

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЖУРАВЛЬОВ ДМИТРО ЮРІЙОВИЧ

УДК 621.689

ДИСЕРТАЦІЯ

**СИНТЕЗ І АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ СТРІЧКОВО-
КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ**

Спеціальність 133- Галузеве машинобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

Д.Ю. Журавльов

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий консультант Вольченко Олександрович Іванович - доктор технічних наук, професор

Харків – 2024

Анотація

Журавльов Д. Ю. Синтез і аналіз процесів фрикційної взаємодії стрічково-колодкових гальм. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Харків, 2024.

У **першому розділі** докладно проаналізовано особливості конструкції та режимів роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, навантаженість їхніх пар тертя, енергетичне зношування робочих поверхонь мікровиступів та утворення мікротріщин на металевому фрикційному елементі. Розглянуто робастні системи та їхні складові в різних галузях техніки. Оцінено збурюючі фактори та їхні наслідки при робастному підході до трибосистеми, якою виступає фрикційний вузол гальма. Наведено аналіз методів оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів в різних видах гальмових пристроїв. Показані з критичним підходом методи та засоби підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма.

Дослідженню динамічних і теплових процесів у парах тертя різних видів гальмових пристроїв та фрикційних муфт присвячено праці В. О. Богомолова, Є. С. Венцеля, О. І. Вольченка, А. Б. Гредескула, О. В. Григорова, Г. С. Гудза, В. А. Дем'янюка, А. Х. Джанахмедова, Б. І. Костецького, М. В. Кіндрачука, В. С. Ловейкіна, М. А. Подригала, Ю. О. Ромасевича, В. Ф. Семенюка, Я. Є. Фаробіна, F. Charron, H. Dörner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, Y. Weib та інших учених. Проте в їхніх роботах не приділено уваги робастному підходу до розрахунку та проєктуванню фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з їх підкатегоріями.

У **другому розділі** сформульовано наукову проблему, висловлено

гіпотезу та ідею роботи. Показано шляхи та етапи дослідження для її вирішення.

Науковою проблемою є розкриття механізму подання трибосистеми гальма як робастної системи з її неординарними властивостями.

Гіпотеза – вплив збурюючих факторів, які діють на нано-, мікро- і макрорівнях, на структурно-параметричний підхід при синтезі робастних систем керування режимами роботи стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Ідеєю роботи є залучення робастного підходу з його складовими властивостями до розрахунку і проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

Показано особливості робастних систем і їх підкатегорій. Параметричний структурний синтез спрямований на оцінку зовнішніх і внутрішніх параметрів матеріалів пар тертя з обов'язковим урахуванням енергетичних рівнів їх поверхневих і приповерхневих шарів, розрахунку експлуатаційних параметрів фрикційного вузла та конструювання його елементів. При цьому експлуатаційні параметри фрикційного вузла повинні відповідати якості реалізованих процесів, ефектів і явищ, що відбуваються на його робочих поверхнях. Крім того при електротермомеханічній фрикційній взаємодії експлуатаційні параметри повинні бути стійкими, стабільними і регульованими. Після чого проводиться оцінка керування режимами гальмування фрикційними вузлами гальма при отриманих для них експлуатаційних параметрів. На останньому етапі розрахунку і проектування фрикційних вузлів гальма проводиться оптимізація конструктивних параметрів їх елементів і експлуатаційних параметрів вузла тертя.

Третій розділ присвячено структурно-параметричному синтезу фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки.

Робота фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм на різних стадіях гальмування супроводжується складними процесами тертя, теплообміну і зносу, триботехнічною взаємодією в умовах високих температур і навантажень

пов'язаних елементів тертя, динамічними і тепловими процесами, явищами і ефектами та ін. У всьому цьому розмаїтті важливо визначити границі енергонавантаженості і зносо-фрикційних властивостей металополімерних пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які в значній мірі залежать від вибору їх матеріалів і конструкції фрикційного вузла.

Сформульовано технічні вимоги, висунуті до елементів фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма, пари тертя якого при фрикційній взаємодії є під дією механічної, електричної, теплової, хімічної та електромагнітної енергії полів, і при цьому полірована і матові поверхні гальмового шківів перебувають під дією швидкісних полів омиваючих середовищ. Встановлено ступінь впливу кожного з перерахованих вище полів на зміну вихідних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя і об'ємної інтенсивності зношування) при допустимій величині енергетичного стану поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя гальма.

Структурно-параметричний синтез фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм надалі виконується в наступній послідовності: попередній вибір матеріалів пари тертя; вибір конструкції фрикційного вузла; проведення циклів випробувань і остаточний вибір фрикційного вузла.

Четвертий розділ присвячений факторам, які спостерігаються в металополімерних парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Для дослідження збурюючих чинників в металополімерних парах тертя розглянута модель трибосистеми ковзання з шістьма рівнями системного підходу, що включає в себе термодинамічну модель з рідинним та газовим середовищем, що утворюється за рахунок трибокренінгу поверхневих шарів полімерної накладки в інтервалі поверхневих температур 390-450 °С.

Для оцінки енергонавантаженості поверхневих і приповерхневих шарів полімерної накладки, що є електроном із збурюючим фактором - накопичувачем позитивних і негативних зарядів, що знаходяться в твердому стані і в фазових переходах 1-го і 2-го роду застосований метод рівноважної і нерівноважної статистичної механіки. Завдяки останній за допомогою

математичного апарату із залученням «сингулярних функцій», тобто функції Дірака і регулярних функцій імпульсів при фрикційній взаємодії мікрОВиступів пар тертя з урахуванням електронів та іонів поверхневого шару накладки вибудована послідовна система трьох станів, критерієм оцінки яких є термодинамічна границя.

Детальний розгляд термодинамічної границі стосовно елементів трибосистеми дозволило встановити наступне: фізична інтерпретація ґрунтується на емпіричному принципі макроскопічної еквівалентності, що відноситься до реальних макроскопічних систем; при дослідженнях локальної поведінки макроскопічної системи об'єм, що утворився при фазових переходах 1-го і 2-го роду при трибокренінгу поверхневих і приповерхневих шарів полімерної накладки, є несуттєвим параметром; при вивченні локальної поведінки мікроскопічної системи об'єм є істотним параметром, виходячи з визначення класу макроскопічних еквівалентних систем.

Встановлено невідоме раніше явище масопереносу продуктів тертя в металополімерних парах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, яке полягає в тому, що продукти, які утворилися під дією виникаючого при терті електротермічного вибуху, потрапляючи в зазори між мікрОВиступи пар тертя, сприяють генеруванню об'ємного електричного заряду і виникненню електротерморозряду, що приводить до пробоя шару продуктів, які залишилися і їх масопереносу на робочу поверхню металевого фрикційного елементу пари тертя.

Однак, головним збурюючим фактором у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм є натяг набігаючої і збігаючої гілки гальмівної стрічки.

У **п'ятому розділі** здійснено керування режимами гальмування фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма в технологічних операціях спуско-підйомного комплексу бурової установки.

Розглянуто адаптивну стійкість експлуатаційних параметрів спуско-підйомного комплексу бурової установки з якого виділено діаграму спуску бурильної колони на довжину однієї свічки, що складається з трьох етапів:

перший - розгону, другий - усталеного руху і третій - гальмування.

Встановлено, що при постійній швидкості усталеного руху однієї свічки збільшення часу розгону веде до збільшення тривалості другого етапу.

Проведено регулювання експлуатаційних параметрів серійних фрикційних вузлів гальма за рахунок постійних і змінних імпульсних сил тертя в процесі гальмування. При цьому розглядалася спільна дія стрічково-колодкового і гідродинамічного гальма. У момент часу, коли гальмовий момент, створюваний гідродинамічним гальмом, досягає величини діючого обертового моменту, прискорення стає рівним нулю і подальший спуск відбувається при рівномірному обертанні барабана лебідки. Теоретично цей час рівний нескінченності, для реальної конструкції бурових лебідок прискорення барабана швидко зменшується і практично стає близько нуля.

Знання особливостей режимів гальмування серійними та багатопарними фрикційними вузлами гальм дозволяє перейти до оцінки енергонавантаженості їхніх пар тертя.

Для підсилення ефекту фрикційної взаємодії пар тертя серійних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма та з метою вирівнювання в них питомих навантажень запропоновано комбіновану гальмову стрічку. Остання складається з додаткової та основної стрічки. До додаткової стрічки, яка несе тільки вагове навантаження, кріпляться серійні фрикційні накладки. Основна стрічка сприймає зусилля розтягу набігаючої та збігаючої її гілок. Наявність додаткової фрикційної взаємодії поверхонь стрічок та додаткової стрічки з неробочими поверхнями полімерних накладок дозволяє отримати багатопарні вузли, що є основною відмінністю від серійних фрикційних вузлів гальм.

Знання особливостей режимів гальмування серійними та багатопарними фрикційними вузлами гальм дозволяє перейти до оцінки енергонавантаженості їхніх пар тертя

Шостий розділ присвячено експериментальним дослідженням енергоємності металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма як

робастної системи.

Експериментальні дослідження проведено на фізичних моделях: фрикційних вузлів серійних та багатопарних стрічково-колодкових гальм бурової лебідки У2-5-5 у стендових і промислових умовах.

Під час проведення випробувань вирішували такі задачі: оцінка енергетичних рівнів поверхневих та приповерхневих шарів ободу гальмового шківів; проілюструвати взаємозв'язок між поверхневими температурами та температурними напруженнями в ободі шківів; оцінка закономірностей зміни основних експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальм. При цьому був запропонований метод оцінки зовнішніх та внутрішніх параметрів фрикційних вузлів в лабораторних умовах.

В результаті проведення експериментальних досліджень енергоємності серійних, вдосконалених та нових фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки в: лабораторних умовах отримані графічні залежності модуля пружності, коефіцієнта Пуассона і коефіцієнта лінійного розширення сталі 30ХГСА від температури з яких випливає, що зазначені параметри в інтервалі температур (50,0-100,0) °С є постійними; це викликано тим, що в зазначеному інтервалі поверхневих температур зазвичай настає усталений тепловий стан пар тертя; встановлено вплив поверхневої температури на твердість НВ сталі 30ХГСА і чавуну ЧНМХ при фрикційній взаємодії з фрикційними матеріалами марок ФМК-845, ФМК-11, МВК-50А і ретинакс ФК-16Л від відносної величини d/L (де d , L – діаметр і шлях тертя плями контакту); на мікровиступи металевих фрикційних елементів вплив температури від 300 до 500 °С невідчутний. Що стосується фрикційних матеріалів накладок, то в їх поверхневих шарах в зазначеному вище інтервалі спостерігалось явище трибоккрекінгу, який суттєво знизив твердість поверхневих шарів накладок; проілюстровані закономірності зміни температури поверхневих шарів при електротермомеханічному терті, які підпорядковуються хвильовій природі, а другий етап режиму гальмування характеризується його сталим станом; встановлено тимчасові залежності зміни

імпульсних питомих навантажень, що діють на плями контактів мікровиступів металополімерного трибоспряження з рівномірним розподілом амплітуди фрикційної взаємодії; необхідно зауважити, що в інтервалі часу від 0,5 до 1,0 с піки амплітуд питомих навантажень за часом зміщені по відношенню до пік амплітуд електротермоопорів майданчиків мікровиступів, що свідчить про настання несталого режиму фрикційної взаємодії; проілюстровані спектри термостимульованих струмів в залежності від до і вище допустимої поверхневої температури при фрикційній взаємодії пар тертя «полімер-метал» (ФК-24А - сталь 35ХНМ) при товщині накладок 15,0 і 25,0 мм, які зазнають питомі навантаження від 0,15 до 0,75 МПа з яких випливає, що позитивні і негативні термоструми є результатом роботи мікротермобатарей в режимах електротермогенераторів і електротермохолодильників; розглянуто перехідні процеси в металополімерних парах тертя модельного стрічково-колодкового гальма при зміні режимів навантаження;

В цьому розділі приділено увагу оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

В основу оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма закладені термодинамічна границя поверхневого стану полімерної накладки, металоємність, термостабілізаційний і термонапружений стан, а також енергонавантаженість ободів гальмових шківів при їх проєктуванні за допомогою методу геометричного програмування. Надалі за допомогою багатокритеріального проєктування фрикційних вузлів визначені їх конструктивні та експлуатаційні параметри з різними варіантами розташування фрикційних накладок на стрічці і шківі.

Спираючись на досвід робастного підходу до розрахунку (застосування методів оцінки динамічної і теплової навантаженості обода шківів) і оптимізаційного проєктування розглянуті обмеження кожного з конструктивних і експлуатаційних параметрів.

Підсумком теоретичних і експериментальних досліджень з'явився

порівняльний аналіз показників енергоємності та ефективності серійних і вдосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки У2-5-5.

Аналіз багатокритеріального підходу до оцінки конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки У2-5-5 показав, що параметри енергоємності вдосконалених і конструктивно модернізованих (спроєктованих за розробленим алгоритмом) фрикційних вузлів зменшилися лише на 7% в порівнянні з серійними, в той же час параметри ефективності зросли на 15%. Крім того, завдяки розробленим методам, металоємність гальмового шківів на прикладі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки була знижена на 17% у порівнянні з серійним, за рахунок отриманих раціональних конструктивних параметрів.

У **восьмому розділі** приділено увагу методам та засобам зниження енергонавантажності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Для зниження загальної енергонавантажності гальмових шківів запропоновані їх конструкції, які виконані складеними, тобто які складаються з декількох елементів. Ця обставина дозволить ділити загальну енергонавантаженість обох шківів на складові. Так, в правій конструкції основного шківів теплота розподіляється між його боковинами і торцевими поверхнями пакета дисків і відводиться від пар тертя кондуктивним теплообміном.

При першому гальмовому режимі відбувається взаємодія робочих поверхонь фрикційних накладок із загальною поверхнею металевих фрикційного елемента, в результаті чого генеруються ЕРС термострумів і виникають теплові струми електризації через електронні властивості приповерхневих шарів полімерних накладок, і як наслідок, акумулюється теплота в приповерхневих шарах контактуючих елементів.

Другий гальмовий режим за часом є тривалим. Повторюються всі процеси першого гальмового режиму коли працюють зовнішні пари тертя і до

них підключаються внутрішні пари тертя «метал-метал», що виникають в результаті обертання комбінованого гальмового шківів, який взаємодіє з нерухомою торцевою поверхнею пакету дисків. В цьому випадку трибоефект буде менший, генеруючі ЕРС термоструму менші і виникатимуть менші теплові струми, ніж у зовнішніх парах тертя, і як наслідок, буде акумулюватися менша кількість теплоти. Якщо розглядати одночасно взаємодію зовнішніх і внутрішніх пар тертя, тобто як багатопарну систему, то по товщині взаємодії виникає позитивний градієнт електричного і теплового струмів, що сприятиме ефективному кондуктивному відведенню теплоти.

Надалі проводиться перевірний розрахунок конструктивних і експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів гальма.

Впровадження в практику конструкторсько-дослідних робіт розроблених методів і засобів стосовно фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, представлених у вигляді робастної системи, дозволяють ще на стадії концептуального проектування об'єктивно оцінити відповідність енергоємності фрикційних вузлів даного гальма з метою підвищення його ефективності дії.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, пара тертя, енергонавантаженисть обода гальмового шківів; кондуктивне та конвективне охолодження; поверхневий та приповерхневий шар; енергоємність та енергоефективність, механічні та температурні деформації, поверхневий та об'ємний температурний градієнт.

ABSTRACT

Zhuravlev D. Yu. Analysis and synthesis of frictional interaction processes of band shoe brakes. – Scientific qualification work on the rights of the manuscript.

The dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Technical Sciences on the specialty 133 Branch Mechanical Engineering – Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2023.

Chapter I analyzes in detail the design features and the operation modes of the friction units of the band shoe brakes of the drilling winches, the load of their friction pairs, the energy wear of the working surfaces of the microprojections and the formation of microcracks on the metal friction element. Robust systems and their components in various fields of technology are considered. Disturbing factors and their consequences in the robust approach to the tribosystem, which is a friction brake assembly, are evaluated. The analysis of the optimization methods of design and operational parameters in different types of brake devices is given. Methods and means of increasing the efficiency of the friction units of the band shoe brake are shown with a critical approach.

The works of V. O. Bohomolov, O. I. Volchenko, B. B. Genbom, A. B. Gredeskul, G. S. Gudz, V. A. Demyanyuk, M. F. Dmitrychenko, A. Kh. Dzhanakmedov, B. I. Kostetsky, M. V. Kindrachuk, V. S. Loveykin, M. A. Podrygal, V. F. Semenyuk, A.M. Turenko, E. E. Farobin, E. A. Chudakov, F. Charron, H. Dorner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, Y. Weib and other scientists are devoted to the study of dynamic and thermal processes in friction pairs of various types of brake devices and friction clutches. However, their work does not pay attention to the robust approach to the calculation and design of friction units of the band shoe brakes of the drilling winches with their subcategories. However, their works do not pay attention to a robust approach to the calculation and design of friction assemblies of band shoe brakes of drilling winches with their subcategories.

In **Chapter II** the scientific problem is formulated, the hypothesis and the idea of the work are stated. The ways and stages of research for its solution are shown.

The scientific problem is the discovery of the mechanism of the presentation of the brake tribosystem as a robust system with its extraordinary properties.

The hypothesis is the influence of perturbing factors acting at the nano-, micro- and macro-levels on the structural-parametric approach in the synthesis of robust control systems of the operation modes of the band shoe brake of the drilling winch.

The idea of the work is to involve a robust approach with its component properties in the calculation and design of friction units of band shoe brakes.

The features of the robust systems and their subcategories are shown. Parametric structural synthesis is aimed at estimating the external and internal parameters of materials of friction pairs with mandatory consideration of the energy levels of their surface and near-surface layers, calculation of operational parameters of the friction unit and design of its elements. The operational parameters of the friction unit must correspond to the quality of the implemented processes, effects and phenomena occurring on its working surfaces. In addition, the electrothermomechanical frictional interaction of the operating parameters must be steady, stable and adjustable. Then the assessment of the control of braking modes by friction brake units at the operational parameters received for them is carried out. At the last stage of the calculation and design of friction brake units, optimization of the structural parameters of their elements and operational parameters of the friction unit are carried out.

Chapter III is devoted to the structural and parametric synthesis of friction units of the band shoe brakes of the drilling winch.

The operation of the friction units of the band shoe brakes at different stages of braking is accompanied by complex processes of friction, heat exchange and wear, tribotechnical interaction in conditions of high temperatures and loads of related friction elements, dynamic and thermal processes, phenomena and effects, etc. In all this diversity, it is important to determine the limits of energy load and wear and friction properties of metal-polymer friction pairs of friction brake pads of drilling winches, which largely depend on the choice of their materials and the design of the friction unit.

The technical requirements for the elements of the friction unit of the band shoe brake, the friction pairs of which during the frictional interaction are under the action of mechanical, electrical, thermal, chemical and electromagnetic energy of fields, and the polished and matte surfaces of the brake pulley are under the action of high-speed fields of the washing environment. The degree of influence of each of the above mentioned fields on the change of initial parameters (dynamic coefficient of friction and volumetric wear intensity) at the allowable value of the energy state of the surface and near-surface layers of brake friction pairs is established.

Structural and parametric synthesis of friction units of the band shoe brakes is further performed in the following sequence: pre-selection of friction pair materials; the choice of friction unit design; conducting test cycles and final selection of the friction unit.

Chapter IV is devoted to the factors observed in metal-polymer friction pairs of the band shoe brake of the drilling winch.

To study the perturbing factors in the metal-polymer friction pairs, a model of a sliding tribosystem with six levels of the system approach is considered, which includes a thermokinetic model with liquid and gaseous medium formed by tribocracking of surface layers of polymer overlay in the range of surface temperatures 390-450.

The equilibrium and nonequilibrium statistical method is used to estimate the energy load of the surface and near-surface layers of the polymer plate, which is an electron with a disturbing factor – an accumulator of positive and negative charges in the solid state and in the phase transitions of the 1st and 2nd kind. Due to the last one with the help of a mathematical apparatus involving "singular functions", i.e. Dirac function and regular functions of pulses in the frictional interaction of microprojections of friction pairs taking into account the electrons and ions of the surface layer of the lining built a sequential system of three states, the evaluation criterion of which is the thermodynamic limit.

A detailed consideration of the thermodynamic limit with respect to the elements of the tribosystem allowed us to establish the following: physical

interpretation is based on the empirical principle of macroscopic equivalence, which refers to real macroscopic systems; in studies of the local behavior of the macroscopic system, the volume formed during phase transitions of the 1st and 2nd kind during the tribocracking of the surface and near-surface layers of the polymer overlay is an insignificant parameter; when studying the local behavior of the microscopic system, the volume is an essential parameter based on determining the class of macroscopic equivalent systems.

The previously unknown phenomenon of mass transfer of friction products in metal-polymer pairs of friction units of band shoe brakes is established, which consists in the fact that the products formed under the action of electrothermal explosion occurring during the friction, getting into gaps between microprojections of friction pairs, contribute to charge generation and the occurrence of electrothermal discharge, which leads to the breakdown of the layer of remaining products and their mass transfer to the working surface of the metal friction element of the friction pair.

However, the main perturbing factor in the friction units of the band shoe brakes is the tension of the oncoming and coinciding branches of the brake belt.

In **Chapter V**, the braking modes of the friction units of the band shoe brake in the technological operations of the lowering and lifting complex of the drilling rig are controlled.

The adaptive stability of the operational parameters of the descent-lifting complex of the drilling rig is considered, from which the diagram of the descent of the drill string to the length of one spark plug is selected, consisting of three stages: the first – acceleration, the second – steady motion and the third – braking. It is established that at a constant speed of steady motion of one candle, the increase in acceleration time leads to an increase in the duration of the second stage.

It was established that at a constant speed of steady motion of one candle, an increase in the acceleration time leads to an increase in the duration of the second stage. Adjustment of operational parameters of serial friction knots of the brake due to constant and variable impulse forces of the friction in the course of braking is made. The joint action of the band shoe and hydrodynamic brakes was considered.

At the time when the braking moment created by the hydrodynamic brake reaches the value of the effective torque, the acceleration becomes zero and the subsequent descent occurs with a uniform rotation of the winch drum. Theoretically, this time is equal to infinity, for the actual design of the drilling winches, the acceleration of the drum decreases rapidly and almost becomes close to zero.

Knowledge of the peculiarities of the braking modes by serial and multi-pair friction brake assemblies allows us to proceed to the assessment of the energy load of their friction pairs.

To enhance the effect of frictional interaction of friction pairs of serial friction units of the band shoe brake and in order to equalize the specific loads in them, a combined brake belt is proposed. The latter consists of the additional and main belt. Serial friction pads are attached to the additional belt, which carries only the weight load. The main tape perceives the tensile forces of the oncoming and coinciding branches. The presence of additional frictional interaction of the surfaces of the belts and additional tape with the non-working surfaces of the polymer linings allows you to have multi-pair nodes, which is the main difference from the serial friction nodes of the brakes.

Knowledge of the peculiarities of the braking modes by serial and multi-pair friction brake assemblies allows us to proceed to the assessment of the energy load of their friction pairs.

Chapter VI is devoted to the experimental studies of the energy consumption of metal-polymer friction pairs of the band shoe brake as a robust system.

Experimental studies were performed on physical models: friction assemblies of serial and multi-pair band shoe brakes of the U2-5-5 drilling winch in bench and industrial conditions.

During the tests, the following tasks were solved: to assess the energy levels of surface and surface layers of the brake pulley rim; to illustrate the relationship between surface temperatures and temperature stresses in the pulley rim; to assess the regularities of change of the basic operational parameters of friction knots of brakes. A method for estimating the external and internal parameters of friction units in the

laboratory was proposed.

As a result of experimental studies of the energy consumption of serial, improved and new friction units of the band shoe brakes of the drilling winch in laboratory conditions we obtained graphical dependences of the modulus of elasticity, Poisson's ratio and linear expansion coefficient of steel 30HGSA from the temperature (50.0-100.0) °C are constant; this is due to the fact that in the specified range of surface temperatures usually occurs a stable thermal state of friction pairs; the influence of surface temperature on the hardness of HB steel 30HGSA and cast iron CHNMH during frictional interaction with friction materials of grades FMK-845, FMK-11, MVK-50A and retinax FK-16L from the relative value of d/L (where d, L - diameter and path friction of the contact spot); the effect of temperature from 300 to 500 °C on the microprojections of metal friction elements is imperceptible with regard to friction materials of overlays, in their surface layers in the above interval the phenomenon of tribocracking was observed, which significantly reduced the hardness of surface layers of overlays; the regularities of temperature change of the surface layers at the electrothermomechanical friction which are subordinated to the wave nature are illustrated, and the second stage of abraking mode is characterized by its steady state; the time dependences of the change of pulsed specific loads acting on the contact spots of the microprojections of the metal-polymer tribo conjugation with a uniform distribution of the amplitude of the frictional interaction are established; it should be noted that in the time interval from 0.5 to 1.0 s the peaks of the amplitudes of specific loads are shifted in time relative to the peak of the amplitudes of the electrothermal resistances of the microprojection sites, which indicates the onset of an unstable mode of the frictional interaction; it is illustrated the spectra of thermally stimulated currents depending on to and above the allowable surface temperature in the frictional interaction of friction pairs "polymer-metal" (FC-24A - steel 35HNM) at a thickness of 15.0 and 25.0 mm, with specific loads from 0.15 up to 0.75 MPa from which it turns out that the positive and negative thermocurrents are the result of microthermal batteries in the modes of electrothermal generators and electrothermal refrigerators; the transients in metal-polymer friction

pairs of the model band shoe brake when changing the load modes are considered.

Chapter VII focuses on optimizing the design and operational parameters of the friction units of the band shoe brakes.

The basis for optimizing the design and operational parameters of the friction units of the band shoe brake is the thermodynamic boundary of the surface state of the polymer lining, metal consumption, thermal stabilization and thermal stress, as well as the energy load of the brake pulley rims when designing using geometric method. In the future, with the help of multi-material design of friction units, their design and operational parameters with different options for the location of friction pads on the tape and pulley are determined.

Based on the experience of a robust approach to the calculation (application of methods for estimating the dynamic and thermal load of the pulley rim) and optimization design, the limitations of each of the design and operational parameters are considered.

The result of theoretical and experimental studies was a comparative analysis of energy consumption and efficiency of serial and improved friction units of the band shoe brakes of the drilling winch U2-5-5.

The analysis of the multicriteria approach to an estimation of constructive and operational parameters of friction knots of band shoe brakes of the drilling winch U2-5-5 showed that parameters of energy consumption of the improved and constructively modernized (designed by the developed algorithm) friction knots decreased only by 7% in comparison with serial, at the same time the efficiency of parameters increased by 15%. In addition, thanks to the developed method, the metal capacity of the brake pulley on the example of the band shoe brake of the drilling winch was reduced by 17% compared to the serial, due to the obtained rational design parameters.

Chapter VIII pays attention to the methods and means of reducing the energy load of the friction units of the band shoe brakes of the drilling winches.

To reduce the total energy load of the brake pulleys, their designs are proposed, which are made composite, i.e. consisting of several elements. This circumstance will

allow to divide the total energy load of the pulley rim into components. Thus, in the right design of the main pulley, the heat is distributed between its sidewalls and the end surfaces of the disk package and is removed from the friction pairs by conductive heat transfer.

In the first braking mode, the working surfaces of the friction linings 30 interact with the total surface of the metal friction element, as a result of which EMFs of thermocurrents are generated and thermal currents of electrification arise due to electronic properties of the surface layers of polymer linings and as a result heat in the near-surface layers of contacting elements accumulates.

The second braking mode is long . All processes of the first brake mode are repeated when external friction pairs work and internal friction pairs "metal-metal" arising as a result of rotation of the combined brake pulley interacting with a fixed end surface of a package of disks are connected to them. In this case, the triboeffect will be smaller, generating EMF of the thermocurrent is smaller and there are smaller thermal currents than in external friction pairs, and as a result, less amount of heat will be accumulated. If we consider both the interaction of external and internal friction pairs, i.e. as a multipaired system, then the thickness of the interaction there is a positive gradient of electric and thermal currents, which will contribute to the efficient conductive heat dissipation.

Then the verification calculation of design and operational parameters of various types of friction brake assemblies is carried out. The implementation of the developed methods and means in the practice of design and research work regarding the friction units of the band shoe brake of the drilling winch, presented in the form of a robust system, allows one to objectively assess the conformity of the energy capacity of the friction units of this brake at the stage of conceptual design in order to increase its effectiveness.

Key words: band shoe brake, friction unit, friction pair, energy load of the brake pulley rim; conductive and convective cooling, surface and near-surface layer, energy consumption and energy efficiency, mechanical and temperature deformations, surface and volume temperature gradient.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

Монографії, навчальні посібники

1. Курс лекцій з деталей машин та тестові завдання. Навчальний посібник / О. І. Вольченко, В. С. Ловейкін, **Д. Ю. Журавльов**, В. Я. Малик. Івано-Франківськ: в-во Прикарпат. націон. ун-ту імені Василя Стефаника, 2010. 246 с. *(Здобувачем запропоновано метод проєктування фрикційних вузлів гальмових пристроїв).*

2. Курс лекцій з підйомно-транспортних машин та тестові завдання: навчальний посібник / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, М. І. Клендій, І. О. Бекіш / ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ-Бережани: Вид-во Прикарпатського національного університету імені Василя Стефаника, 2012. – 308 с. *(Здобувачем запропоновано методи до розрахунку фрикційних вузлів гальмових пристроїв).*

3. Ленточно-колодочные тормозные устройства: [монография] / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, С. И. Крыштопа, А. В. Возный. Кубанский государственный технологический университет. Ивано-Франковск: Изд-во Прикарпатского нац. ун-та имени Василя Стефаника, 2013. 441 с. *(Здобувачем проведено теоретичні дослідження нових фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок).*

4. Трибология. Электротермомеханические основы, анализ и синтез на нано-, микро- и миллиуровнях и технические приложения: учебник для вузов / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, П. С. Красин. Под ред. А. И. Вольченко. Киев, 2015. 371 с. *(Здобувачем запропоновано методи проєктування фрикційних вузлів).*

5. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, И. А. Ширали, Э. А. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, В. С. Скрыпник, **Д. Ю. Журавлев**. Под общ. ред. акад. А. Х. Джанахмедова. Стандарт. Баку:

"Апострофф", 2016. 312 с. *(Здобувачем запропоновано метод проєктного розрахунку фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм).*

6. Научное открытие № 482. Явление массопереноса продуктов трения в металлополимерных парах. / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев, Д. А. Вольченко, Э. А. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев** // Баку, «АПОСТРОФФ», 2016. – 136 с. *(Здобувачем запропоновано залежності для визначення електропровідності поверхневого шару полімерної накладки).*

7. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении. Том 2. Монография / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, **Д. Ю. Журавлев**, Е. Ф. Складенко // Баку: «APOSTROF-A», 2021. 392 с. *(Здобувачем запропоновано метод проєктування фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм).*

8. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении. Том 3. Монография / А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, Д. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, В. Н. Вольченко // Баку: «APOSTROF-A», 2022. 304 с. *(Здобувачем запропоновано методи розрахунку фрикційних вузлів дисково-колодкових гальм).*

9. Фрикционные узлы в машиностроении. Монография / К. Т. Набизаде, М. Я. Джавадов, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, Н. Н. Фидровская, **Д. Ю. Журавлев**, А. С. Евченко // Баку: "APOSTROF-A", 2023. 460 с. *(Здобувачем проведено теоретичні дослідження нових фрикційних вузлів).*

Статті у наукових фахових виданнях України:

10. Вольченко Д. О. Експериментальні дослідження багаторядних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, А. В. Лецишин А. В // Науковий Вісник ІФНТУНГ, 2008. №1(17). С. 68 – 75. *(Здобувачем запропоновано залежність для визначення зусилля, необхідного для переміщення по опорній циліндричній поверхні шків двостороннього клинового сухаря).*

11. Модель трибологических систем в парах трения тормозных устройств / Є. І. Крижанівський, М. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, В. І. Снурніков // Вісник Вінницького політехн. ін-ту. 2009. № 5 (86). С. 104 – 107. *(Здобувачем визначено фактори, що впливають на термічну стійкість матеріалів пар тертя).*

12. Вольченко Д. О. Особливості навантаження гальмівної стрічки багаторядного стрічково-колодкового гальма / Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, О. Ю. Журавльов // Науковий Вісник ІФНТУНГ. 2010. № 3(25). С. 34 – 38. *(Здобувачем запропоновано розрахункові залежності для визначення навантаження гальмової стрічки)*

13. Теплонавантаженість ободу гальмівного шківa бурової лебідки при роботі індукторного гальма (частина перша) / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, М. В. Кашуба // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2011. № 1(38). С. 17 – 23. *(Здобувачем встановлено закономірності розповсюдження теплових хвиль з поверхонь ободу шківa в його товщину та порівняно варіанти їх взаємодії при роботі комбінованого гальма).*

14. Нанотрибология при контактно-термическом взаимодействии в металлополимерных парах трения тормозных устройств / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, С. И. Крыштопа, **Д. Ю. Журавлев** // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2012. Том 58. С. 5 – 16. *(Здобувачем обґрунтовано умови формування на поверхнях металополімерних пар тертя термоелементів з напівпровідниками з р-п переходом і їх об'єднання в мікротермобатареї).*

15. Работоспособность многопарных фрикционных узлов в ленточно-колодочном тормозе буровой лебедки / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, С. И. Крыштопа, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: всеукр. наук.-техн. журн. Івано-Франківськ: Факел, 2012. № 2(43). С. 40 – 48. *(Здобувачем оцінено роботоздатність комбінованої гальмової стрічки стрічково-колодкового гальма).*

16. Контактно-імпульсна взаємодія металополімерних пар тертя

гальмівних пристроїв / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, С. І. Криштопа, **Д. Ю. Журавльов**, М. В. Кашуба // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: всеукр. наук.-техн. журн. Івано-Франківськ: Факел, 2013. № 1(34) С. 111 – 119. *(Здобувачем отримано графічні закономірності зміни електрохімічного потенціалу пар тертя гальмового пристрою у випадку прикладання навантаження).*

17. Журавлев Д. Ю. Единое поле взаимодействия металлополимерных пар трения / Д. Ю. Журавлев // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2013. № 1(60). С. 35 – 41.

18. Контактное и контактно-импульсное взаимодействие в многопарных фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза / М. В. Киндрачук, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2013. № 2(61). С. 4 – 19. *(Здобувачем запропоновано закономірності зміни експлуатаційних параметрів багатопарних вузлів тертя при контактній взаємодії поверхонь стрічок).*

19. Журавлев Д. Ю. Энергонагруженность металлополимерных пар трения при фрикционном взаимодействии / Д. Ю. Журавлев // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2014, № 1 (62). С. 54 – 62.

20. Журавлев Д. Ю. Термодинамический предел поверхностных слоев полимерных накладок при фрикционном взаимодействии / Д. Ю. Журавлев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. Харків. 2014. 2/11(68). С. 20 – 26.

21. Журавлев Д. Ю. Физические явления в металлополимерных парах трения ленточно-колодочного тормоза / Д. Ю. Журавльов // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2014, № 2 (63). С. 51 – 60.

22. Электромеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть II) / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный, П. С. Красин // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2014. № 3(64). С. 4 – 16. *(Здобувачем визначено*

напруження опору тріщиноутворення та зносу робочих поверхонь ободів шківів).

23. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть I) / Д. Ю. Журавлев, С. И. Крыштопа, И.О. Бекиш, А. В. Возный, О. Б. Стадник. Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2014. № 4(65) С.47–59. *(Здобувачем обґрунтовано вплив шорсткості металополімерних пар тертя стрічково-колодкових гальм на їх енергонавантажненість).*

24. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (часть II) / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, С. И. Крыштопа, Д. Ю. Журавлев, О. Б. Стадник // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2015, № 1(66), С. 64 – 81. *(Здобувачем встановлено закономірності руйнування заряду тепловими імпульсами).*

25. Нанотрибология при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Д. О. Вольченко, І. О. Бекіш, М. Я. Джавадов, Д. Ю. Журавльов, О. Ю. Журавльов, О. Б. Стадник // Науковий Вісник ІФНТУНГ, 2015. № 1(38) С. 35 – 45. *(Здобувачем запропонована теплова модель і визначення коефіцієнтів розподілу теплових потоків між парами тертя).*

26. Журавлев Д. Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть 1). / Д. Ю. Журавлев // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та вироб. журн. / Одес. нац. політехн. ун-т, Підйом.-трансп. акад. наук України. Одеса, 2015. № 3. С. 64 – 74.

27. Журавлев Д. Ю. Неравновесная трибология при фрикционном взаимодействии пар трения тормозных устройств (часть первая) / Д. Ю. Журавлев // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2015, № 4 (69). С. 43 – 50.

28. Журавлев Д. Ю. Анализ энергонагруженности деталей фрикционных

узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Д. Ю. Журавлев // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2016, №2 (71). С. 27 – 37.

29. Журавльов Д. Ю. Розрахунок та проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма / Д. Ю. Журавлев // Наукові нотатки: міжвуз. зб. Луцьк: Вид-во ЛНТУ, 2016. Вип. 55. С. 152 – 156.

30. Журавлев Д. Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть 2) / Д. Ю. Журавлев // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та вироб. журн. Одес. нац. політехн. ун-т, Підйом.-трансп. акад. наук України. Одеса, 2016. №2. С. 4 – 16.

31. Журавлев Д. Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть 3) / Д. Ю. Журавлев // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та вироб. журн. Одес. нац. політехн. ун-т, Підйом.-трансп. акад. наук України. Одеса, 2016. №3. С. 16 – 26.

32. Журавльов Д. Ю. Параметрический синтез фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Д. Ю. Журавльов // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: всеукр. наук.-техн. журн. Івано-Франківськ: Факел, 2016. № 2(59). С. 31 – 36.

33. Эргодический подход к энергонагруженности и износа пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, И. О. Бекиш, Н. В. Кашуба // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2017. №3(76). С. 28 – 41. *(Здобувачем досліджено природу нормального зношування вторинних структур I і II типів при електротермомеханічному терті).*

34. Принудительное охлаждение фрикционных узлов: эффект «теплового насоса» / М. В. Киндрачук, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, Е. Ю. Андрейчиков // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2017. № 2(75). С. 38 – 48. *(Здобувачем обґрунтовано можливість керування тепловими потоками від пар тертя гальм за допомогою електричного струму).*

35. Влияние двойных электрических слоев в паре трения «металл-

електроліт-полімер» на ее энергонагруженность (часть I) / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, В. Я. Малык, **Д. Ю. Журавльов**, П. С. Красин // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2017. № 1(77). С. 17 – 26. *(Здобувачем запропоновано підхід з позицій електротермомеханічного тертя до дослідження стрибка потенціалу у парі тертя фази «метал – електроліт» фрикційних вузлів гальмових пристроїв).*

36. Влияние двойных электрических слоев в паре трения «металл-электролит-полимер» на ее энергонагруженность (часть II) / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, В. Я. Малык, **Д. Ю. Журавльов**, П. С. Красин // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2018. № 1(78), С. 17 – 26. *(Здобувачем досліджено окислювально-відновлювальні процеси у парі тертя «метал – електроліт» при фрикційній взаємодії).*

37. Аналіз методів визначення наробок талевих канатів бурових установок / В. Т. Іващенко, М. М. Лях, **Д. Ю. Журавльов**, В. В. Михайлів // Прикарпатський Вісник НТШ: в-во ІФНТУНГ, 2018. № 1(45). С. 219 – 229. *(Здобувачем запропоновано аналітичні залежності для визначення навантаження на гаку спуско-підіймального комплексу бурової установки).*

38. Энергетические уровни контактов при фрикционном взаимодействии металлополимерных и полупроводниковых материалов / А. И. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, Н. В. Кашуба, В. С. Витвицкий, В. М. Чуфус // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2018. № 4(81). С. 21 – 32. *(Здобувачем оцінено дію блокуючого контакту мікрОВиступів пар тертя і проілюстровано його вплив на їх загальну енергонавантаженість).*

39. Термоэлектрический метод подбора пар трения тормозных устройств (часть первая) / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник, **Д. Ю. Журавлев**, Е. С. Федотов // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2019. №3 (84). С. 4 – 13. *(Здобувачем проаналізовано контактнo-імпульсну взаємодію мікрОВиступів поверхонь тертя з різними градієнтами температур).*

40. Оценка теплопередачи через металлические фрикционные элементы тормозных устройств ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок. Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник, Д. Ю. Журавлев, В. М. Чуфус. Збірник наук. пр. Укр. інж.-педагог. акад.: Машинобудування. Харків, 2019. С. 76 – 87. *(Здобувачем визначено коефіцієнти теплопередачі крізь елементи пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки).*

41. Экспериментальные исследования мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств. / М. В. Киндрачук, В. С. Скрыпник, Д. Ю. Журавлев, И. О. Бекиш, А. Н. Вудвуд. // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2020. № 2(87). С.11 – 20. *(Здобувачем запропоновано конструктивні рішення для видалення вологи з поясів тертя гальмових дисків).*

42. Энергонавантаженість самовентильованих дисків з елементами охолодження гальм транспортних засобів (Частина I) / О. І. Вольченко, В. С. Скрипник, Д. Ю. Журавльов, О. М. Вудвуд, Л. Б. Малик // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та вироб. журн. Одес. нац. політехн. ун-т, Підйом.-трансп. акад. наук України. Одеса, 2020. № 3(64). С. 27 – 36. *(Здобувачем розроблено етапи дослідження самовентильованих дисків гальм транспортних засобів).*

43. Внешнее трение материалов фрикционных узлов тормозных устройств / Д. А. Вольченко, М. В. Киндрачук, В. С. Скрыпник, Д. Ю. Журавлев, В. Я. Малык, Е. Ю. Андрейчиков // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2021. № 1(90). С.30 – 41. *(Здобувачем досліджено енергетичні рівні і принципи пристосовуваності матеріалів пар тертя).*

44. Дослідження водневого зносу важконавантажених металевих фрикційних елементів гальм / Д. О. Вольченко, М. В. Кіндрачук, В. С. Скрипник, Д. Ю. Журавлев, М. М. Романів // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2021. № 2(91). С.37 – 45. *(Здобувачем*

розроблено етапи дослідження водневого зносу робочих поверхонь металевого елемента тертя гальма при електротермомеханічному терті).

45. Сучасні методи оцінки інтенсивності зносу фрикційних накладок гальм транспортних засобів / Д. О. Вольченко, М. В. Кіндрачук, В. С. Скрипник, **Д. Ю. Журавльов**, А. В. Присяжний, В. Т. Болонний // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2021. № 4(93). С.48 – 57. *(Здобувачем запропоновано аналітичні залежності для оцінки ресурсу фрикційних накладок пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів).*

46. Термоелектричні інтенсифікатори теплообміну у парах тертя гальм / М. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, В. В. Ніщук, О. С. Бурава, Л. Б. Малик // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2022. № 1(94). С.59 – 68. *(Здобувачем запропоновано принципи розробки пристроїв та систем термоелектричних інтенсифікаторів охолодження фрикційних вузлів).*

47. Фізичні методи оцінки навантаженості пар тертя гальмівних пристроїв / М. В. Кіндрачук, Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, Е. Ю. Андрейчиков, А. В. Присяжний. // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2022. № 3(96). С.53 – 63. *(Здобувачем проаналізовано теплонавантаженість поверхневого та приповерхневого шарів елементів тертя металополімерних пар).*

48. Крекінг-процес при електротермомеханічній фрикційній взаємодії в парах тертя (частина 1) / М. В. Кіндрачук, Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, Е. Ю. Андрейчиков, А. В. Присяжний // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2022. № 4(97). С.10 – 23. *(Здобувачем запропоновано конструкцію випробувального стенда для дослідження крекінг-процесу в робочому шарі полімерної накладки).*

49. Вплив електричного і теплового струмів на поведінку водня у парах тертя / Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, О. С. Бурава, В. І. Снурніков, Л. В. Разарьонов // Вісник Харківського національного автомобільно-

дорожнього університету. Вип. 99. – 2022 р. С. 74 – 83. *(Здобувачем досліджено вплив електричного струму на поведінку водню в парах тертя гальма).*

50. Деструкція матеріалів фрикційних накладок гальм / Д. О. Вольченко, М. В. Кіндрачук, **Д. Ю. Журавльов**, Є. Ю. Андрейчиков, О. С. Бурава. // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2023. № 1(98). С.98 – 107. *(Здобувачем проаналізовано деструктивні процеси, які мають місце у матеріалах фрикційних накладок).*

51. Енергонавантаженість металевих фрикційних елементів гальм / О. І. Вольченко, А. Х. Джанахмедов, В. С. Скрипник, **Д. Ю. Журавльов**, Є. Ю. Андрейчиков. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Том 2. Вип. 101. – 2023 р. С. 31 – 39. *(Здобувачем проведено аналіз енергонавантаженості та визначено напруження в ободі гальмового шківів).*

52. Взаємозв'язок зносо-фрикційних властивостей та енергонавантаженості пар тертя гальмових пристроїв / М. В. Кіндрачук, **Д. Ю. Журавльов**, С. А. Приколотін, Є. Ю. Андрейчиков, О. С. Бурава // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.: НАУ, 2023. № 3(100). С. 4 – 14. *(Здобувачем запропоновано попередні аналітичні залежності з визначення основних експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкового гальма).*

Статті, у наукових виданнях, які мають індексування у міжнародній наукометричній базі даних Scopus:

53. Electrodynamics of frictional interaction in tribolink "metal-polymer" / N. A. Volchenko, P. S. Krasin, A. I. Volchenko, **D. Yu. Zhuravlev** // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. 327 (3), art. no. 032058. P. 1 – 9. *(Здобувачем доведено утворення подвійного електричного шару і асиметричного розподілу заряджених частинок біля межі фази).*

54. Electrodynamics of the Thermal Contact Friction Interaction in Metal-Polymer Friction Couples / M.V. Kindrachuk, A. I. Vol'chenko, D. A. Vol'chenko,

D. Y. Zhuravlev, V. M. Chufus // Materials Science. 2018. 54 (1), P. 69 – 77. *(Здобувачем доведено ефективність використання мікротермоелектробатарей у металополімерних парах тертя гальмових пристроїв).*

55. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in self-ventilated disk-shoe brakes of vehicles / N. Volchenko, A. Volchenko, D. Volchenko, P. Polyakov, V. Malyk, **D. Zhuravlev**, V. Vytvytskyi, P. Krasin // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. 1/5(97). P. 47 – 53. *(Здобувачем визначено інтенсивність процесу теплопередачі від зовнішніх та внутрішніх поверхонь металевого елемента пари тертя).*

56. Wear Resistance of Spark Ignition Engine Piston Rings in Hydrogen-Containing Environments / Myroslav Kindrachuk, Dmytro Volchenko, Alexander Balitskii, Karol F. Abramek, Mykola Volchenko, Olexiy Balitskii, Vasyl Skrypnyk, **Dmytro Zhuravlev**, Alina Yurchuk, Valerii Kolesnikov // Energies 2021, 14, 4801. <https://doi.org/10.3390/en14164801>. P. 1 – 13. *(Здобувачем проведено дослідження взаємодії зовнішнього та внутрішнього водню у парі тертя «циліндр – поршневе кільце»).*

57. Nanofluids in Cooling Systems and Their Efficiency / D. A. Volchenko, M. V. Kindrachuk, B.V. Dolishniy, V.S. Skrypnyk, **D.Yu. Zhuravlov**, L. B. Malyk, A.O. Yurchuk, A.O. Dukhota. JOURNAL OF NANO- AND ELECTRONIC PHYSICS Vol. 13 № 4, 04013 (8pp) (2021). P. 1 – 8. *(Здобувачем запропоновано моделі нанорідин, враховані в базових рідинах).*

58. Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System / Alexander Balitskii, Myroslav Kindrachuk, Dmytro Volchenko, Karol F. Abramek, Olexiy Balitskii, Vasyl Skrypnyk, **Dmytro Zhuravlev**, Iryna Bekish, Mykola Ostashuk, Valerii Kolesnikov. Energies 2022, 15, 59. <https://doi.org/10.3390/en15010059>. P. 1 – 21. *(Здобувачем встановлено фактори, які впливають на коефіцієнт теплопровідності нанорідин).*

59. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes / Ivan Kernitsky, Aleksandr Volchenko, Olga Szlachetka, Orest Horbay, Vasyl Skrypnyk, **Dmytro Zhuravlev**, Vasyl Bolonnyi, Volodymyr Yankiv, Ruslan Humenuk, Pavlo Polansky,

Aleksandra Lesniewska, Darius Walasek, Eugeniusz Koda. Energies 2022, 15, 7412. <https://doi.org/10.3390/en15197412>. P. 1 – 11. *(Здобувачем побудовано графіки та проаналізовано закономірності зміни термічного опору гальмових дисків в залежності від їх товщини і коефіцієнтів теплопровідності матеріалів).*

60. The Efficiency of Convective Heat Exchange at the Airflow of Metal Friction Elements of Brakes / Vasiliy Skripnik, Oleksandr Vudvud, **Dmitry Zhuravlev**, Sergiy Nikipchuk, and Tetiana Danulyak // Lecture Notes in Mechanical Engineering this link is disabled, 2023,. ME, pp. 574–583, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_54. pp. 574–583 *(Здобувачем встановлено фактори, що впливають на ефективність конвективного теплообміну у фрикційних вузлах гальм).*

61. Thermoelectric Generators Current Intensifiers / M.V. Kindrachuk, D. O. Volchenko, **D. Yu. Zhuravlev**, M. M. Ostashuk, R.Ya. Kachmar // JOURNAL OF NANO- AND ELECTRONIC PHYSICS Vol. 15 No 4, 04038(6pp) (2023). pp. 1 – 6. *(Здобувачем визначено ефекти, які супроводжують роботу термоелектрогенератора).*

62. Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes / M. Kindrachuk, D. Volchenko, N. Fidrovska, O. Dukhota, **D. Zhuravlev**, M. Ostashuk, Yu. Porokhovski, V. Kharchenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies ISSN 1729-3774 4/12 (124) 2023. pp. 56 – 61. *(Здобувачем оцінено інтенсивність зношування матеріалів фрикційних накладок різних шифрів).*

Статті у наукових виданнях інших держав:

63. Контактно-импульсное взаимодействие материалов типа ”металл-металл” и ”полимер-полимер” в металлополимерных парах трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, С. И. Крыштопа, **Д. Ю. Журавлев**, Н. М. Стебелецкая // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2013. № 2 (5).

С. 29 – 40. *(Здобувачем розглянуто електродинаміку контактної взаємодії у приповерхневому шарі полімерної накладки).*

64. Фрикционное взаимодействие в электрических полях металлополимерных пар трения / А.Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов** // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2014. № 2 (6). С. 30 – 53. *(Здобувачем здійснено вибір матеріалу електрода та праналізовано його поведінку при фазовому переході другого роду).*

65. The frictional interrection in electrical and thermal fields of metal friction pairs / A. Kh. Jasnahmadov, A. I. Volchenko, E. S. Pirverdiev, D. A. Volchenko, N. A. Volchenko, **D. Yu. Zhuravlov** // Science and Applied Engineering Quarterly. London. UK. Issue 03, Apr-May-June - 2014, 2014. P. 5 – 19. *(Здобувачем досліджено термічний вплив на властивості металополімерних пар тертя).*

66. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть 1) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный, П. С. Красин. Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2015. № 1 (7). С. 36 – 56. *(Здобувачем оцінено напружений стан ободу гальмового шків стрічково-колодкового гальма).*

67. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть II). А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный, П. С. Красин // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2015. № 2(7). С. 44 – 64. *(Здобувачем установлено закономірності зародження і розвитку тріщин на робочій поверхні ободу шків).*

68. Оценка энергетических уровней различных типов контактов микровыступов пар трения трибосистемы / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, С. И. Крыштопа, **Д. Ю. Журавлев** // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2015. № 3(7). С. 26 – 37. *(Здобувачем визначено омичний опір пар тертя гальм).*

69. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть III) / А. Х. Джанахмедов, Э. С. Пирвердиев, Б. В. Копей, Л. М. Замиховский, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2016. № 1 (8). С. 27 – 51. *(Здобувачем досліджено фактори поверхневого руйнування при електротермомеханічному терті металополімерних пар тертя)*.

70. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть IV) / А. Х. Джанахмедов, Э. С. Пирвердиев, Б. В. Копей, Л. М. Замиховский, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный // Вестник Азербайджанской Инженерной Академии. Баку, 2016. № 2 (8). С. 18 – 33. *(Здобувачем досліджено динаміку розподілу напружень у складених з циліндричних дисків гальмових шківів)*.

71. Расчет и конструирование пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств (часть I) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев, **Д. Ю. Журавлев**, А. В. Возный, В. С. Витвицкий. Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2018. № 4 (10). С. 7 – 17. *(Здобувачем досліджено властивості електротеплового шару поясу тертя гальмового диска)*.

72. Влияние влаги на эксплуатационные параметры трибосопряжений тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, М. Я. Джавадов, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, Е. С. Федотов // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2019. № 2(11). С.15 – 23. *(Здобувачем проаналізовано особливості конструкції та роботи пристрою для видалення вологи з поверхонь тертя барабанно-колодкового гальма)*.

73. Тепловой баланс самовентилируемых с шипами дисково-колодочных тормозов транспортных средств / М. Я. Джавадов, **Д. Ю. Журавлев**, М. М. Насирова, В. Я. Попович, И. О. Бекиш, А. Н. Вудвуд // Вестник Азербайджанской инженерной академии, Баку, т. 12, №1, 2020. – С. 26 – 38. *(Здобувачем сформульовано умови невиникнення мікротріщин)*.

74. Напряженно-деформируемое состояние самовентилируемых с шипами дисково-колодочных тормозов транспортных средств / М. Я. Джавадов, **Д. Ю. Журавлев**, М. М. Насирова, В. С. Скрыпник, В. С. Витвицкий, В. С. Федотов // Вестник Азербайджанской инженерной академии, Баку, т. 12, №2, 2020. – С. 32 – 42. *(Здобувачем показано вплив енергонавантажєності самовентильованих гальмових дисків з циліндричними шипами на їх напружено-деформований стан).*

75. Оценка термического потенциала в сплошном диске тормоза транспортного средства / М. Я. Джавадов, Б. В. Долишний, В. С. Скрыпник, **Д. Ю. Журавлев**, М. М. Насирова, Н. А. Вольченко, Л. Б. Малык // Вестник Азербайджанской инженерной академии, Баку, т. 13, №2, 2021. – С. 27 – 39. *(Здобувачем обґрунтовано виникнення потенціалів, що діють у полях пар тертя гальм).*

76. Водородный износ рабочих поверхностей металлических фрикционных элементов тормозов /А. Х. Джанахмедов, В. С. Скрыпник, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, А. Н. Вудвуд // Вестник Азербайджанской инженерной академии, Баку, т. 13, №3, 2021. – С. 14 – 24. *(Здобувачем запропоновано засоби, які запобігають виділенню водню із сталєвої поверхні ободу шківів за рахунок обмеження руху його іонів).*

77. Оценка энергетических уровней контактов и трибологических свойств материалов пар трения /А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, **Д. Ю. Журавлев**, С. А. Шешерина, Н. Н. Романив // Вестник Азербайджанской инженерной академии, Баку, т. 13, №4, 2021. – С. 14 – 21. *(Здобувачем встановлено вплив дифузійної металізації і поверхневого пластичного деформування на відносну зносостійкість та шорсткість зразків із сталі Х12МФ).*

78. Роль пятен контактов микровыступов пар трения в энергонагруженности тормозных устройств / Д. А. Вольченко, Г. Ф. Мираламов, В.С. Скрыпник, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев** // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2022. № 2(14). С. 64 –

73. *(Здобувачем встановлено вплив площі плям контактів мікроступів на інтенсивність формування теплових полів у парах тертя гальмових пристроїв).*

79. Неравновесная термодинамика с линейными режимами в трибосопряжении (часть II) / А. Х. Джанахмедов, **Д. Ю. Журавлев**, В. Н. Вольченко, В. Т. Болонный, В. Я. Малык // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2022. № 3(14). С.12 – 23. *(Здобувачем проаналізовано закони та ефекти, які супроводжують дифузію і термодифузію у трибоспряженнях).*

80. Водородное изнашивание пар трения ленточно-колодочного тормоза / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, **Д. Ю. Журавлев**, Е. Ю. Андрейчиков, В. В. Нищук, Н. А. Вольченко, А. С. Евченко. // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2023. № 1(15). С. 43 – 55.*(Здобувачем з урахуванням компонентів сталі 35ХНЛ та їх взаємодії з атомарним воднем здійснено аналіз особливостей водневого зношування пар тертя стрічково-колодочного гальма бурової лебідки).*

81. Седиментация и диффузия в наножидкости во вращающихся системах металлических фрикционных элементов тормозов (ч. I) / А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, В. В. Нищук, Е. Ю. Андрейчиков, В. С. Скрыпник, **Д. Ю. Журавлев** // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2023. №2 (15). С. 15 – 23. *(Здобувачем оцінено седиментацію з використанням градієнтної теорії до тиску, швидкості, парціального та питомого об'єму, масової та мольної концентрації, а також визначено коефіцієнт седиментації).*

82. Седиментация и диффузия в наножидкости во вращающихся системах металлических фрикционных элементов тормозов (ч. II) / А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, Д. А. Вольченко, А. С. Бурава, А. В. Присяжный, **Д. Ю. Журавлев** // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2023. №3 (15).С. 28 – 38. *(Здобувачем аналітично описано дифузійно-седиментальні процеси в обертових металевих фрикційних*

елементах гальмових пристроїв).

83. Седиментация и диффузия в наножидкости во вращающихся системах металлических фрикционных элементов тормозов (ч. III) / А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, Д. А. Вольченко, Н. Н. Фидровская, **Д. Ю. Журавлев**, О. М. Алейникова, В. С. Скрипник, Е. Д. Слепужников // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2023. №4 (15). С. 14 – 20. *(Здобувачем отримано результати експериментальних досліджень на модельному стрічково-колодковому гальмі та встановлено ефективність охолодження пар тертя).*

84. Эффект сверхпроводимости в парах трения тормозов / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, М. Я. Джавадов, Н. Н. Фидровская, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, В. Н. Лунин // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2024. №1 (16). С. 19 – 30. *(Здобувачем визначено функції спареного електрона у надпровідності).*

Патенти на винахід України:

85. Пат. 112900 України, F16D 49/08, F16D 49/10, F16D 49/12, B66D 5/02, B66D 5/08, B66D 5/10. Пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо. Вольченко О. І., Вольченко Д. О., **Журавльов Д. Ю.**, Возний А. В., Стадник О. Б.; заявник і патентовласник ІФНТУНГ. № а201500336; заявл. 16.01.2015; опубл. 10.11.2016. Бюл. №21. 7 с. *(Здобувачем запропоновано нові конструкції пневмокамер гальма).*

86. Пат. 116249 Україна, МПК F16D 65/78 (2006.01), F16D 69/02 (2006.01). Енергоємні пари тертя важконавантажених фрикційних вузлів / Вольченко Д. О., Кіндрачук В. М., Вольченко М. О., Криштопа С. І., **Журавльов Д. Ю.**, Возний А. В.; заявник і патентовласник ІФНТУНГ. № а201512824; заявл. 24.12.2015; опубл. 26.02.2018. Бюл. № 4. 18 с. *(Здобувачем запропоновано нові матеріали для фрикційного вузла гальмового пристрою).*

87. Пат. UA 118819 C2 України. Стрічково-колодкове гальмо. /

М. М. Лях, **Д. Ю. Журавльов**, О. Ю. Журавльов, В. В. Михайлів. Заявник та патентовласник ІФНТУНГ. № а 201707992; заявл. 31.07.2017; опубл. 11.03.2019, Бюл. №5. 4 с. *(Здобувачем запропоновано нову конструкцію стрічково-колодкового гальма).*

88. Пат. UA 126018 C2 України. Спосіб дослідження процесів трибокрекінгу під час фрикційної взаємодії в металополімерних парах тертя та пристрій його здійснення. / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, М. Й. Бурда, Л. Я. Роп'як, **Д. Ю. Журавльов**, В. С. Витвицький, М. В. Шовкопляс. Заявник та патентовласник ІФНТУНГ. № 201809783; заявл. 01.10.2018; опубл. 04.08.2022, Бюл. №31. 11 с. *(Здобувачем запропоновано пристрій для дослідження процесів трибокрекінгу в металополімерних парах тертя).*

Патенти інших держав на винахід:

89. Пат. і 20150016 Азербайджанської республіки F16D49/08. № а 20130058 – Ленточно-колодочный тормоз с многопарными фрикционными узлами. Вольченко А. И., Джанахмедов А. Х., Вольченко Н. А., Джавадов М. Я., **Журавлев Д. Ю.** Заявник та власник Азербайджанськ. інжен. акад. №а 20130037. Заявл. 16.04.2013. Опубл. 29.05.2015., Бюл. №2. 2 с. *(Здобувачем запропоновано конструкцію багатопарного фрикційного вузла).*

90. Пат. і 20130076 Азербайджанської республіки F16D49/08. Ленточно-колодочный тормоз с кондуктивным охлаждением. Пашаев Ариф Мирцелал Огли, Джанахмедов Ехед Ханахмед Огли, Алієв Елесгер Мехеррем Огли, Вольченко Н. А., Вольченко Д. О., **Журавлев Д. Ю.** Заявник та власник Азербайджанська інженерна академія №а 20130038 Заявл. 16.03.2013. Опубл. 27.12.2013., Бюл. №6. 10 с. *(Здобувачем удосконалено конструкцію гальмового шківів стрічково-колодкового гальма).*

91. Пат. і 20130077 Азербайджанської республіки. Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки. Пашаев Ариф Мирцелал Огли, Джанахмедов Ехед Ханахмед Огли, Алієв Елесгер Мехеррем Огли, Вольченко Н. А., Вольченко Д. О., **Журавлев Д. Ю.** Заявник та власник Азербайджанськ. інжен.

акад. №а 20130077. Заявл. 16.03.2013. Опубл. 27.12.2013., Бюл. №5. 10 с.
(Здобувачем запропоновано нові конструкції стрічково-колодкових гальм).

Наукові праці, які засвідчують апробацію наукових результатів

Тези наукових доповідей українських конференцій:

92. Вольченко Д. О. Оцінка теплової навантаженості металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв при визначенні їх раціональних конструктивних параметрів / Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, В. І. Снурніков // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: матеріали IV міжнародної наук.-практ. конф. (24 – 26 жовтня 2011, м. Вінниця). Вінниця, 2011. С. 26 (Здобувачем визначено співвідношення коефіцієнтів випромінювання з матової та полірованої поверхонь барабана).

93. Журавльов Д. Ю. Обґрунтування конструктивних параметрів багаторядних стрічково-колодкових гальм / Д. Ю. Журавльов, О. Ю. Журавльов // 10-й міжнар. симпоз. укр. інж.-мех. у Львові: тези доповідей (25 – 27 травня 2011, м. Львів). Львів, 2011. С. 338. (Здобувачем запропоновано різні типи конструкцій вузлів гальма).

94. Журавльов Д. Ю. Энергетические уровни в едином поле металлополимерных пар трения тормозных устройств. / Д. Ю. Журавльов // Энергоощадні машини і технології. Секція: підйомно-транспортні машини та системи, сервіс та надійність машин: міжнар. наук.-техн. конф. (28-30 травня 2013, м. Київ). Київ, 2013. С. 25-27.

95. Скрипник В. С. До питання визначення теплових втрат від металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв / В. С. Скрипник, Д. Ю. Журавльов, Є. Ю. Адрейчіков // LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. Київ, 2015. С. 552. (Здобувачем визначено теплові втрати від металевого фрикційного елемента).

96. Бекіш І.О. Технічні вимоги і умови роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. / І. О. Бекіш, **Д. Ю. Журавльов**, В. С. Витвицький / *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу: матеріали міжнар. науково-техн. конф (16-20 травня 2016, м. Івано-Франківськ). Івано-Франківськ, 2016. С. 296 – 299 (Здобувачем проаналізовано умови роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм).*

97. Журавльов Д. Ю. Розрахунок та проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма /Д. Ю. Журавльов // *Наукові нотатки: міжвуз. зб. (за галузями знань «Технічні науки»)*, Луцьк: Вид-во ЛНТУ. Луцьк, 2016. Липень-вересень, 2016 Випуск 55. С. 152-156.

98. Журавльов Д. Ю. Аналіз методів охолодження шківів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок / Д. Ю. Журавльов // *Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали всеукр. науково-техн. конф. (2 – 3 березня 2017, м. Дрогобич). Дрогобич, 2017. С. 80 – 84.*

99. Вольченко Д. А. Градиентная теория оценки коэффициентов теплопередачи в усовершенствованных парах трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. / Д. О. Вольченко, **Д. Ю. Журавльов**, В. М. Чуфус // *Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя: матеріали V міжнар. науково-практ. конф. студентів та молодих вчених (19 квітня 2017, м. Краматорськ). Краматорськ, 2017. С. 31 – 40 (Здобувачем визначено коефіцієнти теплопередачі в удосконалених парах тертя).*

100. Влияние двойных электрических слоев в паре трения «металл – электролит – полимер» на ее энергонагруженность / П. С. Красин, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев** // *Нові виклики. Нові досягнення: матеріали X міжнар. науково-практ. конф. студентів та молодих вчених (15 вересня 2017, м. Краматорськ). Краматорськ, 2017. С. 13 – 17. (Здобувачем проаналізовано перебіг окислювально-відновлювальних процесів у парі тертя «метал - електроліт» при фрикційній взаємодії).*

101. Снижение энергонагруженности пар трения ленточно-колодочного

тормоза буровой лебедки / А. И. Вольченко, В. С. Скрипник, **Д. Ю. Журавлев**, В. Я. Малык // Наукові дослідження: перспективи інновацій у суспільстві і розвитку технологій: матеріали VI Всеукраїнської науково-практичної конференції (13-14 жовтня 2017, м. Харків). Харків: НП «ЦНТ», 2017. С. 62 – 66 *(Здобувачем запропоновано засоби зниження енергонавантаженості пар тертя стрічково-колодкового гальма)*.

102. Робастний підхід при визначенні термодинамічної границі у поверхневих шарах полімерних накладок при фрикційній взаємодії стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / О. І. Вольченко, І. О. Бекіш, В. С. Скрипник, **Д. Ю. Журавльов** // Нафтогазова галузь: Перспективи нарощування ресурсної бази (ІГГ – 2018): матеріали міжнар. науково-техн. конф. (23-25 травня 2018, м. Івано-Франківськ). Івано-Франківськ, 2018 р. С. 206 – 209. *(Здобувачем визначено термодинамічну границю у поверхневих шарах полімерних накладок)*.

103. Журавльов Д. Ю. Оцінка експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / **Д. Ю. Журавльов**, С. В. Шимко, Т. В. Яців // Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Дрогобич, 27 травня 2022 р.). – Дрогобич: ТзОВ«Трек-ЛТД», 2022., С. 62 – 67. *(Здобувачем визначено основні експлуатаційні параметри модернізованих стрічково-колодкових гальм)*.

104. Стан надпровідності в парах тертя гальм / М. Кіндрачук, Д. Вольченко, І. Бекіш, В. Малик, Л. Малик, **Д. Журавльов** // 16-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 18 травня – 19 травня 2023 р.) : Матеріали симпозіуму. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2023. С. 61 – 62. *(Здобувачем обґрунтовано виникнення невідомого явища надпровідності у матеріалах пар тертя гальм)*.

105. Електротепломеханічне тертя в гальмівних пристроях / О. Вольченко, Д. Вольченко, **Д. Журавльов**, В. Малик, В. Бреньо // Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку:

матеріали VIII Всеукраїнської науково-практичної конференції (м. Дрогобич, 11-12 травня 2023 р.). – Дрогобич: ТЗОВ«ТрекЛТД», 2023. С. 98 – 104 (*Здобувачем визначено динамічний коефіцієнт тертя в гальмових пристроях*).

106. Енергонавантаженість металевих фрикційних елементів гальм / О. І. Вольченко, А. Х. Джанахмедов, В. С. Скрипник, Д. Ю. Журавльов, Є. Ю. Андрейчиков // Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України – 2023: збірник тез міжнародної конференції. – Харків, ХНАДУ, 2023 р. – С. 51 – 54 (*Здобувачем запропоновано шляхи зменшення енергонавантаженості металевих фрикційних елементів гальм*).

Тези конференцій інших держав:

107. Модифицированные фрикционные накладки для тяжелонагруженных узлов тормозов / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, О. Б. Стадник, **Д. Ю. Журавлев** // Scientific thought transformation: proceedings of X International scientific conference (22 september 2017, Morrisville). Morrisville: Lulu Press., 2017. Р. 17 – 21 (*Здобувачем обґрунтовано вибір напівпровідників на основі оксиду міді та оксиду алюмінію*).

108. Оценка процессов трибокрекинга при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения / Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, А. С. Евченко, В. С. Витвицкий // Perspectives of science and education: proceedings of 12th International youth conference (27 September 2019, New York, USA) New York: Slovo\Word, 2019. С. 542 – 556. (*Здобувачем визначено відсоткове співвідношення компонентів газової суміші, утвореної у міжконтактному просторі пари тертя*).

109. Теплообменные процессы при охлаждении пар трения тормозных устройств / Д. А. Вольченко, **Д. Ю. Журавлев**, В. С. Витвицкий, Е. С. Федотов, В. Н. Вольченко // Advances of science: proceedings of articles the international scientific conference (6 December 2019, Czech Republic, Karlovy Vary – Ukraine, Kyiv). 2019. С. 168 – 177. (*Здобувачем визначено коефіцієнти теплопередачі крізь металеві елементи тертя гальмових пристроїв*).

110. Журавлев Д. Ю. Внешнее трение фрикционных узлов тормозов / Д. Ю. Журавлев // WORLD SCIENCE: PROBLEMS, PROSPECTS AND INNOVATIONS Abstracts of V International Scientific and Practical Conference Toronto, Canada 27-29 January 2021 Toronto, Canada 2021. P. 558-568.

111. К вопросу водородного износа металлических элементов трения тормозов / В. С. Скрыпник, **Д. Ю. Журавлев**, А. С. Евченко, В. Н. Вольченко // RESULTS OF MODERN SCIENTIFIC RESEARCH AND DEVELOPMENT Proceedings of I International Scientific and Practical Conference Madrid, Spain 4-6 April 2021 P. 162-171 (*Здобувачем запропоновано методи і засоби захисту пар тертя гальмових пристроїв від водневого зношування*).

112. Оценка триботехнических свойств материалов на машине трения и износа СМЦ-2 / В. С. Скрыпник, **Д. Ю. Журавлев**, Н. Н. Романив, А. Н. Вудвуд // ACTUAL TRENDS OF MODERN SCIENTIFIC RESEARCH Proceedings of XI International Scientific and Practical Conference Munich, Germany 6-8 June 2021 P. 256-265 (*Здобувачем проведено випробовування пар тертя «колодочка – диск»*).

113. Эффективность теплообмена в парах трения тормозов / Скрыпник В. С., **Журавлев Д. Ю.**, Андрейчиков Е. Ю., Болонный В. Т. // The 2nd International scientific and practical conference “Modern science: innovations and prospects” (November 7-9, 2021) SSPG Publish, Stockholm, Sweden. 2021. P. 292-302 (*Здобувачем оцінено сумісну дію полів конвекції від омиваючого повітря і теплопровідності металевих фрикційних елементів гальм*).

