

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова робота
на правах рукопису

ВИЧАВКА АНАТОЛІЙ АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 621.891: 621.822

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ І МАСТИЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ
ЦИЛІНДРИЧНИХ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ КОМБІНОВАНОЮ
ОБРОБКОЮ**

Спеціальність 05.02.04 – Тертя та зношування в машинах

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



А.А. Вичавка

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

Хмельницький – 2024

АНОТАЦІЯ

Вичавка А.А. Підвищення зносостійкості і мастильної здатності циліндричних напрямних ковзання комбінованою обробкою. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.04-тертя та зношування в машинах. Хмельницький національний університет, Хмельницький, 2024.

У результаті виконання дисертаційної роботи було розв'язано актуальну науково-прикладну задачу підвищення зносостійкості і мастильної здатності циліндричних напрямних ковзання шляхом створення ефективного маслоутримувального профілю і зміцнення робочих поверхонь плазмовим напиленням.

Теоретичні дослідження ґрунтувались на основних положеннях матеріалознавства, трибології, контактної механіки, теорії надійності та математичної статистики. Оцінка напружено-деформованого стану проводилась з застосуванням методів скінчено-елементного аналізу. У роботі застосовувались трибологічні випробування, проводилось вимірювання мікротвердості, металофізичні дослідження проводились методом растрової електронної мікроскопії. У роботі використовувалась статистична обробка експериментальних даних із застосуванням регресійного аналізу.

Метою роботи було створення аналітичних та комп'ютерних моделей зносостійкості і мастильної здатності пар тертя циліндричних напрямних ковзання та вибір і обґрунтування технологічних способів підвищення їх довговічності.

Циліндричні напрямні елементи вузлів технологічних і транспортних машин є одними з найбільш відповідальних спряжень, що визначають точність руху виконавчих органів. Тому розробка і вдосконалення технологічних способів підвищення довговічності напрямних ковзання є актуальною проблемою.

Аналіз сучасних досліджень показав, що технологічні методи інженерії поверхні стають альтернативою конструктивним змінам, внесеним для підвищення ефективності циліндричних напрямних ковзання технологічних і транспортних машин, в тому числі, для деталей клапанного механізму.

Аналіз розрахованих геометричних параметрів і контактного тиску маслоутримувального профілю, формованого кульковим і конусним інденторами, показав, що об'єм мастила, утримуваного канавками кулькового індентора, у порівнянні з конусним індентором, майже на 40 % і початковий контактний тиск на 13 % більший. Ширина канавки, формованої конусним індентором, на 30 % менша. Тому в межах даної довжини профілю кількість можливих канавок, формованих конусним індентором, за умови однакової відстані між канавками збільшується на понад три рази. Для напрямних ковзання запропонований профіль маслоутримувальних канавок із змінною глибиною від максимальної в центрі несучої поверхні до нуля на границі поверхні тертя. Встановлено, що такий профіль має оптимальну маслонесучу здатність і мінімальні витікання мастильного матеріалу. Наведений розрахунок зносоконтактних параметрів та моделювання зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю.

Встановлено, що в основі рішення задач про перекося в опорі ковзання лежить припущення про те, що кожен переріз за жорсткістю характеристик перебуває в стані плоскої деформації, а безперервність функцій переходу від перерізу до перерізу забезпечується геометричною безперервністю валу і втулки вздовж осі циліндрів. На основі прийнятих припущень у загальному вигляді рішення представлено для визначення кута контакту у вигляді трансцендентного рівняння.

Для дослідження контактних і антифрикційних параметрів пари тертя двигуна внутрішнього згорання «клапан-напрямна» як інструмент вибраний метод скінчено-елементного аналізу. За використання прикладної програми FEM описані вихідні дані по матеріалу, розмірам поверхонь, навантаженням,

кінематиці руху. На основі побудованої скінчено-елементної моделі спряження «клапан-напрямна» проведений аналіз впливу визначальних трибологічних факторів: швидкості ковзання в контакті, температури, кута перекоосу, коефіцієнту тертя на контактні напруження як для кожної деталі пари тертя, так і в процесі контактної взаємодії.

Запропонований спеціальний інструмент і технологія отримання маслоутримувального профілю на внутрішній поверхні прямої клапана, який збільшує маслоємність поверхні, а отже, покращуються умови змащення в парі тертя «клапан-напрямна». Створюється газолабіринтне ущільнення у сполученні, що запобігає потраплянню масла у камеру згоряння. Зміцнюється поверхня отвору втулки за рахунок ущільнення поверхні (ефект наклепу). Результати випробувань на знос прямих втулок із спіральними маслоутримувальними канавками підтвердили їх ефективність за критерієм зносостійкості. Величина зносу втулок із канавками для всього часового діапазону випробувань в середньому на 20% менша ніж величина зносу втулок без канавок

За допомогою Solid-моделі проаналізований вплив зміни геометрії з мастильними канавками отвору прямої на показники максимальних і середніх напружень в контакті «напрямна-клапан». Встановлено, що максимальні напруження моделі з канавками на 16.7% нижче за режим з гладкою поверхнею прямої. На основі скінчено-елементної моделі проаналізована довговічність пари «клапан -напрямна» з маслоутримувальними канавками. Визначено скільки циклів здатна витримати контактна поверхня прямої у кожному з режимів. Отримано, що завдяки скороченню значення максимальних напружень на 16.7% фактичний ресурс прямої з канавками зріс у понад 6 разів.

Показана ефективність використання покриттів з самофлюсівних порошків на основі нікелю для підвищення зносостійкості важко навантажених деталей. Для плазмового напилення на основі планування факторного експерименту встановлені оптимальні технологічні параметри за критерієм

мікротвердості: сила струму 244 А, дистанція напилення 100 мм та витрати порошку 0,48 г/с. Мікроструктурний аналіз дозволив визначити структуру та фазовий склад напиленого порошку та запропонувати шляхи підвищення його твердості та зносостійкості: покриття після напилення піддавали рекристалізаційному відпалу при 590 оС для збільшення кількості кристалічної фази в структурі (збільшення кількості карбідів хрому Cr_7C_3 нітридів бору Ni_3B , силіцидів хрому Cr_3Si), внаслідок чого твердість підвищилась на 100...120 HV. За результатами мікроструктурного аналізу обґрунтовано адгезійний механізм зношування нанокристалічної фази нанесеного покриття: продукти зносу розміщуються на поверхні часточок порошку та в проміжках між ними, забруднюючи поверхню та підвищуючи знос. Доведено позитивний вплив від уведення до основного порошку при плазмовому напиленні 5% феросиліцію, що сприяє утворенню в поверхневому шарі пор як мастильних резервуарів для підвищення маслоємності поверхні і зменшенню тертя і зносу.

Наукова новизна роботи полягає в наступних основних положеннях.

Вперше для маслоутримуючих профілів змінної глибини, що відрізняються оптимальними показниками несучої здатності відповідно до режиму навантаження прямої ковзання, проведені розв'язки зносоконтактних задач і отримані алгебраїчні залежності для зносу в замкненому вигляді.

Отримав подальший розвиток розв'язок задачі визначення трибоконтактних параметрів для циліндричної прямої ковзання з перекосом осей у вигляді трансцендентного рівняння з урахуванням припущення про безперервність функцій переходу перетинів вздовж осі циліндрів.

Удосконалена скінчено-елементна модель спряження «клапан-пряма», що дозволила встановити вплив визначальних трибологічних факторів швидкості ковзання і, кута перекосу, коефіцієнту тертя на контактні напруження і довговічність пари тертя.

Вперше за допомогою комп'ютерного експерименту для спірального маслоутримувального профілю на внутрішній поверхні прямої клапана визначені показники несучої здатності утворених мастильних каналів за

критерієм рівня максимальних контактних напружень співрозмірно до суцільного металевих контакту.

Отримало подальший розвиток встановлення механізму підвищення маслоємності та зносостійкості плазмового порошкового покриття при додаванні 5% феросіліцію за рахунок утворення в поверхневому шарі пор круглої форми (мікрорезервуарів масла) в результаті коагуляції фазових складових покриття.

Практичне значення одержаних результатів полягає у рекомендації до застосування на автотранспортних і ремонтних підприємствах запропонованих в роботі для відновлення і підвищення довговічності деталей клапанного механізму двигунів внутрішнього згорання: технологію роздавання втулок клапанів і утворення маслоутримувальних спіральних канавок за допомогою спеціального профільного інструменту-дорну; технологію відновлення і зміцнення штоків клапанів на основі розроблених прогресивних технологічних режимів плазмового напилення.

Ключові слова: напрямна ковзання, маслоутримувальний профіль, зносоконтактна задача, перекося осей, коефіцієнт тертя, комп'ютерне моделювання, контактні напруження, клапанний механізм, плазмове напилення, покриття, мікротвердість, знос, мікроструктура

Основні результати дисертаційних досліджень опубліковані у 24 наукових працях.

У періодичних наукових виданнях інших держав, які входять до Організації економічного співробітництва та розвитку та/або Європейського Союзу:

1. Dykha A., Zaspа Y., Vychavka A. Tribo-acoustic analysis of the processes of dynamic friction. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No 2. P. 11–14.
https://www.academia.edu/35187468/MOTROL_Commission_of_Motorization_and_Energetics_in_Agriculture_2017_Vol_19_No_2 (проведені експериментальні дослідження процесів тертя і зношування в умовах динамічних навантажень зразків)

У фахових виданнях:

2. Диха О.В., Бабак О.П., Посонський С.Ф., Вичавка А.А. Модифікація поверхневої будови трибосполучень комбінованою електрофізичною обробкою. *Наукові нотатки*. 2011. № 31. С.124-128. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2011_31_24 (розроблені режимі електроконтактного зміцнення циліндричної напрямної ковзання)
3. Диха О., Вичавка А. Розрахунок зносу напрямної ковзання з маслоутримуючими канавками трикутного профілю. *Проблеми трибології*. 2016. 3, 92-97. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/92> (побудована розрахункова схема, визначені вихідні рівняння, наведений приклад розрахунку напрямної)
4. Диха О., Вельбой В., Вичавка А. Вплив тертя на трибоконтактні параметри напрямних ковзання технологічного обладнання. *Проблеми трибології*. 2016. № 4, С. 17-24. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/17> (проаналізовані характеристики тертя в циліндричних напрямних ковзання технологічного устаткування для пластичного деформування)
5. Диха О.В., Вичавка А.А., Вельбой В.П. Моделі зношування напрямних ковзання з маслоутримувальними профілями змінної глибини. *Проблеми трибології (Problems of Tribology)*. 2017. № 1 С. 68-78. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/582> (побудовані алгебраїчні залежності для розрахунку зношування напрямних ковзання із канавками змінної глибини)
6. 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> (отримані залежності для контактних параметрів і зносу поверхонь із маслоутримувальними канавками круглої форми)
7. Диха О.В., Посонський С.Ф., Маковкін О.М., Вичавка А.А. Розрахункова оцінка зносостійкості матеріалів напрямних ковзання. *Наукові*

нотатки. 2017. № 58. С.119-124.
https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky/issue/view/45/51 (розроблена комплексна методика розрахунку зносу напрямних ковзання з урахуванням геометричного профілю мастильних канавок)

8. Makovkin O.M., Vychavka A.A., Valchuk I.K. Uninterrupted control of coating thickness during the wear process of vehicle units. *Problems of Tribology*. 2023. 28(4/110), 52-57. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-110-4-52-57> (модернізована система вимірювань зносу на універсальній машині тертя)

9. Dykha O., Dytyniuk V., Hrypynska N., Vychavka A. Optimization of technological parameters at discrete strengthening of steel cylindrical surfaces. *Problems of Tribology*. 2024. 29(1/111), 45-52. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-111-1-45-52> (на основі факторного експерименту визначені оптимальні параметри режиму зміцнення поверхні)

10. Vychavka A., Dykha O., Hetman M. Analysis of tribological aspects during operation and repair of internal combustion engine valve mechanism parts. *Problems of Tribology*. 2024. 29(2/112), 37–49. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-37-49> (проведений аналіз технологій ремонту і відновлення деталей клапанного механізму)

11. Holenko K., Vychavka A., Dykha M., Dytyniuk V. Finite-element analysis of contact characteristics and friction modes of the "valve-guide" of the internal combustion engine. *Problems of Tribology*. 2024. 29(3/113). 43–55. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-113-2-43-55> (побудована скінчено-елементна модель напрямної клапанного механізму і визначений вплив факторів на напружений стан)

12. Вичавка А., Диха О. Визначення контактного тиску в циліндричній напрямній ковзання з перекосом осей. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*. 2024. 341(5), 490-496. <https://doi.org/10.31891/rke6mj38> (визначений вплив розмірів напрямної і кута перекоосу на величину максимальних контактних тисків у циліндричній напрямній ковзання)

Матеріали і тези конференцій:

13. Диха О.В., Посонський С.Ф., Диха М.О., Вичавка А.А. Прогресивні технології зміцнювальної обробки зносостійких технологічних поверхонь. *Інноваційні матеріали в машинобудуванні: матеріали Міжн. наук.-практ. конф., Запоріжжя, ЗНТУ, 2011. С. 119-121. (визначені режими зміцнення циліндричної деталі електрофізичною обробкою)*

14. Диха О.В., Вичавка А.А. Контактні характеристики маслоутримувального профілю для плоских напрямних ковзання. *Підвищення надійності машин та обладнання: збірник тез VI Всеукр. наук.-практ. конф., Кіровоград, КНТУ, 2012. С. 68-70. (отримані розрахункові залежності для фактичної площі контакту в напрямній)*

15. Диха О.В., Вичавка А.А. Формування зносостійких маслоутримувальних профілів на плоских поверхнях деталей машин. *Університетська наука: збірник тез Міжн. наук.-техн. конф., Маріуполь, ДВНЗ «ПДТУ», 2012. С. 291. (запропонований пристрій для обробки маслоутримувального профілю)*

16. Диха О.В., Бабак О.П., Вичавка А.А. Дослідження режиму тертя у напрямних ковзання поступального руху. *Енерго- та ресурсозбереження і трибологія: тези Міжн. наук. конф., Миколаїв, ЧДУ ім. П. Могили, 2012. С. 36. (проведені випробування на тертя для зворотно-поступального руху)*

17. Вичавка А.А., Бабак О.П., Посонський С.Ф. Підвищення мастильної здатності деталей за допомогою обкатування поверхні роликками. *Підвищення надійності машин і обладнання: тези VIII Всеукр. наук.-практ. конф., Кіровоград, КНТУ, 2014. С. 96-98. (модернізована конструкція роликового накатника)*

18. Диха О.В. Вичавка А.А. Дослідження характеристик тертя напрямних ковзання машин. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь: тези III Всеукр. наук.-практ. конф., Житомир, ЖНАУ, 2017. С. 191-194. (отримані залежності коефіцієнту тертя від навантаження)*

19. Бабак О.П., Посонський С.Ф., Вичавка А.А. Дослідження зносостійкості конструкційних матеріалів деталей автомобільної промисловості.

Підвищення надійності машин і обладнання: матеріали Міжн. наук.-практ. конф., Кропивницький, ЦНТУ, 2020. 116-119с. (розроблена методика випробувань на знос)

20. Вичавка А.А., Диха О.В., Ковтун О.С. Відновлення та підвищення зносостійкості клапанів ДВЗ плазмовим напиленням. *Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем: матеріали VI Міжн. наук.-практ. конф., Кропивницький, ЦНТУ, 2024. С. 14-16. (отримана і проаналізована структура плазмового покриття)*

21. Диха О., Вичавка А., Диха М., Дитинюк В. Ремонт клапанів ГРМ автомобільного двигуна напиленням зносостійкого покриття. *Прикладна механіка: праці I Міжн. наук.-техн. конф., Тернопіль, ТНТУ ім. І. Пулюя. 2024. С. 92-94.*

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/45237/7/Zbirnyk_tez_2024_bez_obkladynky.pdf (визначені і обґрунтовані режими відновлення штоку клапана двигуна)

Патенти:

22. Пат. 116536 Україна, МПК В23Р6/02 (2006.01), В05D 5/00. Спосіб відновлення напрямних ковзання полімерним антифрикційним матеріалом / О.В. Диха, В.П. Вельбой, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u 201612345; заявл. 05.12.2016; опубл. 25.05.2017. Бюл № 10. – 3 с. (описана технологія отримання зносостійкого шару нанонапрямній)

23. Пат. 118570 Україна, МПК В24В 39/04 (2006.01). Спосіб формування маслоутримувального макропрофілю / О.В. Диха, В.П. Вельбой, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u201702553; заявл. 20.03.2017; опубл. 10.08.2017. Бюл № 15. – 3 с. (розроблена конструкція пристрою для обробки мастильних канавок)

24. Пат. 123693 Україна, МПК В23Р 8/02 (2006.01). Напрямна ковзання / О.В. Диха, В.П. Вельбой, О.П. Бабак, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u 2017 07578; заявл. 17.07.2017; опубл. 12.03.2018. Бюл № 5. – 3 с. (запропонована нова конструкція напрямної ковзання)

ANNOTATION

Vychavka A.A. Increasing the wear resistance and lubricity of cylindrical sliding guides by combined treatment. Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of candidate of technical sciences in the specialty 05.02.04-friction and wear in machines. Khmelnytskyi National University, Khmelnytskyi, 2024.

As a result of the dissertation work, the actual scientific and applied problem of increasing the wear resistance and lubricating capacity of cylindrical sliding guides was solved by creating an effective oil-retaining profile and strengthening the working surfaces by plasma spraying.

Theoretical studies were based on the main provisions of material science, tribology, contact mechanics, reliability theory and mathematical statistics. The assessment of the stress-strain state was carried out using finite element analysis methods. In the work, tribological tests were used, microhardness was measured, and metallophysical studies were carried out by the method of raster electron microscopy. The work used statistical processing of experimental data using regression analysis.

The purpose of the work was to create analytical and computer models of wear resistance and lubricity of friction pairs of cylindrical sliding guides and the selection and justification of technological methods of increasing their durability.

Cylindrical guide elements of nodes of technological and transport machines are one of the most responsible couplings that determine the accuracy of the movement of executive bodies. Therefore, the development and improvement of technological methods of increasing their durability is an urgent problem.

Analysis of modern research has shown that technological methods of surface engineering are becoming an alternative to structural changes introduced to improve the efficiency of cylindrical sliding guides of technological and transport machines, including valve mechanism parts.

Analysis of the calculated geometric parameters and contact pressure of the oil-retaining profile formed by ball and cone indenters showed that the volume of

lubricant held by the grooves of the ball indenter is almost 40% higher than that of the cone indenter, and the initial contact pressure is 13% higher. The width of the groove formed by the conical indenter is 30% smaller. Therefore, within a given profile length, the number of possible grooves formed by a conical indenter, provided the distance between the grooves is the same, increases by more than three times. For sliding guides, a profile of oil retaining grooves with a variable depth from the maximum in the center of the bearing surface to zero at the border of the friction surface is proposed. It has been established that such a profile has optimal oil-carrying capacity and minimal leakage of lubricant. The calculation of wear contact parameters and wear modeling of sliding guides with oil retaining grooves of variable depth of round and triangular profile is presented.

It has been established that the basis of solving the problems of skewness in the sliding resistance is the assumption that each cross-section is in a state of plane deformation according to the stiffness of the characteristics, and the continuity of the transition functions from the cross-section to the cross-section is ensured by the geometric continuity of the shaft and sleeve along the axis of the cylinders. On the basis of the accepted assumptions, a general solution is presented for determining the contact angle in the form of a transcendental equation.

To study the contact and anti-friction parameters of the friction pair of the "valve-guide" internal combustion engine, the method of finite element analysis was chosen as a tool. Using the FEM application program, the raw data on the material, surface dimensions, loads, and motion kinematics are described. Based on the constructed finite-element model of the "valve-guide" conjugation, an analysis of the influence of determining tribological factors: sliding speed in contact, temperature, skew angle, friction coefficient on contact stresses both for each part of the friction pair and in the process of contact interaction was carried out.

A special tool and technology for obtaining an oil-retaining profile on the inner surface of the valve guide is proposed, which increases the oil capacity of the surface and, therefore, improves the lubrication conditions in the "valve-guide" friction pair. A gas labyrinth seal is created in the connection, which prevents oil from

entering the combustion chamber. The surface of the sleeve opening is strengthened due to surface sealing (slander effect). The results of the wear tests of guide bushings with spiral oil retention grooves confirmed their effectiveness according to the criterion of wear resistance. The amount of wear of bushings with grooves for the entire time range of tests is on average 20% less than the amount of wear of bushings without grooves

With the help of the Solid model, the effect of changing the geometry with lubrication grooves of the guide hole on the indicators of maximum and average stresses in the "guide-valve" contact was analyzed. It was established that the maximum stresses of the model with grooves are 16.7% lower than the mode with a smooth guide surface. Based on the finite-element model, the durability of the "valve-guide" pair with oil retaining grooves was analyzed. It was determined how many cycles the contact surface of the guide can withstand in each of the modes. It was found that due to the reduction of the value of the maximum stresses by 16.7%, the actual resource of the guide with grooves increased by more than 6 times.

The effectiveness of using nickel-based self-fluxing powder coatings to increase the wear resistance of heavily loaded parts is shown. For plasma sputtering, based on the planning of the factorial experiment, optimal technological parameters were established according to the microhardness criterion: current strength 244 A, sputtering distance 100 mm, and powder consumption 0.48 g/s. Microstructural analysis made it possible to determine the structure and phase composition of the sprayed powder and propose ways to increase its hardness and wear resistance: after spraying, the coating was subjected to recrystallization annealing at 590 °C to increase the amount of the crystalline phase in the structure (increase in the amount of chromium carbides Cr_7C_3 , boron nitrides Ni_3B , chromium silicides Cr_3Si). as a result, the hardness increased by 100...120 HV. Based on the results of the microstructural analysis, the adhesion mechanism of wear of the nanocrystalline phase of the applied coating is substantiated: the wear products are located on the surface of the powder particles and in the spaces between them, contaminating the surface and increasing wear. The positive effect of the introduction of 5% ferrosilicon into the

main powder during plasma spraying has been proven, which contributes to the formation of pores in the surface layer as lubrication reservoirs to increase the oil capacity of the surface and reduce friction and wear.

The scientific novelty of the work consists in the following main provisions.

For the first time, for oil-retaining profiles of variable depth, which differ in optimal indicators of bearing capacity according to the load mode of the directional sliding, solutions of wear-contact problems were carried out and algebraic dependencies for wear in a closed form were obtained.

The solutions to the problem of determining the tribocontact parameters for cylindrical directional sliding with a misalignment of the axes in the form of a transcendental equation, taking into account the assumption of the continuity of the transition functions of the sections along the axis of the cylinders, were further developed.

An improved finite-element model of the "valve-guide" coupling, which made it possible to establish the influence of the determining tribological factors of sliding speed, skew angle, friction coefficient on contact stresses and durability of the friction pair.

For the first time, with the help of a computer experiment, for the spiral oil-retaining profile on the inner surface of the guide valve, the indicators of the bearing capacity of the formed lubrication channels were determined according to the criterion of the level of maximum contact stresses proportional to the solid metal contact.

The establishment of a mechanism for increasing the oil capacity and wear resistance of the plasma powder coating with the addition of 5% ferrosilicon due to the formation of round-shaped pores (oil microreservoirs) in the surface layer as a result of coagulation of the phase components of the coating was further developed.

The practical significance of the obtained results lies in the recommendation for use at motor vehicle and repair enterprises proposed in the work to restore and increase the durability of valve mechanism parts of internal combustion engines: the technology of distributing valve bushings and forming oil-retaining spiral grooves with the help of a special profile mandrel tool; the technology of restoration and

strengthening of valve stems based on the developed progressive technological regimes of plasma spraying.

Keywords: slide guide, oil retaining profile, wear contact problem, misalignment of axes, coefficient of friction, computer modeling, contact stresses, valve mechanism, plasma spraying, coating, microhardness, wear, microstructure

The main results of dissertation research were published in 24 scientific works.

In periodical scientific publications of other countries that are members of the Organization for Economic Cooperation and Development and/or the European Union:

1. Dykha A., Zaspá Y., Vychavka A. Tribo-acoustic analysis of the processes of dynamic friction. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol. 19, No. 2. P. 11–14. https://www.academia.edu/35187468/MOTROL_Commission_of_Motorization_and_Energetics_in_Agriculture_2017_Vol_19_No_2 (experimental studies of friction and wear processes under dynamic sample loads were carried out)

In professional publications:

2. Dykha O.V., Babak O.P., Posonskyi S.F., Vychavka A.A. Modification of the surface structure of tribocompounds by combined electrophysical processing. Scientific notes. 2011. No. 31. P.124-128. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2011_31_24 (developed modes of electrical contact strengthening of cylindrical sliding guide)

3. Dykha O., Vychavka A. Calculation of the wear of the sliding guide with oil-retaining grooves of a triangular profile. Problems of tribology. 2016. 3, 92-97. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/92> (a calculation scheme is built, the initial equations are determined, an example of the calculation of the guide is given)

4. Dykha O., Velboy V., Vychavka A. Effect of friction on the tribocontact parameters of sliding guides of technological equipment. Problems of tribology. 2016. No. 4, pp. 17-24. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/17> (analysed

characteristics of friction in cylindrical sliding guides of technological equipment for plastic deformation)

5. Dykha O.V., Vychavka A.A., Velboy V.P. Wear models of slide guides with oil retention profiles of variable depth. Problems of tribology (Problems of Tribology). 2017. No. 1 p. 68-78.<https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/582>(algebraic

dependencies are built to calculate the wear of sliding guides with grooves of variable depth)

6. Dykha O., Vychavka A., Dytynyuk V. Determination of wear and processing technology of round profile lubrication grooves. Problems of tribology. 2017. No. 84(2). WITH. 86-92.<https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/602>(obtained

dependencies for contact parameters and wear of surfaces with circular oil retaining grooves)

7. Dykha O.V., Posonskyi S.F., Makovkin O.M., Vychavka A.A. Estimated wear resistance of sliding guide materials. Scientific notes. 2017. No. 58. P.119-124.https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky/issue/view/45/51(a

comprehensive methodology for calculating the wear of slide guides has been developed, taking into account the geometric profile of the lubrication grooves)

8. Makovkin OM, Vychavka AA, Valchuk IK Uninterrupted control of coating thickness during the wear process of vehicle units. Problems of Tribology. 2023. 28(4/110), 52-57.<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-110-4-52-57>(modernized wear measurement system on a universal friction machine)

9. Dykha O., Dytyniuk V., Hrypynska N., Vychavka A. Optimization of technological parameters at discrete strengthening of steel cylindrical surfaces. Problems of Tribology. 2024. 29(1/111), 45-52.<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-111-1-45-52>(on the basis of a factorial experiment, the optimal parameters of the surface strengthening regime were determined)

10. Vychavka A., Dykha O., Hetman M. Analysis of tribological aspects during operation and repair of internal combustion engine valve mechanism parts.

Problems of Tribology. 2024. 29(2/112), 37–49.<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-37-49>(an analysis of the technologies of repair and restoration of valve mechanism parts was carried out)

11. Holenko K., Vychavka A., Dykha M., Dytyniuk V. Finite-element analysis of contact characteristics and friction modes of the "valve-guide" of the internal combustion engine. Problems of Tribology. 2024. 29(3/113). 43–55.<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-113-2-43-55>(a finite-element model of the guide valve mechanism was built and the influence of factors on the stress state was determined)

12. A. Vychavka, O. Dykha. Determination of contact pressure in a cylindrical sliding guide with skewed axes. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences. 2024. 341(5), 490-496.<https://doi.org/10.31891/rke6mj38>(the influence of the dimensions of the guide and the skew angle on the value of the maximum contact pressures in the cylindrical sliding guide is determined)

Conference materials and theses:

13. Dykha O.V., Posonskyi S.F., Dykha M.O., Vychavka A.A. Progressive technologies of strengthening treatment of wear-resistant technological surfaces. Innovative materials in mechanical engineering: materials of the International science and practice conference, Zaporizhzhia, ZNTU, 2011. P. 119-121. (determined modes of strengthening of a cylindrical part by electrophysical processing)

14. Dykha O.V., Vychavka A.A. Contact characteristics of the oil-retaining profile for flat sliding guides. Increasing the reliability of machines and equipment: collection of theses VI All-Ukrainian. science and practice conference, Kirovograd, KNTU, 2012. P. 68-70. (calculated dependences obtained for the actual contact area in the guide)

15. Dykha O.V., Vychavka A.A. Formation of wear-resistant oil-retaining profiles on flat surfaces of machine parts. University science: a collection of theses International. science and technology conference, Mariupol, State Technical University "PDTU", 2012. P. 291. (proposed device for processing an oil-retaining profile)

16. Dykha O.V., Babak O.P., Vychavka A.A. Study of the mode of friction in sliding guides of translational motion. Energy and resource conservation and tribology: theses of the Inter. of science conference, Mykolaiv, ChSU named after P. Graves, 2012. P. 36. (performed friction tests for reciprocating motion)

17. Vychavka A.A., Babak O.P., Posonskyi S.F. Increasing the lubricity of parts by rolling the surface with rollers. Increasing the reliability of machines and equipment: theses of VIII All-Ukrainian. science and practice conference, Kirovohrad, KNTU, 2014. P. 96-98. (modernized roller roller design)

18. Dykha O.V. Sychavka A.A. Study of friction characteristics of machine sliding guides. Perspectives and trends in the development of constructions and technical service of agricultural machines and tools: theses of III Vseukr. science and practice conference, Zhytomyr, ZhNAU, 2017. P. 191-194. (obtained dependences of the friction coefficient on the load)

19. Babak O.P., Posonskyi S.F., Vychavka A.A. Research on the wear resistance of structural materials of parts of the automotive industry. Increasing the reliability of machines and equipment: materials International. science and practice conference, Kropyvnytskyi, National Technical University, 2020. 116-119p. (a method of wear tests has been developed)

20. Vychavka A.A., Dykha O.V., Kovtun O.S. Restoration and increase of wear resistance of DVZ valves by plasma spraying. Increasing the reliability and efficiency of machines, processes and systems: materials VI International. science and practice conference, Kropyvnytskyi National Technical University, 2024. P. 14-16. (the structure of the plasma coating was obtained and analyzed)

21. Dykha O., Vychavka A., Dykha M., Dytynyuk V. Repair of timing valves of a car engine by spraying a wear-resistant coating. Applied mechanics: papers I International. science and technology conference, Ternopil, TNTU named after AND. I'm shooting 2024. S. 92-94. https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/45237/7/Zbirnyk_tez_2024_bez_obkladynky.pdf (defined and substantiated engine valve stem recovery modes)

Patents:

22. Pat. 116536 Ukraine, IPC B23P6/02 (2006.01), B05D 5/00. Way restoration of sliding guides with polymer antifriction material / O.V. Dykha, V.P. Velboy, A.A. Squeeze; the applicant and patent holder Khmelnytskyi nats. Univ. – u 201612345; statement 05.12.2016; published 05/25/2017. Bull No. 10. - 3 p. (the technology of obtaining a wear-resistant nano-directional layer is described)

23. Pat. 118570 Ukraine, IPC B24B 39/04 (2006.01). Way formation of oil-retaining macroprofile / O.V. Dykha, V.P. Velboy, A.A. Squeeze; applicant and patent holder Khmelnytskyi nats. Univ. – u201702553; statement 20.03.2017; published 10.08.2017. Bull No. 15. - 3 p. (developed design of the device for processing lubrication grooves)

24. Pat. 123693 Ukraine, IPC B23P 8/02 (2006.01). Guided sliding / O.V. Dykha, V.P. Velboy, O.P. Babak, A.A. Squeeze; the applicant and patent holder Khmelnytskyi nats. Univ. – u 2017 07578; statement 07/17/2017; published 12.03.2018. Bull No. 5. - 3 p. (a new sliding guide design is proposed)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	23
ВСТУП.....	24
РОЗДІЛ 1. ТЕРТЯ, ЗМАЩУВАННЯ ТА ЗНОС НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ МАШИН: СТАН ПРОБЛЕМИ І АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ	31
1.1. Напрямні ковзання обертального і прямолінійного руху елементів машин, особливості тертя, зносу, змащування	31
1.2. Аналіз працездатності і розрахункова оцінка довговічності циліндричних опорно-напрямних елементів ковзання машин	40
1.3Триботехнічне спряження «напрямна втулка – клапан» двигуна внутрішнього згорання: сучасні підходи до забезпечення довговічності за критерієм зношування	51
1.3.1 Аналіз умов експлуатації та несправностей клапанного механізму двигуна внутрішнього згорання.....	53
1.3.2 Дослідження тертя та зношування деталей клапанного механізму	59
1.3.3 Технології ремонту, відновлення, підвищення зносостійкості клапанів двигуна.....	67
1.3.4. Моделювання, розрахунки деталей клапанного механізму.....	69
1.4 Висновки до першого розділу	74
1.5 Задачі дослідження	75
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЯ І ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ ЗНОСОСТІЙКОСТІ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ.....	76
2.1 Загальна методика дослідження.....	76
2.2 Характеристика досліджуваних матеріалів.....	78
2.3 Технологічні основи формування зміцненої поверхні деталей.....	80
2.4 Методика випробувань на зношування.....	83
2.5 Методологія моделювання та оптимізації характеристик трибологічних процесів методом планування факторного експерименту.....	85

2.6 Методика досліджень фізико-механічних властивостей зміцненого поверхневого шару	87
2.6.1 Методика мікро структурних досліджень	88
2.6.2 Методика визначення мікротвердості покриття, напиленого плазмовим методом	90
2.6.3 Методика вимірювання коефіцієнту тертя	91
2.7 Висновки до другого розділу	92
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ АНАЛІТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАСТИЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ І ЗНОСОСТІЙКОСТІ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ МАШИН	93
3.1 Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними прямими канавками круглої форми	93
3.2 Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними прямими канавками трикутної форми	98
3.3 Розрахунок зносоконтактних параметрів та моделювання зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю	102
3.3.1. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини круглого профілю	103
3.3.2. Створення маслоутримувального круглого профілю змінної глибини	110
3.3.3. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини трикутного профілю	112
3.4 Розрахунок циліндричної напрямної ковзання з урахуванням перекосу осей	117
3.5 Висновки до третього розділу	126
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ, АНТИФРИКЦІЙНИХ ТА ЗМАЩУВАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРИ «КЛАПАН-НАПРЯМНА» ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	129

4.1 Моделювання впливу трибологічних характеристик на працездатність пари «клапан-напрямна» ДВЗ.....	129
4.1.1 Характеристика матеріалів та умов роботи пари «клапан-напрямна» для моделювання та розрахунку.....	129
4.1.2 Вплив матеріалу на працездатність пари «клапан-напрямна».....	137
4.1.3 Вплив кута перекосу на розподіл контактних напружень.....	140
4.1.4 Вплив температури на напружений стан моделей.....	141
4.1.5 Вплив коефіцієнту тертя на контактні параметри пари «клапан-напрямна».....	143
4.1.6 Вплив обертів двигуна на напружений стан моделей.....	144
4.1.7 Ресурсні випробування деталей пари тертя «клапан-напрямна».....	148
4.2 Технологія обробки маслоутримувального профілю напрямної клапана ДВЗ.....	151
4.2.1 Причини виходу з ладу і дефектація напрямних втулок.....	151
4.2.2 Технологічні способи ремонту напрямних втулок клапанів.....	153
4.2.3 Відновлення та підвищення зносостійкості напрямних втулок накаткою маслоутримувального профілю.....	155
4.2.4 Дослідження зносостійкості напрямної клапана с маслоутримувальними канавками.....	158
4.3 Модифікація напрямної пари «клапан-напрямна» ДВЗ маслоутримувальними канавками.....	160
4.3.1 Геометрія маслоутримувального профілю та мастильна здатність профілю.....	160
4.3.2 Аналіз напруженого стану напрямної і клапана з маслоутримувальним профілем.....	162
4.3.3 Дослідження товщини мастильного шару (зазору) в парі «клапан-напрямна».....	168
4.3.4 Довговічність пари «клапан -напрямна» з маслоутримувальними	

канавками	170
4.4. Висновки до четвертого розділу	171
РОЗДІЛ 5. ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ КЛАПАНА ДВЗ ТЕХНОЛОГІЄЮ ПЛАЗМОВОГО НАПИЛЕННЯ	173
5.1 Технологічні особливості зміцнення клапанів плазмовим напиленням.	173
5.1.1 Матеріали, обладнання, характеристика режимів плазмового напилення	173
5.1.2 Оптимізація технологічних параметрів плазмового напилення клапанів ДВЗ	176
5.2 Дослідження і аналіз мікроструктури плазмових покриттів	181
5.3 Дослідження мікротвердості напиленого шару	187
5.4 Дослідження зносостійкості клапанів після плазмового напилення	191
5.5. Висновки до п'ятого розділу	195
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	196
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	199
ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ АВТОРА	212
ДОДАТОК Б. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ, ПАТЕНТИ	217

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

A_h – площа зрізу профілю мастильних канавок

b – ширина контакту поверхонь

s – шлях тертя

f – коефіцієнт тертя в парі «повзун–напрямна»

σ – нормальний контактний тиск

HВ – твердість матеріалу на прямої

V – швидкість ковзання

b – номінальна ширина на прямої

ν – кінематична в'язкість оливи

c_w – коефіцієнт зносостійкості

k – крок мастильних канавок

α – кут профілю мастильної канавки

u_0 -максимальне зближення циліндрів

δ -зближення циліндрів від приробітку

$2\varphi_0$ -повний кут контакту

γ_1 -кут між поздовжніми геометричними осями циліндрів

u_{00} - максимальне переміщення в контакті при перекосі осей

τ – напруження зсуву в оливі

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ПФЕ – повний експеримент факторний

STATISTICA – програмний пакет для статистичного аналізу

ВСТУП

Актуальність роботи. На сучасному етапі розвитку технологій, спрямованих на підвищення довговічності машин, особливу увагу слід приділяти вузлам тертя, оскільки знос їхніх поверхонь є причиною 90-95 % відмов. Широке впровадження сучасних технологічних процесів формування робочих поверхонь тертя деталей, які здатні забезпечити високі і стабільні показники експлуатаційних характеристик, підвищити надійність і безвідмовність машин, обмежується відсутністю науково-обґрунтованих розробок методів формування таких поверхонь і рекомендацій стосовно їх параметрів. Щоб збільшити довговічність деталей машин під час тертя та зношування, на їхні поверхні додатково наносять маслоутримувальні мікро- та макрорельєфи. Чим ефективніше мастильний матеріал утримується між контактуючими деталями, тим менший ступінь їх зношування. При цьому ключову роль відіграє профіль поверхні. Вирішення вказаних задач можливе в поєднанні технологічних методів інженерії поверхні та трибологічних досліджень, які дозволяють керувати властивостями поверхонь деталей шляхом їх цілеспрямованої модифікації. Циліндричні напрямні елементи вузлів технологічних і транспортних машин є одними з найбільш відповідальних спряжень, що визначають точність руху виконавчих органів. Тому розробка і вдосконалення технологічних способів підвищення їх довговічності є актуальною проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Окремі частини роботи виконано в межах планових держбюджетних досліджень Хмельницького національного університету за замовленням 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'єктом дослідження є робочі поверхні циліндричних напрямних ковзання технологічних і транспортних машин, процеси змащування та зношування деталей циліндричних трибосистем ковзання та їх зміцнення.

Предметом дослідження є аналітичні і комп'ютерні моделі зносостійкості і мастильної здатності циліндричних напрямних ковзання та комбіновані технології їх зміцнювальної обробки.

Метою дисертаційної роботи є створення аналітичних та комп'ютерних методів і моделей зносостійкості і мастильної здатності циліндричних напрямних ковзання та вибір і обґрунтування технологічних способів підвищення їх довговічності.

Задачі дослідження формуються в роботі наступним чином:

1. Провести аналіз сучасних підходів до підвищення зносостійкості та мастильної здатності циліндричних напрямних ковзання шляхом створення ефективних маслоутримувальних профілів на робочих поверхнях з використанням сучасних зміцнювальних технологій.
2. Шляхом вирішення зносоконтактних задач отримати розрахункові залежності зносу від шляху тертя для оцінки зносостійкості напрямних ковзання з профільними маслоутримувальними канавками рівної і змінної глибини.
3. Для циліндричних напрямних ковзання при наявності перекосу осей циліндрів отримати аналітичний розв'язок для визначення параметрів контакту: тиску, переміщень в контакт, кута контакту.
4. На основі скінчено-елементної моделі спряження «клапан-напрямна» провести аналіз впливу визначальних трибологічних факторів: швидкості ковзання в контакт, кута перекосу, коефіцієнту тертя на контактні напруження для деталей пари тертя в процесі контактної взаємодії.
5. Запропонувати спеціальний інструмент і технологію отримання маслоутримувального профілю на внутрішній поверхні прямої клапана для підвищення зносостійкості і мастильної здатності пари «клапан-напрямна».

6. На основі комп'ютерної моделі проаналізувати вплив зміни геометрії з мастильними канавками напрямної на показники максимальних і середніх напружень та показників довговічності за критерієм зносу.

7. Визначити оптимальні технологічні параметри зміцнення штоку напрямної клапанного механізму шляхом плазмового напилення та довести її ефективність на основі експериментальних металографічних та трибологічних досліджень.

Методи дослідження. Методологія дослідження розроблена з використанням сучасних підходів і основних принципів трибології, механіки контактної взаємодії та інженерії поверхонь. У теоретичних дослідженнях застосовано методи розв'язання зносоконтактних задач і моделювання контактної взаємодії за допомогою методу скінчених елементів. Аналіз триботехнічних процесів робочих поверхонь трибосистем виконано на основі трибологічних випробувань і металографічних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Вперше для маслоутримуючих профілів змінної глибини, що відрізняються оптимальними показниками несучої здатності відповідно до режиму навантаження напрямної ковзання, проведені розв'язки зносоконтактних задач і отримані алгебраїчні залежності для зносу в замкненому вигляді.

2. Отримав подальший розвиток розв'язок задачі визначення трибоконтактних параметрів для циліндричної напрямної ковзання з перекосом осей у вигляді трансцендентного рівняння з урахуванням припущення про безперервність функцій переходу перетинів вздовж осі циліндрів.

3. Удосконалена скінчено-елементна модель спряження «клапан-напрямна», що дозволила встановити вплив визначальних трибологічних факторів швидкості ковзання і, кута перекосу, коефіцієнту тертя на контактні напруження і довговічність пари тертя.

4. Вперше за допомогою комп'ютерного експерименту для спірального маслоутримувального профілю на внутрішній поверхні напрямної клапана визначені показники несучої здатності утворених мастильних каналів за

критерієм рівня максимальних контактних напружень співрозмірно до суцільного металевого контакту.

5. Отримало подальший розвиток встановлення механізму підвищення маслоємності та зносостійкості плазмового порошкового покриття при додаванні 5% феросіліцію за рахунок утворення в поверхневому шарі пор круглої форми (мікрорезервуарів масла) в результаті коагуляції фазових складових покриття.

Практичне значення одержаних результатів полягає у рекомендації до застосування на автотранспортних і ремонтних підприємствах запропонованих в роботі для відновлення і підвищення довговічності деталей клапанного механізму двигунів внутрішнього згорання: технологію роздавання втулок клапанів і утворення маслоутримувальних спіральних канавок за допомогою спеціального профільного інструменту-дорну; технологію відновлення і зміцнення штоків клапанів на основі розроблених прогресивних технологічних режимів плазмового напилення. Також рекомендовані до використання способи відновлення і підвищення мастильної здатності напрямних ковзання технологічних і транспортних машин представлених в патентах на корисні моделі: № 116536, № 118570, № 154090, № 123693.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені у секторі автотехнічних експертиз ХНДЕКЦ (Хмельницького Науково-дослідного експертно-криміналістичного центру), на Хмельницькому комунальному підприємстві ХКП «Електротранс», в освітньому процесі на кафедрі трибології, автомобілів та матеріалознавства Хмельницького національного університету для спеціальностей 132 Матеріалознавство, 274 Автомобільний транспорт, зокрема при вивченні дисциплін «Вузли тертя машин», «Ремонт та відновлення машин», «Основи технічної діагностики автомобіля».

Акти про впровадження результатів дисертаційної роботи наведено у додатку Б.

Особистий внесок здобувача. Усі наукові результати дисертаційної роботи, представлені на захист, є авторськими здобутками. Постановка задачі,

формулювання завдань дослідження та аналіз отриманих результатів виконані у співпраці з науковим керівником. У роботах, опублікованих у співавторстві, отримано такі результати: [1] - проведені експериментальні дослідження процесів тертя і зношування в умовах динамічних навантажень зразків; [2] - розроблені режими електроконтактного зміцнення циліндричної напрямної ковзання; [3] – побудована розрахункова схема, визначені вихідні рівняння, наведений приклад розрахунку напрямної; [4] - проаналізовані характеристики тертя в циліндричних напрямних ковзання технологічного устаткування для пластичного деформування; [5] – побудовані алгебраїчні залежності для розрахунку зношування напрямних ковзання із канавками змінної глибини; [6] – отримані залежності для контактних параметрів і зносу поверхонь із маслоутримувальними канавками круглої форми; [7] – розроблена комплексна методика розрахунку зносу напрямних ковзання з урахуванням геометричного профілю мастильних канавок; [8] – модернізована система вимірювань зносу на універсальній машині тертя; [9] – на основі факторного експерименту визначені оптимальні параметри режиму зміцнення поверхні; [10] – проведений аналіз технологій ремонту і відновлення деталей клапанного механізму; [11] – побудована скінчено-елементна модель напрямної клапанного механізму і визначений вплив факторів на напружений стан; [12] – визначений вплив розмірів напрямної і кута перекосу на величину максимальних контактних тисків у циліндричній напрямній ковзання; [13] – визначені режими зміцнення циліндричної деталі електрофізичною обробкою; [14] – отримані розрахункові залежності для фактичної площі контакту в напрямній; [15] – запропонований пристрій для обробки маслоутримувального профілю; [16] – проведені випробування на тертя для зворотно-поступального руху; [17] – модернізована конструкція роликового накатника; [18] – отримані залежності коефіцієнту тертя від навантаження; [19] – розроблена методика випробувань на знос; [20] – отримана і проаналізована структура плазмового покриття; [21] – визначені і обґрунтовані режими відновлення штоку клапана двигуна; [22] – описана технологія отримання зносостійкого шару на напрямній; [23] – розроблена

конструкція пристрою для обробки мастильних канавок; [24] – запропонована нова конструкція напрямної ковзання .

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

Апробація результатів дисертації. Апробацію основних положень, ідей та висновків дисертаційної роботи здійснено на науковому семінарі кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства Хмельницького національного університету. Наукові результати роботи також були представлені на: Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки» (м. Миколаїв, НУК, 2011р.); VI-й Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів та аспірантів «Підвищення надійності машин та обладнання» (м. Кіровоград, КНТУ, 2012р.); Міжнародній науковій конференції "Енерго- та ресурсозбереження і трибологія" (в рамках МНПК "Ольвійський форум – 2012: Стратегії України в геополітичному просторі") (м. Миколаїв, ЧДУ ім. П. Могили, 2012р.); II Промислово-інвестиційному форумі «Інноваційні технології в машинобудуванні» (м. Запоріжжя, 2022р.); VIII Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів та аспірантів "Підвищення надійності машин і обладнання" (м. Кіровоград, КНТУ, 2014 р.); III Всеукраїнській науково-практичній конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» (м. Житомир, ЖНАУ, 2017р.); Міжнародній науково-практичній конференції "Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability" (м. Кропивницький : ЦНТУ, 2020 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту» (м. Кропивницький, ЦНТУ, 2022 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України» (м. Кам'янське, ДДТУ, 2023 р.); VI Міжнародній науково-практичній конференції “Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems» (м. Кропивницький, ЦНТУ, 2024р.); I Міжнародній науково-технічній

конференції «Прикладна механіка» (м. Тернопіль, ТНТУ імені Івана Пулюя, 2024р.).

Публікації. За результатами проведених досліджень основні наукові результати опубліковано у 24 публікаціях, з яких 1 стаття у періодичному науковому виданні держави, яка входять до ОЕСР та ЄС, 11 наукових статей у фахових наукових журналах України, 3 патенти України на корисну модель. Апробація засвідчена публікаціями 9 праць в матеріалах міжнародних та всеукраїнських конференцій.

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 237 сторінок друкованого тексту, з них анотація – на 19 стор., зміст – на 3 стор., перелік умовних скорочень – на 1 стор., основний текст – на 180 стор., список із 105 використаних джерел – на 10 стор., додатки – на 17 стор. Дисертація містить 72 рисунки та 10 таблиць.

РОЗДІЛ 1

ТЕРТЯ, ЗМАЩУВАННЯ ТА ЗНОС НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ МАШИН: СТАН ПРОБЛЕМИ І АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Напрямні ковзання обертального і прямолінійного руху елементів машин, особливості тертя, зносу змащування

Напрямні ковзання відносяться до опорних деталей машин, які забезпечують задане взаємне розміщення рухомих вузлів і можливість їх переміщення в напрямі прямолінійного руху. На відміну від інших пар тертя напрямні відносяться до відкритого незамкненого типу, у яких довжина зони контакту одного з елементів менше довжини другого елемента.

До першої групи належать напрямні верстатів для механічної обробки деталей, які характеризуються великими довжинами ходу, широким діапазоном швидкостей (від дуже низьких швидкостей подачі до високих швидкостей головного руху) і високими вимогами до точності.

До другої групи відносяться напрямні ковальсько-пресового обладнання, для яких характерні значні осьові навантаження в напрямку переміщення, а в окремих випадках – підвищені температури.

До третьої групи належать напрямні повзунів кривошипно-шатунних механізмів, таких як двигуни внутрішнього згорання, які сприймають навантаження в одній площині за умов високих швидкостей і підвищених температур.

Четверту групу складають напрямні ковзання вимірювальних приладів, які відрізняються малими навантаженнями і особливо високими вимогами щодо точності розміщення в них рухомих деталей.

Різноманітність функціонального призначення напрямних обумовила конструктивні різновидності форми їх поперечного перерізу: прямокутні, трикутні (V – подібні), трапецієвидні (ластівчин хвіст), круглі та комбіновані. Умови роботи напрямних ковзання кожної групи різні, проте всі вони повинні

забезпечити мінімальні за даних умов роботи втрати на тертя і зберігати точність положення і переміщення рухомих елементів в процесі роботи механізму, яка передусім залежить від зносу напрямних.

З огляду на те, що основною галуззю застосування напрямних ковзання є верстатобудування, а точність та довговічність напрямних у значній мірі визначає працездатність верстатів, то особливості навантаження і зношування напрямних металорізальних верстатів, досліджені найбільш досконало.

Більшість верстатів виходять з ладу через знос деталей, що значно знижує точність обробки, зменшує продуктивність через простой та вимагає значних ресурсів і висококваліфікованих кадрів для ремонту. Витрати на ремонт верстатного обладнання загального призначення протягом року експлуатації сягають до 10% його початкової вартості.

Зносу піддається широкий спектр деталей, серед яких найбільш критичними є напрямні, оскільки саме їхній знос визначає періоди між капітальними ремонтами. Показники загальної роботи напрямних поздовжньої та поперечної подачі верстатів, які оцінюються коефіцієнтом K (відсоток відносної тривалості роботи напрямних до тривалості робочої зміни за умов індивідуального та малосерійного виробництва), свідчать, що для токарно-гвинторізних верстатів $K=33\%$, токарно-револьверних – 44% , а круглошліфувальних – 59% .

Умови роботи напрямних машин характеризують наступні чинники: тиск та його змінність під час реверсивного руху; швидкість ковзання та змащування напрямних; температура та забруднення напрямних або мастила відходами обробки (стружкою, піском, окалиною, абразивом) тощо.

Навантаження на напрямні у більшості машин в процесі робочого циклу не однакове. За умови зворотно-поступального руху тиск на напрямні від сил різання складає лише частку загального навантаження, а більше половини шляху тертя відбувається в режимі холостого ходу при зниженому тиску. Найбільші допустимі тиски з урахуванням перевертаючого моменту на напрямних подачі з найбільш поширеною парою тертя «чавун – чавун» в

універсальних верстатах середніх розмірів складають 2,5...3,0 МПа, а важких верстатів з парою тертя «бронза – чавун» 10...13 МПа. Для характеристики несучої здатності напрямних використовують середнє по довжині значення тиску, яке приймають у 2 рази менше допустимих тисків.

Залежно від умов роботи, типу мастильного матеріалу і його розподілу напрямні ковзання можуть працювати в режимі граничного, змішаного, гідродинамічного і гідростатичного тертя (Рис. 1.1.).

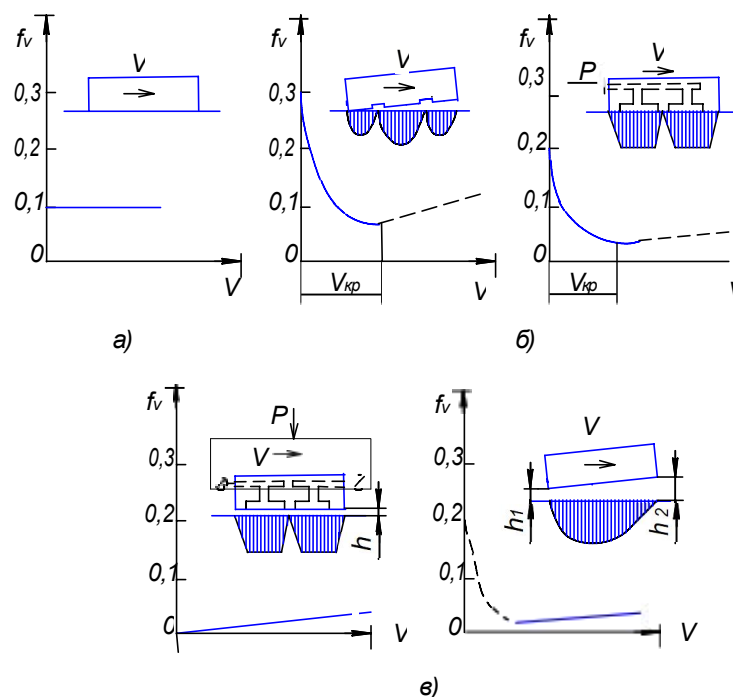


Рисунок 1.1– Характеристики тертя напрямних

- а) граничне тертя (без гідро розвантаження з анти стрибковим мастилом); б) змішане тертя (праворуч – без гідророзвантаження, ліворуч – з гідророзвантаженням); в) рідинне тертя (ліворуч – гідростатичне, праворуч – гідродинамічне)

Граничне тертя характерно при швидкості ковзання до 50...100 мм/хв., коли гідродинамічна піднімальна сила практично відсутня. Розділення поверхонь тертя досягають застосуванням мастильних матеріалів, що містять поверхнево активні речовини, зокрема, стеарат алюмінію.

За результатами експериментальних досліджень наведені чисельні графічні залежності коефіцієнту тертя від часу нерухомого контакту і швидкості ковзання для різних мастильних матеріалів, значень контактного тиску і матеріалів пар тертя. Загалом показано, що при збільшенні часу нерухомого контакту коефіцієнт тертя дещо збільшується, а при збільшенні швидкості ковзання значно зменшується. Так, наприклад, при терті по чавуну СЧ 21-40 (масло індустріальне 45, тиск 2 кГ/см²) при збільшенні тривалості нерухомого контакту до 16 год. коефіцієнт тертя збільшується від 0,27 до 0,3, а при збільшенні швидкості ковзання від 0,8 до 120 мм/хв. – зменшується від 0,22 до 0,03.

Більшість напрямних механізмів подачі працюють в режимі змішаного тертя, при якому піднімальна гідродинамічна сила сприймає лише частину навантаження і не забезпечує повного розділення поверхонь тертя шаром мастила. Усі заходи, які сприяють збільшенню відносного значення гідродинамічної піднімальної сили в напрямних, працюючих за умови змішаного тертя, поліпшують роботу поверхонь тертя внаслідок зменшення сили тертя й інтенсивності зношування.

При переході від стану нерухомого контакту до руху коефіцієнт тертя зазвичай зменшується стрибком. При збільшенні швидкості ковзання коефіцієнт тертя спочатку інтенсивно зменшується, а потім в міру зростання швидкості зменшується значно повільніше з наступним незначним ростом.

Для напрямних, як і для підшипників ковзання, при заданій в'язкості масла μ і тиску σ залежність коефіцієнту тертя f_v від характеристики режиму роботи $\lambda = \frac{\mu V}{\sigma}$ або швидкості v має вигляд, показаний на рис. 1.2.

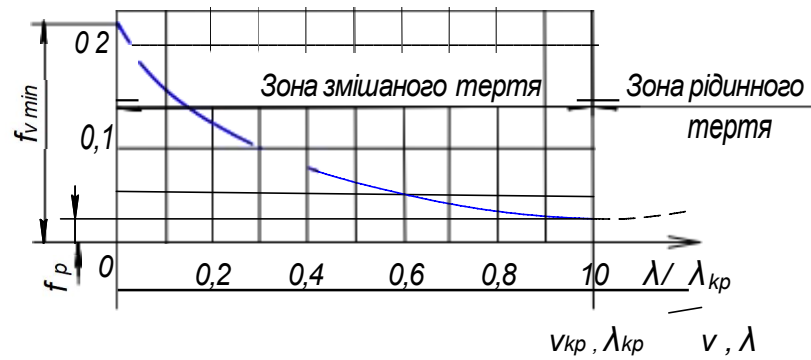


Рисунок 1.2— Залежність коефіцієнту тертя від швидкості ковзання

Швидкість ковзання, за якої коефіцієнт тертя досягає мінімального значення є критичною $v_{кр}$, що відповідає початку рідинного тертя. Критична швидкість залежить від матеріалу і розмірів напрямних, точності і шорсткості контактуючих поверхонь, розмірів і розміщення мастильних канавок і ямок, в'язкості масла, контактного тиску тощо. При заданих μ і σ критичній швидкості $v_{кр}$ відповідає критична характеристика режиму роботи $\lambda_{kp} = \frac{\mu V_{kp}}{\sigma}$. Чим досконаліші напрямні і система мащення, тим менше величина λ_{kp} . За відомою характеристикою режиму роботи λ умови роботи напрямних характеризують відношенням λ/λ_{kp} , що показує наскільки заданий режим роботи наближений до критичного за умовами рідинного тертя.

Аналіз кривої $f_v = \phi(\lambda/\lambda_{kp})$ на рис. 2 дозволяє оцінити вплив різних чинників на тертя в напрямних. Зокрема показано, що тиск σ при малих швидкостях ковзання ($V < 30$ мм/хв.) майже не впливає на коефіцієнт тертя. При більших значеннях швидкості за умови змішаного тертя величина f_v зростає при збільшенні σ через погіршення умов утворення гідродинамічного тиску. За умови рідинного тертя величина f_v зменшується при підвищенні тиску, що пояснюється незалежністю сили рідинного тертя від нормального тиску. За інших однакових умов меншому тиску відповідає менша критична швидкість.

В'язкість масла μ за малих швидкостей ковзання майже не впливає на коефіцієнт тертя f_v . При збільшенні швидкості вплив в'язкості різко зростає.

Чим більше μ , тим інтенсивніше зменшується f_v при збільшенні v і тим менше значення критичної швидкості.

Для можливості виникнення гідродинамічної піднімальної сили при сталій в'язкості мастила на поверхні напрямної необхідно, щоб товщина мастильного шару змінювалась вздовж опори тертя. Експериментально доведено, що основною причиною створення гідродинамічного тиску в напрямних прямолінійного руху є поворот стола (супорта, повзуна), що створює масляний клин між поверхнями тертя. Показано, що за різних умов навантаження нормальною силою стола його передня кромка завжди піднімається вище, ніж задня. Це особливо спостерігається, коли навантаження діє біля задньої кромки стола. При збільшенні швидкості ковзання поворот стола збільшується і при $V_{kp}=700\dots900$ мм/хв. близький до розрахункового значення.

Границями (рис. 2) кривої $f_v = \Phi(\lambda/\lambda_{kp})$ зліва є $f_{v\min}$. з правого боку f_p . Використавши ці обставини і прийнявши за результатами даних експериментів степеневий закон для функції $f_v = \Phi(\lambda/\lambda_{kp})$, отримано формулу для коефіцієнту змішаного тертя:

$$f_v = f_{v\min} \left[1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_{kp}} \right)^m \cdot \left(1 - \frac{f_p}{f_{v\min}} \right) \right].$$

Для пари тертя «чавун – чавун» $m = 1/3$, а для інших пар тертя $m = 0,25\dots0,45$. Якщо позначити $k_v = f_p / f_{v\min}$ і врахувати $m = 1/3$, то:

$$f_v = f_{v\min} \left[1 - K_v \sqrt[3]{\frac{\lambda}{\lambda_{v\min}}} \right].$$

Отримані значення $f_{v\min}$ і k_v для різних пар тертя.

За умови гідророзвантаження (рис. 1, б), коли тиск масла використовують для часткового сприйняття навантаження напрямних коефіцієнт тертя:

$$f_v = f \left(1 - \frac{P_z}{P} \right),$$

де f – коефіцієнт тертя за тих же умов, але без гідро розвантаження;

P_t – сила гідро розвантаження; P – навантаження напрямних.

За умови гідростатичного мащення (рис. 3, в) повне розділення спарених поверхонь напрямних забезпечується системою регулювання подачі масла під тиском так, що товщина шару мастила навіть при максимальному навантаженні перевищує суму висот мікро- і макронерівностей поверхні.

Сила рідинного тертя для опорної ділянки напрямної, де розміщена змащувальні канавки або заглибини

$$T \approx \frac{1}{10^6 \cdot 60} \mu (F - F_k) \frac{v}{h},$$

де F – площа опорної ділянки напрямної, см^2 ;

F_k – площа ділянки канавок або заглибин, см^2 ;

V – швидкість руху повзуна, м/хв .

h – мінімальна розрахункова товщина шару масла, см ;

μ – в'язкість масла, спз .

Коефіцієнт тертя

$$f = \frac{T}{P} = \frac{T}{F\sigma} = \frac{1}{10^6 \cdot 60h} \left(1 - \frac{F_k}{F}\right) \frac{v\mu}{\sigma},$$

де P – навантаження на рухомий повзун, Н

Знос напрямних по довжині напрямної не рівномірний (рис.1.3). Найбільшому зносу у відповідності з інтенсивнішим забрудненням і більшим навантаженням піддається передня від токаря направляюча 1. У напрямних фартуха супорта кінці зношуються значно більше середньої частини, біля лівого краю (ближче до передньої бабки) знос більше, ніж біля правого краю. Максимальний знос напрямних фартуха у токарних верстатів більше відповідного зносу напрямних станини в середньому у 2...2,5 рази.

