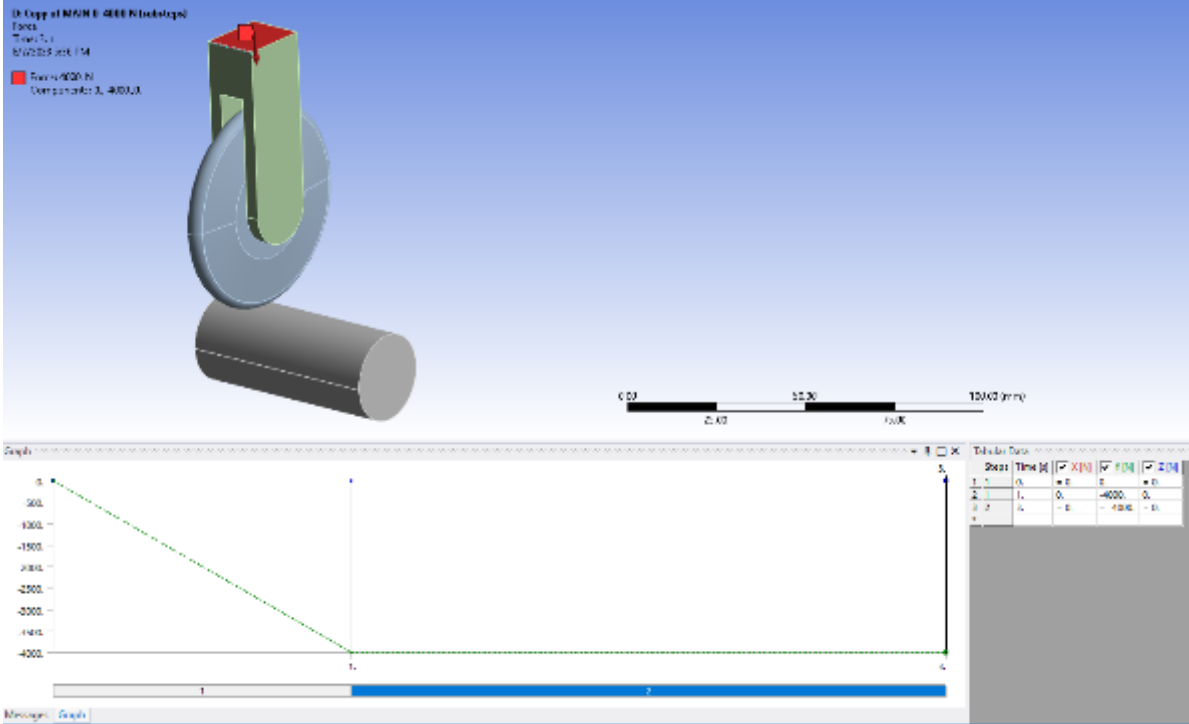
(57) Реферат:

Неметалевий підшипник ковзання виготовляється шляхом гарячого компресійного пресування композиції вихідних матеріалів на основі рослинної сировини і в'язучої полімерної речовини. При цьому матеріальною основою підшипника є подрібнена шкаралупа волоського горіха.

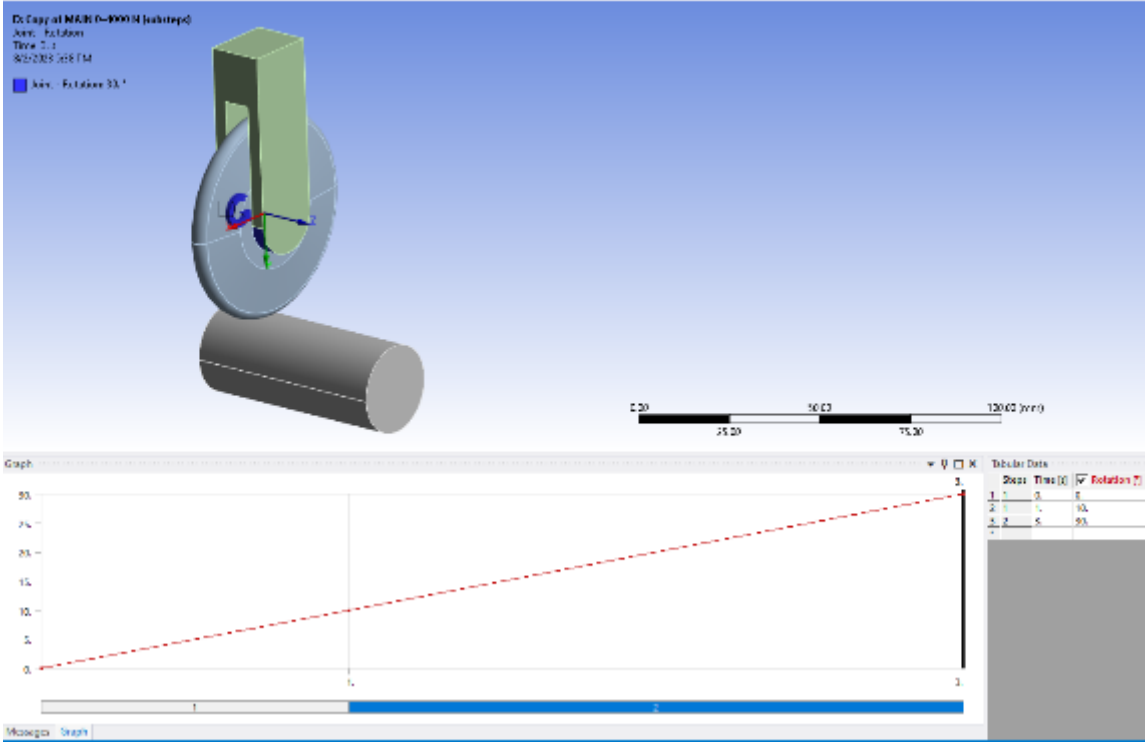
UA 139382 U

ДОДАТОК Г МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНОГО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПРИ КОНТАКТІ РОЛИКА І ВАЛУ- ANSYS