ЗМІСТ

ВСТУП.....	46
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	53
1.1. Стрічково-колодкові гальмові механізми: склад, режими роботи та особливості конструкції їх вузлів.....	53
1.2. Навантаженість пар тертя гальмових пристроїв та її вплив на зміну експлуатаційних властивостей.....	58
1.3. Робастні системи та їх складові в різних галузях техніки.....	65
1.4. Робастний підхід до трибоспряжень стрічково-колодкового гальма при дослідженні впливу збурюючих факторів.....	72
1.5. Оптимізація конструктивних й експлуатаційних параметрів в різних видах гальмових пристроїв.....	78
1.6. Методи і засоби підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.....	82
1.7. Ієрархія у робастній методології розробки фрикційних вузлів.....	88
РОЗДІЛ 2. РОБАСТНИЙ ПІДХІД ДО ТРИБОСИСТЕМИ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА.....	92
2.1. Концепція робастного підходу до розрахунку і проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм підйомно-транспортних машин.....	92
2.1.1 При виборі матеріалів пар тертя.....	92
2.1.2 При моделюванні процесів.....	106
2.1.2.1 У трибоспряженні.....	106
2.3 Мета і завдання досліджень. Гіпотеза. Ідея роботи та її наукова проблема.....	120
РОЗДІЛ 3. СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК...	122
3.1. Технічні вимоги, які висуваються до фрикційних вузлів і умов їх роботи.....	122
3.2. Контактно-імпульсна взаємодія у металополімерних парах тертя стрічково-колодкових гальм.....	129
3.3. Оцінка енергетичних рівнів поверхневих і приповерхневих шарів елементів тертя.....	134

	43
3.4. Попередній вибір матеріалів пар тертя.....	145
3.5. Вибір конструкції багатопарного фрикційного вузла.....	149
3.6. Цикли випробувань і остаточний вибір фрикційного вузла...	157
Висновок.....	160
РОЗДІЛ 4. ЗБУРЮЮЧІ ФАКТОРИ В МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАРАХ ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ.....	162
4.1. Теоретико-ергодичний підхід при дослідженні еволюції трибоспряжень.....	162
4.2. Кінетика стану робочої поверхні металополімерних елементів тертя при фрикційній взаємодії з позиції фракталів.....	166
4.3. Термодинамічна границя у поверхневих шарах полімерних накладок при фрикційній взаємодії.....	168
4.4. Збурюючі явища у металополімерних парах тертя при їх фрикційній взаємодії.....	178
4.4.1 Електровибух і терморозряд.....	178
4.4.2. Тепловий вибух.....	186
4.5 Загальні закономірності зміни електротермомеханічних і механічних характеристик мікровиступів плям контактів пар третя при фрикційній взаємодії.....	189
Висновок.....	195
РОЗДІЛ 5. КЕРУВАННЯ РЕЖИМАМИ ГАЛЬМУВАННЯ СТРІЧКОВО- КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМ У ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЯХ СПУСКО-ПІДЙОМНОГО КОМПЛЕКТУ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ.....	197
5.1. Адаптивна стійкість експлуатаційних параметрів спуско- підйомного комплексу бурової установки.....	197
5.2. Регулювання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма зміною імпульсних сил тертя в процесі гальмування.....	202
5.2.1 Сталі сили тертя.....	204
5.3 Періоди режимів динамічної навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.....	220
5.4 Керування режимами гальмування багатопарними фрикційними вузлами гальма.....	224
5.4.1 Без урахування гідродинамічного гальма.....	224
5.4.2 З урахуванням дії гідродинамічного гальма.....	233

	44
5.5 Трибосистема як керована функціональна модель.....	236
Висновок.....	240
РОЗДІЛ 6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ЯК РОБАСТНИХ СИСТЕМ.....	243
6.1 Завдання, об'єкти дослідження, основні геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів гальм.....	243
6.2 Особливості конструкції і робота вдосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.....	246
6.3 Прилади і датчики для вимірювання досліджуваних параметрів.....	248
6.4 Результати дослідження енергонавантажності (та її наслідків) пари тертя стрічково-колодкового гальма в умовах	258
6.4.1 Лабораторних.....	258
6.4.2 Промислових.....	268
6.5 Попередня оцінка напружено-деформованого стану обода шківа при виборі його параметрів.....	274
Висновок.....	279
РОЗДІЛ 7 ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ.....	282
7.1 Особливості розрахунку конструктивних параметрів гальмових шківів.....	282
7.1.1 Обмеження, що накладаються при розрахунку металополімерних пар тертя.....	282
7.1.2 Етапи попереднього розрахунку гальмових шківів.....	285
7.1.3 Оцінка термічного стану ободів гальмових стрічок.....	287
7.1.3.1 Стабілізаційного.....	287
7.1.3.2 Напруженого.....	291
7.2 Оцінка енергонавантажності гальмових шківів з урахуванням інтенсивності теплообмінних процесів.....	301
7.3 Визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмових стрічок.....	308
7.4 Особливості алгоритму, програма і результати розрахунку оптимальних конструктивних параметрів гальмових шківів...	311

7.5	Визначення оптимальних конструктивних й експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з накладками, розташованими на:.....	316
7.5.1	Гальмовій стрічці.....	316
7.5.2	Гальмовому шківі.....	317
	Висновок.....	319
РОЗДІЛ 8 МЕТОДИ І ЗАСОБИ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК.....		321
8.1	Особливості конструкції складених гальмових шківів з кондуктивним охолодженням у стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки.....	321
8.2	Енергонавантаженість складених гальмових шківів і циркуляція теплових струмів в їхніх конструктивних елементах.....	326
8.3	Розподіл напружень в конструктивних елементах складених гальмових шківів.....	333
8.4	Конструктивні рішення з керування динамічною навантаженістю фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.....	339
8.5	Оцінка енергетичного ресурсу фрикційних накладок у вузлах тертя стрічково-колодкового гальма.....	345
8.6	Порівняльна оцінка експлуатаційних параметрів серійних і вдосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.....	351
8.7	Вибір фрикційних матеріалів для пар тертя гальмових пристроїв.....	356
	Висновок.....	359
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	361
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	366
	ДОДАТКИ.....	398

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасне вітчизняне і зарубіжне гальмобудування розвивається в двох основних напрямках: удосконалення відомих конструкцій, їхніх фрикційних вузлів, методів розрахунку і випробувань і створення принципово нових конструкцій гальмових пристроїв. Удосконалення конструкцій і створення нових фрикційних вузлів гальмових пристроїв тісно пов'язане з вирішенням оптимізаційних завдань, характерних як для окремих елементів пари тертя, так і для розглянутих вузлів тертя. До їх числа відносяться багатокритеріальні задачі вибору раціональних співвідношень геометричних, силових, теплових і зносо-фрикційних характеристик, мінімізації маси металевого елемента тертя, габаритних розмірів і зносу робочих поверхонь виконавчої фрикційної пари гальма. Сучасні методи розрахунків і проектування фрикційних вузлів гальмових і передавальних пристроїв не вирішують в комплексі завдання поетапного наскрізного проектування оптимальних вузлів тертя гальмових пристроїв аперіодичного режиму роботи. Основним недоліком відомих методів розрахунку і проектування фрикційних вузлів гальмових пристроїв є відсутність робастного підходу. Останній базується на структурній схемі оцінки якості фрикційних вузлів гальмових пристроїв, зокрема стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (рис. 1).

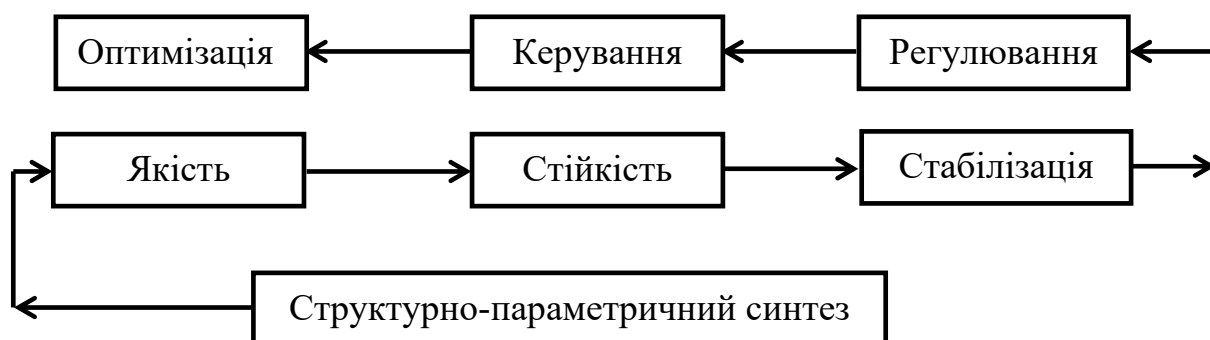


Рисунок 1 – Структурна схема оцінки фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Алгоритм синтезу фрикційного вузла формують відповідно до технічних

умов на пару тертя гальма, в яких повинні враховуватися для матеріалів пари складові їхніх поверхневих і приповерхневих шарів, що розглядаються на нано-, мікро- та мілірівнях. При цьому необхідно враховувати роботу виходу електронів, їхню дебаєвську довжину пробігу, рівень Фермі, тип контакту (омічний, нейтральний, блокуючий) і його електро- і теплопровідність, а також умови зниження трибоефекту. При цьому розглянуто утворення нових пар тертя «полімер-полімер» і «метал-метал» за рахунок масопереносу. Окрім того, необхідно враховувати ефект трибокрекінгу поверхневого шару накладки, який призводить до інтенсифікації водневого зношування особливо при температурах вище допустимої для її матеріалу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт з розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах держбюджетних науково-дослідних робіт «Наукові обґрунтування раціональних режимів роботи та вибір основних параметрів бурового обладнання», номер державної реєстрації №019511026337. У 2007 р. Згідно з грантом президента України виконано науково-дослідну роботу «Теорія, розрахунок та конструювання нових типів фрикційних пристроїв бурових лебідок», номер державної реєстрації №0107U004644. Виконано держбюджетну тему Д-4-15-Ф з терміном закінчення 01.01.2018 р. «Розробка наукових основ створення з'єднань з металополімерних композитних матеріалів та керування їх зносо-фрикційними та втомними властивостями», номер державної реєстрації №0115U002279.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з урахуванням робастних властивостей їхніх трибосистем і запобігання виникненню при цьому негативних наслідків.

Для вирішення комплексної робастної проблеми розглянуто такі задачі:

- провести системний аналіз закономірностей зміни експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма з урахуванням їхнього впливу на стан

плям контакту мікровиступів металополімерних пар тертя;

- оцінити якість фрикційних систем за допомогою прямих показників і непрямих критеріїв і відслідкувати процеси зародження і розвитку в них перехідних процесів;

- проаналізувати умови забезпечення стійкості дискретного контакту при фрикційній взаємодії мікровиступів пари тертя "накладка-обід шків" методом розширених амплітудно-фазочастотних характеристик стійкості Нейквіста;

- установити вплив збурюючих факторів на ступінь дестабілізації експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма;

- оцінити енергонавантаженість пар тертя гальм і вплив на неї умов регулювання і керування експлуатаційними параметрами;

- виконати структурно-параметричний синтез робастних систем при керуванні режимами роботи стрічково-колодкового гальма бурової лебідки;

- оптимізувати конструктивні та експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма за допомогою геометричного програмування і багатокритеріального методу;

- провести енергетичну оцінку ресурсу фрикційних накладок вузлів тертя гальма.

Об'єкт дослідження. Процеси, явища та ефекти при електротермомеханічній фрикційній взаємодії пар тертя.

Предмет дослідження. Закономірності зміни внутрішніх та зовнішніх експлуатаційних параметрів пар тертя, отриманих на основі структурно-параметричного синтезу.

Методи дослідження. При виконанні досліджень використано: аналітичний, чисельний та розрахунково-експериментальний методи встановлення закономірностей зміни внутрішніх та зовнішніх експлуатаційних параметрів пар тертя, математичної статистики та регресивного аналізу для обробки експериментальних даних; теорії: напружено-деформованого стану; теплопровідності, теплопередавальних процесів для оцінки виду супроводжуючих їх полів та виникаючих при цьому градієнтів; принципи

підходу до трибосистеми як до робастної системи, а також методи прийняття рішень при конструюванні ефективних та енергоємних важконавантажених фрикційних вузлів.

Наукова новизна отриманих результатів. Уперше теоретично обґрунтована і практично підтверджена ефективність робастного підходу до синтезу і аналізу працездатності трибосистеми, якою є фрикційний вузол, при розрахунку та проєктуванні його елементів. При цьому вперше:

- удосконалено методи розрахунку параметричного синтезу пар тертя фрикційних вузлів з урахуванням енергетичних рівнів їхніх поверхневих і приповерхневих шарів;
- запропоновано методи регулювання і керування енергонавантаженистю пар тертя стрічково-колодкових гальм при їхніх прогнозованих зовнішніх експлуатаційних параметрах, які перебувають у стійкому і стабільному стані;
- відкрито нове явище масопереносу продуктів тертя (що є збурюючим фактором) у металополімерних парах тертя стрічково-колодкових гальм;
- розроблено енергетичний метод оцінки інтенсивності зносу робочих поверхонь фрикційних накладок з одночасним вибором їх раціональних конструктивних параметрів;

Особистий внесок здобувача. Основні положення і результати дисертаційної роботи отримано здобувачем самостійно, вони полягають у такому:

- запропоновано робастний підхід з його підкатегоріями для розрахунку та проєктування фрикційних вузлів [1–4, 23, 24, 27, 28, 36, 50, 82 та ін.] з урахуванням якості процесів [20, 21, 22, 32, 33, 34, 37-39, 43, 44, 47, 49, 69-71, 74, 77 та ін.], стійкості та стабільності експлуатаційних параметрів [19, 21, 29, 30, 41, 45, 48, 51 та ін.], методи регулювання та керування експлуатаційними параметрами [10, 16, 17, 18, 25, 30, та ін.], а також режимами роботи гальма [12, 35, 73, 75, 80-90 та ін.];
- відкрито нове явище масопереносу продуктів електротермомеханічного тертя в металополімерних парах тертя гальма [6];

- оптимізовано конструктивні та експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма [26, 46, 57, 67, 68 та ін.];
- розроблено нові та вдосконалено існуючі типи фрикційних вузлів різних видів гальм з покращеними ефективністю та енергоємністю [52–56, 58–66 та ін.] й оцінено їхні величини [9, 11, 72, 78 та ін.];
- оцінено довговічність робочих поверхонь фрикційних накладок різних типів фрикційних вузлів гальм [42, 79 та ін.];

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідались і обговорювались на: 10-му та 12-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків (2011, 2015, 2023 рр., м. Львів); IV Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», (2011р., м. Вінниця); міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 50-ти річчю з дня створення кафедри машини і обладнання технологічних процесів КНУБА «Енергоощадні машини і технології» (2013 р., м. Київ); п'ятій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINT-2013)» (2013 р., м. Херсон); LXXI науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів Київського національного транспортного університету (2015 р., м. Київ); всеукраїнській науково-технічній конференції «Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку» (2015, 2017, 2022, 2023 рр., м. Дрогобич); міжнародній науково-технічній конференції "Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу" (2016 р., м. Івано-Франківськ); IV міжнародній науково-технічній конференції "Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей" (2016 р., м. Луцьк); V міжнародній науково-технічній конференції студентів та молодих вчених: «Перспективи 21 сторіччя» (19 квітня та 15 вересня 2017 р, м. Краматорськ); VI Всеукраїнській науково-практичній конференції «Перспективи інновацій у суспільстві та розвитку

технологій» (2017 р., м. Харків); Scientific thought transformation: proceedings of X International scientific conference (Morrisville, 2017 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи нарощування ресурсної бази» (ІГГ – 2018 р., м. Івано-Франківськ, 2018 р.); IX міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Проблеми та перспективи сучасної науки» (2018 р., м. Дніпро); Perspectives of science and education: proceedings of 6th International youth conference (2018 р., New York, USA); Science progress in European countries: new concepts and modern solutions: Papers of the 5th International Scientific Conference (2019 р., Stuttgart, Germany); Perspectives of science and education: proceedings of 12th International youth conference (2019 р., New York, USA); Advances of science: proceedings of articles the international scientific conference (2019 р., Czech Republic, Karlovy Vary – Ukraine, Kyiv); Dynamics of the development of world science 24 hours of participation (2020, 2021 р., Canada, Vancouver); міжнародній конференції Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України, ХНАДУ (Харків, 2023 р.), наукових семінарах кафедр: технічної механіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ); будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості цілеспрямованого розрахунку і проєктування фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма на основі:

- систематизованого визначення допустимих меж зміни динамічних і теплових параметрів та їхніх градієнтів з урахуванням причинно-наслідкового зв'язку;
- розроблення принципів вирівнювання питомих навантажень та поверхневих температур шляхом квазістабілізації їх величин за допомогою комбінованих гальмових стрічок та складених з дисків гальмових шківів;
- систематизованої послідовності закономірностей зміни основних експлуатаційних параметрів пар тертя гальма для ефективного їх проєктування;
- удосконалення і розроблення нових конструктивних типів

важконавантажених фрикційних вузлів гальмових пристроїв для: підвищення ефективності шляхом регулювання питомих навантажень і збільшення коефіцієнта взаємного перекриття; прогнозування для запобігання утворення мікротріщин на робочій поверхні ободу шківів.

Запропоновані нові типи фрикційних вузлів та гальмових шківів з можливістю керування їхніми динамічними і тепловими режимами захищено патентами на винаходи (патенти на винаходи України та Азербайджану), деякі з них відзначено обласною премією імені Г. І. Терсенова та Азербайджанської республіки).

Одержані результати впроваджено у навчальний процес при викладанні загально-інженерної дисципліни «Механіка машин» ІФНТУНГ і використано у навчальному посібнику «Курс лекцій з підйомно-транспортних машин і тестові завдання» для студентів таких напрямів підготовки: нафтогазова і гірничо-сільськогосподарське і загальне машинобудування.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 113 наукові праці, з них, 6 монографій, 3 навчальні посібники і підручники, 22 матеріалів конференцій, 7 патентів на винаходи України, та Азербайджану, 10 статей з індексом цитування Scopus; 43 статті у фахових виданнях України; 22 статті інших країн.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, восьми розділів, загальних висновків, списку використаних джерел, який містить 225 найменувань, 4 додатків. Текстову частину дисертаційної роботи викладено на 399 сторінках комп'ютерного набору, дисертація містить 106 рисунків і 33 таблиці.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Стрічково-колодкові гальмові механізми: склад, режим роботи та особливості конструкції їх вузлів

Ріст потреб у паливно-енергетичних ресурсах як в Україні, так у всьому світі потребує інтенсифікації робіт з розробки відомих та пошуку нових покладів нафти і газу. Це потребує значного збільшення об'єму експлуатаційного та глибокого буріння. У зв'язку з цим актуальним є удосконалення агрегатів та систем бурових установок для скорочення тривалості спуско-підйомних операцій і можливості швидкого відновлення працездатності вузлів з малим ресурсом.

Головними гальмами бурових лебідок є стрічково-колодкові гальма, фрикційні вузли яких поглинають до третини усієї кінетичної енергії при спуску колони бурильних труб у свердловину. Високі динамічні й теплові навантаження, а також швидкості ковзання при фрикційній взаємодії пар тертя гальм спричиняють їх інтенсивне зношування. При цьому зношування робочих поверхонь фрикційних накладок відбувається у 8-10 разів швидше, ніж робочої поверхні ободу шківів.

Рациональне проектування різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм на науковій основі можливе тільки з урахуванням складної багаторівневої ієрархічної системи бурової установки, до складу якої входить бурова лебідка (рис. 1.1 а). З використанням системного підходу аналізують вимоги, що висувуються до стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, його окремих вузлів та елементів, досліджують умови їх роботи і визначають фактори і ступінь їх впливу на ефективність фрикційних вузлів у процесі експлуатації обладнання. Вплив фізико-хімічних і термодинамічних параметрів навколишнього середовища на властивості проєктованих фрикційних вузлів враховується за допомогою контролю зміни зовнішніх (експлуатаційних) пара-

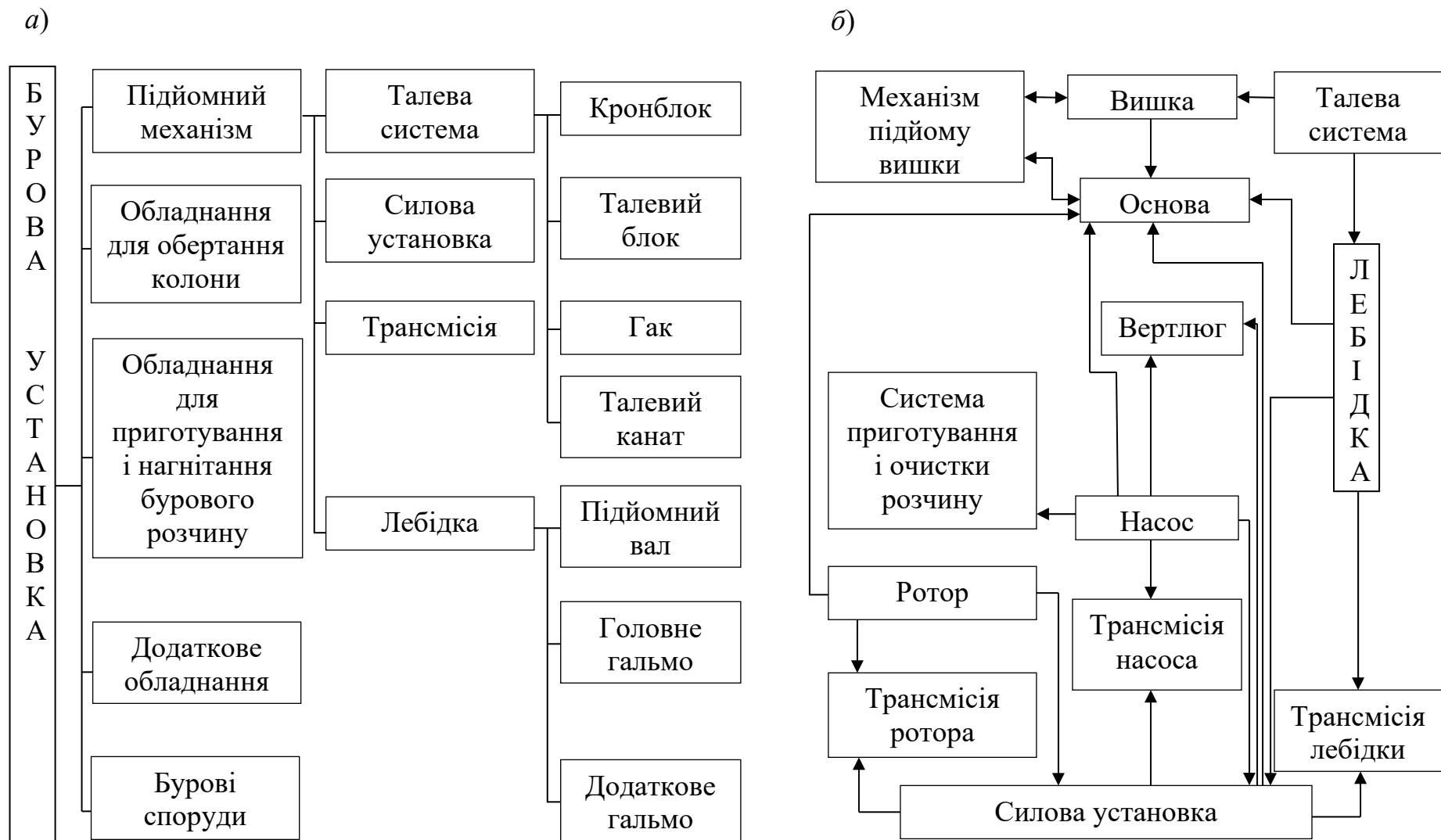


Рисунок 1.1 – Підсистеми а) – бурової установки, б) – взаємозв'язок між ними

метрів. Вони впливають на внутрішні параметри фізичної моделі. Внутрішні параметри для нижніх рівнів є зовнішніми для верхніх рівнів. Зазначені фактори на фрикційні вузли впливають по-різному і залежать від стану, в якому вони знаходяться (замкненому, розімкненому, рухомому, нерухомому). Тому фізична модель фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм має бути просторовою, зумовленою технічними умовами, які регламентуються при проєктуванні. При цьому необхідно виявити всі суттєві взаємозв'язки між підсистемами бурової установки, які визначаються її функціональною схемою (рис. 1.1 б) і чітко усвідомити роль і значення у ній стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Системний аналіз фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм проводиться з обов'язковим урахуванням таких принципів синергетики: ієрархічності, нелінійності, нестійкості, замкнутості. При вирішенні трибологічних задач застосовуються п'ятирівневі ієрархічні моделі, розділені на верхні та нижні рівні [192]. Верхнім рівнем є геометричний, який враховує макро- та мікрогеометрію робочих поверхонь трибоспряження. Наступними рівнями є: динамічний, де розглядаються різні схеми взаємодії пар тертя фрикційних вузлів; енергетичний з усіма зв'язками, які зумовлюють генерацію електричних струмів, акумулювання і розсіювання теплоти, а також розподіл її між елементами пари тертя при їх взаємодії з навколишнім середовищем. Нижній рівень є узагальнюючим та інформаційним, оскільки дозволяє оцінити вплив верхніх рівнів на вихідні параметри досліджуваної трибологічної системи (силу тертя, динамічний коефіцієнт тертя, гальмовий момент, поверхневу температуру, інтенсивність зношування і таке ін.).

За результатами такого аналізу виявляються зв'язки між експлуатаційними параметрами і підбираються керуючі впливи (перерозподіл питомих навантажень, вирівнювання поверхневих температур пар тертя) для отримання раціональних зносо-фрикційних характеристик трибоспряження. Особливу увагу при цьому необхідно звернути на перехідні процеси при динамічному і тепловому навантаженні пар тертя фрикційних вузлів гальма, які

проявляються в стрибкоподібній зміні їх експлуатаційних параметрів.

Основною вимогою, яка висувається до фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, є їх надійність, що забезпечує безпеку і безаварійність робіт. Практика буріння свердловин у зонах холодного і спекотного клімату показала недостатню надійність гальмівних систем бурових лебідок установок HR-500, HR-5000; Уралмаш: 2500/160 ЕСК-БМ4; 3000 ЕУК; 3900/225 ЕК-6М; 5000/320ЕК-БМ4 з паралельними ешелонами та ін. ближнього і далекого (лебідки фірм "National", "Oilwell", "Continental-Emcoo", "Mid-Continent", "Gardner-Denver") зарубіжжя. Діаметри робочої поверхні ободу шківа $d_{ш}=1070,0-1680,0$ мм, ширина ободу $b=213,0-318,0$ мм, шківи виготовлені зі сталей 35Л, 35ХНЛ, 35ХМЛ та ін.

Дослідження показали, що інтенсивність руйнування шківів зі сталі 35Л різко зростає вже при температурі $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче, а зі сталі 35ХНЛ – при $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче, хоча завод-виробник розглянутих гальмових шківів гарантує їхню надійну роботу при температурі $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Західний Сибір відноситься до зони з дуже холодним кліматом, де обладнання повинно зберігати працездатність при температурі $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 1.2 наведено схеми: а) - спуско-підйомного комплексу з талевою системою; б) - кінематична стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5; в) – стрічково-колодкового гальма лебідки.

Розглянемо конструкцію і роботу серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (див. рис. 1.2 б).

Серійні стрічково-колодкові гальма бурової лебідки працюють так. Переміщенням важеля 19 здійснюється поворот колінчастого вала 11, в результаті якого бурильник зтягує гальмові стрічки 8 з фрикційними накладками 10, і вони сідають на гальмові шківи 7. Процес гальмування стрічково-колодковими гальмами характеризується такими стадіями: початковою (першою), проміжною (другою) і заключною (третьою).

У початковій стадії гальмування фрикційні накладки 10, розташовані у середній частині гальмової стрічки 8, взаємодіють з робочою поверхнею

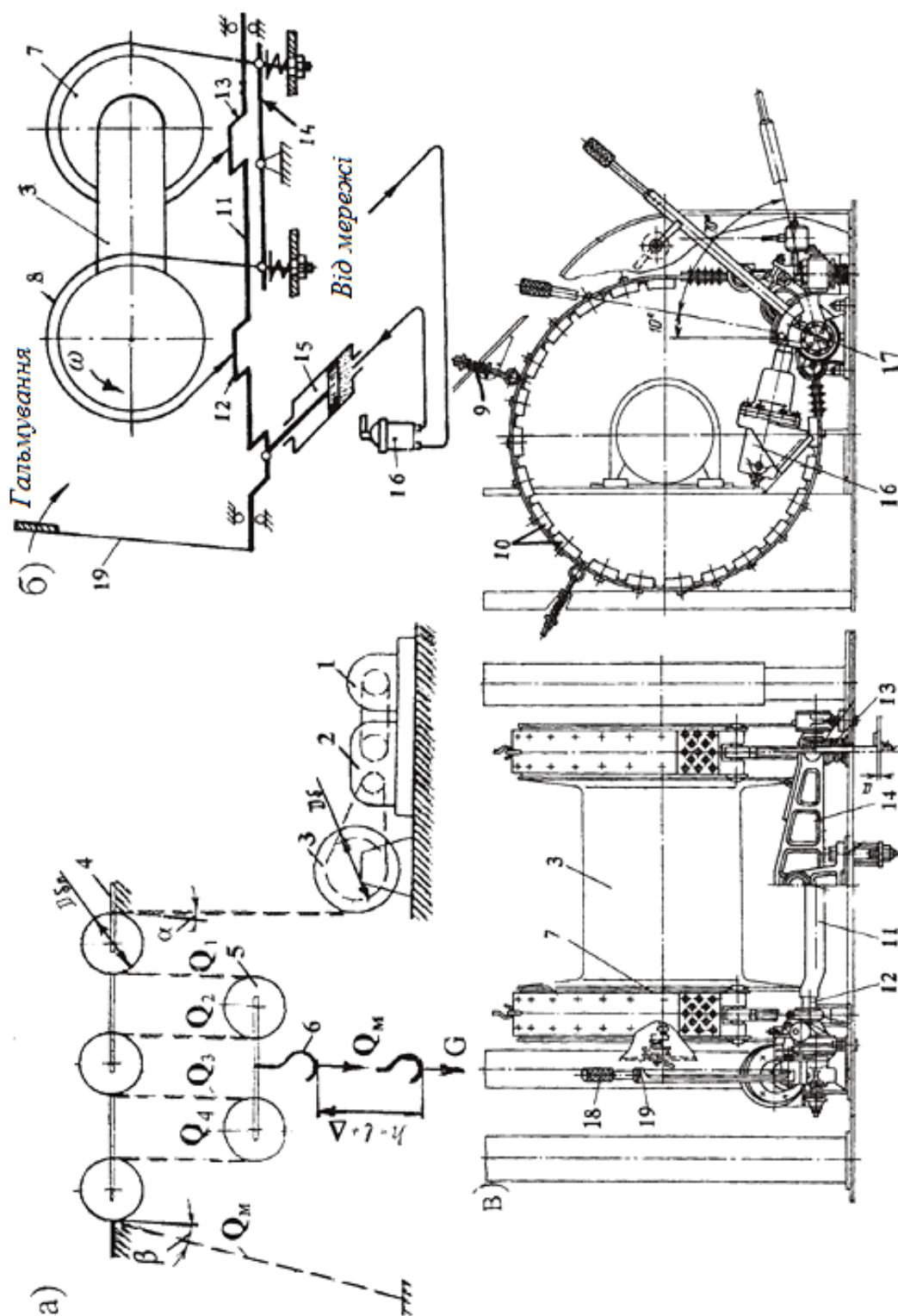


Рисунок 1.2 – Схеми а) – спуско-підйомного комплексу з талевою системою в залежності від положення каната ; б) – кінематична стрічково-колодкового гальма лебідки У2-5-5; в) – стрічково-колодкові гальма: 1 – двигуни; 2 – редуктор; 3 – барабан лебідки; 4 – кронблок; 5 – талевий блок; 6 – буровий гак; 7, 8 – гальмові шків, стрічка; 9 – підресорна відтяжка; 10 – фрикційні накладки; 11, 12, 13 – колінчастий вал та його мотилеві шийки; 14 – балансири; 15 – пневматичний циліндр; 16 – кран бурильника; 17 – зубчатий сектор; 18, 19 – рукоятка важеля та важиль

гальмування

гальмового шків 7. Фронт фрикційної взаємодії поширюється в бік набігаючої гілки I стрічки 8.

Проміжна стадія гальмування характеризується подальшим поширенням фронту фрикційної взаємодії у бік накладок збігаючої гілки II стрічки 8.

На заключній стадії гальмування майже всі нерухомі накладки стрічки 8 взаємодіють з робочою поверхнею ободу шків 7, який обертається. При пригальмовуванні послідовність входження поверхонь тертя накладок в контакт з робочою поверхнею ободу шків є аналогічною. Цикл гальмування вважають завершеним, коли гальмові шків з барабаном лебідки стають нерухомими.

Робота фрикційних вузлів гальмових пристроїв на різних стадіях гальмування супроводжується складними процесами тертя, теплообміну і зносу в умовах високих температур і навантажень. У всьому цьому розмаїтті важливо визначити границі енергонавантаженості та зносо-фрикційних властивостей металополімерних пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, за яких гальма зберігають надійність.

1.2 Навантаженість пар тертя гальмових пристроїв та її вплив на зміну експлуатаційних параметрів

При відносному ковзанні двох контактуючих поверхонь на мікрорівнях поверхонь тертя відбувається втрата механічної енергії через електротермомеханічне тертя. Частина енергії під дією електричних і теплових струмів переходить крізь плями контактів мікрорівнів в їхнє тіло, сприяючи зростанню об'ємної температури.

Основними джерелами сухого тертя плям контактів мікрорівнів пар тертя є граничні зв'язки на поверхні розділу шарів контактуючих поверхонь і деформації матеріалів у зонах контакту мікрорівнів.

Перше із зазначених джерел сприяє зростанню енергії

електротермомеханічного тертя через незворотні процеси, ефекти і явища, пов'язані з виникненням і розривом адгезійних зв'язків на плямах контактів мікровиступів пар тертя. Друге джерело включає пружно-пластичну деформацію у зв'язку із зануренням мікровиступів робочої поверхні металевого елемента тертя у поверхню полімерної накладки і пластичну деформацію приповерхневого шару через дію поверхневих механічних і температурних напружень. У поверхневих і приповерхневих шарах металополімерних пар тертя генерується і акумулюється енергія, яка витрачається на роботу, виконувану при пружно-пластичній деформації фрикційно-взаємодіючих мікровиступів поверхонь тертя. За даними І. В. Крагельського утворюється деяке "третє тіло", присутнє на поверхні розділу ковзаючих шарів. Воно може складатися з продуктів зносу. Поверхневі зв'язки, деформації і напруження впливають на величину енергії електротермомеханічного тертя. Вони присутні у всіх трибоспрямленнях сухого тертя, хоча їхні відносні величини є змінними.

Проаналізуємо зміну експлуатаційних параметрів пар тертя гальмових пристроїв на макрорівні. Ефективність стрічково-колодкового гальма бурової лебідки у значній мірі залежить від піддатливості гілок гальмової стрічки. Вона під дією розтягуючих зусиль, які діють на кінцях набігаючої і збігаючої гілок, подовжується. Унаслідок затягування гальмової стрічки виникають імпульсні нормальні притискні зусилля N між робочими поверхнями фрикційних накладок і біговою доріжкою тертя гальмового шківа. Різниця зусиль натягу гілок гальмової стрічки визначає усереднену імпульсну силу тертя F_T , яка діє на дузі обхвату стрічкою шківа. Імпульсні сили тертя F_T і нормальна сила N визначають величину динамічного коефіцієнта тертя фрикційних вузлів. Від сили тертя F_T залежить величина гальмового моменту, який розвивають фрикційні вузли гальма. Величина відношення зусиль натягу набігаючої гілки S_H стрічки до зусиль натягу її збігаючої гілки S_3 істотно впливає на розподіл питомих навантажень у парах тертя гальма.

М. Я. Іткіс [94] вказує на те, що питомі навантаження у серійному

стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки на набігаючій поверхні накладки є більшими, ніж на збігаючій поверхні сусідньої накладки у z разів. Проте він не наводить значення цього параметра. Окрім того, з цим твердженням важко погодитися, особливо для випадку, коли $z \gg 1,0$. Це пов'язано з тим, що зазори між бічними поверхнями сусідніх накладок у порівнянні з радіальними розмірами поверхонь тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки є досить малими. У зв'язку з цим, а також з урахуванням піддатливості гальмової стрічки можна стверджувати, що величина питомого навантаження збігаючої поверхні попередньої накладки майже дорівнює питомому навантаженню набігаючої поверхні наступної накладки. Тобто, дійсно, при переході від накладки до накладки по довжині гальмової стрічки питомі навантаження змінюються стрибкоподібно, проте не в декілька разів. Результати досліджень [150] показали, що ці зміни є не тільки стрибкоподібними, а й носять хвильовий характер з різними амплітудами і періодами.

Особливий інтерес представляє питання визначення знаку напрямку дії питомих навантажень, що виникають у парі тертя "накладка-шків".

Згідно з [113] проаналізуємо взаємодію пар тертя у серійному гальмі з точки зору зміни питомого навантаження, що розподіляється по довжині дуги обхвату накладкою шківів. Накладка стрічково-колодкового гальма має два ступеня вільності: вона рухається зворотно-поступально у радіальному напрямку і коливається (має можливість зворотно-обертального руху) навколо точки опори. У незамкнутому (розгальмованому) стані стрічково-колодкового гальма накладка 2 вільно звисає на планках кріплення 4 (рис. 1.3). Між стрічкою 3 і зовнішньою поверхнею накладки 2, а також між робочими поверхнями накладки 2 і шківів 1 є зазори, величина яких регулюється при їх монтуванні.

При гальмуванні набігаюча кромка 5 накладки 2 самопритискається до робочої поверхні ободу шківів, що спричиняє її обертання навколо точки опори O , яка належить серединній лінії стрічки 3. Зона самопритискання набігаючої ділянки поверхні накладки є найбільш навантаженою, саме на ній

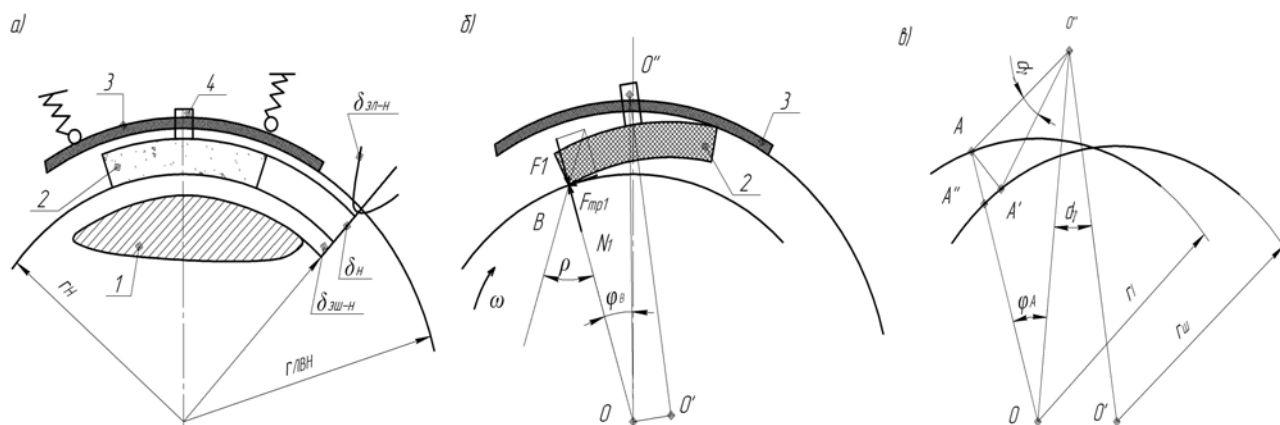


Рисунок 1.3 – Положення фрикційної накладки відносно поверхонь гальмової стрічки і шківів а) - у розгальмованому стані; б) - у початковий момент гальмування під дією сил; в) - схема зміни положення довільної точки A накладки при її повороті на нескінченно малий кут $d\gamma$: 1 – гальмовий шків; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмова стрічка; 4 – кріпильні планки накладки

виникають максимальні питомі навантаження при взаємодії з ободом шківів. По мірі розтягування гальмової стрічки права частина накладки притискається до робочої поверхні ободу шківів, внаслідок дії реактивних сил зазначена ділянка накладки самовідтискається. Це супроводжується зміною питомих навантажень на дузі охоплення накладкою шківів не тільки за величиною, а й за напрямком.

Максимальним значенням питомих навантажень, що виникають на спряжених поверхнях, відповідають максимальні деформації більш м'якого матеріалу пари тертя.

Розглянуто довільну точку A робочої поверхні накладки, яка перебувала у зоні її самопритискної ділянки (див. рис. 1.3 в). Приймаємо умову, що деформації накладки є пружними і підпорядковуються закону Гука. Після визначення елементарної притискної сили між точкою A накладки і шківом і встановлення напрямку розповсюдження радіальної деформації накладки, зумовленої появою нормальних навантажень, отримали вираз для питомого навантаження в довільно обраній точці робочої поверхні накладки:

$$p_A = \frac{\sqrt{r_1^2 \left(r_{лвн} + \frac{\delta_{л}}{2} \right)^2 - 2 \cdot r_1 \cdot p_1 \cdot \left(r_{лвн} + \frac{\delta_{л}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_A \cdot \sin \frac{d\gamma}{2} \cdot \sin(\varphi_A + \rho) \cdot E}}{d\delta}, \quad (1.1)$$

де E – модуль пружності першого роду фрикційного матеріалу.

Проаналізуємо взаємозв'язок геометричних параметрів вищенаведеної залежності. Кут φ_A повороту накладки є максимальним у початковий момент гальмування, і зі збільшенням зусилля затягування стрічки він наближається до нуля, отже $\sin \varphi = 0$, тобто точка границі контакту накладки з ободом шківа стрімко наближається до її збігаючої кромки. При віддаленні довільно розглядуваної точки робочої поверхні накладки від її набігаючої кромки кут φ_A зменшується, синус цього кута також зменшується, при цьому косинус зростає, це зумовлює зменшення величини питомого навантаження. Необхідно зауважити, що у правій частині накладки відносно прямої $00'$ кут φ_A стає від'ємним, Якщо у цій частині накладки $|\varphi_A| \geq p$, то вона під час гальмування є відтиснутою від робочої поверхні шківа.

Значення динамічного коефіцієнта тертя для пари тертя змінюється в залежності від температури фрикційного вузла гальма. Зі зростанням поверхневих температур динамічний коефіцієнт тертя зменшується. Отже для перегрітих шарів полімерних накладок, розташованих на набігаючій гілці гальмової стрічки, явище самовідтискання певної ділянки накладки настає швидше, і протяжність вказаної ділянки є більшою, ніж для ділянок накладок збігаючої гілки стрічки.

Відомо, що при визначенні зусиль розтягу гілок гальмових стрічок і гальмових моментів, які розвивають різні типи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, користуються значенням динамічного коефіцієнта тертя ковзання. Останній є чутливим до багатьох експлуатаційних параметрів та умов роботи фрикційних вузлів гальма (поверхневої температури, швидкості ковзання, питомих навантажень, стану поверхневих шарів і матеріалів пар тертя, вібрації та ін. [162]), які змінюються у широких межах і фактично є малокерованими. Розглядувані аналітичні залежності містять "керований" параметр – динамічний коефіцієнт тертя, який за своєю природою не є таким. Тому значення експлуатаційних параметрів є випадковими числами і не тільки через значні зміни динамічного коефіцієнта тертя. Так, наприклад, вібрації

стрічки у фрикційному вузлі у кожен момент часу змінюють величини і напрямки дії сил і моментів. Це підсилює випадковий характер експлуатаційних параметрів і вказує на те, що вони є імпульсними.

Проаналізуємо залежності для визначення зусиль розтягу гальмових стрічок і гальмових моментів у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

На даний час для розрахунку стрічково-колодкових гальм використовуються формули: $S_H = S_3 \cdot e^{f\alpha}$ (1.2) і $M_{\Gamma} = S_H \cdot R_{\text{ш}}(1 - e^{-f\alpha})$, (1.3)

де S_H , S_3 – зусилля розтягу набігаючої та збігаючої гілок стрічки; e – основа натурального логарифма; f – динамічний коефіцієнт тертя; α – кут обхвату накладками ободу шківа; M_{Γ} – гальмовий момент; $R_{\text{ш}}$ – радіус робочої поверхні ободу шківа. Вони не є повністю справедливими [7], оскільки елементи тертя фрикційних вузлів у порівнянні з ниткою мають великі товщини і жорсткість при згині, накладки на дузі охоплення розміщені з проміжками, ділянки стрічки по периметру мають різну піддатливість. На даний час існує значна кількість розрахункових залежностей для визначення гальмових моментів і зусиль розтягу стрічок для різних типів фрикційних вузлів гальма, проте усі вони потребують уточнення.

Особливе місце у [46] відведено фрикційним вузлам з рухомими накладками на шківі, в яких використано вільні від накладок гальмові стрічки. Отримані залежності відносяться до багаторядних фрикційних вузлів гальм, з яких виділено невідпружинені накладки, розташовані на робочій поверхні ободу шківа, який має спеціальні виступи для запобігання випадання накладок з обойми ободу.

Залежності, отримані в [113], дозволяють визначати гальмові моменти у статиці, які розвиваються серійними і багатопарними фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма, а також зусилля натягу набігаючої і збігаючої гілок гальмової стрічки на етапах гальмування.

На рис. 1.4 наведено закономірність зміни гальмового моменту в залежності від діаметра гальмового шківа і типу гальмової стрічки. Цю

закономірність отримано за таких експлуатаційних параметрах фрикційних вузлів: питомі навантаження $p=0,8$ МПа, динамічний коефіцієнт тертя ковзання $f=0,35$, кут обхвату стрічкою ободу шківів $\alpha=270^\circ$.

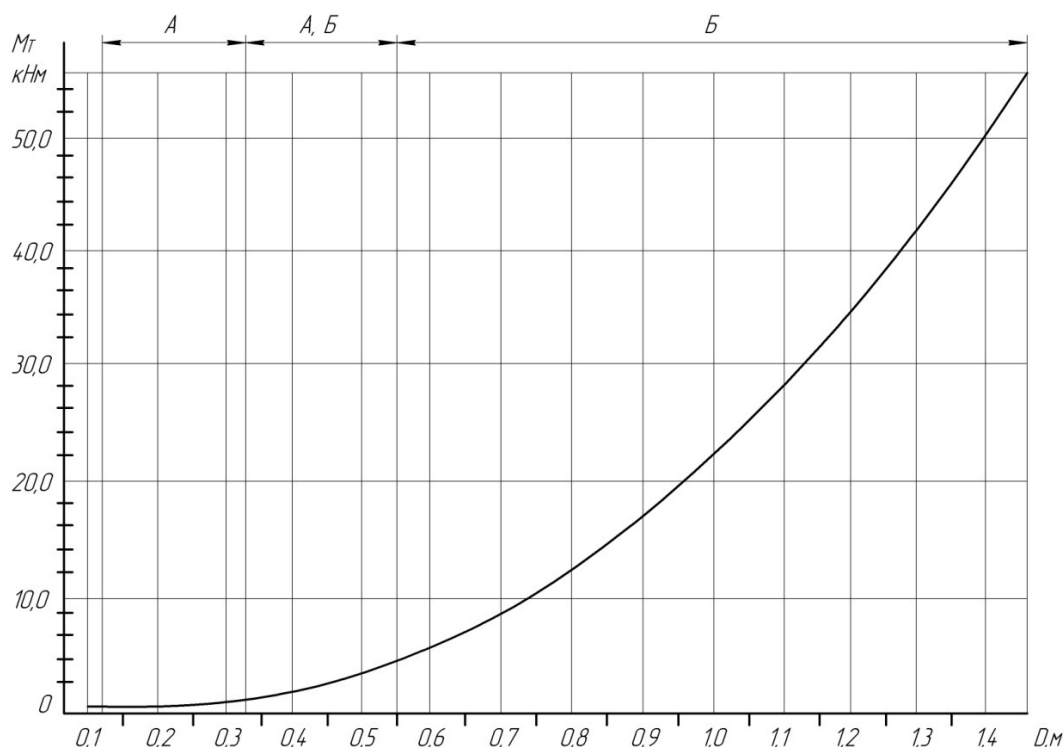


Рисунок 1.4 – Закономірності зміни гальмового моменту в залежності від діаметра гальмового шківів і типу гальмової стрічки (А – суцільна; Б – складена з двох частин і скріплена з пружиною віссю або болтами)

Установлено, що в області гальмових моментів від 5,0 до 55,0 кНм зі збільшенням діаметра шківів від 0,3 до 1,45 м перевага віддається гальмовій стрічці типу Б, яка складена з двох частин і скріплена з пружиною віссю або болтами. Така стрічка забезпечує більший динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма за рахунок зменшення загальної деформації двох складених стрічок.

У табл. 1.1 наведено конструктивні параметри елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм при реалізації заданих гальмових моментів [5]. Діапазоні змінюваних параметрів: гальмових моментів – від 0,7 до 4,0 кНм, діаметрів шківів – від 100 до 800 мм, ширини стрічки – від 30 до 150 мм та її товщини – від 3 до 10 мм. При цьому інсталяційний радіальний зазор між

тертьовими поверхнями пар тертя коливався від 0,8 до 1,5 мм.

Таблиця 1.1 – Конструктивні параметри елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм при реалізації заданих гальмових моментів

Діаметр гальмового шківа, $D_{ш}$, мм	100-200	250-320	400-500	630-800
Гальмовий момент, M_G , кНм	0,7-0,86	1,4-1,6	1,8-2,1	2,8-4,0
Ширина стрічки, b , мм	30-70	70-90	90-110	120-150
Товщина стрічки h , мм	3-4	4-6	4-7	6-10
Установчий радіальний зазор ϵ_p , мм	0,8	1,0	1,25	1,5

Гальмові стрічки нових кінематичних схем зумовлюють позитивну зміну динамічних параметрів багатопарних вузлів тертя гальма й експлуатаційних параметрів основної пари тертя "шків - накладка", що не досліджено іншими ученими.

Знання закономірностей зміни основних динамічних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволяє перейти до аналізу механізму зношування робочих поверхонь пар тертя гальма.

1.3 Робастні системи та їх складові в різних галузях техніки

Робастний підхід до розрахунку, проектування й експлуатації фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм є досить новим напрямком досліджень. Він враховує стан поверхневих і приповерхневих шарів, пов'язаний з якістю фрикційних поверхонь, стійкістю і стабілізацією експлуатаційних параметрів. Він дозволяє здійснювати раціональне регулювання і цілеспрямоване керування експлуатаційними параметрами при електротермомеханічному терті. У кінцевому підсумку проводиться оптимізація конструктивних й експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

Основою для її проведення є структурно-параметричний синтез фрикційного вузла гальма.

Одним з найпоширеніших напрямків створення сучасних систем стабілізації є параметричний синтез робастних систем, малочутливих до варіацій параметрів системи і до відхилень параметрів моделі системи від її реальних значень. Синтез таких систем ґрунтується на мінімізації H_∞ – норми матричної переданої функції замкнутої системи. Відомий також підхід до синтезу сучасних систем, який ґрунтується на мінімізації H_2 – норми матричної переданої функції замкнутої системи, яка характеризує точність системи. З точки зору організації обчислювальних алгоритмів H_∞ -оптимізація є значно складнішою за H_2 -оптимізацію. Оптимізація кожного з розглянутих методів має свої переваги. Методи синтезу на основі мінімізації H_2 -норми забезпечують високу точність синтезованої системи, але при цьому вона залишається чутливою до зовнішніх збурень і до параметричних збурень об'єкта керування.

Застосування H_∞ -норми дозволяє забезпечити стійкість системи до зовнішніх збурень за умови її параметричної невизначеності.

Оптимізація за змішаними критеріями дозволяє поєднувати ці переваги. Тоді синтезована система може характеризуватися оптимальною якістю за умови можливості її функціонування при наявності збурень.

Створенню робастних систем присвячено велику кількість наукових робіт. Основним твердженням, яке визначило виникнення теорії робастності, є теорема Харитонова, вперше сформульована у [3]. Існує три основних напрямки розвитку теорії робастності. Перший ґрунтується на понятті багатовимірної границі стійкості. Другий використовує поняття структурованого сингулярного числа. Третій пов'язаний із застосуванням лінійних матричних нерівностей.

Одна з центральних ідей, на якій засновані методи аналізу робастної стійкості, випливає з поняття критерію стійкості Нейквіста, на якому ґрунтується теорема про малий коефіцієнт посилення [14].

Загальні проблеми синтезу робастних оптимальних систем керування

досліджено у [49 та ін.].

Особливості проектування робастних систем стабілізації, зокрема характеристик H_2 , H_∞ і змішаної H_2/H_∞ -оптимізації та їх порівняльний аналіз наведено у [55].

Для створення стійкої до збурень системи потрібно використовувати процедуру синтезу стохастичної системи.

Результати досліджень особливостей збуреного руху автотранспортних засобів наведено у [124]. Дані досліджень збурень, типових для руху досліджуваних об'єктів, наведено у [115]. Процедури параметричного і структурно-параметричного синтезу робастних систем керування літальними апаратами широкого класу на підставі змішаного H_2/H_∞ -підходу наведено у [55, 115 та ін.]. Для фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки проблема розроблення відповідних процедур для систем стабілізації наземних рухомих об'єктів залишається актуальною. У стрічково-колодковому гальмі рухомих об'єктом є гальмовий шків.

У [113] визначено відмінні риси оптимальних робастних систем. Розглянуто види невизначеностей. Визначено норми робастної стійкості H_∞ і H_2 . Завдання синтезу робастного регулятора при параметричній невизначеності зводиться до вирішення рівняння Лур'є-Ріккати, яке гарантує робастність на певній множині його параметрів. Наводиться фізичний зміст H_∞ -норми як максимального значення амплітудно-частотної характеристики. Розглянуто сенс синтезу робастного керування у формі функції від стану і моментів часу для випадків повного і неповного вимірювання вектора стану об'єктів (серед інших і сільськогосподарського призначення). Для останніх розглянуто властивості спостерігачів.

Актуальною проблемою подальшого розвитку приладобудування є дослідження і розроблення сучасних систем стабілізації інформаційно-вимірювальних пристроїв широкого класу, встановлених на рухомих об'єктах [60]. Широке використання обчислювальних засобів є сучасною тенденцією створення систем керування і стабілізації. Це спонукає до необхідності

створення дискретних систем стабілізації інформаційно-вимірювальних пристроїв. При цьому мають місце деякі особливості, які вимагають додаткових досліджень.

У системах дослідженого типу цифровий блок керування на основі мікропроцесора або ЕОМ у режимі реального часу функціонує спільно з безперервним об'єктом стабілізації, тобто являє собою гібридну систему. Існує два підходи до дослідження таких систем [124]. При першому підході виконують перехід до єдиної, тобто дискретної форми математичного опису як цифрового блоку керування, так і об'єкта стабілізації. Другий підхід передбачає дослідження безперервної системи і відповідно синтез безперервних законів стабілізації. Далі здійснюється перехід до дискретного закону стабілізації і дослідження динаміки отриманої безперервно-дискретної системи. Цей підхід отримав назву "метод безперервних моделей" [124, 98]. Його доцільно використовувати для вирішення завдань синтезу дискретних систем стабілізації за аналоговим прототипом.

Створення сучасних систем керування взагалі і стабілізації зокрема неможливо без використання засобів автоматизованого проєктування. Зазвичай процес проєктування складної системи керування на ранніх етапах її створення вимагає використання двох типів моделей: лінеаризованих, за допомогою яких можна виконувати аналіз і синтез проєктованої системи, і нелінійних, наявність яких дозволяє відтворити процеси стабілізації, наближені до процесів у реальних системах. Моделі другого типу дозволяють перевірити результати відповідних процедур синтезу.

Праці [112, 115] присвячено структурно-параметричному синтезу робастних законів керування малими літаками для вирішення завдань у тих випадках, коли стандартні закони керування польотом не можуть бути застосовані або не забезпечують бажаної якості керування.

Структурно-параметричний синтез робастної системи керування складається з двох етапів:

1. Синтез оптимальної системи керування з використанням теореми

розділення (синтез фільтра Калмана і оптимального детермінованого регулятора) з метою визначення вектора початкових наближень для процедури робастної оптимізації.

2. Робастна оптимізація закону керування.

З метою забезпечення можливості реалізації отриманих законів керування на простому бортовому комп'ютері здійснено зниження порядку синтезованих регуляторів.

Для випадку, коли необхідно отримати простіший закон керування, розроблено математичну процедуру синтезу оптимальних систем керування з використанням спостерігача Люенбергера з метою отримання нульового наближення для процедури робастної оптимізації.

За допомогою розроблених методик вирішено практично важливе завдання синтезу системи керування польотом малих безпілотних літальних апаратів зі спрощеною системою датчиків. Це дозволяє не використовувати дорогі триступеневі гіроскопи або безплатформенні курсовертикалі. Для синтезованих законів керування здійснено аналіз динаміки замкнутої системи, що дозволило оцінити точність характеристик параметрів процесів керування за умови впливу детермінованих і стохастичних збурень. Досліджено вплив початкових даних, а саме даних про турбулентність атмосфери, на якість керування синтезованих систем і проведено аналіз отриманих результатів.

Динаміку синтезованих систем промодельовано з урахуванням різного роду нелінійностей, характерних реальному об'єкту, з включенням механізмів узгодження та інших систем, що не враховуються при синтезі. Моделювання виконано для випадків польоту літака у турбулентній і спокійній атмосферах.

Методи адаптивного керування були активною областю дослідження протягом минулих десятиліть. Стійкість, як і оптимальність (субоптимальність) і робастність адаптивного керування лінійними стаціонарними об'єктами без обмежень величини керуючого впливу, вивчалися і представлені в [117]. Граничну обмеженість стійкості в сенсі, що стосується дискретних адаптивних систем керування, які містять вхід з насиченням для певного класу об'єктів з

використанням прямого адаптивного підходу, наведено у [174], з непрямим підходом – у [172]. Проте у цих працях не доведено, що помилки щодо виходу і послідовності керуючих дій, сходяться. Виявляється, що ці сигнали хоча і залишаються обмеженими, такі системи керування, можливо, не асимптотично стійкі, навіть коли об'єкт, параметри якого відомі, є стійким і мінімально-фазовим. Більш того, на відміну від їх аналогів без обмеження по входу ні оптимальність, встановлена у [168], ні навіть субоптимальність, обґрунтування якої можна знайти у [172], не можуть бути досягнуті при довільних обмежених збуреннях, якщо їх «рівень» є досить великим, в той час, як вони будуть асимптотично стійкими у разі відсутності таких збурень.

Значного прогресу у забезпеченні бажаної граничної поведінки адаптивних систем керування з обмеженням по входу типу насичення досягнуто у [174]. Її автори встановили умову, за якої у разі відсутності збурень помилка щодо виходу зводиться до нуля, а керуючий вхід припиняє насичуватися по досягненні кінцевого часу. Нові результати отримано цими ж авторами для випадку обмежених збурень деякого класу [205]. Нажаль, тут немає конструктивних оцінок поведінки таких систем в асимптотиці для даного випадку. Отже питання про те, за яких умов можна отримати в разі обмежених збурень бажані асимптотичні властивості адаптивної системи керування з обмеженим входом, зокрема субоптимальність, поки ще не вирішені.

У [204] розглянуто адаптивну систему керування, яка містить деякий дискретний лінійний стаціонарний об'єкт з довільними обмеженими збуреннями, керуючий вхід якого обмежений у певних межах. Установлено достатні умови, які гарантують глобальну асимптотичну стійкість і одночасно субоптимальність замкнутої системи. Наведено чисельні приклади і результати моделювання.

У [113] з урахуванням кінематики і динаміки переміщення кронблока талевої системи спуско-підйомного комплексу бурової установки оцінено адаптивну стійкість його експлуатаційних параметрів. При цьому розглянуто: схему сил, що діють на елементи спуско-підйомного комплексу бурової

установки при спуску бурильної колони у свердловину; діаграму зміни кінематичних параметрів (переміщення, швидкості і прискорення) гакоблока при спуску колони бурильних труб на довжину однієї свічки; встановлено закономірності для визначення раціональних режимів спуску бурильної колони. Кінематичні й динамічні параметри спуску колони бурильних труб у свердловину оцінювалися на трьох етапах.

Знання закономірностей зміни кутової швидкості шківа стрічково-колодкового гальма дозволяє встановити зв'язок між експлуатаційними параметрами при гальмуванні і параметрами механічної системи гальма, які забезпечують його працездатність. Досліджено квазілінійний закон зменшення швидкості гальмового шківа на ділянці уповільнення під час спуску завантаженого елеватора (без урахування гальмового моменту, який розвиває гідродинамічне гальмо). Експлуатаційні параметри гальмової системи групувалися так.

Перша група: режим обертання гальмового шківа; час гальмування; натяг гілок гальмової стрічки; закономірності зміни питомих навантажень у парах тертя; закономірності зміни гальмових моментів у парах тертя; коефіцієнт запасу гальмового моменту; закономірності зміни роботи тертя; зусилля, яке прикладається до важеля керування гальмом; коефіцієнт корисної дії гальма.

Друга група: коефіцієнт запасу міцності поперечного перерізу гальмової стрічки; деформація гальмової стрічки; деформація фрикційної накладки; загальна деформація елементів гальмової системи.

Третя група: теплота і температура, а також їх розподіл по поверхні і товщині ободу шківа; інтенсивність теплообміну; коефіцієнт розподілу теплових потоків у фрикційних вузлах гальма; теплові деформації і напруження ободу шківа і фрикційної накладки.

Четверта група: знос робочих поверхонь фрикційних накладок від механічного і теплового факторів.

Для розгляду стрічково-колодкового гальма як адаптованої системи керування його експлуатаційними параметрами необхідно мати банк

експериментальних даних і удосконалені методики розрахунку при квазілінійних законах зниження швидкості гальмового шківів на ділянці уповільнення.

Для раціонального регулювання і цілеспрямованого керування режимами спуску колони труб спуско-підйомного комплексу бурової установки необхідно скористатися робастним підходом до трибосистеми стрічково-колодкового гальма за рахунок зміни якості та стійкості й стабілізації його експлуатаційних параметрів.

1.4 Робастний підхід до трибоспряжень стрічково-колодкового гальма при дослідженні впливу збурюючих факторів

Вплив збурюючих факторів та їх наслідки при робастному підході до трибоспряжень стрічково-колодкового гальма необхідно розглядати з позицій нерівноважної трибології. Збурюючі фактори класифікуємо за їх дією на елементи фрикційного вузла, а саме на:

- гальмову стрічку:

зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілок і супутні їм експлуатаційні параметри; змінні механічні деформації і напруження; коливання гілок стрічки;

- гальмовий шків:

сталі механічні напруження ободу; змінні поверхневі і глибинні температурні градієнти ободу; термопружна нестійкість ободу; змінні температурні деформації і напруження в ободі шківів;

- полімерний елемент тертя:

рівноважна і нерівноважна статистична механіка; термодинамічна границя поверхневих температур; механізм іонно-електронної теплової поляризації.

Проаналізуємо результати теоретичних й експериментальних досліджень властивостей робастних трибосистем стосовно пар тертя стрічково-колодкового гальма, отримані іншими дослідниками.

У [7] отримано типові густини розподілу вершин і западин мікронерівностей поверхні тертя (рис. 1.5 а, б). Плавними лініями позначено густини розподілу вершин і западин мікронерівностей, які описуються такими залежностями:

$$\varphi'_{nu}(u) = \frac{(u/u_S)^{\alpha_1-1} (1-u/u_S)^{\beta_1-1}}{B(\alpha_1, \beta_1)}; \quad (1.4)$$

$$\varphi'_{nv}(v) = \frac{(v/v_S)^{\alpha_2-1} (1-v/v_S)^{\beta_2-1}}{B(\alpha_2, \beta_2)}, \quad (1.5)$$

де u_S, v_S – відповідно, рівні насичення вершин і западин; $B(\alpha_i, \beta_i)$ – бета функція, α_i, β_i – константи, визначаються експериментальним шляхом.

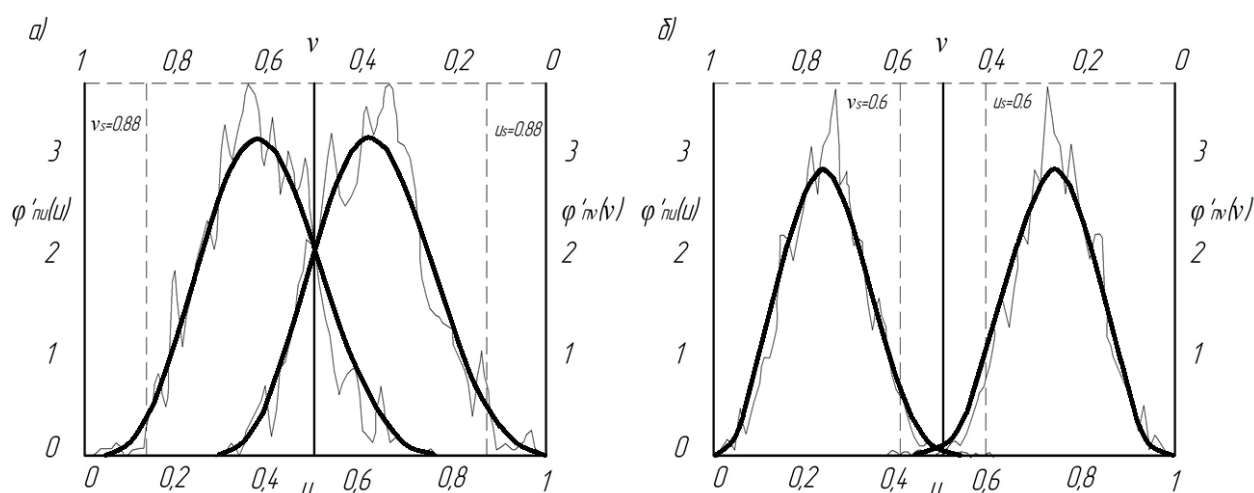


Рисунок 1.5 – Типові густини розподілу а) – вершин; б) - западин мікронерівностей поверхні тертя

На рис. 1.6 а, б наведено густини розподілу висот мікронерівностей і западин для $u_S=v_S=0,88$ (а) і $u_S=v_S=0,6$ (б). Як випливає з наведених залежностей, закономірність розподілу відносних висот практично охоплює весь діапазон від 0 до 1,0 і має явно виражений максимум.

З вищевикладеного випливає, що будь-які профілі мікронерівностей можна звести до типових. Досліджено також типові довжини бічних поверхонь мікровиступів. У [149] на основі методу Абата отримано розрахункові залежності для визначення типової довжини бічних поверхонь профілів мікровиступів. Знання геометричних параметрів плям контактів мікровиступів дозволить визначати номінальну площу фрикційної взаємодії та її електронно-іонну зарядженість.

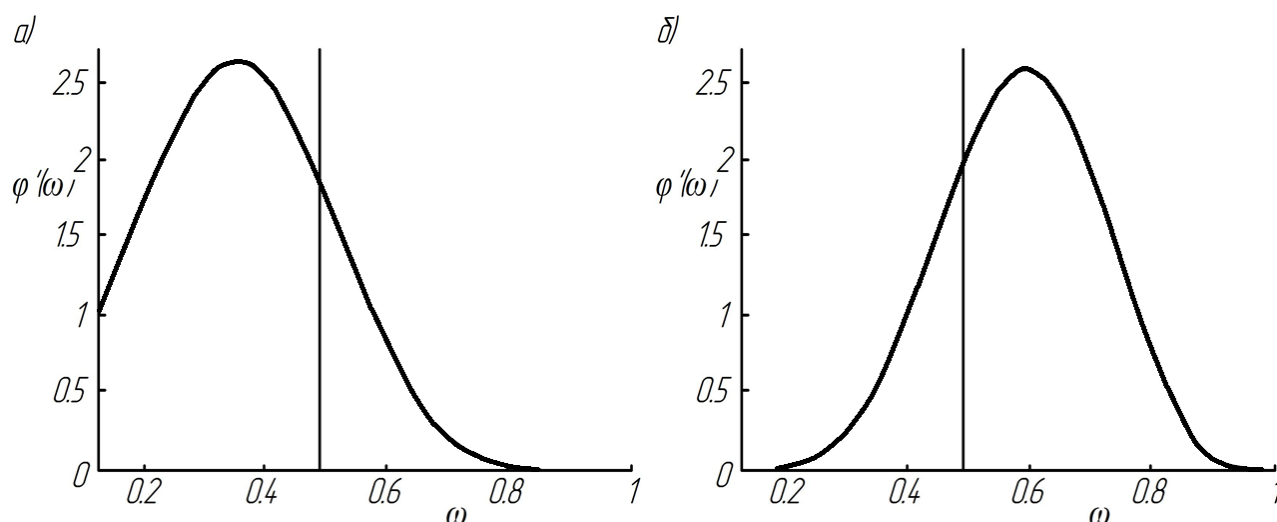


Рисунок 1.6 – Густини розподілу висот мікронерівностей, які відповідають розподілу а) – вершин; б) - западин, наведеному на рис. 1.5

Дослідниками встановлено вплив виду контактування мікровиступів металополімерних пар тертя на закономірності зміни температурних характеристик з урахуванням питомих навантажень і швидкостей ковзання (табл. 1.2).

Розрахунок струмів температурних полів показав, що швидкість ковзання має значно більший вплив на температурні характеристики, ніж питомі навантаження.

Унаслідок дискретного характеру контактів мікровиступів при зростанні загального навантаження між взаємодіючими поверхнями інтенсивність збільшення питомих навантажень на кожній плямі фактичного контакту, від яких залежить поверхнева температура, є повільнішою, ніж зростання загального навантаження. Ця обставина є причиною того, що застосування критерію $p\upsilon$ до розрахунку вузлів тертя не завжди дає адекватні результати. При цьому є абсолютно неможливим одночасне вирівнювання параметрів p і υ .

Поверхнева температура та її градієнти, а також характер струмів температурних полів істотно впливають на процес тертя ковзання та інтенсивність і вид руйнування робочих поверхонь.

Таблиця 1.2 - Уплив виду контактування на температурні характеристики

Температурні характеристики	Контакти:			
	пластичний		пружний	
	питоме навантаження	швидкість ковзання	питоме навантаження	швидкість ковзання
Поверхнева температура	-	$\sqrt{v}$	$P\chi^*$	$\sqrt{v}$
Температурний градієнт	-	v	$P\chi$	v
Об'ємна температура	p	v	p	v

*Примітка. Показник степені $\chi < 1$.

У [149] досліджено шляхи підвищення ефективності багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок за рахунок використання комбінованих гальмових стрічок. Розглянуто елементи теорії контактної взаємодії основної та додаткової стрічок з урахуванням переміщення першого і другого роду, а також другого і змішаного роду. Доведено імпульсну (на основі методу імпульсних пар) і контактну (на основі зміни нормальних зусиль) природу взаємодії мікровиступів поверхонь тертя металополімерної пари. Обґрунтовано раціональність конструктивних й експлуатаційних параметрів багатопарних фрикційних вузлів гальма при їх випробуваннях в стендових і промислових умовах. Оцінено термонапружений стан ободів гальмових шківів. Наведено величини зносу робочих поверхонь ободу шківа і накладок, отримані в стендових і промислових умовах.

У [172] розглянуто методи підвищення ефективності роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм шляхом стабілізації їх навантаженості. Дослідження проведено на основі моделювання напружено-деформівного стану та зносу елементів фрикційного вузла на різних режимах спуску бурильної колони і під час буріння. Обґрунтовано методики розрахунків конструктивних та експлуатаційних параметрів гальма. Створено і досліджено математичні моделі фрикційного вузла: ділянки гальмової стрічки, кінцево-елементна фрикційної накладки при її зношуванні і звичайно-елементна фрикційного вузла у розімкнутому стані і на початку гальмування. Дослідження

фрикційного вузла гальма проведено у широкому діапазоні зміни його конструктивних параметрів і навантажень. Обґрунтовано доцільність конструктивних рішень з удосконалення фрикційного вузла для стабілізації навантаженості його деталей.

Наведено результати стендових експериментальних досліджень, виконаних для перевірки адекватності математичних моделей і працездатності досліджуваної конструкції ділянки фрикційного вузла, а також оцінено натурні параметри фрикційних вузлів гальм із застосуванням методів теорії подібності й аналізу розмірностей. Запропоновано уточнені методики розрахунку основних конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма.

У [177, 208] наведено огляд різних теоретичних і експериментальних досліджень термопружної нестійкості. За результатами досліджень процесу термопружного переходу встановлено, що нерівномірність розподілу питомих навантажень на плямах контактів мікровиступів пар тертя гальм сприяє появі поверхневих температурних градієнтів. Максимальним питомим навантаженням відповідають максимальні поверхневі температури. Теплове розширення буде максимальним на високотемпературних ділянках, що призводить до підвищення концентрації плям контактів. Цей перехід пришвидшується зростаючою інтенсивністю виділення теплоти (або наростаючою швидкістю ковзання) особливо у матеріалах з великим коефіцієнтом теплового розширення.

Зроблено спроби застосувати теорію термопружної нестійкості для вирішення інженерних проблем [58]. Барбер та ін. [95, 177] розглянули наслідки термопружної нестійкості для фрикційних вузлів. Рішення, отримані методом кінцевих елементів для сталого і перехідного термопружного контакту, використовувалися для визначення тривалості обертання металевого елемента тертя, для якого термопружні ефекти були б значними. Виявлено, що якщо він є досить повільним для утворення гарячих плям, поверхневі температури, як правило, будуть високими. Проте, як показали дослідження, високі

температури досягаються і при значних швидкостях гальмування. Оптимальний варіант знаходиться між двома цими крайнощами. Уплив основних конструктивних параметрів на зменшення максимальних температур досліджували з використанням пружної моделі, хоча пластична деформація, спричинена високими температурами, може внести в результати досліджень деякі похибки.

Теоретично обґрунтовано раціональну динамічну й теплову навантаженість нових багаторядних вузлів тертя гальма при повторно-короткочасному режимі роботи, встановлено закономірності зміни експлуатаційних параметрів їх зовнішніх і внутрішніх вузлів [169].

На модельному стрічково-колодковому гальмі в лабораторних умовах випробувано різні конструкції багаторядних вузлів тертя і відзначено особливості їх роботи. Досліджено динамічні процеси в багаторядних вузлах тертя і оцінено їх основні експлуатаційні параметри.

Розглянуто багатокритеріальну задачу оптимального визначення конструктивних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки, які забезпечують його раціональні експлуатаційні параметри.

Запропоновано метод керування динамічною навантаженістю у багаторядних вузлах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Розглянуто методи та засоби покращання експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [31]. На модельному гальмі у лабораторних умовах досліджено фрикційні вузли з нерухомими і рухомими накладками, встановленими зі сталим і змінним кроками на гальмовій стрічці, а також по периметру робочої поверхні гальмового шківа. Проаналізовано і випробувано різні конструкції бандажів, набраних з фрикційних накладок, з'єднаних пружинами різної жорсткості, і відзначено особливості їх роботи. Оцінено динамічну і теплову навантаженість різних типів фрикційних вузлів гальм при циклічних режимах навантаження, а також довговічність їх накладок. Запропоновано методики розрахунку основних експлуатаційних параметрів

різних типів фрикційних вузлів гальм.

Виконано трибоаналіз фізико-хімічного стану поверхневих і приповерхневих шарів металополімерних пар тертя при їх контактено-електро-термічній взаємодії на нано-, мікро- і мілірівнях [149]. Досліджено параметри ефективності та енергоємності фрикційних вузлів (стабільність і коливання величини гальмового моменту; ефективність і зведену ефективність гальмування, питому енергоємність з точки зору навантаженості гальм). Сформульовані умови виникнення термостабілізаційного стану металевих елементів тертя, теоретично й експериментально підтверджено його існування як нового явища у важконавантажених фрикційних вузлах. Запропоновано методи і засоби для його запобігання.

Виконано порівняльний аналіз за параметрами ефективності та енергоємності різних типів фрикційних вузлів гальм і здійснено вибір їх типу для переважаючих режимів гальмування.

Запропоновано метод керування зносо-фрикційними властивостями металополімерних пар тертя гальм шляхом квазівирівнювання у них питомих навантажень і неперевикнення прогнозованого теплового режиму.

Для можливості стабілізації експлуатаційних параметрів трибосистеми стрічково-колодкового гальма на мікро- і макрорівні необхідно встановити вплив збурюючих факторів на стан поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя.