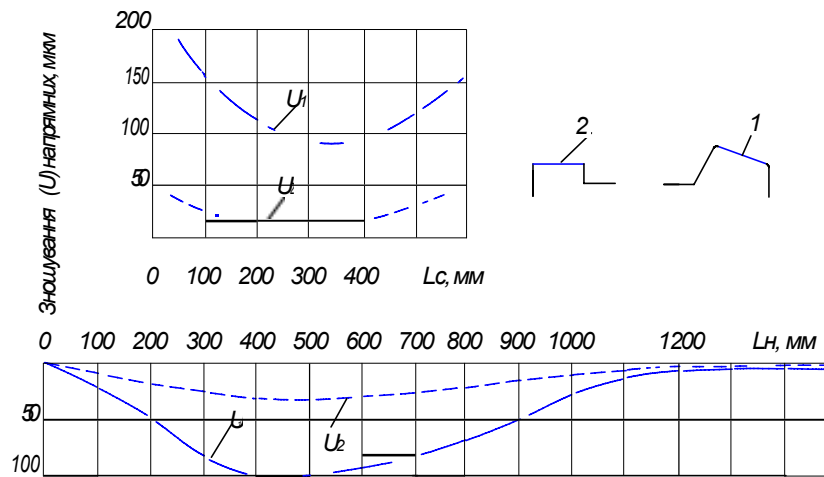


Рисунок 1.3– Розподіл зносу по довжині напрямних 1 – 2 станини L_n і супорта L_c токарного верстату 1А62 протягом 28 місяців змінної роботи

Сучасна наука про зношування матеріалів, зазвичай, розглядає мікрокартину процесу, тобто вивчає ті явища, які відбуваються на даній ділянці поверхні тертя, зокрема вирішуються задачі про характер дотику і взаємодії поверхонь, вивчаються процеси руйнування матеріалів і відокремлення їх частинок, досліджуються зміни в поверхневих шарах тощо.

Враховуючи дотичні напруження на границі контакту, зумовлені міжатомною і міжмолекулярною взаємодією, та геометричні параметри поверхні напрямних, показано, що пластичні деформації в зонах їх фактичного дотику будуть мати місце, якщо матеріал одного з елементів напрямних твердіший за умови $p_k \geq 0,03$. Якщо ж елементи напрямних виготовлені з однакових матеріалів, то для типових видів механічної обробки робочих поверхонь пластичні деформації в зонах фактичного дотику матимуть місце при $p_k \geq 7,8 \cdot 10^{-3}$.

З урахуванням типових видів механічної обробки поверхонь напрямних ковзання коефіцієнт тертя і сила тертя визначаються за формулами:

$$f = f_m + 0,04 \left(\frac{p_k}{HB} \right)^{1/4},$$

$$T = f_m N + 0,04 \frac{N^{5/4}}{HB^{1/4} \cdot A^{1/4}},$$

Контактний тиск p_c залежить від конструкції напрямних ковзання, площі контакту і діючого нормального навантаження. З наведених формул слідує, що молекулярна складова коефіцієнту тертя стала за даних умов і залежить лише від фізико-хімічного стану поверхні тертя і яку визначають за результатами лабораторних досліджень.

Для кількісної оцінки величини зносу напрямних використано безрозмірну величину – інтегральну лінійну інтенсивність зносу I_h .

Найбільш інтенсивно робочі поверхні напрямних зношуються за умови дії абразиву, при якому руйнування поверхні тертя відбувається за рахунок втомного зносу.

При пружному контакті I_h втомного зносу

$$I_h = \frac{0,34 p_m (1 - \mu^2)}{\sigma_0' E} \left[\tau_0 + 0,4 \frac{\beta p_c^{0,2} E^{0,8}}{(1 - \mu^2)^{0,8}} \right]^t.$$

При пластичному контакті I_h втомного зносу

$$I_h = 0,36 \Psi^t \left(\frac{4 \cdot 10^{-3} \Delta}{HB} \right)^{(t+1)/4} \cdot \left(\frac{f_m}{\epsilon_0} \right)^t.$$

У наведених формулах σ_0 , ϵ_0 , μ , E , HB – механічні характеристики поверхні напрямної; τ_0 , Ψ , β – фрикційні показники, залежні від умов роботи пари тертя, Δ – показник мікро нерівності поверхні, f_m – коефіцієнт тертя, p_c – контактний тиск, N – нормальна сила навантаження напрямних, A – площа поверхні контакту.

Показано, що I_h суттєво залежить від відношення напружень розтягування, які виникають при ковзанні за контактуючими мікро нерівностями в поверхневих шарах елементів напрямних, до міцності цих шарів.

Однією з важливих вимог до робочих поверхонь напрямних є плавність руху їх рухомих елементів. Для поліпшення плавності ходу застосовують спеціальні мастильні матеріали, які містять антистрибкові присадки з вмістом корозійно активних речовин. Ці речовини впливають на чинники, діючі на I_h , зокрема на напруження розтягування в поверхневих шарах при терті і на

характеристики міцності цих шарів. Ступінь впливу цих речовин залежить від відношення вказаних напружень до границі текучості матеріалу поверхневого шару. Чим більше це відношення, тим сильніший вплив мастильного середовища на I_h .

Аналіз показує, що застосування мастильних матеріалів з вмістом ПАР може не тільки зменшувати I_h (якщо мастило найбільше знижує напруження розтягування, які виникають при терті), але і збільшувати I_h (якщо мастило більш інтенсивно знижує міцність поверхневих шарів елементів напрямних).

Ступінь впливу мастильного матеріалу на I_h значно залежить в концентрації в ньому ПАР. Встановлено, що збільшення концентрації ПАР до певного значення зменшує сили тертя при одночасному зниженні I_h . Після того, як концентрація ПАР перевищить певне мінімальне значення, I_h збільшується, хоч коефіцієнт тертя може залишатися сталим, а у деяких випадках навіть зменшується (рис. 1.4).

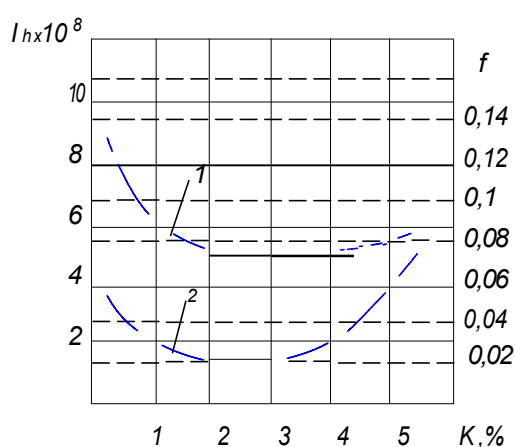


Рисунок 1.4—Залежність інтегральної лінійної інтенсивності зносу I_h (2) і коефіцієнту тертя f від концентрації ПАР в мастильному матеріалі

Особливість тертя напрямних ковзання в тому, що контакт пари тертя відбувається лише на частині поверхні направляючої, що значно ускладнює аналітичні розрахунки визначення форми зношеної поверхні, а спотворення форми поверхні при зносі є визначальним щодо роботи напрямної.

Практичні рекомендації щодо конструювання напрямних ковзання стосуються характеристик та застосування основних типів форм і розмірів поперечного перерізу напрямних, а також пристроїв ущільнення і захисту напрямних від забруднення відходами обробки, що зменшує швидкість зношування напрямних в десятки разів. Наведені методики розрахунку навантаження і визначення контактного тиску ґрунтуються на відомих принципових схемах та закономірностях опору матеріалів.

1.2. Аналіз працездатності і розрахункова оцінка довговічності циліндричних опорно-направних елементів ковзання машин

Найпоширенішими режимами руйнування напрямної є знос і контактна втома, на які суттєво впливають властивості тертя контактних поверхонь. У статті [1] досліджуються параметри тривимірної шорсткостюї поверхні для оцінки напрямної. По-перше, ефективна тривимірна модель поверхні досягається за допомогою методу вейвлет-перетворення та програмного забезпечення зворотного проектування. По-друге, вплив параметрів функціональної поверхні на силу тертя, середній тиск і коефіцієнт тертя вивчається за допомогою методу моделювання обчислювальної гідродинаміки, і будується регресійна модель для прогнозування сили тертя. По-третє, аналізуються комбінації оптимальних параметрів поверхні з урахуванням індексу тертя та порівнюються результати моделювання. Результати показують хорошу узгодженість між експериментальними результатами та моделюванням. Це дослідження містить теоретичні вказівки щодо виготовлення напрямної.

Роликова лінійна напрямна - це тип прецизійної лінійної складової руху, яка широко використовується [2]. Жорсткість і знос безпосередньо впливають на продуктивність і термін служби роликів лінійних напрямних. Таким чином, дослідження жорсткості та зносу є важливим для оптимізації конструкції та покращення продуктивності роликів лінійних напрямних. У дослідженні проаналізовано механіку контакту між роликом і доріжкою кочення та

деформацію ролика. Використовуючи теорію зносу Арчарда, аналізується процес зносу роликів лінійних напрямних. Розроблено розрахункову модель переміщення повзуна, яка пов'язана з втратою зносу доріжки кочення повзуна під час його зворотно-поступального руху під навантаженням, для прогнозування зносу роликів лінійних напрямних. Ефективність запропонованих моделей щодо прогнозування контактної жорсткості та зносу перевіряється шляхом моделювання та експериментів на спеціалізованій тестовій системі.

Направляючі пристосовуються до переміщення інструментів або заготовок, а їх динамічна поведінка та пов'язані з нею ефекти ковзання мають великий вплив на точність, стабільність і продуктивність [3]. Під час обробки направляючі отримують коливальні збудження через сили різання, що вимагає врахування їх поведінки перед ковзанням разом із характеристиками ковзання, щоб компенсувати пов'язані помилки відстеження за допомогою системи контролю положення. У дослідженні [3] розглядаються ефекти тертя в режимах попереднього ковзання та ковзання змащених лінійних роликів направляючих систем для забезпечення точної динамічної моделі елемента верстата. Для моделювання динамічних характеристик фрикційного контакту в змащеній лінійній роликівій напрямній, яка зазвичай використовується в системі керування позиціонуванням верстата для оцінки компенсуючої рушійної сили, модифіковано з урахуванням фізики контакту роликів і доріжок і динаміки мастильної плівки. Запропонована модель також включає ефекти зв'язку між нормальними та тангенціальними силами в контакті. Експериментальні дослідження були проведені на змащеній лінійній роликівій напрямній для перевірки продуктивності представленої модифікованої моделі. В експериментальних спостереженнях проілюстровано динамічну поведінку тертя в змащеній лінійній напрямній. Порівняння експериментально виміряних даних і запропонованих модифікованих зразків показало, що модель може точно передбачити динамічну поведінку фрикційного контакту.

Щоб оптимізувати явище ковзання за умов низької швидкості та великого навантаження, використовується композитна мастильна структура [4]. Метод оптимального проектування поверхні відгуку встановлює квадратичну математичну модель для багатоступеневих параметрів структури композитного змащення, включаючи час повзання та середній коефіцієнт тертя. Визначено оптимальні комбіновані параметри багатоступеневих композитних мастильних конструкцій. Оптимальне співвідношення мастила до дисульфиду молібдену було ідентифіковано, і було запропоновано композитну структуру змащення для покращення явища повзання та ефективності тертя ковзних напрямних рейок в умовах середньої швидкості та середнього навантаження. Результати цих досліджень показують, що коли присутні низька швидкість і велике навантаження, час повзання та коефіцієнт тертя спочатку зменшуються, а потім збільшуються як ширина, відстань, а довжина циклу синусоїдальної текстури і діаметр шестикутної ямки розширюються. За обставин, пов'язаних із середнім навантаженням і швидкістю, багатоступеневі композитні мастильні конструкції демонструють першорядні характеристики тертя. Ці дані можуть керувати конструкцією багатоступеневих композитних мастильних конструкцій на поверхні напрямних ковзання.

З метою покращення ковзання напрямних [5] досліджено конструкцію композиційної мастильної структури на поверхнях напрямних ковзання та характеристику сили тертя поетапно. Композитну мастильну мікротекстуру готували методом мозаїки високої температури та високого тиску на основі мікротекстури лазерної абляції. Методи характеристики сили тертя поетапно були запропоновані випробуваннями на тертя. Досліджено вплив різних композитних мастильних конструкцій на параметри характеристик тертя кожного ступеня. Встановлено теоретичні моделі композитних мастильних конструкцій для покращення явища повзучості та знайдено композитні мастильні конструкції з найкращими характеристиками для зниження впливу явища повзучості. Результати показують, що поверхнева мікротекстура впливає лише на етапи ковзання та підйому сили тертя, у той час як композитна

текстура змащення має значний вплив на весь етап запуску. Багатоступенева композитна текстура змащення з поєднанням синусоїдальних канавок і гексагональних ямок, заповнених дисульфідом молібдену, була найефективнішою для покращення умов поверхневого контакту та придушення феномен повзучості.

Щоб вивчити вплив різних методів обробки поверхні на антифрикційні характеристики пари сплаву Бабіт- Сталь 45, гексагональний нітрид бору був інкапсульований у текстуру поверхні, і були підготовлені поверхні композитної мастильної структур [6]. Випробування на знос диска проводили з мастилом, а процес зношування розділяли за допомогою кількісного аналізу. Досліджено антифрикційні характеристики поверхонь композитної мастильної структури під час обкатки та нормального зносу. Результати показують, що композитні поверхні мастильної структури мають більш низький коефіцієнт тертя і що антифрикційна здатність краща, ніж лише поверхня текстур. Порівняно з поверхнею без текстури, середній коефіцієнт тертя поверхонь композитної мастильної структури зменшується на 77% у період обкатки та 68% у звичайний період зносу. Композитні поверхні мастильної структури з більшим діаметром пор текстури мають кращі антифрикційні характеристики та коротший період обкатки. І лише текстуровані поверхні, і композитні поверхні мастильної структури мають більш значні антифрикційні характеристики при більш високій швидкості. Встановлено, що чим нижчий коефіцієнт тертя різних поверхонь в період обкатки, тим нижчий відповідний коефіцієнт тертя після входу в нормальний період зносу.

Зменшення зносу ковзання та тертя напрямних підшипників може принести користь як економіці, так і навколишньому середовищу, включаючи довший термін служби, нижчі експлуатаційні витрати та вищу ефективність. У дослідженні [7] оцінений вплив шорсткості контрповерхні з нержавіючої сталі та трибологічної поведінки трьох підшипникових матеріалів, що використовуються в гідроенергетиці, було досліджено за допомогою лінійної зворотно-поступального русі при високому контактному тиску і низькій

швидкості ковзання. Шорсткість поверхні вимірювали за допомогою інтерферометрії білого світла. Результати цього дослідження показують, що надто гладкі поверхні призводять до більшого тертя та зносу протилежної поверхні, тоді як більш шорсткі поверхні негативно впливають на знос полімерів. Найкраще покриття поверхні за допомогою захисних шарів перенесення знаходиться на сталевих поверхнях з перпендикулярним укладанням і супроводжується нижчим коефіцієнтом тертя порівняно з паралельним укладанням. Домінуючий механізм зношування підшипникових матеріалів змінюється від зношування розшарування до абразивного зношування між найнижчою та проміжною шорсткістю сталевих поверхонь із паралельним укладанням. Зроблений висновок, що рельєф протилежної поверхні має значний вплив на трибологічну поведінку цих несучих матеріалів і що ефект відрізняється між самозмащувальними полімерними композитами.

У роботах [8-9] представлено експериментально перевірений чисельний підхід до оцінки зносу лінійних напрямних з урахуванням пов'язаних вертикальних і горизонтальних рухів і з урахуванням мастильного голодування. Результати показують, що мастильне голодування має виражений вплив на товщину мастильної плівки, тертя та прикладене навантаження при контакті до 30%. Локалізовані значення тиску можуть змінюватися. Перебіг ефекту голодування залежить від частоти. Також виявлено, що ефект голодування можна контролювати величиною попереднього навантаження на лінійну напрямну.

На основі теорії точкового контактного еластогідродинамічного змащення представлена модель вільної вібрації контактної пари для якісного аналізу впливу вібрації на характеристики плівки [10]. Побудовано моделі жорсткості плівки та коефіцієнта демпфування за умови еластогідродинамічного змащення для дослідження впливу умов роботи на динамічні параметри. Повні чисельні розв'язки отримують за допомогою багатосіткової техніки. Виявлено, що існує демпфування від спаду коливань тиску та товщини плівки в змащеній кульковій лінійній напрямній. Крім того, робочі умови високого навантаження

або низької швидкості можуть призвести до збільшення жорсткості плівки в контакті сталеву кулю-напрямна, але існує тенденція зворотної варіації коефіцієнта демпфування плівки.

Дослідження [11] вивчає жорсткість контакту лінійних напрямних кочення через вплив тертя та зносу під час роботи. Початковий і кінцевий контакт моделі жорсткості були встановлені. Як підтвердження прогнозованої змінної жорсткості, експериментальний модальний аналіз виконувався на спеціалізованій лінійній направляючій системі. Результати показують, що жорсткість контакту лінійних напрямних зменшується зі збільшенням шляху тертя, і весь спад жорсткості можна розділити на дві різні стадії залежно від того, як термічний ефект і ефект зносу впливають на контактні деформації кульок на різних дистанціях кочення.

Метою роботи [12] є встановлення спрощеної моделі замкнутої гідростатичної напрямної для швидкого аналізу статичних та динамічних характеристик. Крім того, вплив стисливості та динамічної частоти враховується в новій динамічній моделі. Нова модель базується на другому типі рівняння Лагранжа. У цій моделі замкнута гідростатична напрямна підтримується 10 прокладками, і кожна масляна прокладка еквівалентна нелінійній системі пружини-демпфера. Еквівалентний коефіцієнт пружини та коефіцієнт демпфера масляної прокладки розглядається трьома різними еквівалентними методами. Перевірочні експерименти реакції ступінчастого навантаження та динамічної жорсткості проводяться на гідростатичній напрямній.

Більшість досліджень лінійних напрямних кочення зазвичай припускають, що контактне навантаження між кулькою і доріжкою кочення є рівномірним, що призводить до відхилення від фактичних умов. Дослідження [13] має на меті створити модель розподілу навантаження на основі теорії контакту Герца з комбінованими перешкодами для кульки, які перетворюються з попереднього навантаження, похибки центральної дистанції доріжки кочення кульки. Надійність запропонованої моделі перевірено числовим методом для розподілу навантаження та аналізу деформації. Результат показує, що запропонований

підхід краще узгоджується з експериментальними результатами порівняно лише з дією попереднього навантаження. Ця робота може стати важливою відправною точкою для вивчення тертя та зносу напрямних елементів устаткування.

Гідростатичні напрямні використовувалися як важливий елемент точного машинобудування в численних застосуваннях, що вимагають високоточних рухів і позиціонування зі значною вантажопідйомністю. Гідростатичні напрямні забезпечують хорошу експлуатаційну продуктивність, особливо з точки зору високої жорсткості та характеристик демпфування, але також його висока вантажопідйомність у поєднанні з чудовою точністю руху. Однак досі не було повідомлено про комплексний огляд гідростатичних напрямних. Стаття [14] мала на меті представити інформативний літературний огляд досліджень та інженерних розробок щодо гідростатичних напрямних, описуючи їхні основні принципи роботи та застосування в точних машинах, визначення та характеристика концепцій гідростатичних напрямних, короткий огляд моделювання помилок руху та типів компенсації, обговорення характеристик впливу та подальше обговорення нових проблем напрямних ковзання та їх інженерних застосувань.

В роботі [15] метою розширення виробництва верстатів, які використовують точно оброблені напрямні ковзання, кубічний нітрид бору був реалізований як альтернативний процес обробки замість звичайного поверхневого шліфування. У той час як більш високі показники видалення матеріалу можуть бути досягнуті за допомогою стратегії фрезерування, використання визначеної ріжучої кромки призводить до поверхонь з нерівностями. Ці різкі піки швидко зношуються під час ковзного контакту, що призводить до неприйнятних змін несучої поверхні напрямної. У цій статті досліджується використання встановленого на шпинделі абразивного дискового інструменту для виготовлення функціональної поверхні. Оптимальні параметри процесу були досліджені за допомогою вимірювань 2D-профілю з подальшим порівнянням за допомогою аналізу шліфованих, фрезерованих і полірованих поверхонь. Було виявлено, що полірування зменшує як висоту, так і об'єм

нерівностей на фрезерованій поверхні, це призвело до контактних характеристик, які були більш схожі на характеристики звичайних поверхонь, які зараз використовуються для ковзних напрямних.

З економічних, екологічних і навіть технічних причин протягом кількох років спостерігається тенденція до впровадження самозмащувальних матеріалів для циліндричних напрямних ковзання. Таким чином можна виключити зовнішні мастила, спростити конструкцію та зменшити вартість обслуговування. Серед самозмащувальних матеріалів все більше значення мають так звані інженерні пластики. На жаль, дані про їх характеристики тертя та зносу дуже різні, і часто бракує загального розуміння фізичного механізму їх дії. У статті [16] деякі типи інженерних пластмас, наповнених маслом експериментально досліджуються за допомогою дрібномасштабного зворотно-поступального триботестування. Трибологічна поведінка пояснюється у зв'язку з хімічними та механічними властивостями матеріалів. Основні процеси руйнування описані для умов легкого зносу, а також для умов перевантаження.

У статті [17] представлено новий експериментальний апарат, придатний для випробувань на знос напрямних із зворотно-поступальним рухом при підвищених температурах. Він складається з лінійної ковзної напрямної, з'єднаної з електричним приводом і оснащеної нагрівальною пластиною для нагрівання металевих листів. Суцільна рама вбудовує гвинтовий пристрій, який використовується для застосування нормального навантаження. Термопари, розміщені як на пластині, так і на зразку листа, використовуються для контролю температури під час випробування. Машина також оснащена двома тензодатчиками для реєстрації нормальних і дотичних навантажень. Високоміцна сталь була обрана як еталонний матеріал для випробування машини. Результати показали експлуатаційну здатність нового обладнання та хорошу стабільність механічного та теплового стану під час випробувань.

Останніми роками ковзні напрямні знову зацікавилися як напрямні лінійного руху верстатів через попит на верстати з хорошими динамічними характеристиками, що має життєво важливе значення при механічній обробці

важкооброблюваних матеріалів. У той час як традиційним підходом до виготовлення поверхні ковзання є шліфування. У роботах [18-20] досліджено можливість альтернативного виробничого підходу на основі кубічного нітриду бору з використанням добавок Al і Mg у чавунному матеріалі для кращої оброблюваності напрямних ковзання. Результати обробки показали значне покращення оброблюваності, особливо з точки зору зносу інструменту за певних умов різання за допомогою очищеного загартованого чавуну та інструменту з кубоніту. Під час експериментального аналізу було виявлено, що оксидні плівки добавок були створені на ріжучій кромці інструменту для захисту інструменту від зносу. Завдяки зменшенню зносу інструменту також можна досягти стабільної шорсткості поверхні. Тематичне дослідження також продемонструвало ефективність виробничого підходу на основі фрезерування напрямних ковзання з очищеним чавуном і знайдені умови високошвидкісного різання.

Характеристики між кульками кочення та доріжками кочення є ключовими для вивчення лінійної напрямної кочення. У роботах [21-22] контактні напруження з кульками нестандартного розміру, що включають зміну контактного кута, задані встановленою моделлю з'єднання. Крім того, вивчається вплив розташування, кількості та ступеня відхилення нерозмірних кульок на розподіл напружень. Аналізується розподіл контактного напруження між кулькою та доріжкою кочення для різних випадків розташування. Ефективність моделі прогнозування контактної жорсткості та зносу перевіряється моделюванням та аналізом.

В статтях [23-24]сприятливі мікроямочки з розрахованих результатів були виготовлені на напрямній за допомогою одноімпульсних інтервалів процесу зі спеціалізованим методом компенсації точності. Були проведені контрастні тести для перевірки ефективності проти ковзання. Результати показали, що сприятливий розмір глибини мікро-ямочки міг становити 1– 5 мкм, а коефіцієнт площі становив 11% ~ 16%. Коефіцієнт тертя зменшено на 15%.

В даний час моделі зносу і прогнозування точності напрямної встановлюються на основі пружнопластичної механіки суцільних середовищ. Ці методи обмежуються описом процесу зниження точності з використанням характеристик матеріалу, визначених на основі умов макроскопічної гіпотези. У роботах [25-26] запропоновано багатомасштабний метод, заснований на принципі квазіконтинуумного середовища, для опису процесу деградації лінійної точності напрямної за допомогою експоненціальної моделі. Відповідно до розподілу зносу поверхні напрямної з процесом еволюції мікроморфології, значення вимірювання лінійної точності напрямної моделюється систематично. Використовуючи метод квазіконтинуумного середовища замість гіпотези континууму, встановлюється експоненціальна модель зносу напрямної. Експоненціальна модель зносу використовує показник зносу для опису стану зносу на основі вимірювання лінійної точності, а не тривалих виробувань на зносу. Отримано інформацію про мікротопографію поверхні напрямної. Таким чином, стан зносу напрямної перевіряється за різних умов навантаження, а також перевіряється достовірність використання методу для встановлення експоненціальної моделі зносу напрямної.

Тверді мастила застосовувалися дифузно в багатьох областях. У статтях [27-28] досліджується вплив кожного компонента в композитних твердих мастильних матеріалах на трибологічні характеристики та порівнюється антифрикційний ефект різних видів твердих мастильних матеріалів для вирішення проблеми змащування циліндричних напрямних ковзання. Поверхневі текстури з ямками були виготовлені на поверхнях підшипникової сталі твердотільним лазером. Композитні тверді мастильні матеріали заповнювали мікроямочки продуктами осадження з підтримкою тепла та тиску, що склалися з мастильних елементів. Трибологічні характеристики при терті ковзання для різних типів мастильних матеріалів з різними розмірами зерен оцінювали за допомогою трибометра "кільце на диску. На цій основі ортогональний експеримент із чотирьох факторів і трьох рівнів був розроблений для дослідження впливу різних компонентів твердих мастильних матеріалів на

трибологічні характеристики. Тверді мастила з наночастинками можуть підвищити антифрикційну здатність: коефіцієнт тертя ніж у мікронграфіту, а коефіцієнт тертя нанорозмірного дисульфиду молібдену знижується порівняно з дисульфідом молібдену мікронного розміру. За результатами експерименту оптимальною формулою композитних твердих мастильних матеріалів були нанотрубки графіт: дисульфід молібдену: поліамід: вуглець.

Про покращення трибологічних властивостей шляхом застосування різних текстуровані поверхні повідомили багато дослідників. У цих дослідженнях більшість використовуваних поверхонь були текстуровані лазерами. Однак такий метод текстуровання містить кілька проблем, включаючи теплові ефекти, утворення нагромаджень, можливі форми ямок і нижчу ефективність, ніж механічні методи. Традиційні методи механічного текстуровання також мають деякі проблеми. У дослідженні [29] альтернативний метод розроблено з використанням віброрізання за допомогою алмазного індентора, який вібрує в напрямку глибини з амплітудою десятків мікрон. Нерівності, що утворюються навколо всіх ямок під час текстуровання, можна видалити шляхом додаткового проведення звичайного мікро різання. Проведені випробування на сухе ковзання з використанням сталевих кульок на поверхнях, текстурованих як запропонованими, так і звичайними методами різання для порівняння. Серія результатів ковзного тесту була проаналізована за допомогою коефіцієнту тертя та спостереженням за зношеними поверхнями. В результаті текстурована поверхня отримана з відносно високою щільністю площі (40%) там, де напливи були повністю видалені, показали найнижчий коефіцієнт тертя та зношування. Таким чином, запропонований метод текстуровання може бути рекомендований для створення поверхневих текстур для кращих трибологічних властивостей.

1.3. Триботехнічне спряження «напрямна втулка – клапан» двигуна внутрішнього згорання: сучасні підходи до забезпечення довговічності за критерієм зношування

Клапан двигуна є ключовою деталлю кожного двигуна внутрішнього згоряння та газорозподільного механізму. Клапанний механізм забезпечує злагоджену роботу двигуна, виконуючи такі важливі функції, як своєчасна подача палива в камери згоряння та відведення відпрацьованих вихлопних газів.

Основний принцип роботи клапана полягає у створенні герметичних умов у камері згоряння під час займання паливної суміші. У процесі експлуатації силового агрегату клапани зазнають значних навантажень. Кількість клапанів у двигуні залежить від його конструкції. У сучасних транспортних засобах зазвичай використовують двигуни з чотирма клапанами на циліндр: двома впускними та двома випускними.

Клапани автомобільного двигуна повинні відповідати наступним вимогам:

1. Забезпечувати герметичне з'єднання з сідлом.
2. Бути стійкими до корозії, навіть при попаданні вологи всередину.
3. Мати високу здатність до опору ударним навантаженням і механічним пошкодженням під час експлуатації.
4. Забезпечувати ефективне відведення тепла.
5. Мати малу вагу, щоб не створювати додаткового навантаження на агрегат, і бути міцною та жорсткою деталлю.

Клапанний механізм складається з пружини, виконаної зі сталі, посадкового сідла, втулки і механізму, що відповідає за фіксацію поворотного пристрою. Під час експлуатації силових агрегатів основа випускного механізму підпадає під вплив високих температур до 500-700 градусів.

В результаті зносу напрямної клапана можуть виникнути наступні пошкодження клапанів і проблеми при ущільненні: обгорілі головки клапанів; тріщини у галтелях клапанів; тріщини у канавках для сухарів клапанів; надмірне зношування кінців стрижнів клапанів; зношені з одного боку коромисла; підвищена витрата олії внаслідок зношування ущільнень стрижнів клапанів; зношені або обгорілі кільця сідел клапанів.

При надто великому зазорі або нерівномірному, конічному або трубоподібному зносі напрямні клапанів підлягають заміні. Деформовані напрямні клапанів сильно впливають особливо на клапани діаметром стрижня менше 8 мм. У разі деформації напрямної головка клапана знаходиться поза серединою з одного боку сідла клапана і під дією зусилля пружини клапана затягується в сідло. Через деякий час це може призвести до поломки клапана. Під дією змінного навантаження, що виникає, при вигині клапан ламається на стику стрижня і головки клапана. При використанні клапанів, що приводяться в дію коромислом або балансиrom, деформовані напрямні клапанів стають причиною застосування підвищеної радіальної сили до стрижня клапана. Внаслідок цього клапани ламаються в області канавки для клинів клапанів. Проблема дослідження механізмів зношування деталей клапанного механізму залишається вельми актуальною внаслідок потреби невинного вдосконалення конструкції і підвищення довговічності двигунів внутрішнього згорання. В даній роботі проведений огляд результатів сучасних досліджень зносотійкості деталей клапанного механізму різних двигунів в експлуатаційних та лабораторних режимах функціонування. Огляд проведений за напрямками: аналіз умов експлуатації та несправностей клапанного механізму двигуна внутрішнього згорання, дослідження тертя та зношування деталей клапанного механізму, технології ремонту, відновлення, підвищення зносотійкості клапанів двигуна, моделювання, розрахунки деталей клапанного механізму.

1.3.1. Аналіз умов експлуатації та несправностей клапанного механізму двигуна внутрішнього згорання

Важливим аспектом для аналізу зносотійкості деталей клапанного механізму є умови експлуатації та характер пошкоджень поверхонь деталей пари тертя. Дослідження [31] зосереджено на різних режимах руйнування клапанів двигуна внутрішнього згорання. Закритий клапан навантажується силою пружини і тиском всередині циліндра, який періодично змінюється під

час роботи двигуна і досягає пікового значення порядку 15 МПа. Такий високий тиск усередині циліндра викликає вигин конуса клапана, що призводить до ковзання та неправильного контакту між поверхнею клапана та вставкою сідла, що в кінцевому підсумку призводить до зносу.

Випускні клапани працюють при дуже високих температурах і піддаються циклічним навантаженням. Відмова конічної поверхні клапана в основному викликана пружною та пластичною деформацією та втомою. Шток випускного клапана зазвичай виходить з ладу через перегрів, оскільки температура випускного клапана становить близько 720 °С.

При високому навантаженні множинні тріщини ініціюються, якщо клапани піддаються дії високих температур, і за таких умов експлуатації було б логічно очікувати, що відмова відбудеться протягом кількох мільйонів циклів. Зламаний шток клапана показаний на рис.1.5.

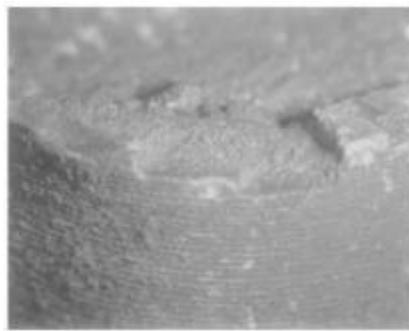


Рисунок 1.5. Край поверхні зламу штока клапана

Значна твердість втрачається через перегрів і відбувається поверхневе окислення та задир на штоку клапана. Від високої температури страждають втомні властивості сплаву. Це є причиною зародження множинних втомних тріщин. Несправні випускні клапани показані на рис. 1.6.

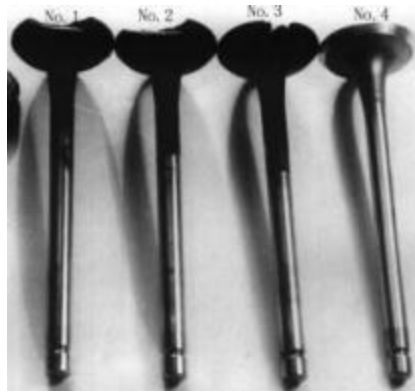


Рисунок 1.6. Загальний вигляд пошкоджень клапанів

Також встановлено, що знос зазвичай виникає на поверхні сідла клапана та на штоку через ковзання всередині напрямної штока. Швидкість зносу зростає зі збільшенням кількості циклів. Відмова внаслідок ерозії-корозії випускних клапанів також є визнаним видом несправності клапанів двигуна внутрішнього згоряння.

У роботі [32] був проведений аналіз відмов випускного клапана дизельного двигуна. Візуальний огляд пошкоджених деталей двигуна показав, що на переломі випускного клапана спостерігаються сліди, характерні для втомного руйнування. Додаткові спостереження за зонами зародження тріщин показали, що походження тріщини не було покрито дефектами матеріалу або продуктами корозії. Для того, щоб пояснити причину передчасного пошкодження клапана, був використаний нелінійний аналіз кінцевих елементів. Результати стрес-аналізу, виконаного для клапана з нагаром, показали, що в штоку клапана виникають високі напруги на вигин.

У автомобіля при пробігу 230 тис. км сталася відмова дизельного двигуна. Пошкоджений 4-циліндровий поршневий двигун з турбонаддувом, втомні поломки випускних клапанів у цьому двигуні відбувалися при значно більшому кілометражі (600–900 тис. км).

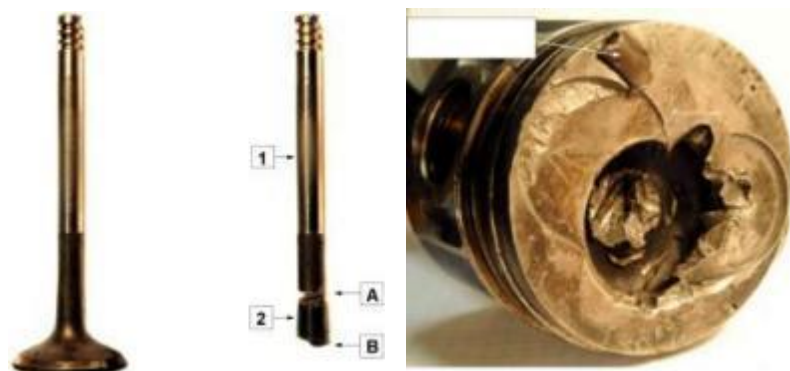


Рисунок 1.7. Вигляд деталей пошкодженого клапана двигуна дизеля

Після поломки двигун був розібраний. У головці двигуна виявлено шматок випускного клапана (деталь № 1, рис. 1.7). Другий шматок пошкодженого клапана (деталь № 2, рис. 2) був вбитий у верхню поверхню поршня. На рис. 3 видно поглиблення, що утворилися після зіткнення зламаної головки клапана з поршнем. Третій шматок пошкоджений клапан (головка) був втрачений під час ремонту двигуна, тому він не показаний. Отже була досліджена проблема руйнування випускного клапана дизельного двигуна. Візуальний огляд пошкодженого клапана показав, що під час роботи двигуна в клапані утворилися втомні тріщини.

Бензинові двигуни з безпосереднім упорскуванням (GDI) мають добре відому схильність до утворення відкладень у впускних клапанах (IVD), незалежно від обслуговування оператора, архітектури двигуна або конфігурації циліндрів [33]. Процес утворення відкладень не достатньо досліджений і не існує стандартизованого випробування двигуна для вивчення впливу змінних складу палива або мастильних матеріалів.

Оскільки паливо впорскується безпосередньо в камеру згоряння, а не у впускний клапан, як у двигунах PFI, більше немає миючої дії палива та миючих присадок, що містять паливо, щоб утримувати впускні клапани від відкладень. Можливі відкладення на впускних клапанах тепер постійно накопичуються з часом, поки не вплинуть на роботу двигуна, часто з катастрофічними наслідками. На рис. 1.8 показана система прямого впорскування палива з положенням паливного інжектора відносно впускного клапана.



Рисунок 1.8. Система прямого впорскування палива

Через відсутність процесу промивання палива, характерного для двигунів з портовим упорскуванням палива, відкладення постійно накопичуються з часом і можуть призвести до погіршення згоряння, нестабільної роботи, залипання клапанів або виходу двигуна з ладу (рис. 1.9). Транспортні засоби, що використовують ці двигуни, часто змушені проходити дороге технічне обслуговування, щоб механічно видалити відкладення, які з часом знову утворюються.



Рисунок 1.9. Відкладення на впускних клапанах

На автомобілі, оснащеному 2,0-літровим турбодвигуном GDI, були вивчені та проаналізовані механізми, що призводять до утворення відкладень. Встановлено, що це комбінація моторного масла, елементів зносу двигуна, незгорілого палива та забруднювачів вихлопних газів. Також було виявлено, що на швидкість накопичення впливають змінні складу моторного мастильного матеріалу. Динамічний розвиток конструкції двигунів внутрішнього згоряння породжує необхідність запровадження стратегій експлуатації на основі інформації про їх технічний стан. У статті [34] проаналізовано проблеми, пов'язані з вібраційною діагностикою клапанного зазору поршневого двигуна

внутрішнього згоряння, значущого з точки зору ефективності та довговічності. Для оцінки клапанного зазору запропоновано методи класифікації. Були проведені та описані експерименти, спрямовані на надання інформації, необхідної для розробки та перевірки запропонованих методів. У проведених дослідженнях вібраційні сигнали отримували від тривісного акселерометра, розташованого в головці блоку циліндрів двигуна.

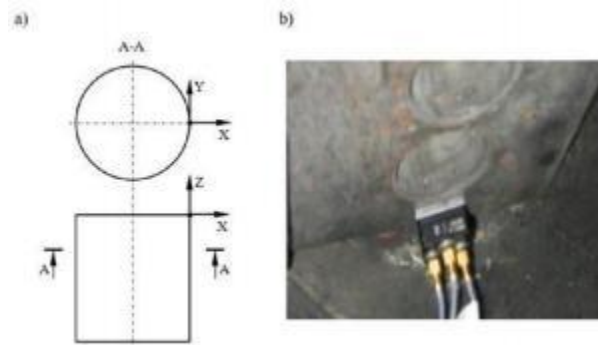


Рисунок 1.10. а)-Орієнтація напрямків вимірювання вібрації на головка блоку циліндрів, б) -вид датчика вібрації, встановленого на головці циліндра

Вибору точки вимірювання вібрації (рис.1.10) передував аналіз конструкції головки блоку циліндрів, дослідження, пов'язані з визначенням впливу зазору клапанів дизельного двигуна на обрані параметри вібрації. Проведено параметризацію отриманого вібраційного сигналу для двигуна, що працює за різних навантажень двигуна, частоти обертання та налаштування клапанного зазору. Параметризація стосувалася особливостей вібраційних сигналів, похідної вібраційного сигналу як функції часу, а також огинаючої цієї похідної. На основі проведених досліджень та аналізів запропоновано методику оцінки клапанного зазору. В роботі [35] розглядались несправності автомобільних клапанів. Зміни мікроструктури клапанів вивчали та аналізували за допомогою скануючого електронного мікроскопа (SEM). Зразки були виготовлені з несправних клапанів двигуна, тоді як нові клапани також були проаналізовані для порівняння. Це було зроблено шляхом аналізу зображень зразків несправних і нових клапанів при достатньому збільшенні. Порівняльний аналіз мікроструктур несправних клапанів і нових клапанів показав, що на розмір зерен і розподіл карбідних частинок по матриці матеріалу впливають умови високої температури.

Мікроструктура матеріалу клапана показує помітні зміни після роботи при високих температурах. Розмір зерен матеріалу також змінюється при високій температурі, що призводить до зниження твердості матеріалу клапана і спричиняє більший знос. У статті [36] представлено аналіз елементів поршневих двигунів внутрішнього згорання, які взаємодіють з камерою згорання. Проведена оцінка стану трибологічних вузлів: шток клапана – напрямна клапана та головка клапана – сідло клапана у випадкових умовах експлуатації. Досліджено зображення зношеності та пошкоджень деталей (рис.1.11).



Рисунок 1.11. Патологічний знос напрямної частини стержня впускного клапана з боку головки

Проводився аналіз цифрових зображень реальних об'єктів за допомогою оптичного мікроскопа та вимірювання макро- та мікрогеометрії. Проведено ідентифікацію основних процесів зношування.

1.3.2. Дослідження тертя та зношування деталей клапанного механізму

В статті [37] запропоновано багатофункціональний пристрій для визначення зносу для вивчення трибологічних характеристик сполучень клапанного механізму двигуна (рис.8). В пристрої використовується механічна система навантаження, яка складається зі спеціального ексцентрикового колеса та дискових пружин, які імітують навантаження від камери згорання двигуна, а також моделюють контактні навантаження елементів клапанного механізму. Випробувальний стенд має три функції для різних досліджень за допомогою спеціально розроблених приладів.

Перша функція спрямована на оцінку взаємодії між поверхнею сідла клапана та вставкою сідла при високих температурах і навантаженнях. Друга

функція використовується для дослідження властивостей тертя та зношування штока клапана та направляючої клапана.

Третя функція призначена для оцінки роботи ущільнень клапанів. Були проведені тестові випробування з використанням запропонованого експериментального комплексу. Встановлено, що механізми зносу, що мають місце в досліджуваних парах тертя, являють собою комбінацію окисного зносу, адгезійного зносу, а також втомного відшаровування.

На рис. 1.13 показані результати аналізу SEM на поверхні клапана. Після випробувань не спостерігалось ознак тріщин або корозійних ямок. Кількісний аналіз за допомогою енергетичної дисперсійної спектроскопії (EDS) проводився на різних ділянках поверхні клапана.

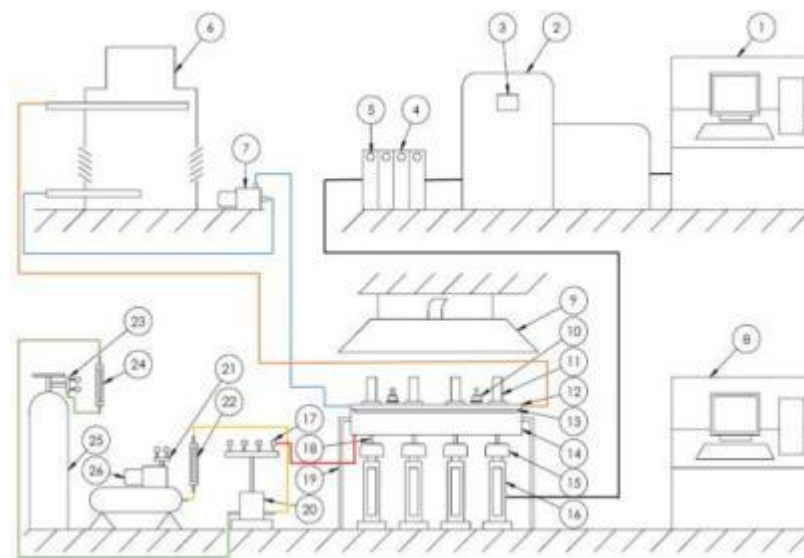


Рисунок 1.12. Експериментальний комплекс випробувань пар тертя клапанного механізму двигуна внутрішнього згорання: 1,8 - гідравлічна система керування, 2- гідравлічний насос, 3- гідравлічна панель керування, 4- тиск масла в гідроаккумуляторній системі, 5- індикатор тиску, 7- система охолодження, 9- витяжна система, 10-роторний клапан, 15- тензодатчики, 16 - гідравлічні приводи, 19- стенд для випробувань тримачів, 20- змішувач газів, 25- балон, 26- компресор

Внаслідок повторних навантажень та високої температури матеріал сідла клапана від'єднався та прилип до поверхні клапана. Це було підтверджено за допомогою мікроскопії коли спостерігався додатковий матеріал, прикріплений до поверхні клапана (рис. 1.13a і 1.13b). На окремих ділянках поверхні клапана зберіглося стелітове покриття (рис. 1.13d і 1.13e).

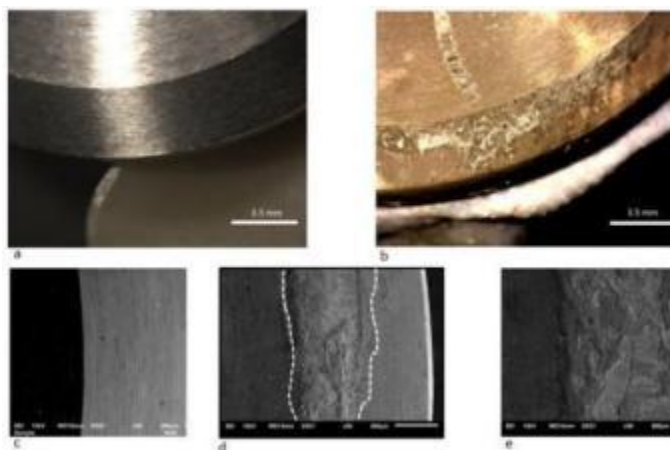


Рисунок 1.13. Мікроскопічний аналіз поверхні клапана до та після випробувань

Легкий клапан часто виготовляється зі сплавів TiAl, а його шток може бути суцільним або порожнистим. Такі клапани можуть мати спряження з напрямними, виготовленими з чавуну або фосфорної бронзи, при різних умовах в зоні контакту. Метою дослідження [38] було вимірювання сили тертя в контактні ковзання між штоком клапана зі сплаву TiAl і його направляючою з фосфорної бронзи за відсутності масла. Навантаження контактної зони періодично змінювалося протягом серії. Під час випробувань було виміряно зміщення та прискорення клапана, а також зусилля під час його удару об сідлоподібну вставку. Крім того, виміряно рівень звуку. Були проведені випробування для різної частоти рушійної сили. Крім того, були проведені дослідження триботестера pin-on-disc з штифтом зі сплаву Ti6Al4V і диском з фосфорної бронзи. Розроблено модель дослідницького стенду для моделювання динаміки вузла обертової пластини зразка матеріалу. Метою таких досліджень було отримання значень коефіцієнта тертя для такої трибологічної/ У статті представлені отримані залежності коефіцієнта тертя від навантаження, швидкості ковзання, тривалості руху зразка матеріалу.

Зростаючі вимоги екологічного законодавства змінюють умови роботи клапанного механізму у важких двигунах. Підвищений тиск, вищі температури та менша кількість сажі, яка може утворювати захисну плівку це основні проблеми в даних механізмах. Три пари клапанів і сідлових вставок клапанів з однаковими матеріальними та конструктивними властивостями, але з різними умовами експлуатації були проаналізовані в роботі [39] для дослідження процесу зношування. Виявлені механізми зносу були комбінацією окислення і адгезійного зносу, який спостерігався у вигляді перенесення матеріалу. На поверхнях зразка були виявлені трибоплівки товщиною від 1 до 5 мкм, що склалися з Ca, O, P, S і Zn. Плівка у всіх випадках захищала поверхню від зносу, але в деяких випадках мала корозійний вплив.

Ефективність роботи клапанного механізму двигуна значною мірою залежить від направляючої клапана. На вибір матеріалу впливає подовжений термін експлуатації двигунів, що сприяє використанню матеріалів для лиття та обробки, таких як чавун. Метою дослідження [40] є вивчення характеристик сухого ковзання чавуну GG25 з добавками міді. Встановлено, що зміни навантаження та швидкості ковзання впливають на характеристики зносу, має першочергове значення. Навантаження змінювалися на 30 Н, 40 Н і 50 Н, зберігаючи постійну швидкість 1 м/с. Далі змінювали швидкості ковзання 0,5 м/с, 1 м/с і 2 м/с, зберігаючи постійне навантаження 30 Н. У ході досліджень також визначали сили тертя та коефіцієнт тертя. Механізми зношування зразків перевіряли за допомогою скануючого електронного мікроскопа в поєднанні з аналізом EDX. Дослідження підкреслює значний вплив нормального навантаження та швидкості ковзання на знос. В умовах помірного навантаження і швидкості вплив нормального навантаження більш істотний. Однак у міру прискорення ковзання воно стає переважаючим фактором. Аналіз сил тертя, а також коефіцієнта тертя показав, що за умов навантаження 30 Н–50 Н коефіцієнт тертя підвищився з 0,238 до 0,43.

Крім проблем зношування прямої клапана одне з найпоширеніших проблем є дослідження зносу сідла клапана, чому дослідники приділяють багато

уваги. В [41] описано експериментальний підхід до вирішення проблем зносу клапана та сідла. Випробувальний стенд містив зразки клапанів і вставних сідел, що імітують навантаження від згоряння і головку циліндра, щоб вивчити вплив удару на закриття клапана без застосування навантаження від згоряння. Стендові випробування дозволяють оцінити вплив змін у конструкції та робочих параметрах з меншими витратами часу ніж при випробуванні двигуна.

Знос клапанів був проблемою для розробників і виробників двигунів протягом багатьох років. Незважаючи на те, що постійно розробляються нові матеріали для клапанів і технології виробництва, ці досягнення випереджають вимоги щодо підвищення продуктивності двигуна. Мета роботи [42] полягала в тому, щоб встановити вплив робочих параметрів двигуна на зношування впускного клапана дизельного двигуна та перевірити матеріали сідла за допомогою тестового обладнання, розробленого для моделювання середовища навантаження та умов контакту. Було показано, що зношування клапана збільшується із завантаженням горіння, швидкістю закриття клапана та зміщенням клапана. Два матеріали з протестованих мають підвищену зносостійкість. Це мартенситно-старіючі сталі та ковкі чавуни. Обидва показали значно вищу зносостійкість, ніж інші протестовані матеріали.

У [43] досліджувався знос посадочних поверхонь впускного клапана та вставки сідла, що впливає на продуктивність двигуна залежно від пробігу (числа циклів). Усі інші параметри, такі як температура (350 °C), паливо (LPG) і навантаження (1960 Н), були зафіксовані. Впускні клапани та вкладиші сідел були використані як зразки для випробувань. Випробування з показали, що середня максимальна шорсткість клапана зростала зі швидкістю 7,76 мкм/106 циклів. Продукти трибохімічної реакції покривали метали клапана та вставки сідла, запобігаючи зносу і включали O, V, S та Al. Механізм зносу клапана та вставки сідла досліджували за допомогою трибохімічної реакції.

Знос сідла клапана двигуна впливає на продуктивність двигуна. Поліпшення якості та терміну служби клапанів є спільною метою як для виробників клапанів, так і для двигунів. Виконуючи випробування на

симуляторі зносу сідла клапана, у роботі [44] було досліджено вплив циклів, навантаження та температури на знос сідла впускного клапана. Температури випробувань коливалися від 180 до 650 °С, кількість циклів змінювалася від 150 000 до 3 420 000, а випробувальні навантаження застосовувалися від 6615 до 24 255 Н. Взаємозв'язок зносу сідла клапана та вставки як функція циклів, навантаження і температури було встановлено експериментально. Було встановлено, що існує залежний від навантаження знос, що передбачає різні механізми, що діють у цих умовах. Більш високі температури призвели до меншого зносу сідла. Було виявлено, що механізми зносу сідла впускного клапана/вставки є складною комбінацією адгезії, деформації зсуву та стирання. Було виявлено, що оксидні плівки, які утворилися під час тестування, відіграють значну роль. Вони можуть запобігти прямому контакту металу з металом і зменшити коефіцієнт тертя і знос.

Зворотно-поступальні випробування кулі на плоскій поверхні були проведені на підготовлених секціях, вирізаних з чавуну, нітриду кремнію та композитних графітових направляючих клапанів у заданому діапазоні температур, нормальних навантажень, швидкостей та умов змащування [45]. Мета полягала в тому, щоб з'ясувати, чи керамічний композит буде створювати мастильну плівку на поверхні та служити самозмащувальним матеріалом. В якості матеріалу контртіла використовувалася нержавіюча сталь типу 440С. Випробування також проводилися з використанням графітового порошку на матричному матеріалі нітриду кремнію, щоб визначити, яка поведінка тертя може спостерігатися в найбільш сприятливому випадку. Дані щодо тертя та зносу в поєднанні з хімічним аналізом поверхні підтвердили, що поточний композит, незважаючи на зносостійкість, не забезпечує жодних переваг щодо змащування перед самим нітридом кремнію.

Полегшені клапани зазвичай використовуються в сучасних двигунах внутрішнього згоряння з кулачковими та безкулачковими приводами. Вони можуть бути виготовлені зі сплавів TiAl і Ti6Al4V. Штоки таких клапанів можуть бути покриті захисним шаром, отриманим азотуванням, хромуванням

або іншим. Стрижні можуть сполучатися з напрямними з чавуну, фосфористої бронзи або берилієвої бронзи. Зчеплення може відбуватися в умовах змішаного тертя з різною часткою мастильного матеріалу. Дослідження клапанного механізму проводилось проводилися в триботестері [46].

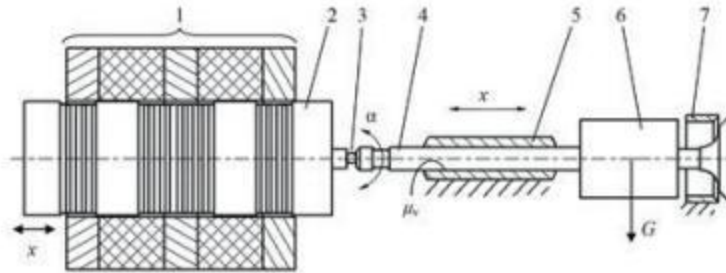


Рисунок 1.14. Модель вузла: 1 – нерухома частина приводу, 2 – рухома котушка, 3 – шарнір, 4 – клапан, 5 – напрямна, 6 – додатковий вантаж, 7 – вкладник сидла

Розроблено модель вузла (рис. 1.14), що складалася з клапана 4 і рухомої котушки 2 приводу і представлений на рис. 3. Переміщення x такої котушки паралельно осі нерухомої частини 1 приводу приймалося рівним зміщенню клапана, отриманому під час його вимірювання в тестері. Таке зміщення обмежується заляганням вставки сидла 7. Клапан навантажується додатковою вагою 6, що викликає силу G , перпендикулярну осі напрямної 5. Клапан також може хитатися на кут α , в межах, обмежених зазором між штоком клапана 4 і його направляючою 5. Таке хитання допускається завдяки наявності сферичного шарніра 3. Досліджуваний клапан приводився в електромагнітний рух для різних ходів і частот клапана. Контакт відбувався за умови відсутності масла. Клапан був навантажений додатковою масою для створення нормальної сили між штоком клапана та його напрямною. Було виміряно прискорення та переміщення клапана, силу удару клапана у вставку сидла, силу тертя між штоком клапана та його напрямною та рівень звуку. Метою досліджень є отримання та порівняння значень коефіцієнта тертя між напрямною з чавуну та штоком клапана з Ti6Al4V для певної кількості ходів клапана та частоти. Досліджувана ніжка може бути непокрита або покрита шаром Cr або

азотуванням. Аналітична модель була розроблена для розрахунку контактного тиску та сили тертя між штоком клапана та його напрямною для умов змішаного тертя, що виникає для вибраного моторного масла та руху клапана відносно його напрямної. В роботі [47] експерименти проводилися з використанням високотемпературної трибологічної випробувальної системи (рис. 11). Для цього експерименту випускний клапан, виготовлений зі сплаву на основі нікелю під назвою Ругomet, був виточений у плоский диск, а зразок штифта був виготовлений зі сплаву на основі Со (Stellite). Штифт мав сферичний кінець із початковим радіусом 9,53 мм, і випробування проводилося при нормальній силі 1710 Н зі швидкістю ковзання 0,1 м/с. Ковзання виконувалося протягом 60 секунд при кожній із наступних температур: 450, 550, 650, 750, 800, 850 ° С.

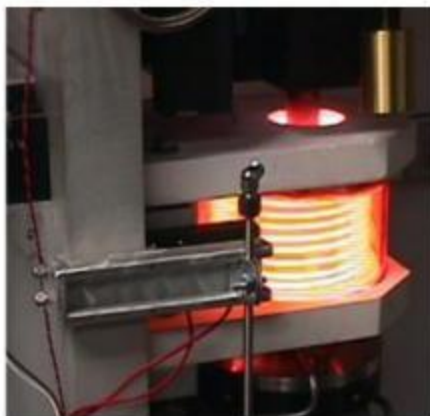


Рисунок 1.15. Високотемпературна система випробування на тертя ковзання та зношування.

Зростаючий попит на більш потужні двигуни внутрішнього згоряння призвів до підвищення температури в камері згоряння. У результаті клапани TiAl були досліджені з метою їх використання в дизельному двигуні внутрішнього згоряння, що працює на природному газі, використовуючи переваги їх низької щільності та високої стійкості до високих температур. У роботі [48] були проведені порівняльні стендові випробування традиційних сталевих клапанів і клапанів TiAl за допомогою спеціально розробленого апарату для перевірки зносу. У порівнянні з традиційними клапанами з жаростійкої сталі (X60, X85), клапани TiAl мають на 50% меншу масу, що

призводить до зниження опорних сил при роботі двигуна. Зі зменшенням інерції руху клапана двигуна можна оптимізувати динамічні характеристики системи клапанного механізму двигуна. Кожна контактна пара клапана та вставки сидла була протестована на 3 мільйони ударних циклів. Порівняно з аустенітними випускними клапанами (X60), випробуваними при 700 °C, клапан TiAl мав кращу зносостійкість, а втрати на знос зменшилися на 24,8%. Переважаючим механізмом зносу вважається комбінація окисного зносу та адгезійного зносу. Однак для впускних клапанів, випробуваних при 400 °C, втрати на знос TiAl-клапана були втричі вищими, ніж мартенситні впускні клапани (X85). Переважний механізм зносу можна визначити як абразивний знос і адгезивний знос (рис. 1.16).

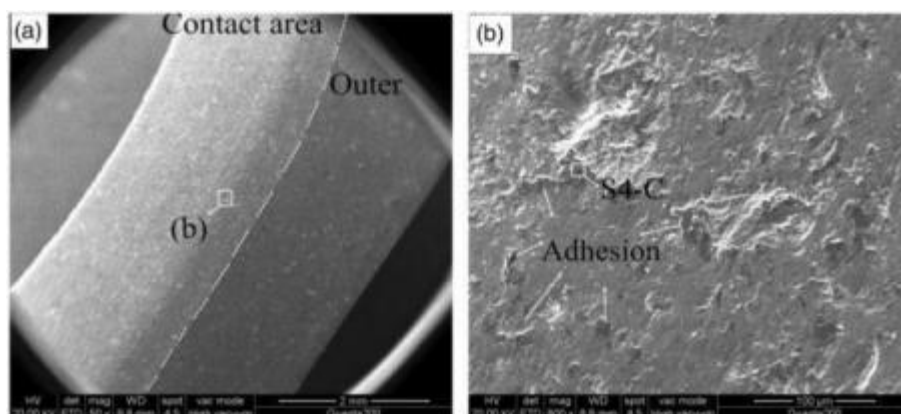


Рисунок 1.16. (a) Зношені поверхні вставки сидла клапана; (b) збільшене зображення зношених поверхонь і тестової зони EDS S4-C.

Таким чином, зроблено висновок, що випускний клапан TiAl є потенційним рішенням для дизеля, що працює на природному газі.

1.3.3. Технології ремонту, відновлення, підвищення зносостійкості клапанів двигуна

В статті [49] представлено результати трибологічних досліджень щодо перспективного способу відновлення та підвищення зносостійкості клапанів двигунів шляхом методу газового азотування. Встановлено, що зі збільшенням часу роботи напрямні втулки вихідних з'єднань зношуються зі зміщенням осі

формоутворюючих поверхонь отвору. Доведено, що нерівномірність зносу отвору втулки визначається дисбалансом діючих сил зі сторони коромисла. Перекоси клапана в поздовжній осі двигуна сприяють зниженню герметичності пар клапанів. Наведено технологічні засоби та методи підвищення якості ремонту, вимірювальні прилади для точного дослідження параметрів деталей та з'єднань клапанної групи. Розроблено метод азотування з установкою для його реалізації, який забезпечує екологічно чистий метод низькотемпературного та високотемпературного загартування, отримання більш глибоких та добре розвинених шарів дифузійної приповерхневої зони.

У двигуні внутрішнього згоряння система клапанів контролює потік газів у камеру згоряння та з неї. Поверхні, що контактують, зазнають важкої трибологічної ситуації з високими температурами, високошвидкісними ударами, корозійним середовищем і високими зусиллями замикання, що спричиняє мікроковзання на межі розділу. Робочі поверхні мають витримувати від сотень мільйонів до мільярда робочих циклів, що призводить до надзвичайних вимог щодо низького рівня зносу. Такі низькі показники зношування можуть бути досягнуті завдяки захисній дії трибоплівок, що утворюються із залишків масла, уникаючи чистого контакту метал-метал. Одним із способів боротьби з випадковою поведінкою може бути сприяння надійній роботі захисних трибоплівок шляхом текстуровання поверхонь ущільнювачів клапанів для покращення захоплення та зберігання мастила [50]. При цьому створюються западини, перпендикулярні ковзанню (рис. 1.17).