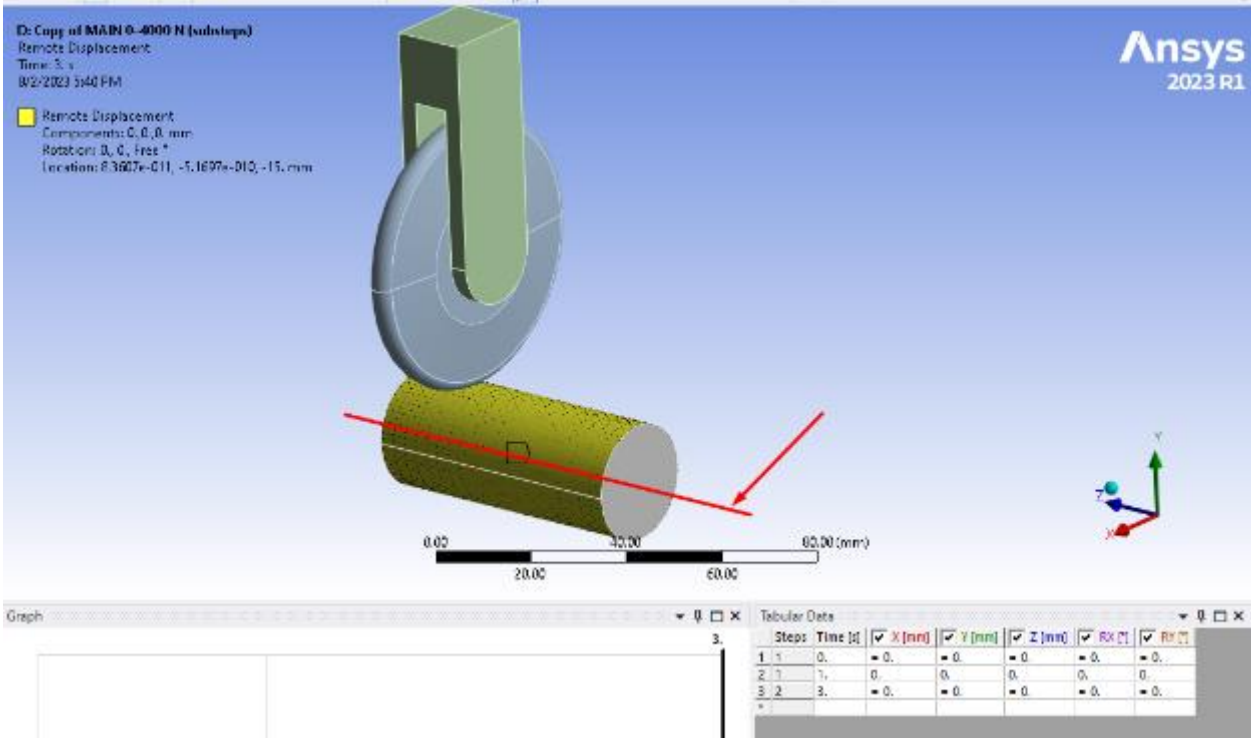
Обкатування роликом валу (крайові умови): прикладена сила 4000 Н