1.5 Оптимізація конструктивних й експлуатаційних параметрів в різних видах гальмових пристроїв

При конструюванні стрічково-колодкових гальм бурових лебідок повинна виконуватися умова забезпечення максимальної енергоємності їх фрикційних вузлів при збереженні необхідного рівня надійності. При цьому має бути заданий рівень імпульсного нормального навантаження на пару тертя і виконуватися умова оптимальності геометричних параметрів вузла тертя

гальма.

Розрахункові методи при конструктивному удосконаленні елементів гальмових механізмів спрямовані на їх оптимальне проєктування.

Завдання оптимального проєктування фрикційних вузлів гальмових механізмів мають багатокритеріальний характер. Це визначається не тільки оптимальними конструктивними параметрами фрикційного вузла того чи іншого виду гальма, але й його здатністю реалізовувати раціональні динамічні й теплові експлуатаційні параметри у переважаючих режимах роботи гальма.

У [149] у дослідженнях стану гальмового барабана автотранспортного засобу використано метод геометричного програмування для визначення конструктивних параметрів (внутрішнього діаметра, товщини і ширини) його ободу. За результатами досліджень металомісткість заднього гальмового барабана автотранспортного засобу зменшилася на 11,2%. Проте дослідниками не враховано: коефіцієнти розподілу теплових потоків між парами тертя; нерівномірність розподілу температурного поля по ширині ободу; закономірності зміни температур по його товщині, а також тривалість термостабілізаційного стану.

У [163, 226] розглянуто параметричну оптимізацію барабанного гальмового механізму з колодками, які мають два ступеня вільності. Параметричну оптимізацію вирішено як багатокритеріальну задачу. При цьому використано критерії ефективності, які зведені до одного критерію – коефіцієнта ефективності гальмового механізму (відношення гальмового моменту, створюваного однією колодкою, до добутку привідної сили на радіус гальмового барабана). У цій задачі встановили функціональну залежність між зазначеним коефіцієнтом і безрозмірними величинами, а також динамічними параметрами гальма. Задачу зведено до знаходження оптимального вектора X зазначених вище параметрів гальмового механізму, який забезпечує максимум критерію ефективності і задовольняє системі сформульованих обмежень. В якості одного з основних обмежень був прийнятий синусоїдальний закон розподілу питомих навантажень у зоні контакту пар тертя гальмового

механізму. Параметрична оптимізація гальмового механізму з 6-ма параметрами при дії системи обмежень дозволила збільшити розрахунковий коефіцієнт ефективності на 64,0% порівняно з його фактичним значенням.

Проте таке високе значення коефіцієнта ефективності гальмового механізму без початкової оптимізації його конструктивних параметрів викликає певний сумнів.

Оптимальне проектування фрикційних пар дискового гальма кранових електродвигунів, що працюють у повторно-короткочасному режимі, розглянуто у [205, 227]. Гальмо має дві пари поверхонь тертя. Дана задача вирішувалася як багатокритеріальна. Критеріями процесу тертя обрано: середні питомі навантаження p_{cp} у зоні контакту; середній динамічний коефіцієнт тертя f_{cp} і його стабільність α_{cm} ; час гальмування τ_T , питома потужність гальмування P_T , поверхнева $t_{п}$ і об'ємна t_o температури зони контакту; маси металевих m_m і фрикційного $m_{ф}$ елементів тертя; площа поверхні A_B тепловіддачі металевих елементів тертя; лінійне зношування I_H фрикційних накладок.

В якості математичної моделі для оптимального проектування фрикційних пар дискового гальма повторно-короткочасного режиму роботи використано систему рівнянь теплової динаміки тертя і зношування [205]. При цьому для фрикційного вузла гальма обрано такі конструктивні параметри: відношення внутрішнього радіуса тертя до зовнішнього радіуса (ρ) гальмового диска; діаметри отвору d у диску і його маточини d_1 ; половина ширини диска b_1 та його маточини b ; товщина накладки b_2 ; коефіцієнт взаємного перекриття $k_{вз}$ пари тертя. Установлено границі зміни обмежень кожного з перерахованих вище параметрів оптимізації і надано їм ранг сукупності функціональних обмежень. Після цього виділено підмножину σ точок з паралелепіпеда π (геометрична інтерпретація задачі), які одночасно задовольняють параметричним і функціональним обмеженням. Фрикційний вузол дискового гальма описано з використанням експериментальних критеріїв оптимізації, по відношенню до них сформульовано функціональні обмеження.

Наведено алгоритми оптимального проектування фрикційної пари гальма

з урахуванням можливих умов його експлуатації у переважаючих режимах роботи.

Розрахунок геометричних параметрів гальмових барабанів транспортних засобів наведено у [40]. Гальмовий барабан умовно ділили на циліндричні диски і на основі багатокритеріального проєктування і геометричного програмування визначали зовнішній і внутрішній радіуси і товщину диска. Проте тут не враховано енергонавантаженість дисків, які мають раціональні геометричні параметри. Аналогічно розглянуто гальмові шківів бурових лебідок [179]. У процесі гальмування вони є надзвичайно енергонавантаженими, мають великі залишкові теплові напруження, які сприяють зародженню і розвитку сітки тріщин на робочій поверхні і у приповерхневих шарах ободу шківів, що спричиняє його розрив. Визначено раціональні геометричні параметри теплоізованих між собою гальмових дисків. Вони є елементами складеного ободу шківів у термоелектродинамічній системі його примусового охолодження [163]. Найнавантаженишими є фрикційні пари дискового гальма (особливо диск) залізничного рухомого складу через його високу швидкість руху і велику кінетичну енергію [125].

У [116] вирішено науково-прикладну проблему підвищення ефективності роботи механізмів вантажопідйомних машин за рахунок оптимізації режимів їх руху і реалізації оптимального керування механотронними засобами.

За результатами динамічного й енергетичного аналізів режимів руху механізмів переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі і підйомі вантажу виявлено рівень навантаженості елементів крана і енергоефективності привідних механізмів при реостатному і частотному способах керування. Для зниження виявлених небажаних факторів роботи крана проаналізовано задачу оптимізації режимів руху його механізмів переміщення і підйому вантажу. Синтезовано оптимальні режими руху механізмів у вигляді програмного керування і зворотного зв'язку. Сформульовано обмеження, що накладаються на приводні механізми крана, розроблено методи їх обліку.

Експериментально встановлено ефективність використання оптимального

керування механізмами переміщення крана і підйому вантажу, які проявляються у зниженні динамічних навантажень у канаті, практично повному усуненні коливань вантажу на гнучкому підвісі, зниженні амплітуди коливань кранового моста. Реалізацію оптимальних режимів руху механізмів виконано з використанням частотних перетворювачів.

При оптимізації конструктивних параметрів гальмового шківів бурової лебідки досягається стійкість і стабілізація експлуатаційних параметрів трибосистеми стрічково-колодкового гальма, що забезпечує можливість керування режимами спуску колони бурильних труб у свердловину.

1.6 Методи і засоби підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Енергонавантаженість стрічково-колодкових гальм визначається величиною енергії, яка сприймається їхніми фрикційними вузлами у процесі гальмування.

Особливостями швидкозмінних процесів, які відбуваються на поверхнях пар тертя і у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, є розмаїття можливих форм їх прояву і наявність взаємозв'язку між ними. Так, різниця зусиль натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмової стрічки у гальмі (один фізичний процес) породжує цілий ланцюжок динамічних і теплових явищ у його фрикційних вузлах (виникнення нормальних і дотичних сил, перерозподіл питомих навантажень, перехід від статичного до динамічного коефіцієнта тертя, реалізація гальмового моменту, генерування і акумулювання електричних і теплових струмів у поверхневих і приповерхневих шарах пар тертя і передача теплоти, виникнення механічних і температурних напружень і деформацій, зародження і розвиток мікротріщин на робочих поверхнях пар тертя, виникнення коливань і зношування поверхонь тертя.

При дослідженні фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм як триботехнічних систем спочатку необхідно навести загальну характеристику

складних термодинамічних явищ, які відбуваються у ній. Потім оцінюють динамічні характеристики досліджуваного фрикційного вузлів з точки зору дії на нього збурюючих та інерційних сил, а також з урахуванням пружних і пластичних деформацій, які сприяють попередньому зрушенню контакту взаємодіючих пар тертя. Вивчають також дисипативні властивості вузлів тертя.

Наявність досконалих методів розрахунку фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок гарантує отримання конструкції з оптимальними конструктивними параметрами, що дозволить ефективно експлуатувати її з неперевищенням допустимих питомих навантажень і поверхневих температур.

Проаналізуємо придатність найпрогресивніших методів розрахунку динамічної й теплової навантаженості фрикційних вузлів гальмових пристроїв.

Для моделювання зовнішнього тертя використано метод аналізу розмірностей і теорії подібності, до яких внесено ряд суттєвих уточнень [201]. Тут розглянуто чотири підмоделі:

- макроконтактування з урахуванням $k_{\text{вз}}$ (коефіцієнта взаємного перекриття);
- макротеплоутворення, теплопровідності і теплопередачі;
- мікроконтактування мікрориступів поверхонь тертя;
- інтенсивність теплоутворення на робочих поверхнях.

При цьому оперують основним параметром – комплексом геометричних розмірів K_L , через який визначають усі режимні параметри модельних випробувань. Показано, що розміри елементів пари тертя і протяжність шляху тертя мікрориступів впливають на процес тертя по-різному, і характеризувати їх необхідно конкретною розмірністю. Показано також, що необхідно враховувати однойменні розмірні величини для першого і другого елемента і навколишнього середовища. У результаті досліджень отримано п'ять критеріїв (теплофізичні, теплопередачі, фізико-механічний), дотримання яких забезпечує при сухому терті ідентичність процесів тертя і зношування моделі і натури.

Запропонований метод моделювання зовнішнього тертя має той недолік,

що до підмоделі входять параметри, які відносяться до різних полів фрикційної взаємодії, природа яких суттєво відрізняється. Окрім того, комплексні критерії, які мають різну фізичну сутність через параметри, що входять до них, значно спотворюють виникаючі при електротермомеханічному терті поля і не дають можливість сформулювати їх у єдине поле фрикційної взаємодії у трибосистемі.

Широкого поширення набули статистичне та імітаційне моделювання, тобто проведення уявних експериментів за допомогою сучасних комп'ютерних технологій стосовно динамічної й теплової навантаженості фрикційних вузлів гальмових пристроїв [221, 225]. Особливо важливим в оцінці процесів, явищ та ефектів, що відбуваються у поверхневих і приповерхневих шарах трибологічних з'єднань, є застосування нейро-комп'ютерного моделювання. Зазначений метод моделювання дозволяє виявляти приховані закономірності. При цьому нейросітка формується на основі зразкового підходу, коли певному складу матеріалу відповідають деякі властивості вихідних параметрів. Нейрокомп'ютерне моделювання за заданої властивості дозволяє вибрати з числа існуючих матеріалів той, який у повній мірі відповідає вимогам до конкретного проєктованого фрикційного вузла.

При експериментальних дослідженнях навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок необхідно пам'ятати про те, що вони є одночасно триботехнічною і динамічною системою. До того ж гальма як в процесі гальмування, так і в інтервалі часу між гальмуваннями є енергонавантаженою системою, для якої необхідним є використання методолічного, приладового і програмного забезпечення досліджень. Одним з найрозповсюдженіших методів з оцінки теплової та динамічної навантаженості пар тертя гальмових пристроїв є метод повного факторного експерименту [57 та ін.]. Планування дослідів дозволяє істотно скоротити їх кількість при несуттєвій втраті інформації про вплив збурюючих факторів на вихідні параметри у робочих діапазонах зміни досліджуваних параметрів.

Засоби підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм полягають у розробці вдосконалених і нових конструкцій їх

елементів (гальмових стрічок, фрикційних накладок і гальмових шківів).

Змінювані жорсткість і піддатливість гальмової стрічки, а також різні конструктивні варіанти кріплення накладок до стрічки запропоновано у [4]. У [6] наведено конструкцію спеціального притискного пристрою, в якому використано накладки з різними радіусами кривини зовнішньої і внутрішньої поверхонь [18]. За даними [193] від типу кріплення накладок до стрічки залежать закономірності зміни швидкості спуску свічок у свердловину. При жорсткому кріпленні накладок швидкість спуску колони до п'ятнадцятої свічки залишається сталою, після сімдесятої – зміна швидкостей досягає 2,6 м/с. При вільному кріпленні накладок до стрічки вони переміщуються відносно неї, що сприяє рівномірнішому розподілу питомих навантажень по довжині стрічки і підвищує ефективність гальмування.

Досить вдалою конструкцією є стрічково-колодкове гальмо з новими фрикційними вузлами, в яких накладки встановлено на робочу поверхню гальмового шківа. Вони пов'язані між собою пружними елементами, утворюючи таким чином бандаж [113].

Принцип статичного регулювання питомих навантажень у парах тертя серійного стрічково-колодкового гальма наведено у [149]. Це здійснюється за рахунок збільшення кількості накладок на набігаючій гілці стрічки і зменшення їх кількості на збігаючій гілці стрічки. Така компоновочна схема досягається за рахунок змінного кроку між накладками.

При визначенні раціональних значень кроків у [117] доведено, що найкращі результати дає комбінація способів визначення зазорів між накладками: на набігаючій гілці стрічки крок необхідно обчислювати за арифметичною прогресією, на збігаючій – за геометричною. При цьому дотримувалися умови, що останній член арифметичного ряду дорівнює першому для геометричного ряду.

Найефективнішим засобом є квазівирівнювання питомих навантажень у внутрішніх парах тертя модельного багатопарного фрикційного вузла гальма при зміщенні набігаючої гілки стрічки на кут $\pi/4$ і при почерговій зміні

положення гілок гальмової стрічки на кут $3\pi/2$. Динамічне вирівнювання питомих навантажень на 13-ти робочих поверхнях серійних фрикційних накладок здійснено за рахунок з'єднання накладок між собою з подальшою посадкою їх з натягом на робочу поверхню гальмового шківа.

Проте, у запропонованих способах вирівнювання питомих навантажень у парах тертя «накладка-шків» не бралася до уваги контакт-імпульсна взаємодія їх робочих поверхонь.

Особливий інтерес становлять конструкції і робота стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з різними типами гальмових стрічок: основною і додатковою [113]; основною змінного перерізу і додатковою [145]; ділянками стрічки з гасниками енергії й деформації [145].

У першій конструкції основна стрічка розвантажена від фрикційних накладок, які прикріплені до додаткової стрічки. При цьому за рахунок піддатливості основної стрічки відбувається активна взаємодія її внутрішньої поверхні із зовнішніми поверхнями накладок, що сприяє виникненню сили тертя спокою F_{cn} . Найвищу ефективність мають пари тертя "робочі поверхні накладок - робоча поверхня шківа". У них виникає сила тертя F_T , основною складовою якої є динамічний коефіцієнт тертя ковзання f .

Умова працездатності другої конструкції гальмової стрічки: динамічні коефіцієнти тертя ковзання у фрикційних вузлах «робоча поверхня гальмового шківа - робочі поверхні накладок» і «внутрішня поверхня основної стрічки - зовнішні поверхні накладок» повинні бути однаковими. Для цього класи шорсткості зовнішньої і внутрішньої поверхонь основної стрічки повинні бути такими ж, як робочої поверхні шківа. Топографія зовнішніх і внутрішніх поверхонь накладок повинна бути однаковою, оскільки ці поверхні є робочими.

Третя конструкція гальмової стрічки має дві ділянки (набігаючу і збігаючу). У кінці кожної з них і між ними розташовані кріпильні пружні елементи, вони є компенсаторами жорсткості. Така стрічка перетворилася на дві незалежні стрічки, що сприяє квазивирівнюванню питомих навантажень пар тертя гальма і, як наслідок, вирівнюванню зносу робочих поверхонь накладок.

У [150] запропоновано статичний і динамічний методи вирівнювання питомих навантажень у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Сенс статичного методу полягає в установці з різним сталим кроком на набігаючій і збігаючій гілках неоднакової кількості фрикційних накладок. Це забезпечило різний коефіцієнт взаємного перекриття і, відповідно, дозволило вирівняти питомі навантаження по довжині гальмової стрічки.

В основу динамічного вирівнювання питомих навантажень у різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок покладено такі принципи і припущення: гальмову стрічку на дузі її охоплення шківів поділено на три зони, які мають такі дуги обхвату збігаючою α_1 , набігаючою α_3 гілками і дугу обхвату α_2 між ними; верхні накладки є серійними, нижні елементи відносяться до багатопарних фрикційних вузлів; зусилля натягу набігаючої і збігаючої гілок змінюються східчасто, тобто натяг збігаючої ділянки стрічки дорівнює натягу її набігаючої ділянки через малий зазор між фрикційними накладками, які розміщені на даній ділянці гальмової стрічки, тому $S_{H1} = S_{3i+1}$, а на кутах обхвату α_1 , α_2 , α_3 спостерігаються змінні коефіцієнти тертя f_1 , f_2 , f_3 ; сумарне нормальне зусилля, яке діє на гальмовий шків, на кутах обхвату α_1 , α_2 , α_3 є різним.

Стрибки питомих навантажень на поверхні гальмового шківів спричиняють появу суттєвих різниць поверхневих температур. Це сприяє збільшенню термічного опору зони контакту елементів пари тертя і, як наслідок, оплавленню мікровиступів робочої поверхні фрикційної накладки.

Однією з основних вимог, що висуваються до гальмових шківів бурових лебідок, є зменшення їх металомісткості і енергонавантаженості, тобто величини накопичуваної шківом теплової енергії. Металомісткість шківів можна зменшити за рахунок розташування у вікнах, виконаних в його ободі, фрикційних елементів. У цьому випадку шків не виконує функцій контртіла і не є акумулятором теплоти. Функції контртіла виконує гальмова стрічка. Одну з конструкцій стрічково-колодкового гальма з радіально-рухомими накладками в шківі наведено в [140].

Аналіз недоліків існуючих методів і засобів підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм дозволив намітити шляхи стабілізації їх експлуатаційних параметрів у робастних трибосистемах.

1.7 Ієрархія у робастній методології розробки фрикційних вузлів

Аналіз праць вітчизняних учених [50, 52, 106 та ін.], а також близького [62-64 та ін.] і далекого [219, 220, 221 та ін.] зарубіжжя показав, що розглядувані багатоцільові системи з точки зору різних рівнів абстрагування можуть бути задані двома сімействами моделей, що описують поведінку системи (рис. 1.7.). Це так званий стратифіційований опис системи [1, 3, 219] за її градієнтним станом.

Для кожного рівня існує ряд характерних особливостей і узагальнених змінних, за допомогою яких описується поведінка трибосистеми.

Стратифікація дозволяє правильно зрозуміти складну багатоцільову трибосистему. При розгляді нижньої страти (нано- і мікрорівні) розкриваються енергетичні принципи функціонування приповерхневих і поверхневих шарів елементів тертя трибосистеми з урахуванням інтенсивності перебігу фізико-хімічних процесів. При розгляді верхньої страти (макрорівні) проводиться оцінка потужності тертя з урахуванням механічної, електричної й теплової складових і супроводжуваних тертю процесів, явищ і ефектів, що дозволяє зрозуміти сенс і значення всієї системи.

Перехід від верхньої страти до нижньої дозволяє поглибити елементи градієнтної теорії стосовно поверхневих шарів пар тертя при зміні зовнішніх експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів. При переході від нижньої страти до верхньої проводиться оцінка внутрішніх параметрів приповерхневих шарів пар тертя, що дозволяє розуміти систему в цілому.

Слід зазначити, що застосування робастної методології розробки фрикційних вузлів на різних рівнях абстрагування у такому широкому пізнавальному аспекті є характерним для її окремих складових. Вона широко

використовувалася вченими К. Чихосом, Б. І. Костецьким, О. І. Вольченком, Ю. А. Євдокимовим, С. М. Захаровим, М. В. Кіндрачуком, А. Х. Джанахмедовим, Л. І. Бершадським та ін.

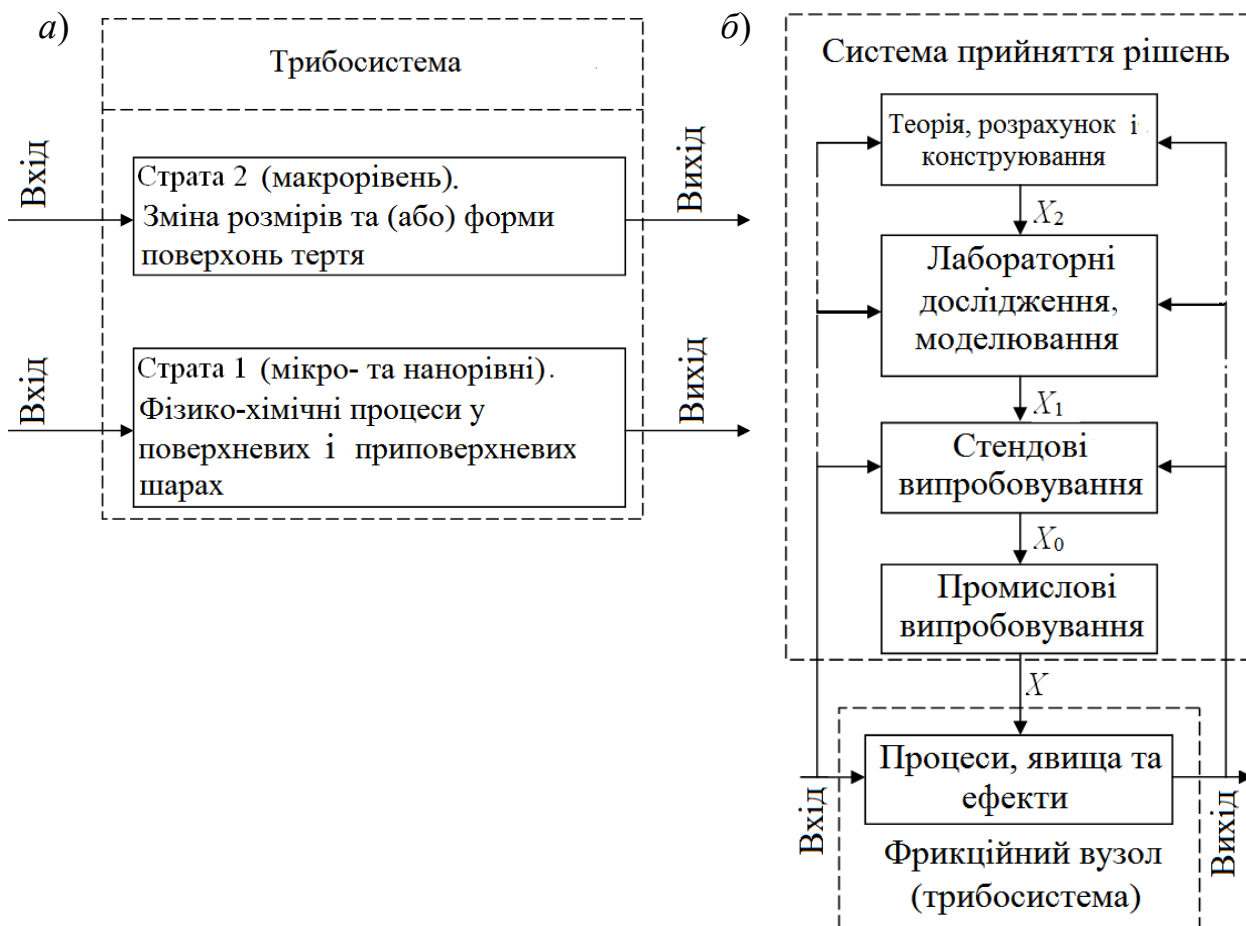


Рисунок 1.7 – Стратифіційоване уявлення а) – про трибосистему;

б) – чотиришарова ієрархічна система прийняття рішень

Інше поняття ієрархії відноситься до системи прийняття рішення.

Для вирішення складної проблеми визначається сімейство послідовно розташованих підпроблем. Вирішуючи їх послідовно, знаходять рішення вихідної проблеми.

У кожному шарі є приймаючий елемент. Виходом елемента «Теорія, розрахунок і конструювання» є рішення, залежне від параметрів, що фіксуються входом X_2 . Вхід X_2 , у свою чергу, є виходом прийняття рішення елемента «Лабораторні дослідження, моделювання» і має більш високий рівень. Вихід X_1 , X_0 є входом в елементи більш низького рівня «Стендові

випробовування» і «Промислові випробовування». Вихід з нього являє собою рішення, що стосується фрикційного вузла, який за матеріалами пар тертя і конструкцією відповідає сучасній трибосистемі.

З урахуванням вищевикладеного можна згрупувати основні параметри, які розвиваються, проєктованої й експлуатованої трибосистеми. Ці параметри є об'єднаними на всіх етапах перебігу процесів, ефектів і явищ, які відбуваються на теоретичних та експериментальних рівнях при заданих обмеженнях (рис. 1.8). Вхід і вихід досліджуваної трибосистеми пов'язані між собою зворотним зв'язком, минаючи процеси, ефекти і явища, які супроводжують теорію, розрахунок і конструювання цієї трибосистеми.

Зворотний зв'язок є інструментом керування і розглядається як підсистема порівняння зовнішніх і внутрішніх параметрів проєктованої випробуваної та експлуатованої (невеликий проміжок часу) трибосистеми у порівнянні з серійною або модифікованою трибосистемою. Підсистема зворотного зв'язку – це об'єднання нераціональної моделі виходу з одночасною перевіркою відповідності та моделі впливу. Вона модифікує вихід з систематизованих процесів, явищ та ефектів, які відповідають входу з урахуванням примусових зв'язків, що накладаються на трибосистеми.

Підсистема зворотного зв'язку виконує такі операції (послідовні системні процеси, явища та ефекти): порівняння вибірки виходу з моделлю входу і виявлення їх якісно-кількісної відмінності, оцінка змісту, що впливає з відмінності формування кращого впливу на вхід. При цьому об'єктом впливу може бути також сама модель виходу.

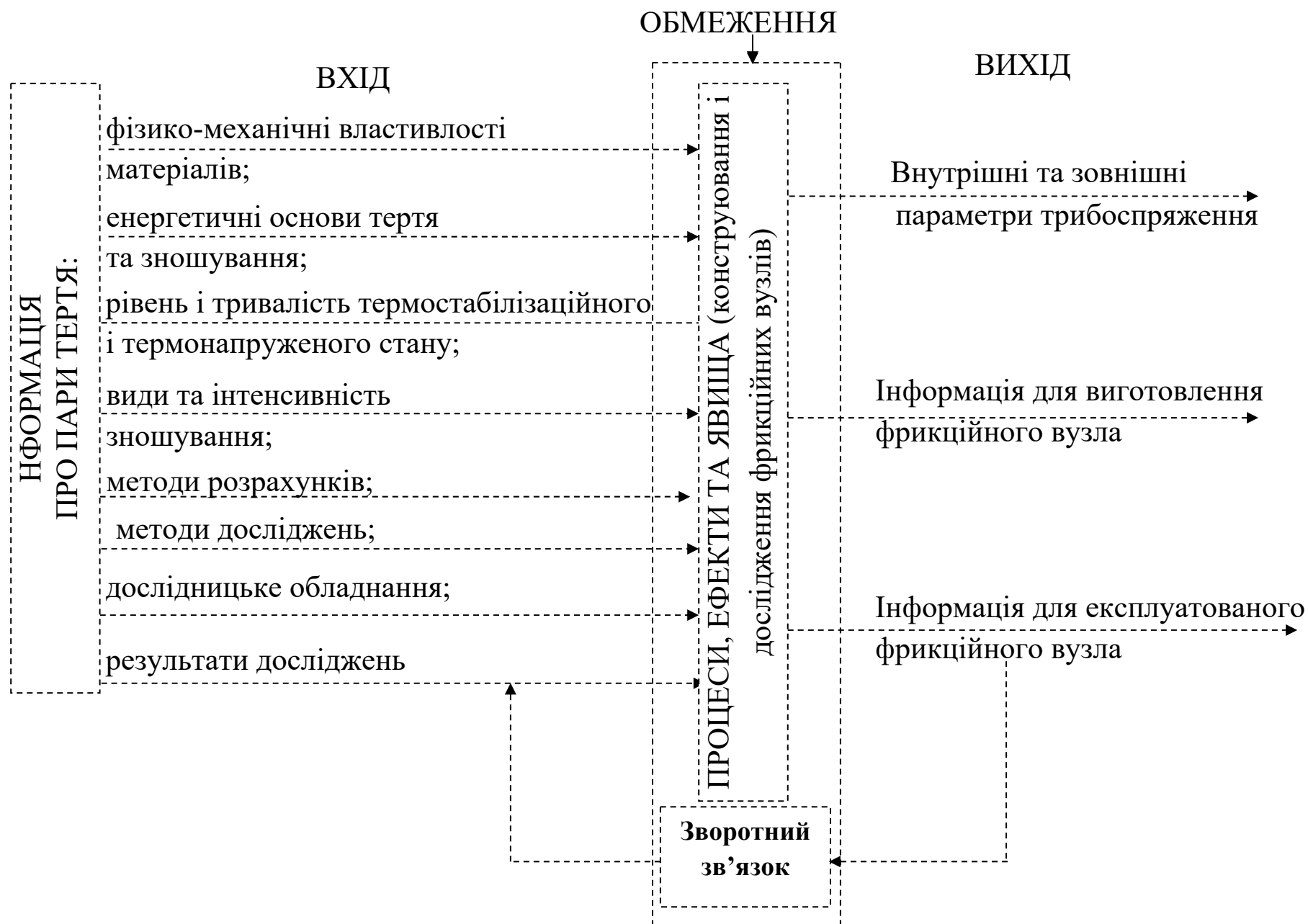


Рисунок 1.8 – Основні параметри трибосистеми, яка розвивається і проєктується

РОЗДІЛ 2

РОБАСТНИЙ ПІДХІД ДО ТРИБОСИСТЕМИ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

2.1 Концепція робастного підходу до розрахунку і проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм підйомно-транспортних машин

2.1.1 При виборі матеріалів пар тертя

Робастний підхід до розрахунку і проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм підйомно-транспортних машин є новим і вельми перспективним, оскільки окрім інших параметрів враховує стан поверхневих і приповерхневих шарів тертьових поверхонь. Він залежить від складу і якості фрикційних матеріалів, а також умов і режимів експлуатації гальма. Робастний підхід дозволяє цілеспрямовано керувати його експлуатаційними параметрами при електротермомеханічному терті. У кінцевому підсумку проводиться оптимізація конструктивних й експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

На рис. 2.1 наведено рівні робастної методології з розробки фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з прямим та зворотним зв'язком зі структурно-параметричним синтезом його пар тертя. Складові структурно-параметричного синтезу наведено на рис. 2.2.

Алгоритм синтезу фрикційного вузла формують відповідно до технічних умов на пару тертя гальма, в яких необхідно враховувати склад матеріалів пари, а також їх поверхневих і приповерхневих шарів, що розглядаються на нано-, мікро- та мілірівнях. При цьому необхідно брати до уваги: роботу виходу електронів та їх дебаєвську довжину пробігу, рівень Фермі, тип контакту (омічний, нейтральний, блокуючий), його електро- і теплопровідність, а також умову зниження трибоефекту.

Покроково виконують попередній вибір пари тертя трибосистеми:

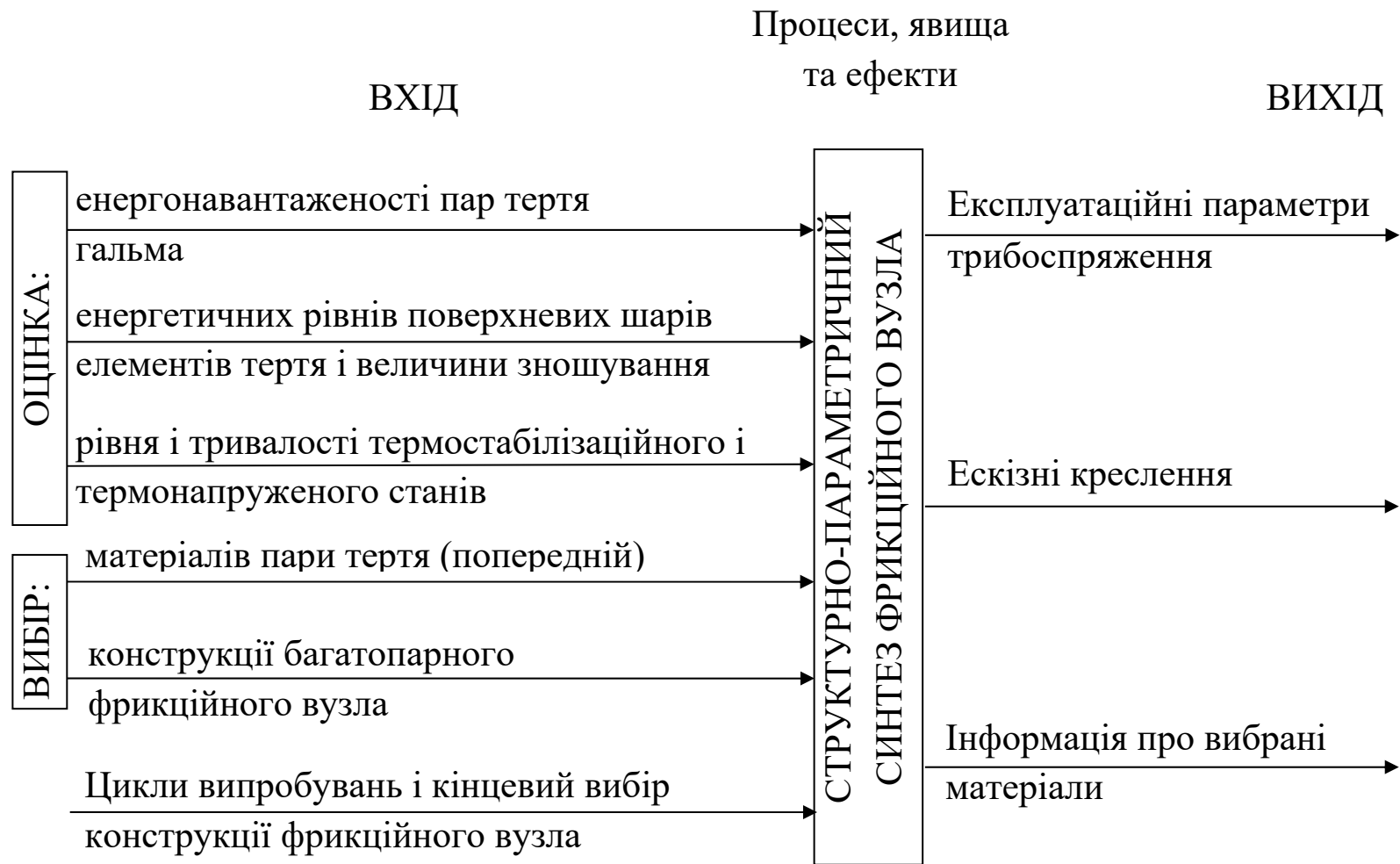
Проводиться з метою вибору матеріалів фрикційного вузла (фрикційної накладки, гальмівної стрічки та шківів) при його конструюванні

Фрикційна взаємодія у трибоспряженні, яка регламентується геометричними параметрами мікроступів робочих поверхонь, сприяє формуванню енергетичних параметрів

Вона забезпечується енергетичними параметрами поверхневих і приповерхневих шарів трибоспряження на нано- і мікрорівнях, на макрорівні - основними експлуатаційними параметрами



Рисунок 2.1 – Рівні робастної методології з розробки фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм



Примітка: оцінка проводилась за: * – 13-ма експлуатаційними параметрами; ** – 12-ма параметрами.

Рисунок 2.2 – Робастна методологія з оцінки структурно-параметричного синтезу фрикційного вузла

- за довідниковими даними, користуючись критерієм НВ (твердість за Брінелем) і δ_p (лінійне видовження при розриві), підбирають найбільш зносостійкий матеріал контртіла пропорційно цим критеріям);

- за результатами порівняння кривих фрикційної теплостійкості у вигляді залежностей динамічного коефіцієнта тертя f й інтенсивності зношування I від максимальної температури поверхні тертя $\theta_{\max}$ ($f=f(W_T, N, t_{\max})$, $I=I(W_T, N, t_{\max})$), де W_T – робота тертя; N – нормальне притискне зусилля; p – питомі навантаження) визначають пару тертя, яка відповідає технічним умовам;

- вибирають конструкцію фрикційного вузла (одно- або багатопарного) і вид навантаження (аперіодичний, циклічний або тривалий), коефіцієнт взаємного перекриття $k_{\text{вз}}$ і конструктивні розміри пари тертя, а також тривалість їх непрямого охолодження;

- проводять енергетичну оцінку ресурсу фрикційних накладок у різних типах вузлів тертя гальмових пристроїв.

Розглянемо конструктивні особливості й роботу різних типів фрикційних вузлів гальмових пристроїв. На рис. 2.3 *а, б* наведено пари тертя дисково-колодкового гальма. Пари тертя містять фрикційні накладки 2, прикріплені до нерухомих гальмових колодок. При фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок 2 з обертовим гальмовим диском 1 під дією нормального притискного зусилля N утворюється бігова доріжка тертя 3.

На рис. 2.3 *в* наведено фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. При затягуванні гальмової стрічки 4 під дією нормального притискного зусилля N робоча поверхня фрикційної накладки 2 взаємодіє з біговою доріжкою тертя ободу шківів 5.

Фрикційний вузол барабанно-колодкового гальма автомобіля наведено на рис. 2.3 *г*. Вузол містить обід гальмового барабана 6 з фланцем 7, а також фрикційні накладки 2, що знаходяться на гальмових колодках. При розтисканні останніх в їх носовій ділянці робочі поверхні накладок 2 фрикційно взаємодіють з внутрішньою (робочою) поверхнею ободу гальмового барабана 6.

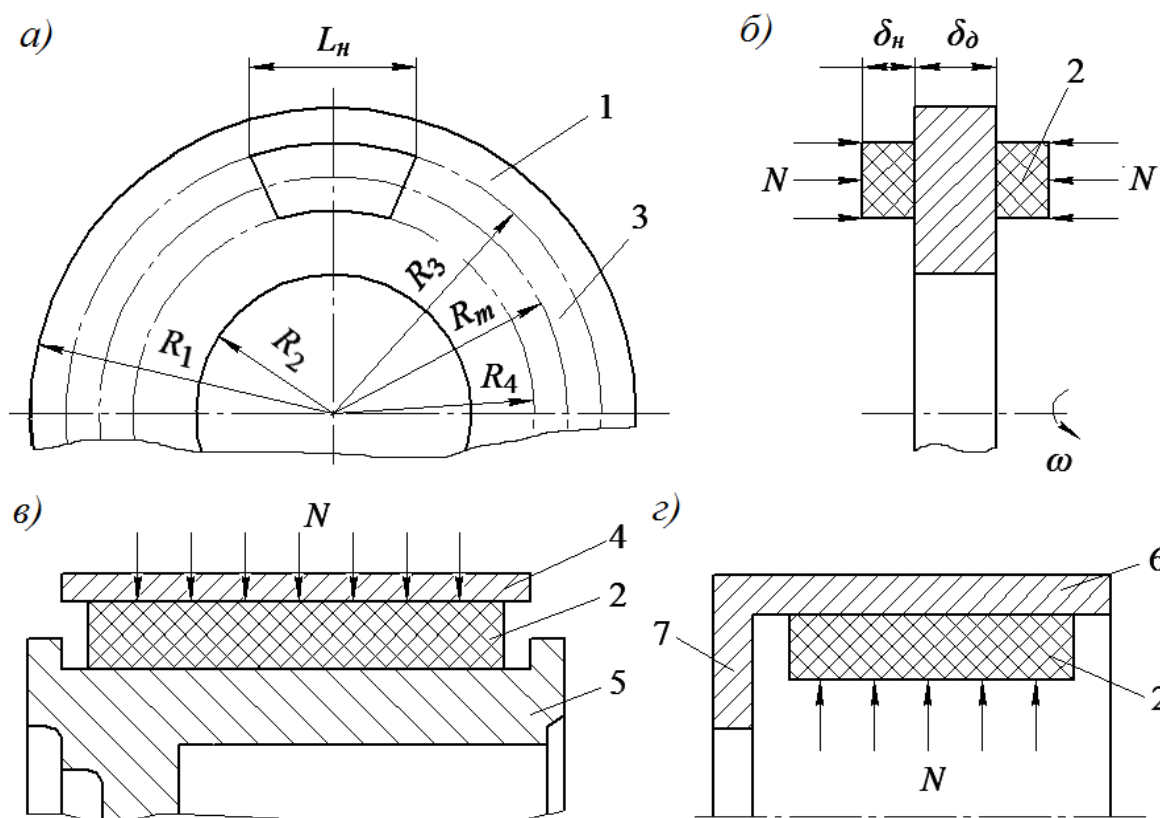


Рисунок 2.3 – Схеми різних типів фрикційних вузлів гальмових пристроїв: дисково-колодкового: а) - поздовжній і б) – поперечний розрізи; в) – стрічково-колодкового (поперечний розріз); г) – барабанно-колодкового (поперечний розріз)

Проаналізуємо на макрорівнях процеси та ефекти, які мають місце при гальмуванні. Вони характеризуються типовим мікропрофілем з радіусом r мікровиступів, на якому відбуваються механічні, електричні й теплові взаємодії. Це пов'язано з виникненням і поширенням динамічних, електричних і теплових струмів, які взаємодіють з омиваючими середовищами і виділяються з поверхневих шарів накладок. Вони сприяють окислювально-відновлювальним процесам на поверхнях мікровиступів елементів тертя.

Розглядувані процеси та ефекти відбуваються на макрорівнях, вони мають імпульсну і хвильову природу. Досліджуваними експлуатаційними параметрами є: притискні нормальні зусилля, швидкість ковзання, питомі навантаження, динамічний коефіцієнт тертя, робота тертя, температури спалаху, поверхневі та об'ємні (дві останні сприяють розвитку поверхневих та об'ємних температурних градієнтів і, як наслідок, виникненню

термонапруженого стану елементів гальма), гальмові моменти, механічні напруження, механічні властивості матеріалів, які мають додатний градієнт (модуль пружності E або твердість HV , міцність і відносне видовження ε_0 при розриві) [177]. Установлено, що при високих поверхневих температурах і при інверсії теплових потоків між робочими поверхнями елементів тертя можливе послаблення додатного градієнта механічних властивостей їхніх матеріалів.

Переважаю зношування робочих поверхонь фрикційних накладок відбувається у результаті втомного механізму руйнування. Такий механізм зумовлений, у першу чергу, дискретним характером фрикційного контакту мікроступів металополімерних пар. У результаті наявності різних енергетичних рівнів поверхневих і приповерхневих шарів металополімерних пар тертя при електротермомеханічному терті зароджуються і розвиваються мікротріщини. Процеси, явища та ефекти відбуваються у певній послідовності і супроводжуються енергетичними перехідними змінами з дотриманням принципів суперпозиції. При цьому змінюються лінії струмів динамічного, електричного, теплового і хімічного полів, які прошивають мікроступи поверхонь тертя. Це негативно впливає на стан плям контакту, сприяє їх втомному руйнуванню з подальшим відділенням часток фрикційного матеріалу. Останній акт відноситься до абразивного зносу у зв'язку з врізанням мікроступів металевих елементів тертя у спряжену більш м'яку робочу поверхню полімерної накладки [152].

При експлуатації трибоспрями зношування робочих поверхонь змінюється в часі особливо інтенсивно в період припрацювання (рис. 2.4).

У [4, 5, 39 та ін.] розглянуто можливі варіанти керування інтенсивністю зношування. З деяким спрощенням процес зношування в період нормального зношування елементів трибоспрями можна розділити на три типи: зі зростаючою (перший); сталою (другий) і спадною (третій) інтенсивністю (див. рис. 2.4). При експлуатації зустрічаються спрями трьох типів, у яких закономірності зміни інтенсивності зношування є комбінаціями кривих.

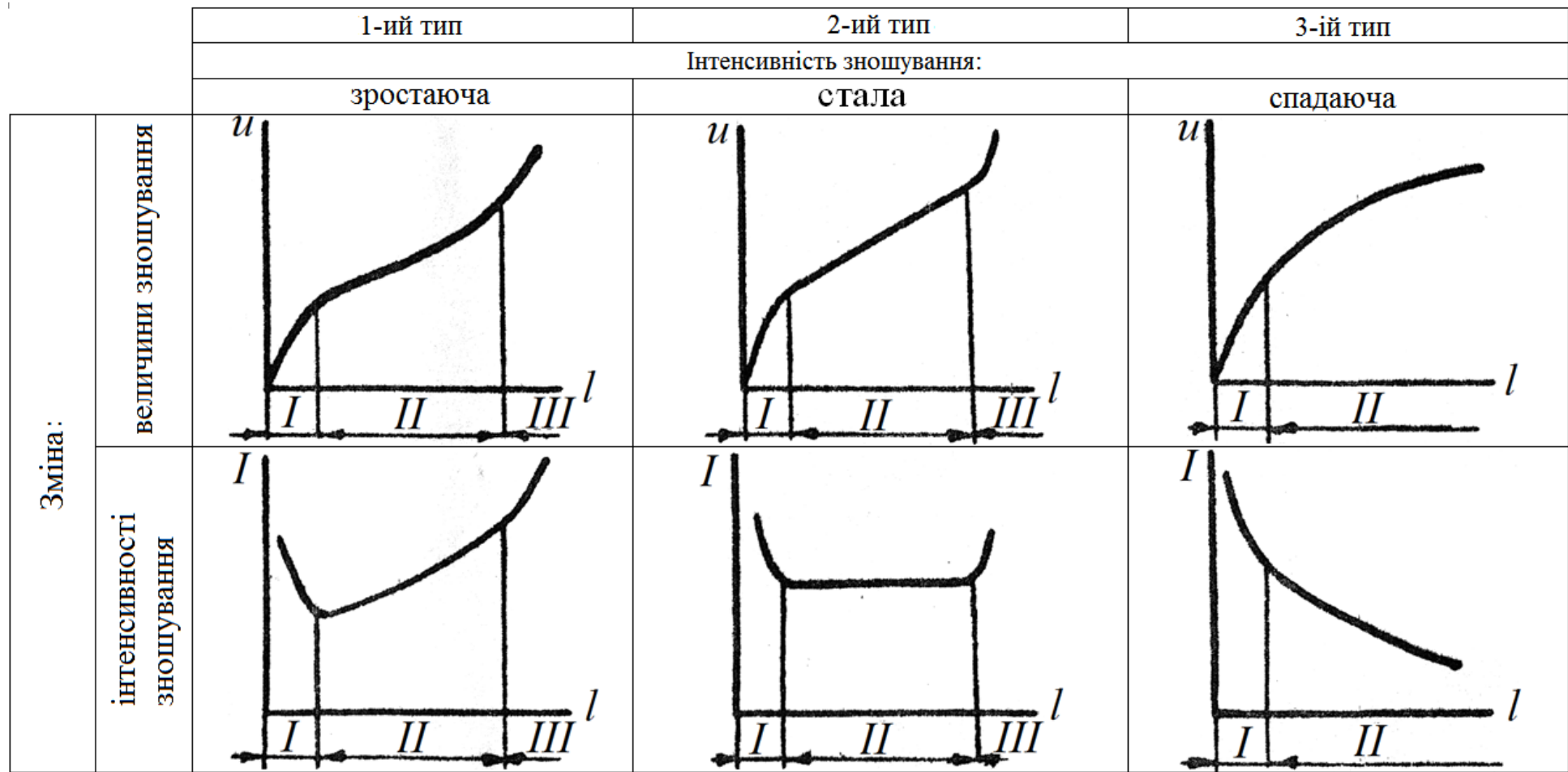


Рисунок 2.4 – Закономірності зміни інтенсивності зношування пар тертя на періодах:

I – припрацювання; II, III – зношування: нормального, катастрофічного

Зношування першого і другого типу зазвичай включає всі три періоди – припрацювання, нормального і катастрофічного зношування.

Кількісно знос визначається об'ємом зношеного матеріалу V_M (об'ємний, мм^3), масою q (масовий, г) або товщиною (висотою) h (лінійний, мм) зношеного шару і характеризується такими показниками: масовою інтенсивністю зношування $I_q = q/A_L$, лінійною інтенсивністю зношування $i_h = h/l_r$, енергетичною інтенсивністю зношування $I_W = \Sigma W/A_L$ (у Дж/мм³). У наведених залежностях використано такі позначення: A – площа руйнування (зазвичай номінальна площа контакту); L_r – шлях тертя; ΣW – сумарний енергетичний баланс. При оцінці зносу робочої поверхні накладки використано її енергетичну інтенсивність зношування.

Рис. 2.5 - 2.10 деталізують рівні (якості, стійкості, стабілізації, регулювання, керування, оптимізації) робастної методології розробки вузла тертя при контактно-імпульсній фрикційній взаємодії.

Якщо створена конструкція фрикційного вузла не задовольняє технічним умовам, розробляють нову конструкцію з іншими фрикційними матеріалами, які у подальшому піддають стендовим й експлуатаційним випробуванням у складі стрічково-колодкового гальма.



Рисунок 2.5 – Перший рівень робастної методології, що стосується якості поверхонь трибоспряження



Рисунок 2.6 – Другий рівень (нано- та мікро-) робастної методології, який стосується внутрішніх параметрів поверхневих і приповерхневих шарів трибоспряження

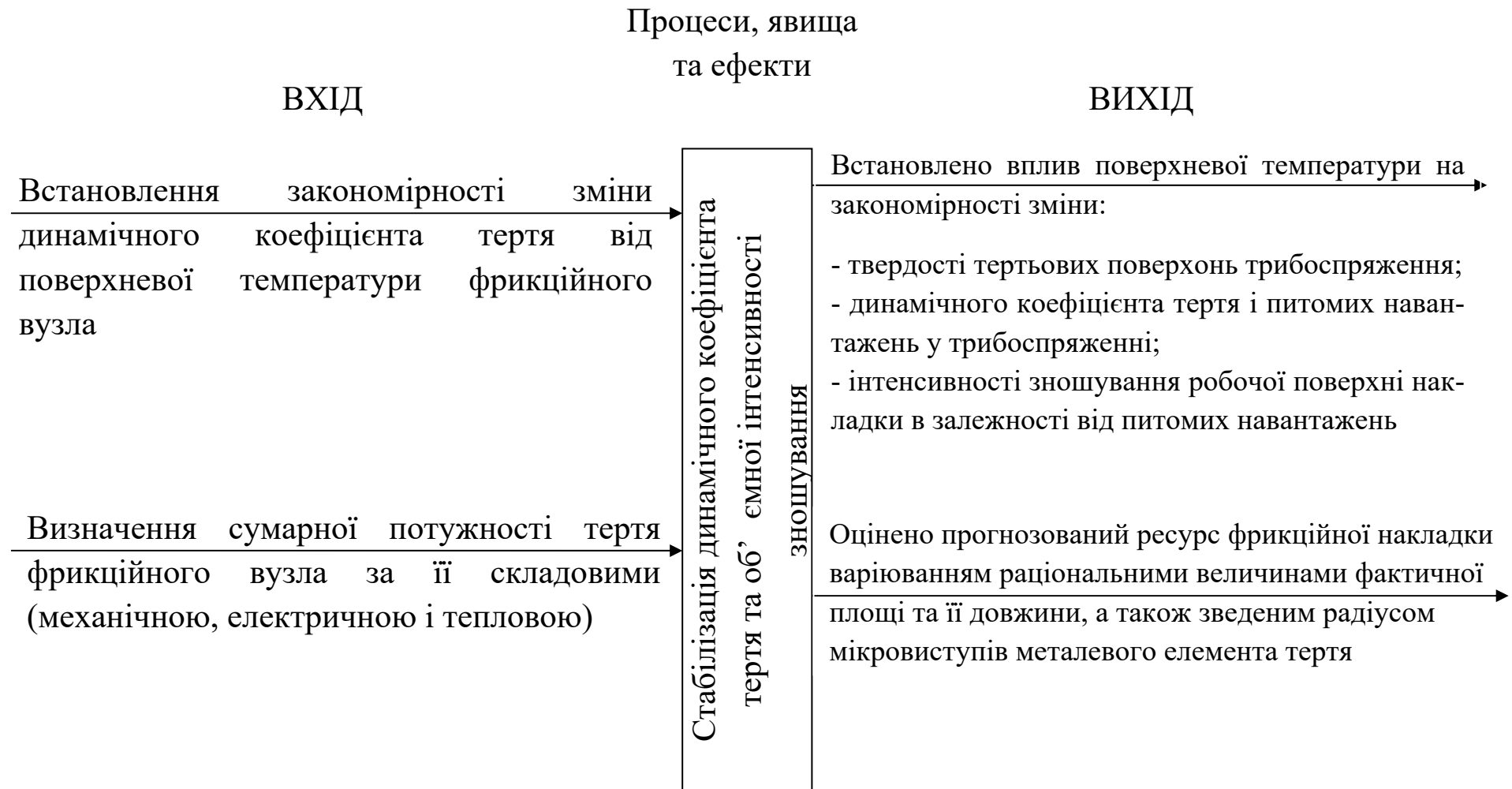


Рисунок 2.7 – Третій рівень робастної методології, який стосується основних експлуатаційних параметрів трибоспряження

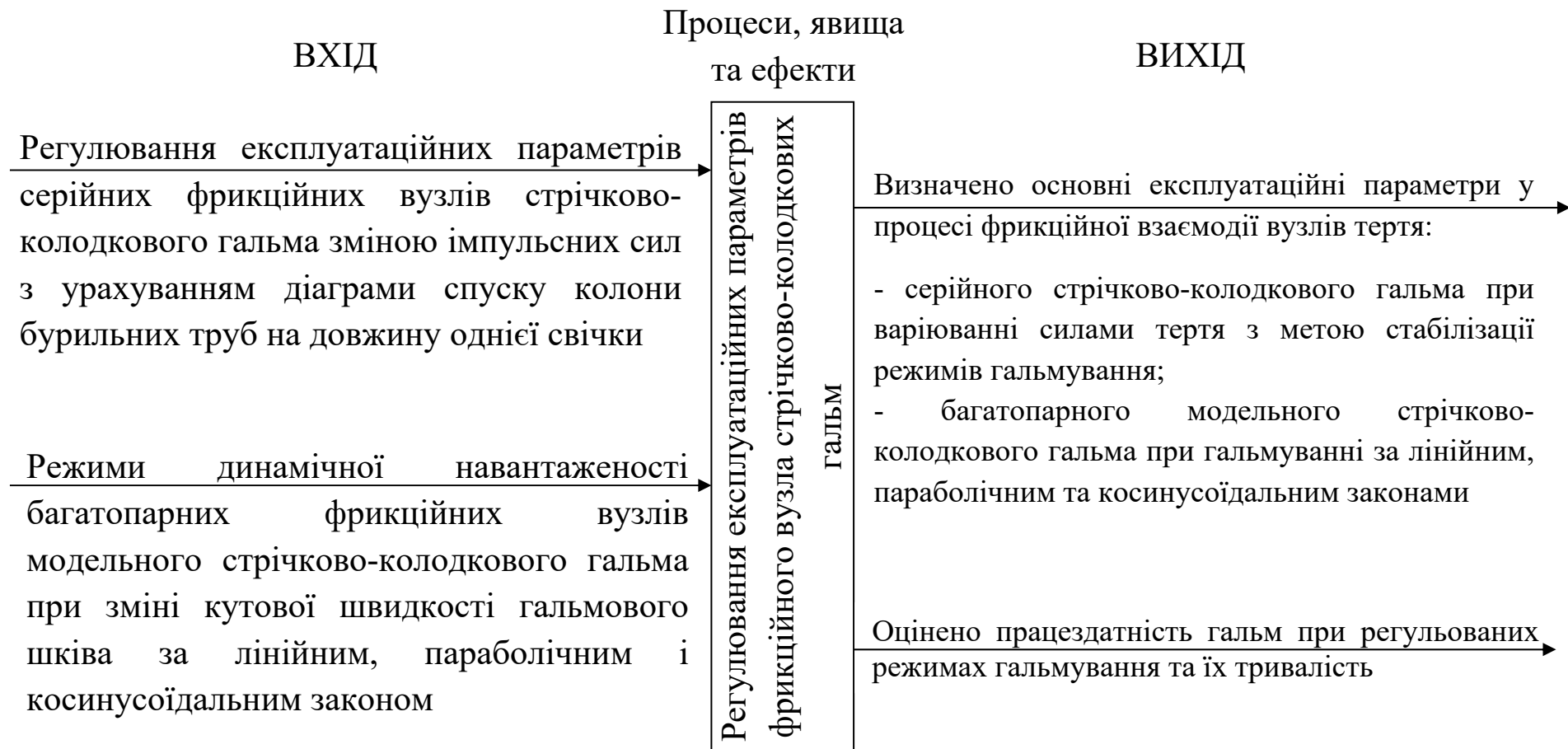


Рисунок 2.8 – Четвертий рівень робастної методології, який стосується регулювання гальмових режимів і працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм



Рисунок 2.9 – П’ятий рівень робастної методології, який стосується керування трибосистемою і режимами гальмування фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма



Рисунок 2.10 – Шостий рівень робастної методології, який стосується оптимізації основних конструктивних параметрів гальмових шківів

2.1.2 При моделюванні процесів

2.1.2.1 У трибоспряженні

Під трибоспряженням (у даному випадку) маємо на увазі фрикційну взаємодію двох тіл, матеріали яких мають різні фізико-механічні властивості.

Загальна модель трибологічного спряження має такі підмоделі на нано-, мікро- і мілірівнях: кінематичну, електротеплову; контактування; електротеплоутворення і поведінки контактуючих шарів поверхонь тертя з урахуванням дискретної природи контакту; багат шарового утворення на поверхні внаслідок фрикційної взаємодії; виникнення дефектів у матеріалах елементів пари тертя (рис. 2.11).

Розглянемо підмоделі, які обов'язково враховуються при композиції загальної моделі і моделюванні процесів електротермомеханічного тертя і зношування на різних випробувальних установках:

1) кінематична підмодель (див. рис. 2.11 а) відтворює напрямок руху елементів пари тертя натурального об'єкта. Її параметрами є: коефіцієнт взаємного перекриття $K_{\text{вз}} < 1$, питома навантаження p , номінальна площа поверхонь тертя $A_{a1,2}$; вентильована площа поверхонь тертя $A_{\sigma1,2}$; маса елементів пари тертя $m_{1,2}$; об'єми елементів пари тертя $V_{1,2}$; робота тертя $W_{\text{тр}}$; швидкість ковзання $V_{\text{ковз}}$; кутова швидкість ω ; прискорення w і час t (тривалість тертя);

2) макротеплова підмодель (див. рис. 2.11 б) враховує розподіл теплових потоків. Її параметрами є: об'ємні температури елементів пари тертя $t_{v1,2}$; коефіцієнти зовнішньої тепловіддачі $\sigma'_{1,2}$; температура навколишнього середовища $t_{\text{сер}}$; коефіцієнти теплопровідності матеріалів $\lambda_{1,2}$; питомі теплоємності матеріалів $c_{1,2}$; густини матеріалів пари тертя і навколишнього середовища $\rho_{1,2,3}$; динамічна в'язкість навколишнього середовища η_3 ;

3) підмодель контактування (див. рис. 2.11 в), в якій наочно представлено співвідношення між номінальною, контурною і фактичною площами контакту (A_{a1} – номінальна площа тертя; ΔA_c – елементарна ділянка контурної площі тертя;

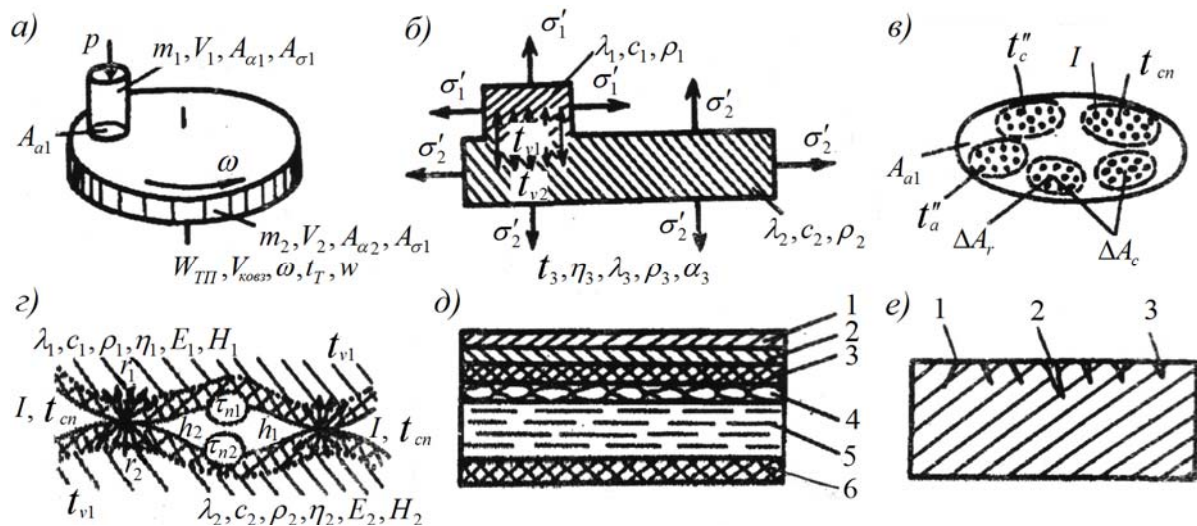


Рисунок 2.11 - Удосконалені моделі електротермомеханічного тертя і зношування фрикційних матеріалів типового трибологічного спряження (на основі моделей, розроблених А. В. Чичинадзе і Е. Д. Брауном)

ΔA_r – елементарна площа одиначної фактичної плями дотику; d_r – середньостатистичний діаметр одиначної плями дотику; t_a^* – температура номінальної поверхні тертя; t_c^* – температура контурної ділянки поверхні тертя і t_{cn} – температурна спалаху на фактичній плямі контакту);

4) мікро модель електротеплоутворення і поведінки контактуючих шарів поверхонь тертя з урахуванням дискретної природи контакту (див. рис. 2.11 з). Її параметрами є: середньостатистичні радіуси одиначних мікровиступів робочих поверхонь пари тертя $r_{1,2}$; висоти одиначних мікронерівностей $h_{1,2}$; опір зсуву тонких поверхневих елементів (плівок) пари тертя $\tau_{\eta 1,2}$; генеровані імпульсні струми I ; об'ємні температури елементів пари тертя $t_{v1,2}$; температури спалаху на фактичній плямі дотику t_{cn} ; коефіцієнти теплопровідності $\lambda_{1,2}$; питомі теплоємності $c_{1,2}$, густини $\rho_{1,2}$, модулі пружності $E_{1,2}$, твердість $HB_{1,2}$ і динамічна в'язкість $\eta_{1,2}$ матеріалів пари тертя;

5) підмодель багатошарового утворення на поверхні тертя (див. рис. 2.11 д) внаслідок фрикційної взаємодії з шістьма шарами: адсорбованим, граничним, мастильного матеріалу, оксидів, текстурованого і вихідного матеріалу;

6) підмодель виникнення і розвитку дефектів у металевому елементі пари тертя, що виникають при терті (див. рис. 2.11 е) (1 – дислокації, 2 і 3 мікро-

макротріщини).

Загальна модель зовнішнього тертя повністю враховує дві основні триади зовнішнього тертя, запропоновані І. В. Крагельським і А. В. Чичинадзе, а також основні положення сумісності трибосистем, розроблені Н. А. Буше.

Модельованість – це можливість представлення досліджуваної системи кінцевою множиною моделей, кожна з яких відображає певну грань її сутності.

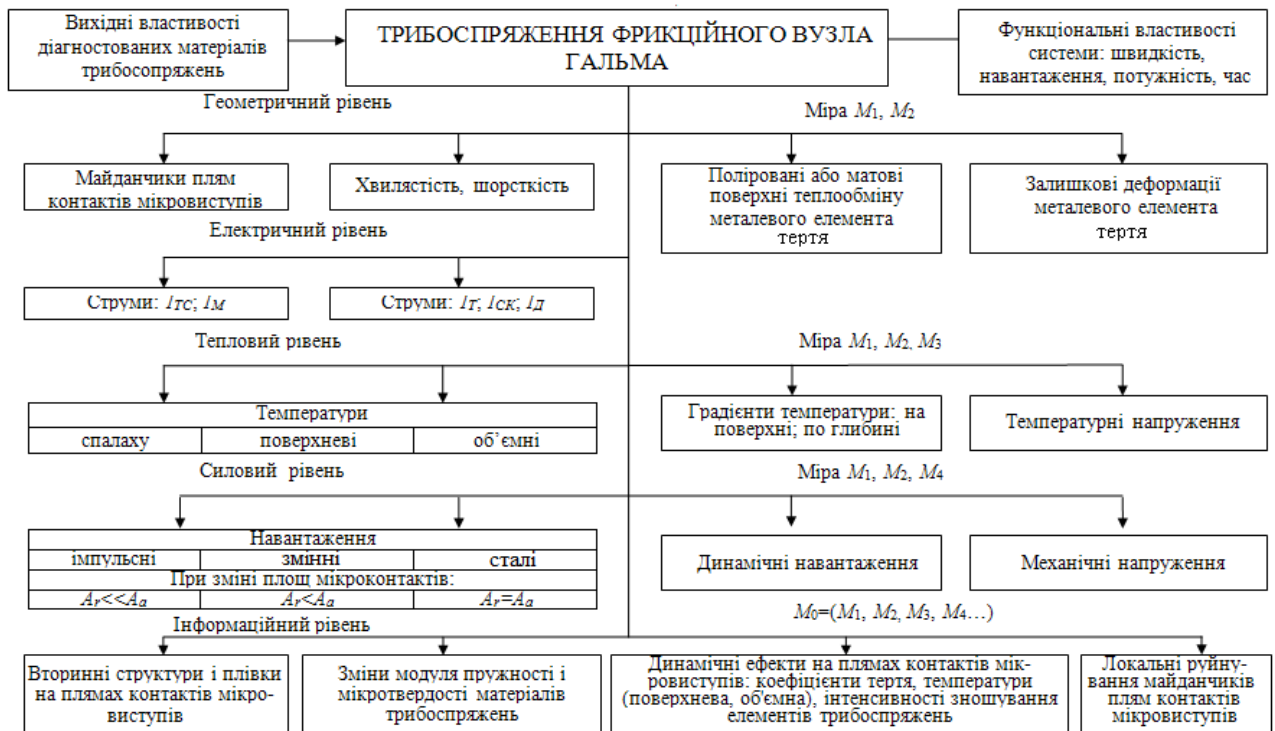
Остання властивість знайшла застосування при розробці раціонального циклу триботехнічних випробувань. Замість створення повної моделі для складного триботехнічного спряження застосовано низку послідовних моделей, які дають можливість встановити границі використання пари тертя. Усередині цих границь стосовно заданого режиму експлуатації виявляють початкові характеристики трибоспряження (динамічний коефіцієнт тертя f_t , інтенсивність зношування I і температуру t) і встановлюють ступінь впливу конструкції всього гальмового механізму на ці характеристики.

Створення повної моделі для складного трибоспряження взагалі є нераціональним, оскільки згідно з теоремою Тьюринга, така модель буде такою ж складною, як і саме трибоспряження, отже малопридатною для докладного вивчення.

При розробці кінцевої множини моделей слід враховувати (або розуміти), які властивості підсистеми послаблюють або підсилюють загальносистемні властивості. Наприклад, недостатня жорсткість підсистеми сприяє появі фреттингу і т. ін.

Ієрархічну модель, яка відповідає графічній моделі, наведено на рис. 2.12. Графічна модель трибологічного спряження (фрикційного вузла) має п'ять рівнів: геометричний, електричний, тепловий, силовий та інформаційний. Окрім цих рівнів враховуються вихідні властивості матеріалів і функціональні властивості системи.

Слід мати на увазі, що внаслідок тепловиділення, яке посилюється генерованими струмами (рівень три), відбувається зміна не тільки властивостей



*Примітка: I_T , $I_{СК}$, I_D – сумарні струми: термічний; виникаючий за рахунок тертя і контактної взаємодії; зумовлені сорбційно-десорбційними процесами у приповерхневих шарах накладки при температурі вище допустимої для її матеріалу; I_{TC} , I_M – складові сумарного струму, що виникають при терті ковзання; A_r , A_a – площі: номінальна, фактична

Рисунок 2.12 – Структурна модель розвиваючого реального складного багаторівневого трибологічного спряження фрикційного вузла гальма

матеріалів, але й геометричного і силового рівня. Про всі ці зміни дослідник отримує відомості на інформаційному рівні. До динамічних показників відносяться: динамічний коефіцієнт тертя, нестабільність процесу тертя і нерівномірність фрикційного нагрівання, до локальних – руйнування матеріалу внаслідок інтенсивного зношування в окремих точках робочої поверхні.

Моделювання розглядається як процес співставлення результатів модельного і натурного експерименту на основі подібних перетворень (аналізу подібності). При моделюванні будь-яким способом відтворюється дійсність для вивчення наявних у ній об'єктивних закономірностей. Під подібністю розуміють взаємно-однозначну відповідність між двома об'єктами. При цьому функції переходу від параметрів, які характеризують один з об'єктів, до інших параметрів відомі, а математичні описи цих об'єктів можуть бути перетворені у тотожні.

У стрічково-колодковому гальмі фрикційний вузол містить ділянку гальмової стрічки, до якої кріпляться фрикційні накладки. Їхня робоча поверхня взаємодіє з біговою доріжкою гальмового шківa. У барабанно-колодковому гальмі фрикційні накладки кріпляться до гальмової колодки, а робочі поверхні накладок взаємодіють з внутрішньою поверхнею ободу гальмового барабана.

Моделювання процесів трибосистеми виконано для фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Моделювання процесів трибосистеми проводиться в три етапи.

На першому етапі розглядають геометричні параметри мікровиступів поверхонь тертя, енергетичні рівні плям контактів і стан поверхневих і приповерхневих шарів при електротермомеханічній фрикційній взаємодії в металополімерних парах тертя на мілі-, нано- і мікрорівнях (рис. 2.13).

У процесі фрикційної взаємодії металополімерних пар металевий елемент тертя отримує мікроімпульси з боку мікровиступів нерухомого контртіла, яким є полімерна накладка (пряма пара тертя). У зворотних парах тертя металевий елемент є нерухомим, а фрикційні накладки переміщуються. У багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма на різних стадіях гальмування працюють спочатку зворотні пари тертя, а потім прямі. Параметри імпульсних коливань величини нормального зусилля, що діє з боку гальмової стрічки, визначаються жорсткістю фрикційного стику.

На рис. 2.14 *а, б, в* наведено контактно-імпульсну взаємодію мікровиступів на різних стадіях гальмування парою тертя «полімер-метал» при її навантаженні нормальною силою N . Величина N на кожній стадії гальмування є пропорційною до площі контакту. На першій стадії контактування (див. рис. 2.14 *а*) відбувається імпульсна взаємодія мікровиступів, що сприяє генеруванню елементарного електричного струму. На другій стадії взаємодії електричний струм перетворюється в акумульовану теплоту (див. рис. 2.14 *б*). На третій стадії взаємодії мікровиступів нормальна сила N є максимальною, площа контактуючих поверхонь збільшується, а, отже, трибоефект інтенсифікується, що супроводжується зростанням поверхневої

температури контакту (див. рис. 2.14 в). Унаслідок одночасної дії елементарних електрострумів, що генеруються на мікровиступах (перша стадія гальмування), на робочих поверхнях при терті формується електричне поле.

Теплове поле, сформоване на другий і третій стадіях, сприяє збільшенню теплових струмів.

Між ділянками фактичного дотику розташовані мікро- і макрополя, які з'єднуються між собою. Порожнини по висоті мають змінний переріз, вони заповнені рідиною, утвореною при вигорянні сполучних компонентів полімерних накладок, і продуктами зносу. При обертанні металевго елемента тертя проміжне середовище захоплюється його ковзаючою поверхнею. У місцях звуження порожнин утворюються гідродинамічні клини. Дія останніх сумується, що може призвести до спливання (підйому) однієї поверхні тертя над другою.

У міру закриття мікрозападин поверхні тертя фрикційної накладки рідкою фазою, яка утворюється при підвищенні температури, зменшується контактна деформація поверхні і нормальне навантаження, яке сприймається контактними поверхнями мікровиступів. При цьому одночасно збільшується частина нормального навантаження, що припадає на рідинний шар робочої поверхні накладки.

Пружно-пластична деформація поверхневих шарів на ділянках фактичного контакту призводить до їх поступового окрихчування, підсилюваного дією електричних імпульсів.

Все це з урахуванням інтенсивності диспергування дозволяє представити процес зношування у вигляді малоциклової втоми матеріалу поверхневих шарів, розташованих в зоні деформування.

При незначному часі контактування поверхні тертя не руйнуються, тобто спостерігається існування латентної фази. Але при цьому відбувається накопичення енергії, мікродефектів й еволюція вторинних структур. При досягненні граничного стану матеріалу поверхневого шару, зумовленого появою певної концентрації мікропошкоджень, настає стадія його руйнування.