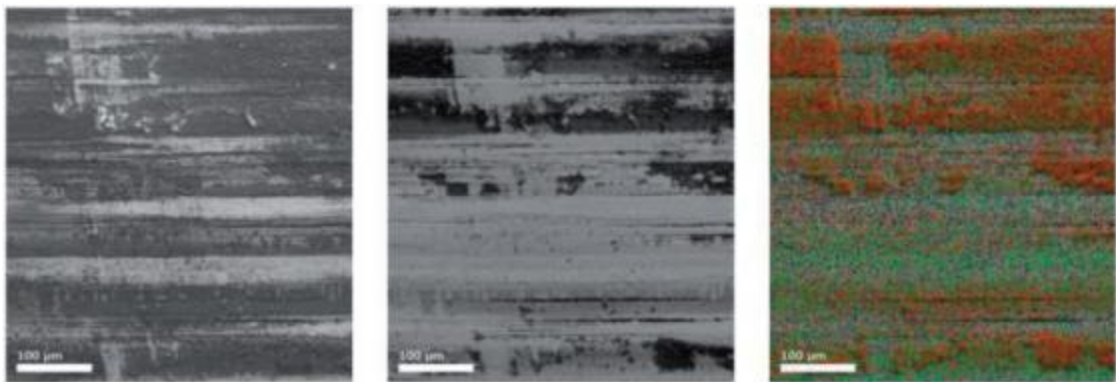


Рисунок 1.17. Зовнішній вигляд текстурованої поверхні клапана після 100 тис. циклів.

Кількість і локалізація трибоплівок стали більш стабільними, ніж без текстури, що призвело до зниження зносу поверхонь. При однаковій ширині глибші западини показали менше відшарування трибоплівки.

Стаття [51] присвячена питанням тертя, змащування та зношування деталей двигуна внутрішнього згорання, удосконалення яких забезпечують важливе підвищення енергоефективності, продуктивності та довговічності систем двигуна внутрішнього згорання. В роботі розглянуто процес зменшення тертя поверхневими текстурами або покриттями. У статті також розглядаються технології інженерії поверхні, такі як алмазоподібні вуглецеві покриття та технологія текстури поверхні. Також надається інформація про методи термічного розпилення, які привели до вдосконалення деталей двигуна. Описано знос поршневого вузла, клапанного механізму, циліндрів, підшипників двигуна. Наведено детальний аналіз механізмів зносу впускного клапана та сідла двигуна внутрішнього згорання. Оскільки інженерія поверхні стає все більш життєздатною альтернативою конструктивним змінам, внесеним для підвищення ефективності двигунів внутрішнього згорання, в роботі [52] були запропоновані та випробувані різні типи покриттів деталей двигунів внутрішнього згорання. Одним із життєво важливих органів є клапани двигуна, які під час роботи зазнають комбінованих термічних, механічних впливів, корозії та зносу, які призводять до сильної корозії та повної поломки. У цій статті були проаналізовані аспекти зносу клапанів, а активні поверхні були покриті за допомогою методу атмосферного плазмового напилення (APS) двома комерційними порошками: Ni-Al та YSZ. Було проведено мікроструктурний аналіз цих шарів, а також спостереження щодо можливості їх використання як термічного бар'єру та антиоксидантних покриттів.

1.3.4. Моделювання, розрахунки деталей клапанного механізму

Виробництво шарів присадок металевих компонентів надає значні можливості для зменшення ваги деталей з метою підвищення паливної

ефективності або продуктивності автомобіля. У статті [53] розглядаються матеріали наповнень щодо зменшення ваги впускних або випускних клапанів двигуна внутрішнього згоряння. Мікрокомп'ютерна томографія (μ-КТ) була використана для зворотного проектування оригінального компонента та оцінки внутрішньої геометрії та цілісності матеріалу клапана (рис. 1.18.).

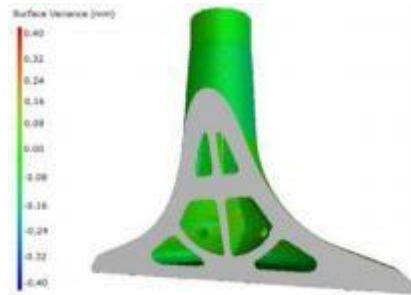


Рисунок 1.18. Результати аналізу конструкції клапана

Клапан був перероблений з використанням аналізу кінцевих елементів (FEA) для вибору легкої зваженої конструкції, яка забезпечує економію ваги на 9,4 г (20%) порівняно з клапаном оригінального обладнання. Було проведено випробування двигуна тривалістю понад 175 000 циклів при частоті від 2000 до 9500 об/хв, після чого μ-комп'ютерна томографія не підтвердила жодних ознак внутрішнього розтріскування, виходу з ладу або значної деформації.

У статті [54] описано концепцію неінвазивного методу діагностики величини зазорів клапанів у двигунах внутрішнього згоряння, заснованого на аналізі сигналів вібрації поверхні двигуна за допомогою штучних нейронних мереж. Застосовність методу була перевірена на одноциліндровому двигуні із запалюванням від стиснення з низьким показником потужності, який мав газорозподільний механізм, що діє опосередковано на клапани, і ручне регулювання зазорів клапанів. Метод використовує в якості діагностичних сигналів показання датчиків вібрації, які фіксують прискорення руху головки двигуна в залежності від кута повороту колінчастого вала, із заздалегідь встановленими значеннями зазорів клапанів, виміряними в холодному стані. З числа зареєстрованих сигналів були ідентифіковані компоненти, що відповідають впливу коромисел на штоки клапанів, і відфільтровані низькі

частоти з метою усунення перешкод вимірювання. Побудовано класифікатор вибраних ознак оброблюваних сигналів з використанням штучних нейронних мереж. Цей класифікатор розпізнає сигнали, що генеруються двигунами з правильним зазором клапанів, а також двигунами з занадто великим і малим зазором клапанів.

У статті [55] проведено дослідження причин пошкодження впускних клапанів двигуна, в ході яких головки впускних клапанів були перегріті і деформовані в результаті повзучості матеріалу. На прикладі несправності, виявленої в аналізованому двигуні, встановлено, що традиційно відомі причини, такі як збій процесу згоряння, не можуть викликати описаних пошкоджень. З метою визначення реальних причин пошкодження впускних клапанів авторами змодельовано тепловий стан впускного клапана в умовах охолодження з впливом газу в балоні і впливом повітря у впускному трубопроводі, а також контактний теплообмін з сідлом з урахуванням теплопровідності по штоку. Проведені розрахунки показали, що зі збільшенням частоти обертання вихід з ладу системи управління призводить до підвищення температури вище, ніж рекомендовано для використовуваних матеріалів. На основі проведених досліджень авторами розроблено рекомендації щодо підвищення надійності роботи впускних клапанів зі змінними фазами газорозподілу.

В [56] запропоновано методологію аналізу зносу клапанів двигунів внутрішнього згоряння, яка є результатом комбінованого використання чисельних та експериментальних методів. Чисельні рішення отримані за допомогою спеціалізованого методу кінцевих елементів, де алгоритм контакту розчину використовується для моделювання гнучкого-гнучкого контакту разом із законом зношування адгезиву. Експериментальні результати отримані на установці для випробувань на знос, спеціально розробленій для оцінки параметрів зносу в умовах роботи клапана. Було виявлено хорошу узгодженість між експериментальними профілями зношення та чисельними розрахунками зношування на контактних поверхнях.

В роботі [57] було проведено підвищення надійності двигуна за допомогою композитів Al-Sic для направляючих клапанів двигуна. Алюмінієві матричні композити виявилися найбільш придатними для автомобільної промисловості. Аналіз кінцевих елементів композиту Al-Sic із титановим сплавом (Ti-834), мідно-нікелевими кремнієвими сплавами (CuNi3Si) і алюмінієвим бронзовим сплавом як альтернативним матеріалом для направляючої клапана двигуна проводився за допомогою програмного забезпечення Ansys 13.0. Метод скінченних елементів є одним із найбільш широко використовуваних методів для аналізу характеристик механічного навантаження в сучасних інженерних компонентах. Модель направляючого клапана була змодельована, як показано на рис. 1.19. Для виконання аналізу над направляючим клапаном побудована кінцево-елементна модель.

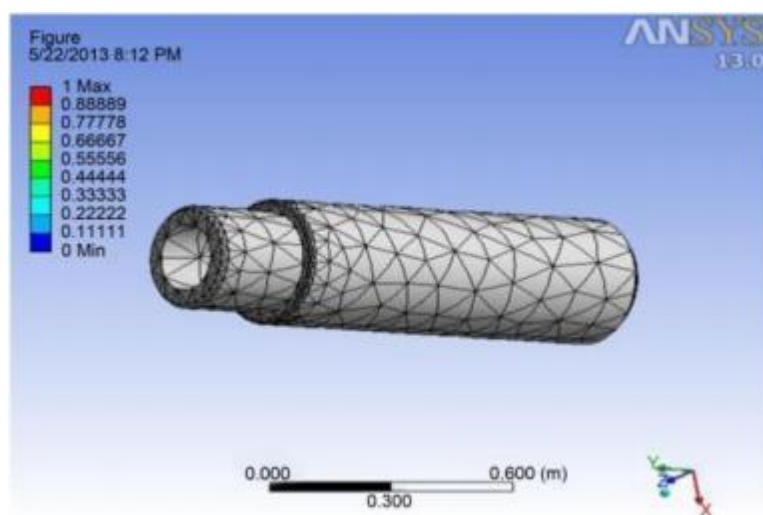


Рисунок 1.19. Кінцево-елементна модель напрямної втулки

Проведено аналіз напружень напрямної клапана двигуна при різних тисках і температурах. Тиск приймається від 10 МПа до 100 МПа з різними температурами від 600°C до 650°C. Було виявлено, що напруження були значно нижчими за допустимі для всіх матеріалів, але композити Al-Sic визнані найбільш оптимальними.

У дизельних двигунах контакт сідла клапана є одним із небагатьох незмащених контактів, які піддаються значному погіршенню. Це погіршення підтверджується видаленням матеріалу на впускному клапані. Знос може

призвести до витоку газу та поломки двигуна. Метою роботи [58] було визначення основних параметрів, що впливають на цей знос. Підхід ґрунтувався на трибологічному триплеті та матеріальних потоках у межах контакту, використовуючи як чисельний, так і експериментальний підходи. Динамічна модель і стенд для випробування клапанного механізму показали, що потоки зносу можуть бути активовані архітектурою системи відкриття клапана. Отже, обмеження цих потоків може бути досягнуто шляхом контролю геометрії системи без зміни властивостей матеріалів. Таким же чином кінцево-елементна модель локальної реакції контакту сідло-клапан підкреслила вплив «локальної» геометрії контакту. Випробування, проведені на двигуні та на спеціально адаптованому випробувальному стенді, завершили розуміння механізмів деградації та зносу. Морфологічна інтерпретація зношених поверхонь з точки зору матеріальних потоків дозволила зрозуміти етапи нарощування захисного шару. Як відмічено в роботі [59] впускні та випускні клапани є важливими компонентами двигуна, які використовуються для контролю потоку впускних і вихлопних газів у двигунах внутрішнього згоряння. Вони використовуються для ущільнення робочого простору всередині циліндрів і відкриваються та закриваються за допомогою клапанного механізму. Ці клапани навантажуються силами пружини і піддаються термічному навантаженню через високу температура і тиск всередині циліндра. Статичний і термічний аналіз виконувався на клапані (рис. 1.20) змінюючи два матеріали при 5000 циклах.

Стрімке загострення екологічного законодавства протягом останніх десятиліть змусило виробників двигунів радикально модифікувати конструкцію деталей газорозподільного механізму.

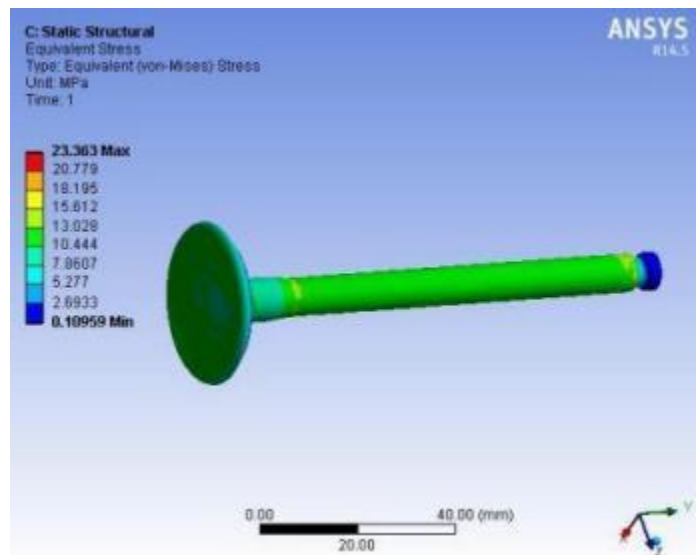


Рисунок 1.20. Статичний аналіз клапанного механізму

В роботах [60-61] було показано, що ковзання в ділянці ущільнення клапана є однією з основних причин зносу. Очікується, що знос ковзання відіграватиме ще важливішу роль у сучасних двигунах.

Наведені експериментальні дані, отримані за допомогою спеціальної методики на випробувальному стенді. Експериментальні дані доповнюються FEM-моделюванням. Моделювання передбачає перевірку поведінки ковзання на ділянці ущільнення клапана на випробувальному стенді та дослідження того, як різні параметри впливають на довжину ковзання. Ці параметри включають тиск згоряння, кут контакту, довжину контакту, товщину головки клапана, коефіцієнт тертя, знос при припрацюванні та зміну модуля пружності через коливання температури.

1.4 Висновки до першого розділу

1. В результаті зносу прямої клапана можуть виникнути наступні пошкодження клапанів і проблеми при ущільненні: обгорілі головки клапанів; тріщини у галтелях клапанів; тріщини у канавках для сухарів клапанів; надмірне зношування кінців стрижнів клапанів; зношені з одного боку коромисла; підвищена витрата олії внаслідок зношування ущільнень стрижнів клапанів; зношені або обгорілі кільця сідел клапанів.

2. Ефективність роботи клапанного механізму двигуна значною мірою залежить від зносостійкості направляючої клапана. Проблема дослідження механізмів зношування деталей клапанного механізму залишається вельми актуальною внаслідок потреби невинного вдосконалення конструкції і підвищення довговічності двигунів внутрішнього згорання. Крім проблем зношування напрямної клапана одне з найпоширеніших проблем є дослідження зносу сідла клапана, чому дослідники приділяють багато уваги.

3. Технологічні методи інженерії поверхні стають все більш життєздатною альтернативою конструктивним змінам, внесеним для підвищення ефективності двигунів внутрішнього згорання, в тому числі для деталей клапанного механізму. Для подовження довговічності клапанів і напрямних втулок використовують різноманітні сучасні технології підвищення зносостійкості, відновлення зношеного шару, забезпечення надійного змащування у різних умовах експлуатації.

4. Для аналізу і прогнозування довговічності вузлів тертя деталей клапанного механізму широко використовують розрахункові оцінки конструктивних характеристик механізму, напруженого і теплового стану. Переважне місце при цьому займають чисельні методи, зокрема метод скінчених елементів.

1.5 Задачі дослідження

1. Провести аналіз сучасних підходів до підвищення зносостійкості та мастильної здатності циліндричних напрямних ковзання шляхом створення ефективних маслоутримувальних профілів на робочих поверхнях з використанням сучасних зміцнювальних технологій.

2. Шляхом вирішення зносоконтактних задач отримати розрахункові залежність зносу від шляху тертя для оцінку зносостійкості напрямних ковзання з профільними маслоутримувальними канавками рівної і змінної глибини.

3. Для циліндричних напрямних ковзання при наявності перекосу осей

циліндрів отримати аналітичний розв'язок для визначення параметрів контакту: тиску, переміщень в контакт, кута контакту.

4. На основі скінчено-елементної моделі спряження «клапан-напрямна» провести аналіз впливу визначальних трибологічних факторів: швидкості ковзання в контакт, кута перекосу, коефіцієнту тертя на контактні напруження для деталей пари тертя в процесі контактної взаємодії.

5. Запропонувати спеціальний інструмент і технологію отримання маслоутримувального профілю на внутрішній поверхні прямої клапана для підвищення зносостійкості і мастильної здатності пари «клапан-напрямна».

6. На основі комп'ютерної моделі проаналізувати вплив зміни геометрії з мастильними канавками прямої на показники максимальних і середніх напружень та показників довговічності за критерієм зносу.

7. Визначити оптимальні технологічні параметри зміцнення штоку прямої клапанного механізму шляхом плазмового напилення та довести її ефективність на основі експериментальних металографічних та трибологічних досліджень.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЯ І ПРОГРАММА ДОСЛІДЖЕНЬ ЗНОСОСТІЙКОСТІ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ

2.1 Загальна методика дослідження

Вирішення поставлених задач ґрунтується на загальному аналізі теоретичних та експериментальних досліджень для визначення оптимальних параметрів поверхонь напрямних ковзання машин, що покращують їх функціональні властивості, а також прогресивних технологій їх формування. Оскільки процес створення маслорозподільної поверхні є багатofакторним, а також вимагає комплексної оцінки функціональних властивостей сформованої поверхні, доцільно розділити задачу на кілька етапів. Це дозволяє представити процес у вигляді функціональної залежності вхідних і вихідних параметрів.

Визначення режимів формування та раціональних параметрів поверхні за триботехнічними показниками поділяється на часткові задачі, які виділені в окремі етапи. Методологія вирішення кожної часткової задачі на кожному етапі включає як теоретичні, так і експериментальні методи дослідження. Для кожного етапу визначається математична модель, що описує залежність вихідної величини від факторів впливу. Це дозволить, керуючи фізичними характеристиками трибосистеми, розробити алгоритм формування поверхонь пар тертя з заданою експлуатаційною якістю. На основі методів формалізації, моделювання, оцінки та прогнозування розробляються математичні моделі та методи для аналітичного дослідження і розрахунків.

Для експериментального дослідження розроблена методика експерименту, схема якої приведена на рис. 2.1. На I етапі досліджень з застосуванням методів інженерії поверхні визначені технологічні основи формування РМР робочих поверхонь деталей. На II етапі досліджень визначена область допустимих параметрів РМР поверхні, які забезпечують поліпшення експлуатаційних характеристик приладів. Для оцінки впливу параметрів поверхні тертя на

мастилоємність, коефіцієнт тертя і інтенсивність зношування на етапах III - V вибрано спосіб дослідження тертя в одному напрямку за схемою «вал-втулка» з використанням як стандартизованих методів трибологічного дослідження, так і сучасних методів. Передбачені властивості моделі на II етапі оцінюються порівнянням з експериментальними даними дослідів III, IV і V етапів. Контроль та визначення параметрів зразків-об'єктів дослідження на всіх етапах проводиться за методиками на основі стандартизованих методів вимірювань: контролю лінійних розмірів та відхилення від форми, оцінки твердості поверхні, визначення параметрів шорсткості. Для визначення коефіцієнту тертя та інтенсивності зношування на етапах IV і V розроблені методики вимірювання моменту тертя на базі методу дослідження моменту кручення валів на основі магніто-пружного торсіометра, та розрахунку інтенсивності зношування по глибині лунки зношування.

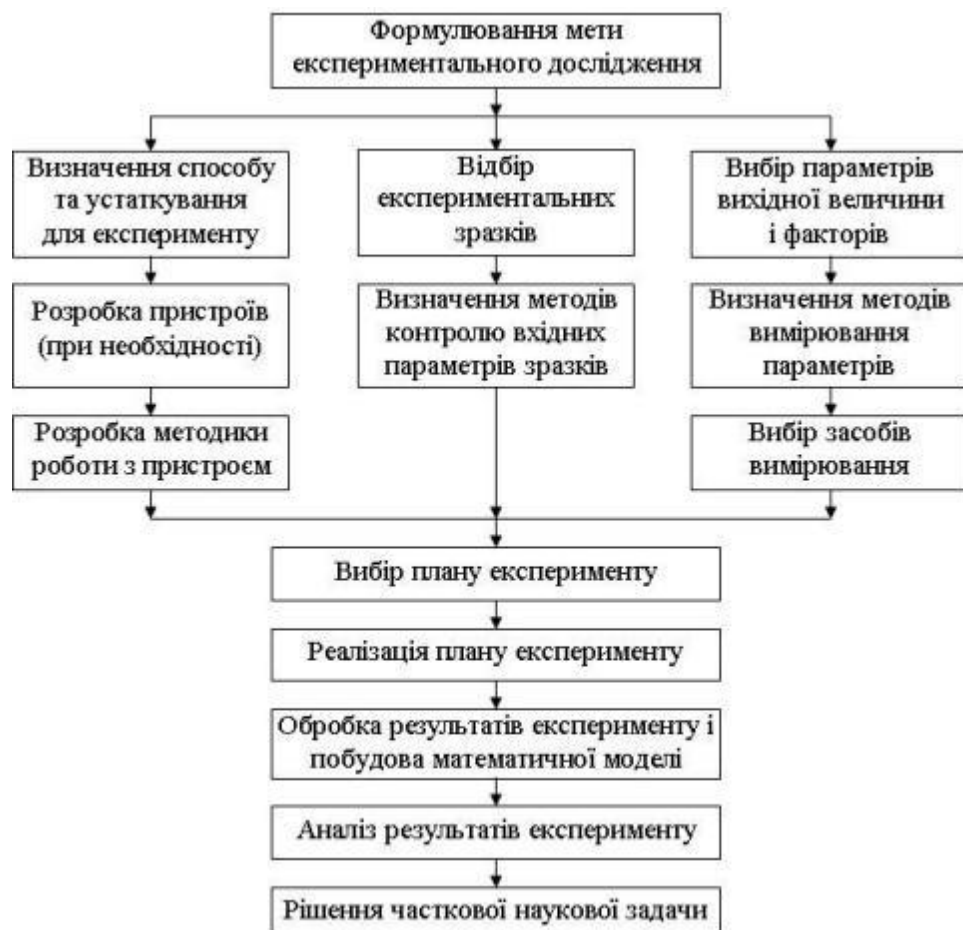


Рисунок 2.1 Структурна схема методики експериментального дослідження окремого етапу

2.2 Характеристика досліджуваних матеріалів

Як базовий об'єкт дослідження в даній роботі прийняте сполучення «клапан-напрямна» двигуна внутрішнього згорання.

Стрижень клапана піддається циклічним навантаженням, які розтягують пружини, а його поверхня зазнає сильного впливу тертя, в той час як торець стрижня піддається інтенсивним контактним навантаженням. Тому до клапанів висуваються суворі технічні та якісні вимоги. Більшість впускних клапанів виготовляється зі сталі 4X9C2, 40X, 40XH, а випускні клапани з нержавіючих сталей марок 40X10C2M, 30X14H7C2. В запропонованій дослідницькій роботі для виготовлення впускних і випускних клапанів легкового автомобіля рекомендується використовувати сталі 40X та 40XH відповідно.

Термообробка впускного клапана включає загартування в маслі при температурі 860-880°C та відпуску при 610-640°C з додатковим дифузійним хромуванням стрижня клапана. Для випускного клапана застосовують загартування при 1030-1150°C, відпуск при 710-750°C та хромосилікування. Ці технологічні процеси є економічно вигідними і дозволяють досягти необхідних властивостей. Хімічний склад і механічні властивості вказаних сталей наведені в табл. 2.1-2.4.

Таблиця 2.1

Хімічний склад у % матеріалу 40X ГОСТ 4543-71 (ДСТУ7806:2015)

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu
0.36 – 0.44	0.17 – 0.37	0.5 – 0.8	до 0.3	до 0.035	до 0.035	0.8 – 1.1	до 0.3

Збільшене зношування напрямних втулок клапанів може бути проблемою для розподільчих валів з великим підйомом клапанів. Навіть якщо двигун оснащується більш «спокійним» розподільчим валом, знос напрямних втулок може залишатися проблемою. Коли зазор у напрямній втулці збільшується, клапани можуть розташовуватися на сідлі нерівномірно і утворюватися виток, що призведе до «витік» потужності з камери згорання.

Таблиця 2.2

Механічні властивості при $T=20^{\circ}\text{C}$ матеріалу 40Х

Сортамент	Розмір	Напр.	σ_B	σ_T	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж/м ²	-
Прутки, ДСТУ 4543-71	Ø 25		980	785	10	45	590	Гартування 860°C, масло, відпуск 500°C, вода,

Таблиця 2.3

Хімічний склад у % матеріалу 40ХН ГОСТ 4543-71 (ДСТУ7806:2015)

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu
0.36 – 0.44	0.17 – 0.37	0.5 – 0.8	1 – 1.4	до 0.035	до 0.035	0.45 – 0.75	до 0.3

Таблиця 2.4

Механічні властивості при $T=20^{\circ}\text{C}$ матеріалу 40ХН.

Сортамент	Розмір	Напр.	σ_B	σ_T	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж/м ²	-
Прутки, ДСТУ 4543-71	Ø 25		980	785	11	45	690	Гартування та відпуск

Зношені втулки можуть призвести до потрапляння масла в циліндри. Коли масло змішується з робочою сумішшю, воно знижує октанове число палива і паливо, що знаходиться в камері згоряння, буде вже нижче за октановим числом, забруднення олією збільшить шанс виникнення детонації, особливо при високих ступенях стиснення. Найкращою профілактикою зносу напрямних втулок буде встановлення бронзових направляючих втулок або бронзових вставок.

Для виготовлення напрямних клапанів використовується матеріал- бронза. Бронза має відмінні характеристики протистояння зношуванню та допускає роботу з малими зазорами. На додаток до цього сама бронза має покращені характеристики тепловіддачі в порівнянні з чавуном. Таким чином, коли

використовуються бронзові напрямні втулки, від клапанів відводиться більше тепла до системи охолодження. В табл. 2.5-2.8 наведений хімічний склад і механічні властивості матеріалів для напрямних клапанів.

Таблиця 2.5

Хімічний склад у % матеріалу БрО5Ц5С5 ГОСТ 613 – 79 (ДСТУ 3474-96)

Fe	Si	P	Al	Cu	Pb	Zn	Sb	Sn	Домішок
до 0.4	до 0.05	до 0.1	до 0.05	80.7 – 88	4 - 6	4 - 6	до 0.5	4 - 6	всього 1.3

Примітка: Cu – основа; процентний вміст Cu дано приблизно

Таблиця 2.6

Механічні властивості при T=20°C матеріалу БрО5Ц5С5.

Сортамент	σ_B	σ_T	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	МПа	МПа	%	%	кДж/м ²	-
Пруток, ДСТУ 24301-93	200-240		15-20			

Таблиця 2.7

Хімічний склад у % матеріалу БрАЖ9-4 ГОСТ 18175-78

Fe	Si	Mn	P	Al	Cu	Pb	Zn	Sn
2 - 4	0.1	0.5	0.01	8 - 10	84.3 - 90	0.01	1	до 0.1

Примітка: Cu – основа; процентний зміст Cu дано приблизно

Таблиця 2.8

Механічні властивості при T=20°C матеріалу БрАЖ9-4.

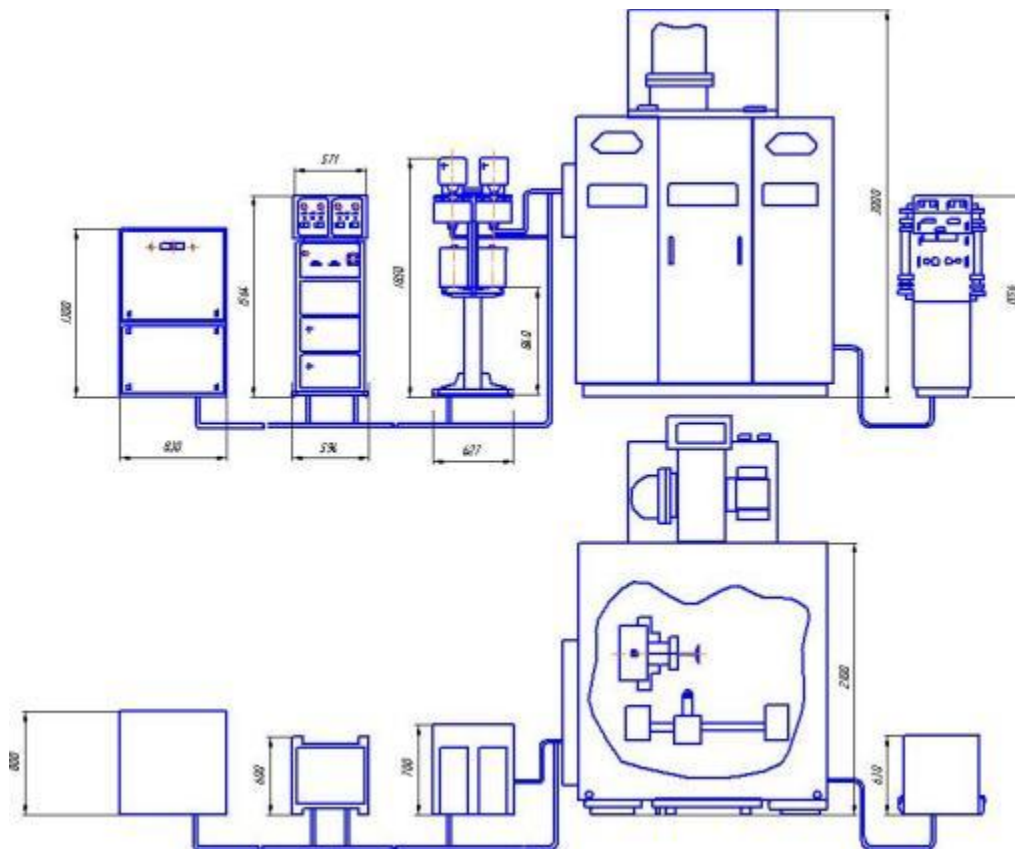
Сортамент	Розмір	Напр.	σ_B	σ_T	δ_5	ψ	KCU	Термообр.
-	мм	-	МПа	МПа	%	%	кДж/м ²	-
Пруток, ДСТУ 1628-78			540		15			

2.3 Технологічні основи формування зміцненої поверхні деталей

Впровадження у підприємства сучасних технологічних процесів по формуванню функціональних поверхонь деталей пар тертя, що забезпечать

високі і стабільні показники експлуатаційних характеристик, підвищать надійність і безвідмовність приладів, потребує науково-обґрунтованих розробок і рекомендацій по їх застосуванню на практиці.

Виконання процесу плазмового напилення забезпечується відповідним обладнанням. Це може бути окремий інструмент (наприклад, пальники) або цілі установки (модулі), які виконують конкретні операції. Наприклад, комплекс для плазмового напилення на базі установки «К-7» забезпечує транспортування порошку до плазмотрона, живлення плазмотрона електричним струмом, нагрівання й прискорення часток напилення за допомогою плазмотрона, а також переміщення й обертання деталей.



1 - генератор живлення; 2- панель управління; 3 - живитель порошкових матеріалів; 4- камера напилення; 5- панель управління камерою напилення.

Рисунок 2.2 – Комплекс для напилення на базі установки «К-7»

Цей комплекс включає: установку для плазмового напилення, механізми кріплення, переміщення плазмотрона та обертання деталей, систему вентиляції для видалення газів і пилу, звукоізолюючий скафандр виробництва ХКП

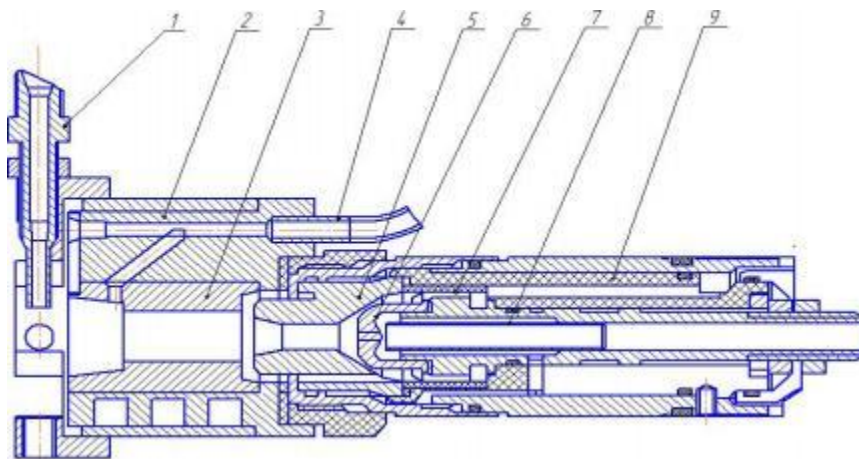
«Електротранс» (м. Хмельницький). Установа для газотермічного нанесення покриттів складається з: розпилювача, механізму подачі матеріалу (дріт, порошок, стержні або гнучкий шнур), джерела енергопостачання, системи подачі розпилювального газу, пульта керування, камери напилення. На рис. 2.2 наведена функціональна схема комплексу для газотермічного напилення на базі установки «К-7».

Таблиця 2.9

Технічні можливості для плазмового напилення на основі установки «К-7»

Характеристики		
Розмір циліндричних деталей, мм:	довжина	1300
	діаметр	500
Маса деталей, кг, не більше		160
Швидкість руху плазмотрона, м/с		0,003...0,16
Вздовж вісі шпинделя		-
Поперек вісі шпинделя		-
Частота обертів шпинделя, об/хв.		6...300

В даному випадку на установці був встановлений плазмотрон П1УН-1 який зображено на рис. 2.3.



1 – подача матеріалу; 2 – анодний блок; 3 – електрод; 4 – блок подавання порошку; 5 – діелектрична вставка; 6 – катод; 7 – живильник газу; 8 - диффлектор; 9 – запобіжник.

Рисунок 2.3 – Плазмотрон П1УН-1

Плазмотрон ПУН–1 оснащений катодним вузлом, який є уніфікованим із серійними плазмотронами для повітряно-плазмового різання та має змінний термохімічний катод, що також виготовляється серійно. Дуговий канал може бути складеним або суцільним. Перший варіант дозволяє легко змінювати формуюче сопло без необхідності розбирання плазмотрона, тоді як другий варіант забезпечує безпосередній контакт з водою охолодження по всій поверхні вихідного електрода. Стійкість електродного вузла у другому варіанті збільшується в 2-4 рази.

Охолодження катодного вузла і вузла МЕВ у розпилювачі П1УН–1 є послідовним. Анодний вузол має незалежну систему охолодження з великим перерізом водяних каналів. У П1УН-1 використовується вихрове подавання плазмоутворювального газу через систему аксіально-тангенціальних каналів. Частина газу відбирається з дугової камери та через отвори в тілі МЕВ подається у зазор між МЕВ і анодом. Це здійснюється через апарат для вентиляції зазору і пригнічення попереднього закручування основного плазмоутворювального газу.

Таблиця 2.10

Технічні характеристики плазмотрону ПУН-1.

№	Параметри	Значення
1.	Потужність плазмотрона, кВт	≤ 80
2.	Робочий струм, А	150...300
3.	Робочий газ	Повітря, природний газ, пропан, бутан
4.	Витрата плазмо утворювального газу, м³/год	0,1...2

2.4 Методика випробувань на зношування

Підвищення зносостійкості та надійності деталей забезпечується завдяки технологіям і вдосконаленим методикам, які використовуються для вивчення та

аналізу властивостей покриттів. Методика випробувань на зношування та вибір обладнання залежали від складу напилюваних матеріалів та можливостей реалізації методики. Випробування на зносостійкість покриття, нанесеного плазмовим методом із використанням самофлюсівних порошків (ПГ-10Н-01), проводились на машині тертя СМЦ-2 (рис. 2.4).



Рисунок 2.4 – Машина тертя СМЦ-2

Машина тертя СМЦ-2 працює в умовах сухого тертя металу по металу та використовується для випробування матеріалів на зношення, а також для визначення їх фрикційних властивостей. Ця машина оснащена пристосуванням для калібрування її силових систем. Спеціальні камери, що входять до складу СМЦ-2, призначені для проведення випробувань у рідких середовищах.

Таблиця 2.11

Технічні характеристики СМЦ-2 [19]

Найменування параметра	Норма
Частота обертання контргіла, об/хв	300, 500, 1000
Коефіцієнт проковзування, %	0, 10, 15, 20
Діапазон зміни моменту тертя, Н.м	1,5...15
Діапазон вимірювання навантаження, Н	200 - 2000

Експериментальні випробування проводились за допомогою кінематичної схеми пари тертя «зразок-контргіло», що зображена на рис. 2.8. Зразок, на який

було заздалегідь нанесено покриття, нерухомо закріплювався на консольній балці в каретці з зажимами. Один кінець балки був закріплений на машині тертя, а на інший кінець навісили ваги. Таким чином навантаження на зразок становило $P = 59 \text{ кН}$, швидкість тертя $V = 0,9 \text{ м/с}$; температура випробувань $T = 70 \pm 30^\circ\text{C}$, часова база випробувань на тертя складала 30 хв, а також загальний час випробувань склав 4 години.

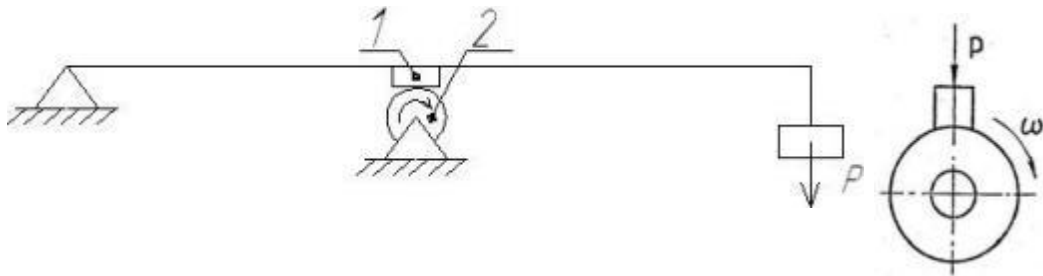


Рисунок 2.5 – Важель і вигляд установки: 1 - колодка, 2 - контртіло, P - зусилля

Загартований сталевий диск, який використовувався як контртіло, виготовлений зі сталі У8 з твердістю 49 HRC. Зовнішній діаметр диска становить ($D = 35 \text{ {мм}}$), внутрішній діаметр (посадочний отвір) ($d = 12 \text{ {мм}}$), ширина диска ($b = 8 \text{ {мм}}$). Биття зовнішньої поверхні щодо осі і торцеве биття не перевищували 0,01 мм.

2.5 Методологія моделювання та оптимізації характеристик трибологічних процесів методом планування факторного експерименту

Задачу планування експерименту можна сформулювати так: потрібно отримати уявлення про поверхню відгуку факторів, яку можна представити у вигляді функції або математичної моделі [62, 63]. Ця модель потрібна для визначення напрямку градієнта, тобто напрямку, рухаючись яким, параметр оптимізації зростає швидше, ніж у будь-якому іншому напрямку. Передбачається, що функція відгуку є безперервною і має не більше одного екстремуму. За таких умов можливе застосування оптимізаційної процедури, яка базується на покроковому підході: на основі експериментальних даних створюється математична модель для оцінки градієнта, після чого проводяться нові дослідження у визначеному напрямку.

Дослідження процесу зазвичай проводяться за умов часткової невідомості механізму явищ. Точність, з якою степеневий ряд описує процес, залежить від його порядку (ступеня). Використання полінома для представлення невідомої функції відгуку є найбільш зручним підходом. Щоб зменшити кількість експериментів на початковій стадії досліджень, використовують поліном першого ступеня. Така модель добре визначає напрямок, що забезпечує покращення параметра оптимізації. Повним факторним експериментом називається експеримент, що охоплює всі можливі комбінації рівнів незалежних факторів, кожен із яких варіюється на двох рівнях. Використовуючи кодовані значення факторів, умови експерименту можна представити у вигляді таблиці або матриці планування експерименту, де ряди відповідають різним дослідом, а стовпці — значенням факторів. Приклад матриці планування наведено в таблиці 2.12. Сформулюємо задачу визначення залежності мікротвердості зміцненої зони від таких технологічних параметрів плазмового напилення, як сила струму, відстань напилення та витрати порошку. Як математичну модель використовується функція:

$$M\{y\} = b_0 + b_1\tilde{x}_1 + b_2\tilde{x}_2 + b_3\tilde{x}_3 + b_4\tilde{x}_1\tilde{x}_2 + b_5\tilde{x}_1\tilde{x}_3 + b_6\tilde{x}_2\tilde{x}_3 + b_7\tilde{x}_1\tilde{x}_2\tilde{x}_3. \quad (2.3)$$

Таблиця 2.12

Матриця планування

x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_3x_2	$x_1x_2x_3$
+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1
+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1
+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1

Для оцінки коефіцієнтів рівняння використовується повний факторний експеримент. У даному випадку мікротвердість зміцненої зони приймається як оптимізований фактор. Основною метою проведення повного факторного експерименту є визначення залежності мікротвердості зміцненої зони від технологічних параметрів. Перевірка однорідності дисперсій здійснюється із застосуванням статистичних критеріїв Фішера. Проте використання цього критерію для кількості дисперсій більше двох є неефективним, оскільки в розрахунках враховуються лише найбільша і найменша дисперсії. Значущість кожного коефіцієнта моделі перевіряється за критерієм Стюдента. Після проведення цієї перевірки математична модель визначається у вигляді рівняння, яке включає лише значущі коефіцієнти.

Гіпотеза про адекватність моделі оцінюється шляхом аналізу відхилень, що обумовлені рівнянням регресії, від експериментальних даних у різних точках факторного простору. Розсіювання експериментальних даних щодо моделі апроксимації оцінюється за допомогою залишкової дисперсії або дисперсії адекватності. Перевірка адекватності моделі включає визначення співвідношення між дисперсією адекватності та дисперсією відтворюваності. Для цього використовується критерій Фішера. Якщо деякі коефіцієнти регресії виявляються незначущими або можуть бути знехтувані, а також якщо потрібно підтвердити доцільність лінійної апроксимації в заданому інтервалі варіювання, то кількість членів рівняння стає меншою, ніж кількість точок експериментального плану. У цьому випадку залишаються ступені вільності для перевірки гіпотези про адекватність моделі.

2.6 Методика досліджень фізико-механічних властивостей зміцненого поверхневого шару

2.6.1 Методика мікро структурних досліджень

Електронномікроскопічні дослідження матеріалів проводили за допомогою скануючого електронного мікроскопа ZEISS EVO 40XVP з системою рентгенівського мікроаналізу INCA Energy.

На рисунку 2.6 зображена схема скануючого електронного мікроскопа (СЕМ). Основні компоненти пристрою:

Електронна пушка (1...3) – генерує електрони. Електронно-оптична система (4...10) – формує електронний зонд та забезпечує його сканування по поверхні зразка (12). Система формування зображення (11...17) – відповідає за отримання та обробку зображення. СЕМ оснащений вакуумною камерою для підтримання необхідного вакууму в робочій зоні. До складу мікроскопа також входять механічні вузли (шлюзи, гоніометричний стіл тощо), які забезпечують встановлення та переміщення зразка. Електронна гармата складається з трьох основних компонентів: катода (1), циліндра Венельта (2) та анода (3). Як катод використовується V-подібна вольфрамова спіраль, яка при нагріванні прямим пропусканням струму здійснює термоемісію електронів. Електрони прискорюються під дією напруги, прикладеної між катодом і анодом.

Котушки підключені до генератора (16), що забезпечує синхронний рух електронного зонда по поверхні зразка та електронного променя на екрані електронно-променевої трубки (15).

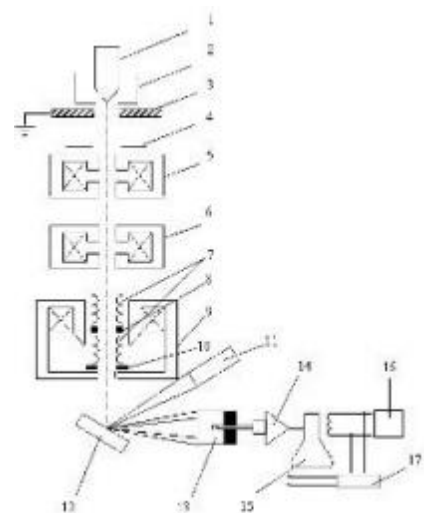


Рисунок 2.6 - Фотографія і принципова схема електронного мікроскопа

Зразок (12) закріплюється на предметному столику, який може переміщуватися у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Також передбачено нахил зразка до 90° відносно електронно-оптичної осі та його обертання в діапазоні від 0 до 360° .

На схемі СЕМ (рис. 2.6) показано один із можливих типів детекторів, призначених для реєстрації вторинних електронів (13). У детекторі електронний потік перетворюється на електричний сигнал. Для проведення мікроаналізу застосовується кремнієво-літієвий енергодисперсійний детектор.

На електронному мікроскопі можна досліджувати як шліфи, так і поверхні об'єктів без попередньої підготовки. Підготовка шліфів для електронної мікроскопії загалом подібна до підготовки для оптичної мікроскопії, проте має свої особливості. Завдяки великій глибині різкості зображення в електронному мікроскопі можна отримувати додаткову інформацію за допомогою глибокого травлення шліфів. Водночас шліфи, які досліджуються у відбитих електронах, не травляться.

Досліджувані зразки повинні бути електропровідними. Для забезпечення електричного контакту зі столиком і фіксації зразків під час нахилу використовують струмопровідні клеї або двосторонню самоклеючу струмопровідну плівку. У випадку дослідження діелектриків їх поверхню покривають тонким шаром електропровідного матеріалу, наприклад, золота або графіту.

При роботі з органічними матеріалами потрібно враховувати, що тривалий контакт електронного зонда із зразком може спричинити його термічне руйнування. Перед дослідженням зразки слід ретельно очистити, щоб уникнути утворення газоподібних продуктів, які можуть ускладнити створення вакууму та забруднити колонку мікроскопа. Очищення рекомендується проводити за допомогою розчинників із використанням ультразвуку.

Для проведення топографічних досліджень необхідно запобігати окисленню поверхонь.

Загалом підготовка металевих зразків для мікроаналізу не відрізняється від приготування зразків для отримання зображень на електронному мікроскопі. Вони готуються як стандартні металографічні шліфи, що включає шліфування та подальше полірування. Поверхня зразка повинна бути ідеально рівною, без рисок і рельєфу.

При приготуванні шліфів не можна використовувати абразиви, що містять елементи, які є частиною досліджуваного матеріалу, оскільки абразивні частинки можуть потрапити на поверхню зразка. Наприклад, не слід використовувати оксиди хрому, алюмінію чи карбід кремнію, якщо ці елементи входять до складу зразка.

При заливанні шліфів у сплав Вуда чи інші м'які композиції можливе перенесення цих матеріалів на поверхню зразка. Не можна також використовувати електрополірування чи хімічне травлення поверхні зразка, оскільки це може призвести до утворення мікрорельєфу та змін складу поверхні через селективне розчинення компонентів. Якщо при заливанні використовували пластмаси, їх слід видалити, оскільки під дією електронного променя пластмаса може випаровуватися, що призведе до забруднення обладнання.

Для аналізу непровідних об'єктів на поверхню шліфів необхідно нанести електропровідні матеріали, такі як вуглець, алюміній, золото або срібло. Найчастіше використовують вуглець, оскільки він не утворює оксидні плівки.

Усі зразки повинні бути ідеально чистими для досліджень, як в електронній мікроскопії, так і при рентгеноспектральному мікроаналізі. Перш за все, необхідно уникати контакту шліфованої поверхні зразка з пальцями. Якщо потрібно додатково очистити поверхню зразка, використовують спеціальні промивальні засоби, зокрема ультразвукове очищення.

2.6.2 Методика визначення мікротвердості покриття, напиленого плазмовим методом.

Основним призначенням методу є дослідження твердості мікрооб'ємів поверхні зразка, включаючи як структурні складові, так і окремі частинки.

Вимірювання твердості мікрооб'ємів проводилися на мікротвердомірі ПМТ-3. Для цього використовувалася чотиригранна пірамідка з квадратною основою та кутом загострення 136° як індентора. Металографічні шліфи використовувались як зразки для вимірювань.



Рисунок 2.7 - Твердомір ПМТ-3

Статичне навантаження, яке становило 100Н, тривалістю 3-15 с., прикладали до чотиригранної піраміди, яка втискується у поверхню досліджуваного зразка. Вимірювання параметрів відбитка, який залишився, і розрахунок мікротвердості матеріалу здійснюється після зняття навантаження за формулою:

$$H = 1,854 P / d^2 \quad (2.13)$$

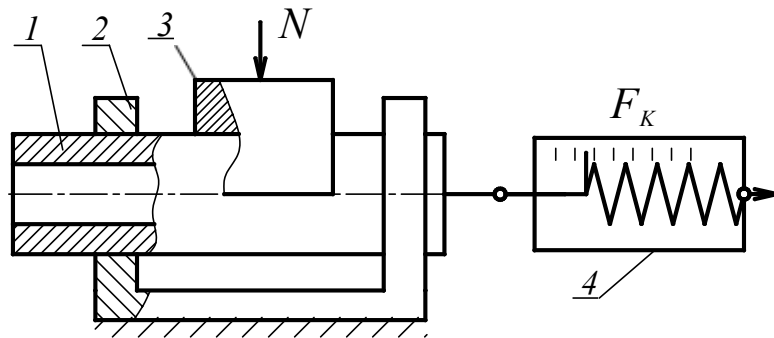
де P - нормальне навантаження, яке прикладено до алмазного індентора; d - середнє арифметичне довжин обох діагоналей відбитка.

2.6.3 Методика вимірювання коефіцієнту тертя

Коефіцієнта тертя f в циліндричній напрямній ковзанні визначався як відношення сили тертя F_k до нормальної зовнішньої сили N :

$$f = \frac{F_k}{N}. \quad (2.14)$$

Визначення коефіцієнту тертя у вузлі тертя вал – розрізна втулка виконано шляхом вимірювання сили тертя, за середніми значеннями, динамометром на дослідній установці по схемі, зображеній на рис. 2.11.



1 – вал, контр тіло; 2 – циліндрична напрямна; 3 – розрізна втулка, зразок; 4 – динамометр

Рис. 2.8 – Схема вимірювання сили тертя

2.7. Висновки до другого розділу

1. Запропоновано теоретичне та експериментальне дослідження, у рамках якого для кожного етапу визначається математична модель залежності вихідної величини від факторів впливу. Це дозволить, керуючи фізичними характеристиками трибосистеми, розробити алгоритм формування поверхонь пар тертя з заданою експлуатаційною якістю.
2. Визначено основні теоретичні та експериментальні методи дослідження модифікованих поверхонь деталей циліндричних напрямних ковзання.

РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ АНАЛІТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАСТИЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ І ЗНОСОСТІЙКОСТІ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ МАШИН

3.1 Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними прямими канавками круглої форми [87-88]

З метою продовження терміну експлуатації деталей машин в умовах тертя та зношування на їхні поверхні наносяться маслоутримувальні мікро- та макрорельєфи. Ефективніше утримання мастильного матеріалу між контактуючими поверхнями сприяє зменшенню зношування. Канавки, сформовані в процесі обробки, виконують роль резервуарів для зберігання та рівномірного розподілу мастила. За допомогою теоретичних досліджень, лабораторних і практичних випробувань визначаються оптимальні тип, форма та глибина профілю канавок. Такі канавки діють як змащувальні кишені, сприяючи збереженню та розподілу мастила в зоні тертя, що загалом підвищує зносостійкість з'єднання.

Маслоутримувальні канавки змінюють геометрію поверхні матеріалу та несучу площу контакту з іншими поверхнями. Їх форма і розміри залежать від обраної технології нанесення. Серед параметрів регулярних профілів важливими є.

Напрямок ліній профілю відносно напрямку ковзання. Поперечні канавки забезпечують кращі умови для мащення та більшу несучу здатність поверхні порівняно з поздовжніми.

Відносна площа поверхні, оптимальне значення якої становить 40–50% загальної площі.

Глибина та форма канавок. Найкращі результати щодо утримання масла, його перетікання в зону контакту та видалення забруднень демонструють канавки круглої форми.

У цьому розділі розглядається вплив геометрії маслоутримувальних канавок круглого профілю на контактні параметри плоских напрямних ковзання, а також можливість врахування цих параметрів при зношуванні.

Постановка задачі та основні рівняння. Розрахункова схема канавок круглої форми представлена на рис. 3.1.

Для визначення несучої здатності профілю з круглими канавками на рівні зносу u_w визначимо довжину одної канавки на цьому рівні $2A_1B_1$:

$$2A_1B_1 = 2\sqrt{R^2 - (r - h + u_w)^2} = 2\sqrt{(h - u_w)(2r - h + u_w)}. \quad (3.1)$$

Тоді після перетворень отримаємо:

$$2A_1B_1 = 2(2r - h + u_w)^{\frac{1}{2}}(h - u_w)^{\frac{1}{2}}. \quad (3.2)$$

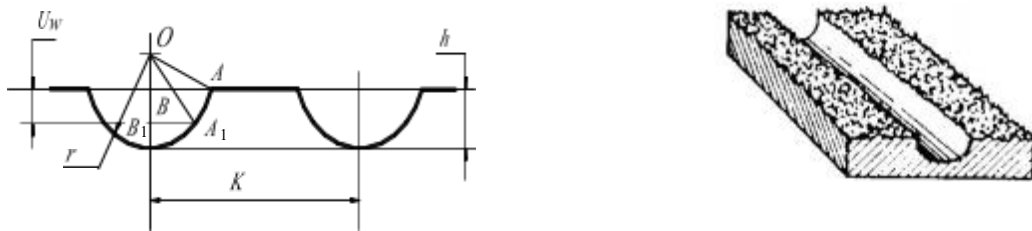


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема і вигляд канавок круглої форми

Несуча довжина профілю визначиться як різниця між базовою довжиною l та загальною довжиною всіх канавок в межах базової довжини, що, в свою чергу, дорівнює довжині однієї канавки $2A_1B_1$, помноженої на кількість канавок $n = l / k$.

Отже для круглого профілю маслоутримуючих канавок несуча довжина l_p на рівні u_w буде дорівнювати:

$$l_p = l \left[1 - \frac{2}{k} (2r - h + u_w)^{\frac{1}{2}} (h - u_w)^{\frac{1}{2}} \right]. \quad (3.3)$$

Величина контактної тиску визначиться як відношення зовнішнього навантаження Q до розмірів площі контакту A_h :

$$\sigma = \frac{Q}{A_h},$$

де A_h – площа зрізу профілю при перетині площиною на відстані u_w .

Площа контакту при зносі контактуючих тіл на величину u_w дорівнює:

$$A_h = l_p(u_w)b,$$

де b – ширина контакту поверхонь.

Отже, залежність для визначення контактного тиску можна представити у вигляді:

$$\sigma = \left[\frac{1}{1 - \frac{2}{k}(2r - h + u_w)^{\frac{1}{2}}(h - u_w)^{\frac{1}{2}}} \right] \sigma_0. \quad (3.4)$$

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактний тиск і швидкості ковзання:

$$\frac{du_w}{ds} = c_w \left(\frac{f\sigma}{HB} \right) \left(\frac{Vb}{v} \right), \quad (3.5)$$

де u_w – нормальний лінійний знос напрямної;

s – шлях тертя;

f – коефіцієнт тертя в парі «повзун–напрямна»;

σ – нормальний контактний тиск;

HB – твердість матеріалу напрямної;

V – швидкість ковзання;

b – номінальна ширина напрямної;

v – кінематична в'язкість оливи;

c_w – коефіцієнт зносостійкості.

У цьому випадку приймаємо лінійну залежність інтенсивності зношування від контактний тиск, характерну для типового зношування напрямних абразивними частинками у вигляді окалини, абразиву, залишків обробки.

Нормальний контактний тиск між повзуном і напрямною на площі контакту з урахуванням мастильних канавок буде дорівнювати:

$$\sigma = \left(\frac{Q}{bl} \right) \left(\frac{k}{k - 2a(s)} \right), \quad (3.6)$$

де Q – навантаження на напрямній;

b – номінальна ширина напрямної;

l – довжина контакту повзуна і напрямної;

k – крок мастильних канавок;

$a(s)$ – напівширина мастильної канавки на поверхні напрямної.

Величину зносу напрямної можна вимірювати по зменшенню ширини мастильних канавок на поверхні напрямної.

Величину зносу залежно від напівширини мастильної канавки знайдемо з виразу (3.1) (при цьому приймаємо, що величина u_w значно менша за величину h :

$$u_w(s) = \frac{1}{2(h-r)} (a^2(s) + h^2 - 2rh). \quad (3.7)$$

Диференціюємо останню геометричну залежність по шляху тертя s :

$$\frac{du_w}{ds} = -\frac{a}{r-h} \frac{da}{ds}. \quad (3.8)$$

Знак «мінус» у виразі означає, що ширина трикутної мастильної канавки в процесі зношування зменшується.

Прирівнюючи (3.5) та (3.8) отримаємо:

$$\sigma \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -\frac{a}{r-h} \frac{da}{ds}. \quad (3.9)$$

Підставимо в ліву частину рівняння (9) вираз для контактного тиску (3.6):

$$\left(\frac{Q}{bl} \right) \left(\frac{k}{k - 2a(s)} \right) \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -\frac{a}{r-h} \frac{da}{ds}. \quad (3.10)$$

Перетворимо (3.10) до вигляду:

$$\left(\frac{Q c_w k f V}{l HB v} \right) ds = \frac{a}{r-h} (2a - k) da. \quad (3.11)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними.

Інтегруючи диференціальне рівняння (3.11) отримаємо:

$$\frac{Q c_w k f V (r-h)}{l H B v} s = \frac{2}{3} a^3(s) - \frac{1}{2} a^2(s) k + C. \quad (3.12)$$

Постійну інтегрування C знайдемо з умови $a(s=0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

Тоді отримаємо:

$$C = -\frac{2}{3} a_0^3 + \frac{1}{2} a_0^2 k. \quad (3.13)$$

З урахуванням $a_0 = \sqrt{h(2r-h)}$ та $a = \sqrt{h(2r-h) - 2u_w(r-h)}$ після підстановок у (3.12), перетворень та нехтуючи відносно малими величинами отримаємо наближену формулу для розрахунку величини лінійного зносу у напрямній ковзання u_w від шляху тертя s :

$$u_w = \left[\frac{Q c_w k f V}{l H B v} \frac{1}{k - \frac{2}{3} h^{3/2} \frac{1}{\sqrt{r-h}}} \right] s. \quad (3.14)$$

Приклад розрахунку зносу напрямної ковзання. Розрахуємо знос напрямної ковзання за розробленою методикою за наступних вихідних даних.

1. Геометричні розміри напрямної: $l = 500$ мм; $b = 50$ мм.
3. Швидкість ковзання: $V = 20$ мм/с.
3. Кінематична в'язкість моторної оливи 15W40: $V = 40$ мм²/с.
4. Коефіцієнт тертя в парі «повзун–напрямна» $f = 0,1$.
5. Робоче навантаження $Q = 500$ Н.
6. Максимальна глибина мастильної канавки $h = 0,5$ мм, крок канавок $k = 10$ мм, радіус профілю канавки $r = 1,5$ мм.
7. Твердість матеріалу напрямної $H B = 400$ МПа.

Параметр зносостійкості c_w в парі «сталь-бронза» можна прийняти за довідниковими даними $C_w = 2 \cdot 10^{-8}$.

Результати чисельного розрахунку лінійного зносу напрямної ковзання наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Результати розрахунку зносу напрямної залежно від шляху тертя

Шлях тертя s , мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Знос u_w , мкм	2,56	25,6	256

Отримана розрахункова залежність дозволяє оцінювати знос напрямної ковзання з маслоутримувальними канавками круглого профілю ще на етапі проектування. Алгоритм розрахунку включає вибір оптимальних геометричних параметрів мастильного профілю, орієнтуючись на критерій зносостійкості, з урахуванням заданих режимів експлуатації та конструктивних параметрів напрямної.

Основним недоліком канавок із однаковою глибиною по всій ширині напрямної є ігнорування нерівномірного розподілу навантажень та можливість витіку мастила через бокові грані. Більш ефективним підходом є застосування мастильних канавок змінного профілю: максимальна глибина канавки розташовується в центрі напрямної, поступово зменшуючись до мінімуму поблизу її граней. Такий профіль набуває форми тіла подвійної кривизни.

Далі розглядається можливість створення канавок змінного профілю круглої форми за допомогою технології поверхнево-пластичного деформування із застосуванням фасонного інструменту.

3.2. Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними прямими канавками трикутної форми [87-88]

Розрахункова схема для канавок трикутної форми наведена на рис. 3.3.

Для визначення несучої здатності профілю з трикутними канавками на рівні зносу u_w визначимо довжину одної канавки на цьому рівні $2A_1B_1$ (з трикутника OA_1B_1):

$$2A_1B_1 = 2(h - u_w) \operatorname{tg} \alpha .$$

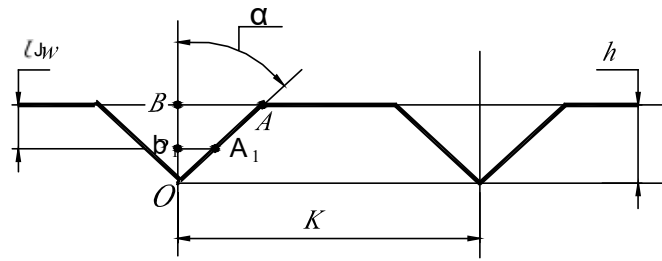


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема для канавок трикутної форми (α – кут профілю канавок)

Тоді несуча довжина профілю l_p на рівні u_w буде:

$$l_p = l \left[1 - \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{k} (h - u_w) \right].$$

Величина контактної тиску визначиться як відношення зовнішнього навантаження Q до розмірів площі контакту A_h :

$$\sigma = \frac{Q}{A_h},$$

де A_h – площа зрізу профілю при перетині площиною на відстані u_w .

Площа контакту при зносі контактуючих тіл на величину u_w дорівнює:

$$A_h = l_p (u_w) b,$$

де b – ширина контакту поверхонь.

Отже, залежність для визначення контактної тиску можна представити у вигляді:

$$\sigma = \left[\frac{1}{1 - \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{k} (h - u_w)} \right] \sigma_0.$$

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді без-розмірних комплексів: контактної тиску і швидкості ковзання у формі виразу (3.1):

$$I = \frac{du_w}{ds} = c_w \left(\frac{f \sigma}{H B} \right) \left(\frac{V b}{v} \right).$$

У цьому випадку приймаємо лінійну залежність інтенсивності зношування від контактного тиску характерну для типового зношування напрямних абразивними частинками у вигляді окалини, абразиву, залишків обробки.