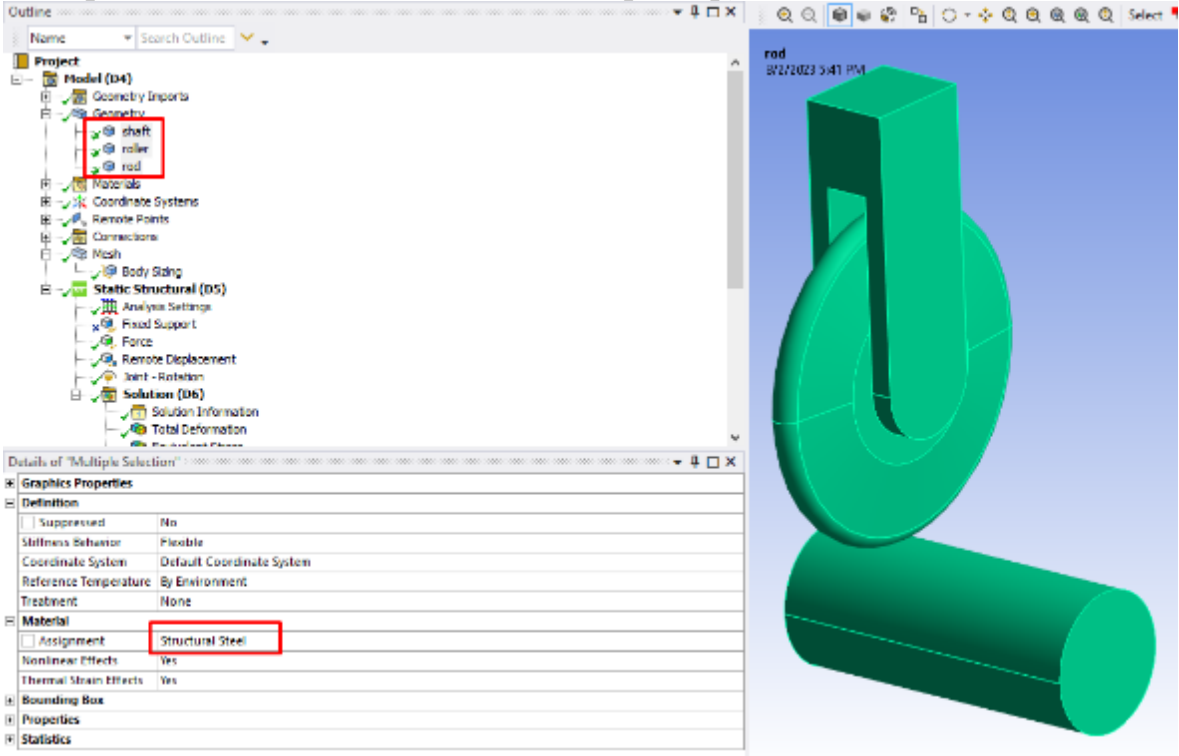
обертання ролику



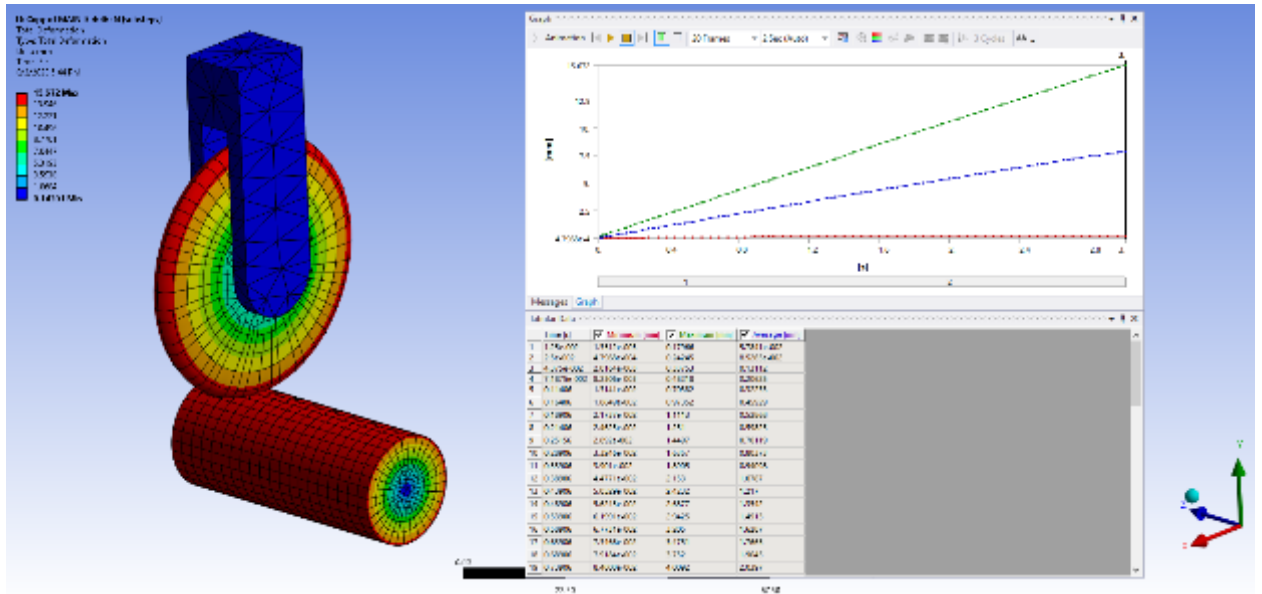
фіксація валу (обертання відносно осі Z вільне)



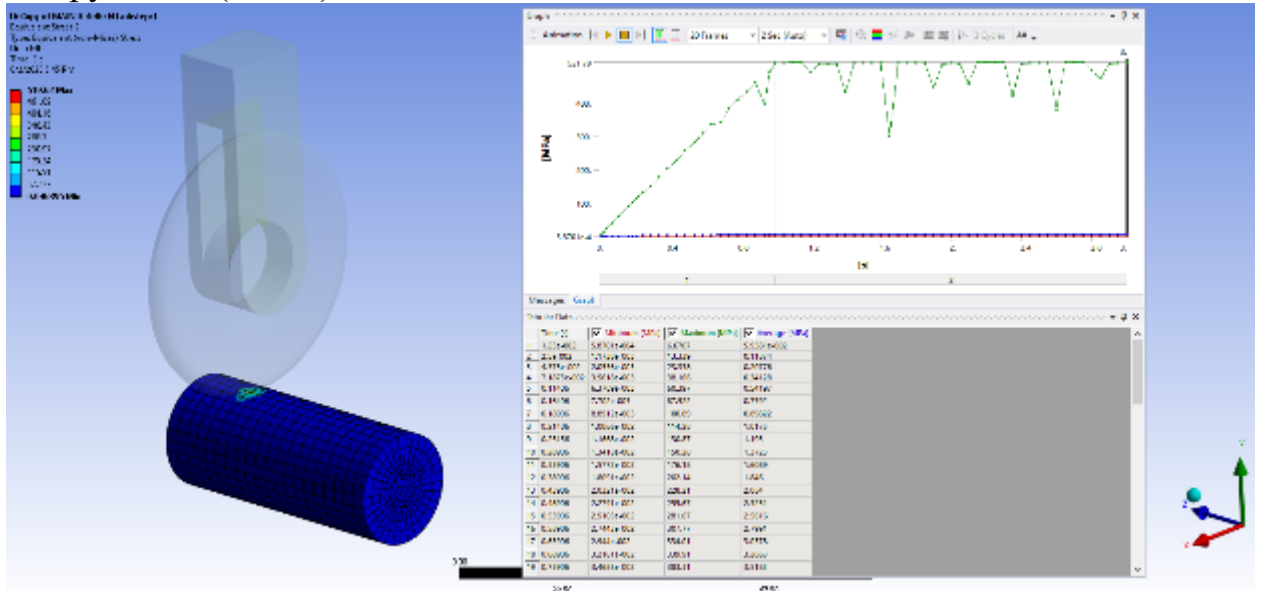
Матеріал – Structural Steel (лінійний характер)



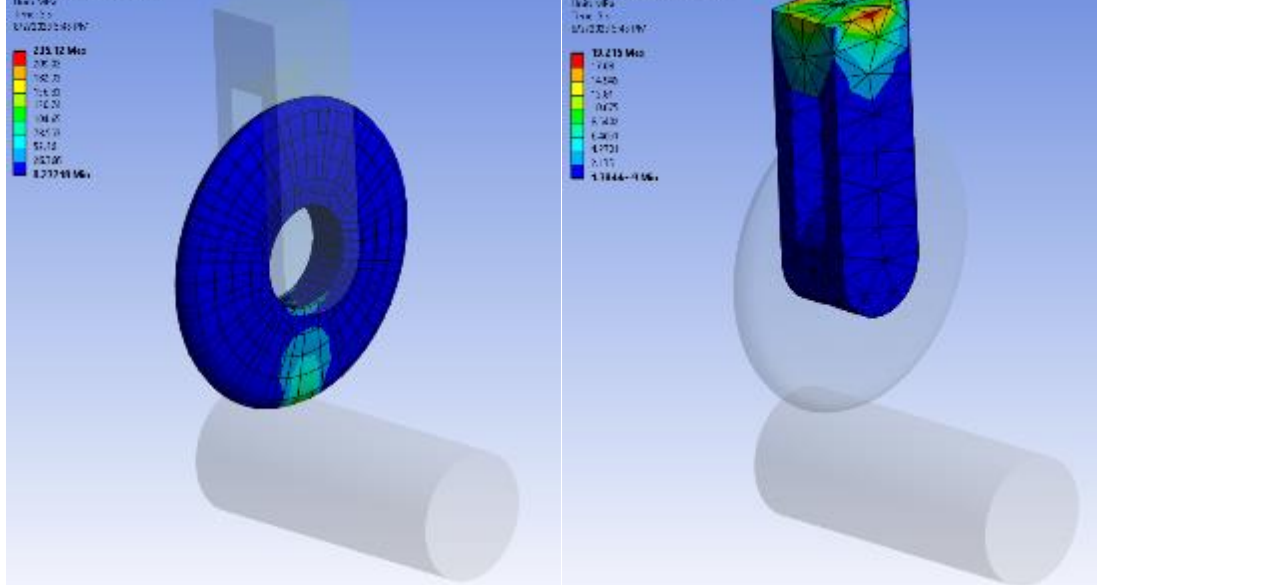
Температура – 22C
Сітка МКЕ:



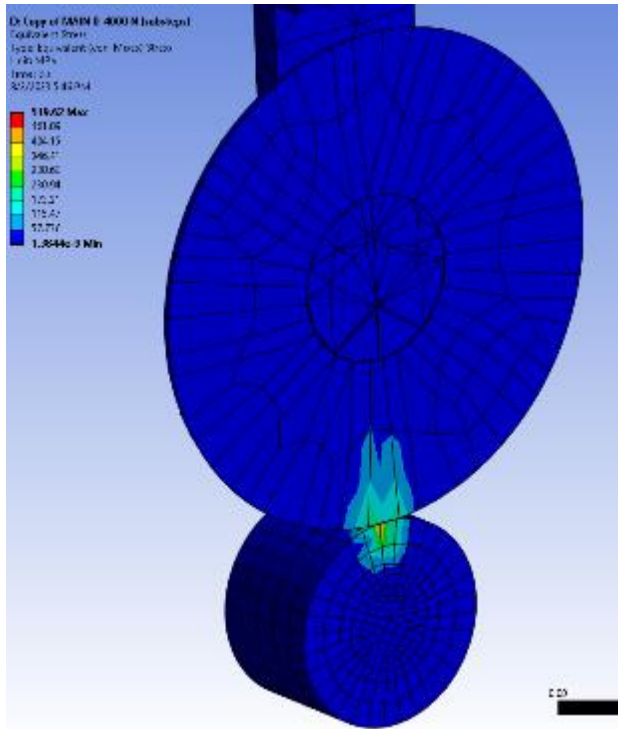
Напруження (Мізес)



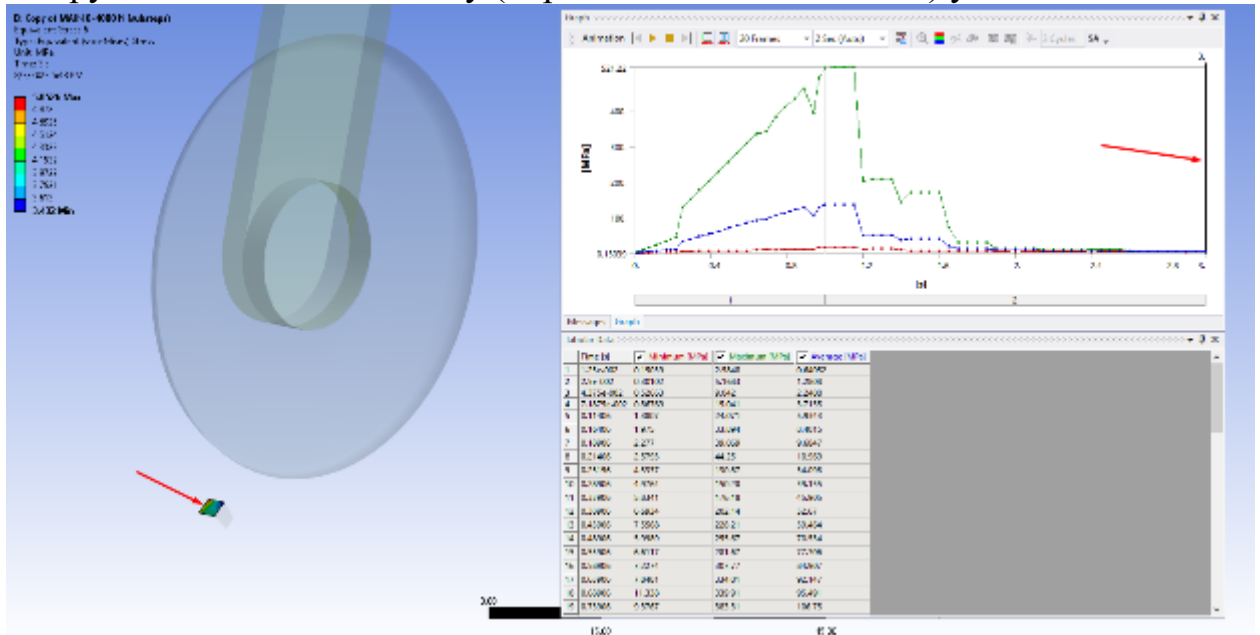
Напруження (Мізес) по сіденнях



Напруження (Мізес) по сіденнях



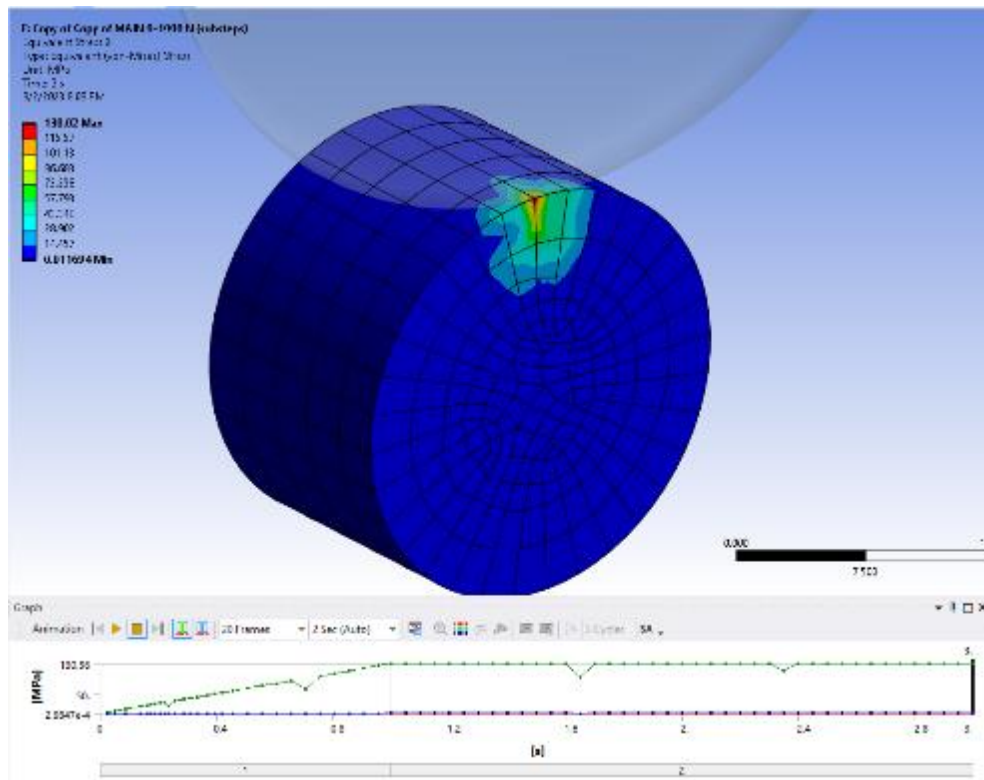
Напруження області контакту (обраний кінцевий елемент) у після