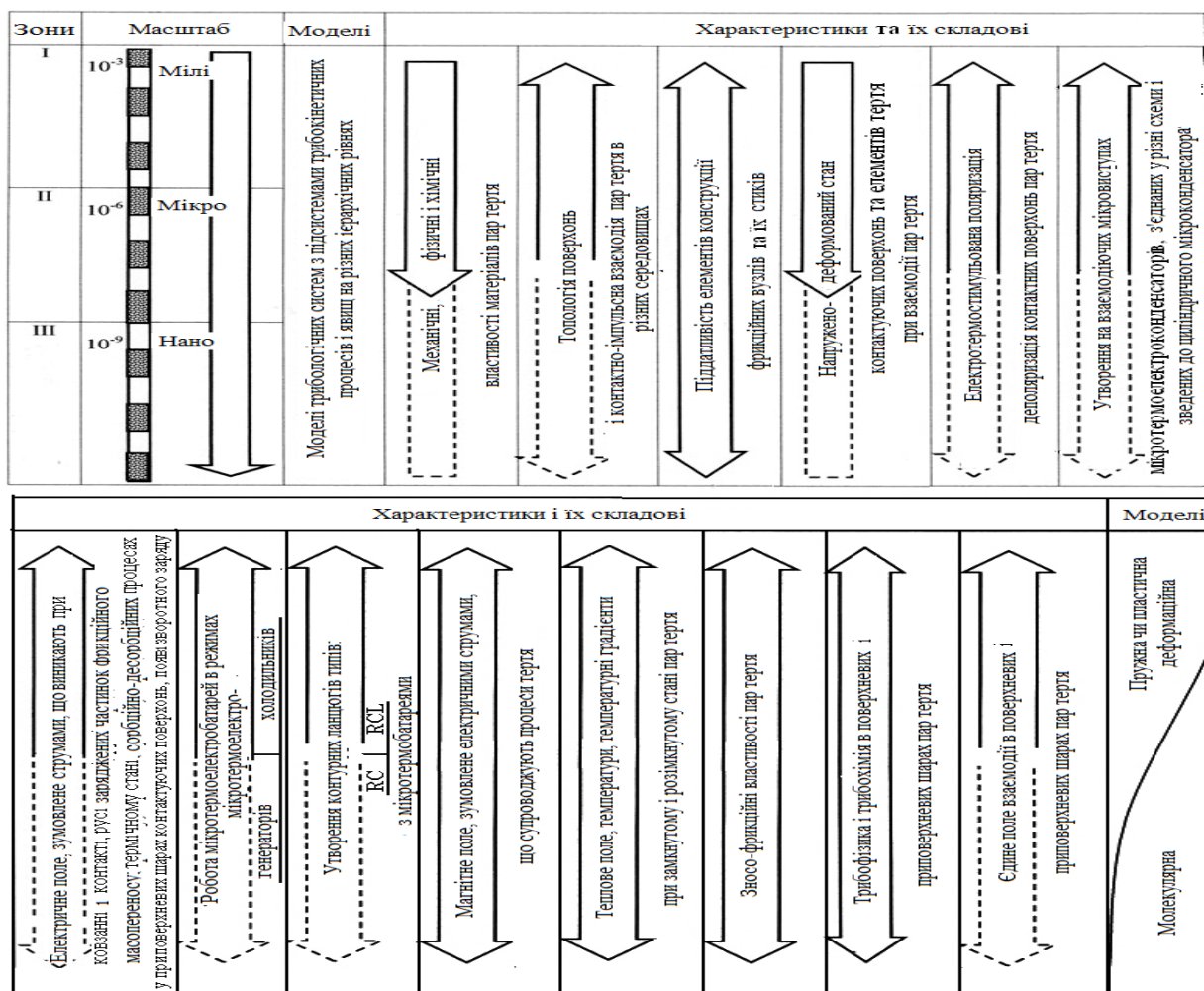


Рисунок 2.13 – Загальна схема контактування при електротермомеханічному терті

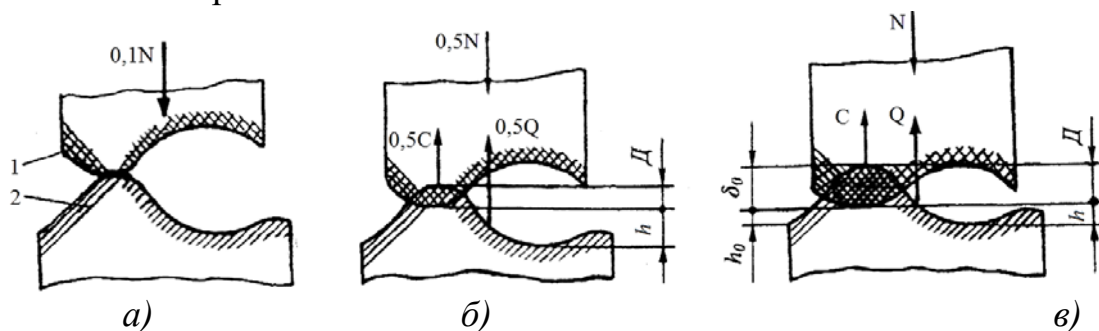


Рисунок 2.14 – Контактно-імпульсна взаємодія мікрорівнів пари тертя «полімер 1 - метал 2» при різній навантаженості а) – $0,1N$; б) – $0,5N$; в) – $1,0N$; D – деформація полімерного мікрорівня; Q – реакція металевих мікрорівнів; C – жорсткість фрикційного стику

Під впливом імпульсного нормального навантаження в контакт входять окремі мікрорівні, на вершинах яких розташовані плями контакту.

Для оцінки ступеня силової навантаженості в зоні фрикційної взаємодії

виникає необхідність побудови кривої опорної поверхні з урахуванням профілограми шорсткої поверхні за методом Ю. П. Шликова. З огляду на залежності шорсткості поверхні від напрямку обробки для побудови кривої опорної поверхні необхідно знімати профілограми в двох взаємно перпендикулярних напрямках. За профілографами знаходять величину H_{min} , вона відповідає глибині, на якій дія генерованих імпульсних електричних струмів і температур спалаху не проявляється.

Експерименти показують, що при зазвичай застосовуваних навантаженнях деформація мікровиступів є невеликою. Тому можна знехтувати збільшенням поперечного перерізу виступу і вважати, що опорна крива профілограми виражає залежність між площею фактичного контакту і величиною зближення робочих поверхонь (тобто деформацією найбільш високих мікровиступів).

Знаючи довжину еквівалентної поверхні мікровиступів і діаметри плям контакту, можна встановити закономірності зміни:

- твердості металевого і неметалевого матеріалу від питомих навантажень і величини відношення d/L (де d, L – діаметр і шлях тертя плями контакту);
- мікрострумів на плямах контактів мікровиступів трибоспряжень в залежності від поверхневої температури, її градієнта по довжині плям контактів та імпульсного нормального навантаження;
- деформацій мікровиступів поверхонь тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки від імпульсних питомих навантажень при різних площах плям контакту;
- площ плям контактів мікровиступів металевої поверхні тертя та їх кількості від діючих імпульсних нормальних зусиль.

Програмне забезпечення модельного гальмового стенда включає спеціальну програму запису й обробки сигналів з датчиків.

У програмі задається:

- частота дискретизації. Максимальна частота залежить від тактової частоти комп'ютера, технічної характеристики АЦП (аналогово-цифрового

перетворювача) і підбирається експериментально (наприклад, 1,2 кГц);

- тривалість вибірки (час запису в с). Запис починається з моменту натискання на клавішу СТАРТ і триває до закінчення часу, заданого в даному пункті або до натискання на клавішу СТОП. Тривалість запису обмежена тільки розміром жорсткого диска комп'ютера;

- калібрування – рівні, встановлені в даний момент, вважаються нульовими (вибирається зміщенням нуля).

Записані програмою сигнали обробляються за допомогою програми, наприклад MATLAB. Система MATLAB розроблена фірмою The MathWorks, Inc. (США, м Нейтік, штат Маесачусетс) і є інтерактивною системою для виконання інженерних і наукових розрахунків, вона орієнтована на роботу з масивами даних. Система використовує математичний співпроцесор і допускає можливість звернення до програм, написаних мовами FORTRAN, C і C ++.

Програмне забезпечення дозволяє обчислювати частотну функцію передачі даних за результатами обробки сигналів імпульсного нормального навантаження і сили тертя. На основі аналізу частотної функції передачі здійснюється аналіз динамічного стану плям контактів мікроступів трибосистеми, а також перевірка її стійкості за критеріями стійкості Найквіста, Ляпунова та ін.

На другому етапі моделювання аналізується динамічна і теплова подібність підсистеми пар тертя стрічково-колодкового гальма.

При фрикційній взаємодії робочих поверхонь металополімерних пар тертя, що має контактно-імпульсний характер, відбуваються складні нелінійні процеси, явища та ефекти. Вони впливають на стан приповерхневих шарів, що труться, а також на тепловий стан металевого елемента тертя. При електротермомеханічному терті металополімерних пар процеси, явища та ефекти чинять зовнішній і внутрішній вплив на стан їх поверхневих і приповерхневих шарів, сприяючи виникненню механічних, електричних, теплових і хімічних полів.

Зазначені поля взаємодіють між собою, перебуваючи при цьому в єдиному енергетичному полі. Для їх математичного опису необхідно використовувати неоднорідну систему нелінійних рівнянь, що враховують: властивості фрикційних матеріалів, використовуваних у вузлі тертя; імпульсні навантаження і швидкості ковзання; інтенсивність підведення теплоти; розподіл теплоти між фрикційними елементами; зовнішній керуючий вплив, реалізовуваний у досліджуваній трибосистемі, а також у якому механічному і тепловому полі функціонує вузол тертя. Аналітичні динамічні й теплові розрахунки трибосистем є дуже складними. В таких розрахунках використовується понад 50 параметрів з багатьма припущеннями, спрощеннями і лінеаризацією динамічних і теплових процесів. У результаті цього результати розрахунку є часто неадекватними до реальних умов експлуатації, а також через нестиковки різних оціночних методик, які спираються на величезну кількість моделей (до мільйона і більше), і невідповідності отриманих даних результатам експериментальних досліджень в лабораторних (стендових) й експлуатаційних (промислових) умовах.

Отже, ефективна й адекватна аналітична оптимізація конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя є практично нездійсненним завданням. Доцільніше використовувати достовірні експериментальні дані, отримані в лабораторних умовах на гальмових стендах. Їх отримують з використанням методів фізичної подібності і моделювання із залученням елементів теорії системного підходу.

Конкретна фізична модель металополімерної пари тертя є доступнішою для дослідження, ніж реальний об'єкт. При цьому модель повинна досить точно відображати поведінку трибосистеми при певних обмеженнях, що дозволить отримати рішення, адекватне по відношенню до реальної трибосистеми.

Як об'єкт досліджень вибрано фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Фрикційні вузли в стендових умовах встановлювалися на модельному стрічково-колодковому гальмі. При цьому визначалися такі параметри: коливання основних деталей; деформації гальмової

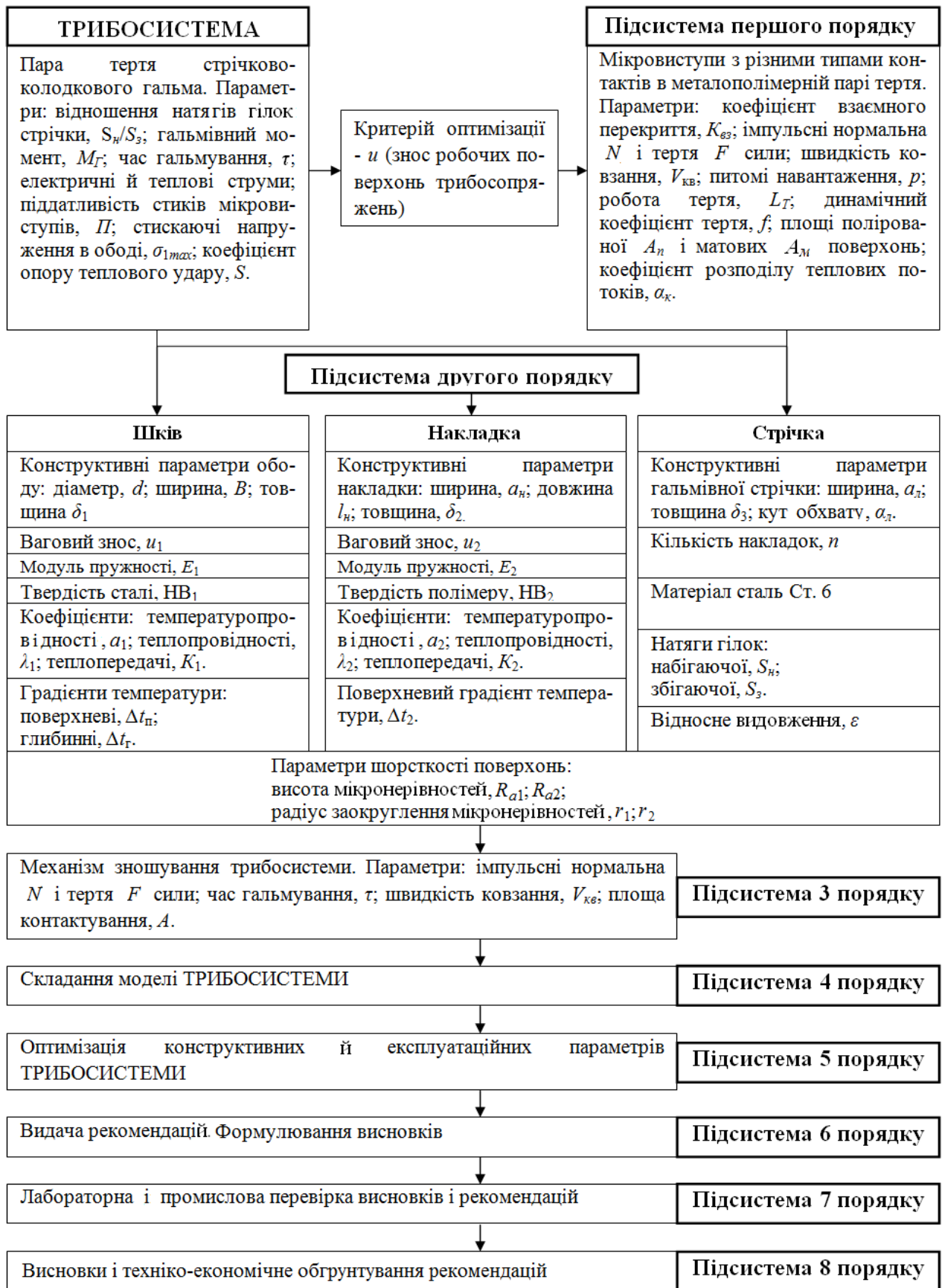


Рисунок 2.15 – Трибосистема (пари тертя) стрічково-колодкового гальма та її підсистеми різного порядку

Таблиця 2.1 - Енергонавантаженість дискретного контакту мікровиступів металополімерних пар тертя трибосистеми

Стан поверхневого і приповерхне- вого шару накладки		Опис характеристик фрикційної взаємодії:				
		Стан міжконтактного середовища	Наявність подвійних електричних шарів	Циркуляція струмів		
				електричних	теплових	Омива-ючого середо-вища
		поверхневого і приповерхневого шару металополімерних пар тертя				
1	2	3	4	5	6	7
Поверхнева температура	Нижче допустимої для матеріалу фрикційної накладки	При електротермомеханічному терті мікровиступів металополімерних пар тертя під дією імпульсних нормальних зусиль на поверхнях плям контактів різних типів генеруються імпульсні електричні струми, які прошивають найтонші окисні плівки, сприяючи їх руйнуванню. Під дією все зростаючих імпульсних питомих навантажень відбувається активна деформація мікровиступів, тобто поверхневих шарів полімерних накладок і зміцнення плям контактів металевго елемента тертя. На цій стадії відбувається підготовка поверхневих шарів до утворення достатньої кількості активних центрів, що визначають їх подальший розвиток внаслідок повзучості металу. При цьому має місце інжектований контакт. При підвищенні температури контактуючих мікровиступів металополімерних пар тертя трибоспряжень від 100 до 200 °С спостерігається коливання динамічного коефіцієнта тертя (від 0,39 до 0,42). При цьому електричні поля в трибоспряженнях слабшають, а теплові поля - посилюються. Характеристика фрикційної теплостійкості на цій ділянці визначається, в основному, пружно-пластичними властивостями матеріалу (перехід від пружного до пластичного контакту). На ділянці від 200 до 350 °С коефіцієнт тертя залежить від рівня пластичних деформацій з поступовим, в міру підвищення температури, димленням сполучних компонентів полімерних матеріалів. Мікроконтакти за енергетичними характеристиками наближаються до нейтральних.	Виникає подвійний електричний шар на робочій поверхні металевго елемента тертя. При цьому плями контактів мікровиступів виконують функції мікротермоелектрогенератора, а поверхневі та приповерхневі шари полімерних накладок – мікротермоелектрохолодильників. Бічні поверхні мікрровиступів є накопичувачами зарядів, тобто мікротермоелектроконденсаторами. На плямах контактів інтенсифікуються поляризаційні процеси.	Струм електризації поширюється від плям контактів мікровиступі в полімерної накладки до плям контактів мікрровиступів металевго елемента тертя.	Генерована електрична енергія перетворюється в теплову енергію. Тіло металевго елемента тертя і приповерхневі шари полімерних накладок нагріваються.	Мікровиступи пар тертя омиваються повітрям навко-лишньо-го середо-вища

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7
Поверхнева температура	При досягненні допустимої для матеріалу полімерної накладки	Електротермомеханічне тертя відбувається при імпульсних питомих навантаженнях на плямах контактів мікровиступів трибоспряжень. При цьому проявляються закони невстановленої повзучості в умовах постійної зміни (зазвичай зменшення) термонапружень у поверхневому шарі металевго елемента тертя. На ділянці від 450 до 600 °С підвищення коефіцієнта тертя пояснюється утворенням коксоподібних продуктів деструкції зв'язуючих компонентів, що зумовлює формування робочого шару. Він сприяє виникненню блокуючих контактів мікровиступів трибоспряжень. При температурах 600-800 °С і вище динамічний коефіцієнт тертя стабілізується і досягає значення 0,32. Інтенсифікуються деполяризаційні процеси на плямах контактів мікровиступів трибоспряжень. Азот і вуглекислий газ є нейтральними середовищами, в яких адсорбційний і щілинний ефекти вироджуються. При цьому спостерігається збільшення концентрації Н ₂ до 0,171% у масових частках і поява СО до 0,43% у масових частках.	Виникає й розвивається сильний подвійний електричний шар у приповерхневих шарах полімерних накладок і слабкий подвійний електричний шар на мікровиступах металевго елемента тертя через їх нагрівання. Приповерхневий шар накладки виконує функції мікротермо-електрогенератора, а мікровиступи металевго елемента тертя – мікротемоелектрохолодильника.	Переважає інверсія електричних струмів від плям контакту мікровиступів металевго елемента тертя в приповерхневій шарі полімерних накладок. Слабка інверсія прямих струмів зумовлена зародженням зворотних струмів.	На поверхні полімерної накладки виникають острівці рідини, яка є електролітом. При цьому починається формування сильного подвійного електричного шару на робочій поверхні накладки.	Мікрровиступи пар тертя омиваються повітрям навко-лишнього середовища та компонентами деструктивних процесів, які відбуваються в приповерхневих шарах накладки.

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7
Поверхня температура	При перевищенні допустимої для матеріалу полімерної накладки	Електротермомеханічне тертя плям контактів мікровиступів трибоспряжень відбувається внаслідок повзучості поверхневих шарів у парі тертя «полімер-метал». При цьому з ростом температури процес розвитку фізичного контакту інтенсифікується і може переходити на інші енергетичні рівні, змінюючи тим самим типи контактів. Фізичний контакт омичного типу зумовлює релаксацію внутрішніх термонапружень у поверхневому шарі елемента тертя за рахунок поверхневого пластичного тертя. Коефіцієнт тертя стабілізується і має мінімальне значення (0,28) Ця зона є областю депресії через деполяризаційні процеси, в ній фрикційні характеристики цілком визначаються змащувальною дією рідких продуктів деструкції сполучних компонентів. Спостерігається різке зменшення концентрації CO ₂ до 0,13% (у масових частках) і з'являється H ₂ до 0,13% (у масових частках).	Існує сильний подвійний електричний шар, сформований у приповерхневому шарі полімерних накладок. Подвійний електричний шар біля робочої поверхні металевго елемента тертя є ослабленим. При цьому металевий елемент тертя виконує функції термоелектрогенератора, а приповерхневі шари накладок – термоелектрохолодильників	Переважає інверсія електричних струмів від робочих поверхонь полімерних накладок в робочу поверхню металевго елемента тертя (зворотний струм). У той же час спостерігаються слабкі прямі струми.	Циркулюючі теплові струми в металевому елементі тертя сприяють термостабілізаційному стану його ободу.	Мікровиступи трибоспряження омиваються речовинами, що вигоріли з поверхневих шарів полімерних накладок

стрічки; піддатливість стиків фрикційної взаємодії; статичний і динамічний коефіцієнти взаємного перекриття; імпульсні нормальні зусилля; гальмовий момент; швидкість ковзання; температури: спалаху, поверхнева і об'ємна; кінематичні й термодинамічні параметри потоків омиваючого середовища.

На третьому етапі моделювання розглянуто критерії фізичної подібності вузла тертя трибосистеми, а також всі конструктивні й експлуатаційні параметри стосовно фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм (рис. 2.15). У підсумку третього етапу оцінюють енергонавантаженість дискретного контакту мікровиступів металополімерних пар тертя трибосистем (табл. 2.1). На цьому моделювання процесів, спричинених тертям в трибосистемі, завершується.

За результатами моделювання процесу тертя оцінено енергетичні рівні плям контактів мікровиступів металополімерних пар, які є одним з основних експлуатаційних параметрів трибосистеми.

2.3 Мета і завдання досліджень. Гіпотеза, ідея роботи та її наукова проблема

Мета роботи – підвищення ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з урахуванням робастних властивостей їх трибосистем і запобігання виникненню при цьому негативних наслідків.

Для розв'язання комплексної проблеми необхідно вирішити такі завдання:

- провести системний аналіз закономірностей зміни експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма з урахуванням їх впливу на стан плям контакту мікровиступів металополімерних пар тертя;
- оцінити якість фрикційного вузла за допомогою прямих показників і непрямих критеріїв і відслідкувати процеси зародження і розвитку в них перехідних процесів;
- забезпечити стійкість дискретного контакту при фрикційній взаємодії

мікровиступів пари тертя "накладка-обід шківів" методом розширених амплітудно-фазочастотних характеристик стійкості Найквіста;

- установити вплив збурюючих факторів на ступінь дестабілізації експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма;
- оцінити енергонавантаженість пар тертя гальм і вплив на неї регулювання і керування експлуатаційними параметрами;
- виконати структурно-параметричний синтез робастних систем при керуванні режимами роботи стрічково-колодкового гальма бурової лебідки;
- оптимізувати конструктивні та експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма за допомогою геометричного програмування і багатокритеріального методу;
- провести енергетичну оцінку ресурсу фрикційних накладок вузлів тертя гальма.

Обґрунтовано гіпотезу, сформульовано ідею роботи та намічено шляхи й етапи вирішення наукової проблеми.

Ідеєю роботи є залучення робастного підходу з його складовими властивостями до розрахунку і проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

Гіпотеза — вплив збурюючих факторів, які діють на нано-, мікро- і макрорівнях, на структурно-параметричний підхід при синтезі робастних систем керування режимами роботи стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Науковою проблемою є розкриття механізму подання трибосистеми гальма як робастної системи з її неординарними властивостями.

РОЗДІЛ 3

СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

3.1 Технічні вимоги, які висувуються до фрикційних вузлів, й умови їх роботи

Інтенсифікація технологічних процесів за участю підйомно-транспортного обладнання і транспортних засобів, будівельних і дорожніх машин пов'язана зі збільшенням їх рухомих мас, швидкостей руху і частоти гальмувань. У зв'язку з цим значимість фрикційних вузлів як пристроїв, що забезпечують безпечну роботу підйомно-транспортного обладнання, дорожніх і будівельних машин, а також безпеку руху транспортних засобів помітно зростає.

Перш, ніж сформулювати вимоги до конструкцій основних деталей гальм, розглянемо, якими мають бути гальмові системи дорожніх і будівельних машин, транспортних засобів і підйомно-транспортного обладнання. До них слід віднести такі вимоги: висока ефективність дії, що забезпечує максимальні прискорення-сповільнення і мінімальні довжини гальмових шляхів; зменшення часу спрацьовування приводу при наростанні і спаданні гальмового моменту; дотримання пропорційності між гальмовими моментами окремих опорних елементів і зчіпною масою; досягнення рівності гальмових сил на окремих опорних елементах та їхніх осях; гарантована міцність деталей гальмових систем.

До основних деталей стрічково-колодкових гальм бурових лебідок ставляться такі вимоги: простота конструкції та жорсткість гальмового шківа, мала маса, відсутність тріщиноутворення на робочій поверхні ободу, достатнє тепловідведення від поверхонь шківа, високий і стабільний динамічний коефіцієнт тертя, відсутність шуму робочих деталей; надійний захист фрикційних пар від зволоження і забруднення.

На робочих поверхнях сталевих ободів гальмових шківів бурових лебідок виникають високі температури (700-1000 °С) і значні температурні градієнти. Зазначеним впливам піддається тільки поверхневий шар малої товщини. Циклічний вплив температурних градієнтів призводить до утворення на робочій поверхні ободу шківа тріщин термічної втоми. Одна з основних причин розриву шківів у процесі експлуатації – це наявність в них значних залишкових напружень. Останні виникають внаслідок незворотних об'ємних змін в матеріалі шківа, пов'язаних з пластичною деформацією при циклічному нагріванні і охолодженні. Пластична деформація в ободі виникає, в основному, під дією стискаючих напружень, що складаються з напружень від питомих навантажень при замиканні гальма і напружень на поверхні і в тілі ободу від температурних градієнтів.

У той же час згідно з ДСТУ 1786 фрикційні накладки повинні відповідати таким вимогам:

- високий динамічний коефіцієнт тертя ($f = 0,28-0,62$), який майже не залежить від поверхневої температури, питомого навантаження і швидкості ковзання;
- високі зносостійкість і міцність (накладки повинні працювати без зриву контакту з високою швидкістю ковзання);
- плавне зростання сили тертя, пропорційної імпульсному нормальному зусиллю;
- достатня термостійкість і теплопровідність (при тривалій роботі температура накладок не повинна перевищувати 200 °С, при короткочасній – 350 °С).

У своєму складі фрикційні матеріали на основі термореактивних смол повинні містити певні компоненти для підвищення:

- зносостійкості (смоляні частинки і графіт);
- теплопровідності і плавності вмикання (мідь, латунь, бронза, алюміній у вигляді порошку, стружки або дротини);
- стабільності динамічного коефіцієнта тертя (цинк), а також для

зменшення зносу і задируутворення (свинець).

Однією з основних вимог до гальмової стрічки є її піддатливість, що забезпечує максимальний коефіцієнт взаємного перекриття при фрикційній взаємодії внутрішньої поверхні стрічки з неробочими поверхнями накладок у серійних парах і в багатопарних (стрічка - робочі поверхні одно- і двоповерхових накладок) вузлів тертя гальма.

Порушення геометрії гальмової стрічки може призвести до того, що в розгальмованому стані всі зовнішні поверхні двоповерхових фрикційних накладок взаємодіятимуть з робочою поверхнею гальмової стрічки. Ця обставина зумовить додаткове нагрівання зовнішніх поверхонь накладок і прискорить їх зношування. Тому перед установкою гальмової стрічки на модельний гальмовий стенд необхідно перевірити її геометрію за шаблоном "а" (рис. 3.1) і розміри її прямолінійних ділянок "d".

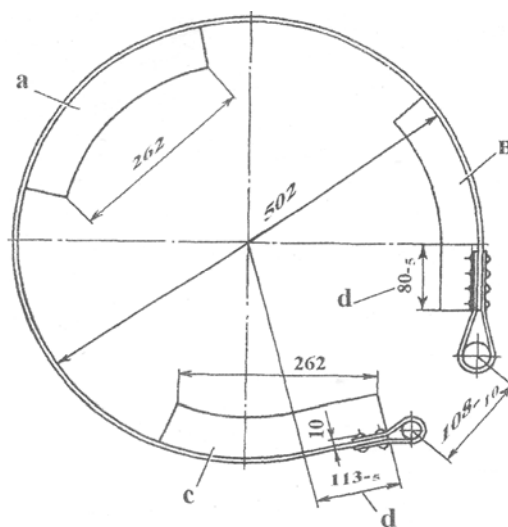


Рисунок 3.1 – Контроль геометрії гальмової стрічки: а, в, с – шаблони для контролю геометрії криволінійних і прямолінійних ділянок стрічки;
d – прямолінійна ділянка

Перевірку за шаблоном виконують шляхом розміщення стрічки торцем на двох однакових металевих трубках. У результаті перевірки відхилення геометрії контрольованих ділянок стрічки від шаблону не повинно перевищувати 1,0 мм. Після цього гальмову стрічку встановлюють на модельний гальмовий стенд.

На роботу фрикційного вузла істотно впливають зовнішні і внутрішні

поля (табл. 3.1), які виникають у поверхневих і в приповерхневих шарах пар

Таблиця 3.1 - Уплив зовнішніх і внутрішніх полів на енергонавантаженість пар тертя гальма

Вид енергії (поля)	Спосіб впливу	Зміна вихідних параметрів при допустимій величині енергетичного стану	
		f	i_v
Механічна	Суттєва зміна градієнта механічних властивостей по товщині пар тертя	Змінюється у 1,5-2,0 рази	Змінюється у 1,2-1,5 рази
Електрична	Інтенсивність генерування електричного струму на плямах контактів мікровиступів	Змінюється до 3,0 разів	Змінюється у 2,5-5,0 рази
Теплова	Інтенсивність нагрівання або вимушеного охолодження	Змінюється у 2,0-3,0 рази	Змінюється у 5,0-10,0 разів
Хімічна	Інтенсивність перебігу екзо- і ендотермічних реакцій у приповерхневому шарі полімерної накладки	Змінюється на 15,0-20,0%	Зростає у 2,0-3,0 рази
Електромагнітна	Інтенсивність тертя у слабому магнітному полі	Зростає на 40,0-50,0%	Зростає на 20,0-30,0%
Швидкісні поля омиваючих середовищ	Інтенсивність омивання поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя	Зростає у 1,1-1,25 рази	Зростає у 1,05-1,15 рази

тертя. Сила впливу залежить від виду енергії поля і способу її дії. Це зумовлює зміну вихідних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя f та енергетичної об'ємної інтенсивності зношування i_v накладки).

Для кількісної оцінки процесів теплоутворення і тепловідведення

запропоновано поняття питомої енергоємності металевих елементів тертя гальмових пристроїв за величиною теплового показника E_T . Його визначають за кількістю зовнішньої енергії W_{mp} (роботи тертя), витраченої на зміну температурного градієнта гальмового шківів в широкому діапазоні температур: $E_T = W_{mp} / \Delta t$, де $W_{mp} = f p A_r V_{ковз}$.

Ефективність фрикційних вузлів гальмових пристроїв визначають за залежностями, наведеними на рис. 3.2 [192]. У наведених залежностях використано такі позначення: M_{min} , M_{cp} , M_{max} – гальмові моменти: мінімальний, середній, максимальний; f_{min} , f_{cp} , f_{max} – динамічні коефіцієнти тертя: мінімальний, середній, максимальний. Установлено, що M і f мають хвильову природу (рис. 3.3).

Розглянемо експлуатаційні параметри пар тертя стрічково-колодкового гальма (табл. 3.2), наведені параметри є основними. У залежностях (3.1)-(3.21) (див. табл. 3.2) використано такі позначення: f – динамічний коефіцієнт тертя; α – кут обхвату стрічкою шківів; $\sum A_H$, $A_{p.ш}$ – площі: сумарна робочих поверхонь накладок; робочої поверхні ободу шківів; l_T – шлях тертя; n – кількість гальмувань; $\sum D_i$ – сумарна деформація мікровиступів; $\sum A_{н.н.}$, $\sum A_{н.с.}$ – сумарні площі робочих поверхонь накладок, які перебувають на набігаючій і збігаючій гілках стрічки; N – сила притиснення накладок до ободу шківів; $R_{ш}$, B , δ – радіус ободу шківів, його ширина і товщина; δ_c – товщина поверхневого шару ободу шківів; Δt_n , Δt_o – зміна поверхневої та об'ємної температури ободу шківів; Δt_2 – зміна температури по товщині ободу шківів; E – модуль Юнга; μ , α_1 , α_2 – коефіцієнти: Пуассона; лінійного розширення і стиснення матеріалу ободу шківів; G – вага шківів; h , l – товщина і довжина фрикційної накладки; Δg – вага зношеного матеріалу накладки; I_w – енергетична інтенсивність зношування; ΣW – сумарний енергетичний баланс; HB – твердість робочої поверхні ободу шківів.

Оцінимо енергетичний рівень поверхневих і приповерхневих шарів елементів тертя фрикційних вузлів гальма.



Рисунок 3.2 – Робочі характеристики пар тертя гальма

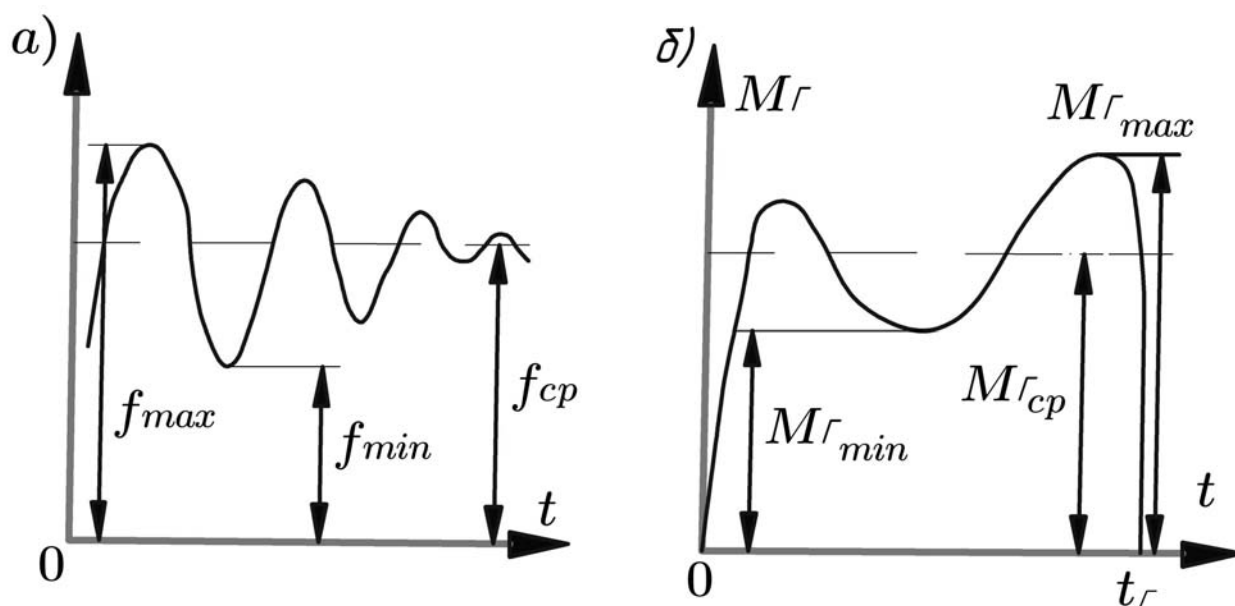


Рисунок 3.3 – Хвильові характеристики зміни у часі а) - динамічного коефіцієнта тертя і б) - гальмового моменту фрикційних вузлів гальма

Таблиця 3.2 - Експлуатаційні параметри пар тертя гальма

№ п/п	Назва		Розрахункові залежності	
1	Зусилля натягу гілок гальмової стрічки: набігаючої збігаючої		$S_H = S_3 \cdot e^{f\alpha};$ $S_3 = S_H / e^{f\alpha}.$ (3.1) (3.2)	
2	Сила тертя		$F_T = S_H - S_3.$ (3.3)	
3	Коефіцієнт взаємного перекриття		$k_{\text{вз}} = \frac{\Sigma A_H}{A_{p.ш}}.$ (3.4)	
4	Тривалість ковзання з урахуванням швидкості початку і кінця гальмування		$\tau = \frac{l_T}{V_1 - V_2}.$ (3.5)	
5	Число вмикань у г		$z = \frac{3600}{n}.$ (3.6)	
6	Піддатливість стику контакту		$\Pi = 1 / \sum_{i=1}^n D_i^{-1};$ (3.7)	
7	Питомі навантаження		$p_{\text{max}} = \frac{\Sigma S_n}{\Sigma A_{n.H}};$ $p_{\text{max}} = \frac{\Sigma S_n}{\Sigma A_{n.c}}.$ (3.8)	
8	Динамічний коефіцієнт тертя		$f = \frac{F_T}{N}.$ (3.9)	
9	Робота	тертя	$A_T = F_T \cdot l_T;$ (3.10)	
	Потужність		$P = F_T \cdot l_T / \tau.$ (3.11)	
10	Гальмовий момент		$M_{\Gamma} = F_T \cdot R_{ш}.$ (3.12)	
11	Градiєнти температури: поверхневі; об'ємні		$grad t_n = \Delta t_n / B;$ (3.13)	
			$grad t_o = \Delta t_o / \delta.$ (3.14)	
12	Напруження: механічні; температурні:		$\sigma_M = N / (2\pi \cdot k_{\text{вз}} \cdot B \cdot \delta_c);$ (3.15)	
	для точки робочої поверхні	ободу шківa	$\sigma_{t1} = E\alpha_1 \Delta t_n / [2(1 - \mu)];$ (3.16)	
	для точки приповерхневого шару		$\sigma_{t2} = E\alpha_2 \Delta t_2 / [2(1 - \mu)];$ (3.17)	
13	Момент інерції махових мас шківa		$J = G \cdot R_{ш}^2.$ (3.18)	
14	Інтенсивність зношування: лінійна		$i_h = h / l;$ (3.19)	
	вагова		$I_q = \Delta g / A_H l;$ (3.20)	
	об'ємна (енергетична)		$u_v = I_W^{-1} \cdot \Sigma W = i_h \cdot \frac{\Sigma W}{f \cdot HB}.$ (3.21)	

3.2 Контактно-імпульсна взаємодія у металополімерних парах тертя стрічково-колодкових гальм

У результаті дії імпульсного нормального зусилля може відбутися порушення електротеплового контакту мікровиступів робочих поверхонь металополімерних пар трибоспряження, що впливає на його енергетичні рівні.

Основними вимогами до властивостей контактуючих тертьових поверхонь металополімерних пар є: малий перехідний опір, зносостійкість. Ці характеристики залежать, у першу чергу, від імпульсного нормального зусилля N , що діє в контакті.

Перехідний опір у спрощеному вигляді записують так:

$$R_{\Pi} = \alpha_k / N^n, \quad (3.22)$$

де α_k – стала, яка залежить від виду матеріалу і стану поверхні; n – показник степеня, що характеризує тип контакту (нейтральний, блокуючий або інжектуючий).

Якість і стабільність контактування прямо залежать від величини імпульсного нормального зусилля. Інтенсивність зношування контактів і зусилля, необхідне для їх роз'єднання (або зміщення ковзаючого контакту), зі збільшенням N зростають. Тому контактне зусилля необхідно підтримувати на певному рівні, що не перевищує значення, яке відповідає допустимому перехідному опору R_n . У цих умовах додаткові інерційні сили, які виникають у контактних пристроях у результаті механічних впливів, легко можуть змінювати або навіть повністю компенсувати контактне зусилля. У результаті в контакті змінюється перехідний опір і, як наслідок, виникають флуктуації імпульсного струму, що проходить крізь нього. Це явище носить назву динамічної нестабільності контакту.

Припустимо, що між двома плямами контактів металевих мікровиступів знаходиться плівка з рівномірною товщиною δ і питомим опором ρ_{Π} . У цьому випадку додатковий опір в ланцюзі електричного струму дорівнює:

$$R_{\Pi} = \frac{\rho_{\Pi} \cdot \delta}{A}, \quad (3.23)$$

де A – площа плям контактів мікровиступів.

Замість добутку $\rho_{\Pi} \cdot \delta$ рекомендують користуватися емпірично визначеною величиною σ_{Π} , Ом·см, яка позначає питомий поверхневий опір. З результатів дослідів відомо, що при досить тонких поверхневих плівках, утворених на плямах контактів мікровиступів, їхній опір R_{Π} залежить не від типу плівки, а від її товщини δ .

Нехай поверхневий опір обох контактів представимо колом d [101]. Тоді залежність (3.23) набуває вигляду:

$$R_{\Pi} = \frac{\sigma_{\Pi}}{\pi d^2},$$

де σ_{Π} – питомий поверхневий опір плівки.

Загальний контактний опір R_k , який складається з перехідного опору R_{Π} і опору поверхневих плівок R_{Π} , дорівнює:

$$R_k = \frac{\rho_{\Pi}}{2a} + \frac{\sigma}{\pi a^2}, \quad (3.24)$$

де a – радіус поверхні зіткнення плям контактів мікровиступів, см.

Вираз (3.24) являє собою лише наближену формулу, оскільки містить поряд з умовами, прийнятими при отриманні рівняння для перехідного опору, також положення, справедливі лише для виключно тонких плівок. Так, із залежності (3.24) випливає, що перехідний і поверхневий опори не залежать один від одного (їх пов'язує тільки радіус плями контакту). Проте для товстих плівок таке припущення є хибним [15]. У поверхневих плівках, які утворюються у хімічному полі при вигорянні сполучних компонентів полімерних накладок, питома провідність і товщина є нерівномірними.

На рис. 3.4 наведено результати вимірювань питомої провідності σ в залежності від товщини плівок різних металів у вакуумі при 10^{-5} Торр і кімнатній температурі (для плівок заліза питома провідність збільшена у 5 разів). Експериментальні дані добре апроксимуються функцією Больцмана. З рис. 3.4 випливає, що при товщині до 5-7 нм провідність всіх типів плівок

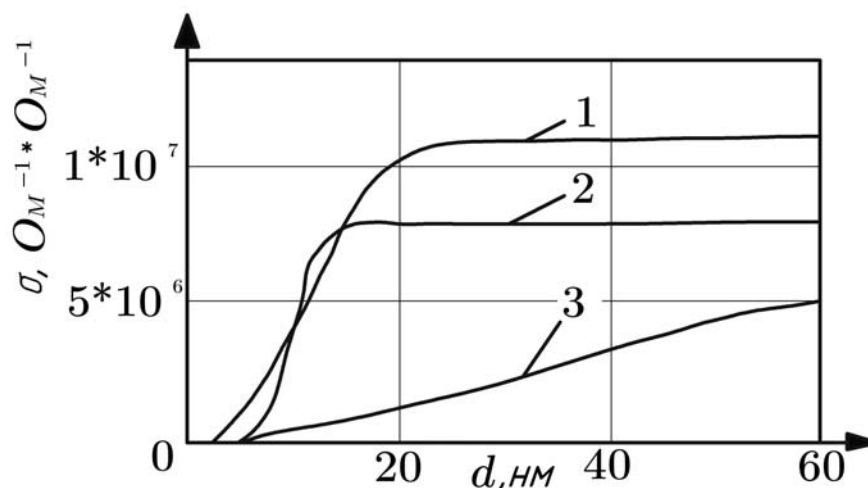


Рисунок 3.4 – Залежність питомої провідності від товщини плівок різних металів: 1 – мідь; 2 – алюміній; 3 – залізо

майже не залежить від їх товщини. Таким товщинам плівок притаманна кластерно-острівкова структура, для якої властивим є великий поверхневий питомий опір. Для плівок таких малих товщин характерним є незначна кількість вільних електронів, які мають малу величину вільного пробігу. Він обмежений поверхнями плівки, кластерами і острівцями рідини на плівці, зумовленими попаданням робочої поверхні полімерної накладки в зону високих температур, що перевищують допустимі. Все це сприяє малому поверхневому питомому опору плівок. Зі збільшенням товщини плівки провідність починає залежати від неї. Інтервал товщин, в якому проявляється ця залежність, становить: 5-60 нм для плівок заліза, 6-20 нм – для плівок міді, 5-40 нм – для плівок алюмінію. При подальшому збільшенні товщини плівки залежність $\sigma(d)$ є менш вираженою, а питома провідність плівок наближається до максимуму. Слід зазначити, що характер зростання провідності міді, алюмінію і заліза в зазначеному діапазоні товщин практично однаковий, а величина провідності для всіх плівок в області насичення є близькою до провідності їх об'ємних аналогів. Так, для плівок алюмінію ця величина складає близько $2 \cdot 10^7 \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$, для плівок міді – $1,1 \cdot 10^7 \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$, для плівок заліза – близько $10^6 \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$.

Мікровиступи металевого елемента тертя відіграють важливу роль у формуванні подвійних електричних шарів за рахунок дифузійних процесів, що

відбуваються між їх бічними поверхнями, які омиваються швидкісними струмами середовищ.

При відображенні проєкції імпульсу електрона на напрямок електричного поля (рис. 3.5 а) величина провідності не змінюється для об'єму металу ободу

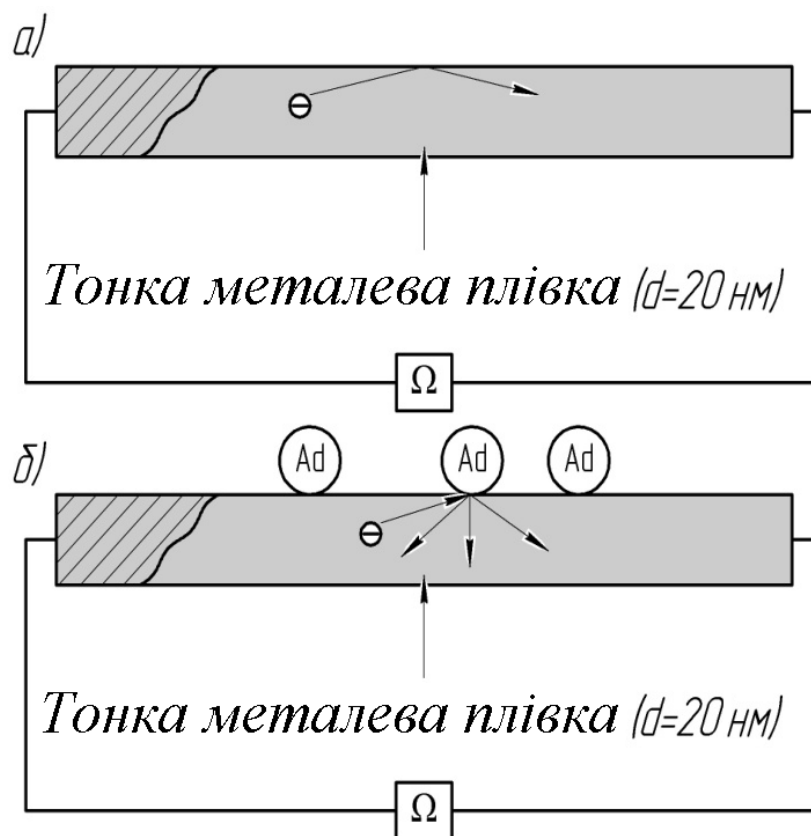


Рисунок 3.5 – Дзеркальне відображення а) - електронів провідності від полірованої металевої поверхні ободу гальмового шківa; б) - дифузійне розсіювання електронів провідності від поверхні, зумовлене присутністю адсорбованих атомів Ad

шківa. Частка $1-p$ електронів розсіюється поверхнею за рахунок дифузії, що зменшує їх швидкість і збільшує питомий опір плівки. При $p=0$ електрони провідності повністю розсіюються за рахунок дифузії. Це зумовлено присутністю адсорбованих атомів у подвійному електричному шарі мікроступів металевого елемента тертя (рис. 3.5 б). При $p=1,0$ маємо дзеркальне відображення. При цьому повне або часткове дзеркальне розсіювання електронів провідності у плівках ряду металів (Fe, Al, Cu та ін.)

означає, що шорсткість поверхні металевого елемента тертя не є домінуючим фактором у визначенні величини p .

При вигоранні сполучних компонентів у поверхневих шарах полімерної накладки з'являються розчини електролітів. В утворених електрохімічних умовах електричний (вільний) заряд поверхні змінюється у широких межах. При цьому можуть проявлятися ефекти, зумовлені залежною від потенціалу адсорбцією іонів розчину і полярних молекул розчинника.

Вимірювання проводилося в області потенціалів електрохімічної активності полімеру. Поява пом'якшеного шару полімеру призводить до зменшення опору пари «метал - полімер», вираженого більш сильно в міру збільшення товщини шару полімеру (понад 60 нм). Це розраховується кулонометрично, опір перестає залежати від товщини шару і від складу електроліту, що утворюється на поверхні полімерної накладки. Більш тонкий шар полімеру не порушує контакт електроліту з поверхнею.

Установлено, що опір залежить від стану полімеру. У відновленому (амінному) й окисленому (імінному) він є різним. Імінну групу, ймовірно, дифузійно інтенсивніше розсіюють електрони провідності у порівнянні з амінними, а тому в окисленому стані опори є вищими. При переході з одного стану в інший опір змінюється від величини, яка відповідає повністю відновленому стану, до величини, яка відповідає повністю окисленому стану полімеру. Явище деградації полімеру після досягнення анодних достатніх значень потенціалу виражається у збільшенні опору. Деградація призводить, швидше за все, до інтенсифікації дифузійного розсіювання через збільшення відстані між розсіювальними центрами.

Установлено, що зміна опору відбувається практично лінійно зі зростанням ступеня окислення полімеру. Передбачається, що саме так змінюється параметр дзеркальності при зміні ступеня окислення. Досліджені ефекти дозволяють зробити висновок, що застосування методу поверхневої провідності дозволить інформувати про зміну структури тонкої полімерної плівки при різних властивостях зовнішнього електроліту [149].

3.3 Оцінка енергетичних рівнів поверхневих і приповерхневих шарів елементів тертя

Перенесення теплоти від плям контакту мікровиступів ободу шків (в однопарних) і гальмової стрічки (у двопарних фрикційних вузлах) вглиб їх об'єму і в тіла тертя здійснюється пружними тепловими коливаннями мікрочастинок і механізмом теплового руху електронів та іонів провідності. У початкові моменти фрикційної взаємодії пари "стрічка-накладки" відбувається прогрів поверхневих шарів металевих елементів і поширення теплового потоку вглиб зі спадаючою швидкістю, яка залежить від густини вхідного в кожний елемент теплового потоку. Густина тепловиділення на границі фрикційного контакту є пропорційною роботі тертя:

$$q(t) = f(t)p(t)V(t), \quad (3.25)$$

де t – час тепловиділення; f – динамічний коефіцієнт тертя; p – питоме навантаження на фактичній площі контакту (A_a); V – швидкість ковзання у вузлі тертя.

Тепловиділенню передуює електрична складова потужності тертя, яка дорівнює:

$$P_{el} = k_e \cdot I \cdot U, \text{ Дж / с}, \quad (3.26)$$

де k_e – коефіцієнт, що враховує час контакту мікровиступів фрикційної накладки з мікровиступами металевого елемента тертя ($k_e=2 \cdot 10^2$); I – сила струму, що генерується мікровиступами металополімерних пар тертя за умови $A_r < A_a$, тобто фактична площа контактування A_r є малою порівняно з номінальною A_a , при $A_r = A_a$ фіксується трибоЕРС у з'єднанні; U – трибоЕРС у кінці процесу гальмування, В.

Сила струму I визначається за залежністю вигляду:

$$I = \sqrt{\frac{t_{\max} \cdot \alpha_l \cdot (dt/dl_k) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho_e \cdot N}}, \quad (3.27)$$

де $t_{\max}$ – максимальна температура на плямі контакту мікровиступів, °С;

α_l – коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі, Вт/(м²·°C); dt/dl_k – градієнт температури по довжині контакту, °C/мм; V_m – об'єм мікровиступів, м³; τ – час контактування, с; R_k – термічний опір контакту, °C/Вт; ρ_e – питомий електричний опір, (Ом·мм²)/м; N – імпульсне нормальне зусилля, Н.

Теплова складова потужності тертя фрикційного вузла гальма дорівнює:

$$P_{\text{тепл}} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_{\Gamma} = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж / с}, \quad (3.28)$$

де M_{Γ} – гальмовий момент, який розвивається парою тертя гальма, Нм.

Механічна складова потужності тертя фрикційного вузла при заданих геометричних параметрах полімерної накладки визначається за такою залежністю:

$$P_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r_m \cdot V \cdot N}{L_n}, \text{ Дж / с}, \quad (3.29)$$

де r_m – зведений радіус мікровиступів робочої поверхні металевго елемента тертя, м; L_n – довжина фрикційної накладки, м; ω – кутова швидкість гальмового шківa, с⁻¹.

Утворений при гальмуванні тепловий потік розподіляється між гальмовим шківом і стрічкою, накладками і навколишнім середовищем:

$$q(t) = q_1(t) + q_2(t) + q_3(t) + q_4(t), \quad (3.30)$$

де $q_1(t)$, $q_2(t)$ – густина теплового потоку, спрямованого в гальмовий шків і в стрічку, відповідно; $q_3(t)$ – густина теплового потоку, спрямованого під фрикційні накладки; $q_4(t)$ – густина теплового потоку, віддана гальмовим шківом і гальмовою стрічкою у навколишнє середовище конвективним теплообміном і тепловіддачею випромінюванням.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням α_l визначається відповідно до закону Стефана-Больцмана [10].

Результати розрахунку за формулою, наведеною у [10], показали, що коефіцієнт α_l збільшується з підвищенням температури полірованих і матових поверхонь шківів і стрічок.

Установлено, що величина відношення коефіцієнтів випромінювання матовою і полірованою поверхонь дорівнює відношенню площ охолоджуваної до нагрітої поверхонь гальмового шків. У вигляді співвідношення маємо [10]:

$$\frac{C_{\text{лм}}}{C_{\text{лп}}} = \frac{A_o}{A_n}. \quad (3.31)$$

Аналіз виразу (3.31) показав таке:

- відношення $C_{\text{лм}}/C_{\text{лп}}$ є величиною сталою;
- відношення A_o/A_n є величиною змінною, оскільки зі збільшенням діаметра гальмового шків зростає площа його матових поверхонь при коефіцієнті взаємного перекриття $k_{\text{вз}}=0,7-0,8$;

- складові A_o і A_n необхідно оцінювати окремо, тобто площу охолоджуваної матової поверхні шків враховувати у процесах теплообміну через кожні його чотири оберти. У процесах теплообміну при обчисленні площі охолоджуваної полірованої поверхні бігової доріжки тертя необхідно враховувати таку кількість обертів шків без його одного обороту, яка відповідає умовному повному перекриттю фрикційними накладками бігової доріжки тертя.

Визначимо складові виразу (3.30):

$$q_1(t) = k_1 q(t); \quad (3.32) \quad q_2(t) = k_2 q(t); \quad (3.33)$$

$$q_3(t) = (1 - k_1) q(t); \quad (3.34) \quad q(t) = (1 - k_2) q(t), \quad (3.35)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти розподілу теплових потоків між ободом шків і стрічкою.

Викладений матеріал повністю відноситься до гальмової стрічки при розгляді першої стадії гальмування з урахуванням числа обертів шків. Полірована (робоча) внутрішня поверхня гальмової стрічки перекрита зовнішніми поверхнями фрикційних накладок. При цьому у процесах теплообміну бере участь матова (зовнішня) поверхня гальмової стрічки за рахунок випромінювання при малій інтенсивності конвективного теплообміну через її квазістатичний стан.

Тривалість дії теплового потоку при гальмуванні стрічково-колодковим

гальмом характеризується числом Фур'є [56]:

$$F_o = \frac{a \tau_r}{\delta_o^2}, \quad (3.36)$$

де a – коефіцієнт теплопроводності матеріалу гальмового шківа, $\text{м}^2/\text{с}$; τ_r – час гальмування; δ_o – товщина нагрітого шару ободу гальмового шківа, мм .

При підрахунку числа Фур'є для накладки рекомендують враховувати її вплив на інтенсивність охолодження ободу шківа, особливо при високих температурах. У даному випадку розглядаємо енергонавантаженість при температурі, нижче допустимої.

При малих числах Фур'є $F_o < 0,01$ тепловіддача з неробочої поверхні накладки практично відсутня, і можна вважати, що накладка нагрівається потоками $q_1(t)$ і $q_2(t)$.

У табл. 3.3 наведено параметр B , розрахований для фрикційних елементів з різних матеріалів. Число Фур'є визначали за формулою $F_o = 10^3 B \tau$, де τ – час дії теплового потоку (с).

Таблиця 3.3 - Залежність параметра B від товщини нагрітих шарів ободу шківа / гальмової стрічки

Матеріал елемента, що нагрівається	Параметр B при глибині нагрівання, δ_o , мм						
	10/1,0	20/2,0	30/3,0	50/5,0	60/6,0	70	80
Сталь	114,00	28,50	12,667	4,560	3,167	2,327	1,781
	11,4	2,85	1,27	0,46	0,32	-	-
Чавун	104,00	26,00	11,556	4,160	2,889	2,122	1,625
	10,4	2,6	1,16	0,416	0,29	-	-

Розрахунки показують, що для реальних умов гальмування бурової лебідки значення числа Фур'є не перевищують $F_o = 15$. При цьому необхідно знати не тільки глибину нагрівання ободу гальмового шківа, але й температуру його поверхневих шарів. Це дозволить встановити моменти настання термостабілізаційного стану й усталених режимів пар тертя стрічково-колодкового гальма.

Густина теплового потоку q_3 , відведеного у навколишнє середовище при конвективному теплообміні, визначається рівнянням Ньютона:

$$q_3(t) = \alpha_n(t)[T_n(0, \tau) - T_o], \quad (3.37)$$

де α_n – коефіцієнт тепловіддачі.

Точно обчислити коефіцієнт тепловіддачі α_n в реальних умовах гальмування практично неможливо. Він залежить від багатьох часто випадкових параметрів і умов (забрудненість фрикційних елементів, атмосферні умови та ін.).

Розглянемо теплові процеси, що відбуваються в системі "обід шківів - накладок - навколишнє середовище" за час, кратний чотирьом обертам шківів:

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} \cdot \frac{n}{4}, \quad (3.38)$$

де n – кількість обертів шківів.

Протягом часу τ шківів отримує таку кількість теплоти:

$$Q_1 = 2q_1(\tau)A_{a1} \cdot \tau \quad (3.39)$$

За цей же проміжок часу обід шківів з доріжки тертя за рахунок конвективного теплообміну з навколишнім середовищем втрачає таку кількість теплоти:

$$Q = \alpha_n(\tau)[t_1(0, \tau) - t_0](nA_a - A_a)\tau, \quad (3.40)$$

де t_1 – температура поверхні бігової доріжки тертя після чотирьох обертів шківів при гальмуванні, °C; A_a – площа доріжки тертя ободу шківів, $A_a = 2\pi R_o b$; R_o – радіус робочої поверхні гальмового шківів; b – ширина накладок.

Сумарна кількість теплоти, що надходить в обід шківів за час τ , виражається:

$$Q = \{2q_1(\tau)A_{a1} - \alpha_n(\tau)[t_1(0, \tau) - t_0](nA_a - A_a)\} \frac{2\pi}{\omega} \frac{n}{4}. \quad (3.41)$$

Поділивши ліву і праву частини рівняння (3.41) на $2\pi A_a / \omega$, отримуємо середнє за чотири оберти шківів значення густини теплового потоку, акумульованого в тілі його ободу:

$$q_1(\tau) = q_1(\tau)k_{\text{вз}} - \alpha_n(\tau)[t_1(0, \tau) - t_0](1 - k_{\text{вз}}), \quad (3.42)$$

де $k_{\text{вз}}$ – коефіцієнт взаємного перекриття, $k_{\text{вз}} = 2A_a / A = l / \pi R$; l – довжина накладок.

Згідно з [8, 10 та ін.] складовими процесу термостабілізаційного явища ободу шківа є:

- відсутність кондуктивного теплообміну між ободом шківа і його кріпильним виступом;
- адсорбційно-десорбційні деструкційні зміни у поверхневих і приповерхневих шарах полімерних накладок, які сприяють інверсії теплових потоків від них до робочої поверхні ободу шківа. Це відбувається за умови, що температурний градієнт шару накладок є більшим, ніж ободу шківа; по товщині полімерної накладки температурний градієнт є набагато більшим за мінімальний градієнт температури по товщині ободу шківа;
- слабкий теплообмін поверхонь металополімерних пар тертя зі швидкісними струмами омиваючого середовища.

Розглянемо теплонавантаженість металополімерних пар тертя при температурах нижчих і вищих за допустиму для матеріалу фрикційної накладки.

При низьких температурах переважає, в основному, вимушений конвективний теплообмін від поверхонь металевого елемента тертя. Після перевищення допустимої температури переважає випромінюючий теплообмін (перенесення теплоти здійснюється електромагнітними хвилями). У цей час відбувається вигорання сполучних компонентів з приповерхневих шарів накладок. Термохімічна реакція, яка при цьому відбувається, з точки зору енергетики є слабкою, вона має ендотермічний характер. Згідно з електронно-іонною теорією про подвійний електричний шар саме за таких умов формуються подвійні електричні шари. Перший – на полірованій поверхні металевого елемента тертя і робочих поверхнях накладок. Другий шар охоплює робочі поверхні фрикційних накладок, які не взаємодіють з полірованою поверхнею металевого елемента тертя. У той же час на контактних поверхнях пар тертя відбувається безперервне утворення жорстких і м'яких окисних плівок, частково екранованих взаємним масоперенесенням. Вони є сполучними містками термоелементів у мікротермоелектробатареях. Через перерозподіл

теплоти між конструктивними елементами шківів виникає теплова рівновага між його ободом і кріпильним виступом.

Перелік факторів, які впливають на тепловий стан зовнішніх і внутрішніх пар тертя стрічково-колодкових гальм, наведено на рис. 3.6. З останнього випливає, що основним акумулятором теплоти у стрічково-колодковому гальмі є обід гальмового шківів.

Вибір об'єктів дослідження (металевих елементів тертя стрічково-колодкових гальм) зумовлений жорсткими умовами експлуатації, ступенем їх динамічної й теплової навантаженості, а також широким діапазоном зміни експлуатаційних параметрів.

У табл. 3.4 наведено залежності для оцінки енергонавантаженості пар тертя гальма. Рівняння (3.45-3.48) запропоновані І. В. Крагельським.

У залежностях (3.43 - 3.63) використано такі позначення: δ – глибина проникнення теплоти; $\partial\varphi$ – елементарна зміна потенціалу з елементарної глибини, $\partial\delta$; α_{TH} – коефіцієнт розподілу теплових потоків; ψ_{Vi} – коефіцієнти, що враховують ефективні об'єми мікрорівнів пар тертя, які беруть участь у теплопоглинанні; W_T – середнє значення роботи тертя; $\lambda_1, \lambda_n, \lambda_n, \lambda_l$ – коефіцієнти теплопровідності матеріалів: ободу шківів; приповерхневого шару накладок; власне накладки і гальмової стрічки; A_a – номінальна площа контакту; τ_n, τ_w – закони зміни середніх параметрів тертя: потужності й роботи; G_{ief}, G_{ik} – вага мікрорівнів пар тертя, які беруть участь у теплопоглинанні при проходженні теплових потоків крізь ефективну і будь-яку глибину; t_e, t_n, t_v, T_n, T_e – температури: спалаху, поверхневі та об'ємні (в °C), поверхонь гальмового шківів і омиваючого повітря (в K); $t_{(i+1)}\Delta\tau_{\max}$ – температура після часу $(i+1)\Delta\tau$, (с) від початку нагрівання на глибині $j\Delta x$ від робочої поверхні ободу шківів або у кріпильному виступі; $t_{i\Delta\tau, (j+1)\Delta x}$ – температура після часу $i\Delta\tau$, (с) від початку нагрівання на відстані $(j+1)$ нижче робочої поверхні ободу шківів; Δx – товщина шарів ободу шківів і його кріпильного виступу; чим меншою є



Рисунок 3.6 – Фактори, які впливають на енергонавантаженисть багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма

Таблиця 3.4 - Оцінка енергонавантаженості пар тертя гальма

№ п/п	Назва	Розрахункові залежності
1	2	3
1	Гradient струмів: електричних	$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial \delta}\right)_E > 0;$ (3.43)
	теплових	$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial \delta}\right)_T > 0.$ (3.44)
2	Середні температури: поверхневі;	$t_{ni}(0, \tau) = \frac{\alpha_{\text{ТП}} \psi_{vi} W_{\text{ТП}}}{\lambda_i \tau A_{ai}} \left(\frac{1}{3} \tau_N + F_{oi} \tau_W - \Sigma \frac{2\tau_N}{\pi^2} \right);$ (3.45)
	об'ємні	$t_{vicp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\alpha_{\text{ТП}} W_T}{G_{ie\phi} c_i}.$ (3.46)
3	Максимальна температура поверхні тертя (однократне гальмування, аперіодично повторно-короткочасний режим)	$t_{\max} = t_n + \frac{1}{3} t_{cn}; \quad \tau = \tau / \tau_T;$ (3.47)
		$t_{\max} = \frac{1}{3} t_v + \frac{1}{3} t_c + t_n;$ (3.48)
4	Розподіл температури по шарах ободу шків і визначення їх товщини	$t_{(i+1)\Delta\tau_{\max}} = \frac{1}{2} (t_{i\Delta\tau, (j+1)\Delta x} + t_{i\Delta\tau, (j-1)\Delta x})$ (3.49) при $i = 1, 2 \Delta\tau = (\Delta x)^2 / 2a;$ $\Delta \delta k \geq \sqrt{\frac{\Lambda_k \lambda \Delta \tau_i}{\rho c}};$ при граничній умові $t_{об.(i-1, k-1)} - t_{об.(i-1, k)} = t_{об.(i, k)} - t_{об.(i-1, k)}.$ (3.50)
5	Зведені величини: теплопровідності шару ободу шків	$\lambda_{3\phi} = \frac{1}{\frac{\delta_{11}}{\lambda_{11}} + \frac{\delta_{12}}{\lambda_{12}} + \dots + \frac{\delta_{ik}}{\lambda_{ik}}}; \quad \delta_{ik} = \frac{b_{ik} \cdot A_{aki}}{b_i A_{ai}}.$ (3.51)
6	температуропровідності	$a_{инп} = \frac{\lambda_{i3\phi}}{c_{i3\phi} \rho_{i3\phi}}.$ (3.52)
7	теплоємності	$c_{i3\phi} = \sum_{k=1}^n G_{ik} c / \sum_k G_{ik}.$ (3.53)
8	густини	$\rho_{i3\phi} = \sum_k V_{ik} / \sum_k m_{ik}.$ (3.54)
9	Фактична площа контакту (пластичний контакт)	$A_r = \frac{p_a A_{ak}}{HB_2}.$ (3.55)
10	Площа поверхонь: полірованої; матових	$A_n = 2\pi R_{III} b;$ (3.56)
		$A_{n1} = A_{p.} + A_{к.в.} + A_{н.об.}.$ (3.57)

Продовження табл. 3.4

1	2	3
11	Коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь: полірованої; матової	$\alpha_n = C_n \left[(T_n / 100)^4 - (T_g / 100)^4 \right] / (T_n - T_g); \quad (3.58)$ $\alpha_m = C_m \left[(T_n / 100)^4 - (T_g / 100)^4 \right] / (T_n - T_g). \quad (3.59)$
12	Коефіцієнти теплопередачі крізь елементи тертя: металевий; полімерний	$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{T2}}}; \quad (3.60)$ $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1}} + \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{\delta_L}{\lambda_L} \right) + \frac{1}{\alpha_3}}. \quad (3.61)$
13	Коефіцієнти розподілу теплових потоків між елементами тертя: металевим; полімерним	$\alpha_{ТП} = \frac{K}{K + K_1}; \quad (3.62)$ $\alpha'_{ТП} = \frac{K}{K + K_1}. \quad (3.63)$

величина Δx , тим точнішим є результат; Λ_k – частка теплоти, що витрачається на збільшення об'ємної температури шару ободу, від тієї кількості теплоти, яка підводиться кондуктивним теплообміном до зони, прилеглої до даного шару; m_{ik} – маса поверхневого шару елементів пари тертя; b – ширина ободу шківів; $A_p, A_{к.в.}, A_{н.об.}$ – площі матових поверхонь шківів: реборд; кріпильного виступу; зовнішньої поверхні ободу; C_n, C_m – коефіцієнти випромінювання від поверхонь гальмового шківів: полірованої, матових; $\alpha_{T1}, \alpha_{T2}, \alpha_3$ – коефіцієнти тепловіддачі від елементів фрикційного вузла.

Енергетичні рівні поверхневих шарів елементів тертя стрічково-колодкового гальма оцінюють у такій послідовності:

1. Визначають ефективну глибину проникнення теплоти b_{ief} (за залежністю $b_{i.ef} = 1,73\sqrt{a\tau}$).

2. Обчислюють число Фур'є (Fo) у залежності від товщини фрикційного елемента (якщо $b_{ef} > b_i$, то $Fo_i = a_i t_T / b_i^2$; якщо $b_{ief} \leq b_i$ то $Fo_i = 0,333$).

3. Визначають ефективні об'єми ψ_{Vi} мікровиступів на плямах контактів елементів тертя.

4. Розраховують коефіцієнти розподілу теплових потоків (залежності 3.62 і 3.63).

5. Визначають середнє значення об'ємної температури t_{vicp} (залежність 3.46).

6. Корегують значення теплофізичних параметрів з урахуванням підвищення температури понад 150 °С.

7. Уточнюють значення b_{ief} , F_{oi} , ψ_{vi} , α_{TP} з урахуванням змінених теплофізичних характеристик матеріалів пари тертя.

8. Методом ітерацій визначають закономірність розподілу температури по шарах ободу шківів та їх товщину (залежності 3.49, 3.50). Гранична умова останньої залежності враховує різницю температур між сусідніми шарами ободу шківів. Насправді перепад температур завжди є більшим за приріст об'ємної температури, який він спричиняє.

9. Визначають максимальні температури поверхні тертя t_{max} за залежностями (3.47) і (3.48) і безрозмірні параметри, які виражають зміну величин основних експлуатаційних параметрів пар тертя.

На рис. 3.7 а, б наведено закономірності зміни енергетичних рівнів поверхневих шарів пар тертя стрічково-колодкового гальма на а) - початковій і

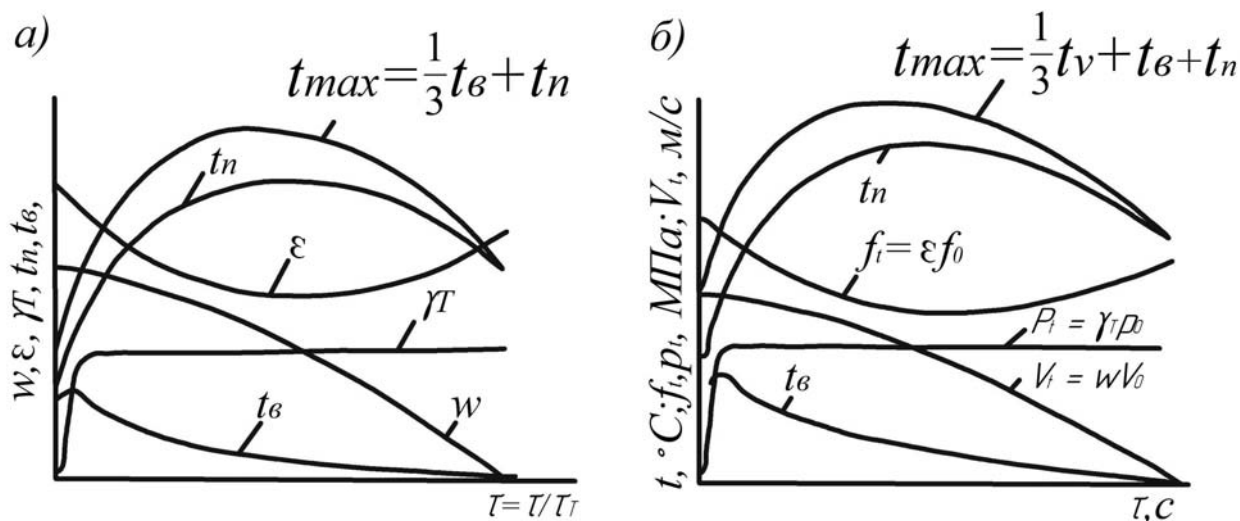


Рисунок 3.7 – Оцінка енергетичних рівнів поверхневих шарів пар тертя стрічково-колодкового гальма у процесах а) - відносного (τ/τ_r) і б) - тривалого (τ) часу гальмування

б) - кінцевій стадіях гальмування. Індекс «о» відповідає початковій стадії гальмування, індекс «т» – кінцевій стадії, коли спостерігається значна зміна поверхневої температури пар тертя.

Розрахунок енергетичних рівнів поверхневих шарів елементів тертя гальма починається з визначення $\tau = 2W_T / (f_0 p_c A_c V_0)$ (де f_0 , V_0 – початкові значення динамічного коефіцієнта тертя і швидкості ковзання; A_c – контурна площа контакту і відповідне їй питоме навантаження p_c), далі до п. 8 послідовність розрахунку є такою ж, як і при розрахунку t_{max} .

10. Оцінюють тепловий баланс пар тертя з урахуванням впливу швидкісних струмів омиваючого повітря.

11. Визначають напружено-деформований стан ободу шківів під дією температурних напружень та їх градієнтів.

12. Розраховують робочі характеристики фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з урахуванням енергетичних рівнів їх поверхневих шарів.

На зношувальні характеристики полімерних накладок істотно впливає величина теплової складової потужності тертя фрикційного вузла гальма.

3.4 Попередній вибір матеріалів пари тертя

Попередній етап вибору матеріалів пари тертя має свої особливості і проводиться у такій послідовності:

1. За довідковими даними, користуючись критерієм $HB \cdot \delta_p$ (де δ_p – лінійне видовження при розриві), підбирають найзносостійкіший матеріал металевго елемента тертя (опір зношуванню є пропорційним цьому критерію).

На рис. 3.8 наведено закономірності впливу поверхневої температури на границю міцності σ_ϵ (крива 1) і відносне видовження δ (крива 2) сталі. З цих графіків випливає, що зазначені параметри знаходяться в обернено пропорційній залежності від поверхневої температури. Сплески A' і B' кривих 1 і 2 характеризуються великими значеннями σ_ϵ (700-775 МПа) при температурах

200-400 і 800 °С, відносно видовження перевищує 60%. У зазначених інтервалах зміни параметрів можлива їх квазістабілізація.