Нормальний контактний тиск між повзуном і напрямною на площі контакту з урахуванням мастильних канавок буде дорівнювати:

$$\sigma = \left(\frac{Q}{bl} \right) \left(\frac{k}{k - 2a(s)} \right), \quad (3.15)$$

де Q – навантаження на напрямній;

b – номінальна ширина напрямної;

l – довжина контакту повзуна і напрямної;

k – крок мастильних канавок;

$a(s)$ – напівширина мастильної канавки на поверхні напрямної.

Величину зносу напрямної можна вимірювати по зменшенню ширини мастильних канавок на поверхні напрямної. При цьому величина зносу через розміри ширини мастильної канавки може бути визначена з виразу:

$$u_w = h - a(s) \operatorname{ctg} \alpha, \quad (3.16)$$

де h – початкова глибина мастильних канавок трикутного профілю;

α – кут профілю мастильної канавки (Рисунок 3.8).

Диференціюємо останню геометричну залежність по шляху тертя s :

$$\frac{du_w}{ds} = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (3.17)$$

Знак «мінус» у виразі означає, що ширина трикутної мастильної канавки в процесі зношування зменшується.

Прирівнюючи (3.1) та (3.17) отримаємо:

$$\sigma \left(\frac{c_w f V b}{H B \cdot v} \right) = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (3.18)$$

Підставимо в ліву частину рівняння (3.18) вираз для контактного тиску (3.16):

$$\left(\frac{Q}{bl} \right) \left(\frac{k}{k - 2a(s)} \right) \left(\frac{c_w f V b}{H B v} \right) = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (3.19)$$

Перетворимо (3.19) до вигляду:

$$\left(\frac{Q c_w k f V \operatorname{tg} \alpha}{l H B v} \right) ds = (2a(s) - k) da. \quad (3.20)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними. Інтегруючи диференціальне рівняння (3.20) отримаємо:

$$\frac{Q c_w k f V \operatorname{tg} \alpha}{l H B v} s = a^2(s) - a(s)k + C. \quad (3.21)$$

Постійна інтегрування C знайдемо з умови $a(s = 0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

Тоді отримаємо:

$$C = a_0 k - a_0^2. \quad (3.22)$$

З урахуванням $a_0 = h \operatorname{tg} \alpha$ та $a = \operatorname{tg} \alpha (h - u_w)$ після підстановок у (3.21) та нехтуючи відносно малими величинами отримаємо:

$$\frac{Q c_w k f V}{l H B v} s = u_w (k - 2h \operatorname{tg} \alpha). \quad (3.23)$$

У результаті отримаємо формулу для розрахунку величини лінійного зносу у напрямній ковзання u_w від шляху тертя s :

$$u_w = \left[\frac{Q c_w k f V}{l H B v} \frac{1}{k - 2h \operatorname{tg} \alpha} \right] s. \quad (3.24)$$

Приклад розрахунку зносу напрямної ковзання. Розрахуємо знос напрямної ковзання за розробленою методикою за наступних вихідних даних.

Вихідні дані:

1. Геометричні розміри напрямної: $l = 500$ мм; $b = 50$ мм.
3. Швидкість ковзання: $V = 20$ мм/с.
3. Кінематична в'язкість моторної оливи 15W40: $\nu = 40$ мм²/с.
4. Коефіцієнт тертя в парі «повзун–напрямна» $f = 0,1$.
5. Робоче навантаження $Q = 500$ Н.

6. Глибина мастильної канавки $h = 1$ мм, кут профілю канавки 30° , крок канавок $k = 15$ мм.

7. Твердість матеріалу прямої $HB = 400$ МПа.

Параметр зносостійкості c_w в парі «чавун–чавун» можна прийняти за довідниковими даними $C_w = 2 \cdot 10^{-8}$.

Результати чисельного розрахунку лінійного зносу прямої ковзання наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.2

Результати розрахунку зносу прямої від шляху тертя за формулою (3.24)

Шлях тертя, мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Знос, мкм	2,7	27	270

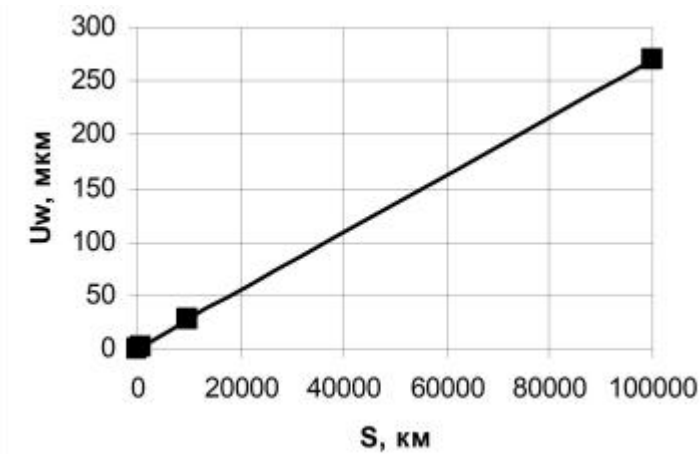


Рисунок 3.4 – Залежність зносу прямої ковзання від шляху тертя за формулою (3.24)

Графічна інтерпретація результатів розрахунку зношування прямої представлена на рис. 3.4.

3.3. Розрахунок зносоконтактних параметрів та моделювання зносу прямих ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю [90-92]

Поздовжні або поперечні мастильні канавки мають, як правило, однаковий перетин по глибині канавки на всій довжині. Особливістю таких канавок є незмінність несучої здатності по всій довжині і можливість витікання масла через бічні грані для напрямних з різних матеріалів. Для плоских напрямних поверхонь пропонується профіль маслоутримувальних канавок із змінною глибиною від максимальної в центрі несучої поверхні до нуля на границі поверхні тертя. Встановлено, що такий профіль має оптимальну маслונесучу здатність і мінімальні витікання мастильного матеріалу. Далі наводиться розрахунок зносоконтактних параметрів та моделювання зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю.

3.3.1. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини круглого профілю.

Ефективний маслоутримувальний макропрофіль на плоскій поверхні тертя отримують шляхом формування канавок змінних розмірів пластичною деформацією за допомогою індентора у вигляді сталевий кульки радіусом r (рис. 3.10) або конуса з кутом при вершині 2α , закріплених в пристрої обертового руху. Таким чином формують канавки замкнутого профілю глибина h , ширина a і довжина l яких визначаються кінематикою руху індентора та жорсткістю пристрою. Канавки розташовані перпендикулярно напрямку руху спарених деталей на відстані S одна відносно іншої.

Ширина $2a$ і довжина l канавки, сформованої кульковим індентором, визначається за формулами:

$$a = \sqrt{2rh_0}; \quad l = 2\sqrt{2Rh_0}.$$

З урахуванням зносу контактної поверхні u_w (Рисунок 3.10, а) геометричні параметри і площа A_k канавки відповідно зменшується:

$$a_w = \sqrt{2r(h_0 - u_w)}; \quad l_w = 2\sqrt{2R(h_0 - u_w)}; \quad (3.25)$$

$$A_k(u_w) = 4R\sqrt{\frac{r}{R}} \left[\sqrt{u_w(h_0 - u_w)} + h_0 \arcsin \sqrt{1 - \frac{u_w}{h_0}} \right]. \quad (3.26)$$

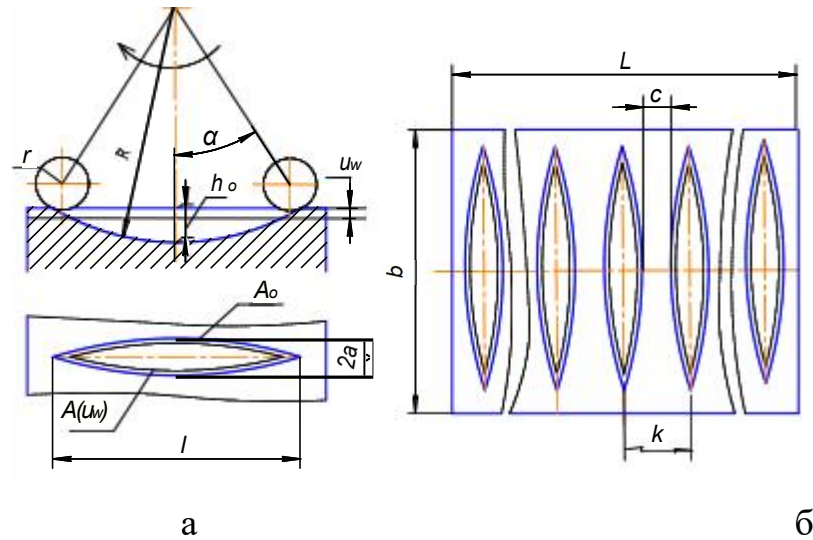


Рисунок 3.5 – Форма і граничні розміри канавок (а) та мікропрофіль поверхні (б), утвореної кульковим індентором

Якщо канавки рівновіддалені одна від іншої на відстані k (див. Рисунок 3.1, б), то кількість канавок маслоутримувального профілю $n = L/k$, де $k = b + c$, $c = 3...5$ мм. Кількість канавок округлюють до меншого цілого числа. Реальна площа контакту A_r маслоутримувального макропрофілю в процесі зношування збільшується, а контактний тиск відповідно зменшується до номінального значення.

При зносі u_w проміжна площа контакту:

$$A_r = L \cdot b - n \cdot A(u_w) = L \cdot b - 4nR\sqrt{\frac{r}{R}} \times \left[\sqrt{u_w(h_0 - u_w)} + h_0 \arcsin \sqrt{1 - \frac{u_w}{h_0}} \right], \quad (3.27)$$

а при $u_w = h_0$ площа контакту збільшується до номінального значення $A_n = L \cdot b$.

За умови рівномірного розподілу тиску σ_p при дії сили Q в межах номінальної площі контакту діє найменший тиск:

$$\sigma_0 = \frac{Q}{A_0} = \frac{Q}{L \cdot b}.$$

З урахуванням реальної площі контакту маслоутримувального макропрофілю в процесі зносу контактний тиск збільшується:

$$\sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \sigma_0 - \frac{Q}{n \cdot A(u_w)}. \quad (3.28)$$

Наведемо розрахунок геометричних параметрів маслоутримувального профілю на плоскій поверхні; розміри $b = 50$ мм, $L = 120$ мм, отриманого за таких умов: глибина канавки профілю $h_0 = 0,5$ мм; довжина канавки профілю $l = 40$ мм; крок формування канавок $k = 6$ мм; радіус індентора $r = 1,5$ мм; навантаження – $Q = 1000$ Н.

Визначимо необхідний радіус обертання індентора для формування канавки розмірами $l = 40$ мм і $h_0 = 0,5$ мм за умови $l = 2 \cdot \sqrt{2Rh_0}$:

$$R = \frac{l^2}{8h_0} = \frac{1600}{8 \cdot 0,5} = 400 \text{ мм}.$$

За результатами розрахунків знаходимо початкові параметри профілю за відсутності зносу, коли $u_w = 0$:

– номінальна площа контакту $A_0 = L \cdot b = 120 \cdot 50 = 6000 \text{ мм}^2$;

– ширина канавки $2a = 2 \cdot \sqrt{2rh_0} = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,5 \cdot 0,5} = 2,45 \text{ мм}$;

– площа канавки

$$\begin{aligned} A(u_w) &= 4R\sqrt{\frac{r}{R}} \left[\sqrt{u_w(h_0 - u_w)} + h_0 \arcsin \sqrt{1 - \frac{u_w}{h_0}} \right] = \\ &= 4 \cdot 400 \sqrt{\frac{1,5}{400}} \left[\sqrt{0(0,5 - 0)} + 0,5 \arcsin \sqrt{1 - \frac{0}{0,5}} \right] = \\ &= 97,98 \cdot 0,785 = 76,9 \text{ мм}^2; \end{aligned}$$

– об'єм канавки

$$V = \pi h_0^2 \sqrt{Rr} = 3,14 \cdot 0,5^2 \sqrt{400 \cdot 1,5} = 19,23 \text{ мм}^3;$$

– кількість канавок $n = L / k = 120 / 6 = 20$;

– реальна площа контакту маслоутримувального профілю:

$$A_r = A_0 - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 76,9 = 4462 \text{ мм}^2 (74,3 \%);$$

$$- \text{контактний тиск } \sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{4462} = 1,12 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 1,12 \text{ МПа.}$$

При зносі $u_w = 0,1$ мм внаслідок тертя маслоутримувального макропрофілю за тих самих умов знаходимо:

$$2a = 2\sqrt{2r(h_0 - u_w)} = 2\sqrt{2 \cdot 1,5(0,5 - 0,1)} = 2,19 \text{ мм};$$

$$A(u_w) = 4 \cdot 400 \sqrt{\frac{1,5}{400}} \left[\sqrt{0,1(0,5 - 0,1)} + 0,5 \arcsin \sqrt{1 - \frac{0,1}{0,5}} \right] = 3,48 \text{ мм}^2.$$

$$A_r = A_0 - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 73,48 = 4530 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{4530} = 1,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 1,1 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунків геометричних параметрів маслоутримувального макропрофілю і контактного тиску за тих же умов залежно від величини зносу u_w зведені в таблицю 3.3 і показані на рис. 3.11.

Таблиця 3.3

Геометричні параметри і контактний тиск макропрофілю,
формованого кульковим індентором

Знос u_w , мм	$2a$, мм	A_k , мм ²	A_r ,		Контактний тиск σ_r МПа
			мм ²	%	
0	2,45	76,9	4462	74,3	1,12
0,1	2,19	73,5	4530	75,5	1,10
0,2	1,89	66,6	4668	77,8	1,07
0,3	1,55	56,8	4864	81,0	1,02
0,4	1,09	46,0	5080	84,7	0,98
0,5	0	0	6000	100	0,83

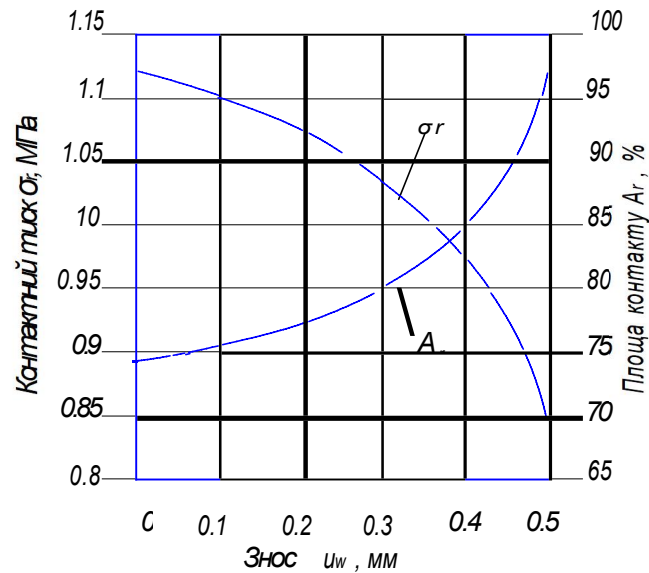


Рисунок 3.6 – Залежність площі контакту і контактного тиску від зносу маслоутримувального профілю, формованого кульковим індентором

Проведемо розрахунок зношування напрямної ковзання з канавками змінної глибини круглого профілю.

Приймемо модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактний тиск і швидкості ковзання у формі (3.1):

$$I = \frac{du_w}{ds} = c_w \left(\frac{f\sigma}{HB} \right) \left(\frac{Vb}{v} \right). \quad (3.29)$$

Виразимо площу канавки залежно від максимальної напівширини канавки на поверхні. З (3.25) залежність зносу від напівширини канавки буде:

$$u_w = h_0 - \frac{a^2}{2r}. \quad (3.30)$$

Для розрахунку площі канавки скористаємось залежністю [38, с. 196]:

$$A_k = 2\pi(h_0 - u_w)\sqrt{Rr}. \quad (3.31)$$

Після підстановки (3.30) в (3.31):

$$A_k = \pi a^2 \sqrt{R/r}. \quad (3.32)$$

Тоді контактний тиск на поверхні напрямної з канавками буде:

$$\sigma = \frac{Q}{Lb - \frac{L}{k} A_k} = \frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \pi a^2 \sqrt{R/r}} \right). \quad (3.33)$$

Величина зносу u_w та розміри канавки залежать від шляху тертя s , продиференціюємо залежність (3.30) по шляху тертя:

$$\frac{du_w}{ds} = - \frac{a}{r} \frac{da}{ds}. \quad (3.34)$$

Підставимо у модель зношування (3.29) вирази (3.33) та (3.34) та отримаємо:

$$\frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \pi a^2 \sqrt{R/r}} \right) (c_w f V b) = - \frac{a}{r} \frac{da}{ds}. \quad (3.35)$$

Перетворимо (3.35) до вигляду:

$$\left(\frac{Q \cdot c_w \cdot k \cdot f \cdot V \cdot b \cdot r}{L H B V} \right) ds = a (\pi a^2 \sqrt{R/r} - b \cdot k) da. \quad (3.36)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними. Інтегруючи диференціальне рівняння (3.36) отримаємо:

$$\left(\frac{Q c_w k f V b r}{L H B V} \right) s = \frac{a^2}{2} \left(a^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{R/r} - b k \right) + C.$$

Постійну інтегрування знайдемо з умови $a(s=0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

В результаті отримаємо:

$$C = \frac{a_0^2}{2} \left(b k - a_0^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{R}{r}} \right). \quad (3.37)$$

З урахуванням $a_0 = \sqrt{2 r h_0}$ та $a = \sqrt{2 r (h_0 - u_w)}$, після підстановок у (3.36) та відповідних алгебраїчних перетворень і спрощень отримаємо вираз для розрахунку зносу на прямої з канавками змінної глибини та круглого перетину:

$$u_w = \left| \frac{\left(\frac{Q c_w k f V b}{L H B V} \right)}{b k - \pi r h_0 \cdot \sqrt{\frac{R}{r}}} \right| s. \quad (3.38)$$

Приклад розрахунку зносу напрямної ковзання. Розрахуємо знос напрямної ковзання за розробленою методикою за наступних вихідних даних. Вихідні дані:

1. Геометричні розміри напрямної: $L = 500$ мм; $b = 50$ мм.

2. Швидкість ковзання: $V = 20$ мм/с.

3. Кінематична в'язкість оливи «Індустріальне ІІ-30»: $\nu = 40$ мм²/с.

4. Коефіцієнт тертя в парі «повзун–напрямна»: $f = 0,1$.

5. Робоче навантаження $Q = 500$ Н.

6. Максимальна глибина мастильної канавки $h_0 = 0,5$ мм, радіус профілю канавки $R = 400$ мм, крок канавок $k = 10$ мм, радіус кулькового індентора $r = 1,5$ мм.

7. Твердість матеріалу напрямної $HV = 400$ МПа.

Параметр зносостійкості c_w в парі «чавун–чавун» можна прийняти за довідниковими даними $C_w = 2 \cdot 10^{-8}$.

Результати чисельного розрахунку лінійного зносу напрямної ковзання наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Результати розрахунку зносу напрямної ковзання
з круглим профілем канавок

Шлях тертя s , мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Лінійний знос u_w , мкм	2,72	27,2	272

Графічна інтерпретація результатів представлена на рис. 3.7.

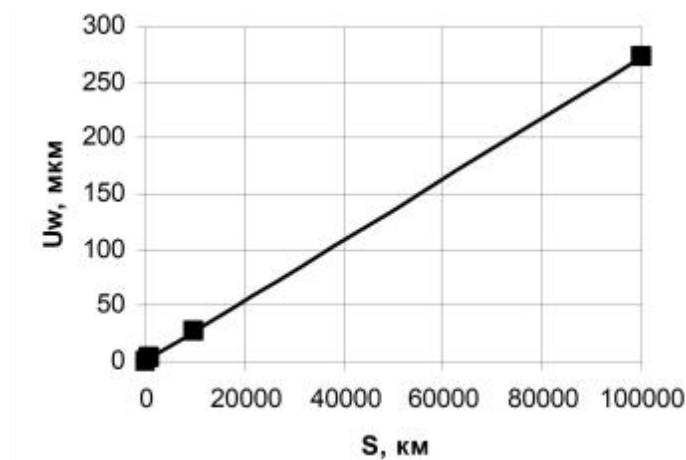


Рисунок 3.7 – Залежність зносу напрямної ковзання від шляху тертя

3.3.2. Створення маслоутримувального круглого профілю змінної глибини.

Напрямні пристрої з плоскою поверхнею ковзання широко застосовуються для забезпечення зворотно-поступального руху спарених деталей, які змащуються в процесі експлуатації. Для поліпшення умов мащення та підвищення зносостійкості напрямних на поверхні ковзання перпендикулярно до напрямку руху формуються прямі маслоутримувальні канавки. Їхні типові розміри — глибина 0,5–0,7 мм та ширина 1–1,5 мм. Канавки створюються із виходом формуючого інструменту за межі крамок поверхні ковзання.

Основним недоліком наскрізних канавок із постійною глибиною є те, що за умов центрального навантаження, при віддаленні від центра напрямної, мастильний клин руйнується, а мастило витікає через відкриті торці канавки за межі зони тертя. Це призводить до значного погіршення ефективності змащення контактних поверхонь і знижує зносостійкість.

У даній роботі поставлено завдання спрощення механізму та розширення технологічних можливостей створення фасонного маслоутримувального профілю для забезпечення гідродинамічного мащення. Розглядаються канавки зі змінними геометричними параметрами, які дозволяють зменшити витікання мастила та підвищити ефективність змащення в зоні тертя.

Поставлена задача вирішується тим, що формування канавки здійснюється пуансоном, робоча поверхня якого заокруглена радіусом $r = b^2 / 8h$ і описана радіусом $R = l^2 / 8h$, де l — довжина канавки, h — максимальна глибина канавки згідно креслення.

Формування канавки маслоутримувального макропрофілю на плоскій поверхні напрямної відбувається за рахунок поверхневої пластичної деформації в холодному стані і здійснюється за допомогою штампа на механічному або гідравлічному пресі (не показано). Напрямна 1 (див. рис. 3.8) ставиться на опорну плиту 2 між фіксуючими планками 3, здійснюється робочий хід повзуна преса і пуансон 4 силою P втискається в поверхню напрямної 1.

За умови, що робоча поверхня пуансона 4 заокруглена радіусом $r = b^2 / 8h$ і описана радіусом $R = l^2 / 8h$ на поверхні напрямної 1 формується канавка довжиною l , шириною b і глибиною h . Перед наступним робочим ходом повзуна преса напрямна 1 просовується між фіксуючими планками 3 на крок подачі $S = b + (3...5)$ мм і формується наступна канавка.

Таким чином на робочій поверхні напрямної розмірами $L \times B$ отримують фасонний маслоутримувальний макропрофіль (див. рис. 3.9), на якому містяться канавки довжиною l і шириною b , кількість яких вздовж довжини профілю $n = L / S$ округлюють до меншого цілого числа.

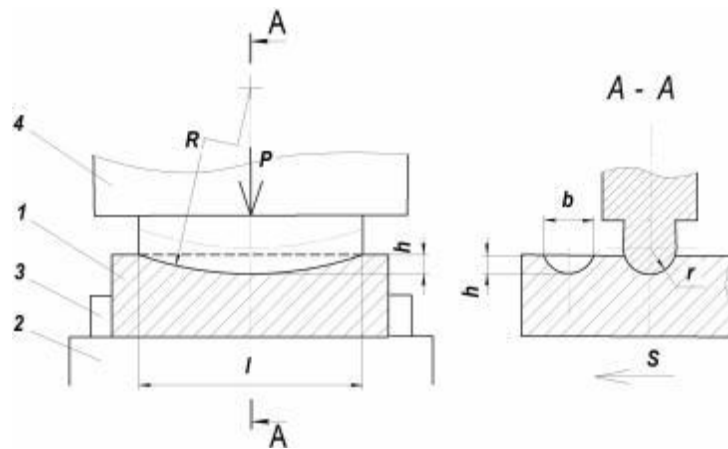


Рисунок 3.8 – Формування маслоутримувальної канавки змінних розмірів

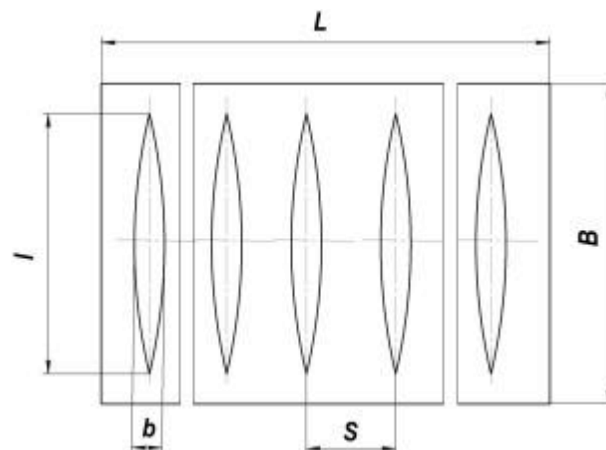


Рисунок 3.9 – Фасонний маслоутримувальний профіль

Запропонований спосіб формування мастильних канавок змінної глибини не потребує складних кінематичних рухів і відповідного технологічного устаткування для реалізації таких рухів.

3.3.3. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини трикутного профілю

При формуванні макропрофілю конусним індентором (рис. 3.9) початкові параметри канавки визначається за формулами:

$$2a = 2h_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad l = 2\sqrt{2Rh_0}; \quad V = \frac{32\sqrt{2}}{15} h_0^2 \cdot \operatorname{tg} \sqrt{Rh_0}.$$

З урахуванням зносу контактної поверхні u_w (рис. 3.10) геометричні параметри і площа A_k [38, с. 198] канавки відповідно зменшується:

$$2a = 2(h_0 - u_w) \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad l = 2\sqrt{2R(h_0 - u_w)}; \quad (3.39)$$

$$A(u_w) = 4\sqrt{2R} \cdot \operatorname{tg} \alpha \left[h_0 \sqrt{h_0 - u_w} - \frac{1}{3}(h_0 - u_w) \sqrt{h_0 - u_w} \right].$$

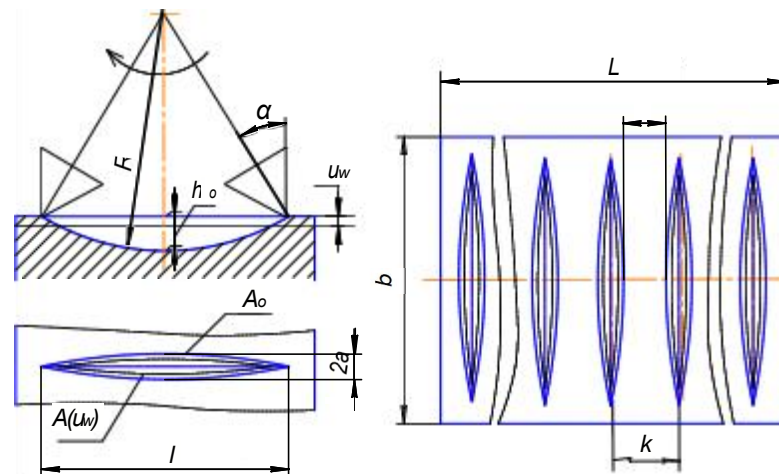


Рисунок 3.10 – Форма і граничні розміри канавок (а) та мікропрофіль поверхні (б), утвореної конусним індентором

При зносі u_w проміжна площа контакту збільшується:

$$A_r = L \cdot b - n \cdot A(u_w) = L \cdot b - 4n \sqrt{2R} \cdot \operatorname{tg} \alpha \times$$

$$\times \left[h_0 \sqrt{h_0 - u_w} - \frac{1}{3}(h_0 - u_w) \sqrt{h_0 - u_w} \right].$$

При $u_w = h_0$ площа контакту дорівнює номінальному значенню $A_0 = L \cdot B$. В процесі зносу контактний тиск зменшується: $\sigma_r = Q / A_r$.

Наведемо розрахунок параметрів профілю, формованого конусним індентором з кутом при вершині конуса $\alpha = 60^\circ$ на плоскій поверхні за таких самих умов, які прийняті при формуванні профілю кульковим індентором.

Необхідний радіус обертання конусного, як і кулькового індентора, для формування канавки розмірами $l = 40$ мм і $h_0 = 0,5$ мм:

$$R = \frac{l^2}{8h_0} = \frac{1600}{8 \cdot 0,5} = 400 \text{ мм.}$$

За результатами розрахунків знаходимо початкові параметри профілю за відсутності зносу, коли $u_w = 0$:

– ширина канавки

$$2a = 2(h_0 - u_w) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2(0,5 - 0) \operatorname{tg} 60^\circ = 1,73 \text{ мм};$$

– площа канавки

$$\begin{aligned} A(u_w) &= 4\sqrt{2 \cdot 400} \cdot \operatorname{tg} 60^\circ \left[0,5\sqrt{0,5 - 0} - \frac{1}{3}(0,5 - 0)\sqrt{0,5 - 0} \right] = \\ &= 195,96(0,35 - 0,11) = 47 \text{ мм}^2; \end{aligned}$$

– об'єм канавки

$$V = \frac{32 \cdot \sqrt{2}}{15} 0,5^2 \cdot \operatorname{tg} 60^\circ \cdot \sqrt{400 \cdot 0,5} = 13,8 \text{ мм}^3;$$

– реальна площа контакту маслоутримувального профілю

$$A_p = A_n - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 47 = 5060 \text{ мм}^2;$$

– контактний тиск

$$\sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{5060} = 0,99 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 0,99 \text{ МПа.}$$

При зносі маслоутримувального макропрофілю $u_w = 0,1$ мм внаслідок тертя за тих самих умов знаходимо:

$$2a = 2(0,5 - 0,1) \operatorname{tg} 60^\circ = 1,38 \text{ мм};$$

$$A(u_w) = 4\sqrt{2 \cdot 400} \cdot \operatorname{tg} 60^\circ \times$$

$$\times \left[0,5\sqrt{0,5 - 0,1} - \frac{1}{3}(0,5 - 0,1)\sqrt{0,5 - 0,1} \right] = 45 \text{ мм}^2;$$

$$A_k = A_0 - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 45 = 5100 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{5100} = \frac{H}{\text{мм}^2} = 0,98 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунків геометричних параметрів макропрофілю, формованого конусним індентором, і контактного тиску за тих же умов залежно від величини зносу u_w зведені в таблицю 3.5 і показані на рис. 3.16.

Таблиця 3.5

Геометричні параметри і контактний тиск макропрофілю

Знос u_w , мм	$2ab$, мм	A_k , мм ²	A_r ,		Контактний тиск σ_r , МПа
			мм ²	%	
0	1,73	47	5060	84,3	0,99
0,1	1,38	45	5100	85,0	0,98
0,2	1,04	43	5140	85,6	0,97
0,3	0,69	37	5260	87,7	0,95
0,4	0,34	27	5452	90,9	0,91
0,5	0	0	6000	100	0,83

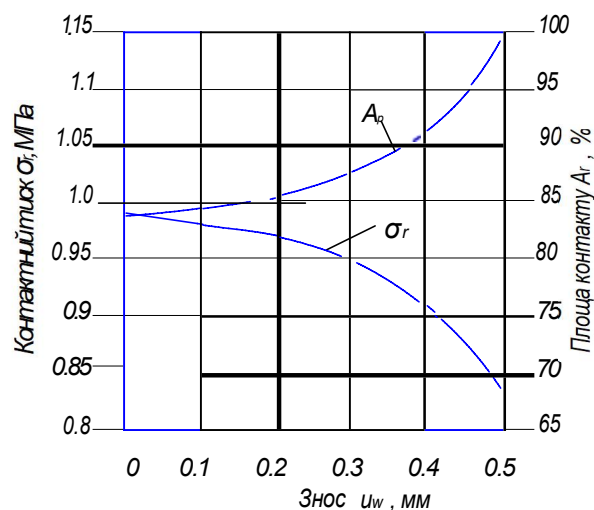


Рисунок 3.11 – Залежність площі контакту і контактної тиску від зносу маслоутримувального профілю, формованого конусним індентором

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактного тиску і швидкості ковзання у вигляді (3.1). Виразимо площу канавки залежно від максимальної напівширини канавки на поверхні. Залежність зносу від напівширини канавки буде:

$$u_w = h_0 - a \cdot \operatorname{ctg} \alpha. \quad (3.40)$$

Для розрахунку площі канавки скористаємось залежністю:

$$A_k = \frac{8\sqrt{2}}{3} (h_0 - u_w) \operatorname{tg} \alpha \sqrt{R(h_0 - u_w)}. \quad (3.41)$$

Після підстановки (3.40) в (3.41):

$$A_k = \frac{8\sqrt{2}}{3} a \sqrt{a R \operatorname{ctg} \alpha}. \quad (3.42)$$

Тоді контактний тиск на поверхні напрямної з канавками буде:

$$\sigma = \frac{Q}{Lb - \frac{L}{k} A_k} = \frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \frac{8\sqrt{2}}{3} a \sqrt{a R \operatorname{ctg} \alpha}} \right). \quad (3.43)$$

Величина зносу u_w та розміри канавки залежать від шляху тертя, продиференціюємо залежність (3.40) по шляху тертя:

$$\frac{du_w}{ds} = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (3.44)$$

Підставимо у модель зношування (3.29) вирази (3.43) та (3.44) та отримаємо:

$$\frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \frac{8\sqrt{2}}{3} a \sqrt{a R \operatorname{ctg} \alpha}} \right) \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (3.45)$$

Перетворимо (3.45) до вигляду:

$$\left(\frac{Q c_w k f V b \operatorname{tg} \alpha}{L H B v} \right) ds = \left(\frac{8\sqrt{2}}{3} a^{\frac{3}{2}} \sqrt{R \operatorname{ctg} \alpha} - bk \right) da. \quad (3.46)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними. Інтегруючи диференціальне рівняння (3.46) отримаємо:

$$\left(\frac{Qc_w k f V b \operatorname{tg} \alpha}{L H B v} \right) s = \frac{16\sqrt{2}}{15} a^{\frac{5}{2}} \sqrt{\frac{1}{2 R \operatorname{tg} \alpha}} + C. \quad (3.47)$$

Постійну інтегрування знайдемо з умови $a(s=0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

В результаті отримаємо:

$$C = a_0 b k - \frac{16\sqrt{2}}{15} a_0^{\frac{5}{2}} \sqrt{\frac{1}{2 R \operatorname{tg} \alpha}}. \quad (3.48)$$

З урахуванням $a_0 = h_0 \operatorname{tg} \alpha$ та $a = (h_0 - u_w) \operatorname{tg} \alpha$ після підстановок у (3.46) та відповідних алгебраїчних перетворень і спрощень отримаємо вираз для розрахунку зносу напрямної з канавками змінної глибини та трикутного перетину:

$$u_w = \left(\frac{Qc_w k f V b \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L H B v} \frac{1}{b k - h_0^{\frac{3}{2}} \sqrt{2 R \operatorname{tg} \alpha}} \right) s. \quad (3.49)$$

Для прикладу розрахунку зносу напрямних з трикутним профілем приймемо вихідні дані, такі як і для круглого профілю. При цьому кут профілю приймемо рівним $\alpha = 30^\circ$.

Результати розрахунку наведені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Результати розрахунку зносу напрямної з трикутним профілем канавок

Шлях тертя s , мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Лінійний знос u_w , мкм	1,49	14,9	149

Графічна інтерпретація результатів розрахунку зношування напрямної представлена на Рисунок 3.17.

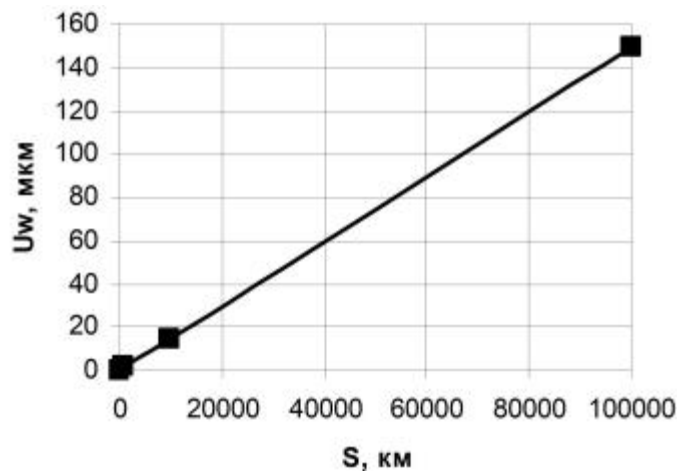


Рисунок 3.12 – Залежність зносу напярмної ковзання з трикутним профілем канавок від шляху тертя

Розрахунок зносу напярмних ковзання за запропонованими методиками показав, що знос напярмної з круглим профілем маслоутримувальних канавок більший порівняно з напярмними, модифікованими маслоутримувальними канавками з трикутним профілем.

3.4. Розрахунок циліндричної напярмної ковзання з урахуванням перекоосу осей [97]

Точне аналітичне рішення задачі про контакт пружних циліндрів з перекосом і кінцевими розмірами у тривимірній постановці досі невідомо. Більшість відомих рішень є наближеними і базуються на зведенні тривимірної задачі до сукупності плоских задач, пов'язаних умовами спільності деформацій між шаром і валом.

Першим ґрунтовним дослідженням цієї проблеми стала робота, де на початковому етапі розв'язувалась плоска задача для кільця у переміщеннях за допомогою тригонометричних рядів. Отримане рішення поширювалось на тривимірну задачу. Передбачалось, що в кожному поперечному перерізі тривимірної задачі зберігається залежність переміщення валу від навантаження, отримана у плоскій задачі. Контактну задачу було розв'язано наближено: функція контактних тисків представлена як суперпозиція трьох гармонік,

визначених методом найменших квадратів. Незважаючи на складність рішення, його широко використовували завдяки графікам та таблицям, що спрощували застосування на практиці.

У більшості відомих робіт у зоні перекосу вал розглядається як прямолінійний. Проте для широких опор необхідно враховувати згинання валу в межах опорної ділянки, що значно ускладнює задачу, оскільки потрібно вирішувати проблему балки на нелінійній пружній основі.

У цій роботі для розв'язання контактної задачі при перекосі циліндрів використано метод еквівалентної податливості. Спочатку виведені розрахункові залежності для загального випадку, а потім розглянуто окремі варіанти, зокрема для припрацьованих та неприроблених напрямних.

Умови завдання:

1. Геометричні осі валу і кільцевого шару розташовані під кутом θ .
2. На деякій ділянці контакту вал припрацьовано до кільцевого шару.
3. Вал і кільцевий шар можуть мати відхилення від ідеальної циліндричної форми, такі як корсетність, бочкоподібність чи конусність.

Припущення:

- Просторову задачу зведено до набору плоских задач, які зв'язуються умовою спільності деформацій. У кожному перерізі (рис. 3.13) залежність між навантаженням і максимальними радіальними переміщеннями приймається з розв'язання плоскої задачі методом еквівалентної податливості.

- Такий підхід обґрунтований збігом інтегральних залежностей (але не напруженого стану) між радіальними навантаженнями і переміщеннями у плоскій осесиметричній задачі для втулки, якщо навантаження змінюється лінійно вздовж осі.

Цей підхід дозволяє ефективно врахувати складні контактні умови для аналізу поведінки системи "вал-кільцевий шар" у практичних задачах.

2. Розподіл максимальних тисків уздовж валу приймається лінійним. Це припущення еквівалентно прийняттю гіпотези Вінклера та методу еквівалентної податливості для контакту валу та кільцевого шару у просторовій постановці.

Допущення добре виконується для випадків, коли вал перекриває шар у поздовжньому напрямку і модуль пружності валу істотно вище від модуля пружності шару.

На основі прийнятих припущень реалізовано наступний план розв'язання задачі:

1) визначається залежність контактних тисків $\sigma(\varphi, y)$ та навантаження Q_y від геометричних та фізичних параметрів у кожному у-му перерізі, розглядаючи його незалежно від інших перерізів; 2) залежності $\sigma(\varphi, y)$, Q_y поширюються попри всі перерізи введенням функцій для відповідних геометричних параметрів; 3) межі області контакту знаходяться з умови рівноваги валу під дією зовнішніх сил та контактних тисків.

$$Q_n = \int_0^l Q_y dy. \quad (3.50)$$

Розглянемо поперечний переріз сполучення. Позначимо радіальні переміщення точок валу через $u_1(\varphi, y)$, шару – через $u_2(\varphi, y)$, сумарні переміщення – через $u_2(\varphi, y)$. Тоді, маємо умови суцільності у контакті:

$$u_2(\varphi, y) = u_1(\varphi, y) + u_2(\varphi, y). \quad (3.51)$$

У разі контакту валу з припрацьованою напрямною знайдено вираз для сумарної функції у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} u_1(\varphi) + u_2(\varphi) &= (u_0 + \Delta + \delta) \cos \varphi - \Delta, & \varphi_{uc} < \varphi < \varphi_0, \\ u_1(\varphi) + u_2(\varphi) &= u_0 \cos \varphi, & 0 < \varphi < \varphi_{uc}. \end{aligned} \right\}$$

u_0 -максимальне зближення циліндрів;

$\Delta = R_2 - R_1$ радіальний зазор;

R_2 -радіус підшипника до приробітку;

R_1 - радіус валу;

δ -зближення циліндрів від приробітку;

$2\varphi_0$ -повний кут контакту; $2\varphi_{uc}$ -кут приробітку.

У просторовій задачі з перекосом та відхиленнями від правильної форми величини $u_0, \Delta, \delta, \varphi_{uy}, \varphi_0$ залежатимуть від осової координати y . Позначимо їх через $u_{0y}, \Delta_y, \delta_y, \varphi_{uy}, \varphi_{0y}$, тоді маємо у y -м перерізі:

$$\left. \begin{aligned} u(\varphi, y) &= (u_{0y} + \Delta_y + \delta_y) \cos \varphi - \Delta_y, & \varphi_{uy} < \varphi < \varphi_{0y}, \\ u(\varphi, y) &= u_{0y} \cos \varphi, & 0 < \varphi < \varphi_{uy}. \end{aligned} \right\} \quad (3.52)$$

Зв'язок між кутами та основними геометричними параметрами знайдена у вигляді:

$$\cos \varphi_{0y} = \frac{\Delta_y}{u_{0y} + \Delta_y + \delta_y}, \quad \cos \varphi_{uy} = \frac{\Delta_y}{\Delta_y + \delta_y}. \quad (3.53)$$

Розподіл тисків по куту φ у цьому випадку:

$$\left. \begin{aligned} \sigma(\varphi, y) &= \frac{(u_{0y} + \Delta_y + \delta_y) \cos \varphi - \Delta_y}{k_1 + k_2}, & \varphi > \varphi_{uy} \\ \sigma(\varphi, y) &= \frac{u_{0y} \cos \varphi}{k_1 + k_2}, & \varphi < \varphi_{uy}. \end{aligned} \right\} \quad (3.54)$$

З умови рівноваги валу в y -м перерізі можна отримати вираз для кута контакту:

$$\begin{aligned} \frac{Q_y(k_1 + k_2)}{R_{2y}\Delta_y} &= (\varphi_{0y} \sec \varphi_{0y} - \sin \varphi_{0y}) - \\ &-(\varphi_{uy} \sec \varphi_{uy} - \sin \varphi_{uy}). \end{aligned} \quad (3.55)$$

Максимальні контактні тиски у y -м перерізі:

$$\frac{\sigma_{0y}(k_1 + k_2)}{\Delta} = \sec \varphi_{0y} - \sec \varphi_{uy}. \quad (3.56)$$

Другий крок рішення це завдання функцій $u_{0y}, \Delta_y, \delta_y$, буде показано під час вирішення конкретних завдань. Підставляючи вирази (3.55) за умови (3.50), з урахуванням співвідношень (3.53), отримуємо:

$$\frac{Q_n(k_1 + k_2)}{R_2} = \int_0^l \Delta_y \left[(\varphi_{0y} \sec \varphi_{0y}) - (\varphi_{uy} \sec \varphi_{uy} - \sin \varphi_{uy}) \right] dy, \quad (3.57)$$

де

$$\begin{aligned}\sec \varphi_{oy} &= A_y, \quad \varphi_{oy} = \operatorname{arcsec} A_y, \quad \sin \varphi_{oy} = \sqrt{1 - A_y^{-2}}, \\ A_y &= \frac{u_{oy} + \Delta_y + \delta_y}{\Delta_y}, \quad \sec \varphi_{uy} = B_y, \quad \varphi_{uy} = \operatorname{arcsec} B_y, \\ \sin \varphi_{uy} &= \sqrt{1 - B_y^{-2}}, \quad B_y = \frac{\Delta_y + \delta_y}{\Delta_y}.\end{aligned}$$

У разі, якщо функції u_{oy} , Δ_y , δ_y , лінійні, можна записати:

$$u_{oy} = u_{00} \pm Y_{1y} \quad \Delta_y = \Delta_0 + Y_{2y}, \quad \delta_y = \delta_0 \pm Y_{3y}, \quad (3.58)$$

Де u_{00} , Δ_0 , δ_0 , -значення параметрів контакту при $y = 0$; $\pm$ означає прямий та зворотний нахили по відношенню до осі циліндрів;

Y_1 - кут між поздовжніми геометричними осями валу та шару;

Y_2 - кут між твірними циліндрів валу і шару (конусність) при $Y_1 = 0$;

Y_3 - кут між твірними циліндричної поверхні припрацювання і початковими твірними циліндричної поверхні шару.

Рівняння (3.56) та (3.57) дозволяють визначити контактний тиск у будь-якому перерізі сполучення з урахуванням заданих умов. Взяття інтеграла у випадку елементарних функцій є складним. Для використання загального рішення доцільно застосовувати чисельний алгоритм. В окремих випадках інтеграл можна обчислити аналітично, що дозволяє спростити формули. Далі розглянемо випадок перекосу валу в опорах з жорстко закріпленим корпусом.

Практично неможливо створити універсальні розрахункові залежності, що підходять для всіх типів підшипників. Вид розрахункових залежностей визначається насамперед умовами контакту: наявністю мастила, способом закріплення корпусу тощо. У зв'язку з цим нижче наведена систематизація підшипників ковзання за умовами контакту.

За характером мастила підшипники поділяються на: 1) підшипники з граничним та сухим тертям; 2) підшипники, що працюють в умовах гідродинамічного мащення.

За місцем закріплення втулки: 1) втулка підшипника закріплена у корпусі; підшипники із прямою парою тертя; 2) втулка підшипника закріплена на валу; підшипники зі зворотною парою тертя.

За характером закріплення корпусу підшипника: 1) корпус підшипника закріплений жорстко; 2) корпус підшипника може самовстановлюватися.

Тут розглядаються напрямні ковзання з граничним і сухим тертям, з втулкою, закріпленою в корпусі, жорстко закріплений корпус, обертається вал. Для випадків 1, 2, 4 (табл. 3.6) інтеграл (3.57) у загальному рішенні зводиться до елементарних функцій. Розглянемо ці випадки.

Таблиця 3.6

Схема контакту в напрямній з перекосом

№ п/п	Епюра переміщень та зносу	Умови контакту	Функції u_{0y} , δy
1		$l < L$	$u_{0y} = \gamma y$ $\delta_0 = 0$
2		$l = L$	$u_{0y} = u_{00} + \gamma y$ $\delta y = 0$
3		$l_0 < l < L$ $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$	на АВ $u_{0y} = u_{0l}$ $\delta y = \gamma y - u_{0l}$ на ВС $u_{0y} = \gamma y$ $\delta y = 0$
4		$l = L = l_0$	$u_{0y} = u_{00} + \gamma y$ $\delta y = \delta$

Контакт валу та шару за відсутності приробітку. Для нововиготовленої напямної за відсутності приробітку в лінійних співвідношеннях (3.58) $Y_2 = 0, \delta_0 = 0, Y_3 = 0$ (табл. 3.6 випадки 1, 2) мають вигляд:

$$\begin{aligned} u_{0y} &= u_{00} + Yy, \\ \Delta_y &= \Delta. \end{aligned} \quad (3.59)$$

Цим співвідношенням відповідає контакт циліндрично правильних валу та втулки, за наявності перекосу осей на кут Y (рис. 3.13). Для кінцевих циліндрів при лінійному законі розподілу максимальних переміщень вздовж y епюра переміщень може бути або трапеція, або трикутник. Розглянемо окремо ці два випадки.

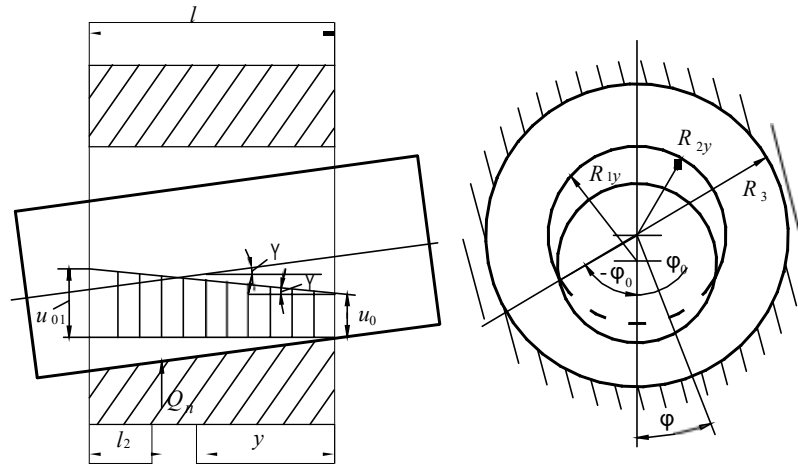


Рисунок 3.13 - Схема силової взаємодії валу та шару при перекосі осей

1. Епюра переміщень-трапеція.

Підставимо співвідношення (3.59) у загальне рішення (3.57) Після інтегрування та перетворень отримуємо:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_n &= \frac{\Delta}{2\gamma l} \left[(a^2 + 2) \operatorname{arcsec} a - 3\sqrt{a^2 - 1} - \right. \\ &\quad \left. - (l^2 + 2) \operatorname{arcsec} b + 3\sqrt{b^2 - 1} \right], \end{aligned} \quad (3.60)$$

$$\bar{Q}_n = \frac{Q_n(k_1 + k_2)}{R_2 l \Delta}; \quad a = \frac{u_{00}}{\Delta} + \frac{\gamma l}{\Delta} + 1; \quad b = \frac{u_{00}}{\Delta} + 1.$$

При заданому куті перекоосу γ та довжині лінії контакту l рівняння можна вирішити щодо u_{00} (графічно чи ітераційним методом). Графік функції (3.60) представлено на рис. (3.14 а). Максимальні радіальні переміщення іншому кінці шару при $y=l$ визначається залежно (3.59):

$$u_{ol} = u_{\infty} + \gamma l. \quad (3.61)$$

Найбільші контактні тиски визначимо за формулою (3.54), яка легко при $\varphi = 0$, $\delta_y = 0$ наводиться до вигляду:

$$\sigma_{ol} = \frac{u_{ol}}{k_1 + k_2}. \quad (3.62)$$

2. Епюра максимальних контактних переміщень-трикутник.

У разі трикутної епюри розподілу максимальних переміщень вздовж y довжина лінії контакту може бути або дорівнює, або менше розміру шару по твірній L . У першому випадку $l = z$ і за відомого кута перекоосу залежно (3.59) маємо:

$$u_{ol} = \gamma L$$

та максимальні контактні тиски знаходяться за залежністю:

$$\sigma_{ol} = \frac{\gamma L}{k_1 + k_2}. \quad (3.63)$$

З лінійності епюри переміщень і максимальних тисків випливає, що якщо епюра максимальних тисків трикутник, то максимальний тиск при наявності перекоосу більше максимальних тисків без перекоосу в 2 рази. Цю обставину можна використати для оцінки впливу перекоосу на величину тисків.

Якщо довжина лінії контакту менша за ширину корпусу $l < L$, то вона, як правило, невідома. Для визначення довжини лінії контакту із залежності (3.60) при $u_{00} = 0$ отримуємо формулу:

$$\frac{Q_n(k_1 + k_2)}{lR_2\Delta} = \frac{\Delta}{2yl} \left\{ \left[\left(\frac{\gamma l}{\Delta} + 1 \right)^2 + 2 \right]^{1/2} \arccos \left(\frac{\left(\frac{\gamma l}{\Delta} + 1 \right)^2 - 1}{\left(\frac{\gamma l}{\Delta} + 1 \right)^2 + 2} \right) \right\}. \quad (3.64)$$

або

$$\frac{2Q_n(k_1 + k_2)\gamma}{R_2\Delta^2} = \left[\left(\frac{\gamma l}{\Delta} + 1 \right)^2 + 2 \right]^{1/2} \arccos \left(\frac{\left(\frac{\gamma l}{\Delta} + 1 \right)^2 - 1}{\left(\frac{\gamma l}{\Delta} + 1 \right)^2 + 2} \right). \quad (3.65)$$

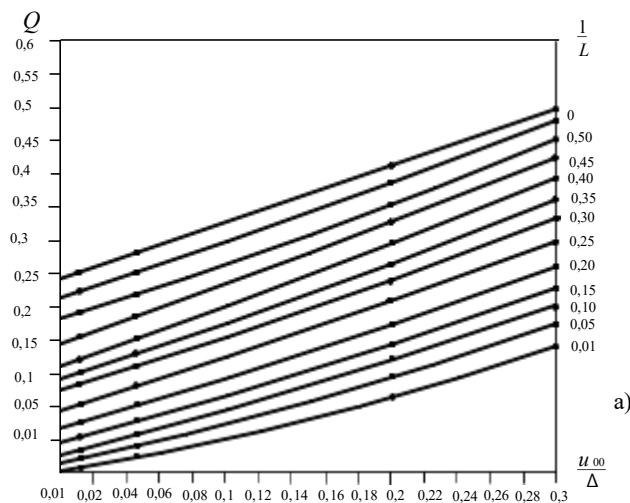
Рівняння (3.65) можна вирішувати щодо l графічно (рис. 3.14 б) чи методом ітерацій. Після визначення максимальні переміщення визначають із співвідношення:

$$u_{ol} = \gamma l,$$

а максимальний контактний тиск по залежності

$$\sigma_{ol} = \frac{u_{ol}}{k_1 + k_2}. \quad (3.66)$$

Оскільки вид епюри заздалегідь невідомий, починаємо розрахунок з використання залежності (3.60). Якщо в процесі розрахунку виявиться, що $u_0 / \Delta \leq 0$, Розрахунок ведеться за формулою (3.65).



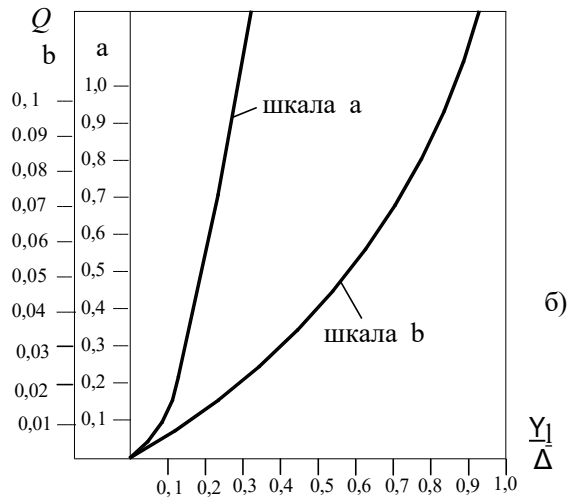


Рисунок 3. 14 - Графіки функцій: а) - (3.60), б) - (3.65)

Припрацьована напрямна. Тепер розглянемо інший випадок, коли співвідношення (3.58) має вигляд:

$$u_{0y} = u_{00} + Y_y, \Delta_y = \Delta_0 = \Delta, \delta y = \delta_0 = \Delta. \quad (3.67)$$

Ці співвідношення відповідають випадку, коли приробіток поверхонь валу і шару здійснювалася за відсутності перекосу, але контактують циліндри з перекосом (випадок 4, табл. 3.6)

Із загального рішення (3.57) після інтегрування та перетворень з урахуванням співвідношень (3.58) отримуємо зв'язок навантаження з іншими параметрами контакту у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{Q_n(k_1 + k_2)}{R_2 l \Delta} + \varphi_{u0} \sec \varphi_{u0} - \sin \varphi_{u0} = \\ & = 2 \frac{\Delta}{\gamma l} \left[(c^2 + 2) \operatorname{arcsec} c - 3 \sqrt{c^2 - 1} + \right. \\ & \left. + 3 \sqrt{d^2 - 1} - (d^2 + 2) \operatorname{arcsec} d \right], \\ & c = \frac{u_{00} + \gamma l + \delta + \Delta}{\Delta}, \quad d = \frac{u_{00} + \Delta + \delta}{\Delta}. \end{aligned} \right\} \quad (3.68)$$

Для визначення переміщення u_{00} необхідно поставити значення кута приробітку φ_{u0} на краю шару $y = 0$. При заданому φ_{u0} величина δ визначається за такою формулою (3.53). При виконанні розрахунку кут перекосу вважається

відомим. За рівнянням (3.67) величина u_{00} визначається методом ітерацій чи графічно. Найбільші переміщення будуть при $y = l$ та визначаються із співвідношень (3.68). Максимальний тиск знаходимо за (3.66).

3.5 Висновки до третього розділу

1. Отримана розрахункова залежність зносу від шляху тертя, яка дозволяє проводити оцінку зносу напрямної ковзання з маслоутримувальними канавками круглого профілю на стадії проектування. Алгоритм розрахунку передбачає вибір оптимальних геометричних параметрів мастильного профілю за критерієм зносостійкості при заданих режимах експлуатації і конструктивних параметрах напрямної.

2. Проведений аналіз конструктивних та технологічних особливостей напрямних ковзання машин для забезпечення довговічності по зносу та антифрикційних властивостей. Визначені трибоконтактні характеристики: контактний тиск і площа контакту для напрямної з маслоутримувальними канавками трикутного профілю. Розв'язана пряма зносоконтактна задача для напрямної ковзання і отримана залежність лінійного зносу напрямної від шляху тертя.

3. Аналіз розрахованих за даних умов геометричних параметрів і контактного тиску маслоутримувального профілю, формованого кульковим і конусним інденторами, показує, об'єм мастила, утримуваного канавками кулькового індентора, у порівнянні з конусним індентором, майже на 40 % і початковий контактний тиск на 13 % більший. Ширина канавки, формованої конусним індентором, на 30 % менша. Тому в межах даної довжини профілю кількість можливих канавок, формованих конусним індентором, за умови однакової відстані між канавками збільшується на понад три рази.

4. Аналіз результатів розрахунку також показує, що при зносі маслоутримувального профілю до повного стирання канавок, формованих кульковим індентором, реальна площа контакту збільшується на 34 %, а

контактний тиск зменшується на 26 %. При зносі профілю з канавками, формованими конусним індентором, реальна площа кон-такту збільшується на 18,6%, а контактний тиск зменшується на 16,2 %.

Інтенсивність зменшення реальної площі, формованої кожним індентором, і збільшення контактного тиску, суттєво зростає при зносі понад 60 % повного стирання макропрофілю.

5. Розрахунок зносу напрямних ковзання за запропонованими методиками показав, що знос прямої з круглим профілем маслоутримувальних канавок більший порівняно з напрямними, модифікованими маслоутримувальними канавками з трикутним профілем.

6. Запропонований спосіб формування маслоутримувального макропрофілю шляхом утворення канавок поверхневою пластичною деформацією і глибина канавки змінюється від найбільшого значення в центрі оброблюваної поверхні до нуля, а фасонний профіль канавки формується шляхом втискання в оброблювану поверхню пуансона.

7. В основі рішення задач про перекося в опорі ковзання лежить припущення про те, що кожен переріз за жорсткістю характеристик перебуває в стані плоскої деформації, а безперервність функцій переходу від перерізу до перерізу забезпечується геометричною безперервністю валу і втулки вздовж осі циліндрів. На основі прийнятих припущень у загальному вигляді рішення представлено для тиску у вигляді залежності (3.54), а для визначення кута у вигляді трансцендентного рівняння (3.57).

8. Запропонована систематизація завдань з урахуванням перекося валу показала, що на контактні тиски значною мірою впливає спосіб закріплення та припрацювання опори. Розрахункові формули отримані для епюри у вигляді трапеції (3.60). Для припрацьованої прямої рішення задачі з перекосям представлено у вигляді (3.68).

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ, АНТИФРИКЦІЙНИХ ТА ЗМАЩУВАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРИ «КЛАПАН-НАПРЯМНА» ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

4.1 Моделювання впливу трибологічних характеристик на працездатність пари «клапан-напрямна» ДВЗ

4.1.1 Характеристика матеріалів та умов роботи пари «клапан-напрямна» для моделювання та розрахунку

Клапани в автомобільному та промисловому застосуванні зазвичай виготовляються з матеріалів, які можуть витримувати високі температури, тиск і активне корозійне середовище. Вибір матеріалу багато в чому залежить від конкретного застосування і умов експлуатації. Нержавіюча сталь широко використовується через свою стійкість до корозії та міцність при високих температурах. Такі класи, як AISI 304 (UNS S30400) і AISI 316 (UNS S31600), поширені в хімічній та харчовій промисловості. Для застосування при більш високих температурах, наприклад у випускних клапанах двигунів, використовуються жаростійкі нержавіючі сталі, наприклад, AISI 347 (UNS S34700) або AISI 321 (UNS S32100).

Альтернативними матеріалами для виготовлення клапанів виступають сплави на основі титану – саме вони найчастіше зустрічаються у головках блоку циліндрів двигунів спортивних та «кастомних» авто з підвищеними вимогами щодо надійності за високих обертів та температур. На останній показник впливає в першу чергу коефіцієнт теплового розширення, який являє собою міру того, наскільки матеріал розширюється на один градус підвищення температури. Конкретним прикладом титанового сплаву, який зазвичай використовується для високопродуктивних клапанів двигуна, є Ti-6Al-4V, також відомий як титан класу 5. Цей сплав відомий чудовим поєднанням міцності, легкої ваги та

стійкості до корозії, що робить його популярним вибором в аерокосмічній, автомобільній та медичній промисловості.

Направляючі клапанів, які мають вирішальне значення для підтримки правильного вирівнювання, позиціонування та зазору штока клапана під час його руху в головці блоку циліндрів, зазвичай виготовляються з матеріалів, які забезпечують високу зносостійкість і покращену теплопровідність. Вибір матеріалу для направляючих клапанів багато в чому залежить від умов експлуатації та вимог двигуна або механізму. Марганцева бронза – група високоміцної, твердої бронзи, які, як правило, використовуються у вузлах, що вимагають поєднання високої міцності, стійкості до зношування та корозії. Такі сплави забезпечують чудову довговічність і властивості розсіювання тепла.