Відео:

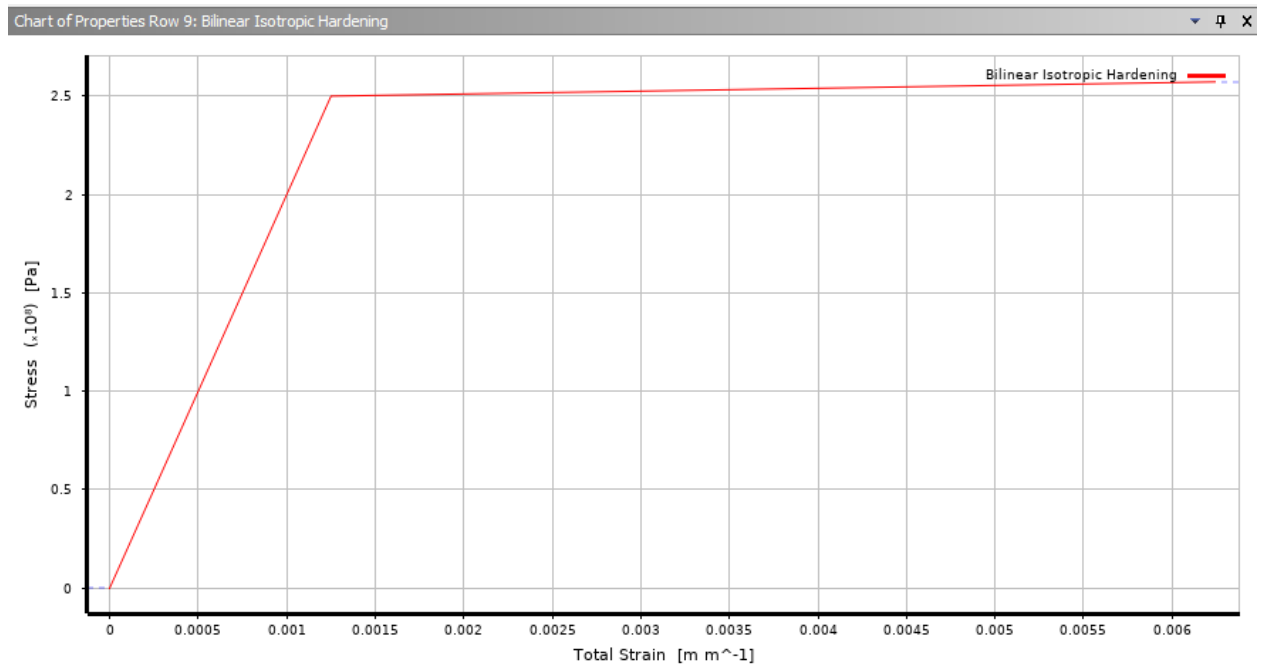
<https://www.loom.com/share/80b1c2fdbb6b44478a99715233c6c39d?sid=1cec534e-9c2a-46c1-97d6-7a904f703c66>

За умови навантаження від ролика (4000 Н) при кімнатній температурі макс напруження склало понад 500 МПа, що вище за межу текучі Structural Steel:



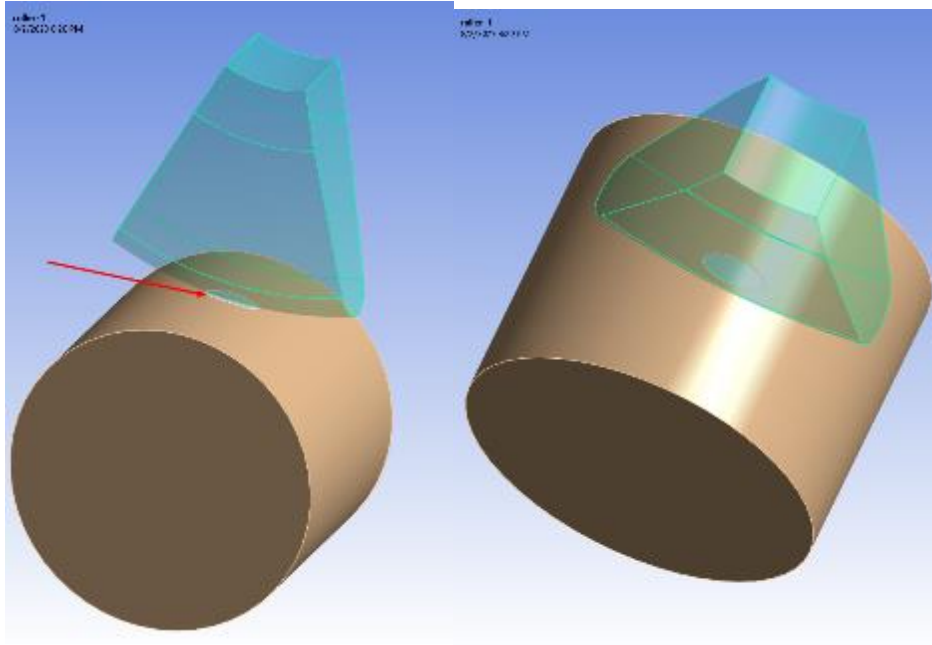
Напруження скоротилося до 130.56 МПа, що рівно в 4 рази нижче, ніж при навантаженні 4000Н (522 МПа). Така пропорційність виступає чудовим підтвердженням, що ми працюємо з лінійними властивостями матеріалу, чого повністю достатньо для експериментів в межах пружності.