2. За результатами порівняння кривих фрикційної теплостійкості у вигляді залежностей динамічного коефіцієнта тертя f та інтенсивності зношування I_D від максимальної температури поверхні тертя ($f=f(t_{max})$ і $I_D=f(t_{max})$)

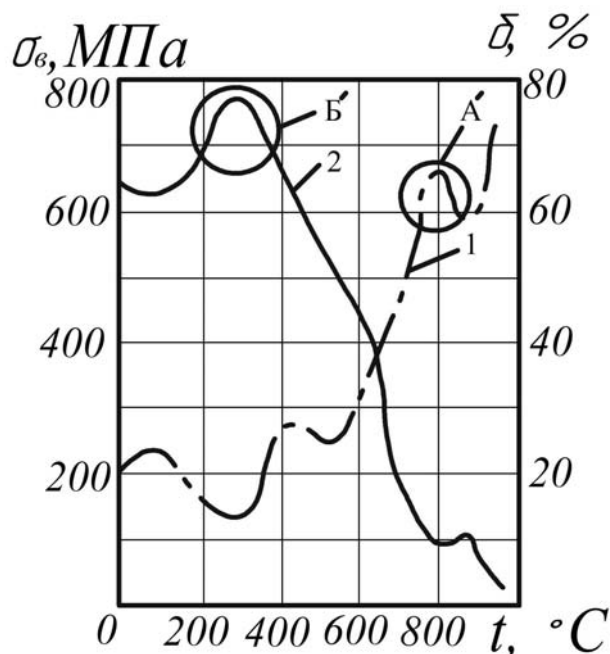


Рисунок 3.8 – Уплив температури на відносне видовження δ (крива 1) і границю міцності σ (крива 2) сталі

виявляють пару тертя, яка відповідає технічним умовам. Якщо дослідна пара тертя не має характеристик фрикційної теплостійкості, то їх отримують на серійних машинах тертя типу УМТ-1 (ІМ-586 І-476 МФТ-1, МІФІ-1, МІФІ-2 або інших типів) для широкого інтервалу питомих навантажень на номінальну поверхню тертя.

3. Вибирають конструкцію фрикційної пари і вид навантаження, яке забезпечує імпульсне і тривале підведення теплоти і оцінюють енергонавантаженість ободів шківів, складених з циліндричних дисків, коефіцієнт взаємного перекриття $K_{вз}$ і розмір елементів пари тертя, а також тривалість і спосіб їх охолодження.

4. Оцінюють енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя для конкретного фрикційного вузла з метою встановлення

закономірностей зміни сили тертя (моменту тертя), швидкості ковзання і поверхневої температури при гальмуванні.

5. Якщо фрикційна пара обраної конструкції не задовольняє технічним умовам, розробляють нову конструкцію, при відборі дослідних матеріалів проводять модельні випробування на фізичних моделях у стендових умовах.

6. Проектують і виготовляють вузол тертя з урахуванням загальних рекомендацій за п. 2 або рекомендацій за результатами лабораторних випробувань моделей пар тертя з урахуванням енергетичних рівнів їх поверхневих і приповерхневих шарів, а також параметрів режиму випробувань.

7. Випробовують теплоізований натурний вузол тертя на стенді у лабораторних умовах з обов'язковою реєстрацією температурних і зносо-фрикційних характеристик для оцінки його потужності тертя.

8. Перед випробуваннями натурального фрикційного вузла у стрічково-колодковому гальмі оцінюють:

- темпи нагрівання ободу шківів і фрикційної накладки при імпульсному (додат. А, табл. А.1 і А.2) і тривалому (додат. А, табл. А.3 і А.4) процесах гальмування, а також визначають темпи нагрівання ободу шківів (додат. А, табл. А.5) і фрикційної накладки (додат. А, табл. А.6) у залежності від їх конструктивних та експлуатаційних параметрів;

- раціональні товщини гальмових стрічок при їх змінній ширині в залежності від зусиль розтягу набігаючої гілки і матеріалу при різних значеннях коефіцієнта запасу міцності (додат. А, табл. А.7 і А.8); розрахунки проводять з урахуванням графічних залежностей (додат. А, рис А.1 *a-e* і рис. А.2 *a-e*);

- величини гальмових моментів по ділянках стрічки гальма бурової лебідки з різними динамічними коефіцієнтами тертя у парах шківів-накладки (додат. А, табл. А.9-А.14).

9. Випробовують натурний вузол тертя у стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки при дослідній експлуатації. Після завершення експерименту оцінюють закономірності зміни лінійного зносу робочих поверхонь фрикційних

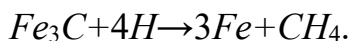
накладок по дузі обхвату стрічкою шківів після спусків бурильного інструменту (додат. А, рис. А.3 а-г).

10. Оцінюють похибку експерименту.

11. Працездатність фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки визначають за допомогою рівняння регресії, включаючи в нього основні експлуатаційні параметри його пар тертя.

У паспорт на фрикційний матеріал необхідно обов'язково записувати значення динамічного коефіцієнта тертя. Проте через нестачу сучасних машин тертя типу МФТ-1 (І-47, ІМ-58), застосовуваних для контролю якості фрикційних матеріалів, цю важливу характеристику визначають на верстаті типу І - 32 при температурах до 100 °С. У результаті цього конструктор керується значно (майже у 2 рази) завищеними значеннями динамічного коефіцієнта тертя, оскільки з підвищенням температури він стрімко спадає.

У результаті процесів термо- і механодеструкції, каталітичних та електрохімічних реакцій розкладання, а також фізико-хімічної активації поверхневих шарів полімерного матеріалу у процесі тертя при поверхневих температурах понад 400 °С утворюється іонний водень H^+ , атомарний водень H і молекулярний водень H_2 . Молекулярний водень у складних фізико-хімічних процесах, інтенсивність яких стимулюється генерованою теплотою тертя, також розпадається на атоми та іони, адсорбуючись на активованих тертях поверхнях. Механізм впливу атомарного водню заснований на його дифузії у матеріал і накопиченні у дефектах структури металу. При температурі 400-600 °С водень вступає в реакцію з цементитом заліза:



Утворений метан і молекулярний водень поступово у чергових потоках дифузії, спричинених циклами тертя, стискаються під значними питомими навантаженнями. Накопичуваний газ під впливом пружних і пластичних деформацій поверхневих шарів пар тертя додатково стискається і перебуває під дуже високим тиском, стимулюючи утворення і поширення мікротріщин.

У зону термокрекінгу поверхні полімерних матеріалів потрапляють

неодночасно, що сприяє їх переполяризації за рахунок різної діелектричної проникності поверхневих шарів. Ці дії блокують або послаблюють адсорбцію іонів водню на робочих поверхнях і у приповерхневих шарах пар тертя гальма.

3.5 Вибір конструкції багатопарного фрикційного вузла

На працездатність багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм істотно впливають: ступені вільності елементів фрикційного вузла, схеми розташування накладок на робочій поверхні ободу шківа, зміни статичного і динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя на різних стадіях гальмування, а також товщина фрикційної накладки. Розглянемо кожен з перелічених факторів.

Класики сучасної молекулярно-механічної теорії тертя професори І. В. Крагельський і А. В. Чичинадзе довели, що одним із шляхів підвищення працездатності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є збільшення ступеня вільності робочих елементів їх фрикційних вузлів. На рис. 3.9 і 3.10 наведено деякі конструкції фрикційних вузлів гальма.

Якщо фрикційна накладка 3 жорстко прикріплена до гальмової стрічки 1 (див. рис. 3.10), то фактично утворюється кінематична пара з обертально-поступальним відносним рухом. При цьому гальмовий шків обертається, а фрикційна накладка зі стрічкою рухається зворотно-поступально в площині, перпендикулярній до осі обертання шківа. Необхідно зауважити, що зазначені рухи елементів тертя на початковому етапі гальмування є незалежними один від одного. За кількістю ступенів вільності розглянутий фрикційний вузол є двічі рухомим, йому притаманні два кінематичні стани: замкнутий і розімкнутий.

На рис. 3.9 наведено схему фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, який має рухомі секційні накладки 1 [39]. Вони насаджені на стрижні 2, і між ними встановлено циліндричні пружини 3. Циліндричні стрижні 2 на своїх кінцях мають муфти (на рис. 3.9 не показано), які забезпечують

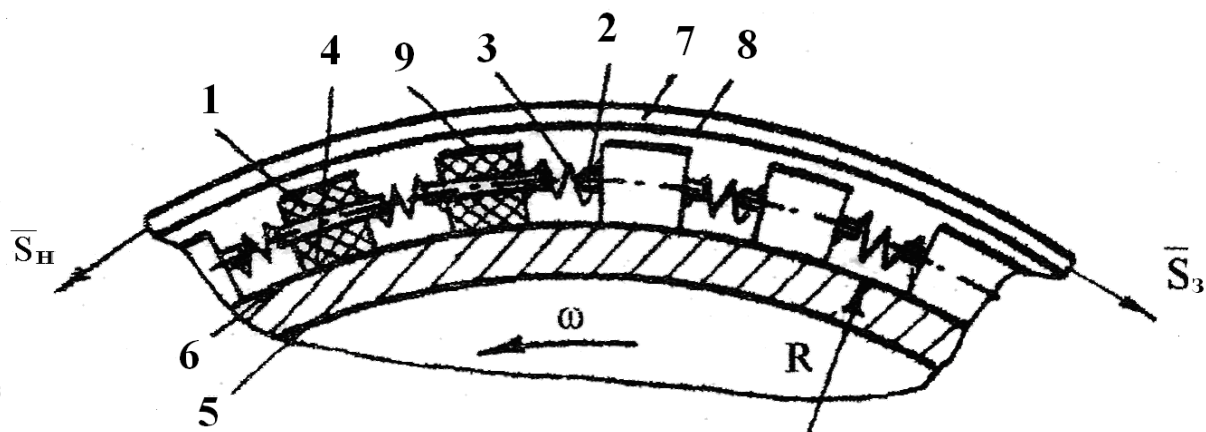


Рисунок 3.9 – Схема фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: 1, 4, 9 – фрикційна накладка з внутрішньою і зовнішньою поверхнями; 2, 3 – циліндричні стрижні і пружини; 5, 6 – гальмовий шків і його робоча поверхня; 7, 8 – гальмова стрічка з робочою поверхнею

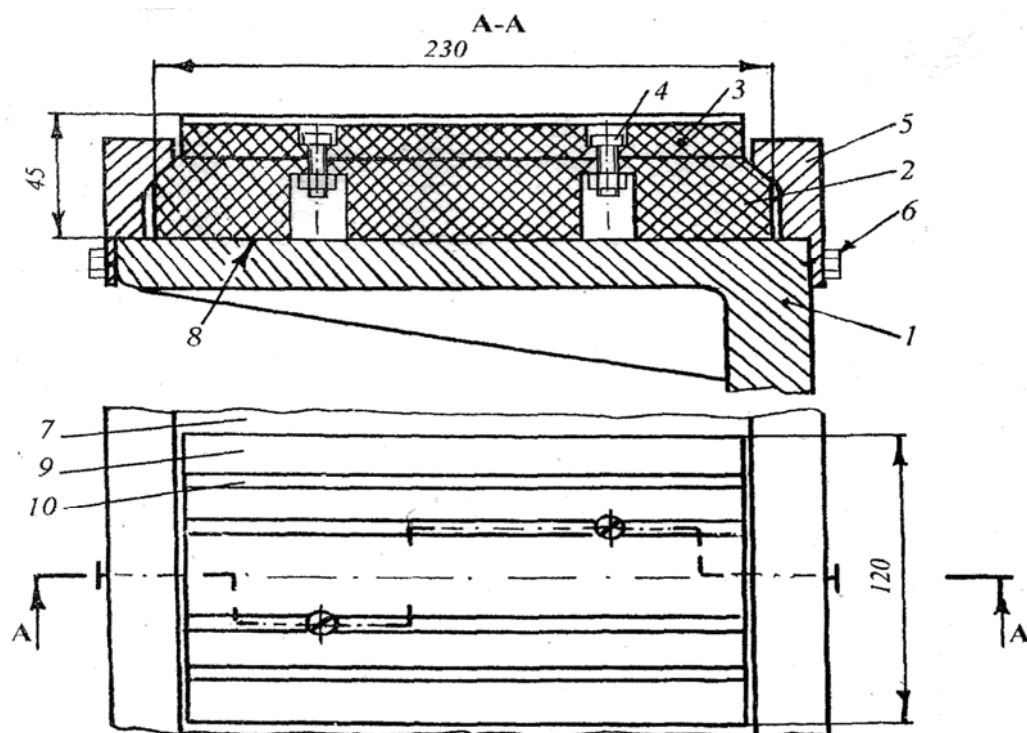


Рисунок 3.10 – Удосконалений багатопарний фрикційний вузол модельного стрічково-колодкового гальма: 1 – гальмовий шків; 2, 3 – основна (нижня) и додаткова (верхня) фрикційні накладки; 4 – гвинтове з'єднання; 5 – спеціальні реборди; 6 – болти кріплення реборд; 7, 8, 9 – робочі поверхні фрикційного вузла: шків, основної і додаткової накладок; 10 – вентиляційні пази

посадку внутрішніх поверхонь 4 накладок 1 на робочу поверхню 6 гальмового шківa 5 з деяким наперед заданим натягом. При розімкнутому гальмі накладки 1 обертаються разом зі шківом 5. Накладки 1 разом зі стрижнями 2 і пружинами 3 утворюють бандаж. При замиканні шківa 5 гальмовою стрічкою 7 накладки 1 за рахунок вищезазначених сил натягу деякий час продовжують обертатися разом зі шківом 5. Зовнішні вузли тертя утворені внутрішньою поверхнею 8 стрічки 7 і зовнішніми поверхнями 9 накладок 1. При подальшому зтягуванні гальмової стрічки 7 накладки 1 стають майже нерухомими відносно неї. Внутрішні фрикційні вузли утворюються внутрішніми поверхнями 4 накладок 1 і робочою поверхнею 6 гальмового шківa 5. Почергове вмикання зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма можливе за умови нерівності питомих навантажень на його поверхнях тертя, тобто $p_1 > p_2$. Виконання цієї умови забезпечується утворенням попереднього натягу за рахунок розтягу з'єднувальних пружин при посадці бандажа з фрикційних накладок на робочу поверхню шківa.

У даному типі фрикційного вузла гальма є такі стадії гальмування:

- початкова (перша) тривалістю τ_H , коли сила тертя $F_1 \gg F_2$;
- перехідна (друга) тривалістю τ_H , коли $F_1 > F_2$;
- заключна (третя) тривалістю τ_3 , коли сила тертя $F_2 \gg F_1$.

Представлений фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками є багатопарним.

На відміну від серійного стрічково-колодкового гальма, в якому динамічні й теплові навантаження сприймаються тільки внутрішніми парами тертя (робочою поверхнею гальмового шківa і внутрішніми поверхнями фрикційних накладок), у даному типі гальма має місце перерозподіл навантаження між його зовнішніми і внутрішніми фрикційними вузлами. Це позитивно впливає на покращання працездатності стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Кінематична пара "внутрішня поверхня бандажа - робоча поверхня гальмового шківa" є тричі рухомою за умови, що сила натягу, з якою бандаж

насаджено на шків, є меншою сили тертя між зовнішньою поверхнею фрикційної накладки і внутрішньою поверхнею гальмової стрічки. У цьому випадку шків і бандаж, складений з накладок, обертаються з різними кутовими швидкостями. Унаслідок різниці кутових швидкостей зазначених елементів у фрикційних накладках з'являється можливість відносного поступального руху уздовж циліндричних кільцевих стрижнів.

Досконалішим є багатопарний фрикційний вузол, який наведено на рис. 3.10. У ньому двоповерхові фрикційні накладки, які знаходяться між спеціальними ребордами, вільно переміщаються відносно робочих поверхонь гальмової стрічки і ободу шківів, сприяючи автоматичному перерозподілу питомих навантажень у парах тертя "стрічка - накладка" і "накладка-шків" на різних стадіях гальмування.

У процесі взаємодії внутрішніх пар тертя гальма полірована поверхня ободу шківів майже не бере участі в радіаційному і конвективному теплообміні, оскільки накладка виконує роль теплоізолятора. На працездатність внутрішніх пар тертя значно впливає коефіцієнт взаємного перекриття, який для зовнішніх фрикційних вузлів гальма на цій стадії гальмування дорівнює динамічному коефіцієнту взаємного перекриття наприкінці попередньої стадії гальмування. У той же час динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя зменшується в зв'язку з недоокриттям гальмовою стрічкою накладок бандажа, не охоплених нею. Унаслідок дії відцентрових сил може відбуватися відведення накладок від робочої поверхні гальмового шківів, що негативно впливає на величину динамічного коефіцієнта взаємного перекриття.

На рис. 3.11 зображено графічні залежності динамічного (μ_d , б) і статичного (μ_s , г) коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх (1) і внутрішніх (2) фрикційних вузлів гальма на першій і другій стадіях гальмування. З наведених графіків випливає, що на першій стадії гальмування динамічний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх фрикційних вузлів є величиною змінною у часі (див. рис. 3.11 а, лінія 1), а статичний коефіцієнт взаємного

перекриття внутрішніх фрикційних вузлів (див. рис. 3.11 в, лінія 2) не залежить від часу. На другій стадії гальмування статичний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх фрикційних вузлів (див. рис. 3.11 б, лінія 1) не залежить від часу. Порушення контакту між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею шківів відбувається під дією відцентрових сил. В утворений при цьому зазор потрапляє повітря, поздовжньо омиваючи робочі поверхні елементів тертя, які обертаються з високою кутовою швидкістю, інтенсифікуючи радіаційний і конвективний теплообмін.

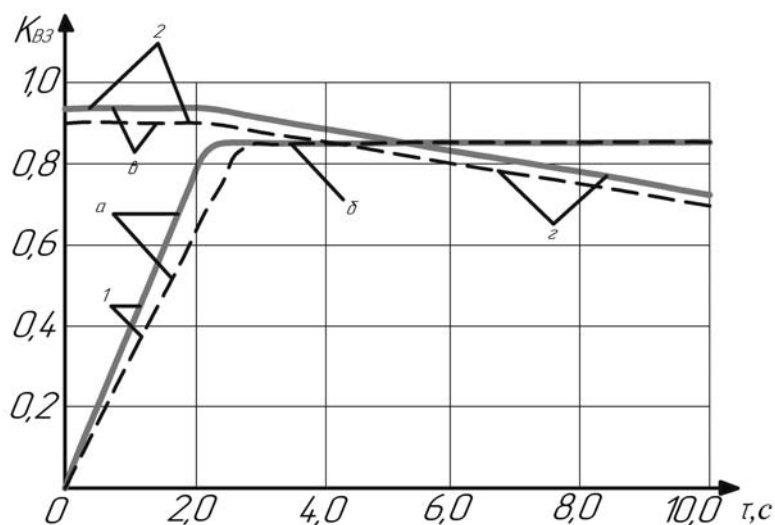


Рисунок 3.11 – Залежності: а, б - динамічного і в, г - статичного коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх 1 і внутрішніх 2 фрикційних вузлів гальма на першій і другій стадіях гальмування

Оскільки внутрішні поверхні фрикційних накладок зношуються нерівномірно, то утворені зазори мають змінний переріз. Тому їх можна розглядати як сопла, а всю систему вимушеного конвективного охолодження – як багатоструменевий ежектор.

З узагальненого закону тертя випливає, що збільшення фактичної площі контакту при тій же величині нормального питомого навантаження призводить до зменшення динамічного коефіцієнта тертя. Реальним засобом збільшення фактичної площі контакту є забезпечення максимально повного взаємного прилягання спряжених поверхонь шляхом реалізації загальної поверхні тертя, складеної з окремих елементів, навантажених незалежно один від одного. Така

конструкція у всіх випадках призводить до збільшення фактичної площі контакту. Доведено, що дві поверхні, навантажені нормальними силами N , мають фактичну площу контакту більшу, ніж подвоєна за площею поверхня, навантажена силою $2N$.

Оскільки коефіцієнт тертя у внутрішніх тертьових парах є більшим, ніж у зовнішніх, то бандаж з накладок обертається разом зі шківом з тією ж кутовою швидкістю. При взаємодії зовнішніх поверхонь накладок, які обертаються, з внутрішньою поверхнею нерухомої гальмової стрічки динамічний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішнього фрикційного вузла гальма весь час зростатиме і досягне свого максимального значення в кінці початкової стадії гальмування.

На початку другої стадії гальмування сила тертя у зовнішніх фрикційних вузлах стає більшою, ніж у внутрішніх, внаслідок чого фрикційні накладки відносно гальмової стрічки стають нерухомими. Динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх фрикційних вузлів (див. рис. 3.11 з, лінія 1) змінюється з плином часу. На рис. 3.11 штриховими лініями показано можливі зміни статичного і динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя з плином часу на початковій і кінцевій стадіях гальмування.

Гальмовий момент, який створюють багатопарні фрикційні вузли гальма за рівних інших умов, залежить від площі взаємодії пар тертя і товщини h їх двоповерхових накладок $R_{зн}-R_{втр}=h$. Теоретично при зміні цієї різниці в межах від 0,03 до 0,1 м при радіусі модельного гальмового шківа 0,5 м гальмовий момент може збільшитися в 1,13 рази (за умови, що коефіцієнт тертя є величиною сталою). Величину різниці $R_{зн}-R_{втр}$ необхідно задавати так, щоб розрахункові параметри (питома робота тертя, температура робочих поверхонь та ін.), які залежать від неї і які характеризують працездатність багатопарних фрикційних вузлів гальма, мали раціональні значення. Якщо величина $R_{зн}-R_{втр}$ є дуже малою, то значно погіршуються умови теплообміну внаслідок великої різниці в інтенсивності теплових потоків, що виділяються зовнішніми і

внутрішніми фрикційними вузлами. При великій різниці $R_{zn} - R_{втр}$ збільшується маса фрикційної накладки та її момент інерції. Окрім того, занадто велике значення $R_{zn} - R_{втр}$ призводить до збільшення питомих навантажень на зовнішніх і внутрішніх поверхнях тертя і, як наслідок, до підвищення інтенсивності їх зносу.

Стрічково-колодкові гальма бурової лебідки в більшості випадків працюють у режимі аперіодичних повторно-короткочасних гальмувань. При такому режимі роботи за цикл $t_{ц} = t_r + t_o$ теплота, яка генерується на поверхнях тертя фрикційних вузлів, частково витрачається на нагрівання зовнішніх і внутрішніх пар тертя, а частково відводиться (випромінюванням і вимушеною конвекцією, а також кондуктивним теплообміном) від їхніх поверхонь у навколишнє середовище. Від циклу до циклу температура елементів тертя при цьому зростає до досягнення усталеного [4] і критичного [39] значення. Перший стан настає тоді, коли теплота, яка генерується на внутрішніх парах тертя за час t_r , дорівнюватиме кількості теплоти, що відводиться у навколишнє середовище і у спряжені з елементами тертя деталі. Другий стан характерний тільки для ободу гальмового шківа, при якому температурний напір по його товщині стає квазісталім, інтенсивність теплообміну його поверхонь дещо знижується.

Розглянемо конструктивні особливості гальмових шківів. На рис. 3.12 *а, б* зображено гальмові шківи 1 без і з ребордою 3 без охолоджувальних пристроїв. Такі шківи не здатні за короткий термін відводити теплоту, яка генерується на робочих поверхнях 2, а потім акумулюється їх тілом.

На рис. 3.12 *в, г* наведено біметалевий і сталевий гальмові шківи з ребордою і ребрами жорсткості. З боку неробочої поверхні першого гальмового шківа запресовано алюмінієвий циліндр 6. Цей матеріал має три важливі властивості, які дають йому переваги перед литою сталлю: високий коефіцієнт теплопровідності, інтенсивне акумулювання і відведення теплоти шляхом конвективного і кондуктивного теплообмінів.

З рис. 3.12 *г* видно, що друга реборда шківа утворена виступом фланця 8

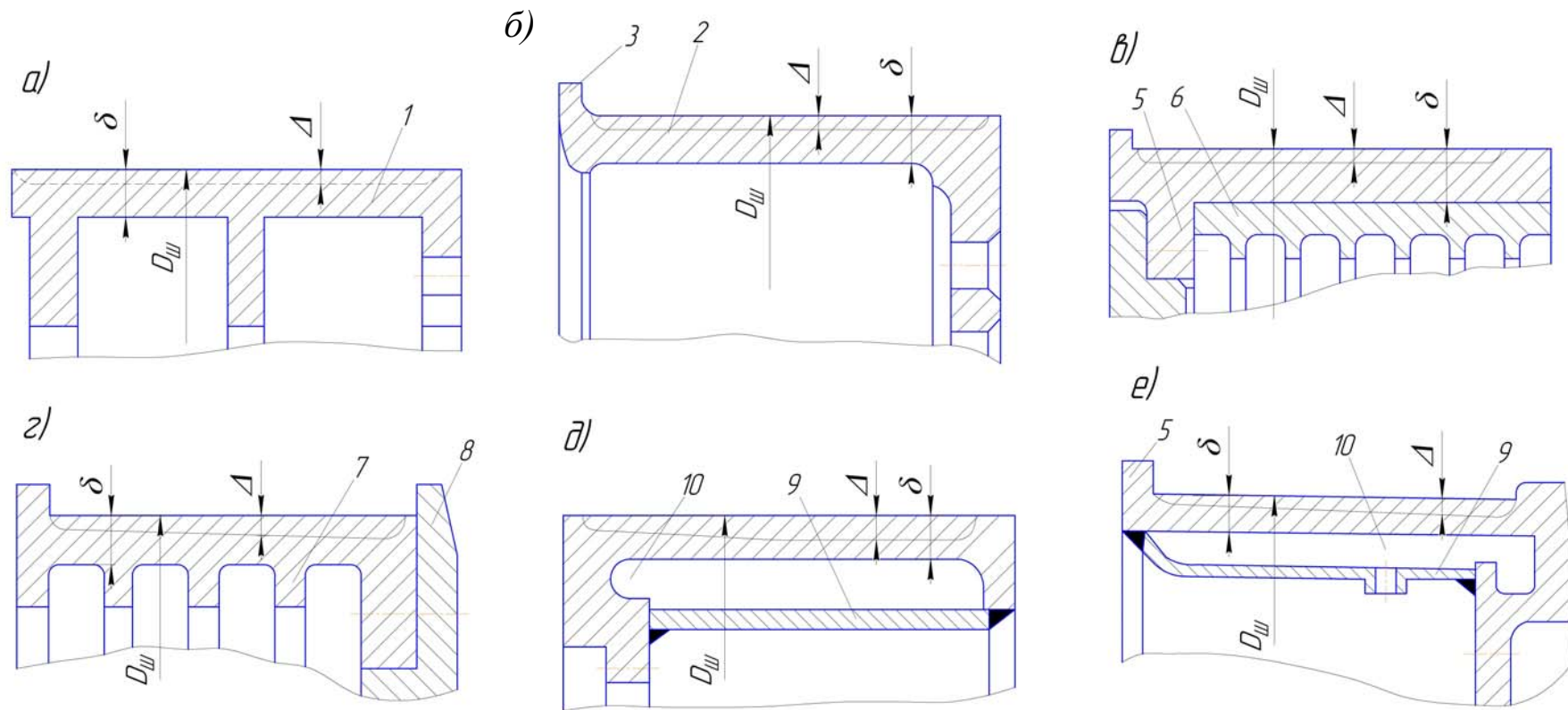


Рисунок 3.12 – Гальмові шків бурових лебідок та їх конструктивні особливості: гальмові шків а) - без і б) - з ребордою; в) – біметалевий гальмовий шків з ребордою і ребрами жорсткості; г) – гальмовий шків з ребордою і ребрами жорсткості (у з'єднанні з фланцем барабана); гальмові шків д) - з ребордами і е) - з камерами для водяного охолодження: $D_{ш}$ – діаметр робочої поверхні шків; δ – товщина ободу шків; Δ – величина зносу робочої поверхні шків; 1, 2 – гальмовий шків і його робоча поверхня; 3, 4 – реборди; 5 – виступ шків; 6 – алюмінієвий ребристий циліндр; 7 – ребра жорсткості шків; 8 – фланець барабана лебідки; 9, 10 – кожух і камера для водяного охолодження

барабана. Наявність ребер жорсткості в обох конструкціях гальмових шківів утворює розвинену поверхню теплообміну, що значно інтенсифікує вимушену і природну конвекцію від них.

Гальмові шківни без і з ребордами, а також камерами для водяного охолодження наведено на рис. 3.12 *д, е*. Конструкція другого типу шківни має дві реборди 4, які служать напрямними для накладок гальмової стрічки. У камерах 10 шківів циркулює проточна вода, примусово охолоджуючи їх обід. Шківни таких типів успішно застосовуються у бурових лебідках, які експлуатуються у районах з помірним і жарким кліматом при бурінні з великим числом спуско-підйомних операцій.

Зі збільшенням товщини ободу шківни кількість теплоти, яку сприймає накладка, і коефіцієнт розподілу теплових потоків зменшуються. Зменшення коефіцієнта розподілу теплових потоків спостерігається і в міру збільшення кількості генерованої теплоти. Це можна пояснити тим, що з ростом Q приливов і внутрішні ребра впливають на розподіл теплових потоків так само, як і збільшення товщини ободу шківни.

Одночасно зі збільшенням розмірів тіла, в якому розподіляється теплота, зростає поверхня тепловіддачі, і його теплорозсіювальна здатність збільшується.

Вибір конструкції фрикційного вузла проводиться відповідно до вимог до: його габаритів, енергонавантаженості поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя, допустимого питомого навантаження на контакт, контактної жорсткості елементів пари тертя, створюваного гальмового моменту і допустимої поверхневої температури для робочих шарів полімерної накладки.

3.6 Цикли випробувань і остаточний вибір фрикційного вузла

Випробування з метою отримання даних з фрикційної теплостійкості є першим етапом лабораторних досліджень створюваного фрикційного вузла. Вони виконуються на випробувальних машинах, а також на

нанотрибологічному тестері, характеристики яких наведено у табл. 3.5. Цей етап дозволяє оцінити зносо-фрикційну температурну характеристику без урахування конструктивного оформлення пари. Конкретизація конструктивної будови вузла тертя проводиться за результатами другого етапу випробувань.

З багатьох параметрів, які характеризують властивості фрикційних матеріалів, на зразкових і пальчикових машинах тертя і зносу відтворюється лише два параметри: швидкість ковзання і питоме навантаження, причому обидва вони залишаються у процесі тертя сталими, тобто процес має стаціонарний характер. Через те, що на всіх установках такого типу коефіцієнт взаємного перекриття є близьким до нуля, отримані результати досліджень вельми далекі від реальних: вони занижені за величиною зносу і завищені за значеннями динамічного коефіцієнта тертя. У цьому відношенні дискові машини тертя, особливо інерційні, мають переваги. Принцип роботи таких установок полягає у розгоні інерційних мас до необхідної швидкості, а потім їх "вибіг" при заданому навантаженні на досліджувані диски.

Для розуміння роботи полімерного матеріалу в зоні високих температур розглянемо дериватограму зразка ФК-24А (рис. 3.13), отриману академіком А. Х. Джанахмедовим.

Фрикційні матеріали для гальмових пристроїв повинні досліджуватися з позицій фізико-хімічної механіки тертя в режимі гальмування із застосуванням термогравіметричного і диференціально-термічного методів аналізу. Установлено, що термодеструкція зразка ФК-24А починається при температурі 300 °С. Енергія активації розкладання зразка ФК-24А складає 85,5 кДж/моль. Доведено, що при температурі 400 °С зразок розпадається протягом 15 хвилин. Швидкість зменшення його маси при подальшому збільшенні температури зростає. Необхідно відзначити, що режими дослідження матеріалу ФК-24А на термостійкість у вигляді зразка не завжди у повній мірі відповідають реальним умовам роботи приповерхневих шарів фрикційних накладок у парах тертя гальмових пристроїв.

Таблиця 3.5 - Технічні характеристики випробувальних машин і нанотрибологічного тестера

Машина або прилад-мікроскоп (завод-виготовлювач)	Число робочих схем	Діапазон зміни робочих параметрів						Похибка змін	Режими випробувань
		N , кН	n , хв ⁻¹	V , м/с	j , н·м/с ²	t , °C	τ_T		
УМТ-1 (ЗІП, м. Іваново, Росія)	4	0,1-0,4	≤3000	–	–	30-1000	≤24 г	±2,5%	Стаціонарний
ІМ-58 (ЕМЗ "Оргстанкін-прома", м. Дмитров, Росія)	1-2	0,1-3,0	≤9000	≤20	0,15	30-1200	0,2-100 с, до 10 г	±2,5%	Нестационарний і стаціонарний
СМЦ-2 (ЗІП, м. Іваново, Росія)	3	0,2-2,0	300; 500; 1500	–	–	≤1000	≤24 г	±2,5%	Стаціонарний
Інерційні стани (за індивідуальним замовленням у країнах Європи)	1-2	30.0	≤3000	≤100	13	30-1200	0,5-100 с	±3%	Нестационарний
Прилад-мікроскоп Axiovert 40 MAT з тестерами (США)	4	от 2,0 кН до 5,0 МН	300; 500; 1000	≤56	–	≤1000	≤24 г	±2,5%	Стаціонарний

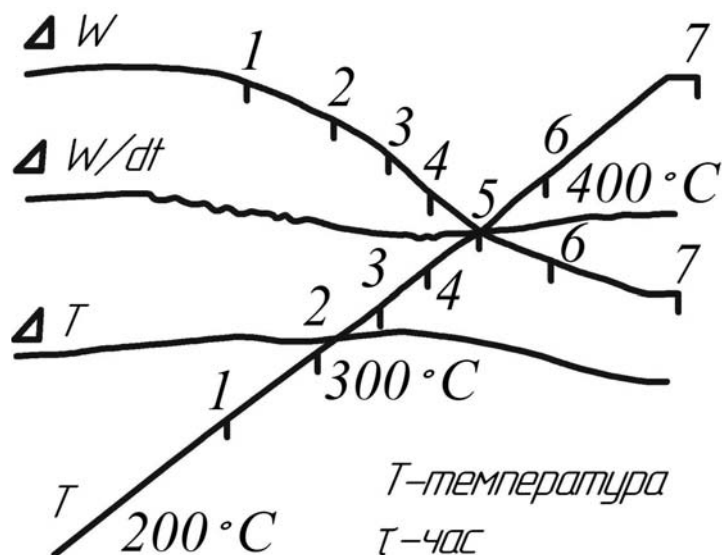


Рисунок 3.13 – Залежність дериватограми зразка ФК-24А від температури і тривалості процесів: ΔW – втрати маси, які визначаються за термогравиметричною кривою; $\Delta W/d\tau$ – швидкість зміни на диференціально-термогравиметричній кривій; ΔT – зміна об'ємної температури

Деструкція фрикційних матеріалів супроводжується інтенсивним димленням з утворенням рідких фракцій у порах їх поверхневого шару. При цьому молекули адсорбенту вельми міцно утримуються у мікропорах поверхневого шару матеріалу внаслідок того, що вони оточені великою кількістю атомів вуглецю. Адсорбція газової фази – це процес конденсації, який відбувається в умовах, коли енергія адсорбції є достатньою для конденсації пару. Сконденсований пар залишається у пористій структурі вуглецю у вигляді рідини.

З вищевикладеного випливає, що при остаточному виборі пари тертя для металополімерних пар необхідно враховувати також інтенсивність процесу трибокрекінгу.

Висновки за розділом 3

1. Сформульовано технічні вимоги, що висуваються до елементів фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма, на робочих поверхнях пар тертя якого при фрикційній взаємодії утворюються механічне, електричне, теплове, хімічне та електромагнітне поля, енергії яких необхідно враховувати. Установлено ступінь впливу кожного із зазначених вище полів на зміну вихідних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя і об'ємної інтенсивності зношування) при допустимій величині енергетичного стану поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя гальма.

2. Оцінено енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів елементів тертя гальма з урахуванням механічної, електричної і теплової складових потужності тертя його фрикційного вузла. При цьому до плям контактів мікровиступів поверхонь тертя ставилися такі вимоги: малий прохідний опір, стабільність і зносостійкість, які безпосередньо залежать від імпульсного нормального зусилля, що діє на них.

3. Аналітично описано тепловий баланс багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з урахуванням розподілу теплових потоків між

парами тертя "внутрішня поверхня накладки - робоча поверхня ободу шків" і "зовнішня поверхня накладки - робоча поверхня гальмової стрічки".

4. Розроблено метод розрахунку енергетичних рівнів поверхневих шарів пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, трибосистема якого є робастною системою.

5. Запропоновано послідовність структурно-параметричного синтезу фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм: попередній вибір матеріалів пари тертя; вибір конструкції фрикційного вузла; проведення випробувань, за результатами яких виконують остаточний вибір фрикційного вузла.

РОЗДІЛ 4

ЗБУРЮЮЧІ ФАКТОРИ В МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАРАХ ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

4.1 Теоретико-ергодичний підхід при дослідженні еволюції трибоспряжень

Ергодична теорія являє собою математичний підхід до розгляду фізичних задач, у першу чергу, статистичної механіки [59]. Одним із основних результатів останньої є теорема Ж. Ліувілля: якщо координати у фазовому просторі обрано належним чином, то омиваючий потік у ньому не змінює фазового об'єму. Тобто однопараметрична група перетворень, які утворюють потік, зберігає міру.

Ергодичний процес – це стаціонарний випадковий процес, в якому для будь-якої функції $f[x(t_1), \dots, x(t_n)]$ з ймовірністю 1,0 середня величина у часі збігається із середньою за множиною спостережень $p\{<f>=M(f)\}=1,0$ [109].

Фізичний зміст ергодичної теорії закладено у теоремі Біркгофа-Хинчина, яка встановлює рівність з ймовірністю 1,0 середньої величини за простором реалізацій і тимчасової середньої величини від однієї реалізації [109].

Нехай для деякої системи, що розвивається, $\hat{X}_t$ і $\hat{Y}_t$ векторні функції часу виражають певний закон розвитку для стану входів і виходів (напрямні функції розвитку) (див. рис. 2.2), а векторні функції часу $\bar{X}_t$ і $\bar{Y}_t$ виражають дійсний розвиток системи у часі [97]. Згідно з О. Ланге [113] розвиток системи є ергодичним, якщо

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \bar{X}_t = \lim_{t \rightarrow \infty} \hat{X}_t; \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \bar{Y}_t = \lim_{t \rightarrow \infty} \hat{Y}_t. \quad (4.1)$$

Якщо за $\Delta \bar{X}_t = \bar{X}_t - \hat{X}_t$ і $\Delta \bar{Y}_t = \bar{Y}_t - \hat{Y}_t$ позначити збурення (відхилення функцій розвитку) системи, то визначення ергодичного процесу запишемо у вигляді:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \bar{X}_t = 0; \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \bar{Y}_t = 0. \quad (4.2)$$

Ергодичні – це такі процеси розвитку, які з плином часу стають незалежними від початкового стану системи (або від стану системи в момент збурення $(\Delta \bar{X}_t, \Delta \bar{Y}_t)$). В ергодичному процесі розвитку системи $(\bar{X}_t, \bar{Y}_t)$ здійснюється спрямоване переміщення відповідно до цього закону розвитку $(\hat{X}_t$ и $\hat{Y}_t)$, яке не залежить від початкового стану системи (або від її стану у момент збурення). Це означає, що в ергодичному процесі будь-яке збурення в розвитку системи з плином часу зникає. Прагнення розвитку системи до норми, тобто до своїх напрямних функцій розвитку (до ліквідації збурень у ході розвитку) називають самокеруванням у розвитку системи [97]. Таке твердження є справедливим і стосовно трибосистем.

Система розвивається ергодично за умови наявності хоча б одного зворотного зв'язку. Зворотні зв'язки ергодичної системи називають компенсаторами або зв'язками керування і контролю. Системи без зворотного зв'язку є нейтральними. Така система, виведена одного разу з норми, може приймати довільний стан або продовжувати залишатися у будь-якому довільному стані, в якому вона випадково опинилася.

Якщо функція розвитку системи не залежить від часу, тобто $\hat{X}_t = \hat{X} = const$ і $\hat{Y}_t = \hat{Y} = const$, то система знаходиться у стані рівноваги. Рівноважна система називається стабільною, якщо вона є стійкою у стані рівноваги. Умовою стабільності системи є:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \bar{X}_t = \hat{X}; \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \bar{Y}_t = \hat{Y}. \quad (4.3)$$

Прагнення розвитку стабільної системи до норми, тобто до своїх напрямних функцій розвитку, називають саморегуляцією стабільної системи. Отже, стабільна система є окремим випадком ергодичної системи, що розвивається, а саморегуляція стабільної системи – це окремий випадок самокерування розвитком.

Окрім ергодичної системи відомі неергодичні [14], для яких зворотні зв'язки є кумулятивними. Система з неергодичним процесом розвитку

характеризується тим, що кожне збурення зумовлює кумулятивне віддалення стану системи від напрямних функцій її розвитку.

Умова неергодичності розвитку системи записується так:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \Delta \bar{X}_t = \infty \text{ (або } -\infty), \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \Delta \bar{Y}_t = \infty \text{ (або } -\infty). \quad (4.4)$$

Окремим випадком неергодичної системи є нестабільна система. Будучи виведеною з умови стабільності, така система все більше (кумулятивно) віддаляється від неї.

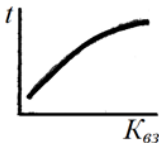
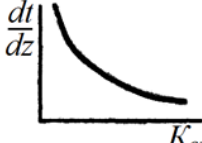
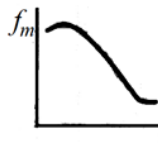
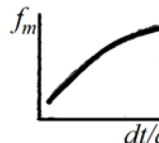
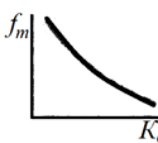
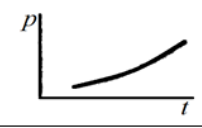
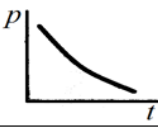
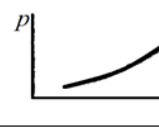
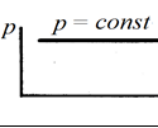
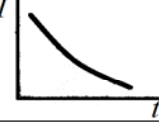
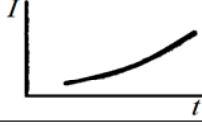
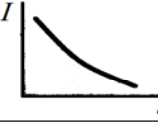
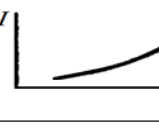
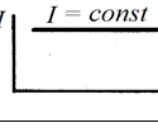
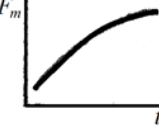
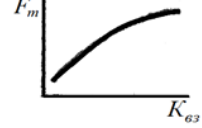
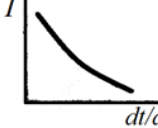
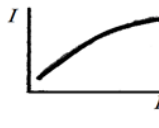
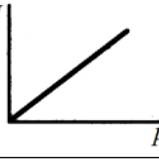
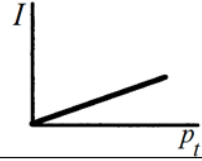
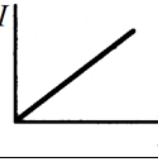
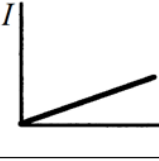
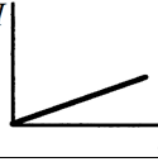
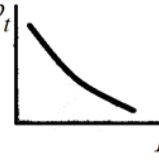
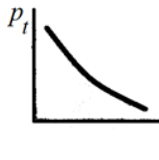
На рис. 4.1 наведено класифікацію пар тертя, які є системами, що розвиваються і залежать від функціонального взаємозв'язку їх експлуатаційних параметрів. На рис. 4.1 у другому стовпчику застосовано такі позначення: t – температура поверхні тертя; dt/dz – температурний градієнт; $K_{\text{вз}}$ – коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя; f_m – динамічний коефіцієнт тертя; F_m – сила тертя.

Проаналізуємо функціональний взаємозв'язок експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкового гальма.

Дослідження взаємозв'язку коефіцієнта перекриття $K_{\text{вз}}$ з параметрами процесу тертя показали, що зменшення $K_{\text{вз}}$ призводить до зниження середньої температури t і зростання градієнта температури dt/dz . Цей ефект досягається при питомих навантаженнях $p_t=0,4-0,8$ МПа і швидкості ковзання $V_{\text{ковз}}=3,5-4,0$ м/с. Наслідком цих змін є зростання динамічного коефіцієнта тертя f_m до 0,4 при зниженні інтенсивності зношування I в середньому на 12,5%. Так, для фрикційних пар стрічково-колодкового гальма зменшення $K_{\text{вз}}$ при сталих значеннях роботи тертя ($W_{mn}=const$) і початкової швидкості ковзання ($V_{\text{ковз}}=const$) зумовлює високий і стабільний динамічний коефіцієнт тертя f_m і мінімальний знос. Це відбувається за умови, коли на зміну функцій $f_m=f(K_{\text{вз}}, p_t)$ і $I=I(K_{\text{вз}}, p_t)$ більше впливає $K_{\text{вз}}$, ніж p_t :

$$\frac{df_m(K_{\text{вз}}, p_t)}{dK_{\text{вз}}} > \frac{df_m(K_{\text{вз}}, p_t)}{dp_t}; \quad (4.5) \quad \frac{dI(K_{\text{вз}}, p_t)}{dK_{\text{вз}}} > \frac{dI(K_{\text{вз}}, p_t)}{dp_t}; \quad (4.6)$$

Зазначені нерівності є справедливими до досягнення допустимої поверхневої температури елемента тертя E_2 (робочою поверхнею фрикційної накладки).

Характеристика функції	Вид функції	Класи пар тертя:					
		I-ий	II-ий		III-ий	IV-ий	V-ий
		системи					
		ергодична	ергодична	неергодична	неергодична	ергодична	нейтральна
Функція розвінку елементів трибосистеми	Залежності: $t = f(K_{63})$; $dt/dz = f(K_{63})$; $f_m = f(t)$; $f_m = f(dt/dz)$; $f_m = f(K_{63})$.						
	Питоми навантаження $p = f(t)$.						
	Інтенсивність зношування $I = f(t)$						
Трансформація елемента	E_0	Залежності: $F_m = f(t)$; $F_m = f(K_{63})$; $I = f(dt/dz)$; $I = f(K_{63})$; $F_m = f(I)$.					Термостабілізаційний стан ободу гальмівного шківa
	E_1	$I = cp$.					
Зворотний зв'язок (трансформація елемента E_2)	$P_t = f(I_t)$					Вигорання сполучних компонентів з накладки (явище крекінгу)	

Примітка: E_0 , E_1 та E_2 – елементи фрикційного вузла: гальмові стрічка і шків; фрикційна накладка

Рисунок 4.1 – Класифікація пар тертя систем, які розвиваються, в залежності від функціонального взаємозв'язку їх експлуатаційних параметрів

Теоретично можливе існування п'яти класів пар тертя стрічково-колодкового гальма, як систем, що розвиваються (див. рис. 4.1). Системи першого класу мають спадні функції розвитку елементів (зростаючу зносостійкість, прискорене зношування, $a_i < 0$) і спадний зворотний зв'язок. Системи другого класу мають зростаючі функції розвитку (спадну зносостійкість, уповільнене зношування, $a_i > 0$) і зростаючий зворотний зв'язок. До третього класу належать пари тертя, які мають спадні функції розвитку елементів (зростаючу зносостійкість при $a_i < 0$) при зростаючому зворотному зв'язку. Четвертий клас пар тертя має зростаючі функції розвитку елементів (спадну зносостійкість, $a_i > 0$) зі спадаючим зворотним зв'язком. Нарешті, до п'ятого класу належать системи, функції розвитку яких залежать від наявності термостабілізаційного стану ободу шківів і крекінгу поверхневого шару фрикційної накладки ($a_i = 0$), зворотний зв'язок відсутній.

4.2 Кінетика стану робочої поверхні металополімерних елементів тертя при фрикційній взаємодії з позицій фракталів

Оцінка кінетики стану робочої поверхні металевих елементів тертя при фрикційній взаємодії мікроступів третьових поверхонь з позицій фрактального підходу представляє великий інтерес у сучасній трибології. Особливу увагу фрактальному підходу приділено у праці [58] академіка А. Х. Джанахмедова.

Особливий інтерес представляє вивчення і застосування теорії фракталів сильно збурених станів у кристалах металевих елементів тертя, а також пластичності і міцності його поверхневих і приповерхневих шарів. Пластичну деформацію (напруження) необхідно розглядати з дотриманням законів поведінки неоднорідних, сильно нерівноважних систем, які зазнають локально-структурних перетворень і прямують до рівноваги шляхом руху складових нових структур під дією градієнтних напружень. При цьому деформуючий кристал здатний здійснювати у локальних об'ємах пластичне тертя, яке

відбувається як дисипативний процес за рахунок естафетної перебудови між двома суміжними структурами.

Генерування ентропії у даній зоні кристала є локальним кінетичним структурним переходом, що сприяє зародженню пластичного зсуву.

Зазначене структурне перетворення відрізняється від термодинамічного структурного переходу і має відповідати законам нерівноважної термодинаміки, яка є складовою нерівноважної трибології при фрикційній взаємодії пар тертя гальмових пристроїв. При цьому у кожній точці деформованих контактних мікровиступів у заданий момент часу існує тільки одна система площин ковзання, в якій відбувається втрата зсувної стійкості.

Зсувна деформація, яка носить характер анізотропної, завжди супроводжується матеріальним поворотом всередині структурного елемента деформації (зерна блоку, комірчинки дислокаційної структури та ін.). При цьому матеріальний поворот на відміну від кристалографічного не впливає на просторову орієнтацію кристалічної ґратки [192]. Це, в свою чергу, з боку оточуючого матеріалу на границі структурного елемента деформації зумовлює появу поворотного моменту. Поворотні моди деформації (одна з численних характеристик розподілу ймовірності випадкової величини, що оцінюється їх густиною) приводять у рух всю ієрархічну структуру рівнів деформованих мікровиступів. Структурні елементи починають рухатися як єдине ціле, відчуваючи трансляцію енергії та кристалографічний поворот. Поворотні моди деформації формують поле поворотних моментів і забезпечують всередині структурного елемента деформації вихід дислокацій зі своїх площин ковзання. Це спричиняє розорієнтування комірчинної дислокаційної субструктури з послідовним залученням множинних мікровиступів як вихору матеріальних поворотів кристалографічних зрушень на циліндричній поверхні. Взаємозв'язок зрушень і поворотів показує, що елементарним актом пластичної деформації є не зрушення, а трансляційно-ротаційний вихор. Останній за своїм масштабом може бути на мезо-, мікро- і макрорівнях. Ієрархія вихорів виникає за рахунок формування ієрархії різних структурних рівнів деформацій. Рух усієї ієрархії

структурних рівнів деформації зумовлює її вихровий характер, сприяючи виникненню нових каналів дисипації енергії, більш ефективних, ніж від руху окремих дислокацій.

Поворотні моди деформації на різних масштабних рівнях відрізняються один від одного. Їх еволюція при збільшенні ступеня деформації закономірно відбивається у зміні фрактальної розмірності в місцях присутності концентраторів механічного напруження на поверхні металевго елемента тертя.

Гіпотеза трансляційно-ротаційного вихору стосовно структурних рівнів деформованих мікровиступів пов'язана з енергетичними рівнями самого його ядра, в якому температурні градієнти по перерізу ядра збільшуються у напрямку до периферійних шарів. Це сприяє зростанню температурних напружень. При цьому механічні деформації зменшуються у напрямку до центра ядра, сприяючи появі поворотних моментів. Зміна зазначених вище градієнтів є рушійним фактором трансляційно-ротаційних вихорів, що виникають на структурних рівнях деформованих контактних мікровиступів робочої поверхні металевго елемента тертя.

4.3 Термодинамічна границя у поверхневих шарах полімерних накладок при фрикційній взаємодії

Зв'язок законів термодинаміки з рухом електронів та іонів металополімерних пар тертя, а також функцій їх стану зі статистикою поведінки зазначених частинок пояснює статистична фізика. Термодинамічний і статистичний методи вивчення явищ є доповненням один одного і мають універсальне значення.

Для проведення аналізу процесів і явищ, які мають місце у парах тертя гальмових пристроїв, зручно скористатися моделлю трибосистеми.

На рис. 4.2 представлено структурну шестирівневу модель трибосистеми ковзання, де: 0-ий рівень – трибосистема ковзання (фрикційний вузол); I-ий – фрикційна площа; II-ий – площа роботи тертя; III-ий – площа

генерованої, акумульованої і розсіюваної теплоти; IV-ий – площа мікрорівнів на поверхневих і розокремлюючих шарах, а також на поверхнях розділу фрикційних матеріалів пари тертя; V-ий – площа зношування.

Структурну модель трибосистеми ковзання (фрикційних вузлів гальмових пристроїв) представлено у вигляді чотиригранної піраміди за кількістю трибоелементів, які беруть активну участь у процесах тертя і зношування: МТЕ-1; ПТЕ-2; ТЕ-3 і ТЕ-4 (рис. 4.3). Дана структура складається з металевого (М) 1 і пластмасового 2 трибоелементів (ТЕ), трибоелемента 3, яким є навколишнє середовище (повітря). Трибоелемент 4 – це рідкі та газоподібні продукти розпаду матеріалу ПТЕ-2 і утворення третього тіла.

У даній ієрархічній моделі трибосистеми на площинах теплоти і матеріалів показано трибоелементи 3 і 4. Для них характерним є утворення рідкої і газоподібних фаз у приповерхневому шарі фрикційних накладок за рахунок вигорання сполучних компонентів при високих температурах.

При цьому має місце фазовий перехід 1-го роду, до якого відносяться випаровування і конденсація у твердій фазі.

На площинах теплоти і матеріалів трибоелементів 3 і 4 при високих температурах спостерігається сильний тепловий хаос особливо у приповерхневих шарах фрикційної накладки.

Основною особливістю компонентів фрикційного матеріалу накладок, які знаходяться у стані фазових перетворень і мають структуру типу "сендвіча", є наявність дірок у поверхневих і приповерхневих шарах, в яких островці хаосу межують з областями стійкості.

Утворена рідинна фаза у поверхневих і приповерхневих шарах накладок є областю сильного хаосу "стохастичного моря", яка межує з областями стійкості на островцях поверхні накладки. Структура "стохастичного моря" і "островців" представляє собою фазовий портрет теплової системи поверхневих і приповерхневих шарів накладки. Ієрархічна складність фазового портрета поширюється на методи його вивчення і аналізу.

У сучасній прикладній математиці область фазового простору поблизу

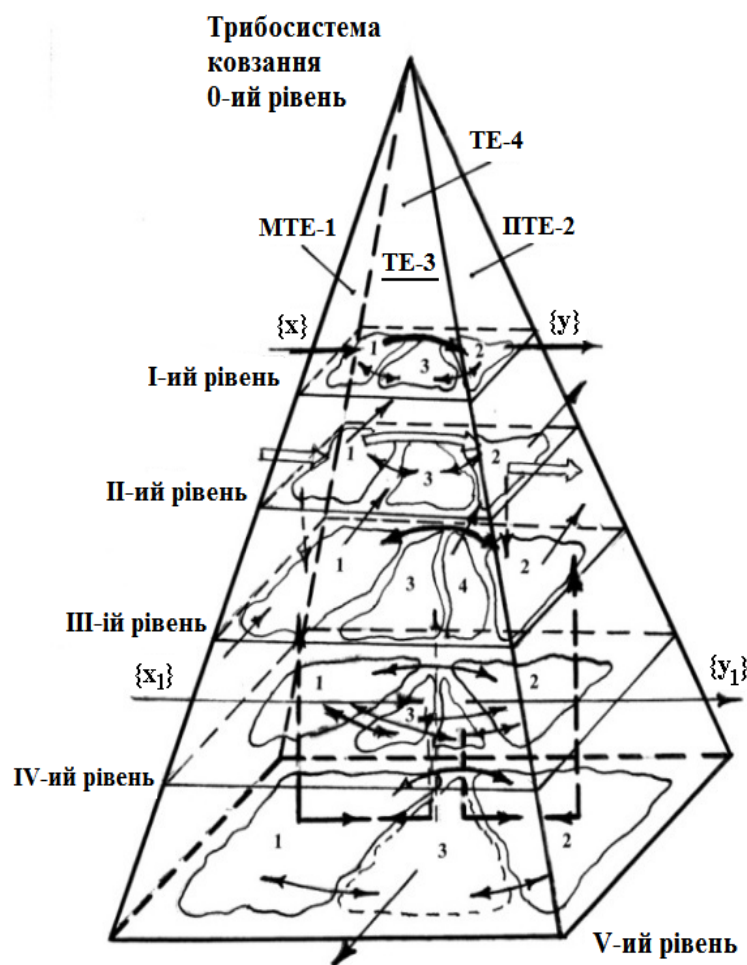


Рисунок 4.2 – Структурна модель трибосистеми ковзання (фрикційного вузла гальмового пристрою) на шести рівнях ієрархічного системного підходу

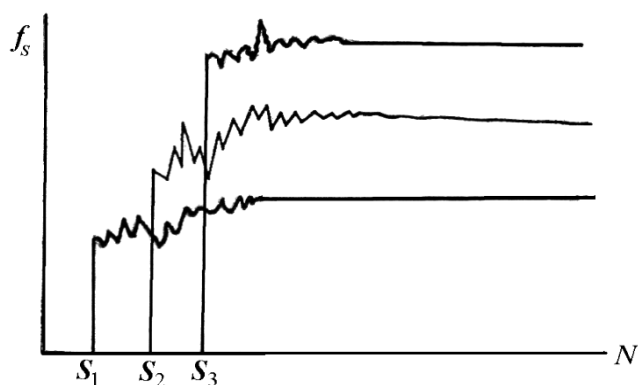


Рисунок 4.3 – Залежність функції f_s ($x_1, \dots, x_s$), при фіксованих $x_1, \dots, x_s$, від кількості частинок, коли N збільшується при сталій густині (схематично)

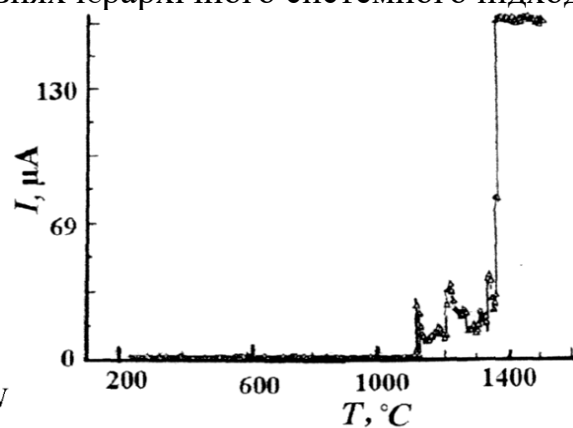


Рисунок 4.4 – Температурні залежності струму, який проходить крізь систему "метал - метал", при використанні міді в якості електрода. Напруження, прикладене до системи, $U = 16,5$ V при $d = 0,3$ мм і $l = 30,0$ мм електрода

критичних точок отримала назву області джокерів, в якій мають місце фазові переходи 1-го роду в матеріалі фрикційної накладки при температурі вище допустимої. Ці переходи не тільки впливають на об'ємний стан компонентів накладки, але й стрибком можуть перевести її в іншу точку фазового простору. Всі області джокерів, які можуть вплинути на працездатність трибоспряджень пар тертя гальмівних пристроїв, зазвичай мають справу з так званими об'ємами фазових перетворень. Це означає, що поведінка об'ємів, об'єднаних у тілі фрикційних накладок і зведених в систему з влаштованою точністю, визначається лише декількома змінними (навантаженням, температурою розігріву, градієнтами: температури, питомої ваги та ін.). Решта параметрів за умови правильного визначення об'ємного стану компонентів матеріалу фрикційних накладок майже не впливають на вихідні фрикційно-зношувальні характеристики пар тертя гальмових пристроїв.

При фазовому переході 1-го роду стрибком змінюються такі термодинамічні параметри матеріалу фрикційної накладки: густина, концентрація компонентів в одиниці об'єму матеріалу, а також певна кількість теплоти, яка виділяється або поглинається (так звана теплота фазового переходу).

Тому у трибологічних моделях приповерхневого шару фрикційної накладки необхідно розглядати три елементарних об'єми з різними енергетичними рівнями: паруючий (стан сублімації), рідкий і пароподібний.

Характерною особливістю трибологічних процесів і явищ є взаємодія між окремими площинами піраміди.

Досить складний взаємозв'язок спостерігається між процесами і явищами, властивими МТЕ-1, ПТЕ-1 і ТЕ-3 на всіх рівнях (на рис. 4.2 показано дугоподібними стрілками). Найскладнішим є четвертий рівень, який необхідно розглядати на рівні нанотрибології. Тут можливий розгляд взаємозв'язку входів $\{x\}$ і виходів $\{y\}$ (показано горизонтальними стрілками) на всіх рівнях трибосистеми за рахунок керуючих впливів (наприклад, зміна матеріалів пари тертя, примусове охолодження металевого елемента тертя та ін.).

Вертикальними стрілками, які виходять з другої площини (роботи тертя) і потрапляють на третю площину (теплоти), відмічено генерування і акумулювання теплоти під час процесу тертя фрикційних пар гальмових пристроїв. Процеси теплопередачі крізь елементи пар тертя гальма з урахуванням впливу омиваючого середовища і стану приповерхневого шару фрикційної накладки показано штриховими вертикальними стрілками, а розсіювання теплоти від металевого термоелемента – потовщеними штриховими вертикальними лініями.

Параметри і стан поверхневого шару полімерної накладки при електротермомеханічній фрикційній взаємодії у металополімерних парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки залежать від глибини спуску колони бурильних труб і розташування накладок на гілках стрічки. У зв'язку з неоднаковою їх енергонавантаженистю він знаходиться в різних станах: твердому і фазовому 1-ого і 2-ого роду. Тому поверхневі шари полімерних накладок необхідно розглядати у трьох системах [150]. У другій і третій системі важливою є густина острівців рідини, які утворилися на робочій поверхні накладки після вигорання сполучних компонентів її матеріалу і внаслідок випаровування рідини у міжконтактний зазор поверхонь тертя. При послідовному розгляді систем необхідно зважати на те, що при збільшенні об'єму V у кожній з них число N електронів та іонів збільшується в тій же пропорції. Отже, повна густина частинок $N/V=n$ залишається сталою у кожній із систем послідовності, зокрема, коли розглядається гранична система (поверхня накладки повністю покрита рідиною). При дослідженні кожної гілки граничних систем, для яких $V \rightarrow \infty$, слід також прийняти, що $N \rightarrow \infty$, проте ці границі не є незалежними. При цьому повинна виконуватися така умова:

$$V \rightarrow \infty, N \rightarrow \infty, N/V = n - \text{кінцева стала.} \quad (4.7)$$

Якщо принцип макроскопічної еквівалентності є справедливим, то зазначені граничні системи описують таку ж локальну поведінку, як і будь-яку іншу кінцевої системи послідовності.

Обмежуючі умови (4.7) є об'ємною границею або термодинамічною

границею (T -границею) і виступають у ролі характерного математичного прийому статистичної механіки.

Розглянемо твердий стан контактуючих мікрориступів полімерної накладки, плями контактів яких характеризуються локальними густинами зарядів (іонів і електронів) і описуються мікроскопічними динамічними функціями. Одночасткова динамічна функція $\beta_1(q_1, p_1)$ (де q_1 – узагальнена координата заряду плями контакту; p_1 – узагальнений імпульс заряду, β_1 є однією з "сингулярних функцій" своїх аргументів). Тому динамічна функція вигляду $b(q, p) = q_1$ описується так:

$$\delta'(K) = d\delta(K)/dK.$$

Визначимо локальну густину $b_1(q_1, p_1; x)$ у точці x . При цьому в неконтиуумальному електронно-іонному описі у цій функції враховують лише ті іони й електрони, які розташовані в точці x , тобто q_1, p_1 . Отже, $b_1(q_1, p_1; x) = \delta(q_1 - x) \beta_1(q_1, p_1)$.

У більш загальному випадку S – точкова густина заряду має вигляд:

$$b_s(q_1 p_1, \dots, q_s, p_s; x_1, \dots, x_s) = \delta(q_1 - x_1) \dots \delta(q_s - x_s) \beta_s(q_1, p_1, \dots, q_s, p_s). \quad (4.8)$$

Фізичний інтерес представляють такі інтенсивні величини, як $b_s \equiv 0$ для $s > S$, де s – кінцеве число плям контактів мікрориступів полімерної накладки, яке є набагато меншим за N ; за даними академіка В. А. Лазаряна $S=6 \geq$. Проте в силу запропонованого обмеження границя підсумовування дорівнює не N , а малому кінцевому числу S :

$$\langle b \rangle = \sum_{s=0}^S (\dot{S}!)^{-1} \int dy_1 \dots dy_s b_s(y_1, \dots, y_s; x_1, \dots, x_s) f_s(y_1, \dots, y_s). \quad (4.9)$$

Обчислимо цей вираз для кожної із систем, що належать до послідовності, в якій поверхневий стан накладки знаходиться у твердому і у фазових станах 1-ого та 2-ого роду. Їх будемо розглядати як функції від V і N . Залежність від зазначених параметрів може виникати тільки за рахунок границь інтегрування у рівнянні (4.9) функції b_s і функції f_s .

Конкретна форма рівності (4.9) дозволяє відразу ж виконати інтегрування по q :

$$\begin{aligned} \int dy_1 \dots dy_S b_S(y_1, \dots, y_S; x_1, \dots, x_S) f_S(y_1, \dots, y_S) = \\ = \int_{-\infty}^{\infty} dp_1 \dots dp_S \beta_S(x_1, p_1, \dots, x_S, p_S) f_S(x_1, p_1, \dots, x_S, p_S) \end{aligned} \quad (4.10)$$

Природними границями інтегрування за імпульсами нормальних сил, що виникають при взаємодії плям контактів мікрровиступів металополімерних пар тертя, є границі $\pm \infty$. Ці границі не залежать від об'єму полімерних накладок, які є елементом трибосистеми.

Якщо β_S і f_S – регулярні функції імпульсів, то зазначені інтеграли сходяться і дорівнюють кінцевим числам для будь-яких заданих N і V . З іншого боку, функції β_S , які є динамічно замкнутою кінцевою s -частковою системою ($s \leq S$), не можуть залежати ні від N , ні від V . Отже, залежність від цих параметрів може виникати тільки за рахунок часткових функцій розподілу $f_S(y_1, \dots, y_S)$.

З рівняння [14]:

$$f_S = \frac{N!}{(N-s)!} \int dx_{s+1} \dots dx_N; F(x_1, \dots, x_s, x_{s+1}, \dots, x_N) \quad (4.11)$$

(F – кінцева функція розподілу) впливає, що зазначені функції дійсно залежать від об'єму і кількості частинок.

У залежності (4.10) проводилось інтегрування за $N-S$ частинками; за q_j інтегрування поширюється на об'єм полімерної накладки V . Оскільки точна залежність від вище зазначених параметрів є надзвичайно складною, то цю задачу переводимо в площину якісних фізичних принципів. Тоді:

$$f_1(y_1) = \int dx_1 \dots dx_N \left\{ \sum_{j=1}^N \delta(y_1 - x_j) \right\} F(x_1, \dots, x_N); \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} f_S(y_1, \dots, y_S) = \\ = \int dx_1 \dots dx_N \left[\sum_{j_1 \neq j_2 \neq \dots \neq j_S} \dots \sum \delta(y_1 - x_{j_1}) \cdot \delta(y_2 - x_{j_2}) \dots \delta(y_S - x_{j_S}) \right] F(x_1, \dots, x_N)^*. \end{aligned} \quad (4.13)$$

З виразів (4.12) і (4.13) [150] (при цьому у залежності (4.13) необхідно звернути увагу на правило підсумовування $j_1 \neq j_2 \neq \dots \neq j_S$) впливає, що функція f_S є s -точною густиною частинок у фазовому стані. Необхідно

зауважити, що на поведінку іона, локалізованого у струмі q , впливає електрон, оскільки між ними існує сила електричної взаємодії. Отже, значення функції $f_s(q_1 p_1, \dots, q_s p_s)$ фізично визначається взаємодіями між s різними іонами і електронами, а також взаємодією кожного з них з усіма іншими $(N-s)$ іонами і електронами системи.

Взаємодія другого типу усереднюється за всіма положеннями $N-s$. При цьому сила електричної взаємодії має кінцевий радіус r_c дії. Отже, значення та форма функції $f_s(x_1, \dots, x_s)$ визначається іонами і електронами, які знаходяться на відстані радіуса r_c від кожного з s різних іонів і електронів.

Проаналізуємо послідовність зростання систем і встановимо вплив збільшення N на значення $f_s(x_1, \dots, x_s)$ при змінній густині n , фіксованих координатах $x_1, \dots, x_s$ і фіксованому s . Перш за все зауважимо, що при $N < s$ тривіально $f_s = 0$. При $N = s$ функція стрибком зростає до кінцевого значення $F(x_1, \dots, x_s)$. Додавання зайвих частинок помітно збурює оточення групи $(1, \dots, s)$, що призводить до зміни f_s .

Коли додається все більше і більше число частинок, відповідно, змінюється об'єм, при цьому середнє оточення будь-якої частинки поступово приймає практично незмінений вигляд. Установлено, що коли N стає значно більшим за s (причому завжди при сталій густині), значення f_s стає менш чутливим до додавання нових частинок. Отже, ґрунтуючись на фізичних міркуваннях, можна очікувати, що функції $f_s(x_1, \dots, x_s)$ повинні сильно залежати від N при його малих значеннях і швидко прямувати до сталого асимптотичного значення при досить великих N . У свою чергу, асимптотичне значення f_s залежатиме від густини n [58].

Отже, часткові функції розподілу $f_s(x_1, \dots, x_s)$ при будь-якому кінцевому s прагнуть до кінцевих функцій, які залежать від N в термодинамічній границі. Побудована послідовність систем дозволяє розглянути макроскопічні еквівалентні системи. Розглянуті раніше фактори, обмежуючі можливість застосування макроскопічної еквівалентності, зберігають значимість і в даному випадку. Навіть в макроскопічно однорідній системі локальне оточення іонів і

електронів на плямі контактів мікровиступів полімерної накладки, розташованих на відстані r_c від границі, відрізняється від оточення іонів і електронів, які знаходяться в об'ємі мікровиступів. Перехід до термодинамічної границі призводить до неправильного розуміння поведінки цих іонів і електронів. Це пов'язано, у першу чергу, з формуванням на плямах контактів мікровиступів полімерної накладки при електротермомеханічному терті поверхневих електричних і теплових полів.

У цій задачі у термодинамічній границі має місце залежність температури від часу при перебуванні плям контактів мікровиступів у твердому стані. Установлено, що при фазовому переході 1-ого і 2-ого роду повернення поверхневого шару полімерної накладки до початкового стану є неможливим. При цьому протягом усього часу утворюється нова топографічна картина робочої поверхні полімерної накладки. Це, у першу чергу, залежить від режимів навантаження металополімерних пар при фрикційній взаємодії. Результати, отримані у термодинамічній границі, є справедливими лише для повторно-короткочасних і тривалих режимів гальмування з дотриманням регламентованої ефективності гальма. Термодинамічна границя втрачає свою роль у тому випадку, якщо температура поверхневого шару полімерної накладки перевищить допустиму.

Уявімо, що $N \rightarrow \infty$, а вектор розподілу F має нескінченне число компонент $f = \{f_0, f_1(x_1), f_2(x_1, x_2), \dots\}$, або:

$$f = \{f_s(x_1, \dots, x_s); s = 0, 1, 2, \dots\}, \quad (4.14)$$

Передбачається, що кожна компонента цього вектора є кінцевою функцією. У термодинамічній границі вираз (4.14) для середніх величин параметрів набуває вигляду:

$$\langle b \rangle = (b, f) = \sum_{s=0}^{\infty} (S!)^{-1} \int dx_1 \dots dx_s b_s(x_1, \dots, x_s) f_s(x_1, \dots, x_s). \quad (4.15)$$

Проте для термодинамічних параметрів цей вираз насправді збігається з (4.9), оскільки лише кінцеве число S членів не дорівнює нулю.

Інтеграли від всіх часткових розподілів у термодинамічній границі (за

винятком тривіального f_0) прямують до нескінченності у T -границі. Важливим є питання про порядок цієї нескінченності, тобто про головний член асимптотики. Очевидно,

$$\frac{N!}{(N-s)!} = N(N-1)(N-2)\dots(N-s+1) \xrightarrow{T-\lim} N^s. \quad (4.16)$$

Отже, умову фіксації (4.16) у T -границі слід представити у такій формі:

$$T - \lim N^{-s} \int dx_1 \dots ds_s f_s(x_1, \dots, x_s) = 1. \quad (4.17)$$

Аналогічно вираз (4.17) у T -границі за умови $r < s$ набуває вигляду:

$$f_r(x_1, \dots, x_r) = T - \lim N^{r-s} \int dx_{r+1} \dots dx_s j_s(x_1, \dots, x_r, x_{r+1}, \dots, x_s). \quad (4.18)$$

Зауважимо, що в T -границі співвідношення між функціями f_s і відповідними функціями Боголюбова f_s^B мають вигляд:

$$f_s = T - \lim \frac{N^3}{V^5} f_s^B = n^s f_s^B. \quad (4.19)$$

Функції Боголюбова описують густини вільної енергії з гемільтоніаном U при числі N частинок або об'ємі V у залежності від системи параметрів з абсолютною температурою T в енергетичних одиницях.

Детальний аналіз термодинамічної границі стосовно елементів трибологічної системи дозволив встановити таке:

- фізична інтерпретація ґрунтується на емпіричному принципі макроскопічної еквівалентності, що відноситься до реальних макроскопічних систем;

- при дослідженні локальної поведінки макроскопічної системи її об'єм є несуттєвим параметром;

- при вивченні локальної поведінки мікроскопічної системи на об'єм обов'язково необхідно зважати з урахуванням класу макроскопічних еквівалентних систем.

Уведення в математичний опис граничного члена послідовності, який визначається умовою (4.19), показало, що всі залежні від N вклади, які ускладнюють мікроскопічний опис і разом з тим макроскопічно не виявлені,

зникають у термодинамічному процесі.

На підтвердження справедливості математичних викладок розглянемо випадок, коли у приповерхневому шарі полімерної накладки присутні металеві включення. Дослідження проводили у стендових умовах із штучним введенням металевих включень з твердого стану до фазового переходу 1-ого роду.