Об'єктом досліджень виступає збірна solid-модель клапану разом з напрямною (рис. 4.1 а,б) у складі головки блоку циліндрів Brodix 10X. Модифікація 10X відноситься до лінійки високопродуктивних головок блоку циліндрів, вироблених компанією Brodix, яка є відомою у галузі автомобільних автозапчастин, зокрема головок, блоків і колекторів. Головки блоку циліндрів Brodix 10X розроблені для встановлення у високопродуктивних і часто модифікованих гоночних бензинових двигунах серії “Small-Block” виробництва Chevrolet (General Motors). Двигун “Small-Block” Chevrolet V8, представлений ще у 1955 році, став основою автомобілів GM завдяки своїй універсальності та продуктивності і залишається найбільш чисельним за кількістю вироблених екземплярів у світі. Робочий об'єм може варіюватися в межах 262–400 кубічних дюйми (4.3–6.6 л). Головки Brodix 10X мають модифікований клапанний механізм: міцніші пружини клапанів та роликові коромисла для надійної роботи за високих обертів, клапани з нержавіючої сталі із вмістом титану (наприклад, сталь AISI 321 із формулою X6CrNiTi18-10) або безпосередньо титанових сплавів, як Ti-6Al-4V. Такі головки набули особливої популярності серед ентузіастів тюнінгу для вуличних заїздів (Drag Racing) або професійних колових гонок, проте залишаються достатньо надійними та адаптованими для щоденної

експлуатації. Матеріалом Ansys-моделі напрямної клапану виступає бронза C86300.

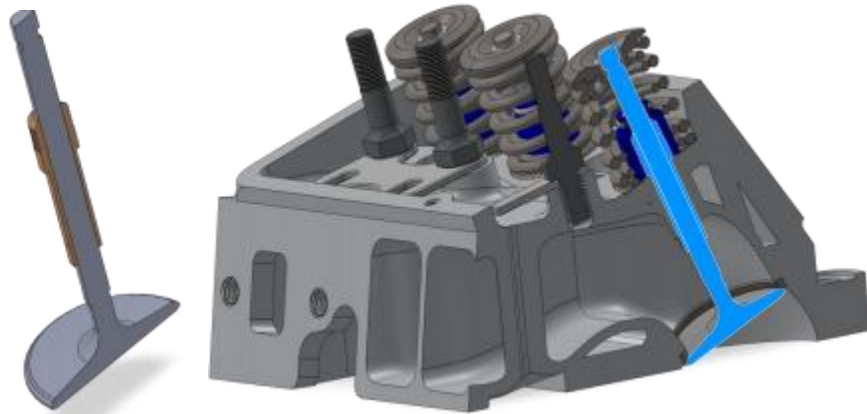
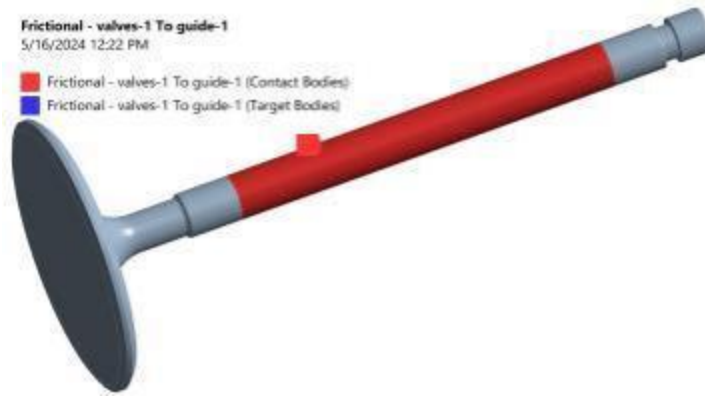


Рисунок 4.1– Клапан з напрямною і головка Brodix 10X у зборі

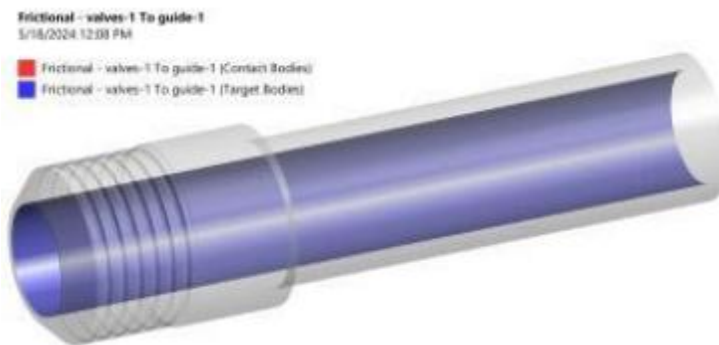
Додатково для поверхонь контакту між штоком клапана та напрямною збільшено деталізацію сітки з максимальною довжиною елементів $\text{Element size} = 1.0 \text{ mm}$. Тип контакту – Frictional з послідовним прикладанням різних коефіцієнтів тертя: $\mu_v = 0.1$ та 0.2 відповідно до крайових умов, зведені данні по котрих представлено нижче. Для досягнення конвергенції сил в області контакту параметр $\text{Normal Stiffness} > \text{Factor}$ встановлено рівним 0.1 для деяких з режимів випробувань.



а)



б)



в)

Рисунок 4.2 – Фрикційний контакт: а) шток клапана з напрямною; б) контактна (Contact) поверхня штоку клапана; в) цільова (Target) поверхня напрямної.
Статистика сітки кінцевих елементів (рис.4. 3): 153399 вузлів; 91621 елементів.



Рисунок 4.3 – МКЕ-сітка клапана з напрямною (Ansys Coupled Field Static)

Температура поверхні випускного клапана може досягати 600-900°C, тоді як впускний клапан зазвичай працює при нижчих температурах, оскільки він охолоджується повітрям або паливною сумішшю, що надходить. Протягом четвертого і останнього такту випуску клапан відкривається, щоб відпрацьовані

гази могли звільнити камеру згоряння – саме в цей період досягається найвища температура на поверхні головки клапана t_{VS} (Valve Surface Temperature) Ansys-моделі (600°C на рис.4.4). У наведених нижче розрахунках буде розглянуто обидва випадки температури: 600 та 900°C .

Для двигуна Chevrolet V8, який є типовим двигуном з рідинним охолодженням, штоки клапанів в основному охолоджуються моторною оливою і навколишнім матеріалом головки блоку циліндрів з додатковою передачею тепла охолоджувальній рідині.

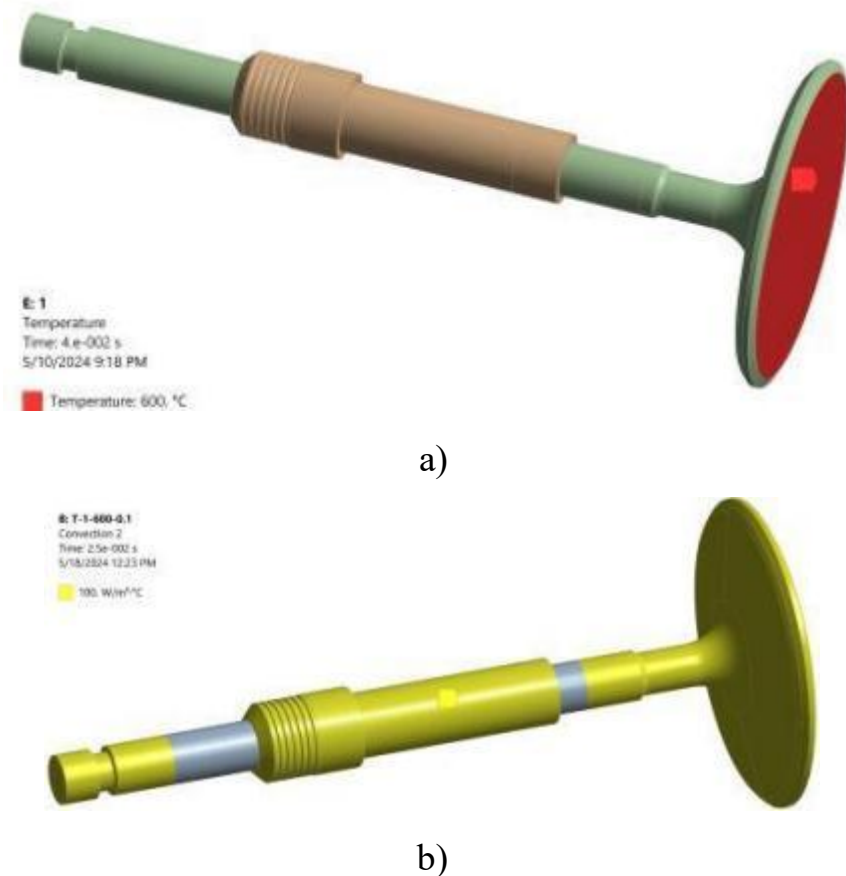


Рисунок 4.4 – Температурна модель а) і прикладання конвекції б)

Коефіцієнт конвекційної теплопередачі прямої клапана, де працює шток, буде залежати від масляної плівки (або її відсутності), яка змащує область контакту, зазвичай коливається в діапазоні від 100 до $500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Прикладемо значення $300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ до нашої розрахункової моделі. Іншим поверхням задано значення конвекції $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ за тих самих температурних навантажень поверхні клапана: 600 або 900°C (в залежності від режиму).

Для фіксації моделі прикладемо в'язі з обмеженням переміщень та обертань відносно усіх трьох осей (жорстке защемлення, що відповідає типу Fixed Support у Ansys) до наступних поверхонь напрямної клапана відповідно до її кріплення у тілі головки блоку циліндра (рис. 4.5).

Для формування крайових умов кінематики та динаміки руху системи «клапан–напрямна» в Ansys проаналізуємо основні процеси такту випуску: на початку або безпосередньо перед початком такту відкривається випускний клапан, керований розподільним валом, що має кулачки, призначені для натискання на штовхачі клапанів, ефективно відкриваючи їх у потрібний момент [65-72].



Рисунок 4.5 – Прикладання в'язей типу Fixed Support до напрямної клапана: а) обрані поверхні; б) перетин головки блоку з позначенням поверхонь кріплення напрямної (червоні лінії)

Випускний клапан рухається вниз, коли кулачок натискає на наконечник клапана. Кінематика цього процесу визначається напрямною клапана – циліндричною деталлю, яка забезпечує плавне й точне переміщення штока клапана без бокового руху або обертання. Насправді, між штоком клапана і внутрішньою циліндричною поверхнею напрямної існує зазор, який у досліджуваній моделі головки блоку Brodix 10X складає 0.03358 мм (рис. 4.6 і є симетричним відносно поздовжньої осі клапана.

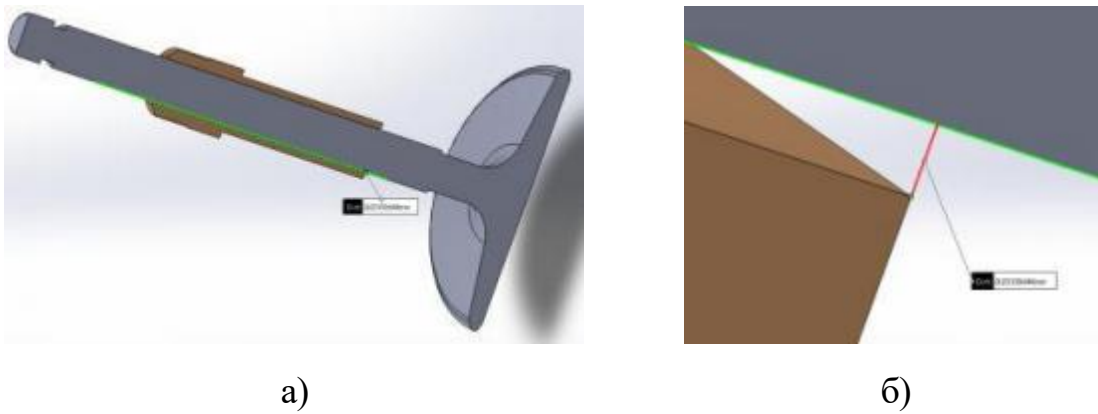
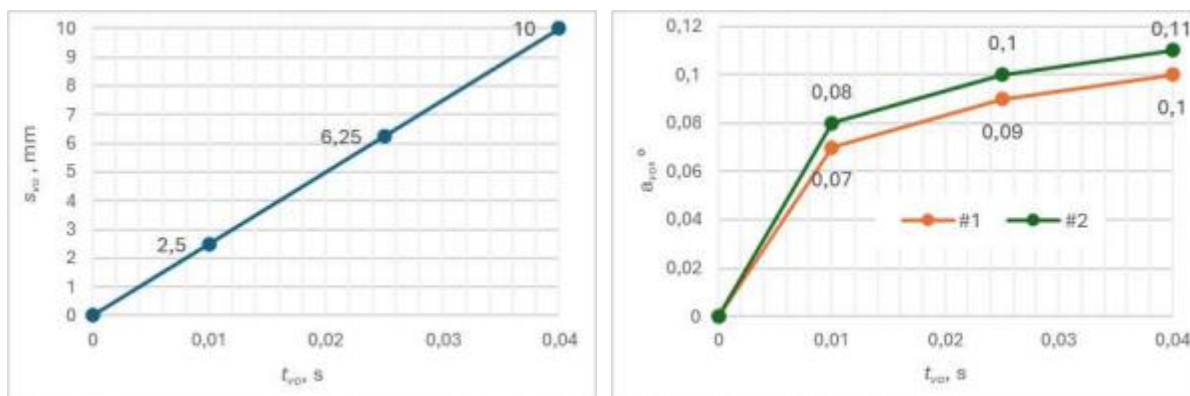


Рисунок 4.6 – Зазор між штоком клапана з напрямною: а) поздовжній перетин; б) збільшений вигляд Solid-моделі

Наступним кроком сформуємо крайові умови щодо кінематики руху клапана:

- тривалість відкриття клапана складає $t_{vo} = 0.04$ с, що приблизно відповідає холостим оборотам низькооборотного двигуна “Small-Block” Chevrolet V8 (600-800 об/хв);
- хід штоку s_{yo} є лінійним від 0 до 10 мм протягом $t_{vo} = 0.04$ с (рис. 4.7);
- кут перекосу ι_{yo} протягом ходу штоку s_{yo} є ступінчастим і аналізується при двох варіантах його інтенсивності (крива #1 та #2 на рис. 8)
- покроковість прикладання S_{yo} та ι_{yo} (Number of Steps = 3): 0 – 0.01 с; 0.01 – 0.025 с; 0.025 – 0.04 с;



а)

б)

Рисунок 4.7 – Кінематика руху клапана: а) хід штоку s_{yo} ; б) кут перекосу ι_{yo}

Слід зазначити, що кут перекоосу γ_{yo} виникає в результаті тиску кулачка на наконечник клапана: повертаючись, розподільний вал окрім нормальних зусиль, які власне й забезпечують хід штоку S_{yo} , створює також тангенціальні. Стабілізуючими факторами клапана виступають верхня опорна тарілка пружини та безпосередньо напрямна клапана із зазором. У той же час нижня частина клапана (основа) перебуває у відносно вільному положенні на стадії відкриття (поза сідлом) та демонструє коливання протягом часу відкриття t_{vo} , що буде продемонстровано нижче при обговоренні результатів досліджень. Консолідуємо крайові умови моделі Ansys на рис. 4.8 та у табл. 4.1 та розглянемо наступні позначення на прикладі T-1-600-0.1-0.04:

- T – матеріал виготовлення клапана (T – Ti-6Al-4V або A – AISI 321);
- 1 – номер кривої кута перекоосу γ_{yo} (#1 або #2 відповідно до графіку на рис.4. 8);
- 600 – температура на поверхні головки клапана t_{vs} (600 або 900°C);
- 0.1 – коефіцієнт тертя між штоком та напрямною f_{v} (0.1 або 0.2);
- 0.04 – тривалість відкриття клапана t_{yo} (0.04 або 0.01 с).

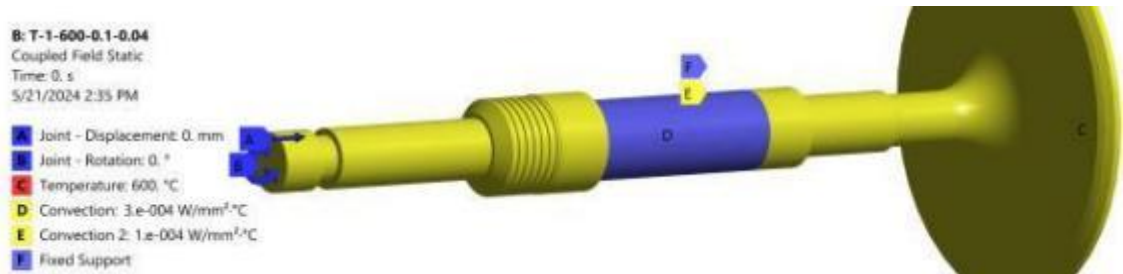


Рисунок 4.8. – Крайові умови на прикладі режиму T-1-600-0.1-0.04

Прикладання температурного навантаження t_{vs} до поверхні головки клапана (рис. 4.9) дозволило отримати карту розподілу температури по поверхні його тіла. Динаміка спадання температури по довжині клапана суттєво залежить від інтенсивності прикладеної конвекції (рис. 4.9).

Таблиця 4.1

Легенда розрахункових режимів моделі Ansys

Назва режиму	Матеріал	$(\gamma_{\text{yo}}, \#$	$t_{\text{vo}}, \text{с}$	$T_{\text{vs}}, ^\circ\text{C}$	Oj_v	Мета задач режиму
--------------	----------	---------------------------	---------------------------	---------------------------------	--------	-------------------

T-1-600-0.1-0.04	Ti-6Al-4V	1	0.04	600	0.1	вплив матеріалу
A-1-600-0.1-0.04	AISI 321	1	0.04	600	0.1	
T-2-600-0.1-0.04	Ti-6Al-4V	2	0.04	600	0.1	вплив кута перекоосу
A-2-600-0.1-0.04	AISI 321	2	0.04	600	0.1	
T-2-900-0.1-0.04	Ti-6Al-4V	2	0.04	900	0.1	вплив температури
A-2-900-0.1-0.04	AISI 321	2	0.04	900	0.1	
T-2-900-0.2-0.04	Ti-6Al-4V	2	0.04	900	0.2	вплив коеф. тертя
A-2-900-0.2-0.04	AISI 321	2	0.04	900	0.2	
T-2-900-0.1-0.01	AISI 321	2	0.01	900	0.1	вплив обертів двигуна
A-2-900-0.1-0.01	AISI 321	2	0.01	900	0.1	

Так, для двигуна під низьким навантаженням та активним охолодженням за рахунок масляної плівки температура ближче до кінця штоку (наконечник клапана) може спадати й до 150-200 °С. За умови підвищених робочих обертів (понад 2500-3000 об/хв) та слабшого охолодження температура здатна підніматися й до 450-720 °С.

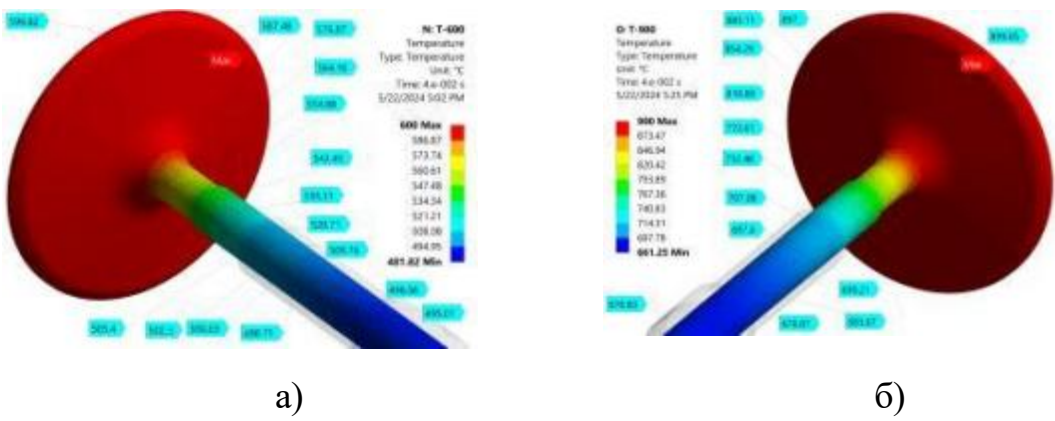


Рисунок 4.9 – Розподіл температури по довжині титанового клапана (Ti-6Al-4V):
 а) TS = 600°C; б) TS = 900°C

4.1.2 Вплив матеріалу на працездатність пари «клапан-напрямна»

Аналіз напруженого стану моделі розпочнемо з режимів T-1-600-0.1-0.04 та A-1-600-0.1-0.04 згідно з задачами, сформованими у табл. 4.1. Карти напружень «Equivalent (von-Mises) Stress» у Ansys клапанів та напрямних (поперечний перетин на рис. 4.10):

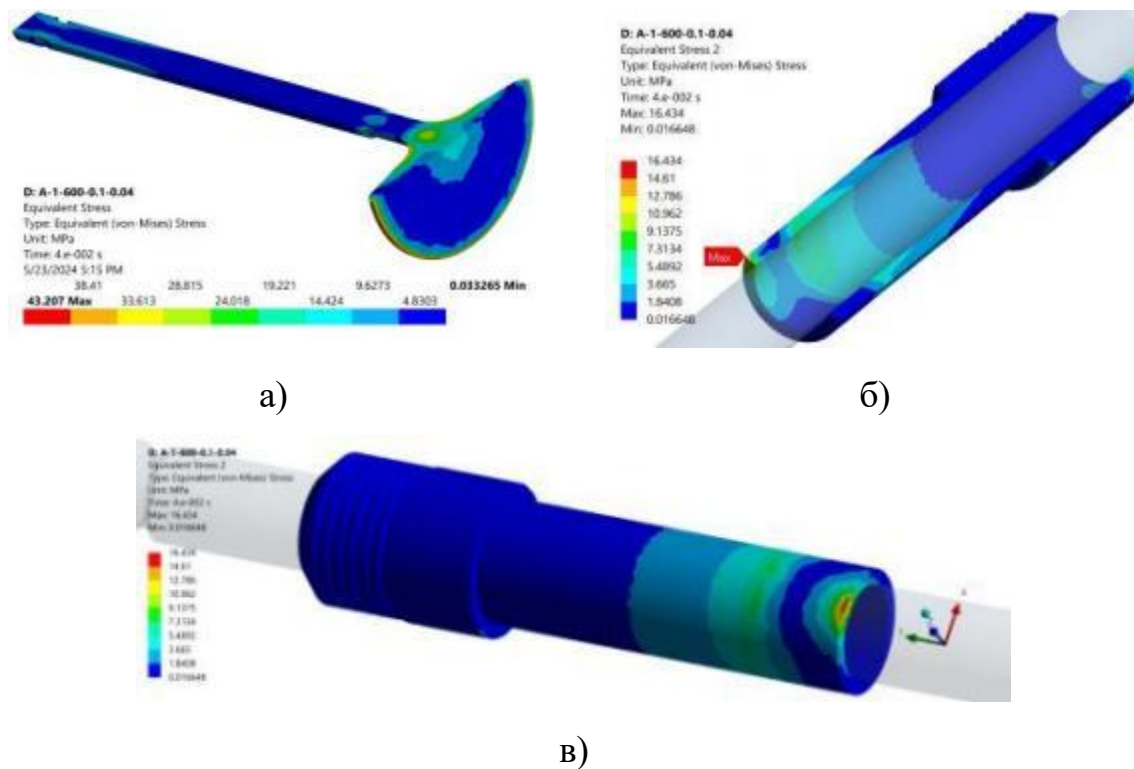


Рисунок 4.10 – Карти напружень по Мізесу клапана та напрямної

Станом на $t_{\text{го}} = 0.04$ с максимальні σ_{max} та середні σ_{ave} напруження становлять: 22.46 МПа у титанового клапана та 43.21 МПа – у сталевому. В обох випадках вони є «тепловими» і зафіксовані на кромці головки клапана, де жодних механічних взаємодій не відбувається згідно поставлених крайових умовах. З результату видно, що сталевий зразок майже вдвічі менш жаростійкий, що проявляється й у результатах σ_{ave} (6.83 проти 3.34 МПа у титанового клапана). σ_{max} напрямних становлять 13.98 МПа у комбінації з титановим клапаном та 16.43 МПа – зі сталевим відповідно. Закономірності тут наступні: 1) вищі напруження клапана провокують вищі напруження напрямної (комбінація AISI 321 – Bronze C86300); 2) напрямна продемонструвала σ_{max} на внутрішній поверхні (зоні контакту з титановим клапаном), а при контакті зі сталевим – на зовнішній; 3) в результаті перекосу клапана максимальні напруження у тілі напрямної спостерігаються по діагоналі її отвору. Середні напруження σ_{ave} у тілі напрямної складають 0.745 та 0.398 МПа при взаємодії зі сталевим та титановим клапаном відповідно.

Проаналізуємо ситуацію з контактною поверхнею штоку клапана (рис. 4.11). Більш пластичний сталевий зразок клапана отримав значно вищі напруження у момент першого контакту $t_m = 0-0.0005$ с, де відбулося ковзання, та продемонстрував пік напружень 16.09 МПа ($t_m = 0.00031$). На той момент титановий клапан отримав лише 2.73 МПа ($t_m = 0.00043$ с). Після закінчення першого кроку перекошу (кут φ_0) станом на $t_m = 0.013$ с сталевий клапан отримує наступний пік максимальних напружень $\sigma_{max} = 13.99$ МПа, що добре спостерігається на карті напружень рис. 4.11. По мірі ходу штока S_{y0} та зміни φ_0 титановий клапан змінює сторону контакту з напрямною ближче до наконечника (сталевий клапан демонструє аналогічну поведінку). Станом на кінець експерименту J_{max} титанового та сталевих клапанів набувають значень 5.21 та 9.41 МПа відповідно.

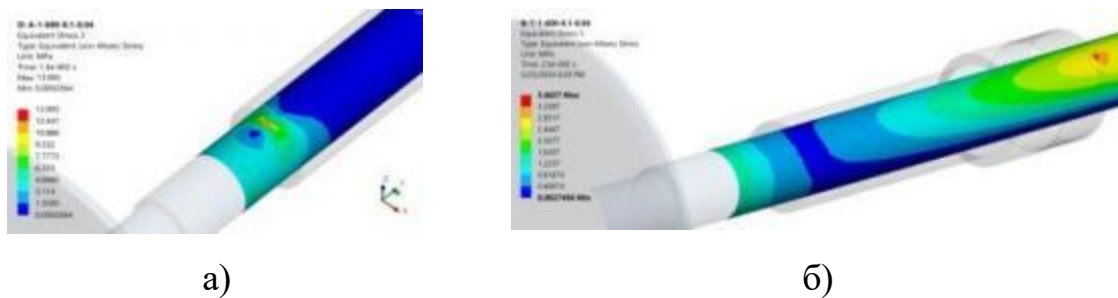


Рисунок 4.11 – Карта напружень по Мізесу контактної поверхні штока: а) сталевий ($t = 0.013$ с); б) титановий ($t = 0.025$ с)

Дослідимо показники σ_{max} та σ_{ave} контактної поверхні напрямної (режим А-1-600-0.1-0.04). Станом на момент часу $t_m = 0.00023$ с відбувається перший контакт штоку з напрямною – J_{max} складають 6.47 МПа (рис.4.12 а). Таким чином, маючи вільний кінець (згідно конструкції головки двигуна на рис. 4.1), напрямна отримала імпульс і демонструє стрибкоподібні напруження. Далі контакт стабілізується і по мірі зростання кута φ_0 станом на $t_m = 0.01$ с максимальні напруження складають 5.88 МПа (рис. 4.12б). У кінці експерименту ($t_m = 0.04$ с) напруження переміщуються до краю контактної поверхні і збільшуються до 12.35 МПа.

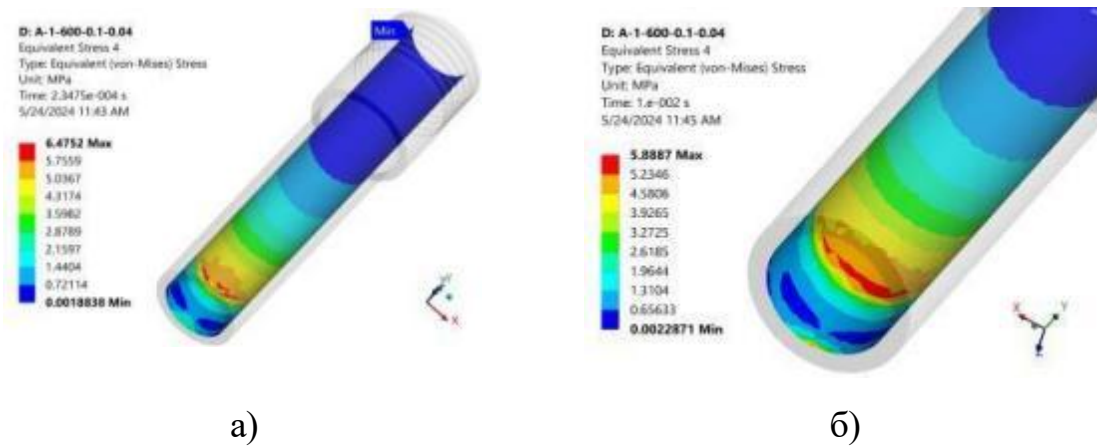


Рисунок 4.12 – Карта напружень контактної поверхні напрямної (A-1-600-0.1-0.04) у момент часу t_m : а) 0.00023 с; б) 0.01 с

Поведінка напрямної в умовах режиму T-1-600-0.1-0.04 є дуже близькою до моделі зі сталевим клапаном.

4.1.3 Вплив кута перекосу на розподіл контактних напружень

Згідно крайових умов табл. 4.1 було змодельовано наступні два режими, аналогічні описаним вище, проте з відмінним графіком кута перекосу θ_{yo} . Фактично різниця між кутом перекосу складає 0.01° на кожному з 3-х кроків. Таким чином, крива #2 є більш інтенсивною та в теорії має викликати вищі значення напружень у режимах T-2-600-0.1-0.04 та A-2-600-0.1-0.04. Вплив зміни кута у випадку сталевго штоку починає проявлятися з $t_m = 0.025$ с, де криві максимальних напружень J_{max} розходяться і станом на кінець експерименту різниця складає 3.63 МПа (9.41 та 13.1 МПа у режимі кривої #1 та #2 відповідно). На відміну від режиму A-1-600-0.1-0.04, де у перші 0-0.0005 с було зафіксовано коливання з відповідним піковим напруженням 16.09 МПа, більш інтенсивна зміна кута θ_{yo} краще стабілізує клапан. Ситуація з титановим клапаном більш очевидна – спостерігається планомірний ріст σ_{max} до закінчення експерименту $t_{vo} = 0.04$ с, коли напруження складають 7.14 та 5.21 МПа за режимів з кривою #2 та #1 відповідно.

Напруження у характерні моменти часу t_m подано на рис. 4.13. Інтерес являє собою зміна форми плями контакту за дуже короткий проміжок часу ($t_m = 0.0094\text{--}0.01$ с) та зміна напружень з 2.69 до 2.87 МПа.

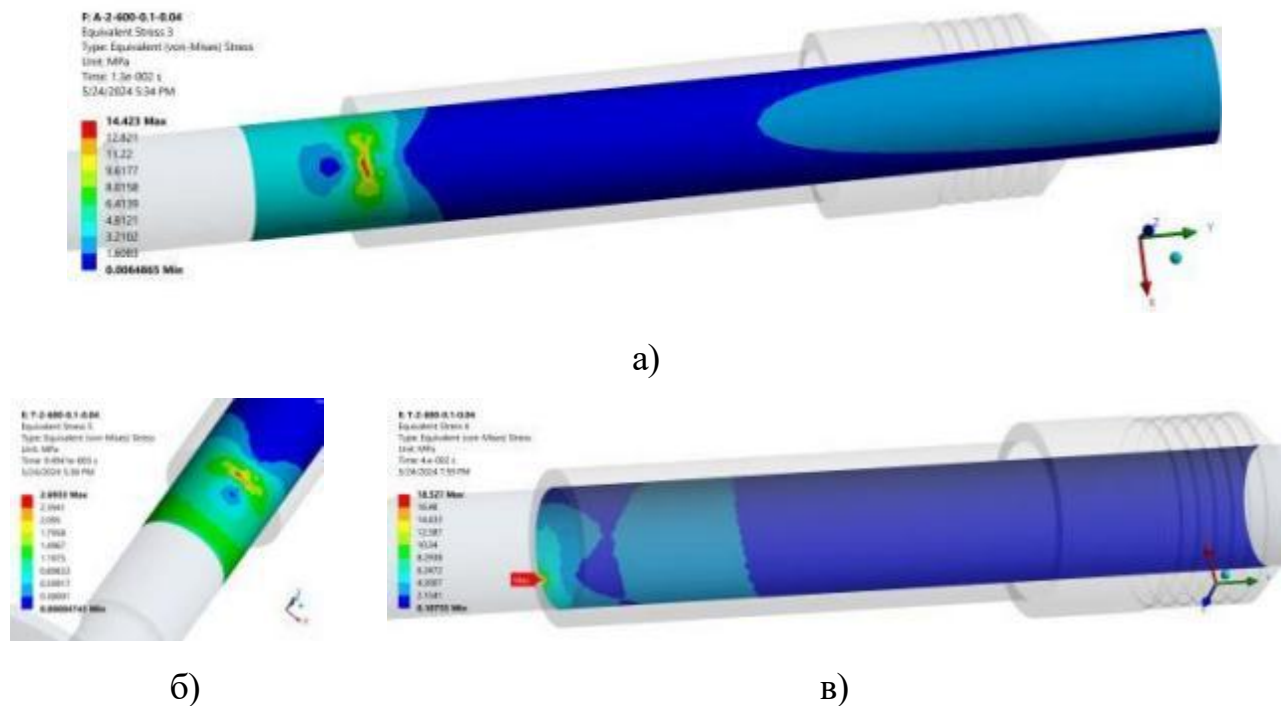


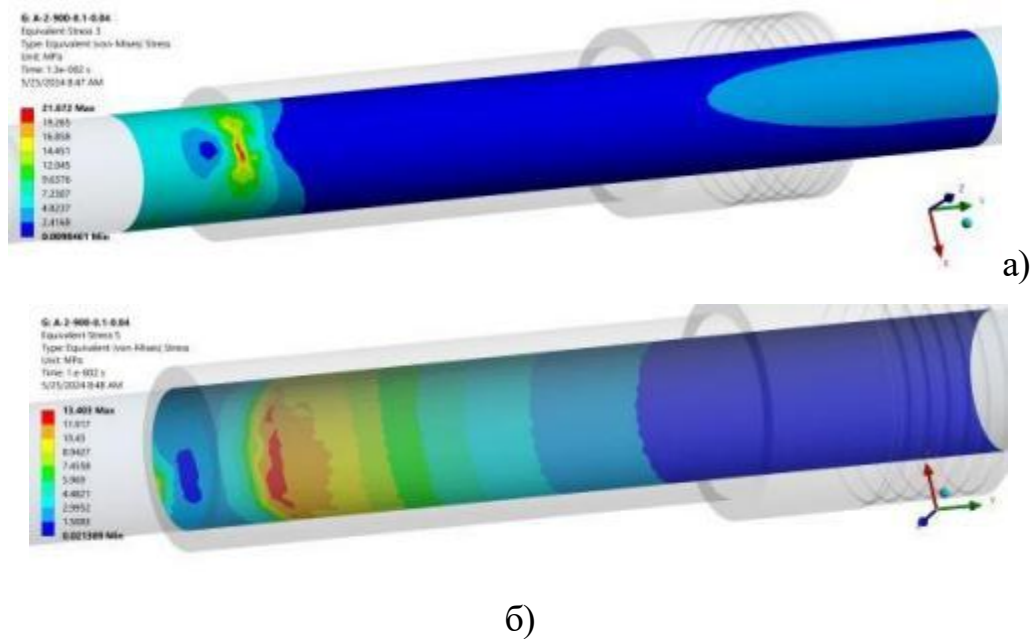
Рисунок 4.13 – Карти напружень у режимах з кривою кута перекосу #2: а) сталевий клапан у $t = 0.013$ с; б) титановий клапан у $t_m = 0.0094$ с; в) напрямна (режим Т-2-600-0.1-0.04) у момент $t_m = 0.04$ с

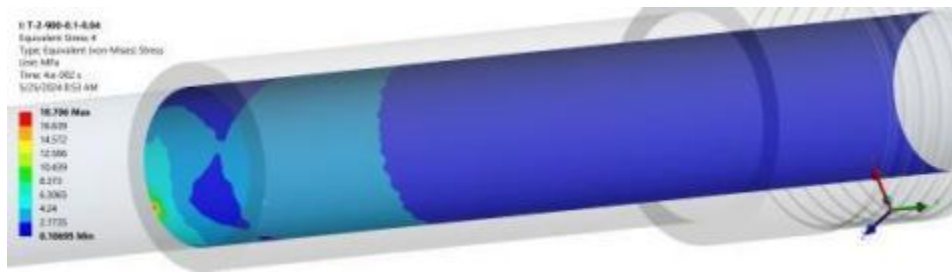
Таким чином, попередня гіпотеза щодо зростання напружень при переході з кривої #1 до #2 підтвердилась. Наприклад, AGave (приріст середніх напружень) становить 24-30% для поверхні клапана та 28-41% – для напрямної.

4.1.4 Вплив температури на напружений стан моделей

Наступна ітерація розрахунків присвячена впливу температури на напружений стан моделей. Отже, до попередніх режимів з кривою #2 (Т-2-600-0.1-0.04 та А-2-600-0.1-0.04) прикладемо температуру 900°C (до поверхні головки клапана) і проаналізуємо отримані результати. Титанові моделі майже

збігаються між собою у значеннях $\sigma_{\max}$ (7.14 та 7.16 МПа при 600 та 900°C відповідно), які зафіксовані станом на $t_m = 0.04$ с. Найбільша різниця максимальних напружень між ними складає 1.57 МПа і зафіксована у момент $t_m = 0.014$ с. Таким чином, можна констатувати, що титановий сплав стійкий до температурних навантажень. Інша ситуація зі сталевим клапаном – $L_{\sigma\max} = 50.3\%$ (зростання з 14.42 до 21.67 МПа) у піковий момент $t_m = 0.013$ с, який настав раніше, ніж у титановій моделі ($t_m = 0.014$ с). Сталь виявилася більш чутливою до температурних змін клапану. Бронзова напрямна при взаємодії з титановим клапаном майже не відчула змін його температури при аналізі напружень $J_{\max}$ зросли з 18.5 до 18.7 МПа. Це свідчить про позитивний вплив титанового сплаву на термодинаміку напрямної та умови її роботи – фактично титановий клапан при нагріванні максимально щадний до поверхні напрямної. Сталевий клапан в результаті експерименту ($t_{vo} = 0.04$ с) створює у напрямній нижчі максимальні напруження (14.02 та 14.5 МПа при 600 та 900°C відповідно), ніж титановий. Середні напруження σ_{ave} напрямної у комбінації зі сталевим клапаном є вищими на понад 24% і при його нагріванні з 600 до 900°C демонструють коливання.





в)

Рисунок 4.14 – Карти напружень у ключові моменти часу t_m : а) 0.013 с – сталевий шток; б) 0.01 с – напрямна у комплексі зі сталевим клапаном; в) 0.04 с – напрямна у комплексі з титановим клапаном

4.1.5 Вплив коефіцієнту тертя на контактні параметри пари «клапан-напрямна»

Перейдемо до наступного кроку і змінимо у попередніх режимах коефіцієнт тертя μ_v з 0.1 до 0.2. Режими отримають наступні позначення відповідно: T-2-900-0.2-0.04 та A-2-900-0.2-0.04. Збільшення μ_v з 0.1 до 0.2 мінімально скоротило $q_{\text{пак}}$ сталевих клапанів: 21.67 проти 21.42 МПа станом на $t_m = 0.013$ с. У момент закінчення експерименту ($t_o = 0.04$ с) режим із більшим тертям продемонстрував вище на 25% значення J_{max} : 16.56 проти 13.19 МПа. Титановий зразок значно менш чутливий до зміни μ_v в силу вищої поверхневої твердості – криві графіків майже співпадають, а в кінцевий момент $t_{vo} = 0.04$ с різниця становить лише 12.2% (7.16 проти 8.03 МПа у режимах з $\mu_v = 0.1$ та 0.2 відповідно).

Максимальні напруження J_{max} тіла напрямної зросли з 16.43 МПа (режим A-1-600-0.1-0.04 на рис. 4.15) до 26.26 МПа при взаємодії зі сталевим клапаном, котрий у свою чергу отримав 67.4 МПа у результаті температурного навантаження (кромка головки на рис. а та б). Титановий клапан у поточному режимі T-2-900-0.2-0.04 продемонстрував лише 34.97 МПа (рис. 4.15 б), а відповідна напрямна – 21.07 МПа.

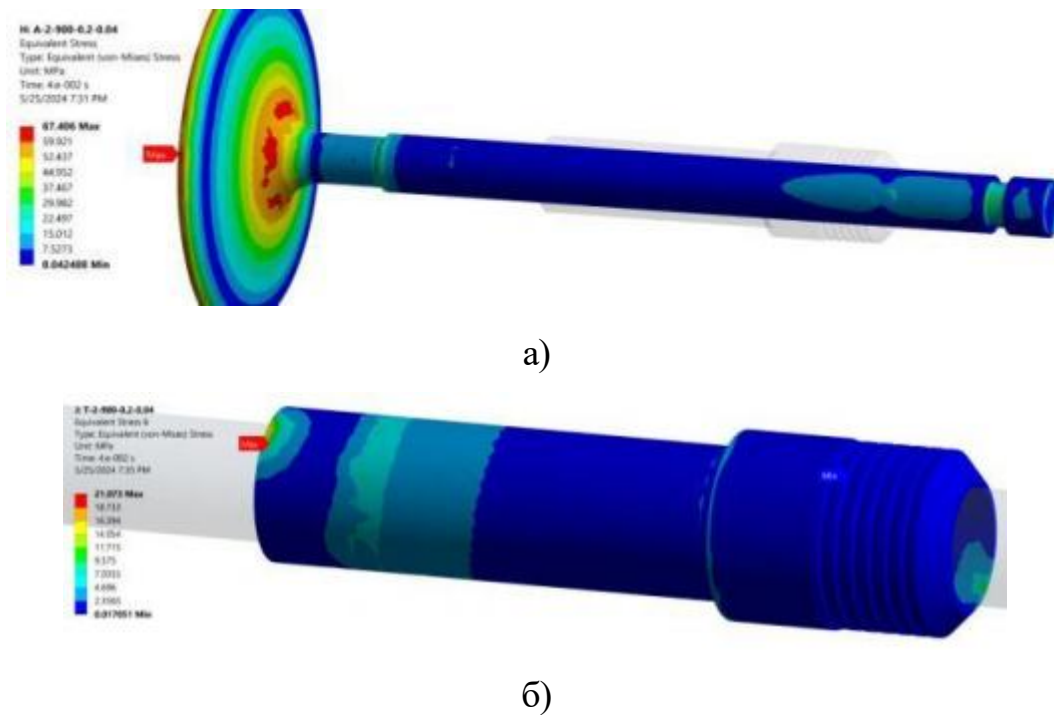


Рисунок 4.15 – Карти напружень по Мізесу моделей клапану і напрямної у режимі: а) А-2-900-0.2-0.04; б) Т-2-900-0.2-0.04

В результаті отримуємо наступний парадокс: загалом модель напрямної отримує нижчі максимальні напруження $J_{\max}$ при взаємодії з титановим клапаном, ніж у комплексі зі сталевим, але її контактна поверхня навпаки більш напружена саме у режимі взаємодії з титановим клапаном.

4.1.6 Вплив обертів двигуна на напружений стан моделей

Виконаємо наступну ітерацію розрахунку – визначимо вплив обертів двигуна (час відкриття клапана) на напружений стан моделі у режимах Т-2-900-0.1-0.01 та А-2-900-0.1-0.01 ($l_y=0.1$), де остання складова позначення як раз і відповідає за тривалість відкриття клапана $t_{vo}=0.01$ с. Приблизно розрахуємо частоту обертання колінчастого валу за даного значення t_{vo} .

Випускний клапан у 4-тактному двигуні зазвичай починає відкриватися перед досягненням нижньої мертвої точки (НМТ) на робочому ході і завершує відкриття досягненням верхньої мертвої точки (ВМТ) на випускному ході. Загальний кут, на який відкритий випускний клапан, становить приблизно 240-280° обертання колінчастого валу, оскільки він відкривається перед початком

такту випуску (приблизно за $40-60^\circ$ перед НМТ) і закривається після його закінчення (пізніше на $10-20^\circ$ після ВМТ).

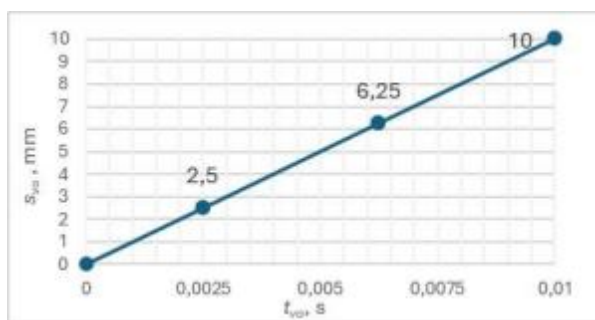
Отже, щоб визначити частоту обертання двигуна, при якій час відкриття клапана на 130° складає $0,01$ с, скористаємося наступним підходом: визначимо, скільки часу займає 1 повний оберт колінчастого вала (360°); обчислимо частоту обертання двигуна в обертах за хвилину (об/хв).

Час для обертання на 130 градусів становить $0,01$ с. Визначимо час для одного повного оберту (360°): $\frac{130^\circ}{360^\circ} = \frac{0,01}{t_{ft}}$; $t_{ft} = 0,0277$ с, де: t_{ft} – час для одного повного оберту, с. Частота обертання двигуна rmp (об/хв):

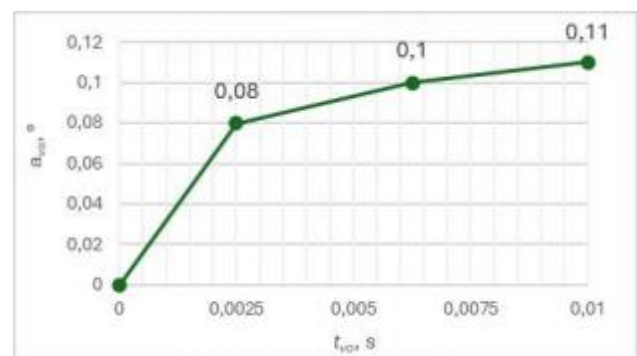
$$rmp = \frac{1}{t_{ft}} \cdot 60 = \frac{1}{0,0277} \cdot 60 = 2166 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

Отже, двигун обертається з частотою приблизно 2166 об/хв, якщо час відкриття клапана (відповідно 130° повороту колінчастого вала) складає $t_{vo}=0.01$ с.

Актуалізуємо крайові умови – оновимо графіки на рис. 17, скоротивши час t_{vo} по осі абсцис до 0.01 с: графік ходу штока S_{yo} та кута перекосу γ_{yo} відповідають покроковості попередніх режимів, лише самі значення досягаються у 4 рази швидше.



а)



б)

Рисунок 4.17 – Кінематика руху клапана при $rmp = 2166 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$: а) хід штоку s_{vo} ; б)

кут перекосу γ_{yo}

Усі значення $\sigma_{\max}$ та σ_{ave} досягнуто у кінці експерименту $t_o=0.01$ с. Виключенням являється режим Т-2-900-0.1-0.01, при котрому $\sigma_{\max}$ у напрямній

зафіксовано станом на $t_m=0.0099$ с і складає 14.16 МПа. $\sigma_{\max}$ та σ_{ave} при $t_{vo}=0.01$ с завжди були вищими за порівнювані режими A-2-900-0.1-0.04 та A-2-900-0.1-0.04 з $t_{vo}=0.04$ с окрім випадку з напрямною у контакті з титановим клапаном: $\sigma_{\max}$ скоротилося з 18.71 до 14.16 МПа при зменшенні часу t_{vo} з 0.04 до 0.01 с (рис. wg a). Розміри даної локації на кромці напрямної настільки малі (0.3 мм), що титановий клапан буквально «пролітає» повз пляму контакту при збільшенні обертів двигуна. Водночас σ_{ave} у напрямній виросло на 171.5% (з 1.44 до 3.91 МПа). Аналогічна ситуація і у режимі A-2-900-0.1-0.01 – ΔG_{ave} напрямної склало 111.9%, а $\Delta G_{\max}$ – 74.7%. Таким чином, сукупна поведінка титанового клапану з бронзовою напрямною є унікальною – підвищені оберти йдуть на користь контактній поверхні напрямної з огляду на скорочення максимальних напружень та майже 2-кратної різниці σ_{ave} (3.91 МПа у режимі T-2-900-0.1-0.01 та 7.5 МПа у A-2-900-0.1-0.01).

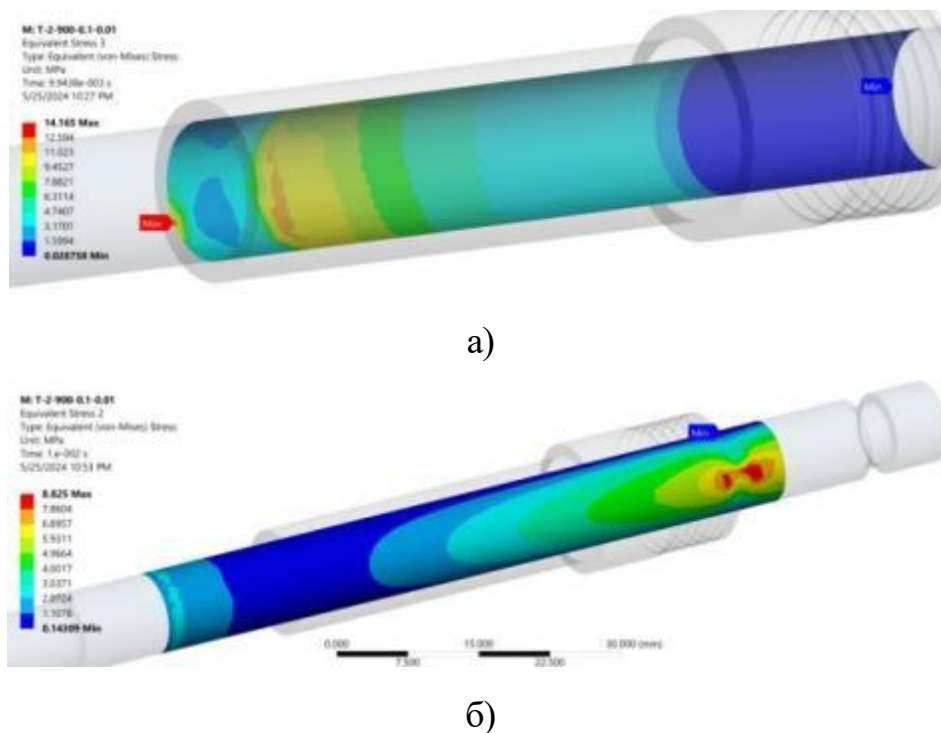


Рисунок 4.17 – Карта напружень по Мізесу у режимах з $t_o = 0.01$ с: а) напрямна T-2-900-0.1-0.01; б) титановий клапан $t_m = 0.01$ с

Зведемо масив отриманих вище результатів по кожному з режимів випробувань у табл. 4.2: $J_{\max}$ та σ_{ave} – максимальні та середні напруження; $\Delta G_{\max}$ та ΔG_{ave} – різниця напружень у відсотках між поточним та попереднім

режимом одного і того ж матеріалу; $t_{\sigma_{max}}$ та $t_{\sigma_{ave}}$ – час досягнення максимальних та середніх напружень σ_{max} та σ_{ave} .

Таблиця 4.2

Зведені результати напружень σ_{max} та σ_{ave} для режимів моделі Ansys

Контактна поверхня клапана						
Режим	σ_{max} , МПа	$\Delta\sigma_{max}$, %	$t_{\sigma_{max}}$, с	σ_{ave} , МПа	$\Delta\sigma_{ave}$, %	$t_{\sigma_{ave}}$, с
T-1-600-0.1-0.04	5.21	–	0.04	1.38	–	0.04
A-1-600-0.1-0.04	16.09	+208.8	0.00031	2.79	+102.2	0.04
T-2-600-0.1-0.04	7.14	+37.0	0.04	1.80	+30.4	0.04
A-2-600-0.1-0.04	14.42	-10.4*	0.013	3.47	+24.4	0.04
T-2-900-0.1-0.04	7.16	+0.3	0.04	1.91	+6.1	0.04
A-2-900-0.1-0.04	21.67	+50.3	0.013	3.99	+15.0	0.04
T-2-900-0.2-0.04	8.03	+12.2	0.04	1.91	0	0.04
A-2-900-0.2-0.04	21.42	-1.2	0.013	4.01	+0.5	0.04
T-2-900-0.1-0.01	8.82**	+23.22	0.01	1.92	+0.5	0.01
A-2-900-0.1-0.01	24.21**	+11.7	0.01	4.29	+7.5	0.01
Контактна поверхня напрямної						
Режим	σ_{max} , МПа	$\Delta\sigma_{max}$, %	$t_{\sigma_{max}}$, с	σ_{ave} , МПа	$\Delta\sigma_{ave}$, %	$t_{\sigma_{ave}}$, с
T-1-600-0.1-0.04	13.98	–	0.04	0.95	–	0.04
A-1-600-0.1-0.04	12.35	-11.7	0.04	2.23	+134.7	0.04
T-2-600-0.1-0.04	18.52	+32.5	0.04	1.34	+41.1	0.04
A-2-600-0.1-0.04	14.02	+13.5	0.04	2.85	+27.8	0.04
T-2-900-0.1-0.04	18.71	+1.0	0.04	1.44	+7.5	0.04
A-2-900-0.1-0.04	14.50	+3.4	0.04	3.54	+24.2	0.04
T-2-900-0.2-0.04	21.076	+12.7	0.04	2.32	+61.1	0.04
A-2-900-0.2-0.04	17.01	+17.3	0.04	4.81	+35.9	0.04
T-2-900-0.1-0.01	14.16	-24.3	0.0099	3.91	+171.5	0.01
A-2-900-0.1-0.01	25.33	+74.7	0.01	7.50	+111.9	0.01

Режим A-2-600-0.1-0.04 продемонстрував $\Delta\sigma_{max} = -10.4\%$ відносно A-1-600-0.1-0.04, де у перші 0-0.0005 с було зафіксовано коливання з відповідним піковим напруженням 16.09 МПа. Наступний пік напружень $\sigma_{max} = 13.99$ МПа у режимі A-1-600-0.1-0.04 (крива 1) приходить вже на момент $t_m = 0.013$ с. Таким чином, без врахування зазначеного стрибка більше збалансованим буде значення $\Delta\sigma_{ave} = +3.1\%$, як різниця між 13.99 та 14.42 МПа.

4.1.7 Ресурсні випробування деталей пари тертя «клапан-напрямна»

На основі закладених крайових умов у вигляді S-N кривих (рис. 4.8) для усіх трьох матеріалів (AISI 321, Ti-6Al-4V, C86300) проаналізуємо кількість циклів N_c (Number of Cycles), які здатні витримати клапан та прямна у кожному режимі. Нагадаємо, що S-N крива базується на максимальних напруженнях Мізеса “Equivalent (von-Mises)”, отримані значення котрих є настільки низькі, що показник N_c виходить за межі 10^8 . Це означає, що виробники цих матеріалів (Ampco; Ampcoloy, Krupp, Puro, Spartan Redheugh та інші) не мають експериментальних даних з їх поведінки понад межу $N_c = 10^8$ циклів. Для вирішення даної проблеми існує параметр "Scale Factor" у налаштуваннях інструменту Fatigue Tool в Ansys. Іншими словами, скільки циклів витримає модель, якщо збільшити максимальні напруження умовно в 10 разів. Встановимо величину "Scale Factor" рівною 20 і заміряємо, скільки циклів N_c (інструмент Fatigue Tool > Life) здатна витримати контактна поверхня прямої при 20-кратному зростанні J_{max} у кожному з режимів.

Найменшу кількість циклів N_c зафіксовано у режимах T-2-900-0.2-0.04, T-2-900-0.1-0.04 та T-2-600-0.1-0.04: 1281, 4112 та 4536 відповідно. Усі вони проходили у комбінації з титановим клапаном і є максимум локальними з точки зору розмірів контактної плями, що й відповідає картам максимальних напружень по Мізесу J_{max} , представленим раніше. Сталеві комбінації виявилися більш ресурсними – режим A-1-600-0.1-0.04 продемонстрував значення N_c , рівне 264720 циклів (рис. 4.18 б). Плями контактів (розподіл циклів по контактній поверхні прямої) мають суттєво більшу площу у режимах зі сталевим клапаном, ніж титановим, що позитивно розсіює навантаження на пряму. Інша ситуація з ресурсом прямої за підвищених обертів ($t_{vo} = 0.01$ с): пряма у комбінації з титановим клапаном витримала солідні 77129 циклів.

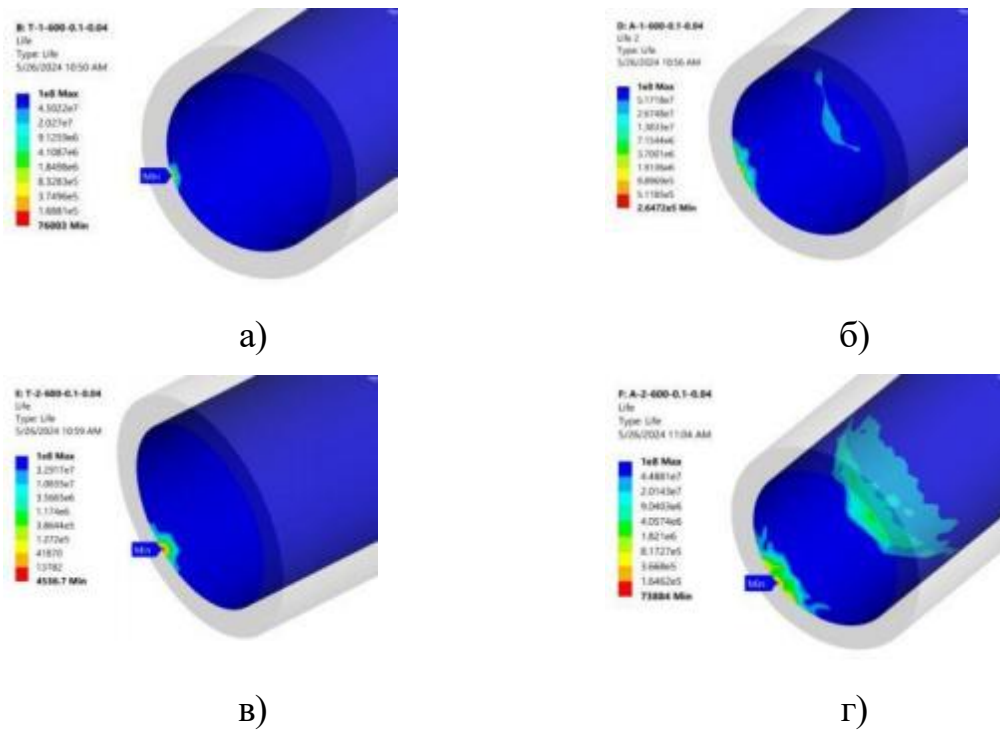


Рисунок 4.18 – Кількість циклів N_c у контактній поверхні напрямної для режимів: а) T-1-600-0.1-0.04; б) A-1-600-0.1-0.04; в) T-2-600-0.1-0.04; г) A-2-600-0.1-0.04

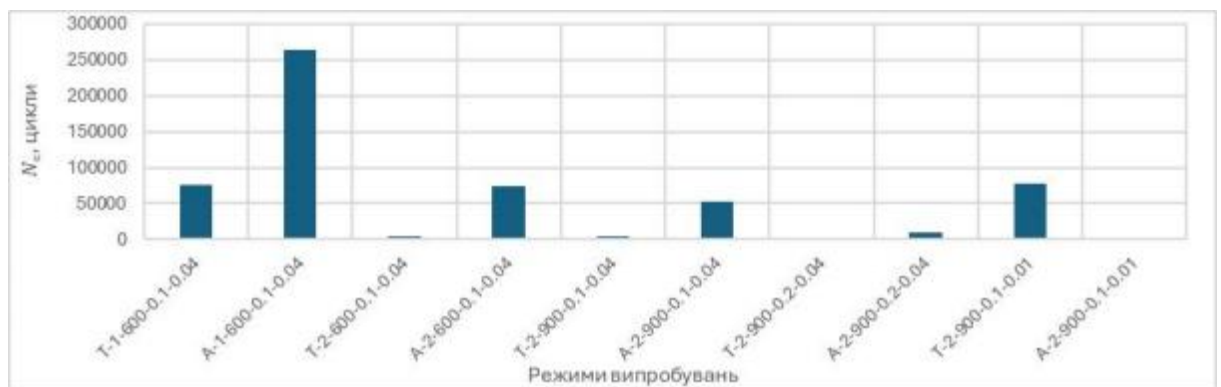


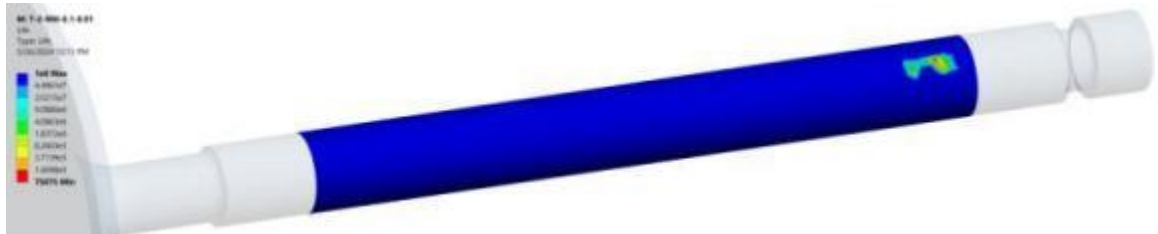
Рисунок 4.19 – Кількість циклів N : напрямної при "Scale Factor" = 20

Встановити єдину для усіх режимів величину "Scale Factor" при аналізі кількості циклів N_c штоку клапана не вдасться – розкид значень N_c є дуже великим між режимами в силу радикально різного впливу J_{max} . Наведемо декілька характерних прикладів (рис. 4.20) для порівняння ("Scale Factor" = 85) з однаковим коефіцієнтом тертя $\mu_v = 0.1$:

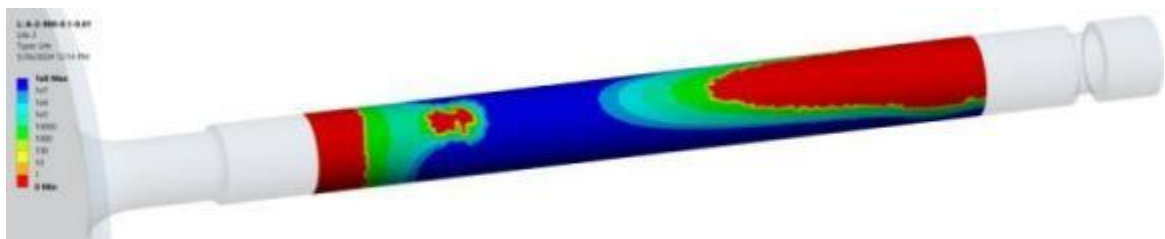
N_c

склало 75075 циклів у режимі T-2-900-0.1-0.01 (рис. 4.20 а) з тривалістю

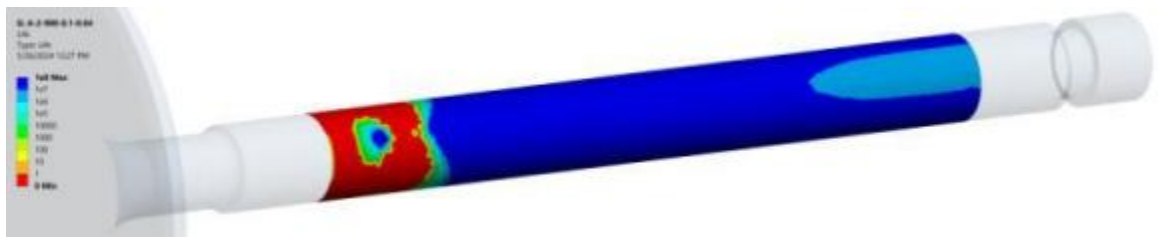
експерименту $t_{vo} = 0.01$ с, проте зміна матеріалу з титану на сталь (рис. 4.20 б) призвела до втрати ресурсу модулі ($NC = 0$). Аналогічна ситуація відбувається зі сталевим клапаном й у режимі з $t_{vo} = 0.04$ с (рис. 4.20 в), тобто поверхня штоку не витримує створене навантаження ані при холостих обертах, ані при підвищених ($2166 \frac{об}{хв}$);



а)



б)



в)

Рисунок 4.20 – Кількість циклів NC для різних режимів з параметром "Scale Factor" = 85: а) T-2-900-0.1-0.01; б) A-2-900-0.1-0.01; в) A-2-900-0.1-0.04

4.2 Технологія обробки маслоутримувального профілю напрямної клапана ДВЗ

4.2.1 Причини виходу з ладу і дефектація напрямних втулок

Направляючі втулки клапанів виготовляються із зносостійких матеріалів із досить гарною теплопровідністю. Це спеціальний чавун, металокераміка, бронза та латунь. Вища теплопровідність у бронзи та латуні, тому їх і застосовують на

більшості форсованих двигунів, наприклад, BMW, Audi, Volvo. Для фіксації втулки по висоті в головці блоку циліндрів на зовнішній поверхні зазвичай є опорний буртик. Іноді замість нього використовується розрізне опорне кільце. Якщо втулка зовні гладка, то для її встановлення в головку знадобиться спеціальна оправка або дистанційна втулка.