Графік для Bilinear Isotropic Hardening досліджуваного матеріалу Structural Steel NL:

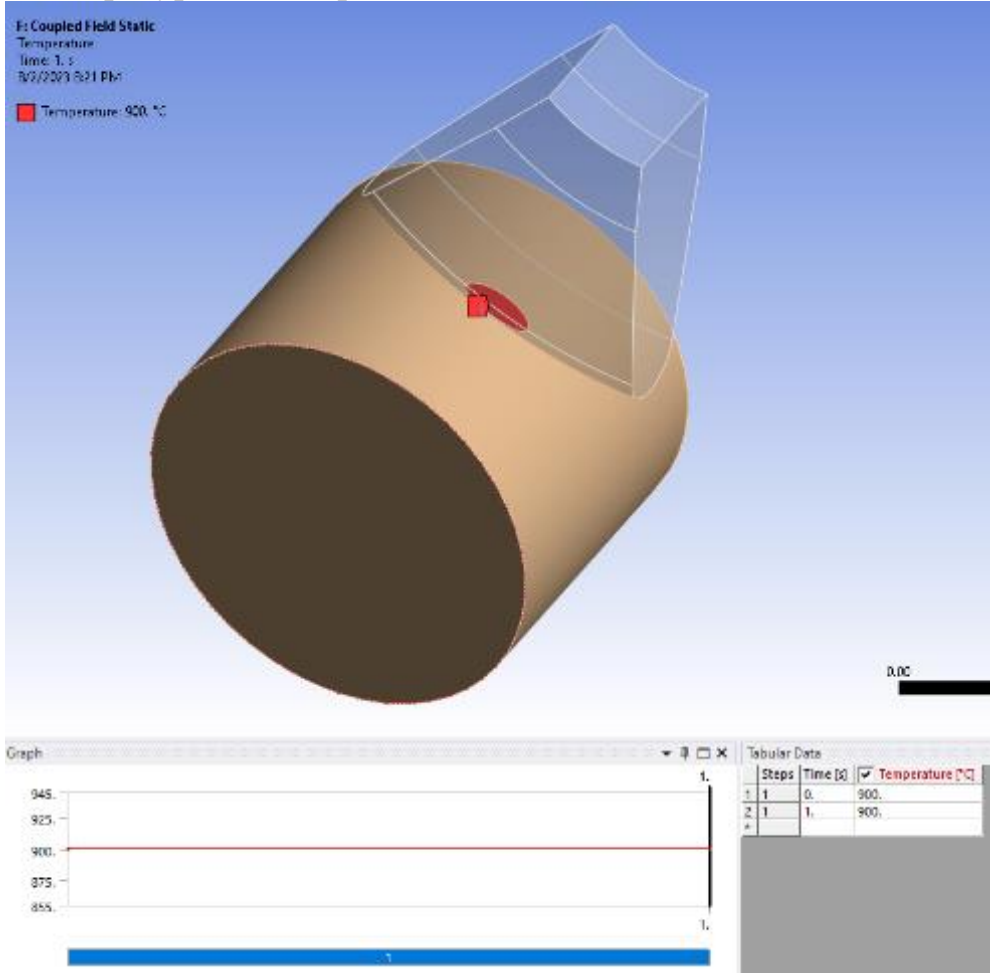


Контактна локальна задача в умовах високих температур:

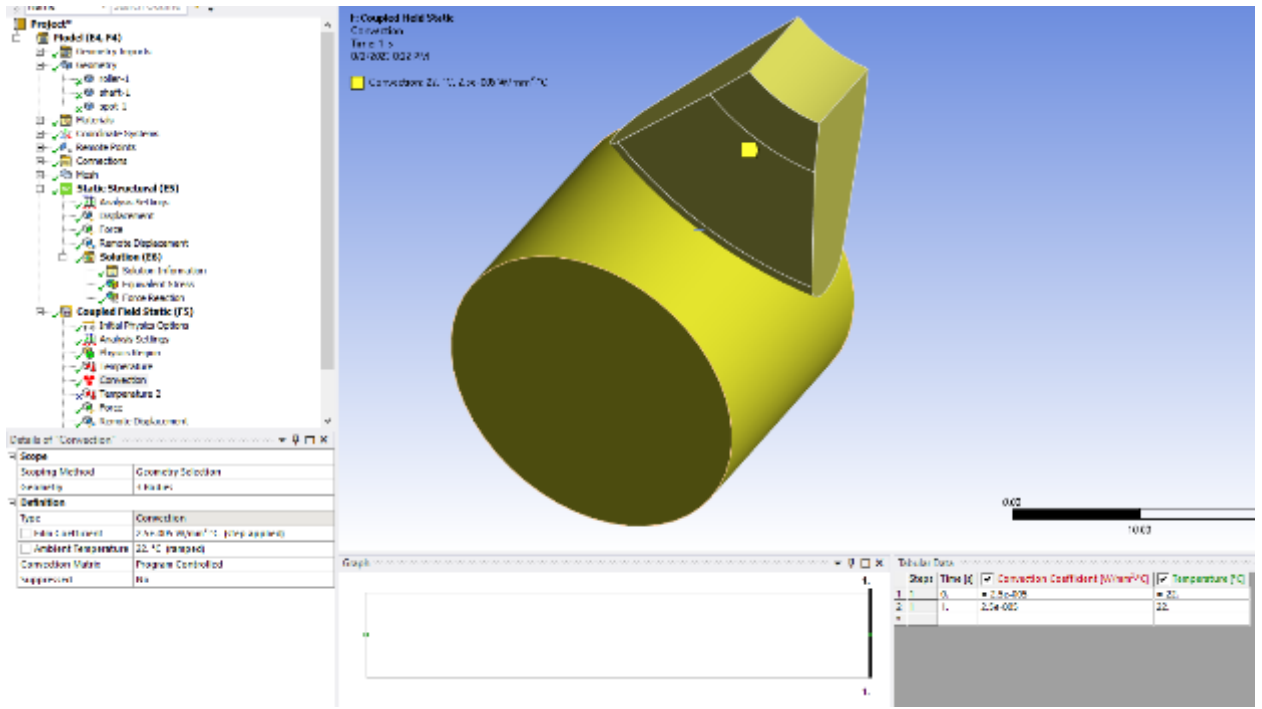
Модель складається з роликів (для спрощення прийнято його сектор), валу та елемента «плями», розміри котрої відповідають контакту з результатів напружено-деформованого стану задачі вище