На рис. 4.5 наведено характерну залежність струму, який проходить крізь систему сталь 35ХНЛ - мідний електрод (рис. 4.6). Останній у вигляді циліндричного стрижня довжиною $l = 30,0$ мм і діаметром $d = 0,3$ мм посаджено з натягом у тіло фрикційної накладки ФК-24А. При кімнатній (початковій) температурі система перебувала у діелектричному стані. При нагріванні до температури $130-135$ °С струмом, що проходить крізь систему сталь 35ХНЛ - мідний електрод дотично по усьому периметру полімерної накладки ФК-24А, він, залишається незмінним. Вище цієї температури у вимірювальному ланцюгу виникають флуктуації струму. Вони існують при нагріванні системи до температури плавлення мідного електрода. Можна припустити, що наявність зростаючих за амплітудою флуктуацій струму пов'язана з передперехідними явищами, наприклад, поверхневим багатоатомним плавленням матеріалу електрода, що запобігає об'ємному фазовому переходу.

4.4 Збурюючі явища у металополімерних парах тертя при їх фрикційній взаємодії

4.4.1. Електровибух і терморозряд

Подальші дослідження велися у напрямку пошуку більш чітких співвідношень між умовами вибуху і його наслідками, у т.ч. і розмірами утворених частинок, оскільки від них залежить електропровідність у контакті та інтенсивність зношування пар тертя при наявності між ними "третього" тіла. Саме воно впливає на коефіцієнти розподілу теплових потоків у тілах елементів тертя і на їх зносо-фрикційні властивості. Установлено, що за певних умов

вибух відбувається наприкінці першого напівперіоду зміни струму у ланцюзі. У цей момент накопичена у мікроконденсаторі енергія W_0 дорівнює нулю, оскільки вона витрачається на нагрівання дроту, що вибухає. Він знаходиться в зоні контакту мікровиступів полімерної накладки. Енергія, що покриває втрати на опір розрядного контуру, становить 0,05-0,1 від W_0 . Енергія, яку накопичили мікротермоелектробатарей, що працюють у режимах мікротермоелектрогенераторів і мікротермоелектроохолодильників [69, 150], витрачається на вибух цілеспрямовано (див. рис. 4.5).

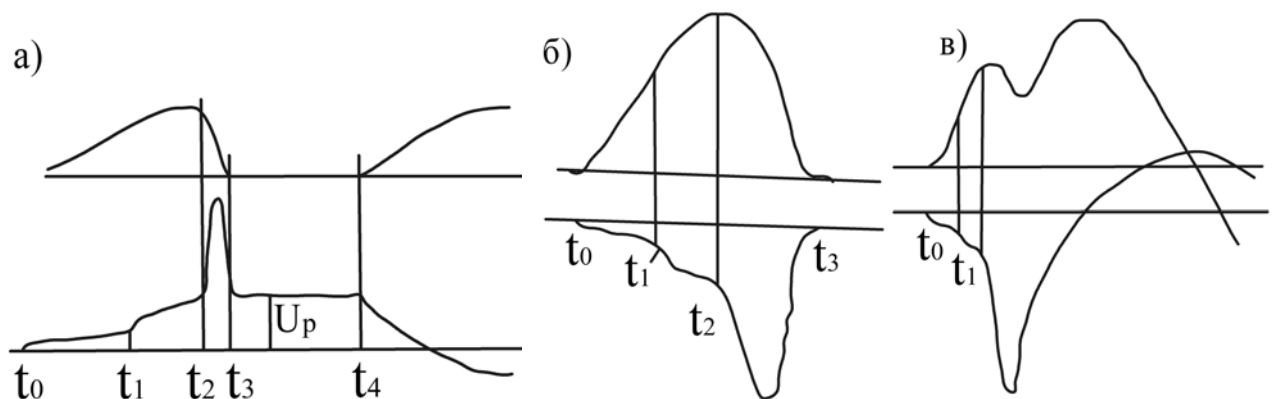


Рисунок 4.5 – Осцилограми струму напруження у парах тертя ”метал - полімер” при їх фрикційній взаємодії: а) – вибух з паузою струму (U_p – напруження на конденсаторі протягом паузи струму: нагрівання металу за період часу $(t_0 - t_1)$ у твердому і у рідкому $(t_1 - t_2)$ станах; паузи часу: $t_2 - t_3$ – вибуху; $t_3 - t_4$ – імпульсу струму; $t_3 > t_4$ – дугового розряду); вибухи: б) - узгоджений і в) - з розрядом від поверхні

Такий режим вибуху дроту називають узгодженим (див. рис. 4.5 в). Установлено, що вибух залишається узгодженим під дією n -ої кількості мікроланцюгів, якщо зарядне напруження плям контактів мікровиступів металевго елемента тертя змінюється пропорційно площі перерізу i /або довжині дроту. Корисні для практичних розрахунків співвідношення отримано для вибухів з паузою струму і узгоджених. Установлено, що енергія W режимів, введена у дріт протягом першого імпульсу струму (до паузи струму), визначається співвідношенням:

$$W = (h_b W_0 A^2 Z)^{0,5}, \quad (4.20)$$

де $W_0 = CU_0^2 / 2$, Дж; C – ємність, мкФ; U_0 – кВ; $A = \pi d^2 / 4$ – площа перерізу дроту, мм²; d – діаметр дроту, мм; $Z = (L/C)^{0,5}$ – імпеданс ланцюга, Ом;

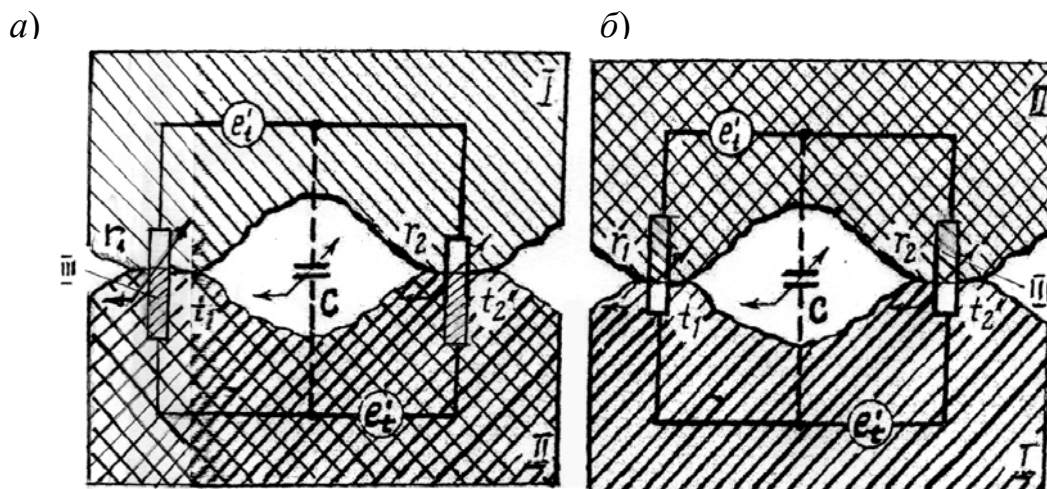


Рисунок 4.6 – Контактна взаємодія мікроділянок поверхонь тертя:

а) – барабанно-колодкового гальма; б) – стрічково-колодкового гальма:

I і II – металевий і полімерний елементи тертя; III – дріт

$$h_b = \left(\int_0^{t_3} i^2(t) dt \right) / A^2,$$

h_b має одиницю вимірювання (А²с)/мм⁴ і означає питому дію до вибуху, або термічну стійкість металу, який нагрівається імпульсом струму [7]. Значення h_b для деяких металів наведено у табл. 4.1 [124].

З рівності (4.20) видно, що якщо знехтувати втратами енергії в ланцюгу, то при $W_0 = h_b A^2 Z$ $W \approx W_0$, тобто:

$$W_0 = h_b A^2 Z \quad (4.21)$$

є однією з умов узгодженого вибуху. З цього співвідношення також випливає, що при пропорційній зміні площі перерізу дротини і U_0 вибух залишається узгодженим, що доведено у [7].

У [124] встановлено, що при рівній густині введеної енергії розмір одержуваних частинок знижується від Zn до Cd і Ag. З цього випливає, що у загальному випадку характерний розмір частинок залежить не від величини введеної енергії, а від температури нагрівання дроту, тобто W являє собою відношення до деякої характерної енергії матеріалу, в якості якої була прийнята

питома енергія сублімації W_c , значення яких можна знайти у довідниках. Це припущення повністю підтверджується літературними даними і результатами відповідних експериментів [124] з дротами, виготовленими з Cu, Al, Ag, Ni та інших металів.

Таблиця 4.1 - Питома енергія сублімації і питома дія деяких металів

Метал	W_c , Дж/мм ³	$h_b^* \times 10^{-5}$, (А ² с)/мм ⁴
Ag	27,7	1,04
Al	33,0	1,09 0,93
Au	37,7	0,523
Cu	47,8	1,95 2,107 1,97
Ni	53,9	0,732 0,75
Fe	55,4	0,506
Pt	58,5	0,945
W	92,2	0,8

*Примітка: Величини h_b визначено при густинах струму у момент його максимуму $j_m \approx 10^5$ А/мм²

Розділивши (4.20) на W_c , отримуємо:

$$K = W / (W_c A) = (h_b W_0 Z)^{0,5} / (W_c l), \quad (4.22)$$

де W_c – питома енергія сублімації, Дж/мм³.

З цієї рівності можна знайти довжину дротини $l = l_m$ при перегріванні, коли $K=1,0$ для узгодженого режиму вибуху. Замінивши W_0 у (4.22) на його значення $h_b A^2 Z$ із (4.21), маємо:

$$l_m = h_b A Z / W_c. \quad (4.23)$$

Якщо U_0 і l змінюються пропорційно, то для узгодженого вибуху перегрівання буде постійним. В області $l < l_m$ та за інших рівних умов перегрів зменшується обернено пропорційно довжині дроту, але вибух залишається узгодженим, що доведено у [124]. В області $l < l_m$ у міру зменшення l вибух відбувається з паузою струму, а потім перетворюється у вибух з дуговим

розрядом. При цьому у міру зменшення довжини дроту ступінь перегрівання його металу зростатиме, а ефективність використання енергії W_0 – знижуватиметься.

При електровибуху дроту виникають мікроелектроланцюги з певною амплітудою одержуваного імпульсного струму. Відповідні співвідношення з її визначення для дротин з Cu, Al і Ag отримано в [124]:

$$I_M = 0,751 I_0 (h_b A^2 Z / W_0)^{0,25}, \quad (4.24)$$

де $I_0 = U_0 / Z$ – амплітуда струму короткого замикання у тому ж самому ланцюгу.

При проведенні досліджень електровибуху у мікровиступах поверхні тертя полімерної накладки виникає потреба у визначенні умов, за яких пауза струму дорівнює нулю. Це дозволяє оцінити максимальну температуру перегріву матеріалу обраної дротини в наявному контурі або вибрати необхідні параметри контуру (C , L , U_0) для забезпечення необхідної температури. Довжину дротини, при якій спостерігається такий тип вибуху при $t_3 - t_4 = 0$, називають допустимою. Значення допустимих довжин l_k для дротин з Cu, Al, Ag наведено у [124]. l_k у повітрі при нормальному тиску визначається за виразом:

$$l_k = \lambda_k d^2 Z, \text{ мм}, \quad (4.25)$$

де $l_k = B(10^{-6} C^2 U_0^2 / d^5)^{0,36}$; B – величина, значення якої залежить від матеріалу дротини, при прийнятих тут одиницях виміру вона дорівнює для: міді $1,35 \times 10^3$, алюмінію 2×10^3 , срібла $1,5 \times 10^3$.

Узагальнення експериментальних даних показує [7, 124], що метали можна розділити на дві групи: а) щоб вибух відбувався до руйнування мікротермоелектробатарей у процесі електротермомеханічного тертя, тобто з відключенням струму і утворенням його паузи; б) вибух завжди відбувається з прошиванням дротини струмом по довжині, що призводить до появи струму дугового розряду. Такий розподіл проведено з урахуванням величини відношення енергії W_c сублімації до роботи W_e виходу електрона (табл. 4.2).

Приналежність другій групі ($W_c/W_e > 1$) означає, що перш ніж у дротину при електровибуху буде введена енергія сублімації, термоємність з її поверхні на плямі контакту мікрровиступів є настільки великою, що падіння напруження на дротині виявляється достатнім для запалювання дугового розряду. Подальше введення енергії у дротину практично припиняється після завершення процесу гальмування.

Отже, якщо відомі параметри мікроелектроланцюгів L , C і питома дія вибуху h_b , то для досягнення необхідного перегріву для багатьох металів можна вибрати U_0 , переріз і довжину дротини, забезпечуючи розрядні явища між контактуючими мікрровиступами. Вони супроводжуються масоперенесенням полімерного матеріалу на робочу поверхню металевого елемента тертя. Зменшення кількості та інтенсивності вибухів у приповерхневих шарах полімерної накладки істотно знизить її електротермомеханічне зношування.

Для реалізації вибуху дротини, яка знаходиться у приповерхневому шарі полімерної накладки, у процесах електротермомеханічної взаємодії зазвичай використовують такі параметри технологічного процесу:

- діаметр дротини, яка піддається вибуху, становить $D = (0,2 - 0,45) \cdot 10^{-3}$, м;
- відносний енерговміст вибухаючої дротини (перегрів) $E/E_c = 1,5 - 2,5$ (де E , E_c – енергія: введена у дротину; сублімації металу, визначається по силі розрядного струму);
- питома навантаження в зоні фрикційної взаємодії металополімерних пар тертя, при якому відбувається вибух, $p = (0,5 - 0,9)$ МПа;
- температура швидкісних потоків омиваючого середовища 250-400 °С.

Дослідження впливу діаметра дротини на середній розмір частинок продуктів вибуху проводилося з дотриманням параметрів ε_0 (електричної проникності), λ (коефіцієнта теплопровідності) і ρ (густини швидкісних потоків омиваючого середовища), а також p і симплекса E/E_c при подібних умовах. При вибухах провідників, які знаходяться у полімерних накладках, у деякій мірі витримуються умови $\varepsilon = \text{const}$, $\lambda = \text{const}$, $\rho = \text{const}$, $p = \text{const}$ і $E/E_c = \text{const}$ шляхом

дотримання певних режимів електротермомеханічного тертя металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма у лабораторних умовах. При цьому продукти вибуху проходять однакові стани за час, пропорційний діаметру дро-

Таблиця 4.2 - Деякі характеристики металів

№	Метал	W_c , eB	W_e , eB	W_c/A	T_k , °C
1	Цинк (Zn)	1,30	4,3	0,32	1179
2	Літій (Li)	1,69	2,35	0,72	1613
3	Свинець (Pb)	2,06	4,1	0,50	2024
4	Срібло (Ag)	2,95	4,7	0,63	2440
5	Олово (Sn)	3,39	4,3	0,79	2873
6	Алюміній (Al)	3,42	4,2	0,81	-2730
7	Мідь (Cu)	3,56	4,5	0,78	2840
8	Нікель (Ni)	3,67	5,0	0,73	3173
9	Золото (Au)	4,0	4,8	0,83	2553
10	Паладій (Pd)	4,78	5,0	0,96	3213
11	Залізо (Fe)	4,08	4,7	0,87	3023
12	Хром (Cr)	3,82	4,58	0,83	2953
13	Платина (Pt)	5,51	6,3	0,87	4073
14	Іридій (Ir)	5,22	4,7	1,11	4656
15	Титан (Ti)	4,9	3,95	1,24	3533
16	Ванадій (V)	5,33	4,12	1,29	3673
17	Цирконій (Zr)	6,23	3,9	1,6	4623
18	Молібден (Mo)	6,9	4,1	1,68	~5073
19	Ніобій (Nb)	7,5	3,99	1,88	~5033
20	Тантал (Tm)	8,1	4,12	1,87	~5733
21	Вольфрам (W)	8,83	4,54	1,94	~6200

тини d_0 . У цьому випадку тривалість процесу формування частинок визначається інтенсивністю зовнішніх гідро- (при температурі поверхневих

шарів полімерних накладок вище допустимої) і термодинамічних перебігів, характерні масштаби яких за інших рівних умов також є пропорційними до d_0 .

Установлено, що середній розмір частинок продуктів вибуху збільшується зі зростанням діаметра дротини до значень $d_0=0,3$ мм. При подальшому збільшенні d_0 середній розмір частинок вибуху визначається енерговмістом матеріалу дротини.

Численними дослідженнями [4, 13, 62 та ін.] встановлено, що при збереженні подібних умов у стендових випробуваннях при сталих питомих навантаженнях у металополімерних парах тертя діаметр дротини є незалежним чинником, який визначає концентраційні параметри продуктів вибуху і середній розмір наночастинок.

Величина E/E_c визначає ступінь перегріву металу дротини у полімерній накладці. Від неї залежить початкова швидкість руху частинок продуктів вибуху у міжконтактному об'ємі металополімерних пар тертя. На пізніх стадіях руху частинок продуктів вибуху швидкість і густина визначається величиною тиску потоків омиваючого середовища, що оточує провідник. Отже, обидва зазначених параметра повинні впливати на процес дисперсної фази. Установлено, що розмір частинок, який визначається як $a_s = \sigma / \rho A$ (де: ρ – густина металу провідника; A – площа поверхні продуктів вибуху), монотонно знижується при збільшенні відношення E/E_c до значення $E/E_c=1,5-2,0$. З подальшим зростанням E/E_c розмір частинок змінюється несуттєво [200].

Підвищення поверхневої температури плям контактів мікровиступів металополімерних пар тертя сприяє зростанню температури швидкісних потоків омиваючого середовища, що призводить до зростання розмірів частинок і формування фракцій з розмірами частинок понад 400-500 нм. Залежності розміру частинок від діаметра дротини і температури швидкісних потоків омиваючого середовища свідчать про те, що зростання кількості частинок відновиться після завершення електровибуху дротини. Це зумовлено вторинними процесами, що відбуваються при розльоті продуктів вибуху у

міжконтактному об'ємі. При цьому ланцюгові структури з дрібних частинок групуються навколо великих частинок. Цей факт узгоджується з даними про дію сил взаємного зарядження [58], тому великі частинки заряджені протилежно дрібним.

Дослідження поведінки частинок продуктів вибуху дротини, що знаходиться у приповерхневому шарі полімерної накладки, при електротермомеханічному терті металополімерних пар стрічково-колодкового гальма, які потрапляють в їх міжконтактний об'єм, показали таке. Розлітання частинок продуктів вибуху супроводжується одночасним формуванням навколо великих частинок ланцюгових структур з дрібних частинок. Це пояснюється взаємодією протилежних зарядів між ними. Згрупована система частинок володіє зарядами, які впливають на розподіл плям контактів мікрровиступів по поверхнях тертя. Заряджені частинки продуктів вибуху впливають на поширення солітонів і на їхні форми в міжконтактному об'ємі. Частинки продуктів вибуху негативно впливають на зносо-фрикційні властивості металополімерних пар тертя.

Розглянемо особливості теплового вибуху в полімерній накладці.

4.4.2 Тепловий вибух

Найхарактернішими є вибухи, при яких на першому етапі внутрішня хімічна енергія приповерхневого шару полімерної накладки перетворюється у теплову. При цьому протягом незначного часу хімічного перетворення ($\sim 10^{-5}$ с), яке відбувається без участі кисню повітря, його тепловиділення сягає (~ 4 МДж/с). Утворювана багатоконпонентна суміш накладки у процесі електротермомеханічного тертя не встигає розлетітися протягом вибуху, внаслідок якого утворюються швидкісні потоки багатоконпонентного газового середовища з високою температурою $(2-4) \cdot 10^3$ К і тиском до 1,0 ГПа. Розширення газового середовища інтенсифікує рух потоків омиваючого

повітря, виникає вибухова хвиля, швидкість поширення якої поблизу вогнища вибуху є вельми високою. Вибухова хвиля чинить механічну дію на мікростави металополімерних пар тертя.

Тепловий вибух здійснюється в умовах порушення теплової рівноваги між компонентами приповерхневого шару накладки і швидкісними струмами омиваючого середовища. При досить великих значеннях енергії E активації (тобто різниці між середньою енергією частинок, які вступають в хімічну реакцію, і середньою енергією усіх частинок в поверхневій і приповерхневій зонах трибосистеми) швидкість V_X хімічної реакції швидко зростає зі збільшенням T . За законом Арреніуса $V_X \sim Z \exp(-E/RT)$, де R – універсальна газова стала; Z – передекспоненціальний множник, значення якого залежить від механізму елементарного акту реакції. Так само зростає і швидкість тепловиділення Q_+ в об'ємі V приповерхневого шару накладки, тобто:

$$Q_+ = V q_X Z \exp(-E/RT), \quad (4.26)$$

де q_X – парниковий ефект хімічної реакції.

Інтенсивність тепловідведення Q_- у навколишнє середовище крізь поверхні A плям контактів мікроставів накладки залежить від T набагато слабкіше:

$$Q_- = -\frac{\lambda}{r}(T - T_0)A, \quad (4.27)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності; r – лінійний розмір плями контакту; T_0 – температура оточуючого середовища.

Умові теплової рівноваги відповідає рівність $Q_+ = Q_-$, тобто теплота, яка виділяється в ході реакції, повинна повністю відводитися крізь мікростави полімерної накладки. Проте така рівновага не витримується, оскільки інтенсивність тепловиділення від хімічної реакції і власне від електротермомеханічного тертя у багато разів перевищує швидкість тепловідведення від плям контактів мікроставів полімерної накладки. Це зумовлено тим, що темпи нагрівання плям контактів мікроставів

інтенсивність хімічної реакції, умови тепловідведення і товщину приповерхневого шару накладки:

$$\delta^* = \frac{E}{RT_0^2} \frac{q_x}{\lambda} r^2 Z \exp(-E / RT_0), \quad (4.28)$$

δ^* – число, яке визначається тільки формою плями контакту мікровиступів полімерної накладки $\delta^* = 3,32$, r – середній радіус заокруглення мікровиступів.

Тепловий вибух відбувається тим яскравіше, чим точніше виконуються нерівності $RT_0/E \ll 1$ і $RT_0/(Eq_x) \ll 1$. Якщо ці нерівності не виконуються, тепловий вибух вироджується з одночасним зростанням T^+ до допустимої температури. Відбувається швидке вигорання сполучних компонентів приповерхневого шару полімерної накладки, які спотворюють картину вибуху.

Доведено, що в електричному полі при фрикційній взаємодії плям контактів мікровиступів металополімерних пар тертя у приповерхневому шарі накладки домінує електричний вибух, після якого спостерігається електричний розряд. У тепловому полі домінує тільки тепловий вибух.

4.5 Загальні закономірності зміни електротермомеханічних і механічних характеристик мікровиступів плям контактів пар тертя при фрикційній взаємодії

При дослідженні енергонавантаженості трибоспряжень із застосуванням розрахункових моделей необхідно враховувати різні діаметри поверхонь взаємодії «метал - полімер» при генеруванні й акумулюванні ними електричних і теплових струмів і визначати коефіцієнти розподілу теплових потоків між елементами пари тертя.

У розрахунках середньої поверхневої та об'ємної температур при тривалому гальмуванні необхідно брати до уваги тепловіддачу у навколишнє середовище, оскільки в цих умовах тепловий потік може перевищувати 15% від загальної кількості теплоти, яка виділяється при терті. Необхідно зауважити,

що при короткочасному імпульсному підведенні теплоти тепловіддачею у навколишнє середовище в процесі електротермомеханічного тертя можна знехтувати, оскільки у цьому випадку тепловий потік не перевищує 5% від загальної кількості теплоти, яка генерується при терті.

Експериментальна перевірка різних методик з оцінки енергонавантаженості більшості вузлів тертя, які працюють у стаціонарних і нестаціонарних теплових режимах [4, 106] показала, що математично описати температурне поле, середню температуру поверхні тертя t^* і температуру спалаху $t_{сп}$ можна при використанні одновимірної теплової задачі. Вона передбачає, що теплота поширюється тільки по нормалі до поверхні тертя, тобто у напрямку дії імпульсної нормальної сили (по координаті z) (рис. 4.8 а).

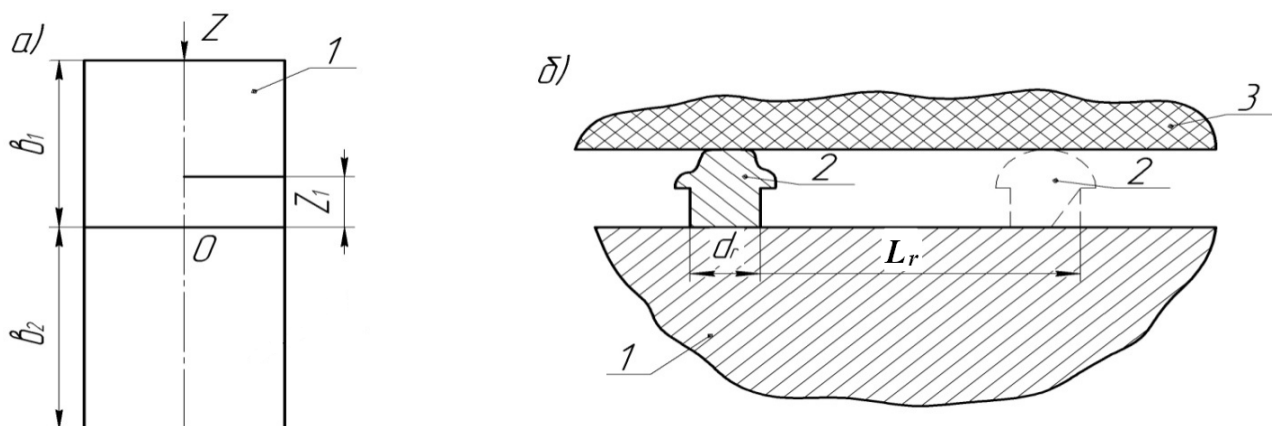


Рисунок 4.8 – Розрахункові моделі для оцінки температур при дискретному контакті у парі тертя «метал 1 – полімер 3»: а) – спрощена стрижнева модель одновимірної теплової задачі двох контактуючих тіл; б) – шлях тертя одиничної плями контакту мікровиступу 2

Для розрахунку поля температур в об'ємах елементів пари тертя $t_{v1, 2}$ і середньої температури поверхні тертя $t^*_{1, 2}$ розглянемо спрощену стрижневу модель одновимірної теплової задачі двох контактуючих тіл 1 і 2, нехтуючи тепловіддачею в процесі тертя. Для розрахунку температури спалаху $t_{сп}$ розглянемо схему руху напівпростору, утвореного мікровиступами, по гладкому полімерному напівпростору (рис. 4.8 б). Зазвичай час існування температурного

спалаху t_{cn} дуже малий ($\tau_{cn} = 10^{-3} - 10^{-9}$ с), що дозволяє розглядати мікрооб'єми в зоні фактичного контакту як у напівпросторі, а розрахунок t_{cn} вести для середнього статистичного розміру d_r плями контакту металевого мікрровиступу. При цьому необхідно зважати, що у реальних умовах при $A_r \ll A_a$ температури спалаху передуватимуть імпульсні електричні струми, які сприяють збільшенню поверхневої та об'ємної енергонавантаженості тіла 1.

Шлях тертя L_r одиничного мікрровиступу залежить від фізико-механічних властивостей його матеріалу та інтенсивності процесів фізико-хімічної механіки тертя (особливо полімерної накладки) і зносу.

Жорсткий твердий мікрровиступ, пляма контакту якого покрита плівкою, прошивається імпульсними електричними і тепловими струмами. Він рухається по гладкому деформованому напівпростору до тих пір, поки у результаті нагрівання і розм'якшення цей мікрровиступ не буде зім'ятий (не обов'язково зруйнований). Тоді в контакт вступає інший, менший по висоті мікрровиступ.

Це станеться, коли твердість плями контакту мікрровиступів внаслідок нагрівання і термонапруженого стану дорівнюватиме твердості матеріалу напівпростору.

Температури при проходженні шляху тертя L_r можна визначити, розв'язавши такі рівняння для:

напівпростору 1 $0 \leq \tau \leq \tau_{cn1} = d_r / V_{ковз}$ ($V_{ковз}$ – швидкість ковзання)

$$\frac{\partial^2 t_1}{\partial z_1^2} = \frac{1}{\alpha_1} \frac{\partial t_1}{\partial \tau}; \quad (4.29)$$

мікрровиступу 2 при $0 \leq \tau \leq \tau_{cn2} = d_r / v_{ковз}$

$$\frac{\partial^2 t_2}{\partial z_2^2} = \frac{1}{\alpha_2} \frac{\partial t_2}{\partial \tau}. \quad (4.30)$$

Розв'язки рівнянь (4.29) і (4.30) з використанням теореми Дюгамеля та інтегралів ймовірностей мають вигляд:

$$t_1 = \frac{q_1}{\sqrt{\lambda_1 c_1 p_1}} \left[\frac{2\sqrt{\tau}}{\sqrt{\pi}} \exp\left(-\frac{z_1^2}{4\alpha_1 \tau}\right) - \frac{z_1}{\sqrt{a}} \operatorname{erfc}\left(\frac{z_1}{2\sqrt{\alpha_1 \tau}}\right) \right]; \quad (4.31)$$

$$t_2 = \frac{q_2}{\sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}} \left[\frac{2\sqrt{\tau}}{\sqrt{\pi}} \exp\left(-\frac{z_2^2}{4\alpha_2 \tau}\right) - \frac{z_2}{\sqrt{a}} \operatorname{erfc}\left(\frac{z_2}{2\sqrt{\alpha_2 \tau}}\right) \right]. \quad (4.32)$$

де $\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial z_1} = q_1$ при $z_1 = 0$, і $t_1 = 0$ при $z_1 = \infty$; $\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial z_2} = -q_2$ при $z_2 = 0$, $t_2 = 0$ при $z_2 = \infty$;

λ_1, λ_2 – коефіцієнти теплопровідності матеріалів напівпростору 1 і мікровиступу 2; q_1, q_2 – теплові потоки, які сприймаються напівпростором 1 і мікровиступом 2; ρ_1, ρ_2 і c_1, c_2 – густини і теплоємності матеріалів напівпростору 1 і мікровиступу 2; τ – час гальмування; α_1, α_2 – коефіцієнти температуропровідності матеріалів напівпростору 1 і мікровиступу 2; $\operatorname{erfc}\left(\frac{z_1}{2\sqrt{\alpha_1 \tau}}\right)$ і $\operatorname{erfc}\left(\frac{z_2}{2\sqrt{\alpha_2 \tau}}\right)$ – додаткові функції помилок.

Поверхневі температури знаходимо з рівнянь (4.31) і (4.32) при $z_{1,2}=0$ і при $0 \leq \tau \leq \tau_{cn}$: $t_1(0, \tau) = \frac{2q_1 \sqrt{\tau}}{\sqrt{\pi \lambda_1 c_1 \rho_1}}$; при $0 \leq \tau \leq \tau_{cn}$: $t_2(0, \tau) = \frac{2q_2 \sqrt{\tau}}{\sqrt{\pi \lambda_2 c_2 \rho_2}}$.

Середні інтегральні величини поверхневої температури напівпростору 1 і мікровиступу 2 по часу становлять:

$$t_{1cp} = \frac{4}{3\sqrt{\pi}} \frac{q_1}{\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1}} \sqrt{\frac{d_r}{V_{ковз}}}; \quad (4.33) \quad t_{2cp} = \frac{4}{3\sqrt{\pi}} \frac{q_2}{\sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}} \sqrt{\frac{L_r}{V_{ковз}}}. \quad (4.34)$$

Відповідно до гіпотези Х. Блока максимальна температура мікровиступу, тобто температура спалаху t_{cn} , при проходженні ним шляху тертя L_r буде на його задній грані. Вона дорівнює:

$$t_{cn} = t_{2\max} = \frac{q_2}{\sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2}} \sqrt{\frac{L_r}{V_{ковз}}}. \quad (4.35)$$

З огляду на гіпотезу підсумовування температур на поверхні тертя і з урахуванням формули (4.35) отримаємо вираз для визначення максимальної температури на поверхні тертя мікровиступу:

$$t_{\max} = t_{cn} + t_2^* = \frac{q_2}{\sqrt{\pi \lambda_2 c_2 \rho_2}} \sqrt{\frac{L_r}{V_{ковз}}} + t_2^*. \quad (4.36)$$

Установимо зв'язок між мікрострумами, які генеруються на плямах

контактів мікрориступів трибоспряжень, поверхневою температурою t_{max} і температурним градієнтом dt/dl_k по довжині плями контакту при різному часі τ електротермомеханічної фрикційної взаємодії і сталому імпульсному нормальному навантаженні N .

За виразом (4.36) проведено розрахунки, за результатами яких побудовано графічні залежності (рис. 4.9 а, б). Аналіз останніх показав таке:

- зі збільшенням поверхневої температури і часу гальмування, а також поверхневого градієнта температури при сталих значеннях α_T , R_k і ρ при $t=100$; 200; 300, 400 °C і сталих V і N мікроструми I зростають;

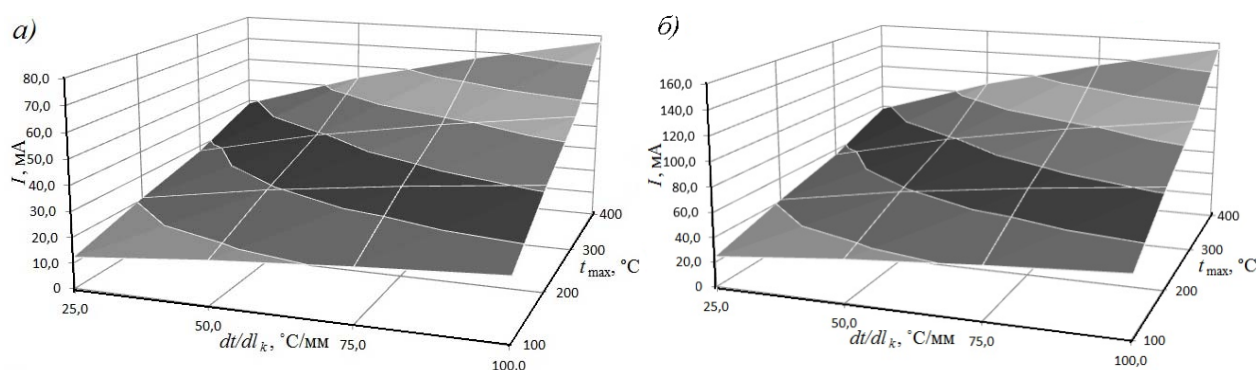


Рисунок 4.9 – Закономірності зміни мікрострумів на плямах контактів мікрориступів трибоспряжень у залежності від поверхневої температури t_{max} і температурного градієнта dt/dl_k по довжині плям контактів при різних електротермомеханічній фрикційній взаємодії а) – $\tau = 0,005$ с; б) – $\tau = 0,02$ с) при сталому імпульсному нормальному навантаженні ($N=4,0$ кН)

- при збільшенні часу гальмування у чотири рази (з 0,005 с до 0,02 с) мікроструми зросли у два рази, що свідчить про вплив теплових струмів на зарядно-розрядні властивості плям контакту мікрориступів трибоспряжень.

У дійсності розподіл температур носить синусоїдальний гармонійний характер за умови, що температури у контакті є однаковими. З урахуванням можливого температурного стрибка ΔT_K по довжині стику, що знаходиться між зазорами, можна оцінити теплопровідну здатність зазначеної системи, саме наявність ΔT_K є умовою для виникнення електроімпульсного розряду.

$q_1=(1-\alpha_{\Pi})q$, $q_2=\alpha_M q$ (де q – загальний тепловий потік). Якщо на ковзаючій плямі контакту відсутній стрибок температури, то:

$$1 - \alpha_{II} = \frac{\sqrt{L_r \lambda_1 c_1 \rho_1}}{\sqrt{L_r \lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{d_r \lambda_2 c_2 \rho_2}} ; \quad (4.37) \quad \alpha_{II} = \frac{\sqrt{L_r \lambda_3 c_3 \rho_3}}{\sqrt{L_r \lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{d_r \lambda_2 c_2 \rho_2}} . \quad (4.38)$$

З урахуванням вищевикладеного і рівняння (4.33) маємо:

$$t_{\max} = \frac{2q\sqrt{L_r d_1}}{\sqrt{\pi V_{\text{кобз}} (\sqrt{L_r \lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{d_r \lambda_2 c_2 \rho_2}) + \sqrt{d_r \lambda_3 c_3 \rho_3}}} + t_2^* . \quad (4.39)$$

Шлях тертя L_r і тривалість τ_r існування контакту мікроступів можна визначити з умови рівності твердостей мікроступу і матеріалу напівпростору,

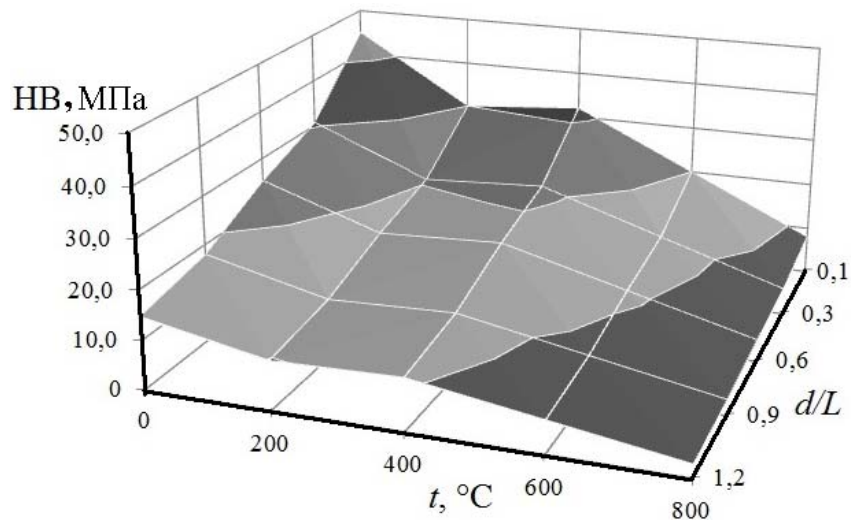


Рисунок 4.10 – Залежності твердості HB полімерного матеріалу ретинакс ФК-16Л від температури t і величини відносного відношення d/L (d, L – діаметр плями контакту мікроступу та його шлях тертя)

тобто з умови руху по свіжому сліду:

$$HB(t_{\max}) = HB_1(t_1) . \quad (4.40)$$

Із залежностей твердості від температури (рис. 4.10) можна визначити допустимі температури, при яких ця умова виконується. Наприклад, якщо напівпростір з матеріалу ретинакс ФК-16Л має температуру $t_1^* = 400$ °С при твердості $HB_1(t_1) = 78$ МПа, то мікроступ зі сталі 30ХГСА для виконання умови (4.40) повинен мати допустиму температуру $t_{\max} = 620$ °С.

Можливий шлях тертя L_r знаходимо з (4.41):

$$\sqrt{L_r} \leq \frac{(t_{\max} - t_2^*) \sqrt{\pi} \sqrt{V_{\text{еіац}}} \sqrt{d_r \lambda_2 c_2 \rho_2}}{2q\sqrt{d_r} - (t_{\max} - t_2^*) \sqrt{\pi V_{\text{еіац}}} \lambda_1 \tilde{n}_1 \rho_1 \sqrt{\pi V_{\text{не}}} \lambda_3 \tilde{n}_3 \rho_3} . \quad (4.41)$$

Необхідно враховувати, що у виразі (4.41) величини d_r , $\lambda_{1,2}$, $c_{1,2}$ і $\rho_{1,2}$ залежать від середньої температури $t_{1,2}^*$ плями контакту мікрровиступу і напівпростору. Результати обчислень та експериментів показали, що зазвичай $L_r \approx (10-150)d_r$ (за даними А. В. Чичинадзе).

Установлено, що найбільшим збурюючим фактором у парах тертя стрічково-колодкового гальма є сила тертя, яка розвивається в його фрикційних вузлах.

Висновки за розділом 4

1. Для оцінки енергонавантажності поверхневих і приповерхневих шарів полімерної накладки, які є електретами із збурюючим фактором (накопиченням позитивних і негативних зарядів, що знаходяться у твердому стані і у фазових переходах 1-ого та 2-ого роду) застосовано метод рівноважної і нерівноважної статистичної механіки. Завдяки цьому методу і за допомогою математичного апарату із залученням сингулярних функцій (функцій Дірака) і регулярних функцій імпульсів, що виникають при фрикційній взаємодії, з урахуванням кількості електронів та іонів поверхневого шару накладки побудовано систему трьох послідовних станів, критерієм оцінки яких є термодинамічна границя.

2. Урахування термодинамічної границі стосовно стану елементів тертя трибосистеми дозволило встановити таке: фізична інтерпретація ґрунтується на емпіричному принципі макроскопічної системи, об'єм мікрочастинок, що утворилися при трибоккрекінгу поверхневих і приповерхневих шарів полімерної накладки при фазових переходах 1-ого та 2-ого роду, є несуттєвим параметром; при дослідженні локальної поведінки мікроскопічної системи об'єм необхідно враховувати, виходячи з певного класу макроскопічних еквівалентних систем.

3. Встановлено невідоме раніше явище масопереносу продуктів тертя в металополімерних парах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, суть якого полягає в тому, що утворені під дією електротермічного вибуху, який виникає при терті, продукти вибуху, потрапляючи між мікрровиступами пар

тертя, сприяють генеруванню об'ємного електричного заряду і виникненню електротерморозряду. Це призводить до пробую шару продуктів зносу, які залишилися, та їх масоперенесенню на робочу поверхню металевого елемента тертя, що значно погіршує його зносо-фрикційні властивості.

4. Збурюючим фактором є частки продуктів вибуху дротини за рахунок дії потужного імпульсного електричного струму, що спричинює явище її сублімації. Сублімовані частинки дротини потрапляють у міжконтактний об'єм пар тертя гальма, зумовлюючи при цьому:

- розліт частинок продуктів вибуху з одночасним формуванням навколо великих частинок ланцюгових структур, які складаються з дрібних частинок. Це пояснюється взаємодією протилежних зарядів між ними;

- утворення системи частинок, яка володіє зарядами, що негативно впливають на розподіл потенціалу по поверхнях плям контактів мікрориступів металополімерних пар тертя;

- негативний вплив заряджених частинок продуктів вибуху на інтенсивність поширення солітонів і на їх форми в міжконтактному об'ємі;

- негативний вплив частинок продуктів вибуху на зносо-фрикційні властивості металополімерних пар тертя.

5. Аналітично визначено закономірності зміни електротермічних і механічних характеристик контактуючих мікрориступів металополімерних пар тертя при їх фрикційній взаємодії та отримано їхні експлуатаційні параметри:

- зміна середніх величин температур поверхневої і спалаху у часі;
- залежність електричних мікрострумів від поверхневої температури і температурного градієнта по довжині плям контактів за часом;
- закономірність зміни твердості поверхонь тертя;
- шлях тертя мікрориступів з урахуванням діаметра плями контакту, швидкості ковзання і теплофізичних властивостей матеріалів тертьових поверхонь.

РОЗДІЛ 5

КЕРУВАННЯ РЕЖИМАМИ ГАЛЬМУВАННЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ У ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЯХ СПУСКО-ПІДЙОМНОГО КОМПЛЕКСУ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Адаптована стійкість експлуатаційних параметрів спуско-підйомного комплексу бурової установки

Адаптована система є самопристосовуваною системою. Вона фактично є системою автоматичного контролю, яка у процесі функціонування здатна змінювати свою поведінку або стан (тобто пристосовуватися). Це відбувається при непередбаченій зміні: властивостей керованого об'єкта, мети керування, термодинамічних умов навколишнього середовища, а також впливі збурюючих факторів. За способом адаптації самопристосовувані системи діляться на самоналагоджувальні, самоорганізовувані і такі, що самі навчаються [60, 76, 97]. У техніці найбільшого застосування отримали самоналагоджувальні системи. Їх використання дозволяє оптимізувати режими функціонування керованого об'єкта, покращує завдання уніфікації системи керування; скорочує час на випробування і доведення керованої системи, дозволяє знизити рівень технічних вимог на виготовлення ряду фрикційних вузлів, звільняє обслуговуючий персонал від громіздких операцій налаштування.

Система керування являє собою алгоритм адаптованого керування. Адаптація являє собою метод реалізації систем керування, який базується на оцінці у реальному часі експлуатаційних параметрів для корекції невідомих сталих характеристик (або таких, які змінюються дуже повільно) об'єкта керування. Керування роботою фрикційних вузлів гальма здійснюється при порівнянні з еталонними фрикційними вузлами за можливості їх точного узгодження або коли точне узгодження є неможливим. Потім проводиться лінеаризація стану експлуатаційного параметра, який розглядається. Покажемо роботу спуско-підйомного комплексу бурової установки і її вплив на кінетику і динаміку переміщення кронблока талевої системи.

При виконанні спуско-підйомних операцій на буровій установці в технологічному процесі беруть участь: талева система, колона бурильних труб, бурова лебідка з стрічково-колодковим гальмом.

На рис. 5.1 наведено схему сил, що діють на елементи спуско-підйомного комплексу бурової установки при спуску бурильної колони в свердловину. Тут використано такі умовні позначення: 1 – колона бурильних труб; 2 – бурова лебідка з стрічково-колодковим гальмом; 3 – талева система; P – вага бурильної колони, зануреної в буровий розчин; F_{TP} – сила тертя бурильної колони по стінках свердловини; $F_{ГО}$ – сили гідравлічного опору при русі колони бурильних труб в буровому розчині; $F_{ГАЛЬМ}$ – сила гальмування; $F_{ВГ}$ – сила натягу ведучої гілки талевого каната; ω – кутова швидкість барабана бурової лебідки.

Цикл спуску колони бурильних труб на глибину понад 2000 м складається з трьох послідовних етапів: розгону, усталеного руху і гальмування [95]. Етапи руху гакоблока різняться прискоренням і тривалістю. На рис. 5.2 наведено теоретичну діаграму спуску бурильної колони на довжину однієї свічки. Тут використано такі умовні позначення: x , V , a – переміщення, швидкість і прискорення гакоблока; t – час; l – довжина бурильної свічки; $t_{роз}$ – час завершення етапу розгону; $t_{гальм}$ – час завершення етапу рівномірного руху бурильної колони і початку етапу гальмування; $T_{ц}$ – час циклу спуску колони бурильних труб на довжину однієї свічки; T_I , T_{II} , T_{III} – тривалість етапів розгону, усталеного руху і гальмування.

Наявність етапу усталеного руху є ознакою вмикання додаткового (гідродинамічного) гальма або пригальмовування механічним гальмом бурової лебідки.

Зручно розглядати зміни процесу переміщення гакоблока при спуску колони бурильних труб по діаграмі "швидкість руху V - переміщення X " (рис. 5.3).

Вибір переміщення як аргументу діаграми зумовлений тим, що серед трьох кінематичних параметрів руху прискоренням a , швидкістю V і переміщенням X параметр X не залежить від a і V , маючи чіткі граничні значення, які залежать від довжини свічки.

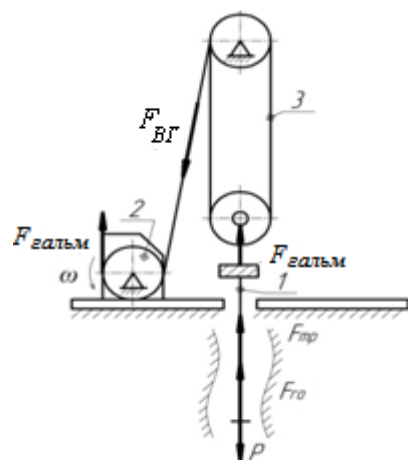


Рисунок 5.1 – Схема сил, що діють на елементи спуско-підйомного комплексу бурової установки при спуску бурової колони у свердловину

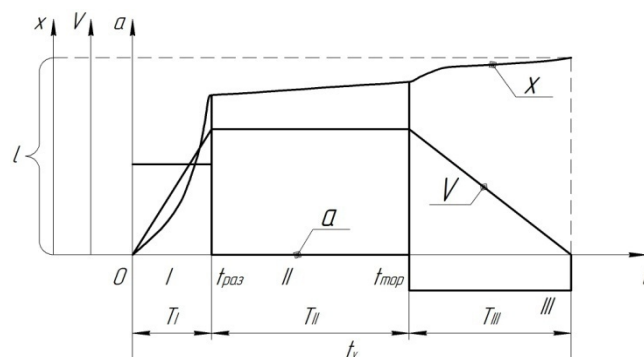


Рисунок 5.2 – Діаграма вимірювання кінематичних параметрів гакоблока при спуску колони бурових труб на довжину однієї свічки

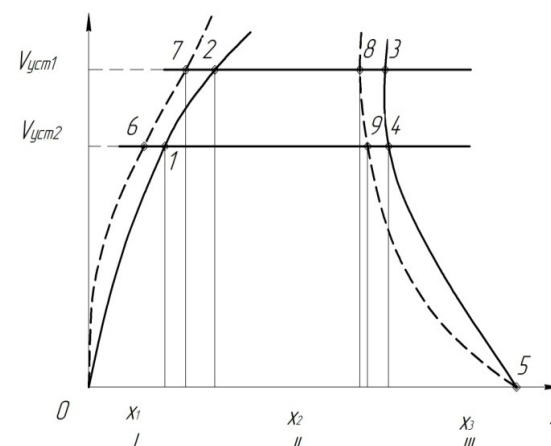


Рисунок 5.3 – Графічні залежності для визначення раціональних режимів спуску бурової колони: $V_{уст1}$, $V_{уст2}$ - швидкості усталеного руху гакоблока на різних режимах спуску

Таблиця 5.1 - Кінематичні й динамічні параметри циклів спуску колони бурових труб у свердловину

Параметри	Етапи циклів			Параметри	Етапи циклів		
	I-ий	II-ий	III-ий		I-ий	II-ий	III-ий
Кінематичні: Швидкість, V	$V = a_I \cdot t$ (5.1)	При $V = V_{уст}$; $V_{уст} = a_I \cdot T_I$ (5.4)	$V_{III} = V_{уст} - a_{III} \cdot t$; (5.7)	Динамічні: Система сил Робота сил гальмування	$K_d F_{ГАЛЬМ} = F_{РУШ} - m a_I$, При цьому $F_{РУШ} \geq K_d F_{ГАЛЬМ}$ $a_I > 0$. (5.10)	$K_d F_{ГАЛЬМ} = F_{РУШ}$; $a_{II} = 0$; (5.12)	$K_d F_{ГАЛЬМ} = F_{РУШ} - m a_{III}$ (5.14)
Переміщення, X	$X_1 = \frac{V_{уст}^2}{2 a_I}$; (5.2)	$X_{II} = l - \frac{V_{уст}^2}{2} \left(\frac{1}{a_I} + \frac{1}{a_{III}} \right)$; (5.5)	$X_{III} = \frac{V_{уст}^2}{2 a_{III}}$; (5.8)		$A_I = K_a (F_{доо} - m a_I) \times \frac{V_{доо}^2}{2 a_I}$ (5.11)	$A_{II} = K_a F_{доо} \times \left[1 - \frac{V_{доо}^2}{2} \left(\frac{1}{a_I} + \frac{1}{a_{III}} \right) \right]$; (5.13)	$A_{III} = K_a (F_{доо} - m a_{III}) \times \frac{V_{доо}^2}{2 a_{III}}$. (5.15)
Час, T	$T_I = \frac{l}{V_{уст}}$; (5.3)	$T_{II} = \frac{l}{V_{уст}} - \frac{V_{уст}}{2} \left(\frac{1}{a_I} + \frac{1}{a_{III}} \right)$; (5.6)	$T_{III} = \frac{V_{уст}}{a_{III}}$; (5.9)				

Аналіз діаграми (див. рис. 5.3) показує, що з підвищенням швидкості усталеного руху шлях гакоблока на цьому етапі зменшується. Якщо прискорення на етапах розгону і гальмування підтримувати рівним і сталим, то відповідно, тривалість цих етапів T_I і T_{II} збільшується, що спричинює зростання загальної тривалості спуско-підйомної операції. Аналогічно, при сталій швидкості усталеного руху відбувається зростання тривалості другого етапу T_{II} . При цьому зменшується час етапу розгону, що сприяє зниженню сумарного часу повного циклу спуску бурильних труб на довжину однієї свічки, проте призводить до істотного збільшення динамічного і теплового навантаження на фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Окрім того, великі прискорення розгону сприяють виникненню істотних за амплітудою і частотою коливань, джерелом яких є підйомний вал лебідки.

Оскільки основне навантаження на фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма бурової лебідки відбувається на етапі гальмування при спуску бурильної колони, то для усунення можливості їх перегріву необхідно обмежити величину прискорення. У той же час зменшення прискорення гальмування призводить до збільшення тривалості III-ого етапу, у результаті чого зменшується тривалість усталеного руху в зв'язку з чим гальмування необхідно починати раніше. При цьому повний час циклу спуску свічки збільшується.

Актуальним є дотримання раціональних кінематичних параметрів спуску бурильної колони. При цьому необхідно визначити, на якому з режимів (див. рис. 5.3) найдоцільніше проводити спуск. Найм'якшим з точки зору динамічних навантажень є спуск за діаграмою 0-1-9-5. На зазначеному режимі прискорення розгону і спуску є незначними, а максимальна швидкість (V_{ycmI}) невисокою. Проте тривалість циклу за таких кінематичних параметрів є максимальною. Найжорсткішим режимом є спуск за діаграмою 0-7-3-5. Цей режим характеризується високими значеннями прискорень розгону і гальмування, швидкості усталеного руху (V_{ycmII}) і значним рівнем динамічного навантаження на елементи спуско-підйомного комплексу. Тривалість циклу

спуску на зазначеному режимі є мінімальною. Завдання полягає в тому, щоб для кожного конкретного етапу визначити прискорення і швидкості [109].

Проаналізуємо кінематичні й динамічні параметри при спуску колони бурильних труб у свердловину згідно з табл. 5.1, в якій використано такі умовні позначення: K_d – узагальнений коефіцієнт динамічності колони бурильних труб, талевої і гальмової систем, $F_{руш}$ – рушійна сила, яка спричинює рух колони бурильних труб у свердловині за відсутності примусового гальмування; m – маса колони бурильних труб.

Параметри етапів спуску колони бурильних труб у свердловину описано залежностями 5.1 - 5.15.

На етапі I (етап розгону) швидкість гакоблока збільшується від нуля до певного значення усталеного руху $V_{уст}$ (або V_{II}), $a_I > 0$.

На етапі II (етап усталеного руху) швидкість руху гакоблока майже не змінюється. Цей етап починається в момент досягнення швидкості усталеного руху $V_{уст}$ і завершується в момент початку гальмування. Для цього етапу $a_{II} = 0$).

На етапі III (етапі гальмування) швидкість руху гакоблока зменшується від швидкості усталеного руху $V_{уст}$ до нуля. При цьому в кінці етапу гальмування переміщення гакоблока дорівнює довжині свічки l . Прискорення на цьому етапі має від'ємний знак, $a_{III} < 0$. Динаміку руху гакоблока під час спуску колони бурильних труб описано залежностями (5.10, 5.12, 5.14), роботу сил гальмування – виразами (5.11, 5.13, 5.15) (див. табл. 5.1). Установлено, що процес переміщення гакоблока при спуско-підйомних операціях колони бурильних труб носить циклічний характер і складається з окремих циклів спуску і піднімання колони бурильних труб, кратних довжині l однієї свічки.

Знання закономірностей зміни кутової швидкості шківів стрічково-колодкового гальма дозволяє встановити зв'язок експлуатаційних параметрів при гальмуванні з параметрами механічної системи гальма, які не порушують його працездатності [36].

Розглянемо квазілінійний закон зниження швидкості гальмового шківів на

ділянці уповільнення при спуску завантаженого елеватора (без урахування гальмового моменту, який розвиває гідродинамічне гальмо). При цьому експлуатаційні параметри гальмової системи групуємо згідно з підрозділом 1.4.

Перша група: режим обертання гальмового шківа; час гальмування; натяг гілок гальмової стрічки; закономірності зміни питомих навантажень, динамічного коефіцієнта тертя і гальмових моментів; коефіцієнт запасу гальмового моменту; закономірності зміни роботи і потужності тертя фрикційних вузлів; зусилля, яке прикладається до важеля керування гальмом; коефіцієнт корисної дії гальма.

Друга група: коефіцієнт запасу міцності поперечного перерізу гальмової стрічки; деформація гальмової стрічки; деформація фрикційної накладки; загальна деформація елементів гальмової системи.

Третя група: електричні й теплові струми, температури та їх розподіл по поверхні тертя і по товщині ободу шківа; інтенсивність теплообміну від полірованої і матових поверхонь; коефіцієнт розподілу теплових потоків в парах тертя гальма; температурні деформації і напруження робочих поверхонь ободу шківа і фрикційної накладки.

Четверта група: зношування робочих поверхонь фрикційних накладок від механічного, електричного і теплового факторів.

Для розгляду стрічково-колодкового гальма як адаптованої системи керування його експлуатаційними параметрами необхідно мати вагомий банк експериментальних даних та вдосконалені методи розрахунку при квазілінійних законах зниження швидкості гальмового шківа на ділянці сповільнення.

5.2 Регулювання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма зміною імпульсних сил тертя в процесі гальмування

Якість режиму спуску в значній мірі залежить від запасу гальмового моменту лебідки, який, у свою чергу, залежить від виду прикладеного зусилля

до шківів гальма.

Розглянемо динаміку гальмування лебідкою при дії імпульсної сили тертя, яка лінійно залежить від часу, з можливістю регулювання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма. Гальмування лебідки відбувається в результаті контакту ободу шківів з робочими поверхнями накладок стрічки, збігаючий кінець якої закріплений у нерухомій точці через безінерційний пружний елемент з коефіцієнтом жорсткості C . Зусилля натягу збігаючого кінця стрічки $S_3(t)$ (t – час).

Припустимо, що гідродинамічне гальмо увімкнене з моменту t спуску колони. Розв'язок рівняння $J\ddot{\varphi} = M_{об} - \lambda_m \rho (D^5 - d^5) \dot{\varphi}^2$ з початковою умовою, рівною нулю, має вигляд:

$$\varphi = \frac{1}{b_0} \ln \left(ch \sqrt{a_0 b_0 t} \right), \quad (5.16)$$

де J – момент інерції обертових і поступально рухомих мас, зведений до підйомного вала барабана лебідки; φ – кут повороту вала барабана лебідки; $M_{об}$ – обертовий момент, створюваний під дією ваги об'єктів, що спускаються; λ_m – коефіцієнт гідравлічного моменту; ρ – густина робочої рідини гідрогальма; D, d – діаметри: зовнішній і внутрішній кільця рідини в порожнині гідрогальма;

$$b_0 = \frac{\lambda' \rho (D^5 - d^5)}{J}, \quad a_0 = \frac{M_b}{J}, \quad chz - \text{гіперболічний косинус}; \quad \lambda' = \frac{\lambda_m}{100}.$$

З вищенаведеного рівняння випливає, що кутова швидкість підйомного вала має граничне значення при $t \rightarrow \infty$. Вона дорівнює: $\omega = \omega_* = \sqrt{\frac{a_0}{b_0}}$.

У момент часу, коли гальмовий момент, що розвивається гідродинамічним гальмом, досягає величини чинного обертового моменту, прискорення стає рівним нулю і подальший спуск відбувається при рівномірному обертанні барабана лебідки. Теоретично цей час дорівнює нескінченності, в дійсності прискорення барабана зменшується швидко. За кінцевий проміжок часу частота обертання барабана на ділянці рівномірного

спуску дорівнює:

$$n_* = \frac{30\omega}{\pi}.$$

Як зазначалося вище, зміна швидкості гакоблока спуско-підйомного комплексу бурової установки за час спуску однієї свічки описується тахограмою.

У додат. Б у табл. Б.1 наведено зміну параметрів гідродинамічного гальма (λ_m, n_0) й експлуатаційних параметрів спуску колони бурильних труб ($V, a_m, t_m, l_m, t_{об}, t_y$) в залежності від сталих величин G і $n=n_{np}$. У додат. Б на рис. Б.1 наведено графічні залежності частоти обертання n_0 (хв⁻¹) вала гідродинамічного гальма від ваги колони бурильних труб при різних рівнях наповнення камери його ротора.

Умови регулювання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки у процесі гальмування за рахунок зміни імпульсних сил тертя сформульовано у додат. Б.1.

5.2.1 Сталі сили тертя

Нехай у момент часу $t = t_n$ обід шків лебідки взаємодіє з фрикційними накладками гальма до повної зупинки. Враховуючи різницю $t-t_n$ – час відліку роботи гальма, кут повороту шків становить: $\varphi \approx \varphi - \varphi_n$ (φ_n – кут повороту шків у момент фрикційної взаємодії пар тертя гальма).

Введення пружного елемента в збігаючий кінець гальмової стрічки дозволяє враховувати піддатливість (із зведеним коефіцієнтом жорсткості) навантажених елементів спуско-підйомного механізму, спряжених зі збігаючими кінцями гальмових стрічок [25].

Позначимо довжину дуги стрічки з накладками через $l=R\alpha$ ($0 < \alpha < \alpha_0$), відлічуваної з її збігаючого кінця, де додається зусилля S_3 , α_0 – кут обхвату. Після взаємодії з ободом шків точки накладок стрічки до певного моменту часу $t=t_0$ здійснюють рух за законом $l=R\omega_0 t$ (R і ω_0 – радіус робочої

поверхні ободу шківів і його кутова швидкість). У разі сталого зусилля натягу гілок $S_3=S_0$ t_0 дорівнюватиме:

$$t_0 = \frac{1}{CR} \frac{T_0 + M_{ia} - \lambda'_m \rho (D^5 - d^5) \omega_*^2}{\omega_0} \approx \frac{S_0}{CR \omega_0},$$

де C – зведений коефіцієнт жорсткості пружного елемента, що знаходиться на збігаючому кінці гальмової стрічки.

При $t \geq t_0$ починається процес гальмування шківів, і вздовж дуги контакту у середній частині гальмової стрічки утворюється зона ковзання. При цьому натяг в кінці збігаючої гілки стрічки $S_0=R\alpha_0$ має бути більшим за S_3 . Позначимо дугу ковзання через $l_1=R\alpha_1$, уздовж якої рівняння рівноваги запишемо у вигляді [10]:

$$\frac{dS}{Rd\alpha} - \tau = m\ddot{\varphi}R; \quad \frac{S}{R} - N = m\dot{\varphi}^2R, \quad (5.17)$$

де φ – кут повороту барабана; m – погонна маса; τ і N – дотичне і нормальне зусилля на поверхні контакту.

У зоні ковзання вважаємо $\tau=fN$ (f – динамічний коефіцієнт тертя в парі "шків - накладки"). Виключаючи N з виразу (5.17), отримуємо:

$$\frac{dS}{d\alpha} - fS = m_0 R^2 (\ddot{\varphi} - f\dot{\varphi}^2). \quad (5.18)$$

Розв'язок рівняння (5.18) з умовою $S=S_3$ при $\alpha=\alpha_1$ має вигляд:

$$S = \left[S_\zeta + \frac{mR^2}{f} (\varphi - f\varphi^2) \right] e^{f\alpha} - \frac{mR^2}{f} (\varphi - f\varphi^2). \quad (5.19)$$

Розв'язок (5.19) має сенс до границі зони $l=l_1=R\alpha_1$ фрикційної взаємодії, яка визначається з умови:

$$CR\varphi = \left[S_\zeta + \frac{mR^2}{f} (\varphi - f\varphi^2) \right] e^{f\alpha_1} - \frac{mR^2}{f} (\varphi - f\varphi^2),$$

звідси маємо:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left[\frac{fCR\varphi + R^2 m (\varphi - f\varphi^2)}{fS_\zeta + R^2 (\varphi - f\varphi^2) m} \right]. \quad (5.20)$$

Кут повороту барабана $\varphi = \varphi(t)$ при $t \geq t_0$ задовольняє рівнянню:

$$J\ddot{\varphi} = -F_T R + M_{ia} - \lambda'_m \rho (D^5 - d^5) \varphi^2, \quad (5.21)$$

де J – момент інерції шківів; F_T – імпульсна сила тертя (опору) при фрикційній взаємодії пар тертя «накладки-шківів»,

$$F_T = R \int_0^{\alpha_1} \tau d\alpha.$$

Користуючись формулою (5.17), знаходимо:

$$\tau = fN = f \left(\frac{S}{R} - mR\dot{\varphi}^2 \right); \quad F_T = CR\varphi - S_{\zeta} - mR^2\alpha_1\varphi.$$

Тоді разом з (5.17) маємо:

$$(J - mR^3\alpha_1)\ddot{\varphi} = -CR^2\varphi + S_{\zeta}R + M_{ia} - \lambda'_m\rho(D^5 - d^5)\dot{\varphi}^2.$$

Останнє рівняння при $S_3 = S_0$ записується у вигляді:

$$\left(1 - \frac{mR^3}{J}\alpha_1 \right) \ddot{\varphi} = -k^2(\varphi - \varphi_0) + M_{ia} - \lambda'_m\rho(D^5 - d^5)\dot{\varphi}^2, \quad (5.22)$$

де $\left(k = \sqrt{\frac{CR^2}{J}} \right)$.

Рівняння (5.22) у загальному випадку немає розв'язку відносно $\ddot{\varphi}$, тому приймаємо умову $\frac{mR^3}{J}\alpha_1 \approx 0$, тоді розв'язок рівняння (5.22) для кута φ , який задовольняє умовам $\varphi = \varphi_0$, $\dot{\varphi} = \omega_0$ при $t=t_0$, має вигляд:

$$t = t_0 + \int_0^{\tilde{\varphi}} \frac{d\varphi}{\sqrt{z(\varphi)}}, \quad \tilde{\varphi} = \varphi - \varphi_0, \quad t_0 \leq t \leq t_0 + t_T,$$

де $z(\varphi) = \left(\frac{a_0}{b_0} + \frac{k^2}{2b_0^2} \right) (1 - e^{-2b_0\varphi}) - \frac{k^2}{b_0}\varphi + \omega_0^2 e^{-2b_0\varphi}.$

Час гальмування визначаємо з допомогою інтегралу:

$$t_T = \int_0^{\tilde{\varphi}_T} \frac{d\varphi}{\sqrt{z(\varphi)}}, \quad \tilde{\varphi}_T = \frac{l_c}{R} - \varphi_0,$$

де l_c – довжина однієї свічки.

У момент завершення гальмування швидкість колони бурових труб дорівнює нулю, тому величини a_0 , b_0 , k , ω_0 підбирають так, щоб функція $z(\varphi)$ перетворювалась у нуль при $\varphi = \tilde{\varphi}_T$, тобто $z(\tilde{\varphi}_T) = 0$. При малих значеннях

параметрів a_0 і b_0 виконується нерівність $z(\varphi) \approx \omega_0^2 - k^2 \varphi^2$, тоді розв'язок рівняння (5.22) має вигляд:

$$\varphi = \varphi_0 + \frac{\omega_0}{k} \sin[k(t - t_0)]. \quad (5.23)$$

Користуючись формулами (5.16) і (5.20), визначимо натяг стрічки в її середній частині вздовж контакту пар тертя "шків - накладки":

$$S = \left[S_0 - \frac{\omega_0 m R^2}{f} (k \sin \bar{t} + f \omega_0 \cos^2 k \bar{t}) \right] e^{f\alpha} + \frac{m R^2}{f} \omega_0 (k \sin \bar{t} + f \omega_0 \cos^2 k \bar{t}),$$

при $0 < \alpha < \alpha_1$, $S = CR\varphi(t)$, $\alpha_1 < \alpha < \alpha_0$, (5.24)

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left\{ 1 + \frac{fCR\omega_0 \sin k\bar{t}}{k[fS_0 - R^2\omega_0 m(k \sin k\bar{t} + \omega_0 f \cos^2 k\bar{t})]} \right\} \bar{t} - t - t_0.$$

Формулу для α_1 приводимо до вигляду:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left[1 + \frac{f \sin \bar{t}}{\lambda w_0 f - \alpha (w_0 \sin k\bar{t} + f \cos^2 k\bar{t})} \right], \quad (5.25)$$

$$\text{де } \lambda = \frac{S_0}{CR}; \quad w_0 = \frac{k}{\omega_0}; \quad \alpha = \frac{R^3 m}{J}.$$

При малих значеннях m приймаємо, що $\alpha = 0$.

Тоді формула (5.25) наближено має вигляд:

$$\alpha_1 \approx \frac{1}{f} \ln \left(1 + \frac{\sin k\bar{t}}{w_0 \lambda} \right).$$

Приймаючи, що $\alpha_1 = \alpha_0$, встановимо час, при якому на поверхні ободу шківів відбувається повна фрикційна взаємодія з робочими поверхнями накладок:

$$t_k = t_0 + t_*. \quad t_* = \frac{1}{k} \arcsin \omega_0 \lambda (e^{f\alpha_0} - 1).$$

Нехай виконується умова $S_0 \leq S_0^*$. Для моментів часу $t_0 < t < t_0 + t_*$ закон обертання шківів, натяг стрічки вздовж дуги контакту та її довжину ($l_1 = R\alpha_1$) визначають за формулою (5.21). При $t > t_0 + t_*$ відбувається повне ковзання пар тертя гальма. Тому імпульсна сила тертя для пар тертя «накладки-шків» визначаються за формулою:

$$F_T = R \int_0^{\alpha_0} \tau d\alpha = \frac{1}{f} [S_0 f + m R^2 (\ddot{\varphi} - f \dot{\varphi}^2)] (e^{f\alpha_0} - 1) - m R^2 \alpha_0 \ddot{\varphi}.$$

Рівняння руху ободу шківів записуємо у вигляді:

$$\left[J + \frac{mR^3}{f} (e^{f\alpha_0} - 1) - mR^3 \alpha_0 \right] \varphi = (-S_0 R + mR^3 \varphi^2) (e^{f\alpha_0} - 1) + M_{ia} - \lambda_m \rho (D^5 - d^5) \varphi^2. \quad (5.26)$$

Вводимо позначення:

$$a_1 = \frac{S_0 e R - M_e}{J_1}, \quad b_1 = \frac{m e R^3 - \lambda_m \rho (D^5 - d^5)}{J_1}, \quad J_1 = (J f + m R^3 e - m R^3 \alpha_0 f) / f, \quad e = e^{f\alpha_0} - 1,$$

а рівняння (5.26) записуємо так:

$$\varphi = -a_1 + b_1 \varphi^2. \quad (5.27)$$

Вважаємо, що $a_1 > \omega_1$, $J_1 > 0$, тоді розв'язок рівняння (5.27) задовольняє умовам:

$$\varphi = \varphi_1 = \varphi_0 + \frac{\omega_0}{k} \sin k \bar{t}_*; \quad \dot{\varphi} = \omega_1 = \omega_0 \cos k \bar{t}_*; \quad (\bar{t}_* = t_* - t_0),$$

вони мають вигляд:

$$\varphi = \varphi_1 + \frac{1}{2b_1} \ln \frac{(1+b)^2 e^{\bar{t}_1}}{(1+b e^{\bar{t}_1})^2} \text{ при } b_1 > 0, \quad \varphi = \varphi_1 + \frac{1}{2b_1} \ln \left[\frac{\cos(\alpha - \gamma_1 \bar{t}_1)}{\cos \alpha} \right] \text{ при } b_1 < 0, \quad (5.28)$$

$$\bar{t}_1 = t = \bar{t}_*; \quad \gamma = 2\sqrt{a_1 b_1}; \quad b = \frac{a - \omega_1}{a + \omega_1}; \quad a = \sqrt{\frac{a_1}{b_1}}; \quad b_2 = -b_1; \quad \gamma_1 = \sqrt{a_1 b_2}; \quad \alpha = \arcsin\left(\frac{\omega_1}{a}\right).$$

З формули (5.28) знаходимо час гальмування:

$$t_{\Gamma} = \frac{1}{\gamma} \ln \frac{1}{b} = \frac{1}{\gamma} \ln \frac{a + \omega_1}{a - \omega_1}.$$

Параметри режиму гальмування стрічково-колодковим гальмом повинні бути вибрані з дотриманням умови:

$$\frac{l}{R} = \varphi_1 + \frac{1}{2b_1} \ln \frac{(1+b)^2}{4b}.$$

При великих значеннях коефіцієнта жорсткості C вважаємо, що $\bar{t}_* = 0$, гальмування відбувається з моменту $t = t_0$ за законом (5.28). Якщо у рівнянні (5.27) покласти $b_1 = 0$, то отримаємо:

$$\varphi = -\frac{a_1}{2} t_1^2 + \varphi_1 t_1 + \varphi_1.$$

У момент часу $t = t_2 = \frac{\varphi_1}{a_1} + t_*$ швидкість ободу шківів перетворюється в

ноль, і процес гальмування завершується. Величина сповільнення дорівнює:

$$j = a_1. \quad (5.29)$$

При $S_0 > S_0^*$ відбувається фрикційна взаємодія, обертання шківа описується виразом (5.23). Гальмування завершується у момент часу:

$$t = t_0 + \frac{\pi}{2k}.$$

Величина сповільнення при цьому дорівнює:

$$j_m = R\omega_0 k \quad (5.30)$$

Порівняння виразів (5.29) і (5.30) показало, що у першому випадку величина сповільнення не залежить від швидкості обертання гальмового шківа. Вона визначається величиною зусилля натягу стрічки, її масою, геометричними параметрами ободу шківа і кутом його обхвату.

У другому випадку величина сповільнення залежить тільки від кутової швидкості шківа і жорсткості пружного елемента.

На рис. 5.4 а, б, в - 5.6 а, б наведено криві залежності кутової швидкості $\dot{\varphi}$ гальмового шківа, сили натягу пружного елемента $T(\theta_1, \bar{\tau}) = CR\varphi$ і кута фрикційної взаємодії θ_1 від часу при таких безрозмірних величинах:

$$\bar{\tau} = \omega\tau; \quad v = \frac{\dot{\varphi}}{\omega}; \quad \bar{T} = \frac{T(\theta_1, \bar{\tau})}{CR}; \quad \alpha = \frac{mR^3}{J}; \quad \lambda = \frac{T_0}{CR};$$

Аналіз кривих, наведених на рис. 5.4 а, показує, що з ростом динамічного коефіцієнта тертя час гальмування істотно зменшується. Так, наприклад, при $f=0,20$ цей час (у безрозмірному вигляді) дорівнює 30,0, а при $f=0,5$ він не перевищує 8,0. Зі збільшенням відношення $w_0 = \frac{k}{\omega_0}$ (зі зростанням коефіцієнта жорсткості пружного елемента або зі зменшенням початкової кутової швидкості гальмового шківа (див. рис. 5.4 б, в)) час гальмування зменшується, але при цьому час процесу взаємодії елементів тертя збільшується. Отже, на режим гальмування при дії сталої імпульсної сили тертя істотно впливають динамічний коефіцієнт тертя і жорсткість пружного елемента, встановленого на збігаючому кінці гальмової стрічки.