Напрямні втулки впускних клапанів не повинні надто виступати у впускному каналі, щоб не підвищувати його аеродинамічний опір. А ось втулки випускних клапанів, навпаки, повинні закривати стрижень клапана на максимальну довжину для захисту від розжарених вихлопних газів та для кращого тепловідведення від стрижня випускного клапана. Якщо напрямні втулки виготовлені з бронзи або латуні, то вони зазвичай мають однакову довжину, так як ці сплави мають високу теплопровідність.

Геометричні розміри і загальний вигляд напрямної втулки показаний на рис. 4.21.

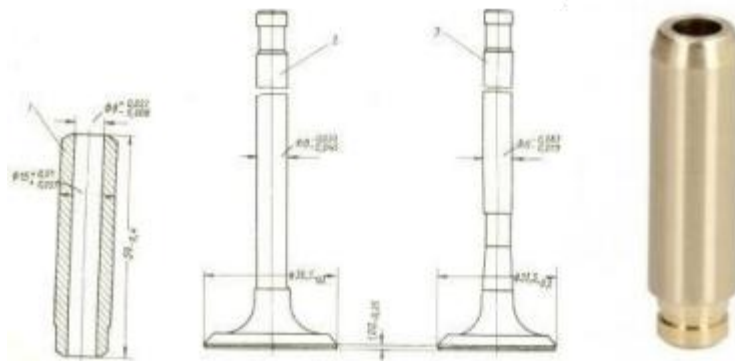


Рисунок 4.2. 1– Втулка напрямної клапана ДВЗ.

Напрямні втулки мають такі дефекти: знос внутрішньої поверхні (58...96%), ослаблення посадки (7...13%), тріщини та злами (3...10%). Величина зносу втулок має виражений нерівномірний характер. У верхній частині втулок знос невеликий і має форму овалу, велика вісь якого перпендикулярна до поздовжньої осі двигуна. У нижній частині втулки зношуються більше ніж у верхній із збереженням напрямку зносу. Найбільше зношування спостерігається в місці удару стрижня клапана про втулку з подальшим ковзанням при граничному терті. Більше зношування випускних втулок порівняно з впускними

пояснюється додатковим тепловим навантаженням у поєднанні з клапаном. На момент капітального ремонту знос втулок клапанів у верхній частині зазвичай становлять 0,06...0,08 мм, а в середній 0,04...0,07 мм. У нижній частині знос втулок вище досягає 0,24 мм і більше. Коефіцієнт нерівномірності зносу по довжині утворює дорівнює: для втулок впускних клапанів 3...4, для втулок випускних клапанів 8...13. Але крім природного зносу існують інші причини виходу прямої втулки з працездатного стану. Наприклад, при обриві ремня ГРМ втулка може тріснути через вигин клапана. Неправильне встановлення або зняття олійних ковпачків може призвести до деформації або поломки посадкового місця під ковпачок.

У двигунів, що надходять у капітальний ремонт, зазори у поєднанні клапан-втулка зазвичай вищі за номінальні в 1,5...3,5 рази. Це призводить до підвищення витрати олії на чад через пару клапан-втулка на 18...20 %, збільшення димності оброблених газів - на 10... 15%.

Операції обробки фасок клапанів і сідел вважаються найважливішими у технологічному процесі ремонту головок блоку. Але існує і не менш відповідальна операція – заміна (або відновлення) напрямних втулок, які є технологічною базою для подальшої обробки сидла. Нерідко при перепресуванні втулок відбувається зміщення осі отвору, що при великому «перекосі» не дозволяє обробити робочу фаску сидла однакової ширини по всьому колу. Внаслідок цього порушується тепловідведення, і згодом можливе прогорання сидла або тарілки клапана. Крім того, «перекіс» осі призводить до прискореного зносу стебла та торця клапана.

Необхідною умовою якісного ремонту ГБЦ є дефектування напрямних втулок. За рахунок малого отвору є певні складності у контролі розмірів зношених втулок. Дефектація втулок проводиться за допомогою нутромірів або калібрів (рис 4.22).



Рисунок 4.22 – Інструмент для вимірювання втулок клапанів.

Нутромір та циліндричні калібри дозволяють здійснити дефектування напрямних втулок з точністю 0,01 мм. Мікрометр використовують для виміру стрижня клапана. Вимірювання клапана необхідні визначення зазору «втулка-клапан».

На практиці більшість головок, що надходять у ремонт, мають втулки зі зносом, що перевищує допустимий (зазвичай 0,15 мм і більше). Як правило, «випускні» втулки зношені більше «впускних», що пояснюється їхньою підвищеною термонавантаженістю. Традиційно, знос втулки в горизонтальному перерізі має яскраво виражений еліпс з більшою віссю в площині гойдання коромисла (обертання кулачка розподільчого вала), а вертикальному перерізі нагадує «корсет».

4.2.2 Технологічні способи ремонту напрямних втулок клапанів

Традиційною є технологія заміни втулок перепресуванням. Алюмінієві головки зазвичай нагрівають до температури 110⁰С З чавунними головками працюють без їхнього нагріву. Втулки треба випресовувати за допомогою спеціальних оправок та пневмомолотка або гідравлічного преса. Це забезпечує додаткове навантаження по осі втулки та мінімізує пошкодження отвору (посадкового місця) втулки. При запресовуванні втулок вони спочатку охолоджуються в рідкому азоті, а потім за допомогою спеціальних оправок

встановлюються головку блоку. Після запресування, отвір втулки необхідно обробити розміром, що забезпечує сполученню «втулка – клапан» необхідний тепловий зазор.

За наявності ремонтних клапанів втулка спочатку розгортається під ремонтний діаметр стрижня клапана, а потім під необхідний зазор між втулкою і клапаном. Зазор той же, що і для стандартних клапанів. При розгортанні втулки для отримання правильної геометрії отвору розгортання необхідно починати з боку ковпачка, що знімається, так як ця частина втулки схильна до меншого зносу.

Відновлення отвору втулки можна виконати без випресування за рахунок застосування методу пластичного деформування металу. Використовуючи комплект інструменту для відновлення напрямних втулок від компанії Neway (США), можна відновлювати втулки з діаметрами отворів від 6 до 12 мм. Ступінь відновлення зношеного отвору у втулці обумовлюється її матеріалом. Наприклад, втулки виготовлені з кольорових матеріалів із зносом до 0,5 мм відновити ще можна, а втулки із міцного чавуну або металокераміки тільки зі зносом до 0,15 мм.

Застосовується технологія відновлення напрямних втулок шляхом встановлення в них тонкостінних гільз, виготовлених із спеціальних сплавів міді. Для надійного застосування цієї технології недостатньо мати лише комплект інструментального оснащення, а також необхідно дотримуватись режимів та послідовності виконання операцій. Як фінішна операція використовується протяжка отвору кулькою.

Таким чином, основною перевагою технологій відновлення втулок є збереження ремонтпридатності за рахунок виключення операції перепресування втулок.

4.2.3 Відновлення та підвищення зносостійкості напрямних втулок накаткою маслоутримувального профілю

В даній роботі для відновлення і підвищення зносостійкості напрямних втулок запропоноване використання спеціального інструменту-накатки (рис. 4.23).



Рисунок 4.23 – Спеціальний інструмент для відновлення втулок клапанів.

Інструмент фірми TOKAR (8.1) Knurling & Resizing arbors HSS призначений для відновлення напрямних клапанів шляхом накочування спіральної канавки на внутрішній поверхні втулки. Це дозволяє шляхом деформації матеріалу зменшити внутрішній діаметр направляючої клапана. Матеріал інструменту HSS (High Speed Steel) – HRC 62±1 Відновлення (накатку) направляючої клапана необхідно проводити від інструменту меншого діаметру з подальшим збільшенням до упору штока направляючої клапана, входу в гільзу. Конус робочої частини запобігає розтріскування деталей. Накатка зменшує розміри отвору при припуску 0,04-0,06 мм в залежності від матеріалу. Приклад: вихідний розмір направляючої клапана $\varnothing 8,02$ після прокатки внутрішнього отвору $\varnothing 8,1$ становитиме $\varnothing 7,95-7,98$, залежно від матеріалу. Після відновлення (прокатки) внутрішній отвір калібрується розгорткою потрібного розміру.

Обробка напрямних проводилась на токарному верстаті (рис. 4.24). Втулка центувалась і закріплювалась у кулачковому патроні і оберталась. Інструмент здійснював поступальний осьовий рух подачі.



Рисунок 4.25 – Обробка маслоутримувального профілю напрямної втулки клапана

Після застосування цієї технології на поверхні отвору втулки залишається спіральний маслоутримувальний профіль, який:

- збільшує маслоємність поверхні, а отже, покращуються умови змащення в парі тертя «клапан-напрямна»;
- створюється газолабіринтне ущільнення у сполученні, що запобігає потраплянню масла у камеру згоряння;
- зміцнюється поверхня отвору втулки за рахунок ущільнення поверхні (ефект наклепу).

Оскільки за рахунок спіральної канавки поверхня отвору у втулці зменшується лише на 10... 15%, її наявність майже не позначиться на ресурсі роботи ГБЦ, оскільки клапан у втулці коливається у межах теплового зазору і стрижень клапана ніколи не контактує з втулкою по всій поверхні отвору.

На рис. 4.25 показаний профіль спіральних маслоутримувальних канавок, що утворювався на внутрішній поверхні напрямної втулки клапана. Профіль канавок відповідно до конструкції інструмента мав заокруглену форму.



Рисунок 4.25 – Спіральні маслоутримувальні канавки напрямної втулки клапана

В процесі пластичної обробки маслоутримувальних канавок в отворі напрямної втулки відбувається наклеп поверхневого шару робочих поверхонь, що також сприяє підвищенню зносостійкості втулок з канавками.

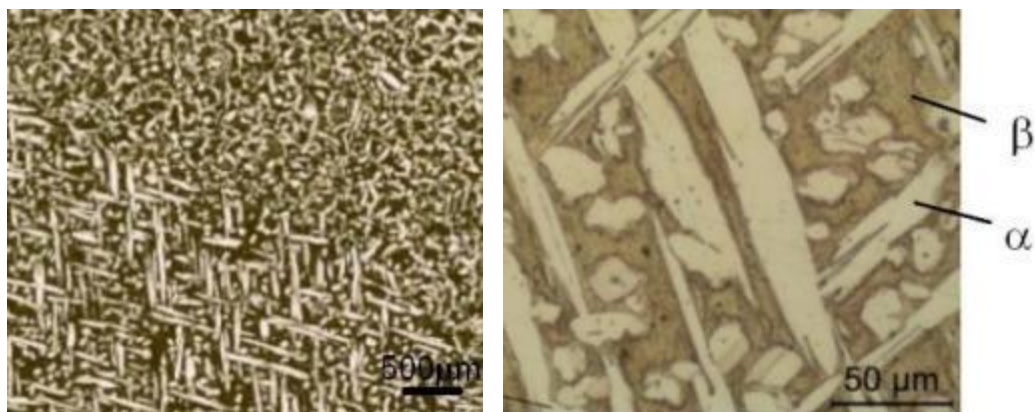


Рисунок 4.26 – Мікрофотографії поверхневого шару бронзи після пластичної обробки канавок

Оптичні мікрофотографії матеріалів, показаних рис. 4.26 показують, що сплав складається з α -фази і β -фази, і що α -фаза має довгу острівну форму, типову для деформованої бронзи. У мікроструктурі світлі області відповідають α -фазі, яка має гранецентровані кубічні (ГЦК) ґратки, тоді як темні області відповідають β -фазі, що має об'ємно-центровану кубічну (ОЦК) ґратку. В

результаті пластичної деформації відбувається подрібнення зернистої структури мідного сплаву.

4.2.4 Дослідження зносостійкості прямої клапана с маслоутримувальними канавками

Випробування на знос прямих втулок проводили на спеціальному стенді (рис. 4.27).

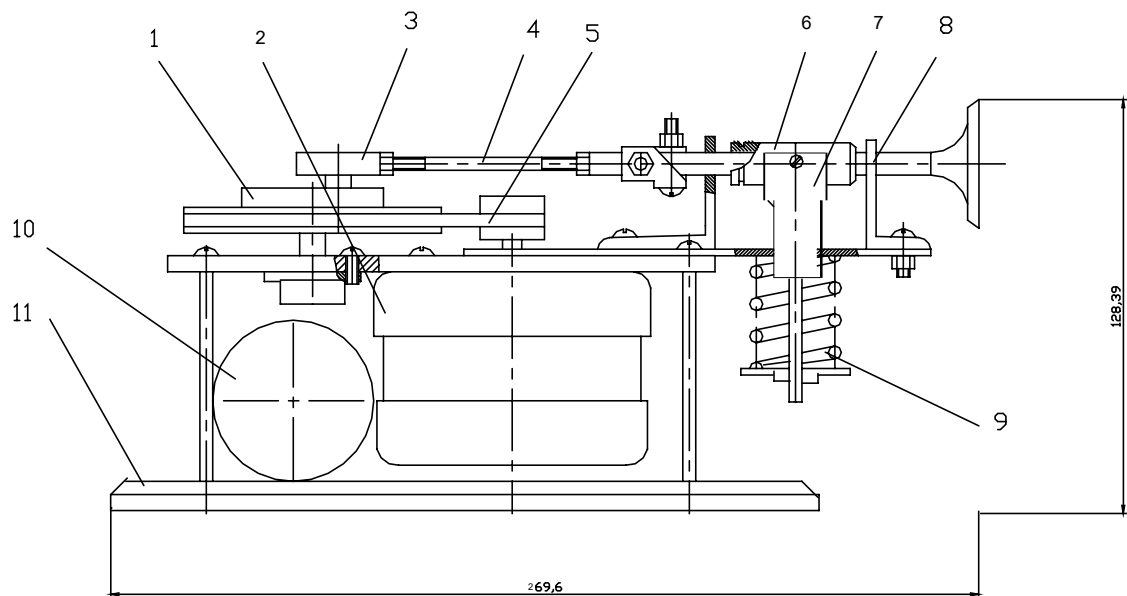


Рисунок 4.27 – Експериментальний стенд для випробувань на знос клапанного механізму

Стенд монтується на платформі 11. Привод руху клапана здійснюється від двигуна постійного струму 2, вал якого розташований вертикально та фланцево кріпиться до проміжної плити. На вал двигуна одітий шків пасової передачі 5 для зменшення кількості обертів двигуна. На веденому шківі 1 розміщений кривошипно повзунний механізм з для перетворення обертального руху в поступальний. Клапан переміщується в напрямній втулці 6 від кривошипно-шатунного механізму. Навантаження на спряження проводиться за допомогою пружини 9. Для запуску двигуна використовують конденсатор 10.

Випробування проводили при наступних умовах. Навантаження на втулку-150 Н. Кількість подвійних ходів клапана – 100 ходів/хв. Змащування проводилось моторним маслом М-8В.

Величина зносу напрямної втулки періодично вимірювалась непрямым способом заміру хорди L сліду знос у на торцях втулки за схемою на рис. 4.28 як усереднене значення двох показників.

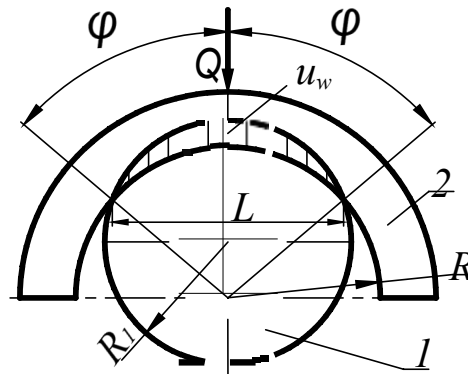


Рисунок 4.28 – Схема вимірювання зносу напрямної втулки клапанного механізму

Величина лінійного зносу визначалась за формулою:

$$u_w(\varphi_0) = \Delta (\sec \varphi_0 - 1),$$

де Δ – номінальний зазор між клапаном і втулкою;

φ_0 – кут контакту між втулкою та клапаном:

$$\varphi_0 = \arcsin(L / 2R).$$

Випробування проводились для двох варіантів напрямних втулок: із спіральною канавкою і з гладким отвором. Результати випробувань і розрахунків наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Результати визначення зносу напрямних втулок клапанного механізму

Кількість циклів $\times 10^3$	2	4	6	8	10	12	14	16	18
Знос (К), мкм	50	100	140	160	170	175	178	180	182

Знос (Г), мкм	70	120	160	185	200	210	220	230	235
---------------	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

На рис. 4.29 наведена графічна інтерпретація результатів випробувань на знос напрямних втулок клапанного механізму.

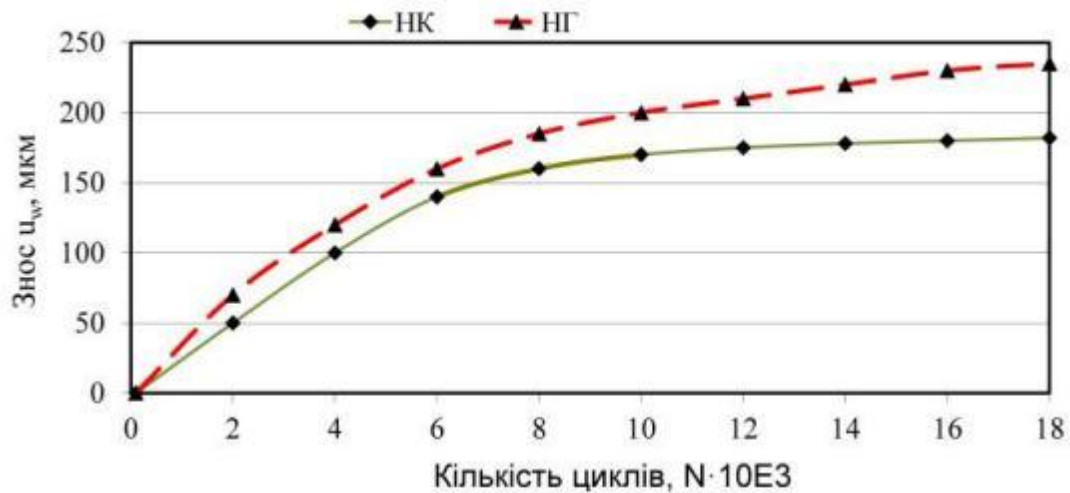


Рисунок 4.29 – Результати випробувань на знос втулок клапанного механізму: НК-напрямна з канавками, НГ- напрямна гладка.

Отже результати випробувань на знос напрямних втулок із спіральними маслоутримувальними канавками підтвердили їх ефективність за критерієм зносостійкості. Величина зносу втулок із канавками для всього часового діапазону випробувань в середньому на 20% менша ніж величина зносу втулок без канавок.

4.3 Модифікація напрямної пари «клапан-напрямна» ДВЗ маслоутримувальними канавками

4.3.1 Геометрія маслоутримувального профілю та мастильна здатність профілю

Проаналізуємо вплив зміни геометрії з мастильними канавками отвору напрямної на показники G_{max} та G_{ave} . Методом екструзії тіла solid-моделі

протягнемо з кроком 3 мм канал шириною 1.5 мм та глибиною 0.05 мм (рис. 4.30).

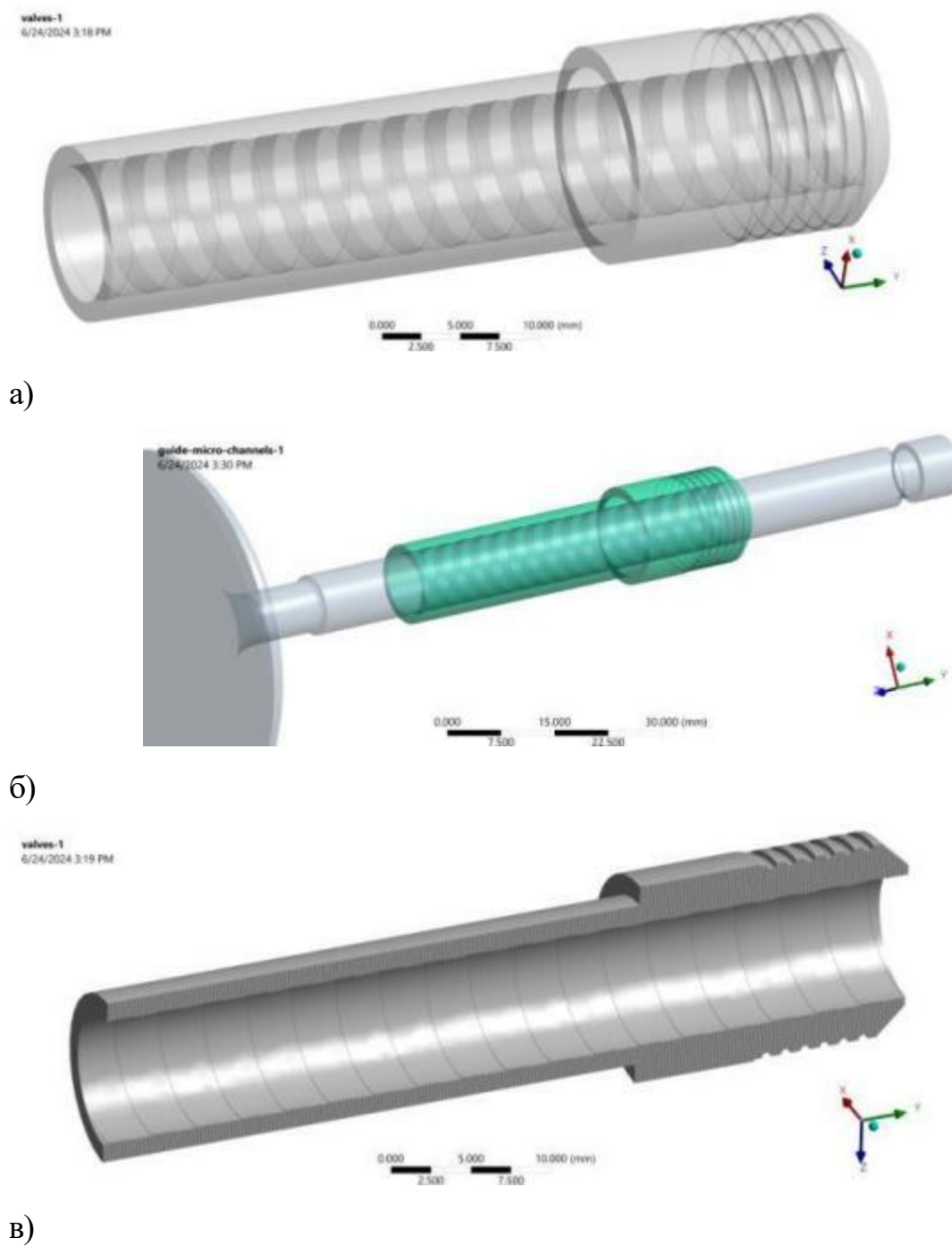


Рисунок 4.30 – Solid-модель напрямної з каналами: а, б) напрямна окремо та у зборі з клапаном; г) поперечний перетин напрямної

Зазор між клапаном клапана та напрямною залишається рівномірним та незмінним відносно крайових умов попередніх режимів: 0.03358 мм у нижніх точках спіралі (виступах) та збільшений на 0.05 мм – у верхніх (впадинах каналів).

Розглянемо гіпотезу, яка полягає в тому, що наявність каналів у напрямній клапана покращує режим змащування, тим самим зменшуючи коефіцієнт тертя μ між клапаном клапана та напрямною.

Фактори мастильної здатності маслоутримувального профілю канавок:

-Покращений потік оливи: канали в напрямній можуть покращити розподіл і потік оливи, посилюючи утворення мастильної плівки між поверхнями.

-Гідродинамічне змащення: покращений потік оливи може змінити режим змащування з граничного або змішаного змащування на гідродинамічне змащення, де повна плівка мастила розділяє контактні поверхні, значно зменшуючи тертя.

-Зменшення контакту метал-метал: канали допомагають підтримувати безперервну плівку оливи, зменшуючи прямий контакт метал-метал, таким чином знижуючи коефіцієнт тертя.

Рівняння Рейнольдса описує розподіл тиску в тонкій плівці оливи між двома поверхнями. Для спрощеного одновимірного потоку за наявності каналів це можна виразити як:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x}$$

де: h – товщина плівки, мм; p – тиск у плівці, Па; μ – динамічна в'язкість оливи, Па·с; U – відносна швидкість між поверхнями, м/с; x – просторова координата по довжині контакту, мм.

Силу тертя (F_f) в гідродинамічному режимі змащення можна оцінити за допомогою:

$$F_f = \tau A = \frac{\mu U A}{h}$$

де: τ – напруження зсуву в оливі, Па; A – площа контакту, м²;

Коефіцієнт тертя визначається відношенням сили тертя до нормального навантаження (F_f):

$$O_{j_f} = \frac{F_f}{F_N} = \frac{O_j U A}{h F_N}$$

Для типової напрямної без каналів товщина плівки h може бути менш рівномірною і тоншою, що призводить до більшого тертя через частіший контакт металу з металом.

Для напрямної з каналами товщина плівки h_c є більш однорідною і густішою завдяки покращеному потоку оливи, що призводить до зниження тертя.

Припускаючи, що канали збільшують ефективну товщину плівки на коефіцієнт α (де $\alpha > 1$):

$$h_c = \alpha h$$

коефіцієнт тертя з каналами H_{fc} можна виразити як:

$$O_{j_{fc}} = \frac{O_j U A}{O \pm h F_N}$$

Завдяки збільшенню товщини мастильної плівки та однорідності через канали ефективний коефіцієнт тертя зменшується на величину α , підтверджуючи, що наявність каналів може призвести до зниження коефіцієнта тертя. У досліджуваних нижче режимах з профільованою напрямною (з каналами) закладено значення коефіцієнту тертя $\alpha = 0.05$.

4.3.2 Аналіз напруженого стану напрямної і клапана з маслоутримувальним профілем

Враховуючи збільшення об'єму простору в контактній парі, емпірично встановлено, що для подібних конструкцій напрямної з каналами значення конвекційної теплопередачі зростає до 400-600 Вт/(м²·°C). Прикладемо значення конвекції, рівне 450 Вт/(м²·°C).

Різниця у крайових умовах між попереднім та поточним досліджуваним режимом полягає лише у зростанні конвекції з 300 до 450 Вт/(м²·°C), що є

результатом модифікації геометрії контактної поверхні напрямної (додавання каналів згідно з рис. 4.30)

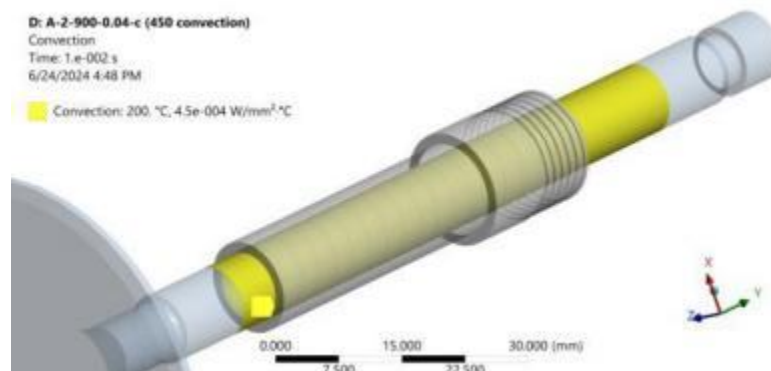
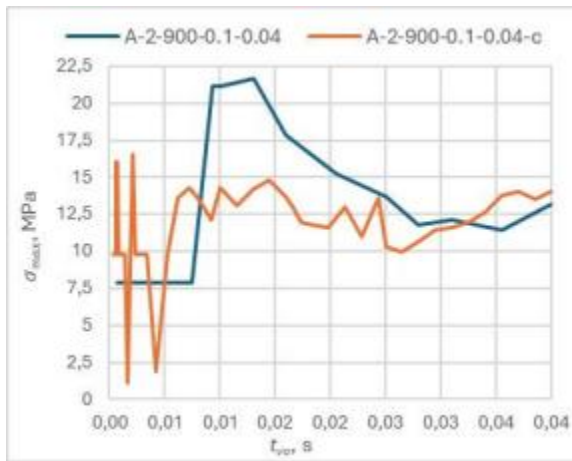


Рисунок 4.31 – Прикладання конвекції $450 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ до контактної пари напрямна-клапан

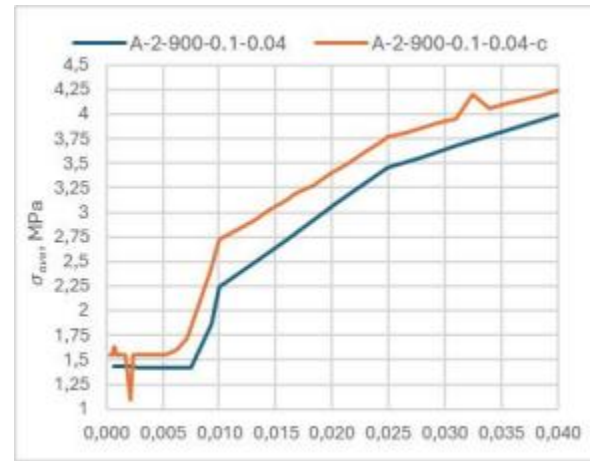
Проаналізуємо вплив каналів у напрямній на результуючі напружень клапану (рис. 4.32):

- контактна поверхня клапана зазнала на 23.5% нижчі максимальні напруження $G_{\max}$ у моделі з каналом порівняно з режимом (гладкий отвір напрямної). Екстремум зафіксовано у момент часу $t_m = 0.002 \text{ с}$. Графік має стрибкоподібний характер, що спричинено рельєфною поверхнею напрямної протягом початку контакту. На відміну від «гладкого» режиму, де зафіксовано зростання $G_{\max}$ до 21.67 МПа з наступним спаданням до 13.19 МПа в кінці експерименту (синя крива на 4.32), рівномірність кривої (червона крива на 4.32 а) однозначно йде на користь поверхні клапану клапана. Напруження коливаються в межах: 14.27 МПа станом на $t_m = 0.0072 \text{ с}$ (рис. 4.23 б), 14.84 МПа ($t_m = 0.0145 \text{ с}$ – рис. 4.23 в) та 13.6 МПа ($t_m = 0.0244 \text{ с}$);

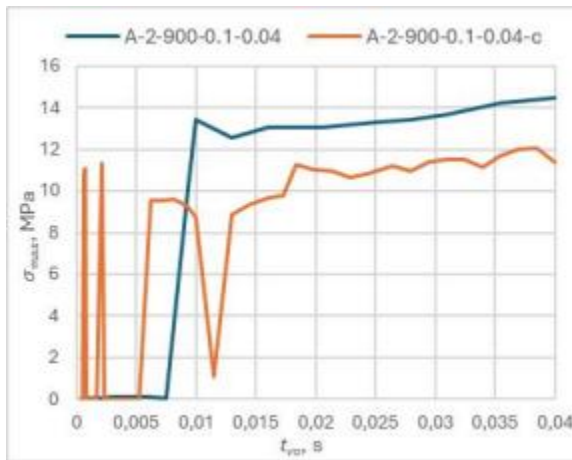
- значення середніх напружень G_{ave} складає 4.24 МПа, що на 6.27% вище за режим без канавок. Пояснення такого результату полягає в «точковості» передачі напружень від виступів напрямної на гладку поверхню клапана. Обидва екстремуми приходяться на кінець експерименту $t_o = 0.04 \text{ с}$.



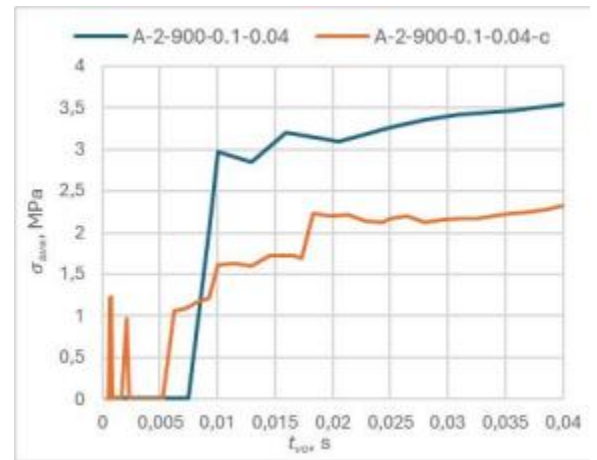
а)



б)

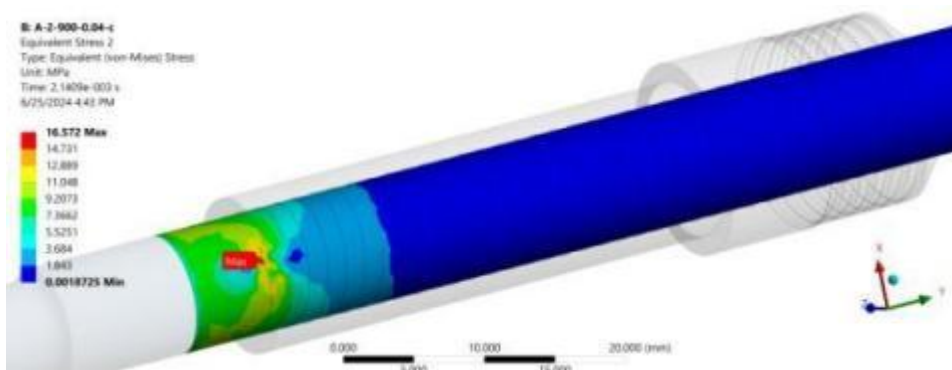


в)

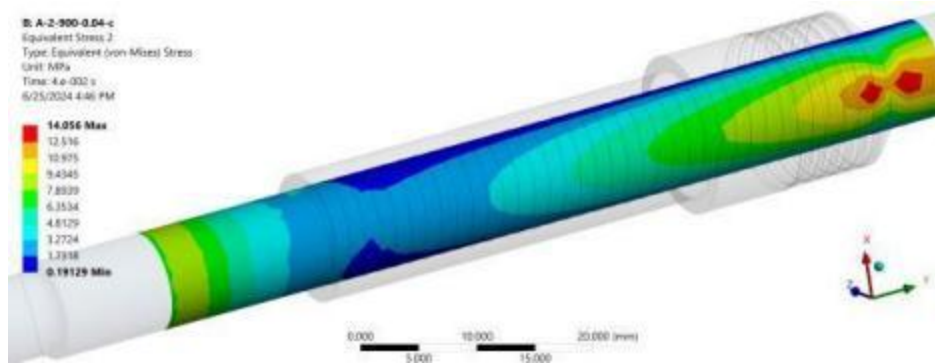


г)

Рисунок 4.32 – Вплив наявності каналів на напруження протягом t_{vot} : а, б) σ_{max} та σ_{ave} на контактній поверхні клапана; в, г) σ_{max} та σ_{ave} на контактній поверхні прямої відповідно



а)



б)

Рисунок 4.33 – Карта напружень по Мізесу поверхні клапана у різні моменти часу t_m : а) 0.0021 с; б) 0.04 с

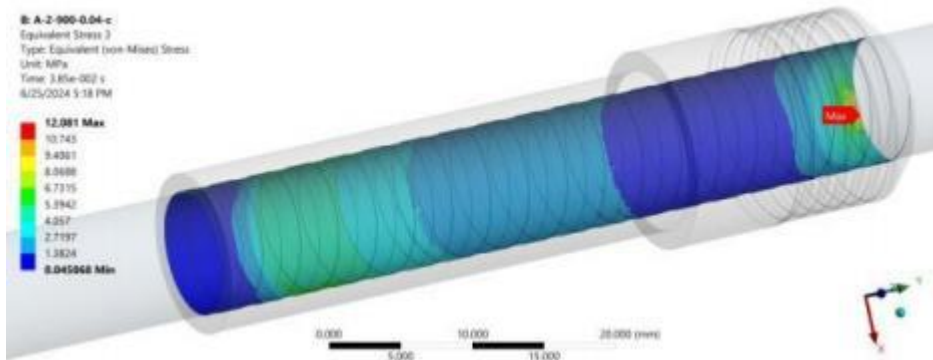
Результати на поверхні контакту напрямної є наступними:

- максимальні напруження σ_{max} моделі з каналом становлять 12.08 МПа, що на 16.7% нижче за режим з гладкою поверхнею напрямної. Значення G_{max} досягнуто у момент часу $t_m = 0.0385$ с (рис. 4.34 а). Локація σ_{max} змінюється протягом тривалості експерименту, наприклад, станом на $t_m = 0.00214$ с (рис. 4.34 б) G_{max} складає 11.34 МПа і спостерігається на кромці протилежного отвору напрямної, а далі σ_{max} зсувається в сторону центру напрямної: $\sigma_{max} = 9.54$ МПа у момент часу $t_m = 0.00621$ с (рис. 4.34 в) та 11.29 МПа у $t_m = 0.0183$ с (рис. 4.34 г). Протягом перших 0.012 с зафіксовані коливання, доки контакт між клапаном і напрямною не стабілізувався (рис. 4.34 в). Далі крива напружень йде приблизно паралельно, але нижче на 2.0-2.5 МПа. Таким чином, протягом усього експерименту значення G_{max} у першому режимі з каналом є нижчим, що позитивно впливає на знос поверхні напрямної;

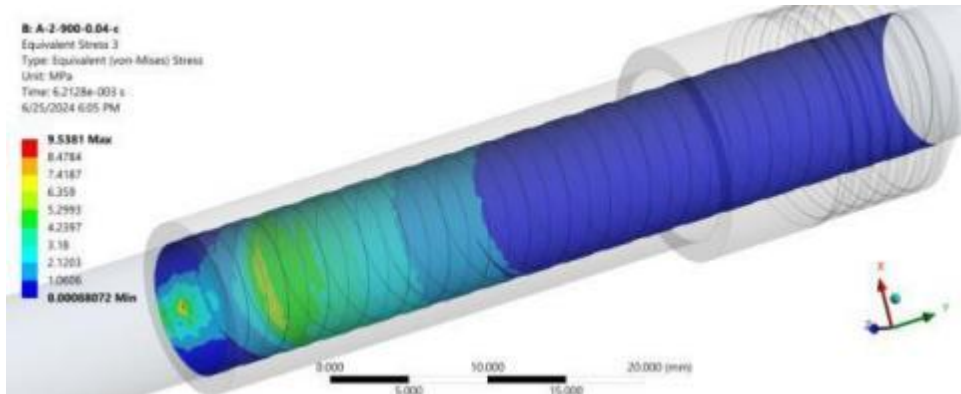
- на відміну від гладкої поверхні напрямної, карта напружень по Мізесу має чіткі контури в межах спіралі каналу. Цей ефект носить практичну користь – підбираючи потрібні геометричні параметри каналу, наприклад, крок, можна контролювати розподіл напружень по поверхні напрямної;

- значення середніх напружень G_{ave} складає 2.32 МПа (рис. 4.34 в), що на - 34.5% нижче за перший режим без канавок. Пояснення такого результату полягає у передачі напружень з напрямної на гладку поверхню клапана, G_{ave} . За аналогією з G_{max} середні напруження також проявили коливання протягом

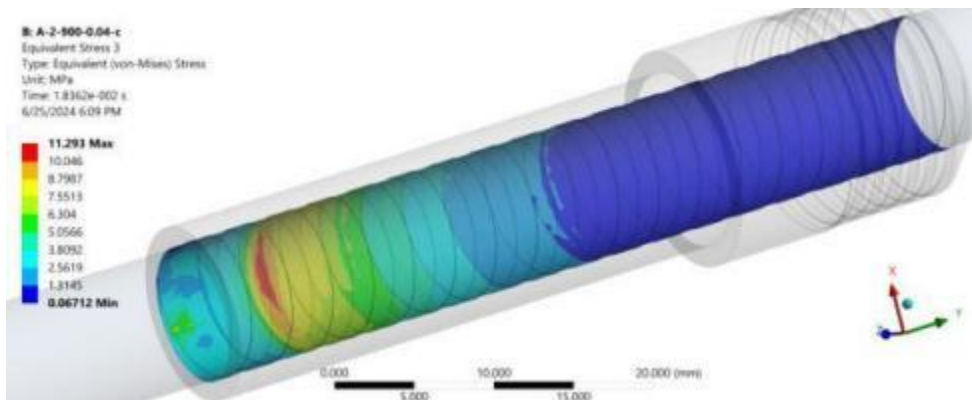
перших мілісекунд контакту. Обидва екстремуми Gave приходяться на кінець експерименту $t_o = 0.04$ с.



а)



б)

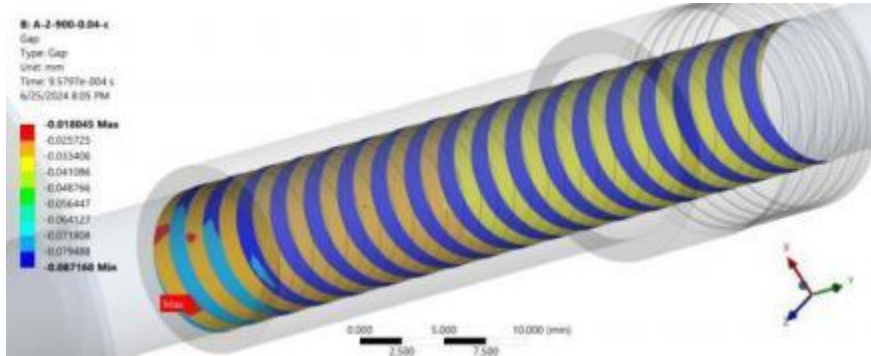


в)

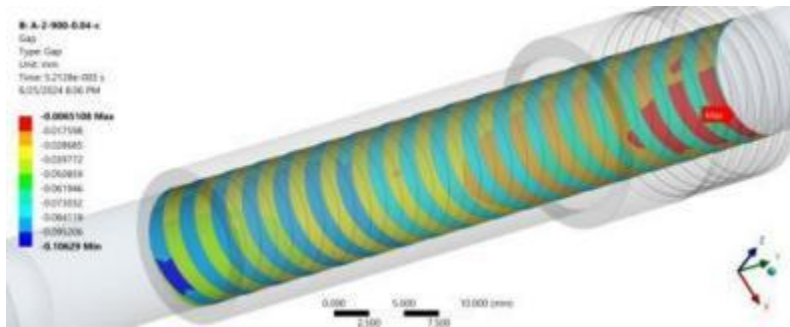
Рисунок 4.34 – Карта напружень по Мізесу поверхні напрямної у різні моменти часу t_m : а) 0.0385 с; б) 0.0062 с; в) 0.0183 с

4.3.3 Дослідження товщини мастильного шару (зазору) в парі «клапан-напрямна»

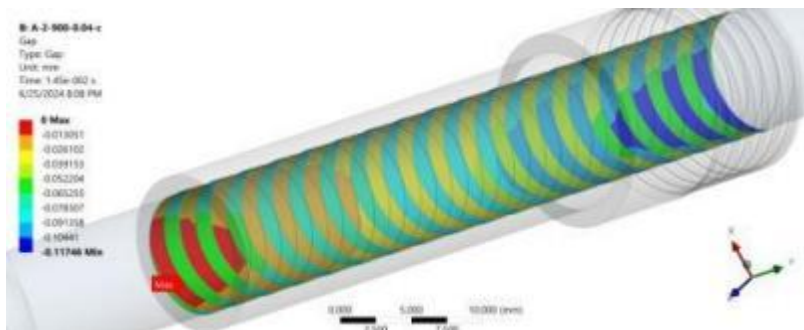
Для підтвердження відсутності контакту між клапаном та впадинами каналів напрямної скористаємось інструментом Contact Tool > Gap (зазор). На рис. 4.35 представлено величину Gap у різні моменти часу – протягом усього експерименту зберігається зазор у впадинах, про що свідчить синій колір шкали.



а)



б)

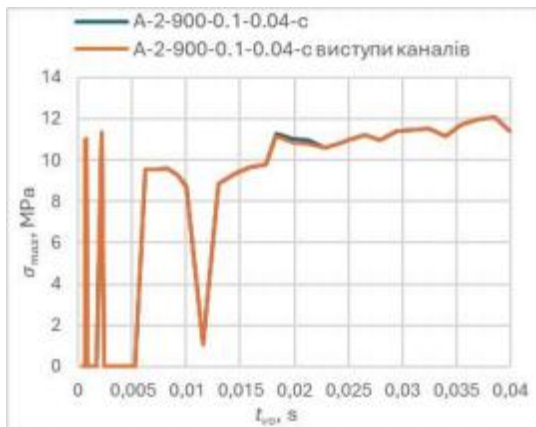


в)

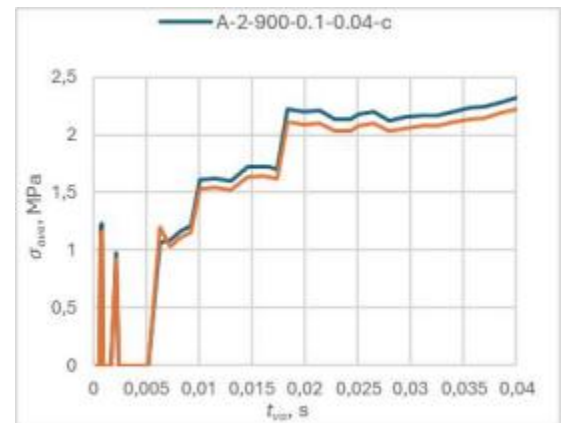
Рисунок 4.35 – Карта зазору (gap) в області контакту у момент часу t_m : а) 0.00096 с; б) 0.0051 с; в) 0.0145 с

Дослідимо ситуацію з напруженнями на поверхні виступів каналів, порівнюючи результати зі всією поверхнею (впадини разом з виступами). Криві максимальних напружень збігаються протягом усього експерименту (рис. 4.36 а),

окрім періоду 0.018–0.021 с, де $G_{\max}$ навіть вище у всієї поверхні (разом з впадинами). Це досить неочікувано, адже, виступи завжди першими сприймають контакт, що було підтверджено на основі оцінки величини зазору (gap). Ситуація з середніми напруженнями є більш однозначною – G_{ave} є нижчим на 2–3% у випадку лише поверхні виступів протягом усього експерименту $t_o = 0.04$ с (рис. 4.36 б). Це свідчить про те, що впадини концентрують на собі вищі напруження. Як правило вони проявляються у кутах впадин, де теоретично виникає найбільший момент згину (виступ виконує роль консольної балки).



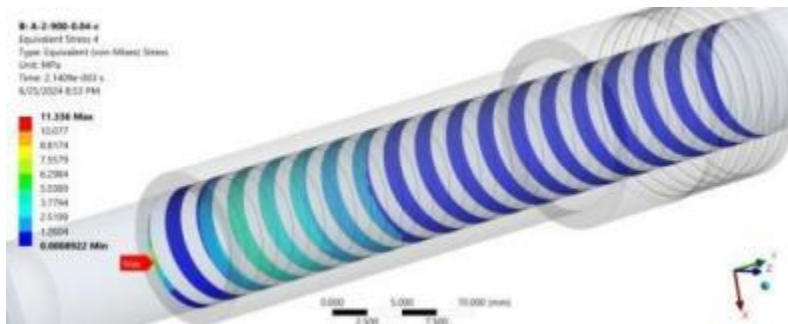
а)



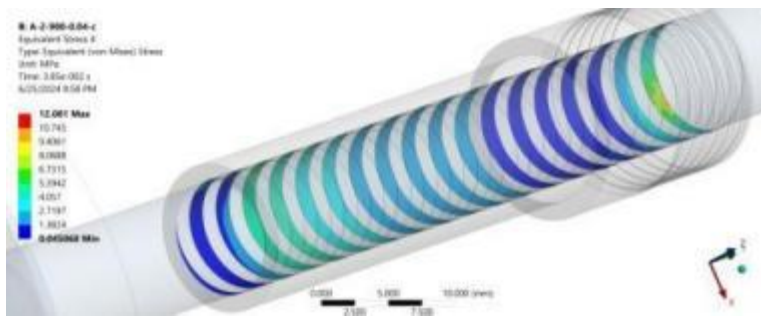
б)

Рисунок 4.36 – Порівняння напружень на поверхні виступів каналів зі всією поверхнею отвору напрямної: а) $G_{\max}$; б) G_{ave}

Проміжні напружені стани виключно поверхні виступів подано на рис. 4.37. Консолідовані дані напружень зведено у табл. 4.3.



а)



б)

Рисунок 4.37 – Карта напружень по Мізесу виключно поверхні виступів напрямної у різні моменти часу t_m : а) 0.0021 с; б) 0.0385 с

Таблиця 4.3

Зведені результати напружень G_{max} та G_{ave} для режимів моделі Ansys

Контактна поверхня клапана						
Режим	σ_{ax} , Мпа	A_{oax} , %	$t_{\sigma_{max}}$, с	G_{ave} , Мпа	$\Delta\sigma_{ave}$, %	$t_{\sigma_{ave}}$, с
A-2-900-0.1-0.04	21.67	+50.3	0.013	3.99	+15.0	0.04
A-2-900-0.05-0.04-с	16.57	-23.5	0.002	4.24	+6.27	0.04
Контактна поверхня напрямної						
Режим	G_{max} , Мпа	A_{oax} , %	$t_{\sigma_{max}}$, с	G_{ave} , Мпа	$\Delta\sigma_{ave}$, %	$t_{\sigma_{ave}}$, с
A-2-900-0.1-0.04	14.50	+3.4	0.04	3.54	+24.2	0.04
A-2-900-0.05-0.04-с	12.08	-16.7%	0.0385	2.32	-34.5%	0.04
A-2-900-0.05-0.04-с*	12.08	0%	0.0385	2.23	-3.9%	0.04

* результати напружень виступів каналів

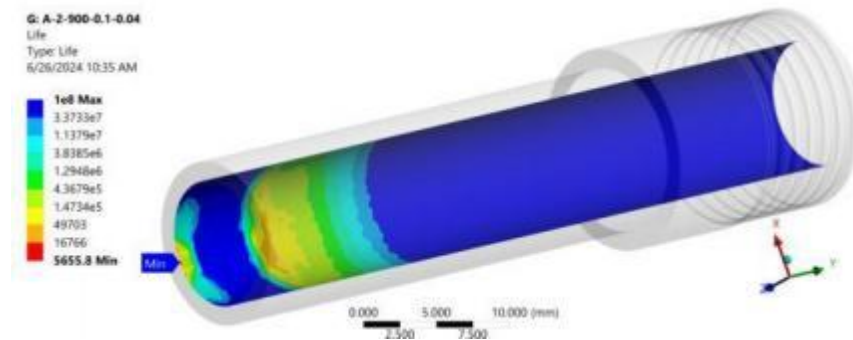
4.3.4 Довговічність пари «клапан -напрямна» з маслоутримувальними канавками

Встановимо величину "Scale Factor" рівною 25 і заміряємо, скільки циклів N_c (інструмент Fatigue Tool > Life) здатна витримати контактна поверхня напрямної при 25-кратному зростанні G_{max} у кожному з режимів:

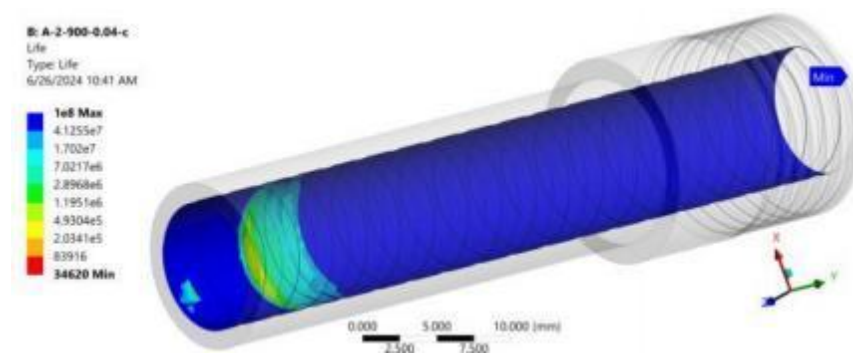
режим A-2-900-0.1-0.04 отримав G_{max} у момент часу $t_m = 0.04$ с і продемонстрував $N_c = 5655.8$ циклів (рис. 4.38 а);

режим A-2-900-0.1-0.04-с показав $N_c = 34620$ циклів (рис. 4.38 б) відповідно до σ_{max} у момент часу $t_m = 0.0385$.

Таким чином, завдяки скороченню значення G_{max} на 16.7% (табл. 4.3) фактичний ресурс напрямної з каналами зріс у понад 6 разів.



а)



б)

Рисунок 4.38 – Карти зносостійкості на базі інструменту 4 Tool Fatigue Tool > Life: а) режим A-2-900-0.1-0.04 у $t_m=0.04$ с; б) режим A-2-900-0.1-0.04-с у $t_m=0.0385$ с

4.4 Висновки до четвертого розділу

1. Моделювання працездатності пари двигуна «клапан-напрямна» за допомогою сучасних програмних засобів є дієвим інструментом як для виявлення слабких місць в конструкції, так і прогнозування поведінки вузла тертя в експлуатації.

2. Для дослідження контактних і антифрикційних параметрів пари тертя двигуна внутрішнього згорання «клапан-напрямна» як інструмент вибраний метод скінчено-елементного аналізу.

3. На основі побудованої скінчено-елементної моделі спряження «клапан-напрямна» проведений аналіз впливу визначальних трибологічних факторів: швидкості ковзання в контакті, температури, кута перекосу, коефіцієнту тертя на

контактні напруження як для кожної деталі пари тертя, так і в процесі контактної взаємодії.

4. Побудована консолідована матриця результатів чисельного експерименту, обґрунтовані висновки щодо впливу кожного фактора на трибологічні характеристики. Окреслені алгоритми впливу на конструкторсько технологічні і експлуатаційні фактори для подовження ресурсу пари тертя двигуна ДВЗ «клапан-напрямна».

5. Запропонований спеціальний інструмент і технологія отримання маслоутримувального профілю на внутрішній поверхні напрямної клапана, який збільшує маслоємність поверхні, а отже, покращуються умови змащення в парі тертя «клапан-напрямна». Створюється газолабіринтне ущільнення у сполученні, що запобігає потраплянню масла у камеру згоряння. Зміцнюється поверхня отвору втулки за рахунок ущільнення поверхні (ефект наклепу).

6. Результати випробувань на знос напрямних втулок із спіральними маслоутримувальними канавками підтвердили їх ефективність за критерієм зносостійкості. Величина зносу втулок із канавками для всього часового діапазону випробувань в середньому на 20% менша ніж величина зносу втулок без канавок.

7. За допомогою Solid-моделі проаналізований вплив зміни геометрії з мастильними канавками отвору напрямної на показники максимальних і середніх напружень в контакті «напрямна-клапан». Встановлено, що максимальні напруження $G_{\max}$ моделі з канавками становлять 12.08 МПа, що на 16.7% нижче за режим з гладкою поверхнею напрямної.

8. На основі скінчено-елементної моделі проаналізована довговічність пари «клапан -напрямна» з маслоутримувальними канавками. Визначено скільки циклів N_c здатна витримати контактна поверхня напрямної при 25-кратному зростанні $G_{\max}$ у кожному з режимів. Отримано, що завдяки скороченню значення $G_{\max}$ на 16.7% фактичний ресурс напрямної з канавками зріс у понад 6 разів.

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ КЛАПАНА ДВЗ ТЕХНОЛОГІЄЮ ПЛАЗМОВОГО НАПИЛЕННЯ

5.1 Технологічні особливості зміцнення клапанів плазмовим напиленням

5.1.1 Матеріали, обладнання, характеристика режимів плазмового напилення

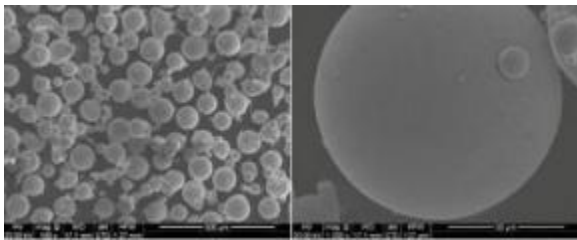
Для напилення поверхні зношеного клапану вибрано самофлюсуючий порошок марки ПГ-10Н-01 хімічний склад якого наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

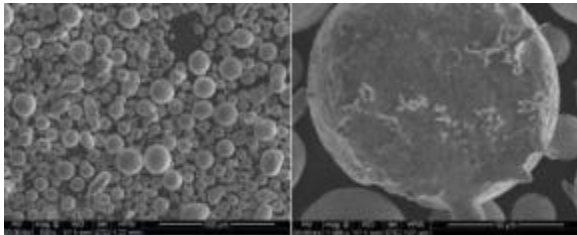
Хімічний склад порошку ПГ-10Н-01 (NiCrBSi)

Елемент	Ni	Cr	B	Si	Fe	C
Мас. %	61,2	15,5	3,5	4,0	15,0	0,6-1,0

Порошок складається з грануло подібних частинок, розмір яких в межах 40 -100 мкм. Частинки мають сферичну форму з основною фракцією гранулометричного складу 50 - 70 мкм. В деяких частинках виявлені розташовані в центрі усадочні пори. На рис. 5.1 показана будова порошку у вихідному стані та після напилення.



а)



б)

Рисунок 5.1 - Порошок в вихідному стані –а та після напилення - б

Кожен технологічний процес здійснюється відповідним обладнанням, як показано раніше. Необхідні параметри для плазмового нанесення покриття визначалися наступними факторами:

- вимоги до геометричних характеристик покриття, яке наноситься;
- діапазон регулювання параметрів управління відповідно до технічних характеристик вибраного обладнання;
- конфігурація та розміри тіла обертання, на яке наноситься покриття.

Для того, щоб забезпечити високі технологічні показники процесу очищення, абразивні методи повинні відповідати наступним вимогам:

- геометричні параметри та фізико-механічні властивості абразивних зерен повинні відповідати матеріалу очищеної поверхні та вимогам технологічного забезпечення якості поверхні;
- абразив повинен бути призначений для забезпечення високої продуктивності процесу при достатній зносостійкості.

В таблиці 5.2 наведені оптимальні режими струменево-абразивної обробки поверхні. Електроплавлений корунд використовується як абразивний матеріал (ДСТУ 3647-80).

Таблиця 5.2

Режими струменево – абразивної підготовки поверхні

Фракція абразиву, мм	0,7–1,4
Вид абразиву	Електрокорунд
Тиск стиснутого повітря, МПа	0,25-0,3
Відстань від сопла до поверхні, мм	30–130
Кут падіння струменя, град	60-90

Для отримання заданого профілю поверхні, після обробки, необхідно витримувати кут і дистанцію обробки у заданих діапазонах.

Підготовлена поверхня повинна мати шорсткість з висотою мікровиступів, що дорівнюють трьом чвертям діаметра частинок напилюваного матеріалу.

Для нанесення покриття на клапан, його встановлюють у трикулачковий патрон та закріплюють, як показано на рис. 5.2.



Рисунок 5.2 – Встановлення клапана для плазмово-дугового нанесення покриттів

Нанесення плазмово-дугового покриття виконується таким чином. Плазмотрон встановлюється в маніпулятор для напилення. Дистанція напилення зазвичай визначається дослідним шляхом і залежить від порошку, режиму напилення та конструктивних особливостей виробу. Зазвичай вона становить 100–120 мм.