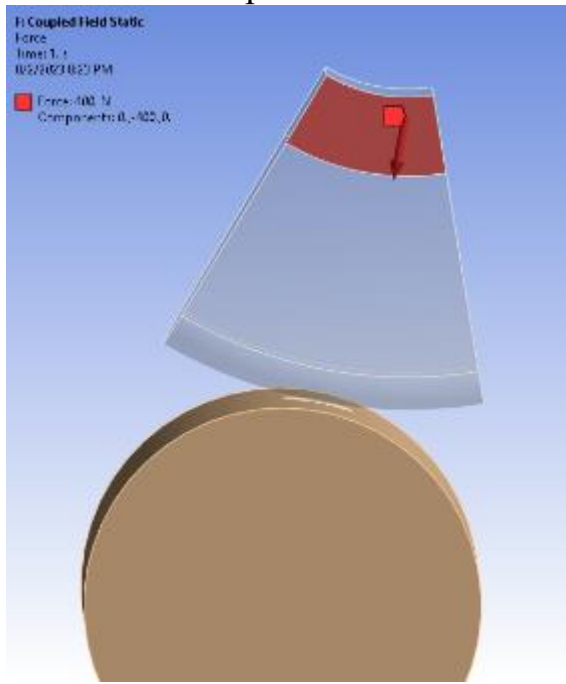
Температура на поверхні плями 900С



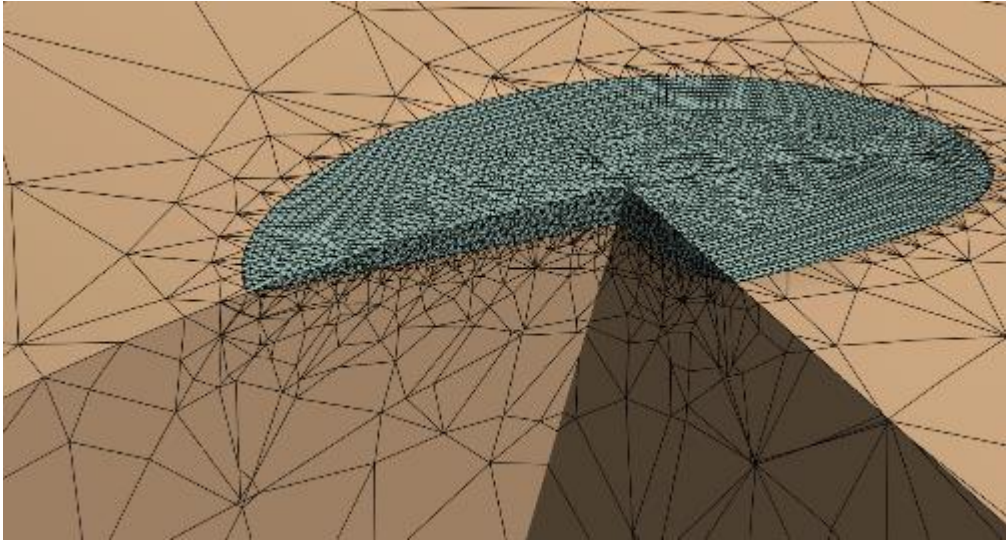
Конвекція 25 Вт/м²



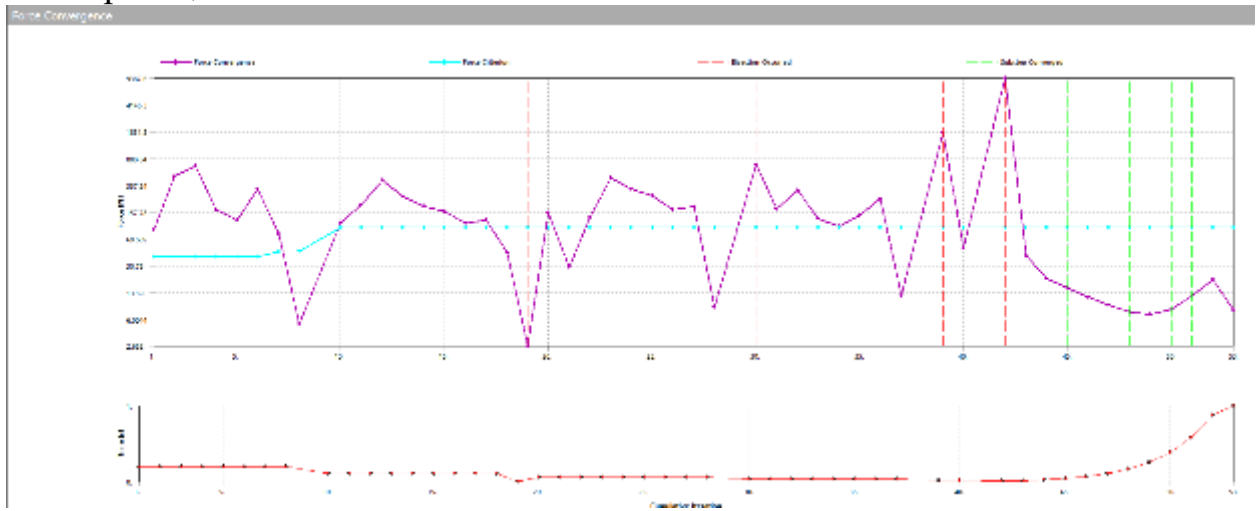
Навантаження ролика на вал – 400Н



Сітка МКЕ (вал та контактна пляма)