Аналіз розподілу зусиль натягу гілок гальмової стрічки уздовж дуги її обхвату ободу шківів показує, що найбільшого значення воно набуває в місці розташування пружного елемента. На рис. 5.5 *а, б* наведено криві залежності зусилля натягу збігаючої гілки стрічки від часу гальмування при $\theta = \theta_1$. З наведених кривих випливає, що найбільшого значення зусилля натягу збігаючого кінця стрічки набуває у момент зупинки гальмового шківів.

Установлено, що зі зростанням динамічного коефіцієнта тертя f максимуми $\bar{T} = \frac{T(\theta_1, \bar{t})}{CR}$ істотно зменшуються. Так, наприклад, при $f=0,20$ величина $\bar{T}=13,0$, при $f=0,4$ – $\bar{T}=4,0$.

На рис. 5.6 *а, б* наведено криві залежності кута фрикційної взаємодії θ_1 вузлів тертя від часу при різних значеннях параметрів гальмування.

При обраних значеннях параметрів ковзання робочих поверхонь накладок стрічки по поверхні ободу шківів у момент гальмування відбувається для всіх значень w_0 , які задовольняють нерівності $0 \leq w_0 \leq 1,25$ (див. рис. 5.5 *а*). При цьому динамічний коефіцієнт тертя зменшує величину кута обхвату, що більш помітно при малих значеннях величини w_0 (див. рис. 5.5 *б*).

Дещо інакше змінюються експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма при змінних величинах імпульсної сили тертя.

$$J \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = -\bar{S}_0 t (e^{f\alpha_0} - 1) R. \quad (5.31)$$

Проінтегрувавши це рівняння за умови, що $\varphi_1=0$, $\dot{\varphi}_1 = \omega_0$, маємо:

$$\varphi_1 = -\frac{\bar{S}_0 t^3 (e^{f\alpha_0} - 1) R}{6J} + \omega_0 t. \quad (5.32)$$

Швидкість ободу шківів дорівнює нулю у момент часу:

$$t = t_1 = \sqrt{\frac{2\omega_0 J}{R\bar{S}_0 (e^{f\alpha_0} - 1)}}.$$

Припустимо, що в деякий момент часу $t=t_2$ ($t_2 < t_1$) прискорення ободу шківів досягає різниці: $(S_0 t - RC\varphi_1) \frac{R}{J}$. Це свідчить про початок утворення на

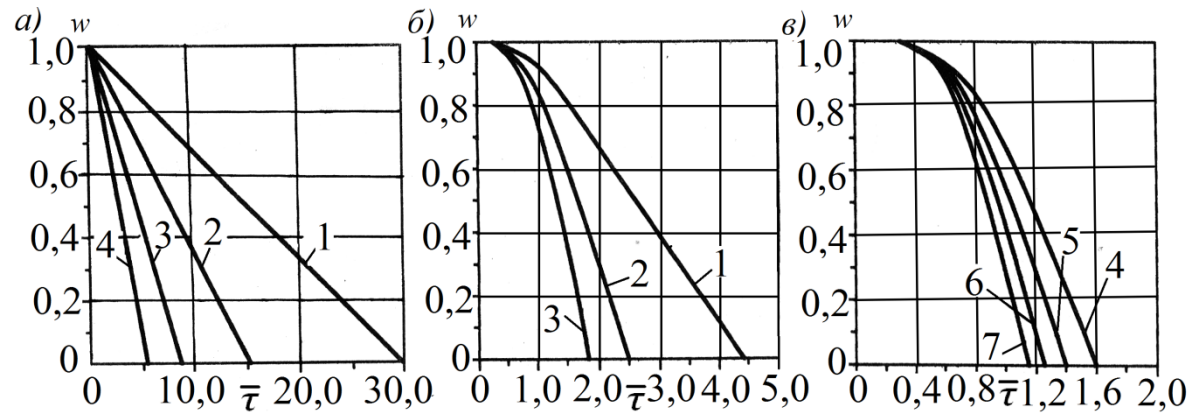


Рисунок 5.4 – Закономірності зміни відносної кутової швидкості шківів $w = \dot{\varphi} / \omega$ від часу гальмування $\bar{\tau}$ при сталих $\alpha=0,02$; $w_0=0,25$; $\lambda=0,35$; $\theta_0=4,71$ рад і змінних: а) – динамічних коефіцієнтах тертя: 1 – $f=0,2$; 2 – $f=0,3$; 3 – $f=0,4$; 4 – $f=0,5$; б) – w_0 : 1 – $w_0=0,50$; 2 – $w_0=0,75$; 3 – $w_0=1,0$; в) – w_0 : 4 – $w_0=1,25$; 5 – $w_0=1,50$; 6 – $w_0=1,75$; 7 – $w_0=2,0$

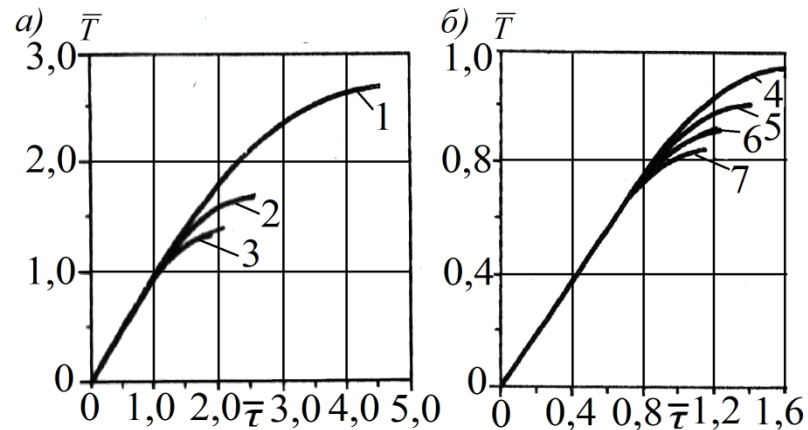


Рисунок 5.5 – Закономірності зміни зусиль натягу гальмової стрічки $\bar{T} = T(\theta_1 t) / (CR)$ від часу гальмування $\bar{\tau}$ при сталих $\alpha=0,02$; $f=0,3$; $\lambda=0,35$; $\theta_0=4,71$ рад і змінних: а) – w_0 : 1 – $w_0=0,50$; 2 – $w_0=0,75$; 3 – $w_0=1,0$; б) – w_0 : 4 – $w_0=1,25$; 5 – $w_0=1,50$; 6 – $w_0=1,75$; 7 – $w_0=2,0$

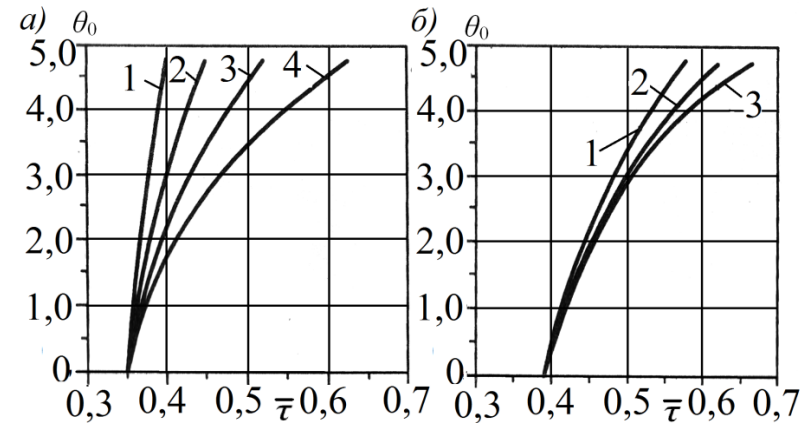


Рисунок 5.6 – Закономірності зміни кута фрикційної взаємодії θ_1 від часу гальмування $\bar{\tau}$ при сталих $\alpha=0,02$; $w_0=0,25$; $\lambda=0,35$; $\theta_0=4,71$ рад і змінних: а) – динамічних коефіцієнтах тертя: 1 – $f=0,2$; 2 – $f=0,3$; 3 – $f=0,4$; 4 – $f=0,5$; б) – w_0 : 1 – $w_0=0,40$; 2 – $w_0=0,75$; 3 – $w_0=1,0$

біговій доріжці ободу зони фрикційної взаємодії. Отже, маємо:

$$J \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = (\bar{S}_0 t - RC \varphi_1) R \text{ при } t=t_2,$$

або з урахуванням (5.31) і (5.32) отримуємо:

$$-\bar{S}_0 t_2 (e^{f\alpha_0} - 1) R = \bar{S}_0 t_2 R + R^2 C \left[\frac{\bar{S}_0 t_2^3 (e^{f\alpha_0} - 1) R}{6J} - \omega_0 t_2 \right],$$

звідки знаходимо t_2 :

$$t_2 = \sqrt{\frac{6\omega_0 J \left(1 - \frac{\bar{S}_0 e^{f\alpha_0}}{\omega_0 RC} \right)}{R \bar{S}_0 (e^{f\alpha_0} - 1)}}. \quad (5.33)$$

З умови $t_2 < t_1$ випливає:

$$\frac{\bar{S}_0}{\omega_0 RC} > \frac{2}{3} e^{-f\alpha_0}.$$

Якщо виконується умова-обмеження $0 < \frac{\bar{S}_0}{\omega_0 RC} < \frac{2}{3} e^{-f\alpha_0}$, то шків

зупиняється до утворення зони фрикційної взаємодії, і процес гальмування завершується. При виконанні другої обмежувальної умови

$$\frac{2}{3} e^{-f\alpha_0} < \frac{\bar{S}_0}{\omega_0 RC} < e^{-f\alpha_0},$$

на поверхні ободу шківа утворюється зона фрикційної взаємодії. Швидкість обертання ободу шківа залежить від деформації пружного елемента. Тому рівняння руху ободу шківа записується у вигляді:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = (-CR\varphi + \bar{S}_0 t) R. \quad (5.34)$$

Довжина зони фрикційної взаємодії $l = R\alpha_1$ ($0 < \alpha_1 < \alpha$) визначається за формулою:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left[\frac{fRC\varphi + mR^2(\ddot{\varphi} - f\dot{\varphi}^2)}{f\bar{S}_0 t + mR^2(\ddot{\varphi} - f\dot{\varphi}^2)} \right].$$

Інтегруючи рівняння (5.34) при таких умовах ($t=t_2$)

$$\varphi = \varphi_1(t_2) = \frac{\bar{S}_0 t_2}{RC} e^{f\alpha_0}, \quad \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_1(t_2) = 3\omega_0 \left(\frac{\bar{S}_0 e^{f\alpha_0}}{\omega_0 RC} - \frac{2}{3} \right),$$

отримуємо:

$$\varphi = \left[\frac{\bar{S}_0 t_2}{RC} (e^{f\alpha_0} - 1) \right] \cos k\bar{t} + \frac{1}{k} \left[3\omega_0 \left(\frac{\bar{S}_0 e^{f\alpha_0}}{\omega_0 kC} - \frac{2}{3} \right) - \frac{\bar{S}_0}{RC} \right] \sin k\bar{t} - \frac{\bar{S}_0 t}{RC}.$$

Час гальмування визначаємо за формулою:

$$t_* = \frac{1}{k} \left(\alpha + \arcsin \frac{\bar{S}_0}{kRC \sqrt{A_0^2 + B_0^2}} \right) = t_2,$$

$$\sin \alpha = \frac{A_0}{\sqrt{A_0^2 + B_0^2}}; \quad \cos \alpha = \frac{B_0}{\sqrt{A_0^2 + B_0^2}}; \quad B_0 = \frac{\bar{S}_0 t_2}{RC} (e^{f\alpha_0} - 1);$$

$$A_0 = \frac{1}{k} \left[3\omega_0 \left(\frac{\bar{S}_0 e^{f\alpha_0}}{\omega_0 RC} - \frac{2}{3} \right) - \frac{\bar{S}_0}{RC} \right].$$

Решту довжини зони фрикційної взаємодії обчислюємо за формулою:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left[1 + \frac{RC \sqrt{A_0^2 + B_0^2} \cos(\alpha - k\bar{t})}{\bar{S}_0 t} \right] = \frac{1}{f} \ln \left[1 + \frac{t_2}{t} (e^{f\alpha_0} - 1) \frac{\cos(\alpha - k\bar{t})}{\cos \alpha} \right]. \quad (5.35)$$

Величина сповільнення ободу шківів дорівнює: $j_m = k^2 \sqrt{A_0^2 + B_0^2} \sin(kt_2 + \alpha)$.

Нехай $\bar{S}_0$ задовольняє умові:

$$\frac{\bar{S}_0}{\omega_0 RC} \geq e^{-f\alpha_0}. \quad (5.36)$$

З формул (5.35) і (5.36) випливає, що $t_2=0$, $\alpha_1 = 0$ при $\bar{S}_0 = RC\omega_0 e^{-f\alpha_0}$.

Тому при виконанні умови (5.36) гальмування шківів починається з утворення зони фрикційної взаємодії пар тертя гальма.

Для знаходження кута повороту ободу шківів використовуємо рівняння:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -CR^2 \varphi + R\bar{S}_0 t,$$

при умовах $\varphi = 0$, $\dot{\varphi} = \omega_0$, коли $t=0$, його розв'язок має вигляд:

$$\varphi = \frac{1}{k} \left(\omega_0 - \frac{\bar{S}_0}{CR} \right) \sin kt + \frac{\bar{S}_0 t}{CR}. \quad (5.37)$$

Кутова швидкість і прискорення ободу дорівнюють:

$$\dot{\varphi} = \left(\omega_0 - \frac{\bar{S}_0}{CR} \right) \cos kt + \frac{\bar{S}_0}{CR}, \quad \ddot{\varphi} = - \left(\omega_0 - \frac{\bar{S}_0}{CR} \right) k \sin kt.$$

З останніх залежностей бачимо, що при $CR\omega_0 e^{-f\alpha_0} \leq \bar{S}_0 \leq \frac{CR\omega_0}{2}$ швидкість

ободу шківів дорівнює нулю при $t=t_1$, де $t_1 = \frac{1}{k} \left(\pi - \arccos \frac{\bar{S}_0}{CR\omega_0 - \bar{S}_0} \right)$.

При $\frac{CR\omega_0}{2} \leq \bar{S}_0 \leq CR\omega_0$ швидкість ободу шківів дорівнює нулю тільки при $kt=\pi$.

Процес гальмування відбувається, коли $\bar{S}_0$ задовольняє умові:

$$CR\omega e^{-f\alpha_0} \leq \bar{S}_0 \leq \frac{CR\omega_0}{2}.$$

При $\bar{S}_0 \geq \frac{CR\omega_0}{2}$ гальмування шківів не реалізується, і він обертається за законом (5.23). Для обчислення дуги фрикційної взаємодії пар тертя гальма при $t > 0$ маємо наближену формулу: $\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left[1 + \frac{CR\omega_0 - \bar{S}_0}{k\bar{S}_0 t} \sin kt \right]$.

Припускаючи, що $\alpha_1 = \alpha_0$, знаходимо час, при якому спостерігатиметься фрикційна взаємодія пар тертя гальма:

$$\frac{\sin kt}{kt} = \frac{\bar{S}_0 (e^{f\alpha_0} - 1)}{CR\omega_0 - \bar{S}_0}.$$

Це рівняння має розв'язок за умови:

$$\frac{\bar{S}_0 (e^{f\alpha_0} - 1)}{CR\omega_0 - \bar{S}_0} < 1, \quad (5.38)$$

звідки маємо: $\bar{S}_0 < CR\omega_0 e^{-f\alpha_0}$, оскільки для розглянутого режиму гальмування виконується умова (5.38). Необхідно зауважити, що умова (5.38) не виконуватиметься, якщо кут ковзання не досягає значення α_0 і зі збільшенням

часу прямує до нуля.

При $\bar{S}_0 \geq CR\omega_0$ і $0 < t < \frac{\pi}{k}$ прискорення ободу шківів є додатним. Дія зусилля натягу збігаючого кінця стрічки S_3 сприяє зростанню прискорення. Шків набуває додаткового розгону і обертається при повній фрикційній взаємодії пар тертя гальма. Установлено, що гальмування лебідки слід реалізувати за умови раціонального вибору піддатливості пружного елемента. Жорсткість цього елемента зростає зі збільшенням кута повороту шківів.

При цьому кут повороту шківів задовольняє рівнянню (5.34) з умовами $\varphi = 0$, $\dot{\varphi} = \omega_0$, коли $t = 0$.

Вирази для кута повороту і довжини зони фрикційної взаємодії пар тертя гальма мають вигляди:

$$\varphi = \frac{1}{k} \left(\omega_0 - \frac{\bar{S}_0}{RC} \right) \sin kt + \frac{S_0 t}{kC}; \quad \alpha_1 = \frac{1}{f} \left\{ 1 + \frac{(\omega_0 RC - \bar{S}_0) \sin kt}{k [\bar{S}_0 - mR^2(f_1 + f_2^2)]} \right\}, \quad (5.39)$$

$$\text{де } f_1 = k \left(\omega_0 - \frac{\bar{S}_0}{RC} \right) \sin kt, \quad f_2 = \left(\omega_0 - \frac{\bar{S}_0}{RC} \right) \cos kt + \frac{\bar{S}_0}{RC},$$

при $t > 0$, $\frac{mR^3}{J} \approx 0$ припускаємо, що:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \left[1 + \frac{(\omega RC - S_0) \sin kt}{\bar{S}_0 kt} \right].$$

З останньої залежності випливає, що $\alpha_1 < \alpha_0$ при $S_0 \geq RC\omega_0 e^{-f\alpha_0}$, тобто зона ковзання пар тертя гальма не зникає. Це вказує на відсутність автономного обертання шківів, тому закон руху (5.39) не змінюється.

$$t_{x*} = \pi - \arccos \frac{\bar{S}_0}{R\omega_0 C - \bar{S}_0},$$

тут повинна виконуватись нерівність $\bar{S}_0 \leq \frac{1}{2} R\omega C$ з урахуванням умови

$\bar{S}_0 \geq R\omega_0 C e^{-f\alpha_0}$, при цьому $\alpha_0 \geq \frac{1}{f} \ln 2$. Отже, при куті обхвату, значення якого

задовольняє останній умові шків здійснює обертання без ковзання і зупиняється

у момент часу $t=t^*$. При цьому величина $\bar{S}_0$ задовольняє нерівності:

$$RC\omega_0 e^{-f\alpha_0} \leq \bar{S}_0 \leq \frac{1}{2}RC\omega_0.$$

Якщо $\alpha_0 \leq \frac{1}{f} \ln 2$ і $\bar{S}_0 < RC\omega_0$, то шків продовжує обертатися із заданою кутовою швидкістю без зупинки.

Такий висновок отримано в результаті використання найпростішої моделі (безінерційної пружини без в'язкого тертя) пружного елемента, що знаходиться на кінці збігаючої гілки стрічки.

Припустимо, що виконується умова $S_0 \geq RC\omega_0$. У цьому випадку обертання шківів на початковому етапі відбувається за умови повної фрикційної взаємодії пар тертя гальма за законом (5.23). Довжина зони ковзання при $t > 0$ наближено визначається за формулою:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left[1 - \frac{(S_0 - \omega_0 RC) \sin kt}{\bar{S}_0 tk} \right],$$

причому слід вважати, що $\alpha_1=0$ і $0 \leq t \leq \frac{\pi}{k}$.

При $\frac{\pi}{k} \leq t < \frac{2\pi}{k}$ маємо:

$$\alpha_1 = \frac{1}{f} \ln \left[1 + \frac{(S_0 - \omega_0 RC) \sin k\tilde{t}}{S_0 \left(\tilde{t} + \frac{\pi}{k} \right) k} \right] \quad \left(\tilde{t} = t - \frac{\pi}{k} \right).$$

На рис.5.7 а, б, в, г – 5.10 а, б, в, г наведено закономірності зміни швидкості і кута ковзання θ_1 в парах тертя фрикційних вузлів у залежності від безрозмірного часу гальмування $\bar{\tau} = \omega_0 \tau$ при різних значеннях параметрів f , w_0 , α , $\lambda = \bar{T}_0 / (CR\omega_0)$.

Як видно з графічних залежностей швидкість гальмування залежить, в основному, від динамічного коефіцієнта тертя f і від безрозмірних величин w_0

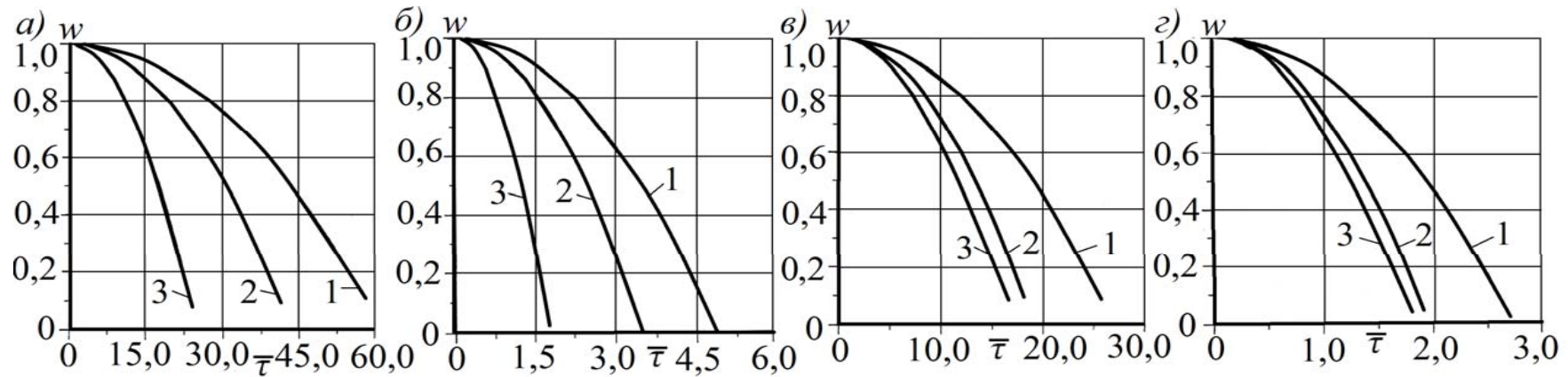


Рисунок 5.7 – Закономірності зміни кутової швидкості $w = \dot{\varphi} / \omega_0$ від часу гальмування $\bar{\tau}$ при сталих $\alpha=0,01$, $\theta_0=3\pi/2$; $f=0,2$ (а, б); $f=0,4$ (в, г) і змінних w_0 і λ : а, в – $w_0=0,1$; б, г – $w_0=1,0$; (крива 1 – $\lambda=0,05$; крива 2 – $\lambda=0,10$; крива 3 – $\lambda=0,30$) (а, б); (крива 1 – $\lambda=0,05$; крива 2 – $\lambda=0,10$; крива 3 – $\lambda=0,15$) (в, г)

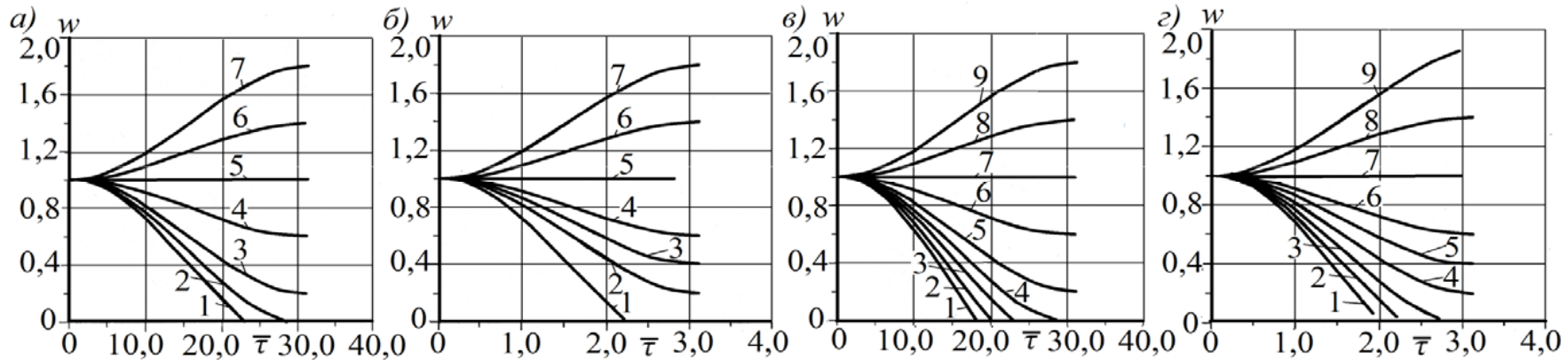


Рисунок 5.8 – Закономірності зміни кутової швидкості шківів $w = \dot{\varphi} / \omega_0$ від часу гальмування $\bar{\tau}$ при сталих $\alpha=0,01$, $\theta_0=3\pi/2$; $f=0,2$ (а, б); $f=0,4$ (в, г) і змінних w_0 і λ : а, в – $w_0=0,1$; б, г – $w_0=1,0$; (крива 1 – $\lambda=0,4$; крива 2 – $\lambda=0,5$; крива 3 – $\lambda=0,6$; крива 4 – $\lambda=0,8$; крива 5 – $\lambda=1,0$; крива 6 – $\lambda=1,2$; крива 7 – $\lambda=1,4$) (а, б); (крива 1 – $\lambda=0,2$; крива 2 – $\lambda=0,3$; крива 3 – $\lambda=0,4$; крива 4 – $\lambda=0,5$; крива 5 – $\lambda=0,6$; крива 6 – $\lambda=0,8$; крива 7 – $\lambda=1,0$; крива 8 – $\lambda=1,2$; крива 9 – $\lambda=1,4$) (в, г)

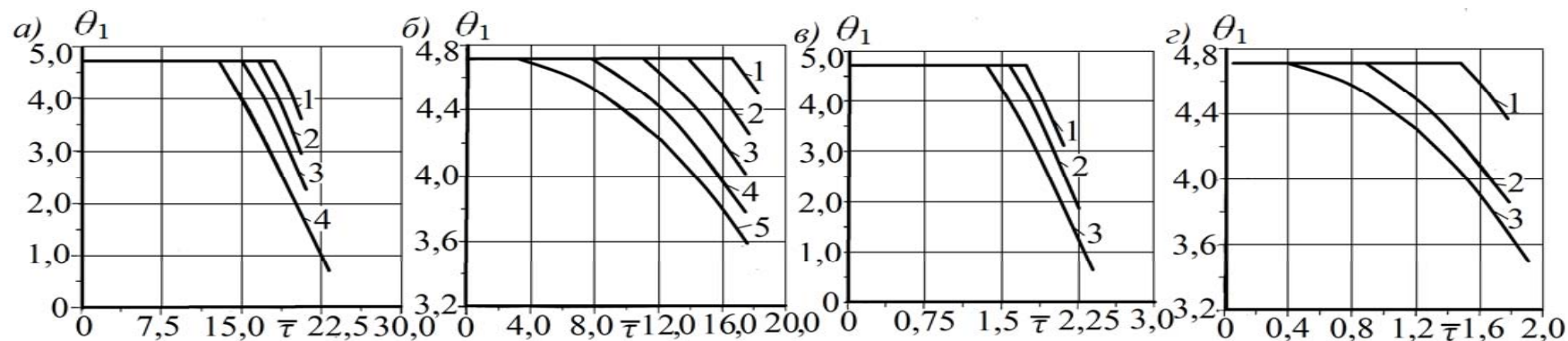


Рисунок 5.9 – Закономірності зміни кута θ_1 обхвату стрічкою з накладками ободу шківів від часу $\bar{\tau}$ при сталих $\theta_0=3\pi/2$; $\alpha=0,01$; а, б – $w_0=0,1$; в, г – $w_0=1,0$ і змінних значеннях λ і f а) – $f=0,2$: крива 1 – $\lambda=0,36$; крива 2 – $\lambda=0,48$; крива 3 – $\lambda=0,5$; крива 4 – $\lambda=0,53$; б) – $f=0,4$: крива 1 – $\lambda=0,11$; крива 2 – $\lambda=0,12$; крива 3 – $\lambda=0,13$; крива 4 – $\lambda=0,14$; крива 5 – $\lambda=0,15$; в) – $f=0,2$: крива 1 – $\lambda=0,3$; крива 2 – $\lambda=0,5$; крива 3 – $\lambda=0,53$; г) – $f=0,4$: крива 1 – $\lambda=0,12$; крива 2 – $\lambda=0,14$; крива 3 – $\lambda=0,15$

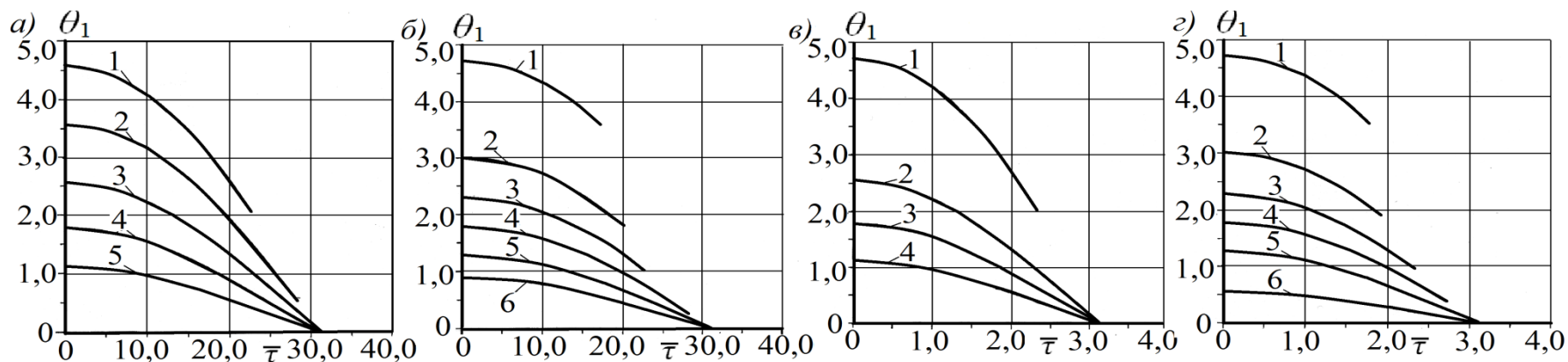


Рисунок 5.10 – Закономірності зміни кута θ_1 обхвату стрічкою з накладками ободу шківів від часу $\bar{\tau}$ при сталих $\theta_0=3\pi/2$; $\alpha=0,01$; а, б – $w_0=0,1$; в, г – $w_0=1,0$ і змінних значеннях λ і f а) – $f=0,2$: крива 1 – $\lambda=0,4$; крива 2 – $\lambda=0,5$; крива 3 – $\lambda=0,6$; крива 4 – $\lambda=0,7$; 5 – $\lambda=0,8$; б) – $f=0,4$: крива 1 – $\lambda=0,152$; крива 2 – $\lambda=0,3$; крива 3 – $\lambda=0,4$; крива 4 – $\lambda=0,5$; крива 5 – $\lambda=0,6$; крива 6 – $\lambda=0,8$; в) – $f=0,2$: крива 1 – $\lambda=0,4$; крива 2 – $\lambda=0,6$; крива 3 – $\lambda=0,7$; крива 4 – $\lambda=0,8$; г) – $f=0,4$: крива 1 – $\lambda=0,152$; крива 2 – $\lambda=0,3$; крива 3 – $\lambda=0,4$; крива 4 – $\lambda=0,5$; крива 5 – $\lambda=0,6$; крива 6 – $\lambda=0,8$

і λ . На час гальмування сильно впливає параметр λ . Так, наприклад, при $w_0=0,1$, $\lambda=0,05$ і $f=0,2$ час гальмування дорівнює $\bar{\tau}=60,0$; при $w_0=1,0$, $\lambda=0,5$ $\bar{\tau} = 5,0$. Зі збільшенням параметра λ час гальмування істотно зменшується, що особливо помітно при малих значеннях динамічного коефіцієнта тертя. При великих значеннях f діапазон зміни параметра λ , при якому реалізується розглянутий режим гальмування, істотно звужується. Так, наприклад, при $f=0,2$ цей інтервал становить 0-0,3 (див. рис. 5.8 а, б), при $f=0,4$ – 0-0,15 (див. рис. 5.8 в, г).

З аналізу кривих для θ_1 випливає, що процес гальмування стрічково-колодкового гальма реалізується у вузькому діапазоні зміни параметра λ . Протяжність цього інтервалу залежить, в основному, від величини f і практично не залежить від параметра w_0 . Так, при $f = 0,2$ і $w_0 = 0,1-1,0$ λ змінюється в інтервалі 0,36-0,53, при $f = 0,4$ – $\lambda=0,11-0,53$, тобто верхня границя λ не змінюється.

Ковзання робочих поверхонь полімерних накладок, які знаходяться на гальмовій стрічці, по біговій доріжці ободу шківів відбувається з різким зрушенням збігаючих гілок стрічки. Через це виникає сила інерції шківів, який має велику масу. На початковому етапі фрикційної взаємодії ця сила впливає на динаміку гальмування.

Криві залежності величин ω і θ від τ при $\lambda > e^{-f\theta_0} (f \geq \theta_0^{-1} \ln 2)$ і різних значеннях f і w_0 наведено на рис. 5.8 а, б і 5.8 в, г. З їх аналізу випливає, що швидкість шківів при $e^{-f\theta_0} \leq \lambda \leq 0,5$ дорівнює нулю за вельми малий проміжок часу. При $\lambda > 0,5$ шків обертається, а поверхня його ободу перебуває у фрикційній взаємодії з накладками. При $\tau = 0$ кут ковзання θ має максимальне значення і з плином часу зменшується. Зі збільшенням величини λ , θ зменшується, при $\lambda=0,3$ зона ковзання повністю відсутня, тобто гальмо є розімкнутим.

Оцінимо періоди режимів динамічної навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

5.3 Періоди режимів динамічної навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Ефективна робота багатопарного стрічково-колодкового гальма залежить від режимів гальмування, які визначають кутову швидкість перед початком гальмування, закони зміни гальмового моменту та інтенсивності гальмування, а також ступінь зносу робочих поверхонь фрикційних накладок. За рахунок почергової зміни поверхонь взаємодії фрикційних накладок з метою дотримання певного режиму обертання гальмового шківів, який відповідав би визначеній формі його тахограми, можливо досягти оптимального режиму навантаження фрикційних пар стрічково-колодкового гальма. Для цього у першу чергу необхідно отримати математичні залежності для визначення тривалості періодів гальмування при різних режимах динамічного навантаження багатопарного стрічково-колодкового гальма.

На рис. 5.11 наведено розрахункову схему i -го багатопарного фрикційного вузла (див. рис. 3.10).

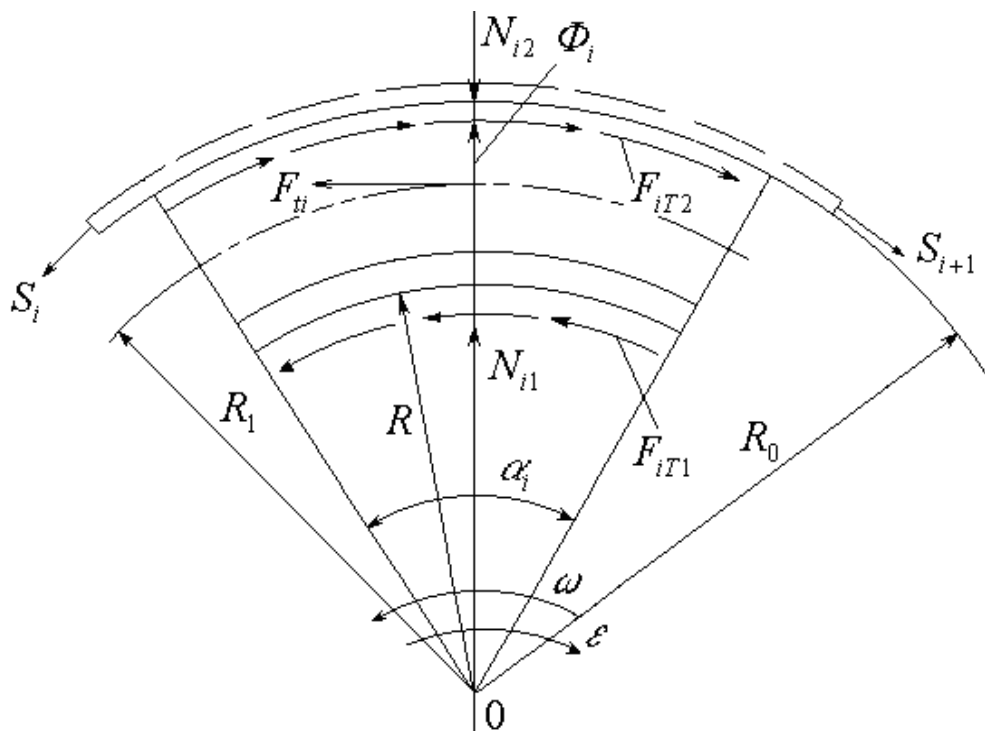


Рисунок 5.11 – Розрахункова схема i -го багатопарного фрикційного вузла гальма

На рис. 5.11 використано такі позначення: N_{i1}, N_{i2} – нормальні сили, що діють на накладку з боку поверхонь шківів і стрічки; F_{ii}, Φ_i – дотична і відцентрова сили інерції накладки; F_{iT1} і F_{iT2} – сили тертя, що діють на накладку з боку шківів і стрічки; R, R_0 – радіуси внутрішньої і зовнішньої поверхонь накладки; R_1 – відстань від осі обертання шківів до центра мас накладки; α_i – центральний кут накладки; ω, ε – кутові швидкість і сповільнення шківів; S_i і S_{i+1} – сили натягу збігаючої та набігаючої гілок стрічки над i -тою накладкою.

За методикою, викладеною у [28],:

$$F_{iT2} = S_{i+1} - S_i = S_i (e^{f_2 \alpha_i R / R_0} - 1),$$

де $S_{i+1} = S_i \cdot e^{f_2 \alpha_i R / R_0}$; f_2 – динамічний коефіцієнт тертя ковзання між накладкою і стрічкою; e – основа натурального логарифма.

Сила тертя на внутрішній поверхні накладки $F_{iT1} = N_{i1} \cdot f_1$.

З умови рівноваги:

$$N_{i1} = \Phi_i - N_{i2}.$$

Тоді

$$F_{iT1} = (\Phi_i - N_{i2}) f_1 = (\Phi_i - \frac{F_{iT2}}{f_2}) f_1,$$

де f_1 – динамічний коефіцієнт тертя ковзання між шківом та накладкою.

Враховуючи, що $S_i = S_3$, сумарні сили тертя визначаються за формулами:

$$F_{T2} = \sum_{i=1}^n F_{iT2} = S_3 (\hat{a}^{f_2 \cdot \alpha_i \cdot n R / R_0} - 1); \quad (5.40)$$

$$F_{T1} = f_1 n \hat{O}_s - \frac{f_1}{f_2} S_3 (\hat{a}^{f_2 \cdot \alpha_i \cdot n R / R_0} - 1), \quad (5.41)$$

де n – кількість накладок, охоплених стрічкою.

Перший період гальмування відбувається за умови:

$$M_{\Gamma 1} > M_{\Gamma 2}, \quad (5.42)$$

де $M_{\Gamma 1}, M_{\Gamma 2}$ – гальмові моменти під час першого і другого періодів гальмування. При цьому:

$$M_{\Gamma 1} = F_{T1} \cdot R; \quad (5.43)$$

З урахуванням сил інерції:

$$M_{\Gamma 2} = (F_{T2} - mF_{ti})R_0, \quad (5.44)$$

де m – маса накладки.

Оскільки товщина накладок є малою величиною порівняно з радіусом гальмового шківів, приймаємо $R_0 \approx R_1 \approx R$.

Кут обхвату накладок стрічкою $\alpha = \alpha_i R$.

Враховуючи, що $\Phi_i = m \cdot \omega^2 \cdot R$, $F_{ti} = m \cdot \varepsilon \cdot R_1$ і підставивши залежності (5.40) і (5.41) у (5.43) і (5.44), отримуємо:

$$S_3(e^{f_2 \alpha} - 1)(1 + \frac{f_1}{f_2}) \geq nmR(f_1 \omega^2 + \varepsilon). \quad (5.45)$$

Режими гальмування дуже різняться і залежать як від об'єктивних, так і від суб'єктивних факторів. Проте їх можна звести до трьох основних законів: лінійного, параболічного і косинусоїдального, які описуються відповідно такими виразами:

$$1) \omega = \omega_0(1 - \frac{t}{t_k}), \quad \varepsilon = \frac{\omega_0}{t_k}; \quad 2) \omega = \omega_0(1 - \frac{t^3}{t_k^3}), \quad \varepsilon = 3\omega_0(1 - \frac{t^2}{t_k^3});$$

$$3) \omega = \omega_0(1 - \cos^2 \frac{\pi t}{2t_k}), \quad \varepsilon = \omega_0 \frac{\pi}{2t_k} \sin \frac{\pi t}{t_k},$$

де ω, ω_0 – поточна і початкова кутові швидкості шківів; t, t_k – поточний і кінцевий час гальмування.

Підставивши значення ω і ε у залежність (5.45), отримаємо рівняння для визначення тривалості першого періоду гальмування.

Рівняння для визначення часу першого періоду гальмування для лінійного, параболічного і косинусоїдального режимів гальмування мають такий вигляд:

$$\frac{S_c(e^{f_2 \alpha} - 1)(1 + \frac{f_1}{f_2})}{\frac{nmR}{f_1 \omega_0^2} + \frac{\omega_0}{t_k}} \geq (1 - \frac{t}{t_k})^2; \quad (5.46)$$

$$-\frac{f_1 \omega_0^2}{t_k^6} t^6 + \frac{2f_1 \omega_0^2}{t_k^3} t^3 + \frac{3\omega_0}{t_k^3} t^2 \geq f_1 \omega_0^2 - \frac{S_c (e^{f_2 \alpha} - 1) (1 + \frac{f_1}{f_2})}{nmR}; \quad (5.47)$$

$$-f_1 \omega_0^2 \cos^4 \frac{\pi t}{2t_k} + 2f_1 \omega_0^2 \cos^2 \frac{\pi t}{2t_k} + \frac{\pi \omega_0}{2t_k} \sin \frac{\pi t}{t_k} \geq f_1 \omega_0^2 - \frac{S_c (e^{f_2 \alpha} - 1) (1 + \frac{f_1}{f_2})}{nmR}. \quad (5.48)$$

Розв'язуючи рівняння (5.46) аналітичним методом, отримуємо залежність для визначення тривалості першого періоду для лінійного режиму гальмування:

$$t_1 \geq t_k \left(1 - \sqrt{\frac{S_c (e^{f_2 \alpha} - 1) (1 + \frac{f_1}{f_2})}{nmR} + \frac{\omega_0}{t_k}} \right). \quad (5.49)$$

Рівняння (5.46) и (5.47) розв'язуємо графічним методом. Результати розв'язку наведено на рис. 5.12.

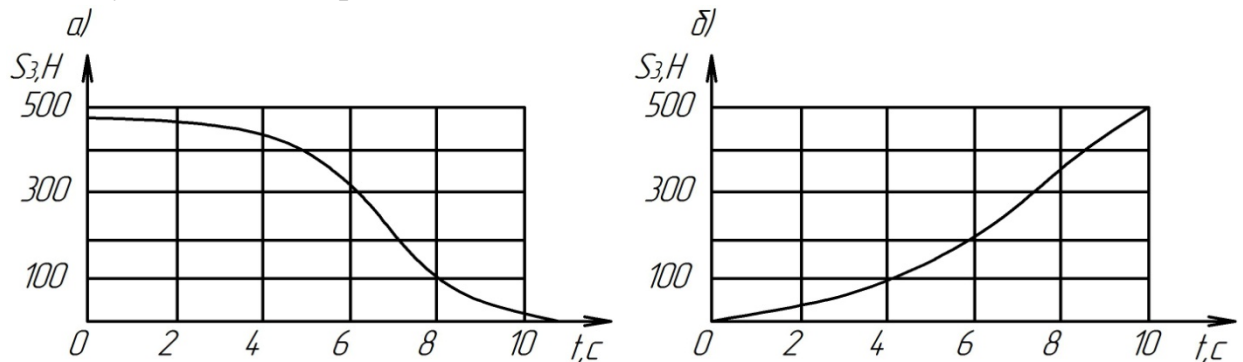


Рисунок 5.12 – Графічний розв'язок рівнянь для а) - косинусоїдального і б) - параболічного режимів гальмування

Визначимо час гальмування за такими даними: $\omega_0 = 35 \text{ с}^{-1}$; $S_3 = 90 \text{ Н}$;

$$\alpha = \frac{3\pi}{2}; n=7; m=1 \text{ кг}; f_1=0,4; f_2=0,3; R \approx R_1 \approx R_0=0,35 \text{ м}; t_k=10 \text{ с}.$$

Підставивши наведені вище дані у рівняння (5.46), (5.47), (5.48) і побудувавши відповідні графіки (див. рис. 5.12), отримаємо значення натягу збігаючої гілки стрічки для різних режимів гальмування. Для лінійного режиму $t=2,58 \text{ с}$; для параболічного $t=6,33 \text{ с}$; для косинусоїдального $t=6,67 \text{ с}$.

Отримані залежності (5.46) - (5.48) для визначення тривалості періодів гальмування при різних режимах динамічного навантаження фрикційних вузлів

багатопарного стрічково-колодкового гальма створюють передумови керування гальмовим процесом. Результати розрахунків тривалості першого періоду гальмування для різних режимів показали, що шляхом підбору значень режимів гальмування можна досягти оптимального режиму гальмування багатопарним стрічково-колодковим гальмом при заданих його конструктивних параметрах. Ці результати можуть бути використані при автоматизації процесу гальмування.

Розглянемо процедуру керування режимами гальмування багатопарними фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма.

5.4 Керування режимами гальмування багатопарними фрикційними вузлами гальма

5.4.1 Без урахування гідродинамічного гальма

Режими гальмування, зумовлюючи тепловий стан фрикційних вузлів гальма, істотно впливають на його працездатність. Підвищення ефективності роботи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є одним з актуальних завдань сучасного нафтового машинобудування. Вище розглянуто конструктивні особливості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, які під час гальмування одночасно можуть взаємодіяти своїми зовнішніми і внутрішніми поверхнями, відповідно, з гальмовою стрічкою і біговою доріжкою шківів. Але ефективна робота багатопарного гальма залежить не тільки від його конструкції, а також від режимів навантаження, які характеризуються зміною гальмового моменту, величинами усталеної кутової швидкості перед початком гальмування, а також інтенсивністю гальмування. Раціональний підбір цих експлуатаційних параметрів гарантує високу ефективність і надійність гальмового механізму навіть при екстремальних режимах його експлуатації.

Розглянемо вплив зміни швидкості обертання гальмового шківів на

експлуатаційні параметри гальма. Закон зміни гальмового моменту залежить від форми тахограми, тобто від закону зміни кутової швидкості гальмового шківів. Різноманітність режимів навантаження гальма можна звести до трьох законів зміни основних параметрів: лінійного, параболічного та косинусоїдального, тахограми яких описуються такими рівняннями:

$$\omega = \omega_0 \left(1 - \frac{t}{t_k}\right); \quad \omega = \omega_0 \left(1 - \frac{t^3}{t_k^3}\right); \quad \varepsilon = \omega_0 \cos^2 \frac{\pi}{2t_k}, \quad (5.50)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3, t$ – поточні значення кутової швидкості гальмового шківів, які відповідають вищевказаним тахограмам, і час її зміни; t_k – тривалість процесу гальмування.

Робота під час гальмування гальмового шківів визначається рівнянням:

$$A = \int_0^{t_k} M_{\Gamma} \omega dt, \quad (5.51)$$

де M_{Γ} – поточне значення гальмового моменту; ω – значення кутової швидкості шківів.

Процес гальмування стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками характеризується трьома стадіями, основними з яких є початкова і кінцева. Тоді, для даної конструкції гальма залежність (5.51) можна записати у вигляді:

$$A = A_1 + A_2,$$

де A_1 і A_2 – робота сил тертя під час кінцевої та початкової стадій гальмування.

У свою чергу

$$A_1 = \int_{t_n}^{t_k} M_{\Gamma 1} \omega dt; \quad (5.52) \quad A_2 = \int_{t_n}^{t_n} M_{\Gamma 2} \omega dt, \quad (5.53)$$

де $M_{\Gamma 1}$ и $M_{\Gamma 2}$ – гальмові моменти під час кінцевої 1 і початкової 2 стадій гальмування; t_n – тривалість початкової стадії гальмування.

$$M_{\Gamma 2} = F_2 R; \quad (5.54) \quad M_{\Gamma 1} = F_1 R = \left(\frac{F_2}{f_2} + 2S_{\Pi} m \sin \frac{\alpha}{2} \right) f_1, \quad (5.55)$$

де F_1 – сила тертя при взаємодії внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з

біговою доріжкою шківа на кінцевій стадії гальмування; F_2 – сила тертя при взаємодії зовнішніх поверхонь фрикційних накладок з гальмовою стрічкою на початковій стадії гальмування; R – радіус шківа; m – кількість фрикційних накладок на шківі; α – центральний кут, який відповідає коефіцієнту перекриття накладкою гальмового шківа; S_{II} – сила натягу пружного елемента, який з'єднує між собою накладки; f_1 – динамічний коефіцієнт тертя між шківом і внутрішньою поверхнею накладки; f_2 – динамічний коефіцієнт тертя між гальмовою стрічкою і зовнішньою поверхнею накладки.

Введемо позначення: $\frac{f_2}{f_1} = k$; $\frac{t_n}{t_k} = c$.

Тоді:

$$F_2 = S_3 (e^{f_2 \alpha n} - 1), \quad (5.56)$$

де S_3 – сила натягу збігаючої гілки гальмової стрічки за час t ; n – кількість накладок, охоплених гальмовою стрічкою.

Значення S_3 і залежність між k і c знаходимо з умови:

$$A_1 = A_2; \quad (5.57)$$

$$F_1 = F_2; \quad (5.58)$$

Умови (5. 52 та 5. 53) виконується при $t=t_n$. Визначимо роботу сил тертя для різних форм тахограм з огляду на те, що гальмовий момент збільшується зі зменшенням кутової швидкості шківа.

У додат. Б.2 до роботи наведено математичні перетворення ряду залежностей для отримання виразів з визначення параметра k для різних форм тахограм (лінійної, параболічної і косинусоїдальної) шківа стрічково-колодкового гальма.

У табл. 5.2 наведено аналітичні вирази для визначення параметра k і роботи сил тертя за період гальмування багатопарними фрикційними вузлами гальма з урахуванням форм тахограм шківа.

Оскільки t_k – величина, якою практично неможливо керувати, доцільно при розрахунках ввести поняття середньої інтенсивності зменшення швидкості,

яка характеризується сталим кутовим прискоренням:

$$\varepsilon_m = \frac{\omega_0}{t_k}.$$

На рис. 5.13 наведено графічні залежності зміни роботи сил тертя при гальмуванні стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками для різних форм тахограм: *a* – лінійної; *б* – параболічної; *в* – косинусоїдальної; 1, 1' і 1'' – $\omega_0 = 40 \text{ с}^{-1}$; 2, 2' і 2'' – $\omega_0 = 20 \text{ с}^{-1}$; 3, 3' і 3'' – $\omega_0 = 10 \text{ с}^{-1}$.

Результати розрахунків показали, що найменше значення роботи сил тертя має місце при параболічній формі тахограми при $\omega = 10; 20 \text{ і } 40 \text{ с}^{-1}$.

Таблиця 5.2 - Оцінка параметра *k* і роботи сил тертя за період гальмування багатопарними фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма

Форма тахограми:	Розрахункові залежності для визначення:	
	параметра <i>k</i>	роботи сил тертя
лінійна	$k = \frac{1 + 3c^2 - c^3 - 3c}{9c^2 - 5c^3 - 3c};$	$A = \frac{S_{Ck}}{3} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \times \times (3c^2 - 2c^3) \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m} R; \quad (5.59)$
параболічна	$k = \frac{3 - 21c^3 - 21c^4 - 3c^7}{-21c^3 + 35c^4 - 11c^7};$	$A = \frac{S_{Ck}}{14} S_{Ck} (e^{f_2 \alpha n} - 1) c^4 \times \times (7 - 4c^3) R \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m}; \quad (5.60)$
косинусоїдальна	$k = \frac{\pi(1-c) + 5\sin 2\pi c - \sin^2 \frac{\pi c}{2}}{\pi c - 5\sin 2\pi c - 4[\pi(1-c) - \sin \pi c] \sin^2 \frac{\pi c}{2}}.$	$A = A_1 + A_2 = \frac{S_{Ck} (e^{f_2 \alpha n} - 1)}{4} \frac{R \omega_0^2}{\varepsilon_m \pi} \times \times \left(\pi c - \frac{1}{2} \sin 2\pi c \right). \quad (5.61)$

Найбільша робота сил тертя реалізується при лінійній формі тахограми при тих же кутових швидкостях. Сума робіт сил тертя при гальмуванні рухомими фрикційними накладками стрічково-колодкового гальма при параболічній і косинусоїдальній формі тахограм відрізняється тільки на 3,42% від суми робіт з лінійною формою тахограми. При зазначених кутових швидкостях робота сил

тертя для лінійної та косинусоїдальної форм тахограм, відповідно, у 5,74 і 4,94 рази є більшою, ніж для параболічної форми тахограми. Відхилення у значен-

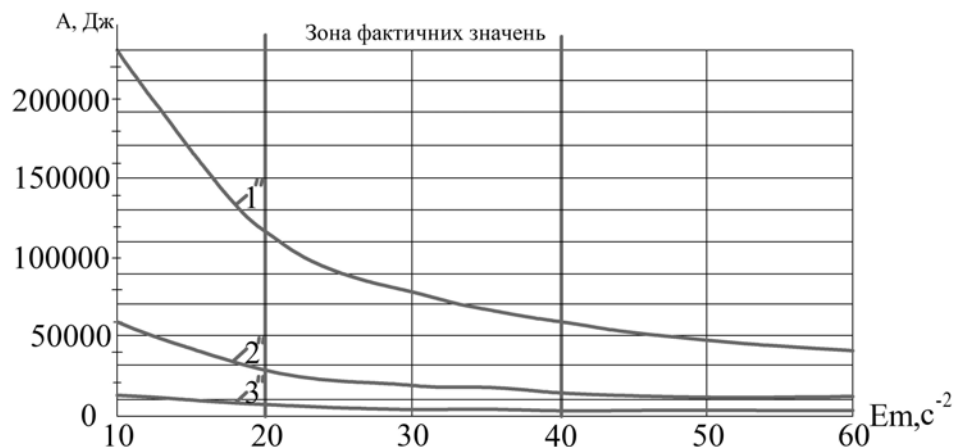
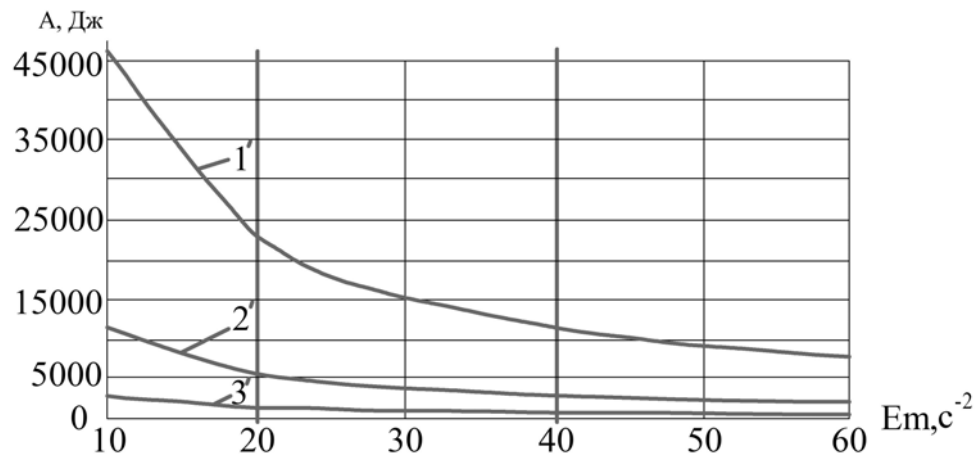
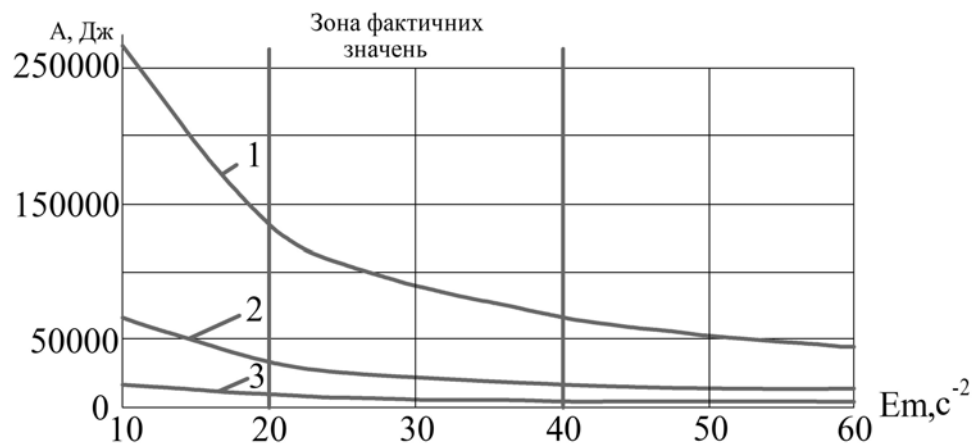


Рисунок 5.13 – Графічні залежності роботи сил тертя при гальмуванні стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками від середнього кутового прискорення шківів для: лінійної, параболічної, косинусоїдальної форми тахограм; 1, 1' і 1'' – $\omega_0 = 40 \text{ с}^{-1}$; 2, 2' і 2'' – $\omega_0 = 20 \text{ с}^{-1}$; 3, 3' і 3'' – $\omega_0 = 10 \text{ с}^{-1}$

нях робіт сил тертя для лінійної і косинусоїдальної форм тахограм не перевищує 14,0% при $\omega=10; 20$ і 40 с^{-1} . При порівнянні роботи сил тертя при $\omega=40 \text{ с}^{-1}$ і 60 с^{-1} відносна зміна роботи становить 33,0%.

Отже, за рахунок почергової зміни поверхонь взаємодії рухомих фрикційних накладок з метою дотримання заданого режиму обертання гальмового шківa, який відповідав би визначеній формі тахограми, можна досягти раціонального режиму навантаження фрикційних пар стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Необхідно зауважити, що рівень питомих навантажень і поверхневих температур, які виникають при цьому, не перевищує регламентованих значень.

Питомі навантаження, які виникають у парах тертя стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, необхідно розглядати у взаємозв'язку з розтягом набігаючої і збігаючої гілок гальмової стрічки. Величина їх розтягу в нетрадиційному гальмі істотно впливає на тривалість початкової і кінцевої стадій гальмування. При невеликих за величиною розтягах гальмової стрічки (тобто при плавному додаванні бурильником зусилля до важеля гальма) працюють зовнішні фрикційні вузли. Це відбувається під час пригальмовувань (у процесі посадки колони бурильних труб на стіл ротора). При різкому збільшенні розтягу гальмової стрічки тривалість першої стадії гальмування, тобто роботи зовнішніх фрикційних вузлів, є незначною. У такому режимі основну роботу тертя виконують внутрішні фрикційні вузли гальма, які зумовлюють миттєвий зрив контакту їх взаємодіючих пар.

У конструкції досліджуваного гальма є та особливість, що гальмова стрічка має більший коефіцієнт взаємного перекриття у порівнянні із зовнішньою поверхнею фрикційних накладок у результаті меншої жорсткості серійної гальмової стрічки. Тому питомі навантаження у зовнішніх фрикційних вузлах є значно меншими, ніж у внутрішніх.

Окрім того додаткове притискання внутрішніх поверхонь фрикційних накладок до робочої поверхні гальмового шківa забезпечується пружними

елементами, які з'єднують всі накладки між собою і сприяють їх посадці з деяким натягом на обід шківа. Основна відмінна риса роботи нетрадиційного гальма полягає у тому, що питомі навантаження, які діють в його зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах, у 1,8-2,0 рази є меншими, ніж в парах тертя серійного стрічково-колодкового гальма.

На рис. 5.14 *a, б* наведено закономірності зміни питомих навантажень у парах тертя "гальмова стрічка-зовнішня поверхня накладки" (*a*) і "внутрішня поверхня накладки-робоча поверхня гальмового шківа" (*б*) в залежності від динамічного коефіцієнта тертя.

З графічних залежностей (див. рис. 5.14 *a, б*) випливає, що питомі навантаження на зовнішній робочій поверхні накладки збільшуються з віддаленням її від збігаючої гілки гальмової стрічки. При динамічному коефіцієнті тертя $f_2=0,25$ і $k = \frac{f_2}{f_1} = 1,1$ співвідношення питомих навантажень на 20-й і 1-й накладках досягає 4,0-5,0. Питомі навантаження на внутрішніх поверхнях фрикційних накладок на 15-20% є більшими, ніж на їх зовнішніх поверхнях у результаті їх з'єднання між собою пружними елементами. При цьому питомі навантаження p на 1-й фрикційній накладці майже не залежать від динамічного коефіцієнта тертя. При зміні f_2 з 0,3 до 0,6 на 20-й фрикційній накладці p збільшуються приблизно в 1,3 рази.

На рис. 5.15 *a, б* наведено закономірності зміни гальмових моментів, які розвивають пари тертя "гальмова стрічка - зовнішня поверхня накладки" (*a*) і "внутрішня поверхня накладки - робоча поверхня гальмового шківа" (*б*) у нетрадиційному гальмі в залежності від динамічного коефіцієнта тертя ковзання у кожному фрикційній вузлі. Закономірності зміни питомих навантажень і гальмових моментів представлено при завершенні початкової і кінцевої стадій гальмування. В основу побудови графічних залежностей, наведених на рис. 5.14 і 5.15 покладено лінійну форму тахограми.

Згідно з рис. 5.15 *a, б* гальмовий момент, який створюють фрикційні вузли "гальмова стрічка - зовнішні поверхні накладок" є більшим за гальмовий

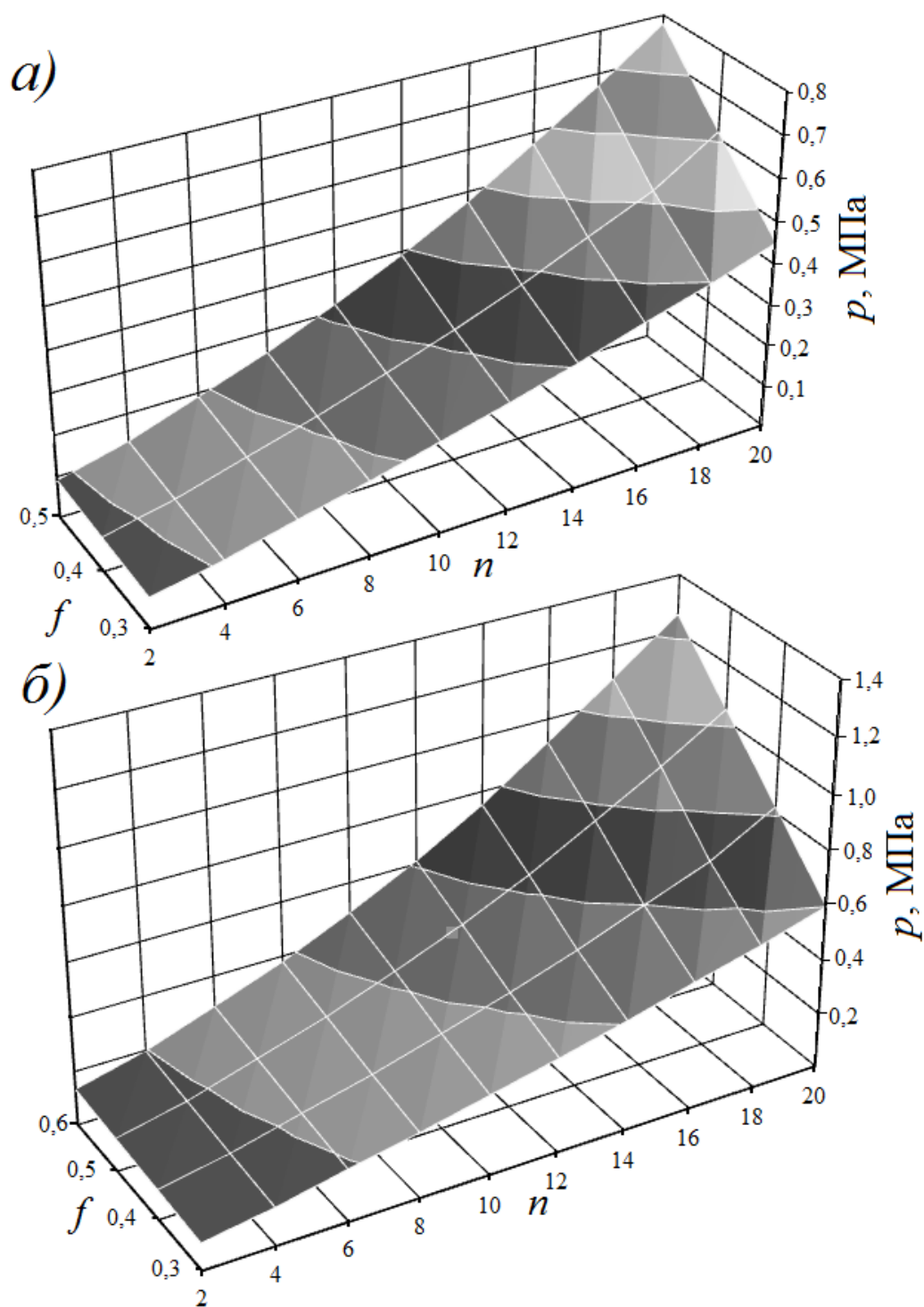


Рисунок 5.14 – Закономірності зміни питомих навантажень у парах тертя
 а) - «гальмова стрічка - зовнішня поверхня накладки» і б) - «внутрішня
 поверхня накладки - робоча поверхня гальмового шківів» по довжині контакту
 стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками в
 залежності від динамічного коефіцієнта тертя ковзання

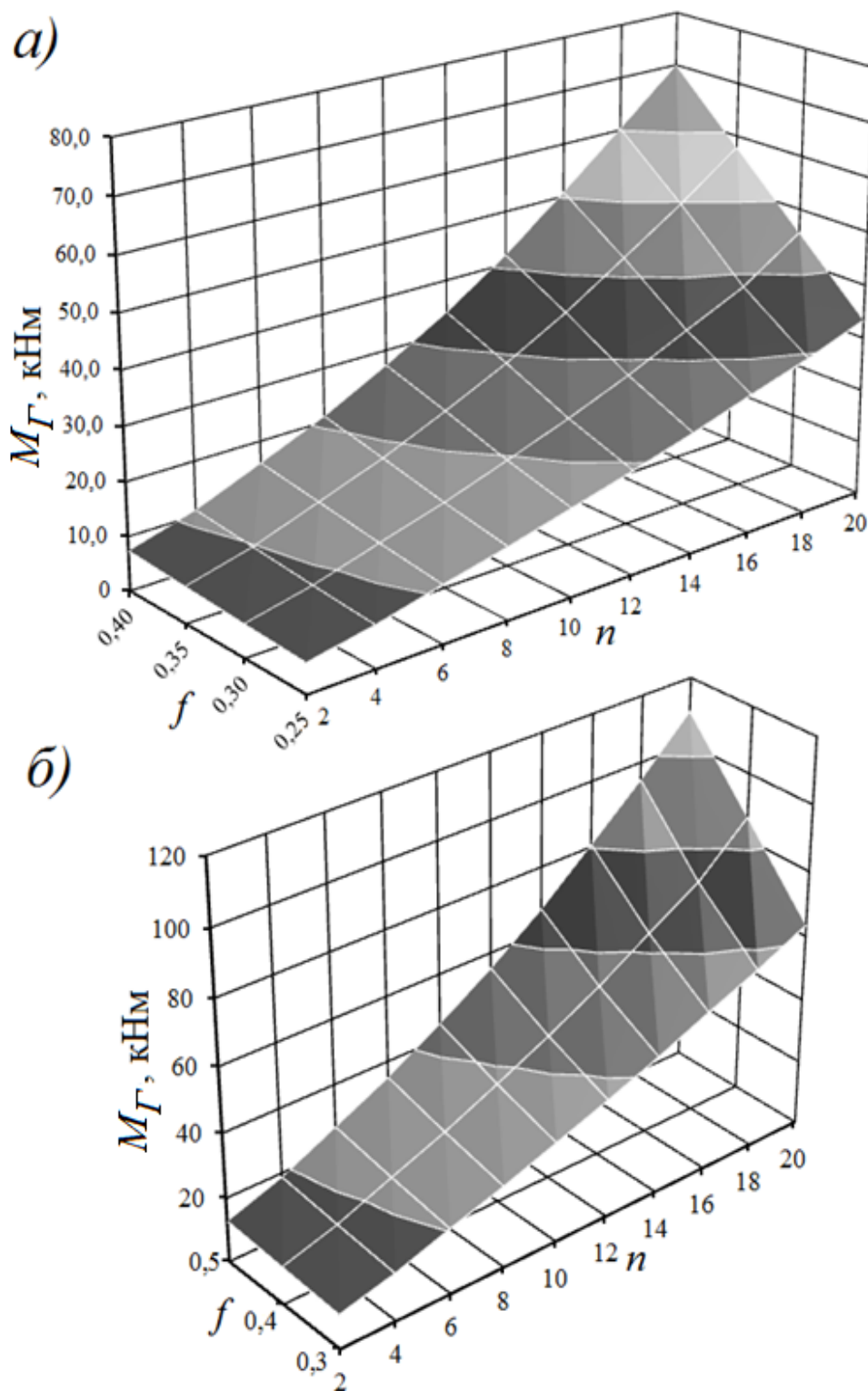


Рисунок 5.15 – Закономірності зміни гальмових моментів, які розвиваються в парах тертя а) - «гальмова стрічка - зовнішня поверхня накладки» і б) - «внутрішня поверхня накладки - робоча поверхня гальмового шківа» стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками в залежності від динамічного коефіцієнта тертя ковзання

момент, який розвивають внутрішні фрикційні вузли. Пояснюється це великою різницею сил тертя по дузі обхвату у внутрішніх фрикційних вузлах, що забезпечує нерухомість фрикційних накладок відносно гальмової стрічки.

5.4.2 З урахуванням дії гідродинамічного гальма

При спуску колони бурильних труб у свердловину значної глибини утворюється велика кінетична енергія рухомих мас, яку поглинає гальмова система. Тому її елементи тертя нагріваються до високих температур, які значно перевищують допустиму. Це негативно впливає на зносо-фрикційні властивості пар тертя. Відбувається інтенсивне зношування їх робочих поверхонь і зменшується жорсткість пружних елементів. У зв'язку з цим бурильнику необхідно прикладати великих зусиль до важеля керування гальмом. Надійність гальмування при цьому знижується. Зменшення швидкості спуску бурильної колони для обмеження температурного режиму є не вигідним, оскільки призводить до збільшення часу спуску. Проте, у подібних ситуаціях переважаючим фактором є дотримання правил техніки безпеки. Тому при великих глибинах свердловин використання тільки стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, як і традиційного, особливо на завершальних етапах спуску інструменту, є неприпустимим.

Для підвищення ефективності процесу гальмування у сучасних гальмових системах використовується окрім основного механічного гальма допоміжне – гідродинамічне, яке поглинає переважну частину енергії, забезпечуючи усталений рух колони під час спуску інструменту. При цьому зношування робочих поверхонь пар тертя основного гальма зменшується до мінімуму, збільшується термін їх експлуатації і полегшуються умови праці оператора.

У зв'язку з тим, що при гальмуванні стрічково-колодковим гальмом з рухомими накладками вони по черзі контактують зі стрічкою і шківом, температурний режим у зоні контакту і умови роботи контактуючих поверхонь є більш сприятливими порівняно з аналогічними параметрами традиційного

стрічково-колодкового гальма, в якому відбувається постійний односторонній контакт між накладкою і шківом протягом усього періоду гальмування.

Це дозволяє більш інтенсивно навантажувати удосконалене гальмо, тобто швидкість руху колони труб та її сповільнення при гальмуванні можуть бути більшими, ніж при використанні традиційного гальма. Це сприяє підвищенню продуктивності спуско-підйомних операцій.

Визначимо гальмовий момент стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками з урахуванням дії гідродинамічного гальма при основних режимах гальмування. Гальмовий момент гідродинамічного гальма при однаковому його наповненні рідиною визначається за залежністю вигляду:

$$M_{zd} = A_z \omega^2, \quad (5.62)$$

де A_{zd} – стала гідродинамічного гальма.

При усталеному русі колони труб, коли кутова швидкість гальмового шківа досягає ω_0 , а енергія поглинається лише гідродинамічним гальмом, рівняння (5.62) записується у вигляді:

$$M_{zd} = A_z \omega^2 = M_G, \quad (5.63)$$

де M_G – момент на валу лебідки від ваги бурильної колони.

Підставляючи (5.63) у (5.62), отримаємо вираз для визначення гальмового моменту гідродинамічного гальма при уповільненому русі бурильної колони для трьох режимів гальмування:

лінійного	косинусоїдального	параболічного
$M_{zd} = M_G \cdot \left(1 - \frac{t}{t_k}\right); \quad (5.64)$	$M_{zd} = M_G \cdot \cos^2 \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k}; \quad (5.65)$	$M_{zd} = M_G \cdot \left(1 - \frac{t^3}{t_k^3}\right)^2. \quad (5.66)$

Для уповільнення колони в момент посадки її на стіл ротора вмикають основне гальмо. Тоді сумарний гальмовий момент з урахуванням моменту сил інерції барабана лебідки і ротора гідродинамічного гальма складе:

$$M_{zd} = M_{\Sigma} - M_G - I_{\epsilon} \cdot \epsilon, \quad (5.67)$$

де I_{ϵ} – сумарний момент інерції барабана лебідки і ротора гідродинамічного гальма; ϵ – кутове прискорення вала лебідки.