Для отримання рівномірної товщини покриття плазмотрон переміщується маніпулятором для напилення. Переміщення струменя відносно виробу становить 2–12 м/хв. Всі сопла плазмотрона спрямовані до поверхні, що напилюється під кутом від 45 до 75 градусів, а іноді навіть під кутом 30 градусів.

Плазмовий струмінь повинен залишатися стійким і не пульсувати. У внутрішній подачі порошку порошок рівномірно подається по осі струменя за допомогою регуляторів витрат газу, порошку, роботи вібратора та інших пристроїв, які залежать від конструкції установки. Це робиться без нарощування порошку на протилежній стінці сопла анода та закриття отвору для введення порошку. Після цього включають систему переміщення деталі, плазмотрона та наносять покриття. Після нанесення покриття виріб обережно знімають із пристосування, щоб не пошкодити покриття.

5.1.2 Оптимізація технологічних параметрів процесу плазмового напилення клапанів

Запропонована технологія має за мету поверхнєве зміцнення робочих напрямних елементів циліндричного спряження. У якості критерію зміцнення для відпрацювання технологічних параметрів напилення було прийнято збільшення твердості поверхні, що контролювалась після завершення процесу на наплавлених ділянках. Серед найбільш впливових технологічних параметрів процесу напилення були прийняті наступні: сила струму, дистанція напилення та витрати порошку.

Для визначення оптимальних значень вказаних параметрів за критерієм максимальної твердості напиленого шару був використаний метод математичного планування експерименту. При реалізації методу планування експерименту для отримання коефіцієнтів рівняння регресії використано план центрального композиційного рототабельного уніформ-планування експерименту. Призначено основні рівні факторів, близькими до тих, що застосовуються при напиленні на практиці, а інтервали варіювання – орієнтуючись на реальні границі коливань значень факторів. До основних рівнів факторів додано ще два значення в зіркових крапках (+1,68; – 1,68), таблиця 5.3. Матрицю планування експерименту наведено в таблиці 5.4.

Таблиця 5.3

Рівні факторів ті інтервали варіювання.

Фактори	Рівні				
	1,68	+1	0	- 1	-1,68
<i>I</i> – Сила струму, А	273,8	250	215	180	156,2
<i>L</i> – Дистанція напилення, мм	184	150	100	50	16
<i>m</i> – Витрати порошку, г/с	0,568	0,5	0,4	0,3	0,232

Твердість поверхні напиленої зони прийнято за фактор оптимізації.

Згідно матриці планування вимірювались значення твердості напиленої зони на поверхні зразків в залежності від технологічних параметрів. Дослід повторювався по три рази, тобто в кожній точці факторного простору, тому, для кожної стрічки плану було використано по три зразки. Середні значення результатів вимірювання твердості напилених зон наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4

Матриця планування та результати експерименту

№	Сила струму, А		Дистанція, мм		Витрати порошку, г/с		Твердість, HRC
1	-1	180	-1	50	-1	0,3	56
2	-1	180	-1	50	1	0,5	57
3	-1	180	1	150	-1	0,3	55
4	-1	180	1	150	1	0,5	56
5	1	250	-1	50	-1	0,3	58
6	1	250	-1	50	1	0,5	59
7	1	250	1	150	-1	0,3	58
8	1	250	1	150	1	0,5	63
9	-1,68	156,2	0	100	0	0,4	55
10	1,68	273,8	0	100	0	0,4	60
11	0	215	-1,68	16	0	0,4	55
12	0	215	1,68	184	0	0,4	55
13	0	215	0	100	-1,68	0,232	56
14	0	215	0	100	1,68	0,568	60
15 (C)	0	215	0	100	0	0,4	62
16 (C)	0	215	0	100	0	0,4	62

Обробку отриманих даних з експерименту та пошук оптимальних значень параметрів виконано за допомогою програми Statistica. Закодоване рівняння залежності твердості напиленого шару від технологічних параметрів процесу напилення має вигляд:

$$H(x_1, x_2, x_3) = b_0 + b_1x_1 + b_2x_1^2 + b_3x_2 + b_4x_2^2 + b_5x_3 + b_6x_3^2 + b_7x_1x_2 + b_8x_1x_3 + b_9x_2x_3, \quad (5.1)$$

де x_1 – параметр сили струму, I ; x_2 – параметр дистанції напилення, L ; x_3 – параметр витрати порошку, m ; $b_0 \dots b_9$ – коефіцієнти регресії.

В результаті обробки даних експерименту отримано значення коефіцієнту регресії (рис. 5.3) та діаграму «Парето» значимості коефіцієнтів регресії (рис. 5.4). Діаграма «Парето» показує абсолютні значення стандартизованих ефектів від найбільшого до найменшого ефекту. Діаграма також відображає опорну лінію, яка вказує на те, які ефекти є статистично значущими. Опорна лінія для статистичної значимості залежить від рівня значимості. Аналізуючи діаграму можемо зробити висновок, що найбільший вплив мають коефіцієнти регресії $b_4 = -0,001$; $b_1 = 0,404$; $b_5 = 60,163$; $b_2 = -0,001$ і $b_6 = -112,611$. Всі коефіцієнти, що знаходяться до опорної лінії прийнято вважати не значимими, а саме: $b_3 = 0,046$; $b_7 = 0$; $b_8 = 0,143$ і $b_9 = 0,1$.

Тоді отримане рівняння залежності твердості напиленого шару від технологічних параметрів процесу напилення буде мати вигляд:

$$H(I, L, m) = -3.269 + 0.404I - 0.001I^2 - 0.001L^2 + 60,153m - 112,611m^2. \quad (5.2)$$

Regr. Coefficients; Var.: Твердість, HRC; R-sqr=.93523; 3 factors, 1 Blocks, 16 Runs; MS Residual=1,240811 DV: Твердість, HRC						
Factor	Regressn Coeff.	Std.Err.	t(6)	p	-95,% Cnf.Limt	+95,% Cnf.Limt
Mean/Interc.	-3,269	20,70113	-0,15791	0,879709	-53,923	47,3850
(1)Сила струму, A(L)	0,404	0,13838	2,92216	0,026556	0,066	0,7430
Сила струму, A(Q)	-0,001	0,00030	-3,55676	0,011974	-0,002	-0,0003
(2)Дистанція, мм(L)	0,046	0,06503	0,70596	0,506683	-0,113	0,2050
Дистанція, мм(Q)	-0,001	0,00015	-5,97413	0,000987	-0,001	-0,0005
(3)Витрата порошку, г/с(L)	60,163	38,93183	1,54533	0,173221	-35,100	155,4253
Витрата порошку, г/с(Q)	-112,611	36,64191	-3,07328	0,021850	-202,271	-22,9515
1L by 2L	0,000	0,00023	1,90438	0,105527	-0,000	0,0010
1L by 3L	0,143	0,11252	1,26959	0,251250	-0,132	0,4182
2L by 3L	0,100	0,07877	1,26959	0,251250	-0,093	0,2927

Рисунок 5.3 - Фрагмент вікна програми Statistica по визначенню коефіцієнтів регресії.

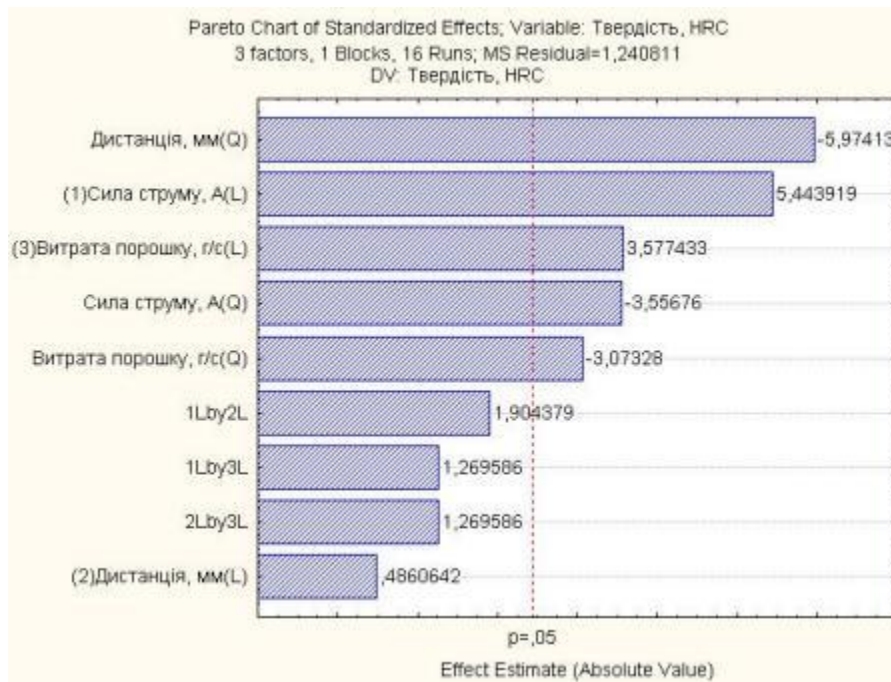


Рисунок 5.4 - Діаграма значимості коефіцієнтів регресії.

Вбудований модуль «Design Analysis of Experiments» (експериментальний проєкт) даної програми дає можливість визначити вплив кожного з розглянутих факторів на твердість поверхні і також отримати оптимальні значення факторів, при яких забезпечується максимальна твердість поверхні.

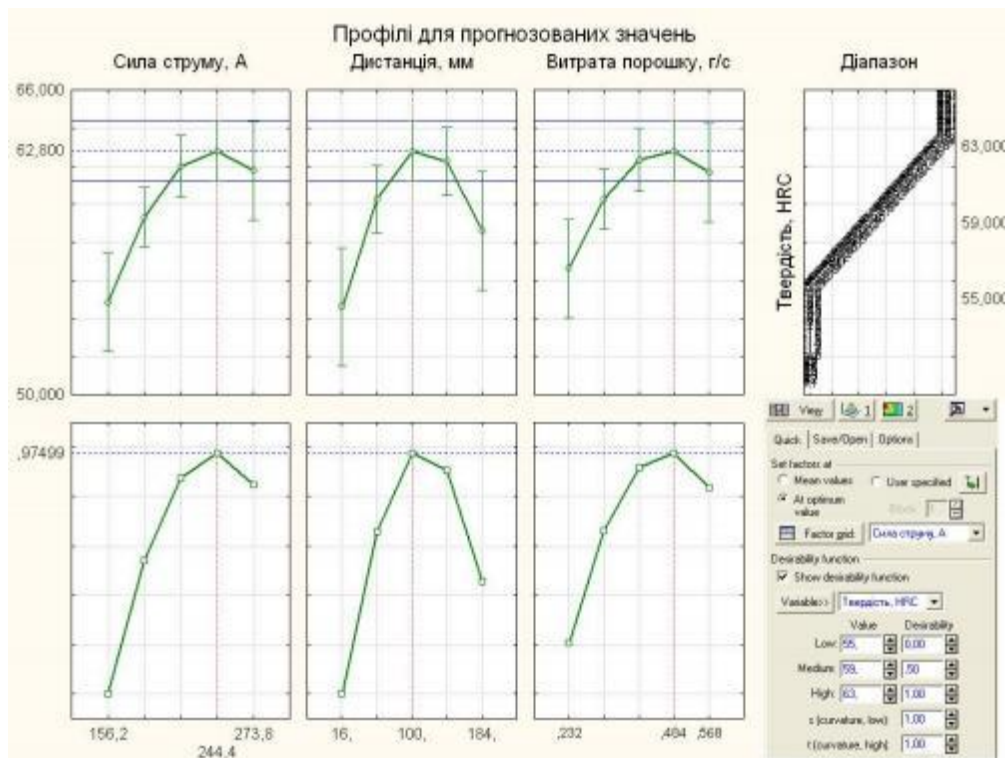


Рисунок 5.5 - Пошук оптимальних параметрів напilenня.

Аналізуючи вплив параметрів напилення (рис. 5.5) отримаємо оптимальні значення факторів, при яких забезпечується максимальна твердість поверхні, а саме : сила струму 244,4 А, дистанція напилення 100 мм та витрати порошку 0,484 г/с.

Користуючись отриманим рівнянням (5.2) залежності твердості напиленого шару від технологічних параметрів процесу напилення отримаємо поверхні відгуків на рис. 5.6 – 5.8.

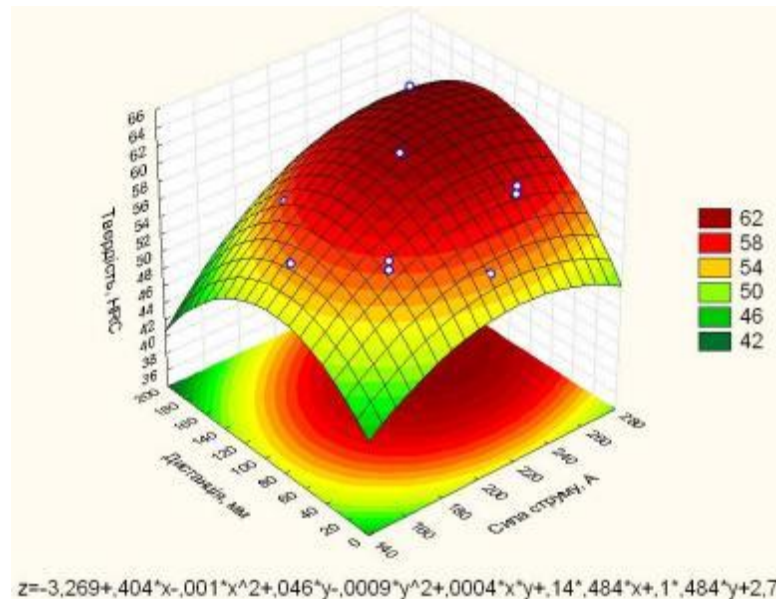


Рисунок 5.6 - Поверхня відгуку твердості при витраті порошку 0, 484 г/с.

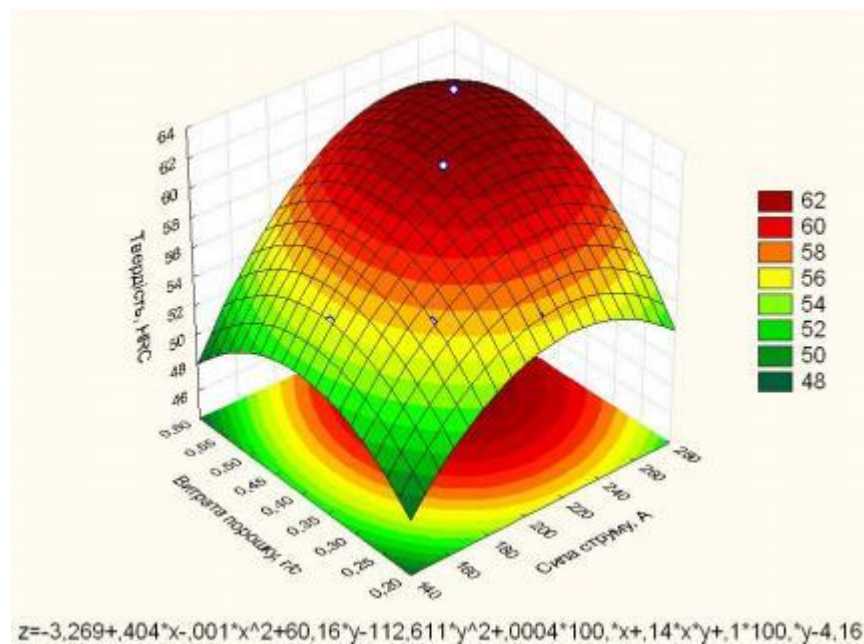


Рисунок 5.7 - Поверхня відгуку твердості при оптимальній дистанції напилення 100 мм.

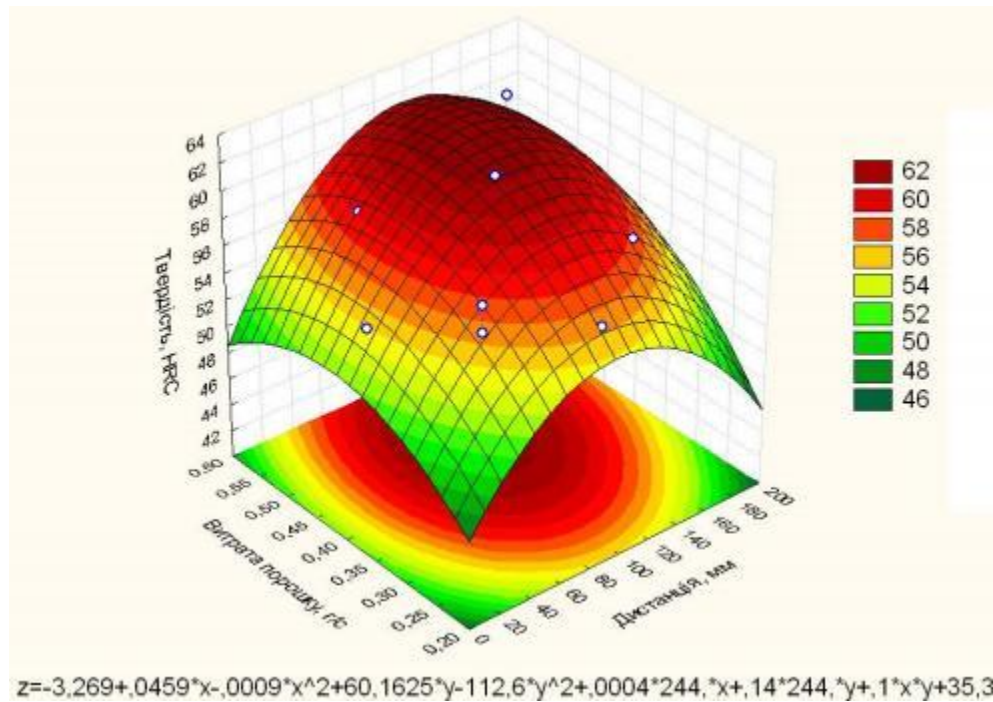


Рисунок 5.8 - Поверхня відгуку твердості при оптимальній силі струму 144,4 А.

Зменшення твердості при збільшенні значень таких факторів як відстань наплення і витрати порошку можна пояснити недостатнім розігрівом частинок порошку, навіть при збільшенні сили струму, а при зменшенні значень усіх факторів – недостатньою кількістю енергії для розплавлення.

5.2 Дослідження і аналіз мікроструктури плазових покриттів

При напленні сталі 40Х порошком ПГ-10Н-01 зміцнений шар щільно покриває оброблювану поверхню деталі. Покриття має товщину в межах 300 - 350 мкм і є однорідним за товщиною (рис. 5.9). Твердість не перевищує HV 550.



Рисунок 5.9 – Мікроструктура плазового покриття після нанесення

Покриття характеризується рівномірним розподілом структурних складових та дрібнозернистою структурою після оплавлення з утворенням перехідних шарів.

Під час процесу плазмового розпилення, при якому вихідні матеріали нагріваються з швидкістю $10^8 \dots 10^6$ К/с, в покритті відбуваються процеси розплавлення та часткового оплавлення часточок вихідного порошку, який містить нікель, хром, бор, кремній, залізо та вуглець. З цієї причини в покритті утворюється значна кількість аморфної фази.

Напилене покриття досить рівномірно розподіляється по поверхні і складається з розплавлених та напів-розплавлених частинок, з яких внаслідок твердіння сформувався пластинчастий структурований поверхневий шар (рис. 5.10).

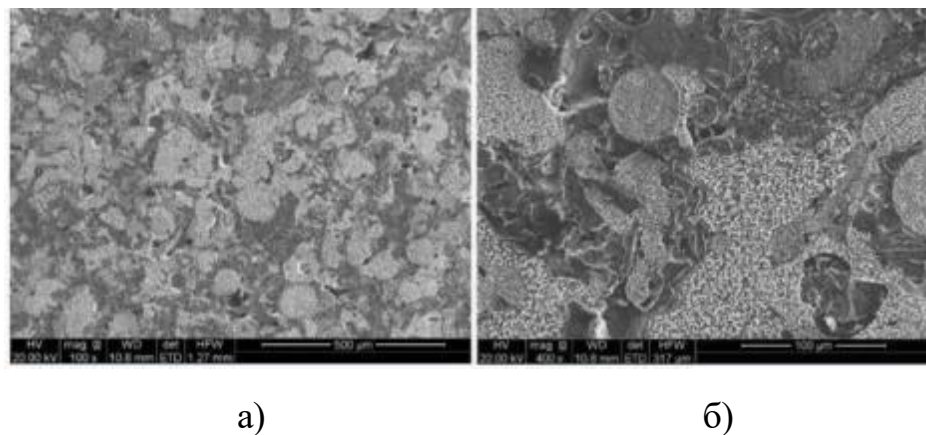


Рисунок 5.10 – Структурована поверхня покриття NiCrBSi

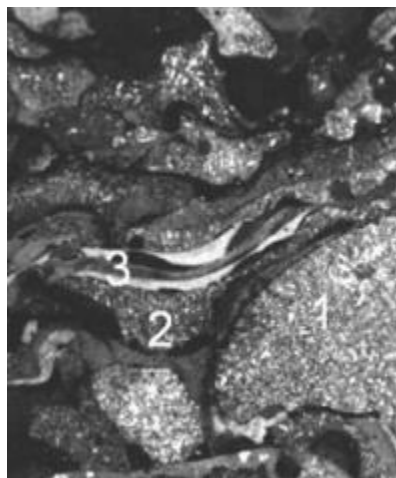


Рисунок 5.11 – Складові структури напиленого шару

Сформовані покриття мають складну структуру (рис. 5.11), в якій виявлені нерозплавлені та недеформовані частинки (1), нерозплавлені, але пластично деформовані частинки (2) та розплавлені частинки (3). Кількість нерозплавлених частинок у покритті відносно невелика і не перевищує 10%. Властивості плазмового покриття в основному визначаються частинками типу 3, оскільки саме вони, при кристалізації, формують твердість до 1000 HV.

Також слід зазначити, що неправильно вибраний режим напилення може призвести до відшарування покриття. Високі швидкості охолодження розплавлених частинок сприяють утворенню залишкових напружень розтягу в покритті. Якщо ці залишкові напруження перевищують міцність зчеплення, покриття може відшаруватися. Розмір і форма частинок порошку мають визначальний вплив на питому поверхню покриття. Чим більш неправильна форма частинок порошку і менший їх розмір, тим більша питома поверхня.

Аналіз морфології покриття, отриманого з порошку ПГ-10Н-01 представлено на рис. 5.12.

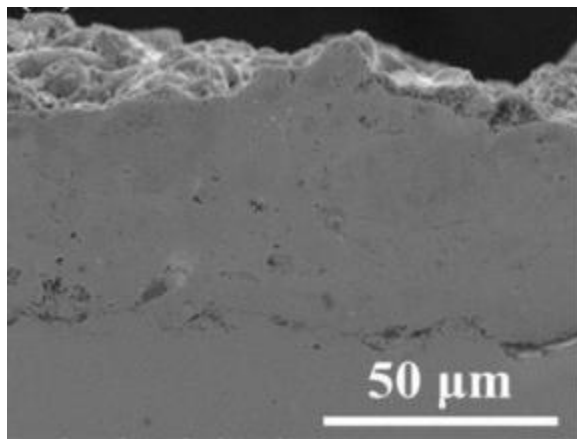


Рисунок 5.12 – Морфологія поперечного перерізу покриття з порошку ПГ-10Н-01.

Покриття має рівномірну товщину без порожнин чи тріщин (рис. 5.12). Однак є також деякі сферичні області, які можуть бути напіврозплавленими або не розплавленими вихідними речовинами, які не мали достатньої рушійної сили для утворення аморфної фази [71-86]. Ці тверді частинки рівномірно розподіляються в аморфних ділянках покриття (рис.5.13).

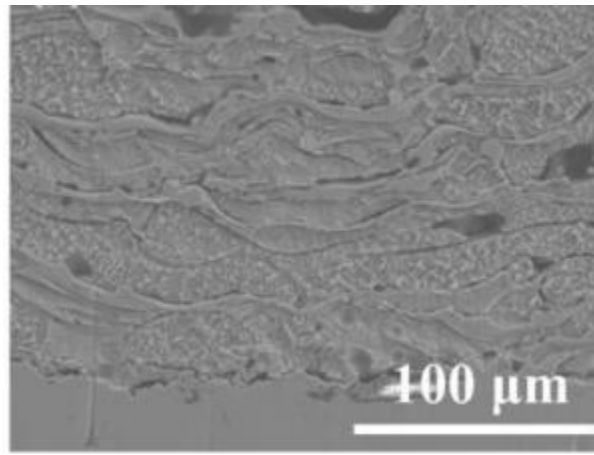


Рисунок 5.13 – Морфологія поперечного перерізу аморфної ділянки покриття з порошку ПГ-10Н– 01

Переважає більшість зерен в покритті мають розмір до 200 мкм, дрібні 3–8 мкм. Форма зерен листкоподібна та дендритна (рис. 5.14).

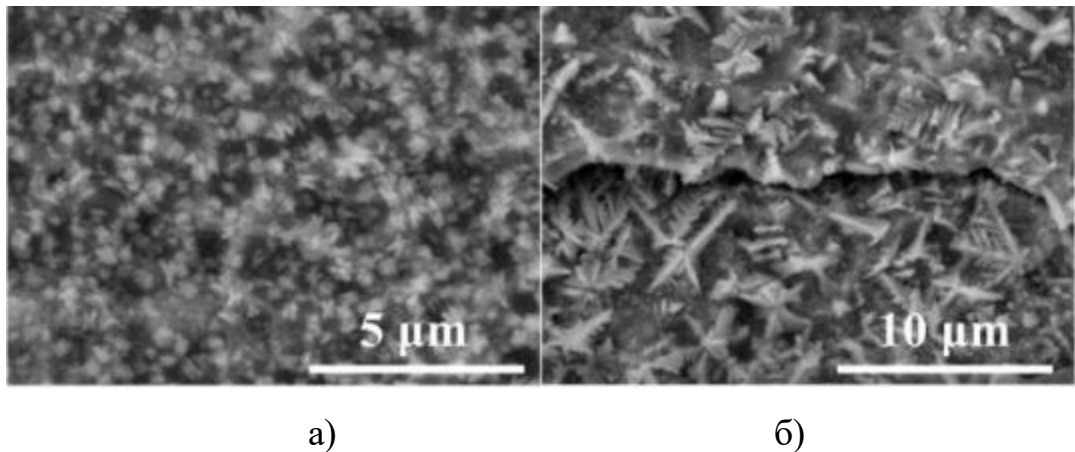


Рисунок 5.14 – Зерниста структура нанесеного покриття з порошку ПГ-10Н–01

Під час напилення виникає значна кількість розпилених частинок, які осідають на поверхню деталі в напіврозплавленому чи розплавленому стані, остигаючи і деформуючись в пласкі частинки. Внаслідок цього утворюється шарувата поверхня покриття. Шорсткість поверхні Ra дорівнює 0,224 мкм.

Стабілізація структури одержаного покриття відбувається при наступній термічній обробці, яка передбачає проведення відпалу при температурах нижчих

за температуру $T_{\text{рек.}}$ (рекристалізації) для переводу аморфної структури в кристалічну.

Відпал проведено при температурі 863 К (590°C) з витримкою 1 година.

Термічна обробка покращує функціональні властивості покриття: стабілізується структура внаслідок переходу аморфної складової в кристалічну, з'являються кристали зміцнюючих фаз CrNi_3 та Fe_3Ni ; збільшуються когезійні сили зчеплення покриття з основою та зменшується пористість.

На рентгенограмі, знятій після термічної обробки широкий пік свідчить про перехід аморфної фази в кристалічну рис. 5.15).

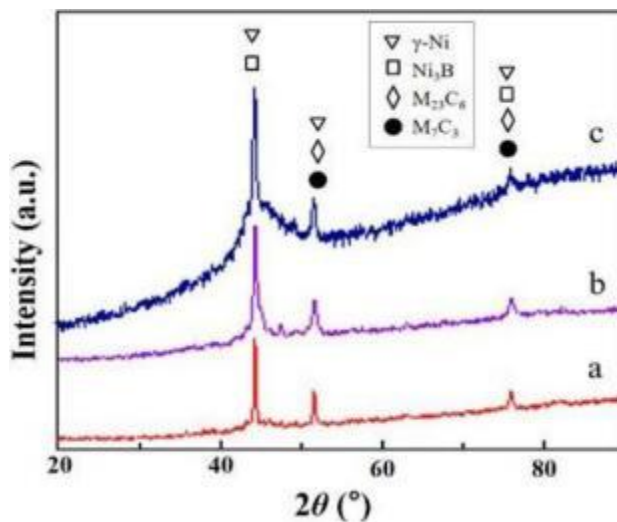


Рисунок 5.15 - Рентгенограми порошку NiCrBSi:

a – у вихідному стані;

b – порошок після напилення; *c* – порошок після напилення та термічної обробки

Фото частинки порошку після напилення показано на рис. 5.16, а. Спектри комбінаційного розсіювання розпиленої частинки показані на рис. 5.16, б, аналіз рентгенограми – на рис. 5.16, в.

Криві *a*, *b* і *c* відповідають краю, середині та центру плоскої частинки. Положення піків кривих показані на рис. 5.16,б.

Існує незначне відхилення кривої *a* порівняно з іншими кривими, яке можливо, пояснюється проявом напруги. Що вказує на те, що напруга краю відрізняється від центру, коли частинка розплавляється розтікаючись.

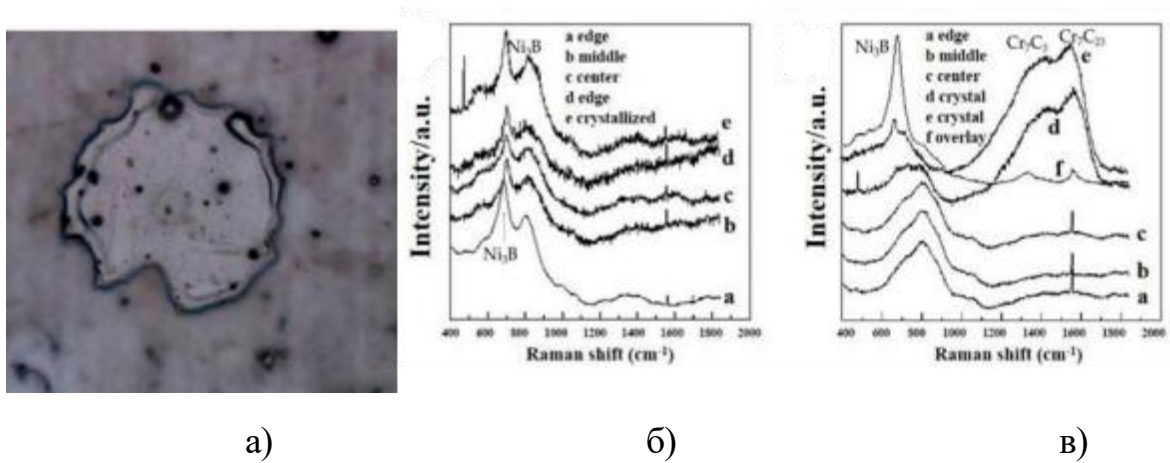


Рисунок 5.16– Фото поверхні частинки порошку – *a* ; рентгенограми - *б* і *в* .

Порівняно з кривою *d*, крива *e* показала різкий пік на 473 cm^{-1} , що свідчить про часткову кристалізацію певної ділянки частинки. Пік розширення 809 cm^{-1} виявляє співіснування аморфної та кристалічної фаз в цій області. Різкий пік на 1554 cm^{-1} свідчить, що він належить домінуючій фазі – Ni_3B . Піки розширення 1430 cm^{-1} , 1554 cm^{-1} свідчать про наявність декількох аморфних фаз. Крива *f* являє собою перекриту область плоских частинок, де досить висока інтенсивність $670\text{--}700\text{ cm}^{-1}$ свідчить про значний вміст фази – Ni_3B . Піки розширення, які з'явилися на 1325 cm^{-1} та 1554 cm^{-1} , відповідають аморфній фазі Cr_7C_3 , Cr_7C_{23} . На рис. 5.17 показано, що напилена поверхня має два типи зерен (рис. 5.17, *a* і *б*): більші за розміром кристали у вигляді дендритів (*a*) – Ni_3B , дрібніші (*б*) – зерна розміром до 1 мкм , майже сферичної форми, що відповідає карбідам хрому Cr_7C_3 , Cr_7C_{23} .

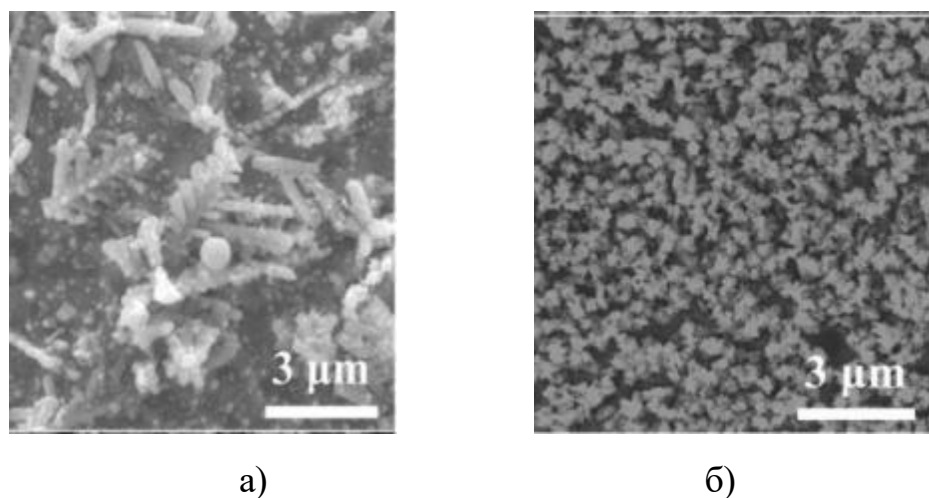


Рисунок 5.17 – Морфологія двох типів зерен поперечного перерізу покриття з порошку ПГ-10Н-01.

Результати спектрального аналізу показали, що після термічної обробки в структурі покриття збільшується вміст карбідної фази хрому, і зменшується вміст фази Ni_3B .

5.3 Дослідження мікротвердості напиленого шару

Твердість - одна з важливих експлуатаційних характеристик матеріалу. Аналіз мікротвердості по перерізу покриття проведено для оцінки механічних властивостей сформованої мікроструктури.

Особливості технологічного процесу плазмового напилення (висока температура нагрівання порошку, висока швидкість охолодження нанесених покриттів) спричиняють нерівномірний розподіл складових порошкового матеріалу по поверхні деталі, внаслідок чого нанесене покриття має неоднорідний хімічний склад та структуру, а також різну кількість пор і оксидів.

Зазвичай в структурі плазмових покриттів виявляють значну долю аморфної фази з особливою будовою та властивостями. Все це забезпечує неоднозначний характер зміни твердості по перерізу покриття.

Визначено мікротвердість покриття, нанесеного на поверхню деталі та покриття, яке після нанесення піддавали стабілізуючій термічній обробці - відпалу при 590°C . Результати представлені на рис.5. 18.

Середня твердість покриття знаходиться в межах 500 – 550 МПа, товщина покриття не перевищує 300 – 350 мкм. Між твердістю покриття та твердістю основи має місце досить плавне зниження величин до середніх значень твердості основи.

Як видно з графіків, мікротвердість змінюється в залежності від відстані від поверхні деталі, але в межах нанесеного шару змінюється не суттєво.

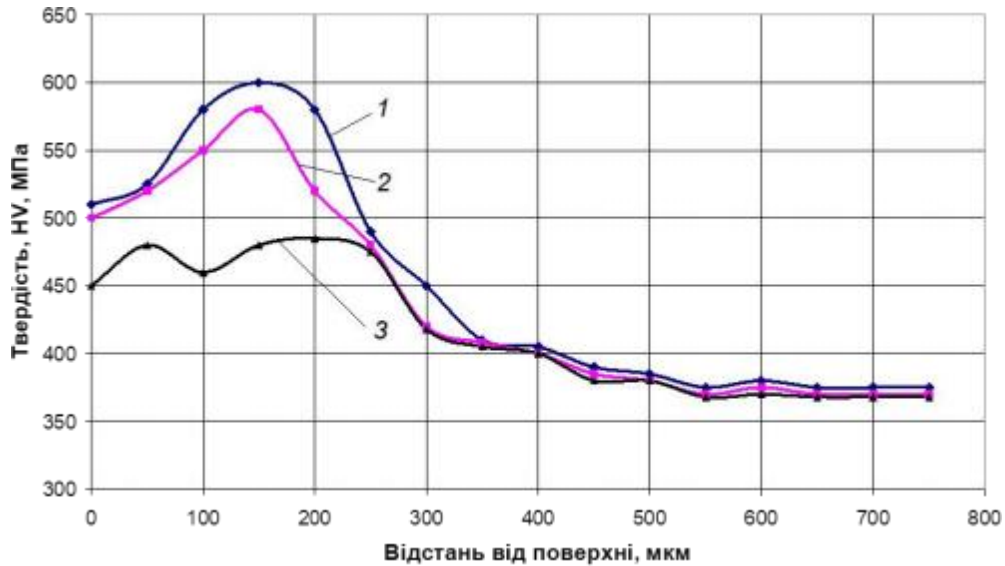
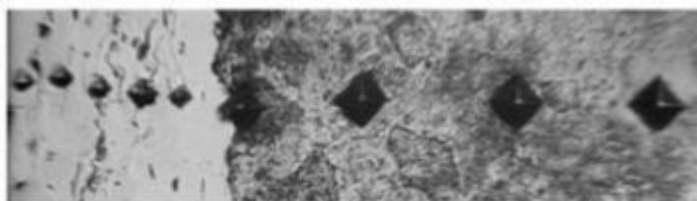
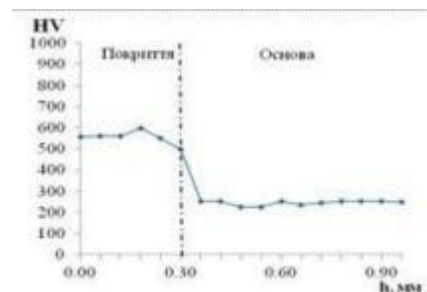


Рисунок 5.18 – Мікротвердість плазових покриттів системи Ni-Cr-B-Si: 1 - покриття системи Ni-Cr-B-Si з порошку ПГ-10Н-01 після термічної обробки; 2 – покриття без відпалу; 3 – Сталь 40Х без покриття.

Коливання значень мікротвердості зумовлені неоднорідною структурою нанесеного покриття. Наявність в окремих зонах твердих фаз таких як нітриди бору чи карбіди хрому підвищують твердість цих зон. Ділянки покриття, де сформувалась аморфна структура мають нижчі значення твердості. Термічна обробка сприяє формуванню більш рівномірної та стабільної структури, підвищенню твердості нанесеного покриття (до HV 600) за рахунок виділення з γ -твердого розчину карбідної фази – Cr_7C_3 та інтерметалідів Fe_3Ni .



а)



б)

Рисунок 5.21 – Твердість по глибині плазового покриття: а) відбитки від вдавлювання чотиригранної піраміди; б) розподіл твердості по глибині покриття

Додавання до порошку ПГ-10Н-01 феросиліцію (від 2 - 5%) сприяє формуванню більшої товщини нанесеного шару та його пористості (рис. 5.22).

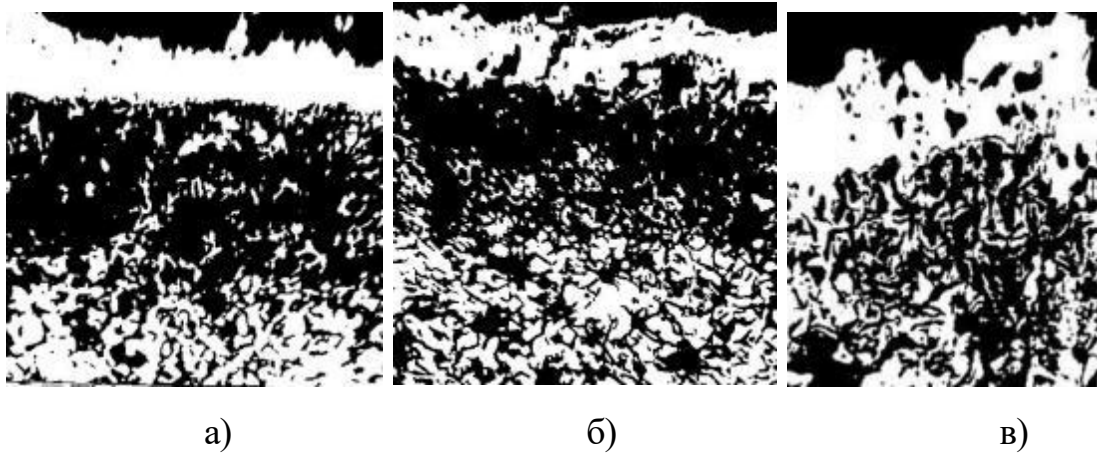


Рисунок 5.22 – Мікроструктура поверхні клапану: а - покриття отримане з порошку ПГ-10Н-01; б – покриття з порошку ПГ-10Н-01 з додаванням 2% феросиліцію, в) – покриття з порошку ПГ-10Н-01 з додаванням 5% феросиліцію.

Таблиця 5.5

Залежність пористості покриття від вмісту феросиліцію

Склад порошку	Глибина шару, мкм	Пористість, %
ПГ-10Н-01	300	0 - 1
ПГ-10Н-01 + 2% феросиліцію	340	10 - 15
ПГ-10Н-01 + 5% феросиліцію	365	20 - 25

При 10% феросиліцію у складі порошку утворюються макропустоти на поверхні (рис. 5.22, б, в).

Збільшення кількості кремнію в складі порошку ПГ сприяє утворенню силіцидів хрому (Cr_3Si , Cr_5Si_3), які сприяють підвищенню твердості одержаного шару.

Збільшення пористості при формуванні покриття з додаванням феросиліцію майже не впливає на мікротвердість, так як в структурі з'являються силіциди хрому, твердість яких не поступається твердості карбідів хрому (HV 1600).

Пористість поверхневого шару деталі суттєво впливає на його маслоємність і змащувальні властивості, отже визначає довговічність поверхні тертя в умовах недостатнього змащування.

Зміни, які відбуваються після введення порошку в покриття, значною мірою впливають на утворення та ріст перехідних шарів. Це, в свою чергу, призводить до змін механічних властивостей композиційних матеріалів. Через коротку тривалість процесу оплавлення перехідна зона має незначну довжину — 10–15 мкм. Однак цієї довжини достатньо для зняття залишкових напружень, підвищення щільності та забезпечення сплавлення покриття з основою, що проявляється у проникненні нанесеного матеріалу в поверхневі шари. В результаті процесів коагуляції форма пор в покритті стає округлою.

Результати мікроаналізу хімічного складу оплавлених плазмових покриттів системи Ni-Cr-B-Si з порошку ПГ-10Н-01 з додаванням феросиліцію, проведеного за допомогою мікроаналізатора РЕМ 106 і.

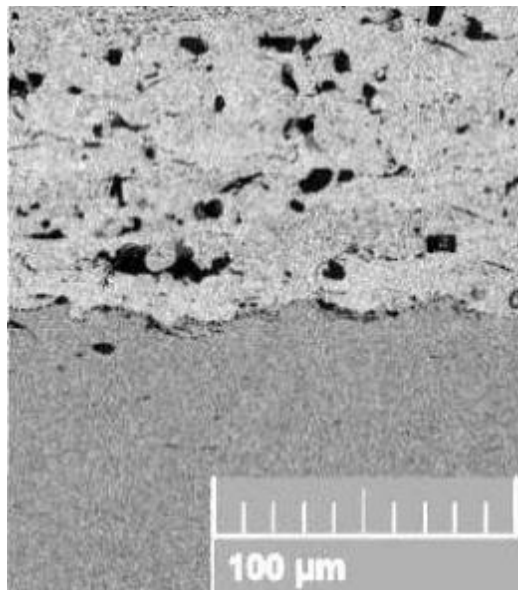


Рисунок 5.23 – Мікроструктура покриття системи Ni-Cr-B-Si

Таблиця 5.6

Хімічний склад покриття з порошку Ni-Cr-B-Si

Елементи	Масова доля в об'ємних відсотках, %					
	Перехідна зона	1	2	3	4	5
Ni		83,73	48,35	64,48	87,74	71,98
Cr	5,49	12,45	33,32	20,21	7,36	20,6
Fe	94,00	2,82	16,43	12,16	4,58	4,38
Si	0,33	0,99	0,75	1,64	0,26	1,06

В результаті хімічного аналізу про розподіл елементів в структурному покритті можна зробити висновок, що, включення кремнію переважно зосереджені в темних ділянках покриття (рис. 5.23).

5.4 Дослідження зносостійкості клапанів після плазмового напилення

Дослідження зносостійкості клапанів проведене на машині тертя СМЦ – 2 за схемою ролик – пласке контртіло, що дозволило встановити вплив нанодисперсних включень на рівень підвищення зносостійкості самофлюсівних покриттів системи Ni-Cr-B-Si (ПГ-10Н-01) (рис. 5.24).

Залежності, які були отримані в результаті лабораторних досліджень дозволили проаналізувати кінетику зношування самофлюсівних покриттів, а також рівень їх зносостійкості.

Склад порошку системи Ni- Cr-B-Si дозволяє після напилення на сталеву поверхню деталі із Сталі 40Х отримати підвищення мікротвердості та міцність зчеплення внаслідок фізико-хімічних процесів, які забезпечують підвищення експлуатаційних показників (зносостійкість, корозійна стійкість).

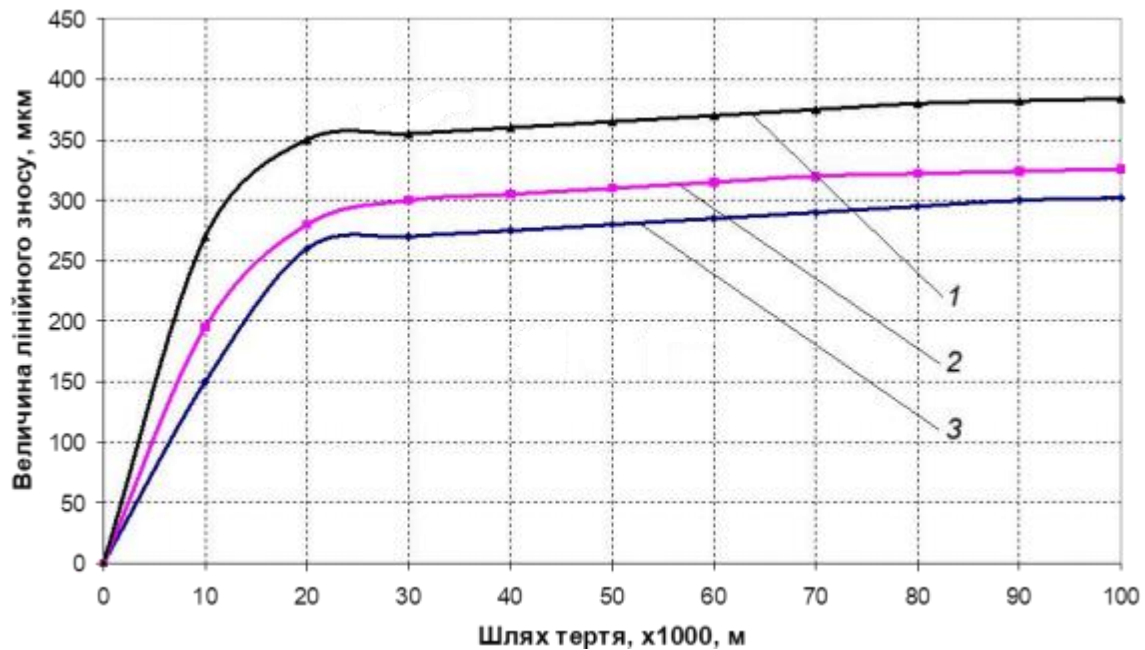


Рисунок 5.24 – Зносостійкість плазових покриттів з порошку системи Ni- Cr-B-Si:

1 – Сталь 40Х без покриття; 2 – покриття системи Ni-Cr-B-Si з порошку ПГ-10Н-01 без відпалу; 3 - покриття після термічної обробки.

Термічна обробка позитивно впливає на трибологічні характеристики покриття: сприяє зменшенню коефіцієнту тертя, та більшій його стабільності при терті (рис. 5.25).

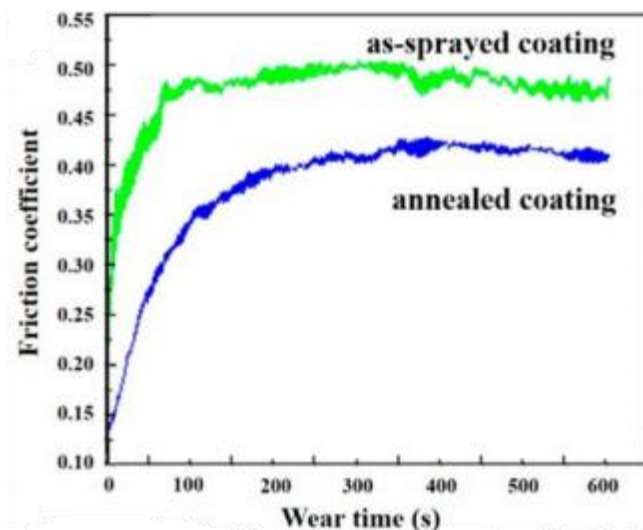


Рисунок 5.25 – Характер зміни коефіцієнту тертя покриття NiCrBSi після нанесення на поверхню деталі (зелена крива) та після термічної обробки (синя крива)

На рис. 5.25 – показано порівняння коефіцієнту тертя між напиленим покриттям та покриттям, що піддавали термічній обробці. Коефіцієнт тертя напиленого покриття поступово стабілізується, починаючи з 60 с, досягаючи значень 0,45. Коефіцієнт тертя сильно коливався, що негативно впливає на зносостійкість матеріалу.

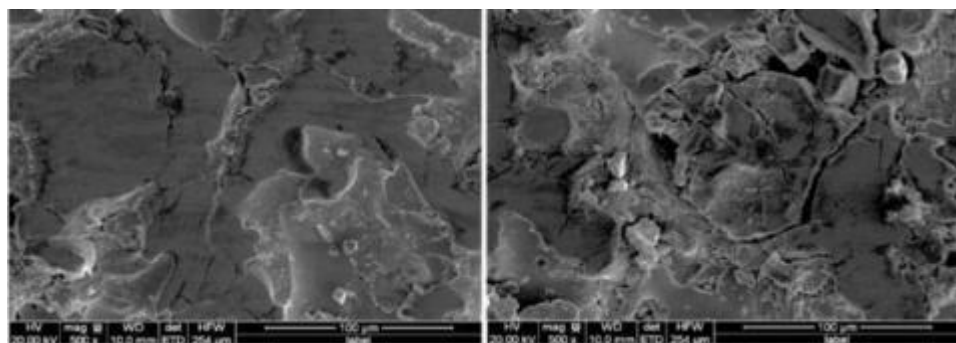
Для покриття, яке піддавали термічній обробці стабілізація коефіцієнту тертя виявлено пізніше – через 250 с, але значення його нижчі - 0,38.

Вищі значення коефіцієнту тертя для нанесеного покриття пояснюються досить неоднорідною структурою, яка сформувалась при напиленні та досить високою шорсткістю поверхні. Покриття, що піддавали термічній обробці має більш однорідну структуру, тому коефіцієнт тертя зазнає менших коливань.

Випробування на знос, які проведені на СМЦ - 2, показали, що вищу зносостійкість мають зразки з покриттям, що піддавалось термічній обробці. На рис. 5.26 показана структура поверхні покриття після нанесення.

Для опису механізму зношування напиленого покриття досліджено морфологію поверхні зношування покриття, яке піддавали термічній обробці.

На рис.5.26 показана морфологія поверхні слідів зносу напиленого покриття.



а)

б)

Рисунок 5.26 - Морфологія поверхні покриття NiCrBSi після тертя : а - гладенька поверхня; б – поверхня з тріщинами

Зношена поверхня складається як з відносно гладеньких частинок, з невеликою кількістю тріщин и майже круглою формою, так і зон де внаслідок тертя розширились тріщини, частинки зміщуються одна відносно одної і перекриваються

Аморфне покриття на основі нікелю є типовим крихким матеріалом із великою кількістю виступаючих частинок на поверхні, тому сила тертя та стискаючі напруження спричиняють тріщини в дефектах під шаром оксиду під час зношування. Межі плоских частинок мають високий вміст оксидів, схильних до зношування та відшарування. На (рис. 5.26, б) показано фрагментацію осажденної частинки після випробування на тертя та знос.

Зворотно-поступальний рух викликає утомне пошкодження поверхневої структури покриття та створює утомні тріщини. Під дією періодичної тангенціальної сили утомна тріщина розширюється і викликає відшарування об'єму. Наявність множинних тріщин у середині та навколишніх областях окремої частинки також вказує на те, що частинки з поганим сплюсненням або недостатнім розплавленням існують незалежно в покритті. В зоні тертя виявлено значну кількість продуктів зносу (рис.5.27)

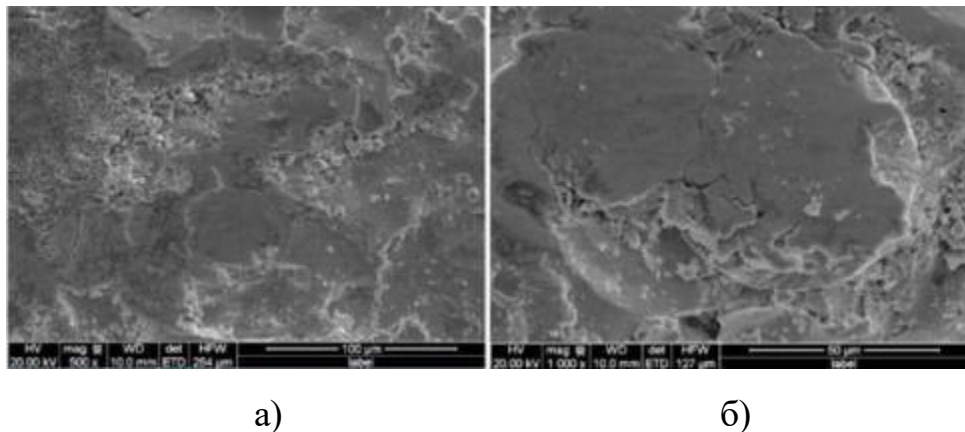


Рисунок 5.27 – Поверхня покриття забруднена продуктами зносу

На рис. 5.27, а можна побачити велику кількість дрібного сміття, що прилипає до поверхні покриття. Це свідчить про те, що на відміну від механізму зносу аморфного матеріалу, механізм зносу нанокристалів переважно є адгезійним. Сміття (5.27, б), яке накопичується на поверхні

деталі, може суттєво збільшити знос. Під час тертя виникають тріщини, які переважно спричинені наявними порами та оксидами. Зародками тріщин слугують частинки порошку з дефектною поверхнею (неповністю розплавлені частинки).

5.5 Висновки до п'ятого розділу

1. Показано ефективність використання покриттів з самофлюсівних порошків на основі нікелю для підвищення зносостійкості важко навантажених деталей. Для плазмового напилення на основі планування факторного експерименту встановлені оптимальні технологічні параметри за критерієм мікротвердості: сила струму 244 А, дистанція напилення 100 мм та витрати порошку 0,48 г/с.

2. Мікроструктурний аналіз дозволив визначити структуру та фазовий склад напиленого порошку та запропонувати шляхи підвищення його твердості та зносостійкості: покриття після напилення піддавали рекристалізаційному відпалу при 590 °C для збільшення кількості кристалічної фази в структурі (збільшення кількості карбідів хрому Cr_7C_3 нітридів бору Ni_3B , силіцидів хрому Cr_3Si), внаслідок чого твердість підвищилась на 100...120 HV.

3. За результатами мікроструктурного аналізу обґрунтовано адгезійний механізм зношування нанокристалічної фази нанесеного покриття: продукти зносу розміщуються на поверхні часточок порошку та в проміжках між ними, забруднюючи поверхню та підвищуючи знос.

4. Доведено позитивний вплив від уведення до основного порошку при плазмовому напиленні 5% феросиліцію, що сприяє зменшенню інтенсивності зношування за рахунок покращення маслоємності поверхні тертя.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз сучасних досліджень показав, що технологічні методи інженерії поверхні стають альтернативою конструктивним змінам, внесеним для підвищення ефективності циліндричних напрямних ковзання технологічних і транспортних машин, в тому числі для деталей клапанного механізму. Для подовження довговічності напрямних елементів використовують різноманітні сучасні технології підвищення зносостійкості, відновлення зношеного шару, забезпечення надійного змащування у різних умовах експлуатації.

2. Проведений аналіз конструктивних та технологічних особливостей напрямних ковзання машин для забезпечення довговічності по зносу та антифрикційних властивостей. Визначені трибоконтактні характеристики: контактний тиск і площа контакту для напрямних з маслоутримувальними канавками. Розв'язана пряма зносоконтактна задача і отримана залежність лінійного зносу напрямної від шляху тертя.

3. Аналіз розрахованих за даних умов геометричних параметрів і контактного тиску маслоутримувального профілю, формованого кульковим і конусним інденторами, показує, об'єм мастила, утримуваного канавками кулькового індентора, у порівнянні з конусним індентором, майже на 40 % і початковий контактний тиск на 13 % більший. Ширина канавки, формованої конусним індентором, на 30 % менша. Тому в межах даної довжини профілю кількість можливих канавок, формованих конусним індентором, за умови однакової відстані між канавками збільшується на понад три рази.

4. Для напрямних ковзання запропонований профіль маслоутримувальних канавок із змінною глибиною від максимальної в центрі несучої поверхні до нуля на границі поверхні тертя. Встановлено, що такий профіль має оптимальну маслонесучу здатність і мінімальні витікання мастильного матеріалу. Наведений розрахунок зносоконтактних параметрів та моделювання зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю.

5. Встановлено, що в основі рішення задач про перекося в опорі ковзання лежить припущення про те, що кожен переріз за жорсткістю характеристик перебуває в стані плоскої деформації, а безперервність функцій переходу від перерізу до перерізу забезпечується геометричною безперервністю валу і втулки вздовж осі циліндрів. На основі прийнятих припущень у загальному вигляді рішення представлено для визначення кута контакту у вигляді трансцендентного рівняння.

6. Для дослідження контактних і антифрикційних параметрів пари тертя двигуна внутрішнього згорання «клапан-напрямна» як інструмент вибраний метод скінчено-елементного аналізу. За використання прикладної програми FEM описані вихідні дані по матеріалу, розмірам поверхонь, навантаженням, кінематиці руху.

7. На основі побудованої скінчено-елементної моделі спряження «клапан-напрямна» проведений аналіз впливу визначальних трибологічних факторів: швидкості ковзання в контакті, температури, кута перекося, коефіцієнту тертя на контактні напруження як для кожної деталі пари тертя, так і в процесі контактної взаємодії.

8. Запропонований спеціальний інструмент і технологія отримання маслоутримувального профілю на внутрішній поверхні прямої клапана, який збільшує маслоємність поверхні, а отже, покращуються умови змащення в парі тертя «клапан-напрямна». Створюється газолабіринтне ущільнення у сполученні, що запобігає потраплянню масла у камеру згорання. Зміцнюється поверхня отвору втулки за рахунок ущільнення поверхні (ефект наклепу).

9. Результати випробувань на знос прямих втулок із спіральними маслоутримувальними канавками підтвердили їх ефективність за критерієм зносостійкості. Величина зносу втулок із канавками для всього часового діапазону випробувань в середньому на 20% менша ніж величина зносу втулок без канавок.

10. За допомогою Solid-моделі проаналізований вплив зміни геометрії з мастильними канавками отвору прямої на показники максимальних і

середніх напружень в контакті «напрямна-клапан». Встановлено, що максимальні напруження моделі з канавками на 16.7% нижче за режим з гладкою поверхнею прямої.

11. На основі скінчено-елементної моделі проаналізована довговічність пари «клапан -напрямна» з маслоутримувальними канавками. Визначено скільки циклів здатна витримати контактна поверхня прямої у кожному з режимів. Отримано, що завдяки скороченню значення максимальних напружень на 16.7% фактичний ресурс прямої з канавками зріс у понад 6 разів.

12. Показано ефективність використання покриттів з самофлюсівних порошків на основі нікелю для підвищення зносостійкості важко навантажених деталей. Для плазмового напилення на основі планування факторного експерименту встановлені оптимальні технологічні параметри за критерієм мікротвердості: сила струму 244 А, дистанція напилення 100 мм та витрати порошку 0,48 г/с.

13. Мікроструктурний аналіз дозволив визначити структуру та фазовий склад напиленого порошку та запропонувати шляхи підвищення його твердості та зносостійкості: покриття після напилення піддавали рекристалізаційному відпалу при 590 °C для збільшення кількості кристалічної фази в структурі (збільшення кількості карбідів хрому Cr_7C_3 нітридів бору Ni_3B , силіцидів хрому Cr_3Si), внаслідок чого твердість підвищилась на 100...120 HV.

14. За результатами мікроструктурного аналізу обґрунтовано адгезійний механізм зношування нанокристалічної фази нанесеного покриття: продукти зносу розміщуються на поверхні часточок порошку та в проміжках між ними, забруднюючи поверхню та підвищуючи знос. Доведено позитивний вплив від уведення до основного порошку при плазмовому напиленні 5% феросиліцію, що сприяє зменшенню інтенсивності зношування за рахунок покращення маслоємності поверхні тертя.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Zhao B, Zhang S, Li J, Wang P. Friction characteristics of sliding guideway material considering original surface functional parameters under hydrodynamic lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2017;231(7):813-825. doi:10.1177/1350650116681941
2. Tao, W., Zhong, Y., Feng, H., & Wang, Y. (2013). Model for wear prediction of roller linear guides. *Wear*, 305(1-2), 260-266.
3. Soleimanian, P., & Ahmadian, H. (2022). Modeling friction effects in lubricated roller guideways using a modified LuGre model. *Journal of Vibration and Control*, 28(19-20), 2519-2530.
4. Bao, H., Hao, M., Du, Y., & Chen, Y. (2024). Optimal Design of Multilevel Composite Lubrication Structures on Sliding Guide Rail Surfaces. *Coatings*, 14(10), 1286.
5. FAN, Y., CHEN, Y., HAO, M., WANG, S., DU Yuchen, X. I. A., & GUAN, X. (2024). Research on Improvement of Creeping Phenomenon of Sliding Guideways by Composite Lubrication Texture. *China Mechanical Engineering*, 35(10), 1740.
6. Huan, Z. H. A. O., Yuanka, Z. H. O. U., & Xue, Z. U. O. (2022). Anti-friction Performance of Composite Lubrication Structure Surface under Oil-lubrication. *Lubrication Engineering (0254-0150)*, 47(10).
7. Rodiouchkina, M., Berglund, K., Forsberg, F., Rodushkin, I., & Hardell, J. (2022). Influence of counter surface roughness and lay on the tribological behaviour of self-lubricating bearing materials in dry sliding conditions at high contact pressures. *Lubricants*, 10(8), 167.
8. Soleimanian, P., Mohammadpour, M., & Ahmadian, H. (2021). Effect of Lubricant Starvation on the Tribo-Dynamic Behavior of Linear Roller Guideway. *Shock and Vibration*, 2021(1), 7517696.
9. Soleimanian, P., Mohammadpour, M., & Ahmadian, H. (2021). Coupled tribo-dynamic modelling of linear guideways for high precision machining

application. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 235(4), 711-737.