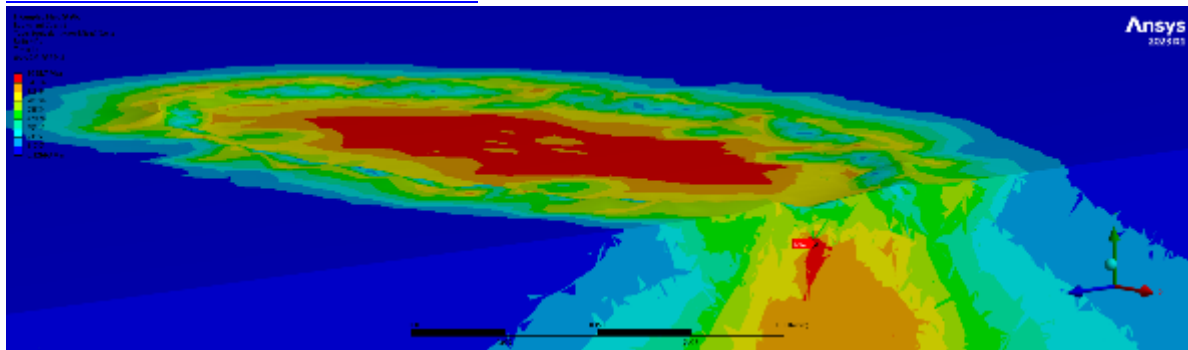
Конвергенція сил

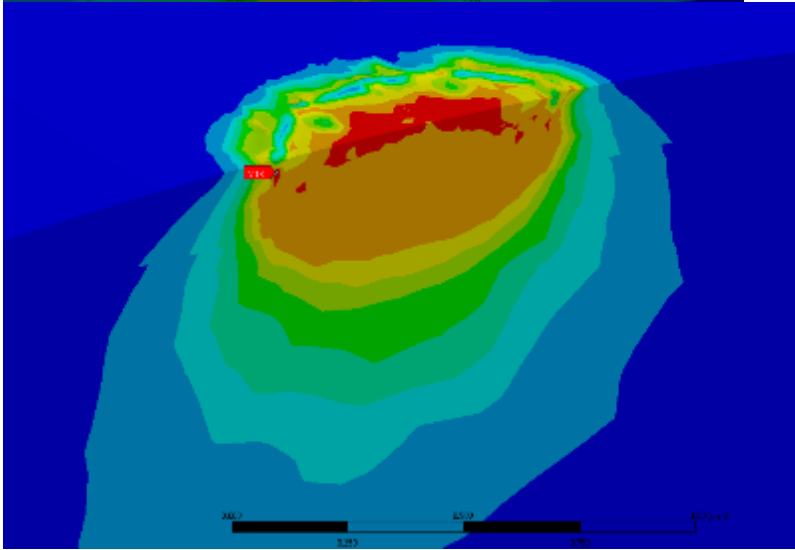
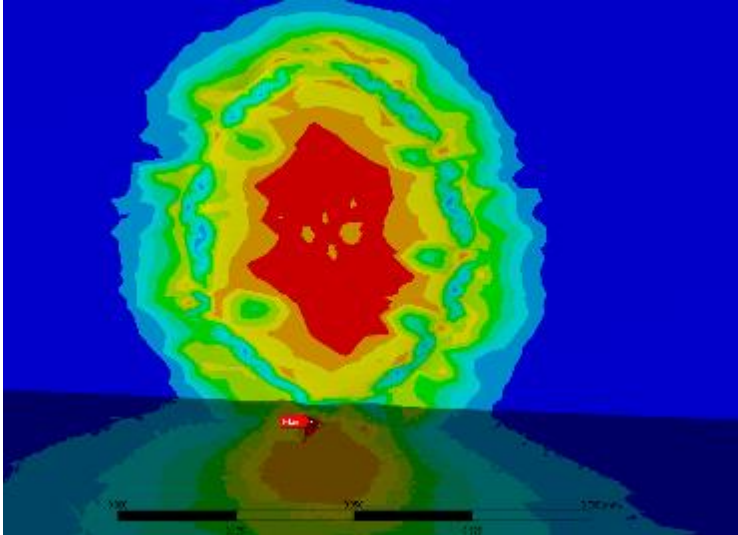
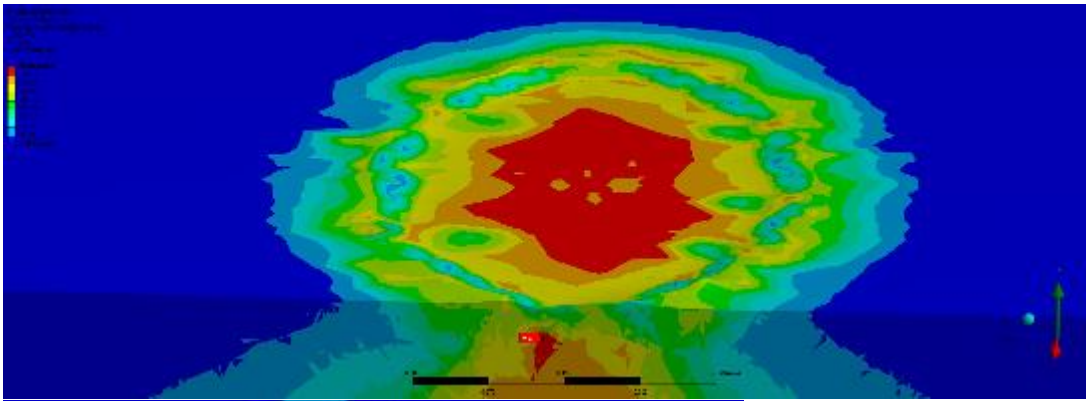


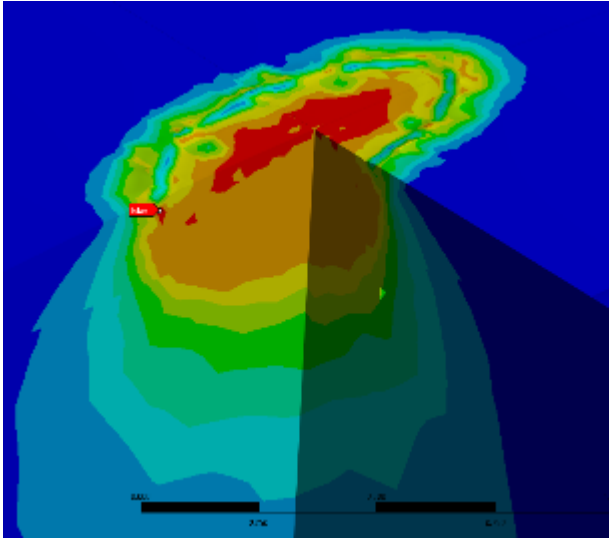
Максимальне напруження починає формуватися на поверхні у початковий момент контакту ролику та валу та переміщується далі в глибину валу (склало 1058 МПа і на глибині 0.2 мм)

Відео:

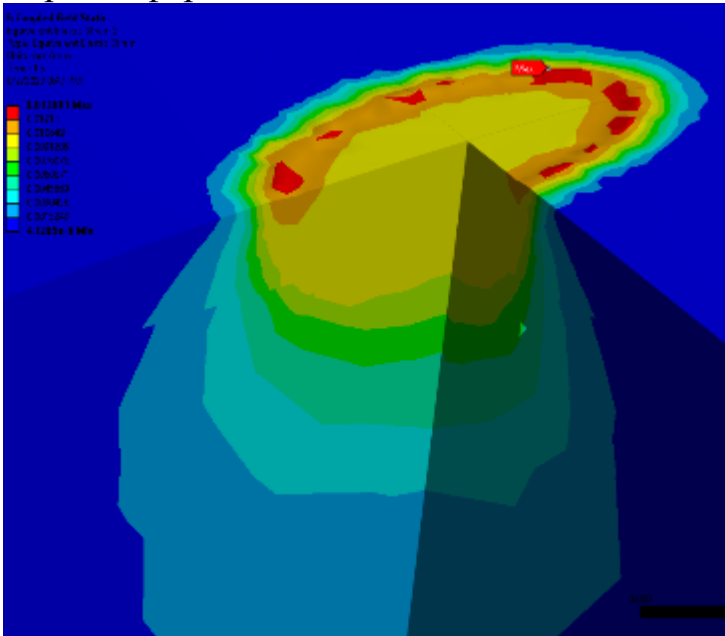
<https://www.loom.com/share/705d0bdcdf945d0b3808c639fd28139?sid=26a4a753-cae0-4f7f-a8e6-6a6bdc5033bd>







Карта деформацій



Переміщення