10. Li, L., & Yang, J. (2018). A study of dynamic behaviors of contact pair in lubricated ball linear guide. Industrial Lubrication and Tribology, 70(4), 746-753.

11. Zou, H. T., & Wang, B. L. (2015). Investigation of the contact stiffness variation of linear rolling guides due to the effects of friction and wear during operation. Tribology international, 92, 472-484.

12. Wang, Z., Liu, Y., & Wang, F. (2017). Rapid calculation method for estimating static and dynamic performances of closed hydrostatic guideways. Industrial Lubrication and Tribology, 69(6), 1040-1048.

13. Liu, W., Zhang, S., Lin, J., Jiang, S., & Chen, Z. (2024). Effect of combined geometric errors on static load distribution and deformations for linear rolling guide. Tribology International, 191, 109079.

14. Zha, J., Cheng, K., Xue, F., Wu, D., & Liu, X. (2024). Hydrostatic guideways for precision machines: the state-of-the-art and future perspectives. Tribology International, 110060.

15. Raymond, N., Hill, S., & Soshi, M. (2016). Characterization of surface polishing with spindle mounted abrasive disk-type filament tool for manufacturing of machine tool sliding guideways. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 86, 2069-2082.

16. Zsidai, L., De Baets, P., Samyn, P., Kalacska, G., Van Peteghem, A. P., & Van Parys, F. (2002). The tribological behaviour of engineering plastics during sliding friction investigated with small-scale specimens. Wear, 253(5-6), 673-688.

17. Ghiotti, A., Bruschi, S., Sgarabotto, F., & Medea, F. (2014). Novel wear testing apparatus to investigate the reciprocating sliding wear in sheet metal forming at elevated temperatures. Key Engineering Materials, 622, 1158-1165.

18. Chang, K. C. J. (2016). Development of New Machining Method for Finish Surface of Sliding Guideways. University of California, Davis.

19. Chang, K., & Soshi, M. (2017). Optimization of Planar Honing Process for Surface Finish of Machine Tool Sliding Guideways. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 139(7), 071015.
20. Soshi, M., Ueda, E., & Mori, M. (2014). A productive and cost-effective CBN hard milling-based fabrication method of hardened sliding guideways made of refined cast iron. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 70, 911-917.
21. Horng, T. L. (2013). The study of contact pressure analyses and prediction of dynamic fatigue life for linear guideways system. *Modern Mechanical Engineering*, 3(02), 69-76.
22. Wang, X. Y., Zhou, C. G., & Ou, Y. (2019). Experimental analysis of the wear coefficient for the rolling linear guide. *Advances in Mechanical Engineering*, 11(1), 1687814018821744.
23. He, Y., Fu, Y., Wang, H., & Yang, J. (2022). Enhancing anti-stick-slip performance by laser surface texturing on sliding guideway surface. *Journal of Manufacturing Processes*, 75, 1089-1099.
24. He, Y., Yang, J., Wang, H., Gu, Z., & Fu, Y. (2022). Micro-dimple and micro-bulge textures: Influence of surface topography types on stick-slip behavior under starved lubrication. *Applied Surface Science*, 585, 152501.
25. Cheng, Q., Qi, B., Ren, W., & Liu, Z. (2021). A new exponential wear model to analyze precision retention of guideway based on macro-micro multiscale method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 235(8), 1499-1513.
26. Horng, T. L. (2013). The study of contact pressure analyses and prediction of dynamic fatigue life for linear guideways system. *Modern Mechanical Engineering*, 3(02), 69-76.
27. Zhang, H., Lu, D., Pan, W., Rong, X., & Zhang, Y. (2024). Static and dynamic characteristics of large-span six-slider closed hydrostatic guideway considering pitch moment and yaw moment. *Industrial Lubrication and Tribology*, 76(3), 392-404.

28. Wang, H., Xie, X., Hua, X., Xu, S., Yin, B., & Qiu, B. (2020). Analysis of the lubrication process with composition of solid lubricants of laser-modified sliding surfaces. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(4), 1687814020916078.
29. Shimizu, Jun, et al. "Friction characteristics of mechanically microtextured metal surface in dry sliding." *Tribology International* 149 (2020): 105634.
30. Dmitrichenko, N.F., Milanenko, A.A., Hluhonets, A.A. et al. *J. Frict. Wear* (2017) 38: 126. <https://doi.org/10.3103/S1068366617020076>.
31. Raghuwanshi, N. K., Pandey, A., & Mandloi, R. K. (2012). Failure analysis of internal combustion engine valves: a review. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 1(2), 173-181. [failure-analysis-of-internal-combustion-enginevalves-a-review-libre.pdf \(d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net\)](https://www.cloudfront.net/d1wqtxts1xzle7/internal-combustion-enginevalves-a-review-libre.pdf).
32. Witek, L. (2016). Failure and thermo-mechanical stress analysis of the exhaust valve of diesel engine. *Engineering Failure Analysis*, 66, 154-165. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.04.022>
33. Guinther, G., & Smith, S. (2016). Formation of intake valve deposits in gasoline direct injection engines. *SAE International journal of fuels and lubricants*, 9(3), 558-566. <https://doi.org/10.4271/2016-01-2252>
34. Tabaszewski, M., & Szymański, G. M. (2020). Engine valve clearance diagnostics based on vibration signals and machine learning methods. *Eksploatacja i Niezawodność*, 22(2), 331-339. <https://bibliotekauki.pl/articles/1365185.pdf>
35. Pandey, A., & Mandloi, R. K. (2014). Effects of high temperature on the microstructure of automotive engine valves. *Journal of Engineering Research and Applications*, 4(3), 122-126. [X4301122126-libre.pdf \(d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net\)](https://www.cloudfront.net/d1wqtxts1xzle7/X4301122126-libre.pdf)
36. Monieta, J. (2017). Analysis of the tribology processes of control valves of medium speed marine internal combustion engines. *Tribologia*. [Analysis of the tribology processes of control valves of medium speed marine internal combustion engines - Tribologia - Tom nr 4 \(2017\) - BazTech - Yadda \(icm.edu.pl\)](https://icm.edu.pl/BazTech/Yadda/analysis-of-the-tribology-processes-of-control-valves-of-medium-speed-marine-internal-combustion-engines)
37. Lai, F., Qu, S., Yin, L., Wang, G., Yang, Z., & Li, X. (2018). Design and operation of a new multifunctional wear apparatus for engine valve train components.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 232(3), 259-276. <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2015.08.017>

38. Rylski, A., & Siczek, K. (2013). Friction resistance between valve made of TiAl alloy and its guide made of phosphor bronze. *Applied Mechanics and Materials*, 404, 220-227. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.404.220>

39. Forsberg, P., Hollman, P., & Jacobson, S. (2011). Wear mechanism study of exhaust valve system in modern heavy duty combustion engines. *Wear*, 271(9-10), 2477-2484. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.11.039>.

40. Singh, B., Singh Grewal, J., Kumar, R., Sharma, S., Kumar, A., Mohammed, K. A., ... & Ismail, E. A. (2024). Novel study on investigating the mechanical, microstructure morphological, and dry sliding wear characteristics of grey cast iron GG25 with copper additions for valve guides in internal combustion engine. *Frontiers in Materials*, 10, 1293254. <https://doi.org/10.3389/fmats.2023.1293254>

41. Lewis, R., & Dwyer-Joyce, R. S. (2001). An experimental approach to solving combustion engine valve and seat wear problems. In *Tribology Series* (Vol. 39, pp. 629-640). Elsevier. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(01\)80145-0](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(01)80145-0).

42. Lewis, R., & Dwyer-Joyce, R. S. (2002). Wear of diesel engine inlet valves and seat inserts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216(3), 205-216. <https://doi.org/10.1243/0954407021529048>

43. Chun, K. J., Kim, J. H., & Hong, J. S. (2007). A study of exhaust valve and seat insert wear depending on cycle numbers. *Wear*, 263(7-12), 1147-1157. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2007.02.006>

44. Wang, Y. S., Narasimhan, S., Larson, J. M., Larson, J. E., & Barber, G. C. (1996). The effect of operating conditions on heavy duty engine valve seat wear. *Wear*, 201(1-2), 15-25. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(96\)06945-1](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(96)06945-1)

45. Blau, P. J., Dumont, B., Braski, D. N., Jenkins, T., Zanoria, E. S., & Long, M. C. (1999). Reciprocating friction and wear behavior of a ceramic-matrix graphite

composite for possible use in diesel engine valve guides. *Wear*, 225, 1338-1349.
[https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00059-9](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00059-9)

46. Kuchar, M. A. C. I. E. J., & Siczek, K. (2014). Analysis on the mixed friction between the guide made of cast iron and the valve stem made of Ti6Al4V with and without protective layer. *Archiwum Motoryzacji*, 64(2), 37-47.
[Analysis on the mixed friction betw \(2\).pdf](#)

47. Blau, P. J. (2009). A Wear Model for Diesel Engine Exhaust Valves. Materials Science and Technology Division, ORNL/TM-2009/259.
[ORNL/TM-2008/00](#)

48. Lai, F., Qu, S., Qin, H., Lewis, R., Slatter, T., Li, X., & Luo, H. (2020). A comparison of wear behaviour of heat-resistant steel engine valves and TiAl engine valves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 234(10), 1549-1562.
<https://doi.org/10.1177/1350650119872093>

49. Marchenko, D. D., & Matvyeyeva, K. S. (2022). Increasing warning resistance of engine valves by gas nitrogenization method. *Problems of Tribology*, 27(2/104), 20-27.

50. Elo, R., Heinrichs, J., & Jacobson, S. (2018). Surface texturing to promote formation of protective tribofilms on combustion engine valves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 232(1), 54-61. <https://doi.org/10.1177/1350650117739738>

51. Wong, V. W., & Tung, S. C. (2017). Friction, Lubrication, and Wear of Internal Combustion Engine Parts. <https://doi.org/10.31399/asm.hb.v18.a0006427>

52. Panțuru, M., Chicet, D., Paulin, C., Alexandru, A., & Munteanu, C. (2016, August). Wear aspects of internal combustion engine valves. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 147, No. 1, p. 012036). IOP Publishing.
<https://iopscience.iop.org/journal/1757-899X>

53. Cooper, D., Thornby, J., Blundell, N., Henrys, R., Williams, M.A., Gibbons, G., Design and Manufacture of high performance hollow engine valves by Additive

Layer Manufacturing, Materials and Design (2014), doi:
<http://dx.doi.org/10.1016/j.matdes.2014.11.017>.

54. Jedliński, Ł., Caban, J., Krzywonos, L., Wierzbicki, S., & Brumerčík, F. (2015). Application of vibration signal in the diagnosis of IC engine valve clearance. *Journal of vibroengineering*, 17(1), 175-187.
<https://www.extrica.com/article/15446>

55. Dmitriev, S. A., & Khrulev, A. E. (2019). Thermal Damage of Intake Valves in ICE with Variable Timing. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 16(4), 7243-7258.
<http://journal.ump.edu.my/ijame/article/view/1600>

56. Cavalieri, F. J., Zenklusen, F., & Cardona, A. (2016). Determination of wear in internal combustion engine valves using the finite element method and experimental tests. *Mechanism and machine theory*, 104, 81-99.
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.017>

57. Srivastava, H. , Chauhan, A. , Kushwaha, M. , Raza, A. , Bhardwaj, P. and Raj, V. (2016) Comparative Study of Different Materials with Al-Sic for Engine Valve Guide by Using FEM. *World Journal of Engineering and Technology*, 4, 238-251.
 doi: 10.4236/wjet.2016.42023.

58. Crozet, M., Berthier, Y., Saulot, A., Jones, D., & Bou-Saïd, B. (2021). Valve-seat components in a diesel engine: a tribological approach to limit wear. *Mechanics & Industry*, 22, 44. <https://doi.org/10.1051/meca/2021043>

59. Kumar, G. U., & Mamilla, V. R. (2014). Failure analysis of internal combustion engine valves by using ANSYS. *American International Journal of Research in Science, Technology, Engineering & Mathematics*. document (psu.edu)

60. Forsberg, P., Debord, D., & Jacobson, S. (2014). Quantification of combustion valve sealing interface sliding—A novel experimental technique and simulations. *Tribology International*, 69, 150-155.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.09.014>

61. Muzakkir, S. M., Patil, M. G., & Hirani, H. (2015). Design of innovative engine valve: background and need. *International Journal of Scientific Engineering*

and Technology, 4(3), 178-181.
indianjournals.com/ijor.aspx?target=ijor:ijset1&volume=4&issue=3&article=013

62. Білушак Г. І., Чабанюк Я. М. Теорія ймовірностей і математична статистика. Практикум. – Львів, 2001. – 418 с.

63. Shumway, R. H. Applied statistical time series analysis. – Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1988. – 179 p. 7. Ryan, T. P. Modern Regression Methods. - New York: Wiley, 1997. – 327 p .

64. Ryan, T. P. Modern Regression Methods. - New York: Wiley, 1997. – 327 p

політехніка». – Львів, 2011. – 20 с.

65. Горбай О. З. Моделювання режиму кручення каркаса кузова міського автобуса типу Low-entry / О. З. Горбай, К. Е. Голенко // Вісн. Нац. ун-ту «Львів. політехніка». – Львів, 2011. – № 701. – С. 3–11.

66. Кравченко І. В. Інформаційні технології: Системи комп'ютерної математики / І. В. Кравченко, В. І. Микитенко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 243 с.

67. Голенко К. Е. Аналіз міцності елементів кріплення механічної педалі з тросовим приводом / К. Е. Голенко, О. В. Диха, О. Ю. Рудик // Вісн. НТУ «ХПІ» Серія: Динаміка і міцність машин. № 1, 2022. – С. 67–73.

68. Голенко К. Е. Аналіз впливу різних типів компоновки кузовів автобусів на особливості формування потоків повітря в умовах вимушеної конвекції салону / К. Е. Юрій Войчишин, Є. Яковенко, О. Гор бай, О. Рудик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування № 1, 2022. – С. 3–13.

69. Сайт компанії ANSYS, Inc. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.ansys.com/>

70. ANSYS Workbench 2021 R1: A Tutorial Approach / Prof. Sham Tickoo Purdue Univ. and CADCIM Technologies. – CADCIM Technologies, 2021. – 496 p.

71. Huei-Huang Lee. Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 2019/ Lee Huei-Huang. – SDC Publications, 2019. – 614 p.

72. Huei-Huang Lee Finite Element Simulations with ANSYS Workbench / Lee Huei-Huang. – SDC Publications, 2021. – 600 p. 180 13. Kent Lawrence ANSYS Tutorial Release 2020 / Lawrence Kent. – SDC Publications, 2020. – 190 p.

73. Jiang, C.; Liu, W.; Wang, G.; Chen, Y.; Xing, Y.; Zhang, C.; Dargusch, M. The corrosion behaviours of plasma-sprayed Fe-based amorphous coatings. *Surf. Eng.* 2017, 34, 634–639.

74. Serres, N.; Hlawka, F.; Costil, S.; Langlade, C.; Machi, F. Microstructures of metallic NiCrBSi coatings manufactured via hybrid plasma spray and in situ laser remelting process. *J. Therm. Spray Technol.* 2010, 20, 336–343.

75. Guo, H.; Li, B.; Lu, C.; Zhou, Q.; Jia, J. Effect of WC–Co content on the microstructure and properties of NiCrBSi composite coatings fabricated by supersonic plasma spraying. *J. Alloys Compd.* 2019, 789, 966–975.

76. Ghaziof, S.; Raeissi, K.; Golozar, M.A. Improving the corrosion performance of Cr–C amorphous coatings on steel substrate by modifying the steel surface preparation. *Surf. Coat. Technol.* 2010, 205, 2174–2183.

77. Li, C.-J.; Wang, Y.-Y.; Li, H. Effect of nano-crystallization of high velocity oxy-fuel-sprayed amorphous NiCrBSi alloy on properties of the coatings. *J. Vac. Sci. Technol. A* 2004, 22, 2000–2004. 3. Bacha, N.-E. Characterization of amorphous plasma sprayed coatings of FeCrPC and NiCrBSi. *J. Metastable Nanocrystalline Mater.* 2003, 18, 1–8.

78. Chen, L.-Y.; Xu, T.; Lu, S.; Wang, Z.-X.; Chen, S.; Zhang, L.-C. Improved hardness and wear resistance of plasma sprayed nanostructured NiCrBSi coating via short-time heat treatment. *Surf. Coat. Technol.* 2018, 350, 436–444.

79. Planche, M.P.; Liao, H.; Normand, B.; Coddet, C. Relationships between NiCrBSi particle characteristics and corresponding coating properties using different thermal spraying processes. *Surf. Coat. Technol.* 2005, 200, 2465–2473.

80. Liu, L.; Xu, H.; Xiao, J.; Wei, X.; Zhang, G.; Zhang, C. Effect of heat treatment on structure and property evolutions of atmospheric plasma sprayed NiCrBSi coatings. *Surf. Coat. Technol.* 2017, 325, 548–554.

81. Chen, L.-Y.; Wang, H.; Zhao, C.; Lu, S.; Wang, Z.-X.; Sha, J.; Chen, S.;

Zhang, L.-C. Automatic remelting and enhanced mechanical performance of a plasma sprayed NiCrBSi coating. *Surf. Coat. Technol.* 2019, 369, 31–43.

82. 14. Rachidi, R.; El Kihel, B.; Delaunois, F. Microstructure and mechanical characterization of NiCrBSi alloy and NiCrBSi–WC composite coatings produced by flame spraying. *Mater. Sci. Eng. B* 2019, 241, 13–21.

83. Shieh, Y.-H.; Wang, J.-T.; Shih, H.C.; Wu, S.-T. Allowing and post-heat treatment of thermal sprayed coatings of self-fluxing alloys. *Surf. Coat. Technol.* 1993, 58, 73–84. Gagandeep, S.; Manpreet, K.; Rohit, U. Wear and friction behavior of NiCrBSi coatings at elevated temperatures. *J. Therm. Spray Technol.* 2019, 28, 1081–1102.

85. Cha, S.C.; Gudenau, H.W.; Bayer, G.T. Comparison of corrosion behaviour of thermal sprayed and diffusion-coated materials. *Mater. Corros.* 2002, 53, 195–205.

86. Mahesh, C. Multiscale abinitio simulation of Ni-based alloys: Real-space distribution of atoms in $\gamma + \gamma'$ phase. *Comp. Mater. Sci.* 2015, 108, 192–204/

87. Диха О.В., Бабак О.П., Посонський С.Ф., Вичавка А.А. Модифікація поверхневої будови трибосполучень комбінованою електрофізичною обробкою. *Наукові нотатки.* 2011. № 31. С.124-128. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2011_31_24

88. Диха О., Вичавка А. Розрахунок зносу напрямної ковзання з маслоутримуючими канавками трикутного профілю. *Проблеми трибології.* 2016. 3, 92-97. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/92>

89. Диха О., Вельбой В., Вичавка А. Вплив тертя на трибоконтактні параметри напрямних ковзання технологічного обладнання. *Проблеми трибології.* 2016. № 4, С. 17-24. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/17>

90. Диха О.В., Вичавка А.А., Вельбой В.П. Моделі зношування напрямних ковзання з маслоутримувальними профілями змінної глибини. *Проблеми трибології (Problems of Tribology).* 2017. № 1 С. 68-78. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/582>

91. 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>

92. Диха О.В., Посонський С.Ф., Маковкін О.М., Вичавка А.А. Розрахункова оцінка зносостійкості матеріалів напрямних ковзання. Наукові нотатки. 2017. № 58. С.119-124. https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky/issue/view/45/51

93. Makovkin O.M., Vychavka A.A., Valchuk I.K. Uninterrupted control of coating thickness during the wear process of vehicle units. Problems of Tribology. 2023. 28(4/110), 52-57. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-110-4-52-57>

94. Dykha O., Dytyniuk V., Hrypynska N., Vychavka A. Optimization of technological parameters at discrete strengthening of steel cylindrical surfaces. Problems of Tribology. 2024. 29(1/111), 45-52. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-111-1-45-52>

95. Vychavka A., Dykha O., Hetman M. Analysis of tribological aspects during operation and repair of internal combustion engine valve mechanism parts. Problems of Tribology. 2024. 29(2/112), 37–49. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-37-49>

96. Holenko K., Vychavka A., Dykha M., Dytyniuk V. Finite-element analysis of contact characteristics and friction modes of the "valve-guide" of the internal combustion engine. Problems of Tribology. 2024. 29(3/113). 43–55. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-113-2-43-55>

97. Вичавка А., Диха О. Визначення контактного тиску в циліндричній напрямній ковзання з перекосом осей. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences. 2024. 341(5), 490-496. <https://doi.org/10.31891/rke6mj38>

98. Диха О.В., Посонський С.Ф., Диха М.О., Вичавка А.А. Прогресивні технології зміцнювальної обробки зносостійких технологічних поверхонь. Інноваційні матеріали в машинобудуванні: матеріали Міжн. наук.-практ. конф., Запоріжжя, ЗНТУ, 2011. С. 119-121.

99. Диха О.В., Вичавка А.А. Контактні характеристики маслоутримувального профілю для плоских напрямних ковзання. Підвищення надійності машин та обладнання: збірник тез VI Всеукр. наук.-практ. конф., Кіровоград, КНТУ, 2012. С. 68-70.

100. Диха О.В., Вичавка А.А. Формування зносостійких маслоутримувальних профілів на плоских поверхнях деталей машин. Університетська наука: збірник тез Міжн. наук.-техн. конф., Маріуполь, ДВНЗ «ПДТУ», 2012. С. 291.

101. Диха О.В., Бабак О.П., Вичавка А.А. Дослідження режиму тертя у напрямних ковзання поступального руху. Енерго- та ресурсозбереження і трибологія: тези Міжн. наук. конф., Миколаїв, ЧДУ ім. П. Могили, 2012. С. 36.

102. Вичавка А.А., Бабак О.П., Посонський С.Ф. Підвищення мастильної здатності деталей за допомогою обкатування поверхні роликми. Підвищення надійності машин і обладнання: тези VIII Всеукр. наук.-практ. конф., Кіровоград, КНТУ, 2014. С. 96-98.

103. Диха О.В. Вичавка А.А. Дослідження характеристик тертя напрямних ковзання машин. Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь: тези III Всеукр. наук.-практ. конф., Житомир, ЖНАУ, 2017. С. 191-194.

104. Бабак О.П., Посонський С.Ф., Вичавка А.А. Дослідження зносостійкості конструкційних матеріалів деталей автомобільної промисловості. Підвищення надійності машин і обладнання: матеріали Міжн. наук.-практ. конф., Кропивницький, ЦНТУ, 2020. 116-119с.

105. Вичавка А.А., Диха О.В., Ковтун О.С. Відновлення та підвищення зносостійкості клапанів ДВЗ плазмовим напиленням. Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем: матеріали VI Міжн. наук.-практ. конф., Кропивницький, ЦНТУ, 2024. С. 14-16.

106. Диха О., Вичавка А., Диха М., Дитинюк В. Ремонт клапанів ГРМ автомобільного двигуна напиленням зносостійкого покриття. Прикладна механіка: праці I Міжн. наук.-техн. конф., Тернопіль, ТНТУ ім. І. Пулюя. 2024. С. 92-94.

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/45237/7/Zbirnyk_tez_2024_bez_obkladynky.pdf

107. Пат. 116536 Україна, МПК В23Р6/02 (2006.01), В05D 5/00. Спосіб відновлення напрямних ковзання полімерним антифрикційним матеріалом / О.В.

Диха, В.П. Вельбой, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u 201612345; заявл. 05.12.2016; опубл. 25.05.2017. Бюл № 10. – 3 с.

108. Пат. 118570 Україна, МПК В24В 39/04 (2006.01). Спосіб формування маслоутримувального макропрофілю / О.В. Диха, В.П. Вельбой, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u201702553; заявл. 20.03.2017; опубл. 10.08.2017. Бюл № 15. – 3 с.

109. Пат. 123693 Україна, МПК В23Р 8/02 (2006.01). Напрямна ковзання / О.В. Диха, В.П. Вельбой, О.П. Бабак, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u 2017 07578; заявл. 17.07.2017; опубл. 12.03.2018. Бюл № 5. – 3 с.

Додаток А. Список публікацій здобувача

1. Dykha A., Zaspa Y., Vychavka A. Tribo-acoustic analysis of the processes of dynamic friction. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No 2. P. 11–14.

https://www.academia.edu/35187468/MOTROL_Commission_of_Motorization_and_Energetics_in_Agriculture_2017_Vol_19_No_2 (проведені експериментальні дослідження процесів тертя і зношування в умовах динамічних навантажень зразків)

2. Диха О.В., Бабак О.П., Посонський С.Ф., Вичавка А.А. Модифікація поверхневої будови трибосполучень комбінованою електрофізичною обробкою. *Наукові нотатки*. 2011. № 31. С.124-128.

http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2011_31_24 (розроблені режими електроконтактного зміцнення циліндричної напрямної ковзання)

3. Диха О., Вичавка А. Розрахунок зносу напрямної ковзання з маслоутримуючими канавками трикутного профілю. *Проблеми трибології*. 2016. 3, 92-97. <https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/92>

(побудована розрахункова схема, визначені вихідні рівняння, наведений приклад розрахунку напрямної)

4. Диха О., Вельбой В., Вичавка А. Вплив тертя на трибоконтактні параметри напрямних ковзання технологічного обладнання. *Проблеми трибології*. 2016. № 4, С. 17-24.

<https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/17> (проаналізовані характеристики тертя в циліндричних напрямних ковзання технологічного устаткування для пластичного деформування)

5. Диха О.В., Вичавка А.А., Вельбой В.П. Моделі зношування напрямних ковзання з маслоутримувальними профілями змінної глибини. *Проблеми трибології (Problems of Tribology)*. 2017. № 1 С. 68-78.

<https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/view/582> (побудовані

алгебраїчні залежності для розрахунку зношування напрямних ковзання із канавками змінної глибини)

6. 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> (отримані залежності для контактних параметрів і зносу поверхонь із маслоутримувальними канавками круглої форми)

7. Диха О.В., Посонський С.Ф., Маковкін О.М., Вичавка А.А. Розрахункова оцінка зносостійкості матеріалів напрямних ковзання. *Наукові нотатки*. 2017. № 58. С.119-124. https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky/issue/view/45/51 (розроблена комплексна методика розрахунку зносу напрямних ковзання з урахуванням геометричного профілю мастильних канавок)

8. Makovkin O.M., Vychavka A.A., Valchuk I.K. Uninterrupted control of coating thickness during the wear process of vehicle units. *Problems of Tribology*. 2023. 28(4/110), 52-57. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-110-4-52-57> (модернізована система вимірювань зносу на універсальній машині тертя)

9. Dykha O., Dytyniuk V., Hrypynska N., Vychavka A. Optimization of technological parameters at discrete strengthening of steel cylindrical surfaces. *Problems of Tribology*. 2024. 29(1/111), 45-52. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-111-1-45-52> (на основі факторного експерименту визначені оптимальні параметри режиму зміцнення поверхні)

10. Vychavka A., Dykha O., Hetman M. Analysis of tribological aspects during operation and repair of internal combustion engine valve mechanism parts. *Problems of Tribology*. 2024. 29(2/112), 37–49. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-37-49> (проведений аналіз технологій ремонту і відновлення деталей клапанного механізму)

11. Holenko K., Vychavka A., Dykha M., Dytyniuk V. Finite-element analysis of contact characteristics and friction modes of the "valve-guide" of the internal combustion engine. *Problems of Tribology*. 2024. 29(3/113). 43–55.

<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-113-2-43-55> (побудована скінчено-елементна модель напрямної клапанного механізму і визначений вплив факторів на напружений стан)

12. Вичавка А., Диха О. Визначення контактного тиску в циліндричній напрямній ковзанні з перекосом осей. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences. 2024. 341(5), 490-496. <https://doi.org/10.31891/rke6mj38> (визначений вплив розмірів напрямної і кута перекоосу на величину максимальних контактних тисків у циліндричній напрямній ковзанні)

13. Диха О.В., Посонський С.Ф., Диха М.О., Вичавка А.А. Прогресивні технології зміцнювальної обробки зносостійких технологічних поверхонь. Інноваційні матеріали в машинобудуванні: матеріали Міжн. наук.-практ. конф., Запоріжжя, ЗНТУ, 2011. С. 119-121. (визначені режими зміцнення циліндричної деталі електрофізичною обробкою)

14. Диха О.В., Вичавка А.А. Контактні характеристики маслоутримувального профілю для плоских напрямних ковзання. Підвищення надійності машин та обладнання: збірник тез VI Всеукр. наук.-практ. конф., Кіровоград, КНТУ, 2012. С. 68-70. (отримані розрахункові залежності для фактичної площі контакту в напрямній)

15. Диха О.В., Вичавка А.А. Формування зносостійких маслоутримувальних профілів на плоских поверхнях деталей машин. Університетська наука: збірник тез Міжн. наук.-техн. конф., Маріуполь, ДВНЗ «ПДТУ», 2012. С. 291. (запропонований пристрій для обробки маслоутримувального профілю)

16. Диха О.В., Бабак О.П., Вичавка А.А. Дослідження режиму тертя у напрямних ковзанні поступального руху. Енерго- та ресурсозбереження і трибологія: тези Міжн. наук. конф., Миколаїв, ЧДУ ім. П. Могили, 2012. С. 36. (проведені випробування на тертя для зворотно-поступального руху)

17. Вичавка А.А., Бабак О.П., Посонський С.Ф. Підвищення мастильної здатності деталей за допомогою обкатування поверхні роликками. Підвищення

надійності машин і обладнання: тези VIII Всеукр. наук.-практ. конф., Кіровоград, КНТУ, 2014. С. 96-98. (модернізована конструкція роликового накатника)

18. Диха О.В. Вичавка А.А. Дослідження характеристик тертя напрямних ковзання машин. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь: тези III Всеукр. наук.-практ. конф., Житомир, ЖНАУ, 2017. С. 191-194. (отримані залежності коефіцієнту тертя від навантаження)*

19. Бабак О.П., Посонський С.Ф., Вичавка А.А. Дослідження зносостійкості конструкційних матеріалів деталей автомобільної промисловості. *Підвищення надійності машин і обладнання: матеріали Міжн. наук.-практ. конф., Кропивницький, ЦНТУ, 2020. 116-119с. (розроблена методика випробувань на знос)*

20. Вичавка А.А., Диха О.В., Ковтун О.С. Відновлення та підвищення зносостійкості клапанів ДВЗ плазмовим напиленням. *Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем: матеріали VI Міжн. наук.-практ. конф., Кропивницький, ЦНТУ, 2024. С. 14-16. (отримана і проаналізована структура плазмового покриття)*

21. Диха О., Вичавка А., Диха М., Дитинюк В. Ремонт клапанів ГРМ автомобільного двигуна напиленням зносостійкого покриття. *Прикладна механіка: праці I Міжн. наук.-техн. конф., Тернопіль, ТНТУ ім. І. Пулюя. 2024. С. 92-94.*

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/45237/7/Zbirnyk_tez_2024_bez_obkladynky.pdf (визначені і обґрунтовані режими відновлення штоку клапана двигуна)

22. Пат. 116536 Україна, МПК В23Р6/02 (2006.01), В05D 5/00. Спосіб відновлення напрямних ковзання полімерним антифрикційним матеріалом / О.В. Диха, В.П. Вельбой, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – и 201612345; заявл. 05.12.2016; опубл. 25.05.2017. Бюл № 10. – 3 с. (описана технологія отримання зносостійкого шару нанапрямній)

23. Пат. 118570 Україна, МПК В24В 39/04 (2006.01). Спосіб формування маслоутримувального макропрофілю / О.В. Диха, В.П. Вельбой, А.А. Вичавка;

заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u201702553; заявл. 20.03.2017; опубл. 10.08.2017. Бюл № 15. – 3 с. (*розроблена конструкція пристрою для обробки мастильних канавок*)

24. Пат. 123693 Україна, МПК В23Р 8/02 (2006.01). Напрямна ковзання / О.В. Диха, В.П. Вельбой, О.П. Бабак, А.А. Вичавка; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u 2017 07578; заявл. 17.07.2017; опубл. 12.03.2018. Бюл № 5. – 3 с. (*запропонована нова конструкція прямої ковзання*)

Додаток Б. Акти впровадження, патенти

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Проректор з наукової роботи
Хмельницького національного університету



Олег СИНЮК

2024 р.

АКТ

про впровадження в навчальний процес результатів дисертаційної роботи
Вичавки А.А. «Підвищення зносостійкості і мастильної здатності циліндричних
напрямних ковзання комбінованою обробкою»

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", "Діагностика і ремонт автомобілів", "Методи трибологічних випробувань". Розроблено дві лабораторні роботи з дисципліни «Ремонт та відновлення автомобілів»: "Технологічний процес відновлення клапанів ДВЗ плазмовим напиленням"; "Реновація бронзових напрямних втулок клапанного механізму шляхом профільного роздавання".

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 № 2 від 17 жовтня 2024 р.).

Зав. кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства,
д.т.н., професор

Олександр ДИХА

Вчений секретар кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства
к.т.н., доцент

Ольга ДРОБОТ



Хмельницька міська рада
Хмельницьке комунальне підприємство
«Електротранс»

Вул.Тернопільська, 15/2, м. Хмельницький, 29016,
 тел (0382) 67-18-45, 67-51-74, факс 67-03-15
 E-mail: hkpeltrans@ukr.net
 Код ЄДРПОУ 03328646

Від 30.10.2024 № 01-07-1130

«Затверджую»
 Директор ХКП «Електротранс»

 Сергій БОБУХ
 « 30 » 10 2024 р.

ВИСНОВОК

про прийняття до впровадження результатів дисертаційного дослідження
 Вичавки А.А. на тему «Підвищення зносостійкості і мастильної здатності
 циліндричних напрямних ковзання комбінованою обробкою»

Аналіз технічного стану та відмов транспортних машин при експлуатації показує, що деталі з поверхнями тертя у рухомих вузлах і виконавчих механізмах потребують поліпшення експлуатаційних характеристик.

Циліндричні напрямні елементи вузлів технологічних і транспортних машин є одними з найбільш відповідальних спряжень, що визначають точність руху виконавчих органів. Тому розробка і вдосконалення технологічних способів підвищення їх довговічності є актуальною проблемою.

Згідно Договору про співробітництво між Хмельницьким національним університетом і ХКП «Електротранс» на базі нашого підприємства проводились сумісні науково-дослідні роботи по відпрацюванню оптимальних технологічних режимів плазмового напилення циліндричних деталей на установці 45-ВБ. За критерій оптимальності приймалися показники мікротвердості і зносостійкості отриманого композиційного покриття. Випробування зносостійкості і твердості напилених зразків проводились в лабораторії теоретичної та експериментальної трибології кафедри

трибології, автомобілів та матеріалознавства ХНУ. Для визначення оптимальних параметрів напilenня був використаний універсальний пакет статистичного аналізу STATISTICA.

В результаті проведених експериментальних і виробничих досліджень була розроблена комплексна методика вибору оптимальних режимів плазмового напilenня циліндричних деталей за критерієм довговічності по зносу.

Впровадження даної методики на підприємстві ХКП «Електротранс» рекомендується для продовження ресурсу відповідальних деталей агрегатів тролейбусів в процесі ремонту і відновлення, що дозволить заощадити кошти на придбанні нових комплектуючих і запасних частин.

Заступник головного інженера
ХКП «Електротранс»



Дмитро ЄВТУШЕНКО

«Затверджую»

Директор Хмельницького науково-дослідного
експертно-криміналістичного центру МВС України

Андрій ГАНЗЮК
19 2024 р.

ВИСНОВОК

**про прийняття до впровадження результатів науково-дослідної роботи
у Хмельницькому науково-дослідному експертно-криміналістичному
центрі**

Назва розробки: "Науково-експериментальна методика оцінки зносостійкості деталей клапанного механізму двигуна внутрішнього згоряння"

Автори розробки: Диха О.В., д.т.н., завідувач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницький національний університет;
Вичавка А.А., ст. викладач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницький національний університет

Мета розробки: Діагностування технічного стану за показниками зносостійкості і надійності змащування та прогнозування ресурсу роботи деталей клапанного механізму двигуна внутрішнього згоряння автомобілів в умовах зносових відмов.

Опис розробки. Деталі клапанного механізму повинні надійно ущільнювати камеру згоряння, витримувати великі перепади температур та мати хорошу зносостійкість для забезпечення довговічності двигуна. Вихід клапанів з ладу призводить до порушення роботи двигуна, та навіть до руйнування поршня, циліндра чи головки блоку. Аналіз та ідентифікація технічного стану деталей транспортних машин потребує кількісної оцінки надійності внаслідок зносових відмов. В основу розробленої методики покладені кількісні моделі зношування, які отримують в результаті реалізації аналітично-експериментального алгоритму випробувань і комп'ютерного моделювання поведінки трибосистем. Отримані дані і показники можуть бути використані для оцінки технічного стану і прогнозування працездатності деталей клапанного механізму для розробки і впровадження заходів по запобіганню зносових відмов.

Висновок. Науково-експериментальна методика оцінки зносостійкості деталей клапанного механізму двигуна внутрішнього згоряння прийнята на етапі підготовки для впровадження у Хмельницькому науково-дослідному експертно-криміналістичному центрі з метою більш достовірної кількісної оцінки технічного стану та прогнозування ресурсу деталей в умовах зносових відмов.

Зав. відділу автотехнічних досліджень

Віталій ВЕЛЬБОЙ



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **116536** (13) **U**
(51) МПК (2017.01)
B23P 6/02 (2006.01)
B05D 5/00

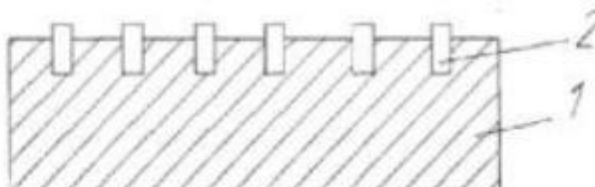
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 12345	(72) Винахідник(и): Диха Олександр Володимирович (UA), Вельбой Володимир Пилипович (UA), Вичавка Анатолій Анатолійович (UA)
(22) Дата подання заявки: 05.12.2016	(73) Власник(и): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.05.2017	
(46) Публікація відомостей про видану патенту: 25.05.2017, Бюл.№ 10	

(54) СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ ПОЛІМЕРНИМ АНТИФРИКЦІЙНИМ МАТЕРІАЛОМ

(57) Реферат:

Спосіб відновлення напрямних ковзання полімерним антифрикційним матеріалом включає зачищення поверхні під нанесення полімеру, її знежирення, свердління отворів на поверхні перпендикулярно напрямку ковзання, встановлення формуючого шаблона і нагнітання полімерного матеріалу. В отвори поверхні з натягом вставляють фіксатори, виготовлені з полімерного матеріалу з високими антифрикційними властивостями, які виступають над поверхнею на 0,5 мм нижче товщини полімерного шару, який наноситься формотворною порожниною шаблона, контури якої відповідають контурам полімерного шару.



Фіг. 1

UA 116536 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування, зокрема до ремонтного виробництва по відновленню пар тертя ковзання, і може бути використана для відновлення напрямних ковзання верстатів, ковальсько-пресового та іншого технологічного обладнання, а також дорожніх, вантажопідйомних та інших машин, робочі органи якого здійснюють зворотно-поступальні рухи.

Відомі способи відновлення зношеної поверхні деталі шляхом формування поверхні тертя заливанням полімерного матеріалу з використанням спеціального шаблона (патент України № 69653 B23P 6/02 15.09.2004), а також нагнітанням композиції полімерного матеріалу шприцом в зазор між деталями тертя (Іщенко А.А. Технологічні основи відновлення промислового устаткування полімерними матеріалами. - Маріуполь: ПДТУ, 2007. - С. 110-111). Недоліком відомих способів, які включають зачистку, знежирення, установку формуючого шаблона, є ймовірність зсуву нанесеного шару полімерного матеріалу при дії значних зсувних зусиль під час експлуатації відновленої деталі.

Найближчим до запропонованої корисної моделі за сукупністю ознак є відомий спосіб відновлення напрямних ковзання полімерним матеріалом (патент України № 103344 кл. B23P 6/02 10.12.2015 Бюл. № 23 р. - найближчий аналог), який включає зачищення поверхні під нанесення полімерного матеріалу, її знежирення, виконання на поверхні поглиблень або отворів перпендикулярно напрямку ковзання, встановлення шаблона і нагнітання полімерного матеріалу. Недоліком даного способу є те, що при твердінні полімеру відбувається його усадка і зношуються лінійні розміри фіксаторів, відформованих в поглибленнях або отворах. В результаті усадки утворюються зазори між фіксаторами і поверхнею отворів, що зменшують утримання нанесеного шару і погіршує його фіксацію на відновленій поверхні. Для формування потрібної товщини полімерного шару і запобігання витікання полімеру при нагнітанні між відновлюваною поверхнею і формуючим шаблоном встановлюють обмежувальні маячки, що вимагає додаткових технологічних операцій.

В основу запропонованої корисної моделі поставлена задача підвищення надійності фіксації і утримання нанесеного полімерного шару на відновленій поверхні тертя.

Поставлена задача вирішується тим, що в отвори на підготовленій до нанесення полімерного шару поверхні тертя з натягом вставляють фіксатори з полімерного матеріалу, який має високі антифрикційні властивості. Фіксатори виступають над відновлюваною поверхнею на 0,5 мм нижче товщини нанесеного полімерного шару. Нагнітання полімеру і формування заданої товщини його шару здійснюють за допомогою шаблона з формуючою порожниною, контур якої відповідає контуру і розмірам полімерного шару. При твердінні полімеру внаслідок усадки відбувається обтискання фіксаторів, що забезпечує міцне утримання нанесеного шару на відновленій поверхні тертя. За рахунок усадки розміри контуру шару дещо зменшуються і формуючий шаблон легко знімається.

На фіг. 1-3 показана послідовність виконання запропонованого способу.

Після зачищення поверхні 1 під нанесення полімерного матеріалу та її знежирення, висвердлюють глухі отвори діаметром 10...15 мм і глибиною до 10 мм, у які з натягом вставляють фіксатори 2, виготовлені з антифрикційного матеріалу, наприклад флубону (ТУ У 20.6-02071234-001: 2016), і які виступають над поверхнею тертя на 0,5 мм нижче товщини шару полімеру, що формується на відновлюваній поверхні зношеної напрямної (див. фіг. 1). Потім до поверхні напрямної закріплюють шаблон 3 з формотворною порожниною 4, у яку через отвір 5 нагнітають полімерний матеріал, який після заповнення формотворної порожнини видаляється через отвір 6 (див. фіг. 2). Після витримки, потрібної для твердіння полімеру, формуючий шаблон з поверхні напрямної вільно знімають і відрізають ливниками. Таким чином на зношеній поверхні напрямної формується надійно зафіксований полімерний шар 7 (див. фіг. 3), опір зсуву якого відносно металевої основи напрямної під дією сили тертя, яка діє в процесі експлуатації, визначається міцністю, кількістю та способом розміщення фіксаторів, виготовлених з полімерного матеріалу, що має високі антифрикційні властивості.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Спосіб відновлення напрямних ковзання полімерним антифрикційним матеріалом, що включає зачищення поверхні під нанесення полімеру, її знежирення, свердління отворів на поверхні перпендикулярно напрямку ковзання, встановлення формуючого шаблона і нагнітання полімерного матеріалу, який відрізняється тим, що в отвори поверхні з натягом вставляють фіксатори, виготовлені з полімерного матеріалу з високими антифрикційними властивостями, які виступають над поверхнею на 0,5 мм нижче товщини полімерного шару, який наносять формотворною порожниною шаблона, контури якої відповідають контурам полімерного шару.

UA 116536 U

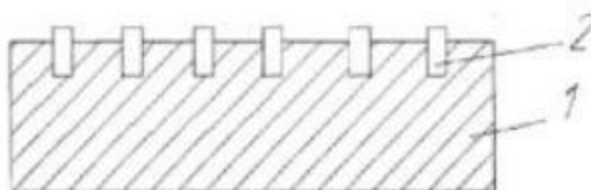


Fig. 1

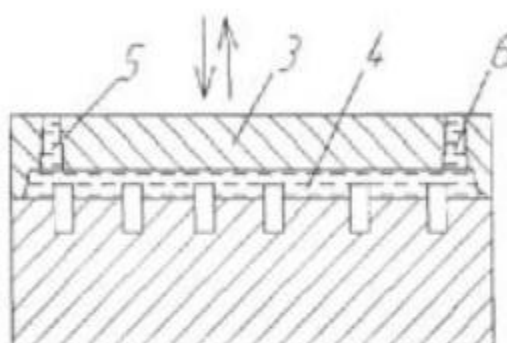


Fig. 2

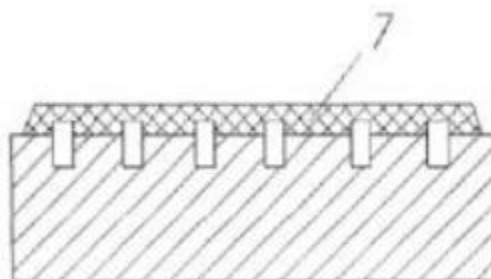


Fig. 3

Комп'ютерна верстка А. Крулевськой

Міністерство економічного розвитку і торівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **118570** (13) **U**
 (51) МПК
B24B 39/04 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2017 02553	(72) Винахідник(и):
(22) Дата подання заявки: 20.03.2017	Диха Олександр Володимирович (UA),
(24) Дата, з якої є членом права на корисну модель: 10.08.2017	Вельбой Володимир Пилипович (UA),
(46) Публікація відомостей про видану патенту: 10.08.2017, Бюл.№ 15	Вичавка Анатолій Анатолійович (UA)
	(73) Власник(и): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)

(54) СПОСІБ ФОРМУВАННЯ МАСЛОУТРИМУВАЛЬНОГО МАКРОПРОФІЛЮ**(57) Реферат:**

Спосіб формування маслоутримувального макропрофілю на плоскій поверхні тертя шляхом утворення канавок поверхневою пластичною деформацією, при цьому глибина канавки змінюється по ввігнутому криволінійному контуру від найбільшого значення в центрі оброблюваної поверхні до нуля і довжина канавки обмежена шириною оброблюваної поверхні. Фасонний профіль канавки формується шляхом втискання в оброблювану поверхню пуансона.

UA 118570 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування, а саме формування маслоутримувальних канавок на поверхні ковзання напрямних пристроїв зворотно-поступального руху металорізальних верстатів, кривошипних і гідравлічних пресів та іншого технологічного обладнання.

Відомі [Станочные приспособления: Справочник. Том 1/ Под ред. Б.Н. Вардашкина, А.А. Шатилова -М.: Машиностроение, 1984. 592 с.] напрямні пристрої з плоскою поверхнею ковзання, яка в процесі зворотно-поступального руху спареної деталі піддається мащенню. Щоб поліпшити умови мащення і підвищити зносостійкість напрямної на поверхні ковзання перпендикулярно напрямку руху спарених деталей формують прямі маслоутримувальні канавки глибиною 0,5...0,7 мм і шириною 1...1,5 мм з виходом формуючого інструменту за кромки поверхні ковзання. Недолік наскрізних канавок однакової глибини полягає в тому, що за умови центрального навантаження при віддаленні від центра напрямної мастильний клин руйнується і відбувається витікання мастила через відкриті торці канавки за межі зони тертя. За рахунок цього ефективність мащення контактних поверхонь тертя значно погіршується.

Відомий пристрій для формування регулярного профілю поверхневою пластичною деформацією [Пат. 81025 Україна. Пристрій для обробки плоских поверхонь/ Кривий П.Д., Кашуба Н.П., Сенік А.А., Кривінський П.П. Опубл. 25.06.2013 Бюл. № 12]. Пристрій призначений для утворення зигзагоподібного профілю канавок сталої глибини, має складну будову з використанням гідроприводу і унеможливає формування канавки, глибина якої змінюється з урахуванням оптимальних умов мащення.

Найближчим аналогом корисної моделі за сукупністю ознак є відомий спосіб [Пат. 110847 Україна. Пристрій для формування маслоутримувальної канавки змінної глибини. Опубл. 25.10.2016 Бюл. № 20] формування маслоутримувальної канавки змінної глибини пластичною деформацією оброблюваної поверхні за допомогою індентора у вигляді кульки, що обертається по круговій траєкторії радіусом R , який визначає довжину l і максимальну глибину h канавки. Для формування канавки заданих параметрів l і h потрібний радіус R обертання індентора тим більший, чим більша ширина і менша глибина канавки. Так, наприклад, для формування канавки радіусом обертання індентора $R=100$ мм і максимальною глибиною $h=0,5$ мм довжина канавки $l=2\sqrt{2Rh}$ мм, а для формування канавки довжиною $l=40$ мм такої ж глибини потрібний радіус обертання індентора $R=400$ мм [Кузьменко А.Г., Дыха О.В. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей: Монография/ А.Г. Кузьменко, О.В. Дыха. - Хмельницкий: ХНУ, 2007. - 344 с]. Формування канавок змінної глибини шляхом обертального руху індентора радіусом більше 100 мм вимагає складного пристрою і практично не можливо здійснити на універсальному металообробковому обладнанні.

В основу даної корисної моделі поставлена задача спрощення механізму і розширення технологічних можливостей формування фасонного маслоутримувального профілю гідродинамічного мащення канавками змінних геометричних параметрів.

Поставлена задача вирішується тим, що спосіб формування маслоутримувального макропрофілю на плоскій поверхні тертя шляхом утворення канавок поверхневою пластичною деформацією, при цьому глибина канавки змінюється по вигнутому криволінійному контуру від найбільшого значення в центрі оброблюваної поверхні до нуля і довжина канавки обмежена шириною оброблюваної поверхні, згідно з корисною моделлю, фасонний профіль канавки формується шляхом втискування в оброблювану поверхню пуансона, робоча поверхня якого описана радіусом $R=l^2/8h$ і заокруглена радіусом $r=b^2/8h$, де l - довжина, b - ширина, h - глибина канавки.

Фіг. 1 - формування маслоутримувальної канавки змінних розмірів де 1 - напрямна, 2 - опорна плита, 3 - фіксуючі планки, 4 - пуансон.

Фіг. 2 - фасонний маслоутримувальний профіль.

Формування канавки маслоутримувального макропрофілю на плоскій поверхні напрямної відбувається за рахунок поверхневої пластичної деформації в холодному стані і здійснюється за допомогою штампів на механічному або гідравлічному пресі не показано). Напрямна 1 (Фіг. 1) ставиться на опорну плиту 2 між фіксуючими планками 3, здійснюється робочий хід повзуна преса і пуансон 4 силою P втискається в поверхню напрямної 1. За умови що робоча поверхня пуансона 4 заокруглена радіусом $r=b^2/8h$ і описана радіусом $R=l^2/8h$ на поверхні напрямної 1 формується канавка довжиною l , шириною b і глибиною h .

Перед наступним робочим ходом повзуна преса напрямна 1 просовується між фіксуючими планками 3 на крок подачі $S=b+(3...5)$ мм і формується наступна канавка. Таким чином на робочій поверхні напрямної розмірами $L \times B$ отримують фасонний маслоутримувальний

UA 118570 U

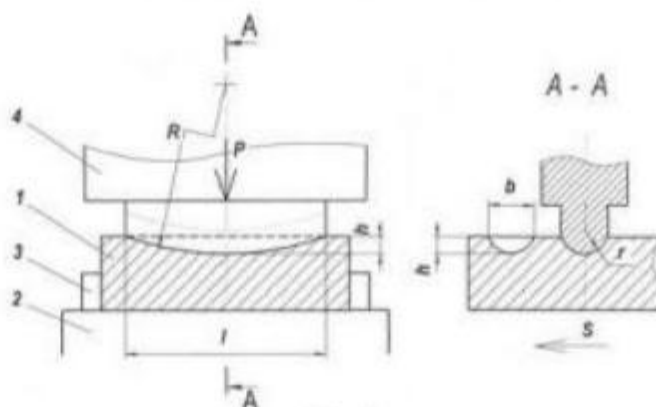
макропрофіль (Фіг. 2), на якому містяться канавки довжиною l і шириною b , кількість яких вздовж довжини профілю $n = L/S$ округлюють до меншого цілого числа.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

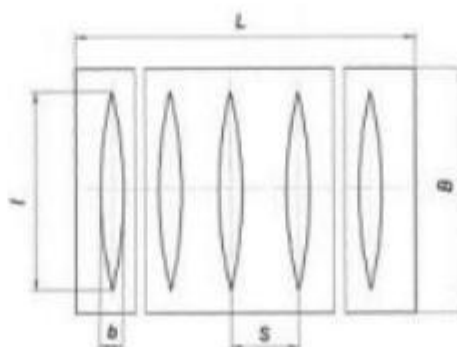
5

Спосіб формування маслостримувального макропрофілю на плоскій поверхні тертя шляхом утворення канавок поверхневою пластичною деформацією, при цьому глибина канавки змінюється по ввігнутому криволінійному контуру від найбільшого значення в центрі оброблюваної поверхні до нуля і довжина канавки обмежена шириною оброблюваної поверхні, який відрізняється тим, що фасонний профіль канавки формується шляхом втискання в оброблювану поверхню пуансона, робоча поверхня якого описана радіусом $R = l^2/8h$ і заокруглена радіусом $r = b^2/8h$, де l - довжина, b - ширина, h - глибина канавки.

10



Фіг. 1



Фіг. 2

Комп'ютерна верстка А. Крижанівський

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

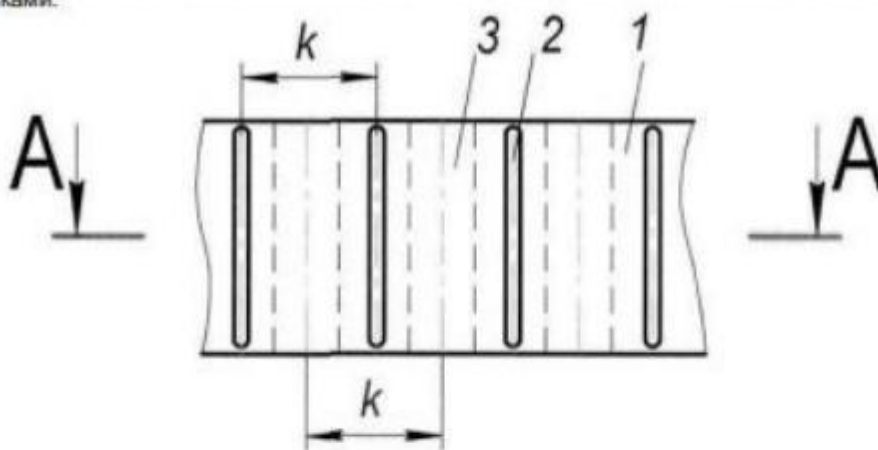
(19) **UA** (11) **123693** (13) **U**
(51) МПК
B23P 6/02 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2017 07578	(72) Винахідник(и):	Диха Олександр Володимирович (UA), Вельбой Володимир Пилипович (UA), Бабак Олег Петрович (UA), Вичавка Анатолій Анатолійович (UA)
(22) Дата подання заявки:	17.07.2017	(73) Власник(и):	ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	12.03.2018		
(46) Публікація відомостей про видану патенту:	12.03.2018, Бюл.№ 5		

(54) НАПРЯМНА КОВЗАННЯ**(57) Реферат:**

Напрямна ковзання прямолінійного зворотно-поступального руху являє собою видовжене призматичне тіло сталого перерізу з маслоутримувальними канавками на робочій поверхні. Між змащувальними канавками, перпендикулярно або під кутом до напрямку руху напрямної, розташовані зони дискретного зміцнення поверхневого шару, ширина яких менше відстані між канавками.



Фиг. 1

UA 123693 U

UA 123693 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування, зокрема до конструкції технологічного обладнання, і може бути використана для виготовлення напрямних ковзання верстатів, ковальсько-пресового та іншого обладнання, а також дорожніх, вантажопідійомних та інших машин, робочі органи яких здійснюють зворотно-поступальний рух.

Відомі напрямні ковзання металорізальних верстатів, які працюють за умови граничного мащення і на робочій поверхні яких фрезеровані маслоутримувальні канавки, а також гідростатичні, аеростатичні та гідродинамічні напрямні і показана їх ефективність щодо поліпшення умов тертя і підвищення зносостійкості поверхні тертя [Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.І. Коллектив авторов под ред. Д. И. Решетова. -М.: Машиностроение, 1972]. Механічні властивості робочої поверхні напрямної, зокрема її твердість, однакова в межах зони контакту зі спареною деталлю, що не уможливило забезпечити ефект дискретного зміцнення на підвищення зносостійкості поверхні тертя [Патенти Україна на корисні моделі № 66517 (бюл. № 1/2012), № 66857 (бюл. № 2/2012), № 80775 (бюл. № 11/2013)]. Недоліком гідростатичних напрямних ковзання є те, що вони працюють лише за умови високого тиску мастила в зоні рідинного тертя, а для створення високого тиску необхідні складні за будовою та обслуговуванням системи мащення [Авт. св. СРСР № 771372 (бюл. № 38/1980), № 804901 (бюл. № 6/1981), № 869899 (бюл. № 34/1981)].

Найближчими до запропонованої корисної моделі за сукупністю ознак є відомі напрямні ковзання [Авт. св. СРСР № 611241 (бюл. № 22/1978)], робочі поверхні яких виготовлені з глухими нахиленими прорізами і утворюють опорні елементи пониженої жорсткості. Недоліком даного конструктивного рішення є те, що прорізи і утворені ними опорні елементи виконані вздовж робочої поверхні напрямної і не технологічні у виготовленні, оскільки довжини напрямною значно перевищує розміри її поперечного перерізу.

В основу пропонованої корисної моделі поставлена задача підвищення зносостійкості робочої поверхні напрямної ковзання за умови граничного змащування за допомогою конструктивної модифікації будови поверхневого шару.

Поставлена задача досягається тим, що на робочій поверхні напрямної формують маслоутримувальні канавки, між якими розміщені локальні зони дискретного зміцнення тонкого поверхневого шару напрямної. Наявність по чергово розміщених перпендикулярно або під певним кутом до напрямку зворотно-поступального руху поверхонь тертя маслоутримувальних канавок і локальних зон дискретного зміцнення поліпшує умови граничного тертя і підвищує зносостійкість робочої поверхні напрямної.

Суть запропонованої конструкції напрямної пояснюється кресленнями, на яких зображено вигляд поверхні напрямної 1 зверху (фіг. 1) та поперечний переріз напрямної (фіг. 2) з мастильними канавками 2 та дискретно зміцненими зонами 3.

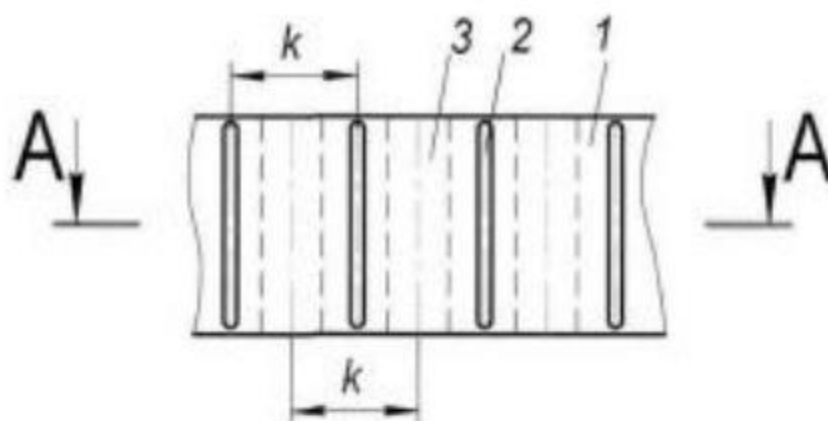
Маслоутримувальні канавки 2 глибиною 3-4 мм і шириною 1,5-2 мм на плоскій поверхні 1 напрямної створені пластичною деформацією втисканням пуансона відповідного профілю. Відстань між сусідніми канавками $k=20\text{--}30$ мм.

Смуги дискретного електроконтактного зміцнення 3 шириною 4-5 мм між сусідніми канавками на поверхні 1 розташовані так, щоб за наявності одної смуги зона термічного впливу не торкалася контурів канавки, а при наявності декількох смуг сусідні зони термічного впливу перекривали одна іншу не більше 25 % ширини кожної смуги.

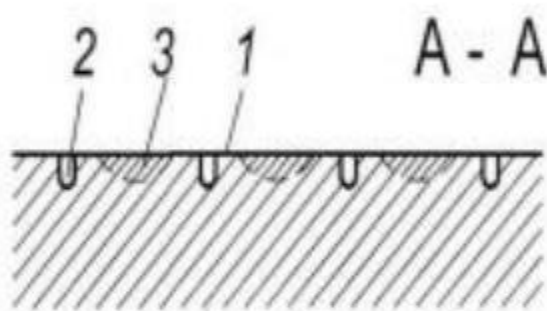
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Напрямна ковзання прямолінійного зворотно-поступального руху, що являє собою видовжене призматичне тіло сталого перерізу з маслоутримувальними канавками на робочій поверхні, яка відрізняється тим, що між змащувальними канавками, перпендикулярно або під кутом до напрямку руху напрямної, розташовані зони дискретного зміцнення поверхневого шару, ширина яких менше відстані між канавками.

UA 123693 U



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна версія М. Маціка

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601