Для лінійного, косинусоїдального і параболічного режимів гальмування на підставі (5.64)-(5.66) маємо:

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{\omega_0}{t_k}; \quad \varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -\frac{\omega_0 \cdot \pi}{2 \cdot t_k} \cdot \sin \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k}; \quad \varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt} = -\frac{3 \cdot \omega_0 \cdot t^2}{t_k^3}.$$

Оскільки $M_\Sigma = M_{\Sigma 0} + M_\Gamma$, то:

$$M_\Gamma = M_\Sigma - M_{\Sigma 0} = M_G - M_{\Sigma 0} - I_\varepsilon \cdot \varepsilon.$$

Підставляючи в (5.67) значення $M_{\Sigma 0}$ і ε , отримаємо вирази гальмового моменту основного гальма для різних режимів гальмування:

$$M_{\Gamma 1} = M_G \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{t}{t_k} \right)^2 \right] + \frac{I_\varepsilon \cdot \omega_0}{t_k}; \quad M_{\Gamma 2} = M_G \cdot \left(1 - \cos^2 \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k} \right) + \frac{I_\varepsilon \cdot \omega_0 \cdot \pi}{2 t_k} \cdot \sin \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k};$$

$$M_{\Gamma 3} = M_G \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{t}{t_k} \right)^3 \right] + \frac{I_\varepsilon \cdot \omega_0 \cdot 3 \cdot t^2}{t_k^3}.$$

Оскільки $\frac{\omega_0}{t_k} = \varepsilon_m$ – середнє прискорення вала лебідки при гальмуванні,

то в кінці гальмування, коли $t=t_k$, гальмові моменти набувають значень:

$$M_{\Gamma 1} = M_G + I_\varepsilon + \varepsilon_m; \quad M_{\Gamma 2} = M_G + \frac{\pi}{2} \cdot I_\varepsilon \cdot \varepsilon_m; \quad M_{\Gamma 3} = M_G + 3 \cdot I_\varepsilon \cdot \varepsilon_m.$$

Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити гальмовий момент основного гальма не тільки в залежності від статичного навантаження, яке діє на канат, але й враховувати динаміку обертальних мас барабана лебідки і ротора гідрогальма. Найбільша частина гальмового моменту витрачається на гасіння кінетичної енергії зазначених мас. Зменшення моменту інерції, а, отже, збільшення швидкості колони можна досягти зменшенням діаметра шківів. Проте це зумовить погіршення умов теплообміну.

З огляду на інтенсивність динамічних навантажень і витрат часу на гальмування прискорення у процесі гальмування приймають у межах 1,5-2 м/с². Це забезпечує незначні навантаження на елементи гальмової системи. Необхідно зауважити, що збільшення величини прискорення майже не впливає на скорочення часу проведення спуско-підйомних операцій.

5.5 Трибосистема як керована функціональна модель

Керована функціональна модель трибосистеми, якою є фрикційний вузол, використовується для визначення допустимих величин динамічного коефіцієнта тертя і зносу накладки в його парах тертя.

Розв'язок функціональної математичної моделі зводиться до знаходження таких значень конструктивних параметрів h_k (висота мікрориступів), R , B і $K_{\text{вз}}$ для яких:

$$u_1 \rightarrow \min, \quad (5.68)$$

при виконанні обмежень: $u_2 < u_{2\max}$; $f_{\min} < f < f_{\max}$; $h_{k\min} \leq h_k \leq h_{k\max}$; $R_{\min} \leq R \leq R_{\max}$; $B_{\min} \leq B \leq B_{\max}$; $K_{\text{вз}\min} \leq K_{\text{вз}} \leq K_{\text{вз}\max}$ і заданих значеннях F_m , N , σ_m , c_1 , c_2 (сталі), L (шлях тертя), τ_0 (зсувний (дотичний) опір), R_l (радіус робочої поверхні гальмової стрічки); r (радіус мікрориступу), b , Y – параметри опорної кривої шорсткості поверхні.

Дослідження функцій, наведених у [111] показали, що функція u_1 є опуклою у 4-вимірному векторному просторі E^4 і має тільки один мінімум, а функції u_2 і f на деяких ділянках є прямолінійними в E^4 . Тому завдання оптимізації в даному випадку відрізняється від класичних задач опуклого програмування [64]. Для оптимізації застосовано метод, близький до методу допустимих напрямів (методу Заутендайка [120]), що із застосуванням комп'ютерних технологій дозволило забезпечити достатню швидкість розрахунку.

Розрахунок зводиться до мінімізації функції $u_1(x_i)$, $x_i \in E^4$, $x_i = (x_1 = h_k, x_2 = R, x_3 = K_{\text{вз}}, x_4 = B)$ при обмеженнях:

$$A_i \leq x_i \leq B_i; \quad (5.69) \quad u_1 \leq A_5; \quad (5.70)$$

$$u_2 + u_1 \leq A_6; \quad (5.71) \quad A_{71} \leq f \leq A_8, \quad (5.72)$$

які описують допустиму область $c \subset E^4$.

Першим етапом розрахунку є знаходження допустимої вихідної точки $x^{(0)}$,

яка задовольняє всім обмеженням (5.69)-(5.72), тобто $x^{(0)} \in c$, шляхом послідовної побудови все більш дрібних сіток на паралелепіпеді Π в E^4 .

$$z_0 = \{x = (x_1, x_2, x_3, x_4) \in R; x_i = A_i + ph_i^{(0)} \leq B_i\}, \quad (5.73)$$

де $p = 0, 1, 2, \dots; h_1^{(0)} = 0.001, h_2^{(0)} = 0, 1; h_3^{(0)} = 0, 001; h_4^{(0)} = 0, 01$.

Більш дрібні сітки z_k мають такий же вигляд, тільки $h_i^{(k)} = h_i^{(0)} \cdot 10^{-k}$ кожну точку $x \in z_k$ (спочатку $k=0$) перевіряють на відповідність до інших нерівностей [111]. Якщо якась точка $x \in z_k$ задовольняє нерівностям (5.69)-(5.72), то вона вважається допустимою і їй присвоюють ім'я $x^{(0)}$. Якщо ж цього не відбувається для всіх точок сітки z_k , то роблять перехід від k до $k+1$ і будують нову сітку z_{k+1} . Відомо, що з огляду на нескінченне диференціювання функцій, що входять до складу нелінійних обмежень (5.69)-(5.72), обов'язково знайдеться таке значення k , при якому в сітці z_k існуватиме хоча б одна допустима точка, $x^{(0)}$, тобто $z_k \cap c \neq \emptyset$.

Описаний алгоритм знаходження допустимої точки представлено у вигляді блок-схеми (рис. 5.16).

Відповідно до загальної структури методу Заутендайка [120] наступні етапи розрахунку пов'язані з переходом від будь-якої точки $x^{(k)} (k \geq 0)$ в точку $x^{(k+1)}$. Цей перехід описується співвідношенням:

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} + \lambda^{(k)} S^{(k)}, \quad (5.74)$$

де вектор $S^{(k)} = (S_1^{(k)}, S_2^{(k)}, S_3^{(k)}, S_4^{(k)}) \in E^4$ визначає допустимий напрям, який забезпечує отримання найбільшої мінімізуючої добавки до значення цільової функції $u_1(x)$ на крок від точки $x^{(k)}$ до точки $x^{(k+1)}$.

Вводять позначення $q_1 = A_5 - u_1$, $q_2 = A_6 - (u_2 + u_1)$, $q_3 = f - A_7$ і знаходять градієнти функцій u_1 , q_1 , q_2 , q_3 у точці $x^{(k)}$. Потім за допомогою симплекс-методу вирішують першу задачу лінійного програмування, що

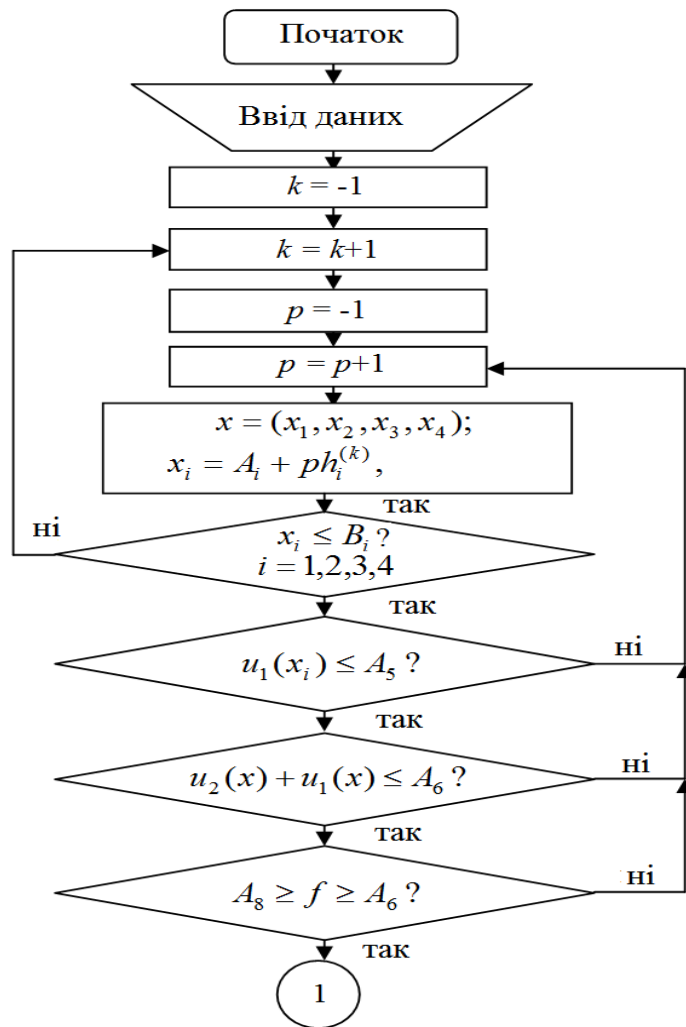


Рисунок 5.16 – Блок-схема алгоритму знаходження допустимої точки, пов'язаної з градієнтом експлуатаційного параметра

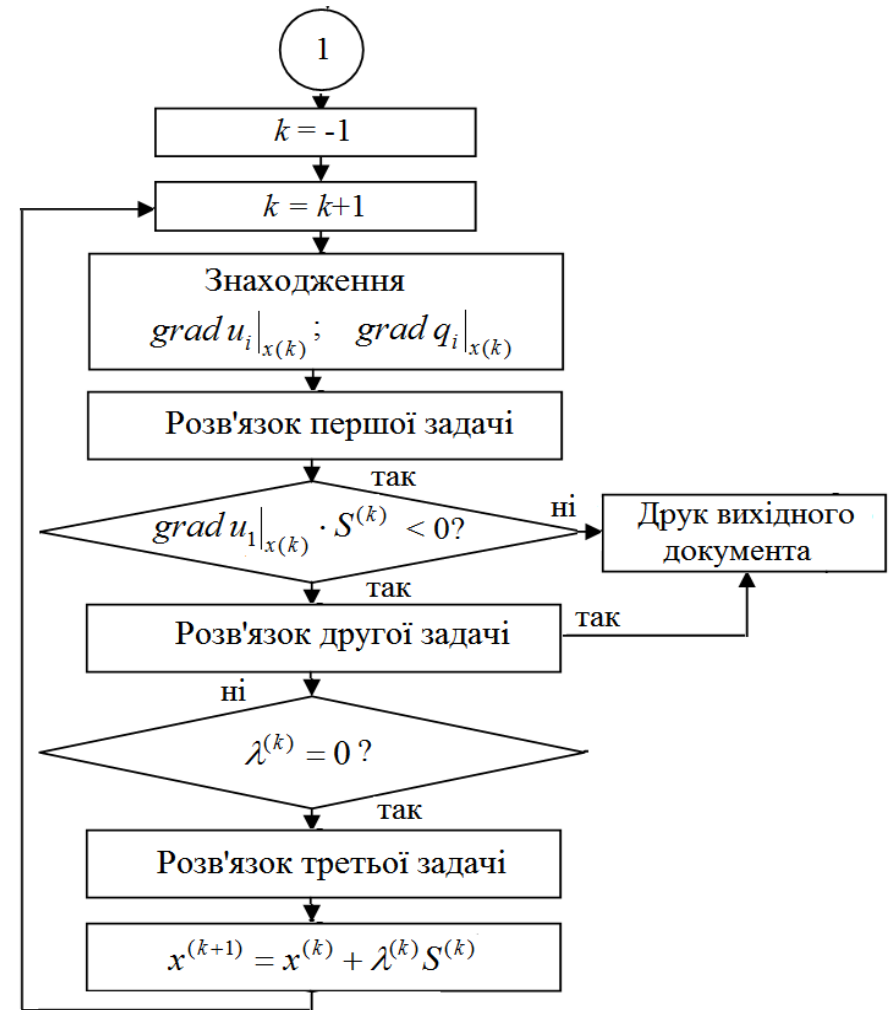


Рисунок 5.17 – Блок-схема алгоритму мінімізації функції $u_1(x)$

дозволяє мінімізувати цільову функцію:

$$\text{grad } u_1|_{x^{(k)}} \cdot S^{(k)}, \text{ де } S^{(k)} = (S_1^{(k)}, S_2^{(k)}, S_3^{(k)}, S_4^{(k)}) \in E^4 \quad (5.75)$$

при обмеженнях

$$\text{grad } q_1|_{x^{(k)}} \cdot S^{(k)} \geq 0, \quad \text{де } i = 1, 2, 3. \quad (5.76)$$

У результаті розв'язку першої задачі отримують складові $S_i^{(k)}$, уздовж яких слід переміщатись від точки $x^{(k)}$ до точки $x^{(k+1)}$. Після цього розв'язують другу задачу – знаходять найбільше таке λ^* , при якому

$$x^{(k)} + \lambda^* S^{(k)} \in c, \quad (5.77)$$

тобто

$$A_i \leq x_i^{(k)} + \lambda^* S_i^{(k)} \leq B_i \quad \text{для всіх } i = 1, 2, 3, 4; \quad (5.78)$$

$$q_i(x_i^{(k)} + \lambda^* S_i^{(k)}) \geq 0 \quad \text{для } i = 1, 2, 3. \quad (5.79)$$

І, нарешті, розв'язують третю задачу – знаходять мінімум функції на проміжку $[0, \lambda^*]$. Розв'язок здійснюють одним із методів одновимірної оптимізації, наприклад, методом половинного ділення [120].

У результаті розв'язку другої і третьої задач отримують нову допустиму вихідну точку:

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} + \lambda^{(k)} S^{(k)}, \quad (5.80)$$

після чого процес ітеративно повторюється (рис. 5.17).

Процес оптимізаційного пошуку закінчується, якщо:

$$\text{grad } u_1|_{x^{(k)}} \cdot S^{(k)} = 0, \quad (5.81)$$

(у цьому випадку досягнуто мінімум функції $u_1(x)$), або, якщо:

$$\lambda^{(k)} = 0, \quad (5.82)$$

(у цьому випадку $x^{(k)}$ – найближча до точки мінімуму функції $u_1(x)$ точка границі області c).

На основі описаного методу оптимізації проектування пари тертя фрикційного вузла розроблено комп'ютерну технологію.

Керування даною системою здійснюється вже на стадії її проектування (конструювання і дослідження) і визначається як обмеження, при якому ця система діє. Інструментом керування є зворотний зв'язок, який являє собою підсистему порівняння значень показників триботехнічності (значень цільових функцій) з базовими показниками триботехнічності ($u_0, f_{\max}, f_{\min}$). У процесі керування порівнюємо значення u_1, u_2 і f зі значеннями $u_0, f_{\max}, f_{\min}$, що входять до обмежень і цілеспрямовано (через розв'язок задачі оптимізації) методом підбору здійснюємо вплив на значення керованих параметрів $h_k, R, B, K_{\text{вз}}$. Процес здійснюється ітеративно за допомогою комп'ютерних технологій.

Висновки за розділом 5

1. Розглянуто адаптовану стійкість експлуатаційних параметрів спуско-підйомного комплексу бурової установки, з якої виділено діаграму спуску бурильної колони на довжину однієї свічки. Діаграма складається з трьох етапів: перший – розгін, другий – усталеного руху, третій – гальмування. Установлено, що при сталій швидкості усталеного руху збільшення часу розгону призводить до збільшення тривалості другого етапу. Зменшення часу етапу розгону сприяє зниженню сумарного часу повного циклу спуску колони бурильних труб на довжину однієї свічки. Проте це призводить до значного збільшення динамічної й теплової навантаженості пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки.

2. Розроблено динамічну модель контактної фрикційної взаємодії "накладки - шків", що дозволило детально досліджувати різні режими гальмування. При цьому встановлено, що режими гальмування залежать від величини відношення $\eta = F_T / F_{T.п.}$ (де $F_T, F_{T.п.}$ – імпульсна сила тертя та її граничне значення). Зокрема, якщо $\eta > 1$, то фрикційна взаємодія відбувається при максимальному коефіцієнті взаємного перекриття пар тертя.

3. Доведено можливість цілеспрямованого регулювання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма за рахунок зміни сил тертя у процесі

гальмування. При цьому імпульсні сили тертя на довжині l дуги ковзання пар тертя змінюються за законом $l=R\omega t$ (де R , ω – радіус робочої поверхні ободу шківа і його кутова швидкість; t – час гальмування). Математичним шляхом встановлено, що при максимальному коефіцієнті перекриття пар тертя величина сповільнення шківа не залежить від швидкості його обертання, а визначається величиною зусилля натягу гілок стрічки, масою і конструктивними параметрами гальмового шківа. При мінімальному коефіцієнті взаємного перекриття пар тертя величина сповільнення шківа не залежить від зусиль натягу ділянок стрічки та ваги шківа, вона залежить від його кутової швидкості і жорсткості пружного елемента. Для другого закону аналітично встановлено закономірності впливу імпульсних сил тертя на: режими гальмування, число обертів шківа до його зупинки, жорсткість пружних елементів, динамічний коефіцієнт тертя, кількість накладок і крок між ними на гілках стрічки. Показано, що інтенсивність фрикційної взаємодії накладок зі шківом залежить від величини відношення $W_0 = k/\omega$ (де $k=CR^2/j$, де j – момент інерції, зведений до вала барабана обертальних і поступально рухомих мас).

4. Установлено закономірності зміни кутової швидкості гальмового шківа за різних форм тахограм: лінійної, параболічної і косинусоїдальної при спільній дії багатопарного стрічково-колодкового і гідродинамічного гальм і без останнього та її вплив на величини гальмових моментів, які ними реалізуються. Доведено, що комбінацією тахограм гальмового шківа і за рахунок почергової зміни поверхонь взаємодії накладок можливо цілеспрямовано керувати навантаженістю гальма з неперевищенням допустимих поверхневих температур і температурних напружень.

5. Розроблено новий тип комбінованої гальмової стрічки, яка складається з основної та додаткової стрічок, які фрикційно взаємодіють між собою. Основна і додаткова стрічки мають тільки набігаючі гілки, до яких прикладено зусилля розтягу. До додаткової стрічки, яка за допомогою вушок кріпиться до основної стрічки, прикріплено серійні фрикційні накладки. Установлено:

- при появі попередніх зміщень, величини яких залежать від розподілу напружень в основній і додатковій стрічках, виникають зусилля розтягу за рахунок сил тертя між їх поверхнями;

- наявність крайових зон ковзання $l_{кв1}$ і $l_{кв2}$ і центральної зони повного спокою $l_{спок}$, при цьому величина відношення $l_{кв1}/l_{кв2}$ залежить від жорсткостей основної та додаткової стрічок;

- виникнення жорсткого проковзування внутрішньої поверхні додаткової стрічки по зовнішній поверхні основної стрічки при злитті зон ковзання.

Запропонована конструкція комбінованої гальмової стрічки дозволяє частково розвантажити фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

РОЗДІЛ 6

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ЯК РОБАСТНИХ СИСТЕМ

6.1 Завдання, об'єкти дослідження, основні геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів гальм

Метою експериментальних досліджень є отримання баз даних основних експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкових гальм на нано-, мікро- і макрорівнях і встановлення між ними систематизованого взаємозв'язку, представляючи їх трибоспряження як робастну систему. Відповідно до цього програмою досліджень передбачено такі завдання:

- оцінити енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів тертьових поверхонь пар тертя гальма;
- встановити закономірності зміни енергонавантаженості поверхневих і приповерхневих шарів ободу шківів;
- встановити взаємозв'язок між поверхневими та об'ємними температурами і температурними напруженнями в ободі шківів;
- оцінити закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма.

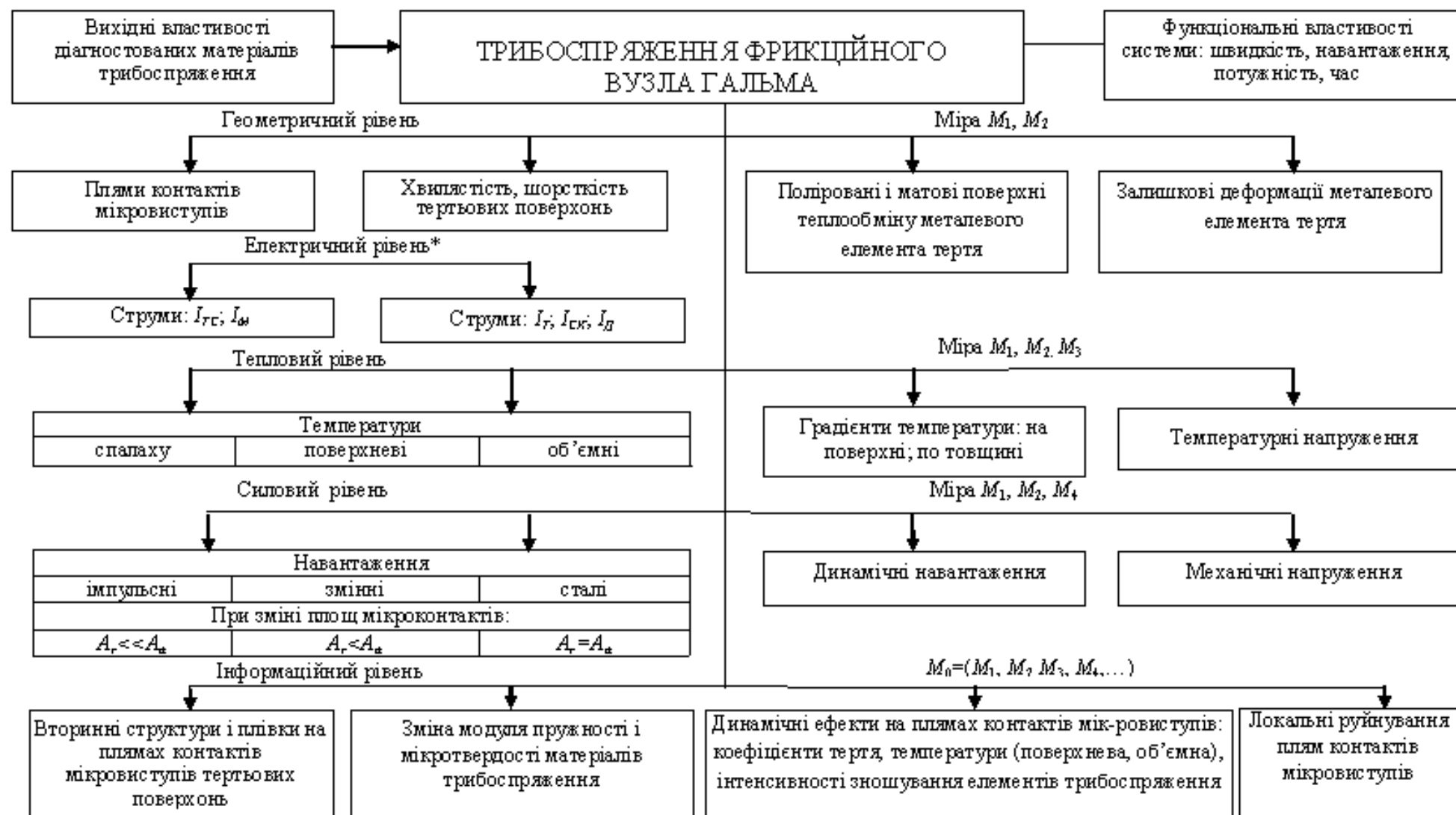
За об'єкти дослідження обрано пари тертя серійних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок У2-5-5, ЛБУ-1200 і модельного багатопарного стрічково-колодкового гальма. Матеріали пар тертя піддавали дослідженням на приладі-мікроскопі Axiovert 40 MAT.

У табл. 6.1 наведено основні геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів модельного багатопарного стрічково-колодкового гальма (додат. В).

Структурну модель, що розвивається, реального складного багаторівневого трибологічного спряження (фрикційного вузла гальма), еле-

Таблиця 6.1 - Геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів модельного багатопарного стрічково-колодкового гальма

Параметри		Пари тертя	
		зовнішні	внутрішні
Кількість накладок на шківі, шт.		13	
Зазор між накладками, мм		8,462	1
Маса накладки, кг		2,904	
Товщина накладки, мм		45	
Ширина накладки, мм		120	
Площа робочої поверхні однієї накладки, мм ² , ×10 ⁴		2,436	2,736
Площа робочої поверхні усіх накладок, мм ² , ×10 ⁴		31,668	35,568
Маса гальмової стрічки, кг		9,654	
Товщина гальмової стрічки, мм		3	
Ширина гальмової стрічки, мм		230	
Кут обхвату гальмовою стрічкою поверхонь фрикційних накладок, град		270	
Площа робочої поверхні, мм ² , ×10 ⁴	гальмової стрічки	28,26	
	гальмового шківа	37,68	
Маса гальмового шківа, кг		235,855	
Коефіцієнт взаємного перекриття, min/max	статичний	0,852/0,97	0,944/1,0
	динамічний	0,852/0,97	0,723/0,726



*Примітка: I_T, I_{CK}, I_D —сумарні струми: термічний; виникаючі за рахунок тертя і контактної взаємодії; зумовлені сорбційно-десорбційними процесами у приповерхневих шарах накладки при температурі вище допустимої; I_{TC}, I_M —складові сумарного струму: виникаючі при терті ковзання; A_r, A_* —площі: номінальна, фактична.

Рисунок 6.1 – Структурна модель розвиваючого реального складного багаторівневого трибологічного спряження гальма

менти якого використовувалися при експериментальних дослідженнях, наведено на рис. 6.1.

6.2 Особливості конструкцій і робота удосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Удосконалені фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма мають ту особливість, що основна гальмова стрічка розвантажена від фрикційних накладок і сприймає тільки розтягувальні зусилля. Вагове навантаження від накладок сприймає додаткова стрічка, яка знаходиться на основній стрічці.

У стрічково-колодковому гальмі з багатопарними фрикційними вузлами (рис. 6.2 *а*) додаткова гальмова стрічка за допомогою кріпильних елементів з'єднана з основною гальмовою стрічкою. Набігаючі кінці стрічок прикріплені, відповідно, до балансира і до шийок колінчастого вала. При гальмуванні стрічки розтягуються, і між їхніми поверхнями на кутах ковзання з боку набігаючих кінців додаткової й основної стрічок виникають контактні сили тертя, які сприяють зменшенню різниці сил натягу. Це зумовлює зниження нерівномірності розподілення питомих навантажень у парах тертя «накладки-шків». За рахунок обхвату внутрішньою поверхнею основної стрічки неробочих поверхонь накладок виникають додаткові сили тертя спокою, які зменшують динамічну навантаженість робочих поверхонь накладок, з'єднаних у бандаж. Бандаж (рис. 6.2 *б*) встановлено на робочу поверхню ободу шківів. Загальний вигляд удосконалених фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма наведено на рис. 6.3.

Найперспективнішими є фрикційні вузли у стрічково-колодкового гальма з комбінованою стрічкою, яка складається з основної та додаткової стрічок. Основна гальмова стрічка має змінну по довжині жорсткість. Вона є максимальною у місці кріплення стрічки до мотильових шийок колінчастого вала і мінімальною – на вільному кінці стрічки біля балансира. Додаткову гальмову стрічку звуженим вільним кінцем прикріплено за допомогою піддат-

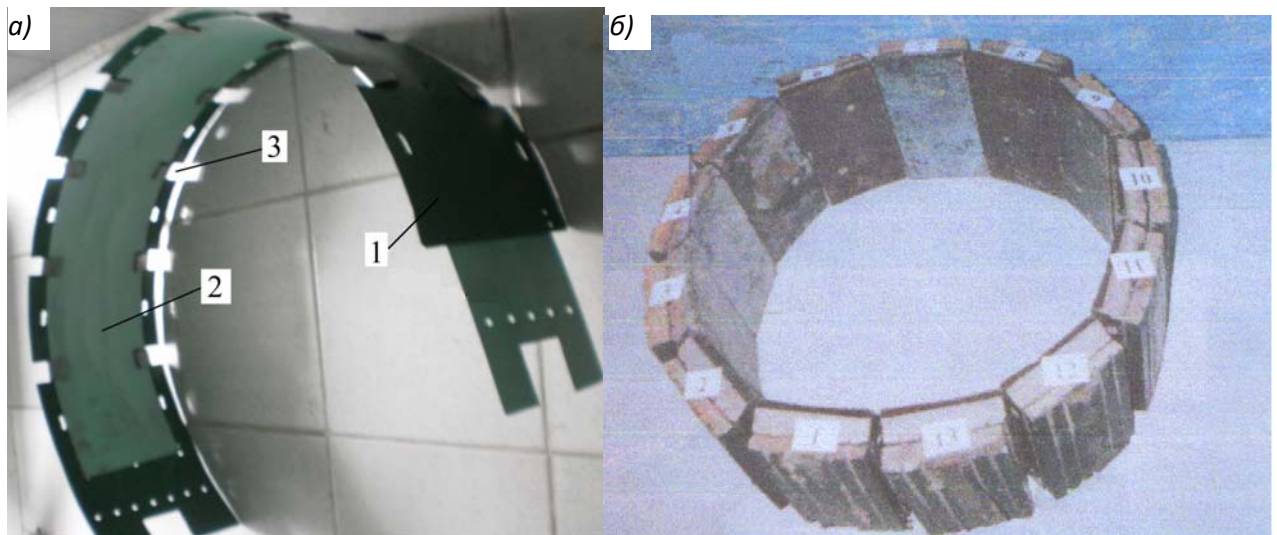


Рисунок 6.2 – Складові частини багатопарного фрикційного узла:

а) – комбінована гальмова стрічка; б) – бандаж з фрикційних накладок;
 1 – основна гальмова стрічка; 2 – додаткова гальмова стрічка; 3 – кріпильні елементи

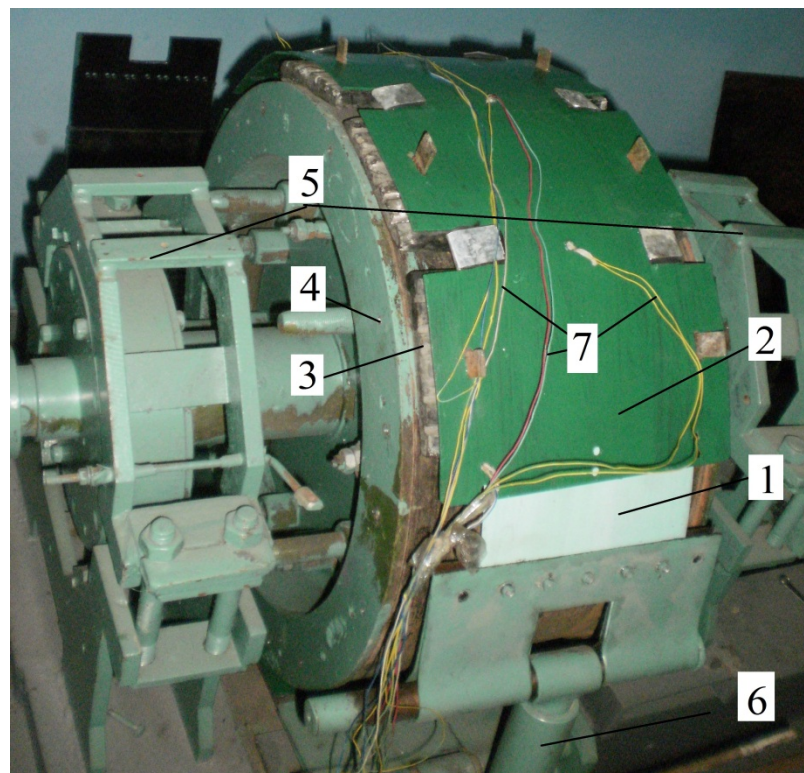


Рисунок 6.3 – Загальний вигляд удосконалених фрикційних вузлів модельного багатопарного стрічково-колодкового гальма: 1, 2 – гальмові стрічки: основна; додаткова; 3 – фрикційна накладка; 4 – гальмовий шків; 5 – опори гальмового барабана; 6 - навантажувальний пристрій; 7 – з'єднувальні дроти датчиків

ливого вушка до кінця основної гальмової стрічки біля мотильових шийок колінчастого вала. Основна і додаткові гальмові стрічки з'єднані між собою шаром міцного, але піддатливого наноматеріалу [150].

Основною умовою працездатності комбінованої гальмової стрічки при реалізації натягів набігаючих гілок основної (S_{H1}) і додаткової (S_{H2}) стрічок є виконання нерівностей вигляду:

$$q_1 f_1 > S_{H1}; \quad (6.1) \quad q_2 f_2 > S_{H2}, \quad (6.2)$$

де q_1, q_2 – сили контактної взаємодії поверхонь основної і додаткової гальмових стрічок з поверхнями приформованого до них шару з наноматеріалу; f_1, f_2 – статичні коефіцієнти тертя спокою при взаємодії шару з наноматеріалу з поверхнями основної та додаткової гальмових стрічок. Дотичні напруження τ_1 і τ_2 , які виникають на границях взаємодії шару з наноматеріалу з поверхнями основної та додаткової гальмових стрічок не повинні перевищувати питомі сили тертя спокою при появі деформацій зсуву, тобто:

$$\tau_1 < \frac{q_1 f_1}{b_1 l_1}; \quad (6.3) \quad \tau_2 < \frac{q_2 f_2}{b_2 l_2}, \quad (6.4)$$

де b_1, b_2 – ширина основної та додаткової гальмових стрічок; l_1, l_2 – довжини поверхонь взаємодії основної та додаткової гальмових стрічок з шаром наноматеріалу.

Однією з переваг основної гальмової стрічки є те, що вона виконана зі змінною жорсткістю по довжині, тобто при експлуатації гальма вона є рівномірною. Зменшення різниці натягів ділянок основної стрічки сприяє стабілізації динамічного коефіцієнта тертя.

Особливості конструкції модельного стенда для випробування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм і його роботи наведено у додат. В.

6.3 Прилади і датчики для вимірювання досліджуваних параметрів

Для проведення прискорених досліджень пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з метою раціонального вибору матеріалів на

кафедрі Технічної механіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу спільно з кафедрою транспортної механіки і матеріалознавства Азербайджанської національної авіаційної академії розроблено комплекс датчиків і приладів для випробування на тертя і знос зразків, деталей і вузлів тертя у стендових умовах. При цьому запропоновано метод оцінки зовнішніх і внутрішніх параметрів фрикційних вузлів гальма в лабораторних умовах.

Для: дослідження в лабораторних умовах матеріалів і деталей; контролю якості обробки робочих поверхонь пар тертя і їх властивостей, а також товщини приповерхневих шарів; визначення типів утворюваних при терті структур; дослідження зон термічного впливу в ободі шківів; перевірки глибини гартування; аналізу складу структурної композиції матеріалів; оцінки причин виходу з ладу елементів пари тертя; аналізу складу утворюваних модифікованих матеріалів, а також вирішення різних дослідницьких задач використовується прилад-мікроскоп Axiovert 40 MAT, загальний вигляд якого наведено на рис. 6.4.

Прилад-мікроскоп Axiovert 40 MAT має такі тестери: трибологічні й механічні; розмірів вм'ятин і подряпин. Трибологічні й механічні тестери діагностують топографію поверхонь тертя з одночасною томографією та метрологією широкого спектра параметрів шорсткості. Для метрології шорсткості поверхонь використовували оптичний мікроскоп Countor GT-K 3D, який дає оцінку досліджуваних параметрів у межах 2D/3D. Ініціативний доступ до великої бібліотеки при перепрограмуванні фільтрів і аналіз отриманих результатів забезпечує датчик підтримки Contour GT-K. Універсальний механічний тестер UMT має ряд взаємозамінних приводів і режимів, що дозволяє знаходитись досліджуваним зразкам в просторі у будь-якому положенні на єдиній тестуючій платформі. Вона забезпечує налаштування тестера за рахунок X- та Y- лінійних приводів, а також горизонтальних і вертикальних приводів.

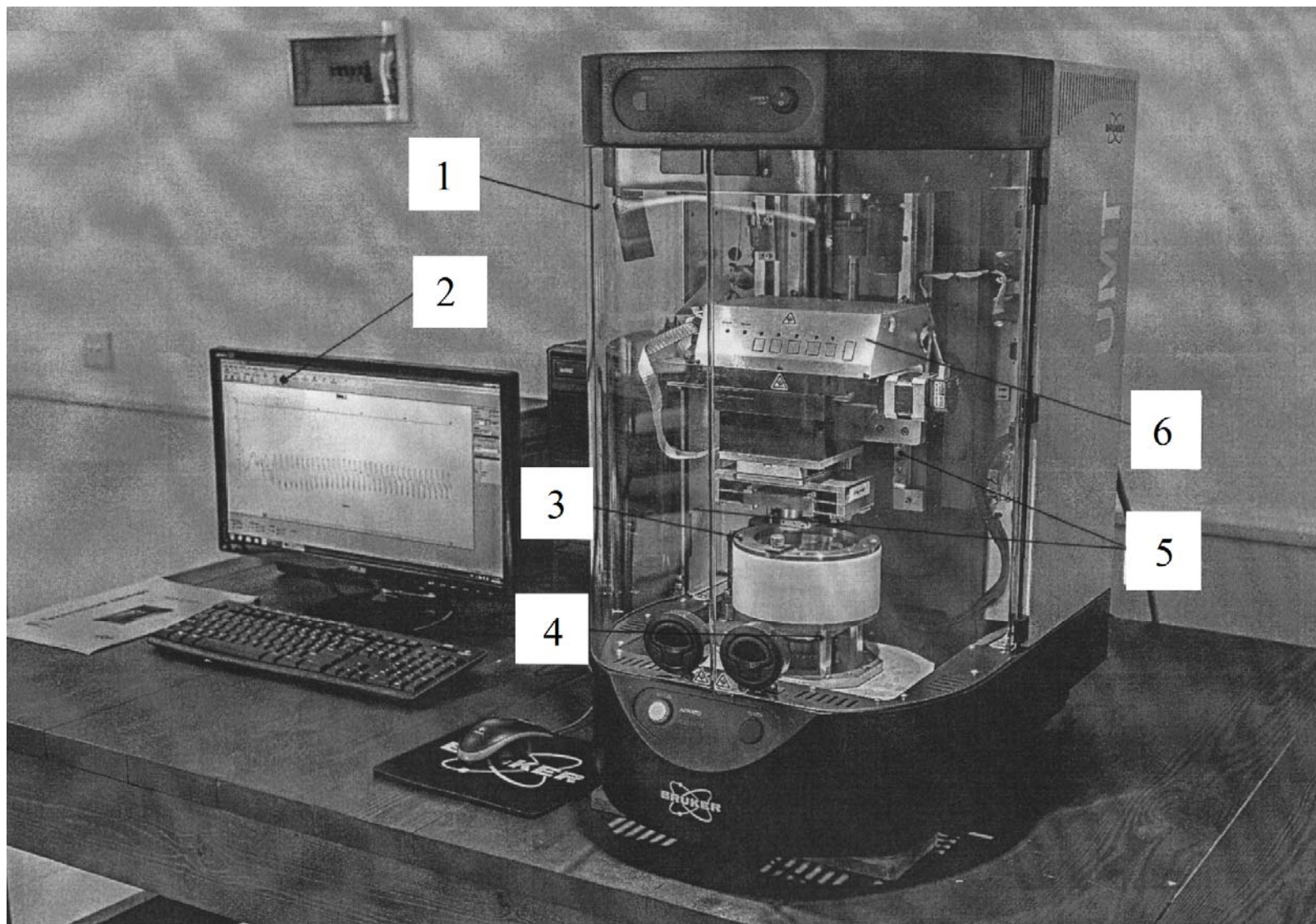


Рисунок 6.4 – Загальний вигляд приладу-мікроскопа Axiovert 40 MAT (1) з комп'ютерним керуванням (2): 3 – тестуюча платформа; 4 – приводи платформи; 5 – вертикальні лінійки; 6 – система мікроскопів

UMT і його приводи та аксесуари можуть бути налаштовані на виконання понад 20 стандартів ASTM, ISO або DIN трибологічних тестів. Зразки піддавали навантаженню від 2,0 кН до 5,0 МН.

Наявність тестерів контролю вм'ятин і подряпин дозволяє на нано-, мікро- і макрорівнях дослідити тріщини за допомогою томографічного 3D оптичного профілювання, а також оптичного й атомно-силового мікроскопів.

У лабораторних умовах досліджували статичну пару тертя «фрикційна накладка (ФК-24А) - металева пластина (сталь 30ХНЛ)», яка є моделлю фрикційної пари стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5.

За величинами виміряних параметрів тертя і зносу можна зробити висновок про правильність підбору матеріалів досліджуваної пари тертя. У ході лабораторних досліджень є можливим:

- вимірювати інтенсивність зносу і зміну механічних властивостей матеріалів пари тертя на мікро-, макро- і нанорівні;
- визначати механічні властивості поверхонь пари тертя, вимірювати параметри мікронерівностей, товщину робочих шарів у парі тертя «стрічка - накладка» і «накладка - шків»;
- визначати складові при поверхневих шарів фрикційної накладки.

Прилади й датчики, які використовувалися при експериментальних дослідженнях, пройшли метрологічну атестацію згідно з [184].

В якості датчиків температур поверхні тертя серійного й удосконаленого фрикційного вузла гальма використовували термопари типу ХА (хромель-алюмель). Кожна термопара виготовлена з діаметром робочого спаю 0,4 і 0,2 мм (чутливий елемент) і захищена арматурою. Перед установкою у деталі досліджуваного вузла термопари перевіряли у всьому діапазоні вимірювань термоЕРС. Градування термопари відповідало вимогам ГОСТ Р 8.585-2001, похибка показань термопар не перевищувала $\pm 1,0$ °С [185].

На рис. 6.5 *а, б* наведено зображення чутливого елемента і захисної арматури, а також різні конструкції застосовуваних датчиків температури.

Для реєстрації показань термопари, встановлені на поверхнях тертя

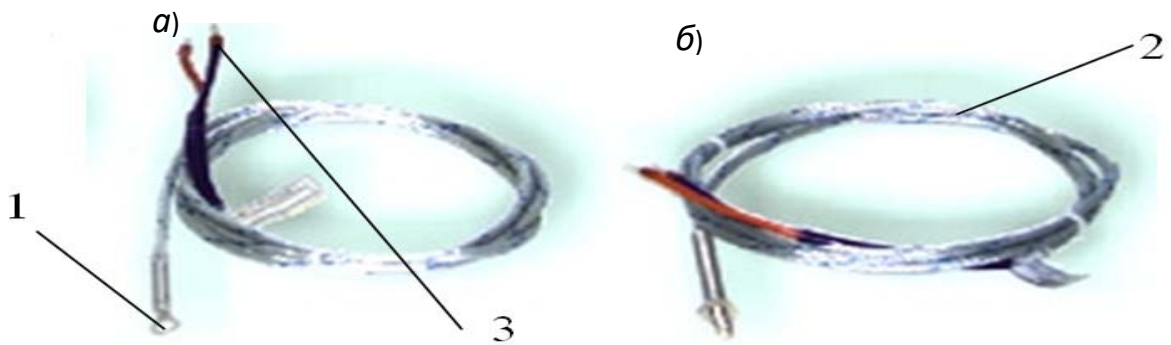


Рисунок 6.5 – Термопари, які використовуються для контролю зміни температур: а) – у тілі ободу гальмового шків; б) – на поверхні тертя фрикційного вузла; 1 – чутливий елемент; 2 – захисна арматура; 3 – термоелектроди

фрикційного вузла, підключали до ноутбука через аналогово-цифровий перетворювач. Дані з термопар реєструвалися за допомогою програми PIC18F2550 USB HID Oscilloscope DR1r1 (рис. 6.6).

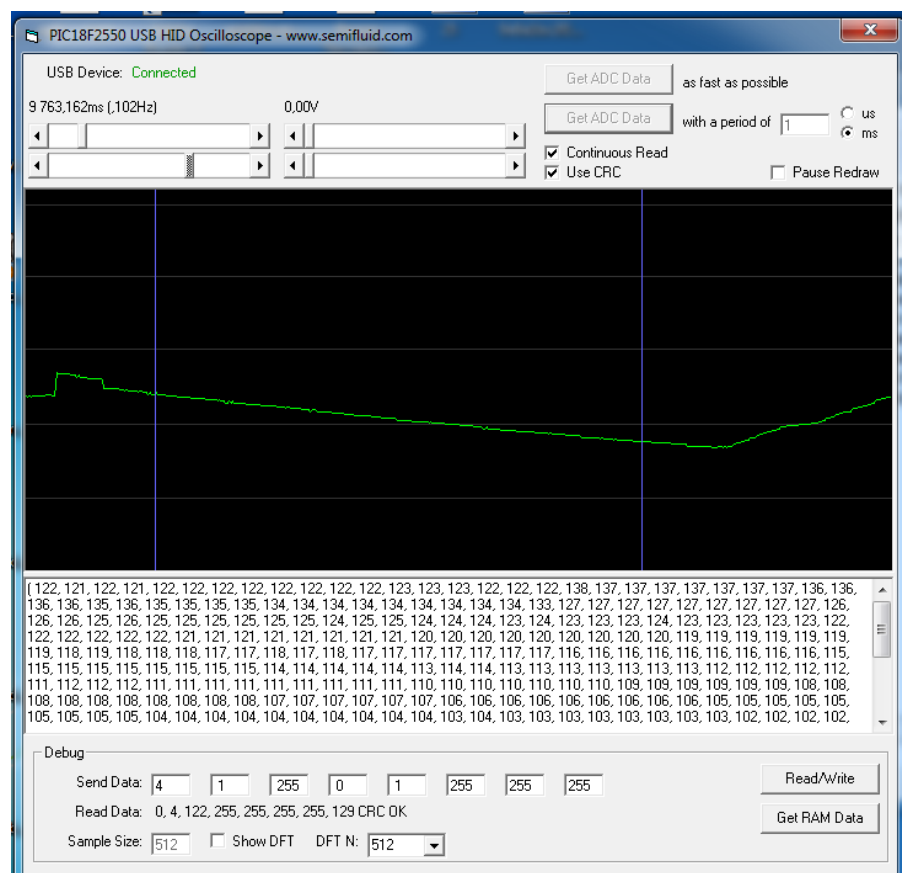


Рисунок 6.6 – Програма PIC18F2550 USB HID Oscilloscope DR1r1 для реєстрації даних

Таблиця 6.2 - Основні характеристики безконтактного термометра фірми «Балтех»



Рисунок 6.7 – Безконтактний термометр фірми «Балтех»: 1 – приймач енергії інфрачервоного випромінювання; 2 – табло термометра; 3 – ручка приладу

Назва характеристики	Показники
Температурний діапазон вимірювань, °C	-50 ...+1000
Границя допустимої основної похибки, % У діапазоні температур: (-50...-20) °C (-20...+100) °C (+100...+800) °C	 ±3,0 ±2,0 ±2,0
Час встановлення показів, с	0,5
Повторюваність показів, °C	±1,0
Напруга, В	9
Лазерний цілевказівник	Є, можна вимикати
Пам'ять вимірювань	Є, 10 точок
Відображення заданої і поточної температури	Є
Вимірювання температур: максимальної, мінімальної, середньої і різниці	Є
Звукове попередження при досягненні заданої температури	Є

Для реєстрації температур гальмового диска і його кріплення до фланця в експлуатаційних умовах обрано безконтактний термометр фірми «Балтех» (рис. 6.7). У табл. 6.2 наведено його основні технічні характеристики.

Сумарна середньоквадратична похибка при вимірюванні температури даним методом не перевищила 1,5% [185]. Це дозволило обґрунтовано підійти до вибору типу і конструктивного виконання термопар, принципової схеми їх установлення, а також реєструючої апаратури для оцінки енергонавантаженості металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма при різних нормативних режимах їх нагрівання.

Мікроструми, які генеруються на плямах контактів мікровиступів пар тертя, вимірювали мікроамперметром Ф 195 (рис. 6.8).

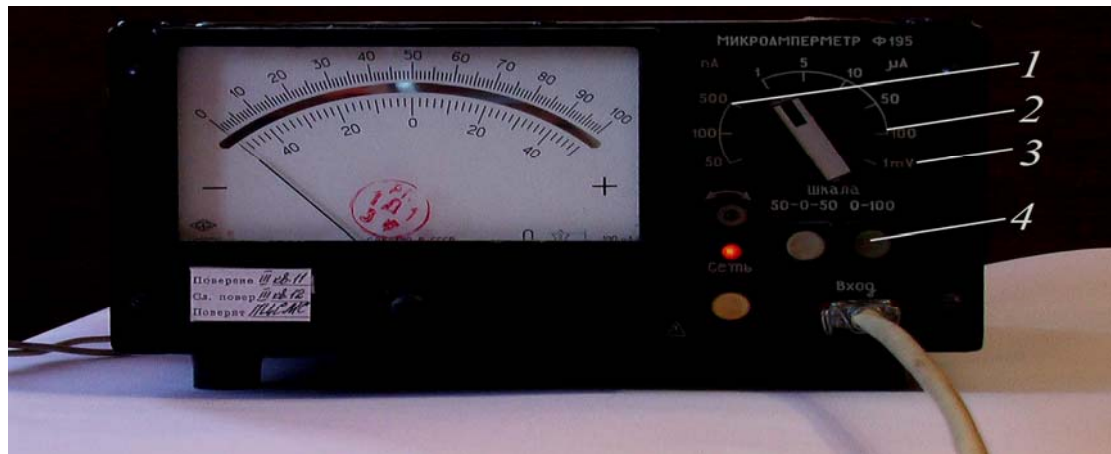


Рисунок 6.8 – Мікроамперметр Ф 195: 1 – діапазон вимірювань у наноамперах; 2 – діапазон вимірювань у мікроамперах; 3 – діапазон вимірювань у міліамперах; 4 – перемикач режимів шкали

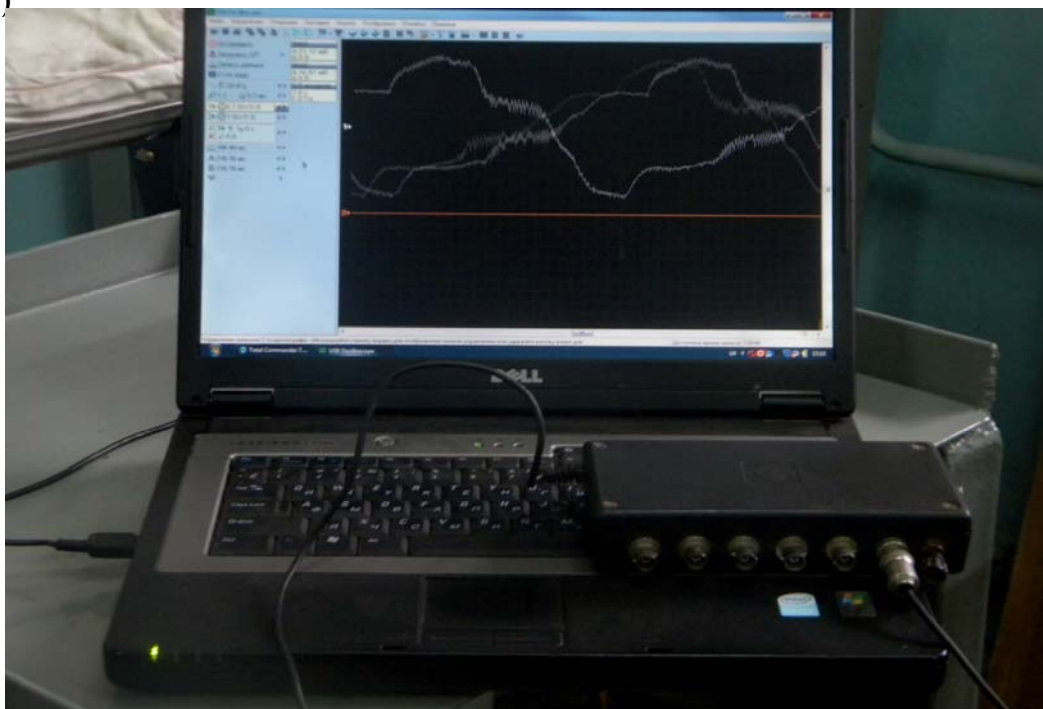
У табл. 6.3 наведено основні характеристики мікроамперметра Ф 195.

Таблиця 6.3 - Основні характеристики мікроамперметра Ф 195

Назва характеристики	Показник
Діапазон вимірювань, нА	0...50; 0...100; 0...500
Ціна поділки, нА	0,5; 1,0; 5,0
Границя основної похибки, %	±1,5
Діапазон вимірювань, мкА	0...1; 0...5; 0...10; 0...50; 0...100
Напруження живлення, В	220
Потужність, Вт	10

Для реєстрації даних персональним комп'ютером щодо зміни потенціалів у контактах пар тертя контактні поверхні підключали до ноутбука через аналогово-цифровий перетворювач USB Oscilloscope (рис. 6.9 а). Потенціал у контактах пар тертя реєструвався за допомогою програмного забезпечення аналогово-цифрового перетворювача USB Oscilloscope (рис. 6.9 б). У табл. 6.4 наведено його основні технічні характеристики.

а)



б)

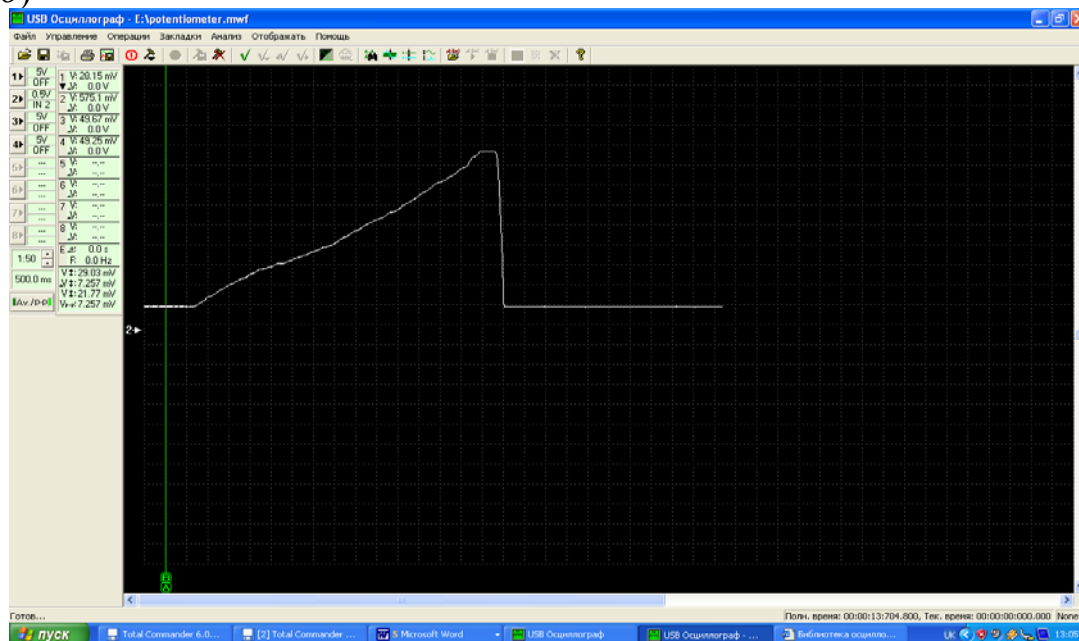


Рисунок 6.9 – Аналогово-цифровий перетворювач а) - USB Oscilloscope та
б) - його програмне забезпечення

Таблиця 6.4 - Основні характеристики аналогово-цифрового перетворювача USB Oscilloscope

Назва характеристики	Показники
Вид роботи	аналоговий осцилограф; цифровий аналізатор
Режими роботи	реальний час; запис; відтворення
Програмне середовище	Windows 98, 2000, XP
Кількість паралельних каналів	8
Діапазон вимірювань потенціалу, мВ	0,1-15000
Діапазон вимірювань частоти, кГц.	0-500

За величиною кутової швидкості гальмового шківa в процесі гальмування визначали роботу тертя, виконувану парами тертя гальма. Робота індуктивного датчика заснована на принципі електромагнітної індукції. Датчик (рис. 6.10 а) має магнітну котушку 1 з осердям 7 і постійний магніт 3. Ротор 8 обертається в площині, перпендикулярній осердю 7. Зубці ротора 8 нарізані рівномірно по

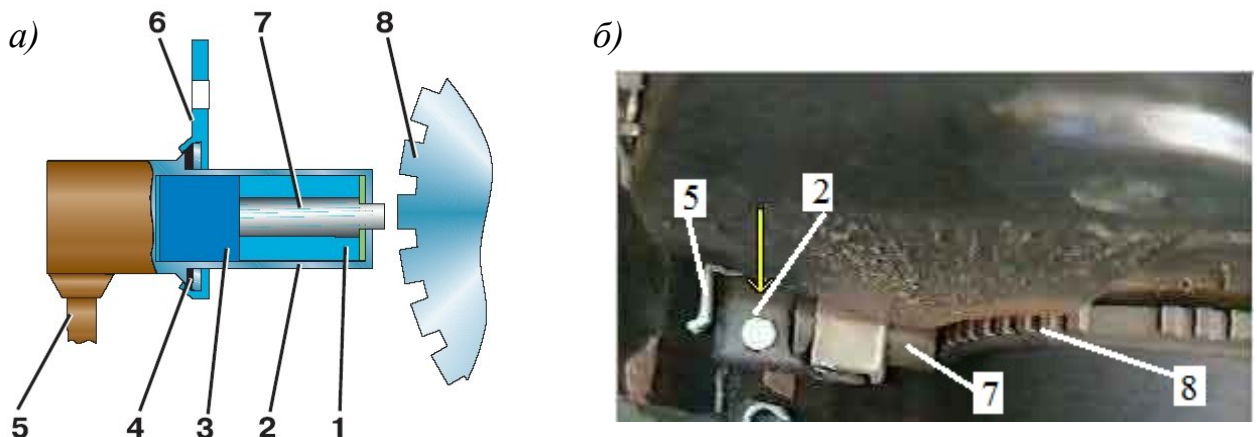


Рисунок 6.10 – Конструкція а) - датчика кутової швидкості гальмового шківa і б) - його загальний вигляд: 1 – обмотка; 2 – корпус; 3 – магніт; 4 – ущільнююче кільце; 5 – дріт; 6 – кронштейн; 7 – осердя; 8 – ротор з зубцями

колу. У момент проходження зубців проти осердя 7 у котушці 1 наводиться ЕРС індукції і виробляється змінний струм. Зі збільшенням частоти обертання ротора 8 збільшується кількість імпульсів, що виходять з датчика.

Для визначення інтенсивності зносу робочих поверхонь накладок, що фрикційно взаємодіють з серійними й удосконаленими гальмовими стрічками обрано метод засвердлювання із застосуванням метричного глибиноміра для

вимірювання глибини отворів у фрикційних накладках на їх набігаючих і збігаючих ділянках (рис. 6.11). У табл. 6.5 наведено основні технічні характеристики мікрометричного глибиноміра «Micron».

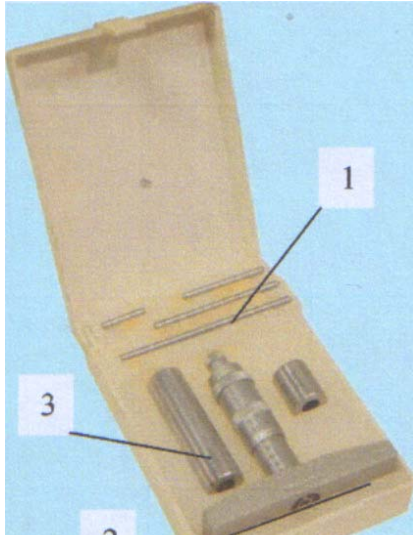


Рисунок 6.11– Глибиномір мікрометричний «Micron»:
1– стрижні різної довжини;

2 – глибиномір;

3 – калібрувальна втулка

Таблиця 6.5 - Основні характеристики мікрометричного глибиноміра «Micron»

Назва характеристики	Показники
Ціна поділки шкали глибиноміра, мм	0,01
Довжина і ширина основи, мм	100×25
Крок мікрометричного гвинта, мм	0,05
Вимірювальне переміщення мікрометричного гвинта, мм	25
Діаметр вимірювального стрижня, мм	5
Границя допустимої похибки:	
- діапазон вимірювань (0-25), мкм	± 2
- діапазон вимірювань (25-50), мкм	± 3
- діапазон вимірювань (50-300), мкм	± 4

На рис. 6.12 наведено геометричні параметри отворів та їх розташування у досліджуваних фрикційних накладках.

Випробування серійних і удосконалених гальмових стрічок з фрикційними накладками в складі фрикційних вузлів гальма проводять у такій послідовності:

- після встановлення накладок на стрічки модельного і серійного гальма у промислових умовах обов'язковим є припрацювання їх робочих поверхонь протягом 6-ти годин;
- після завершення процесу припрацювання гальмові стрічки з накладками знімають і вимірюють знос накладок у восьми точках згідно з рис. 6.12;
- фрикційні вузли збирають і проводять основний етап випробувань, що полягає в шестигодинному навантаженні з циклічними гальмуваннями на

модельному гальмовому стенді і при спуску колони бурильних труб на глибину 4108 м;

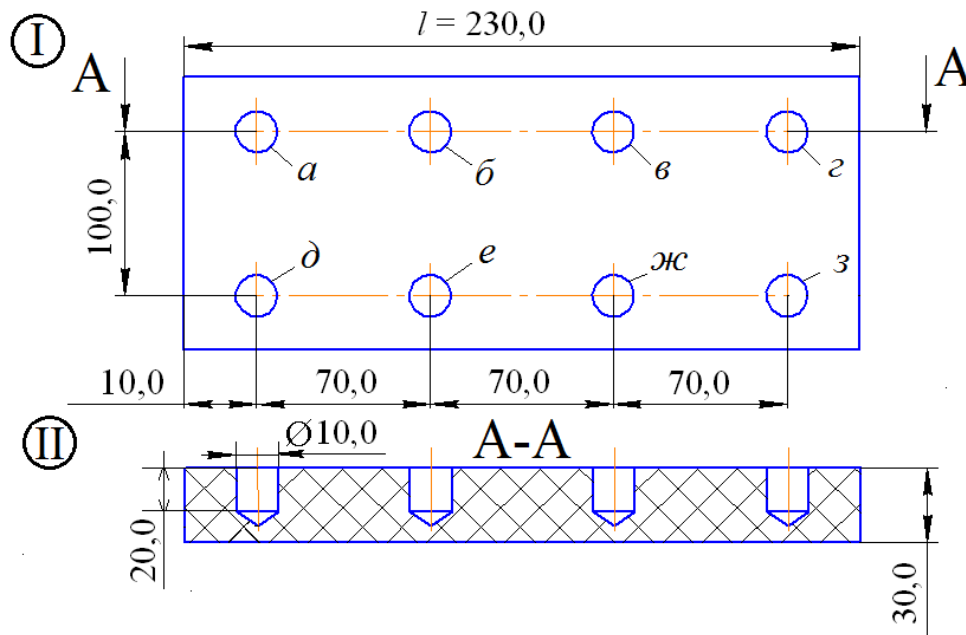


Рисунок 6.12 – Геометричні параметри отворів у фрикційній накладці:

Ⓘ і Ⓜ - набігаюча і збігаюча ділянки накладки

- після завершення основного етапу випробувань фрикційних накладок гальмові стрічки знімають і вимірюють знос накладок у восьми точках згідно з рис. 6.12;

- виконують перевірку працездатності серійних і удосконалених вузлів та оцінюють інтенсивність зносу робочих поверхонь накладок.

6.4 Результати дослідження енергонавантаженості (та її наслідків) пар тертя стрічково-колодкового гальма в умовах

6.4.1 Лабораторних

На фрикційні й зношувальні характеристики пар тертя фрикційних вузлів гальма значно впливає інтенсивність поглинання енергії гальмування. А це в значній мірі залежить від способу (імпульсного або тривалого) її підведення у процесі гальмування. При імпульсному гальмуванні значна частина роботи

тертя реалізується на початковій стадії гальмування, при тривалому – робота тертя розподіляється в об'ємі елемента тертя за часом більш рівномірно. Це визначає характер температурних полів, величини поверхневих й об'ємних температур і температурних градієнтів.

Згідно з молекулярно-механічною теорією тертя динамічний коефіцієнт тертя залежить від механічних властивостей матеріалів третьової пари і мікрогеометрії її робочих поверхонь (рис. 6.13), які формують енергетичні рівні контактів провідності (омічного, нейтрального, блокуючого) та адгезійні властивості [106]. Усі електротермомеханічні процеси, що відбуваються на мікроконтакті, впливають на інтенсивність тертя. При гальмуванні: генеруються електричні струми і акумулюються теплові; на фрикційному контакті відбуваються структурні перетворення; проходять фізико-хімічні реакції, що зумовлює зміну властивостей поверхневих шарів пари тертя. На інтенсивність проходження цих процесів впливають вид навантаження (імпульсне або тривале), швидкість ковзання, температури (спалаху, поверхнева і об'ємна), термодинамічні параметри омиваючих потоків навколишнього середовища. В умовах нестационарного процесу тертя ці фактори весь час змінюються.

Процеси електротермомеханічного тертя здійснюються на фактичній площі контакту, що складається з безлічі дискретних контактів з різним електротермічним опором. Вони мають різну енергетичну активність, супроводжуваних мікротермоелектроконденсаторів і мікротермоелектробатарей з миттєвим їх перемиканням при зміні площі плям контакту мікровиступів з дотриманням умови на першій стадії фрикційної взаємодії: $A_{\phi} < A_n$. Оскільки фактична площа контакту A_{ϕ} є малою порівняно з номінальною площею A_n , проводиться складові генеруючих електричних струмів сумуються. За умови $A_n = A_{\phi}$ у спряженні виникає трибоЕРС зі змінним градієнтом механічних властивостей матеріалів його елементів тертя. Темп проникнення взаємодіючих між собою імпульсів електричного і теплового струмів впливає на інтенсивність зносу мікровиступів при їх переполаризації. Величини теплових струмів на під-



Рисунок 6.13 – Енергетичні рівні плям контактів мікроступів елементів пар тертя при електротермомеханічній фрикційній взаємодії

сумовування температур на поверхні з урахуванням генерованих електричних струмів:

$$t_{\text{заг}} = t_{\text{П}} + \Delta t_{\text{П1}}, \quad (6.5)$$

де $t_{\text{П}}$ – поверхнева температура; $\Delta t_{\text{П1}}$ – поверхнева температура, яка розвивається від дії генерованих електричних струмів.

Установлено, що фактична і контурна площі контакту безперервно змінюються, оскільки змінюються механічні властивості поверхневих і приповерхневих шарів під дією температурних деформацій і напружень. Майданчики контакту розподілені по поверхні тертя нерівномірно, їх розподіл і міграція залежать від навантаження і зносу.

Поверхнева температура при терті є інтегральним фактором, який відображає вплив інтенсивності теплового потоку q на фрикційному контакті (питомої потужності тертя W), тобто спільний вплив питомого навантаження p , швидкості ковзання V і динамічного коефіцієнта тертя f :

$$W = q_t = fpV. \quad (6.6)$$

На рис. 6.14 наведено експериментальні графічні залежності модуля пружності E , коефіцієнта Пуассона μ і коефіцієнта лінійного розширення α сталі 30ХГСА від температури t , з яких випливає, що ці параметри в інтервалі температур 50,0-150,0 °С є сталими. Це зумовлено тим, що в зазначеному інтервалі поверхневих температур зазвичай настає усталений тепловий стан пар тертя.

Як показують результати експериментальних і теоретичних досліджень найбільший вплив на зміну фрикційних властивостей матеріалів при гальмуванні чинить поверхнева температура на фрикційному контакті (рис. 6.15 а, б, в, г, д, е). В інтервалі від 300 до 500 °С вона істотно впливає на механічні властивості матеріалів пари тертя і твердість HB металевих поверхонь тертя (див. рис. 6.15 а, б). У зазначеному вище інтервалі температур у поверхневих шарах фрикційних накладок відбувається трибокрекінг, що суттєво знижує твердість їх поверхневих шарів (див. рис. 6.15 в, г, д, е).

Закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя і трибоЕРС при електротермомеханічному терті в умовах структурної пристосовуваності (сталь 45, $V=1,1$ м/с, $p=16,0$ МПа) показано на рис. 6.16 (за даними Б. І. Костецького). Наведені характеристики мають хвильову природу з різними амплітудами через те, що поверхневі шари пар тертя «дихають», тобто їхні структурні ґратки, молекули й атоми коливаються.

Зовнішнє і внутрішнє тертя у фрикційних вузлах гальмових пристроїв супроводжується електронними та іонними процесами, що відбуваються в приповерхневих шарах тертьових поверхонь. На рис. 6.17 наведено діаграму співвідношення енергетичних параметрів для різних зон тертя на одиницю

контурної площі A при зміні динамічного коефіцієнта тертя f в залежності від питомого навантаження p_c і швидкості ковзання V (за даними Б. І. Костецького).

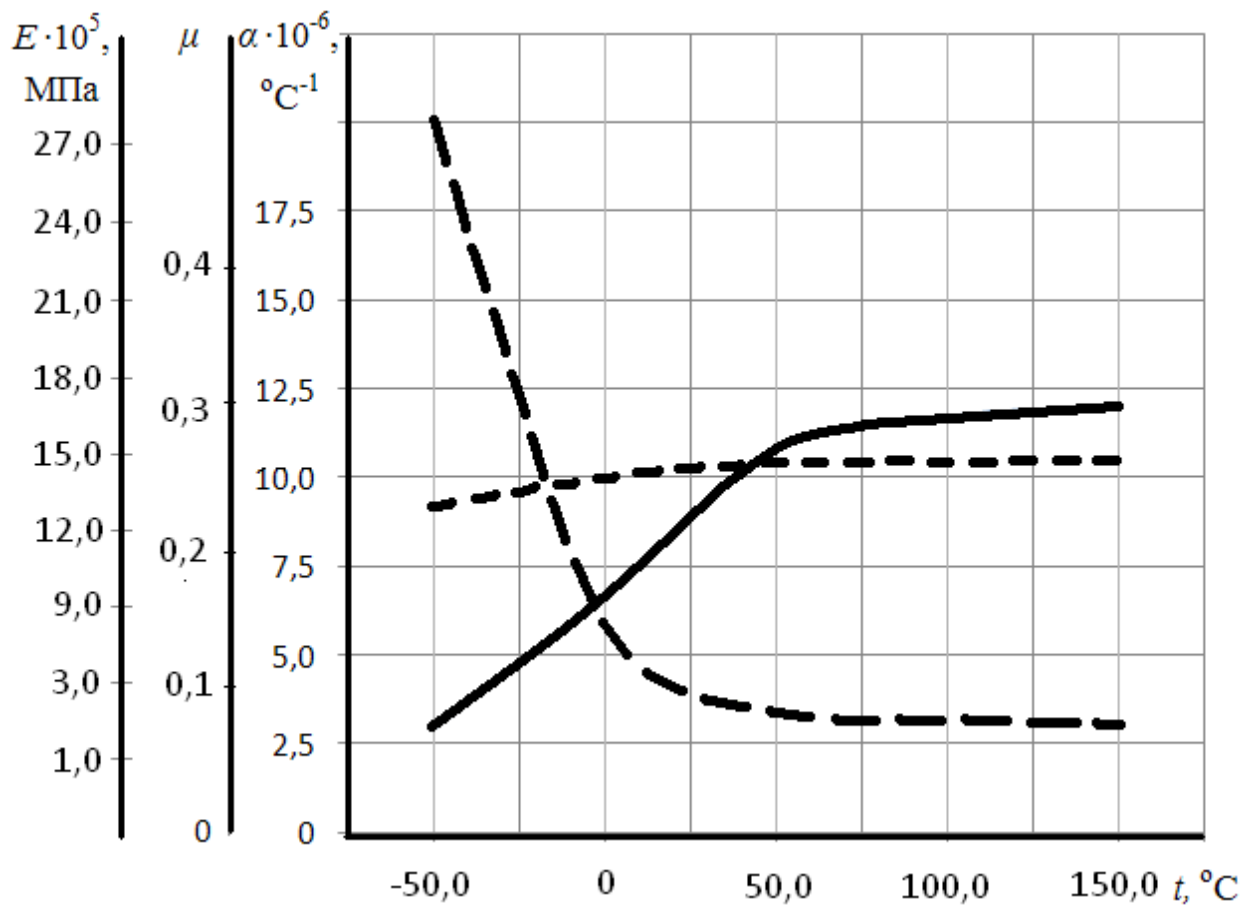


Рисунок 6.14 – Експериментальні залежності модуля пружності E (—), коефіцієнта Пуассона μ (---) і коефіцієнта лінійного розширення α (—) сталі 30ХГСА від температури t

Процес фрикційної взаємодії пар тертя умовно розділено на чотири зони. У першій і другій зонах відбувається накопичення теплової енергії. На рис. 6. 17 наведено закономірності зміни питомих навантажень p_c від шорсткості Δ робочої поверхні металевго елемента тертя при пружному (а) та пластичному (б) контактах. Графічні залежності отримано за результатами обчислень за формулами (6.7) і (6.9), наведених у табл. 6.6 [106].

За результатами досліджень Дебая отримано криву зміни твердості робочої поверхні металевго елемента тертя в залежності від її темпера-

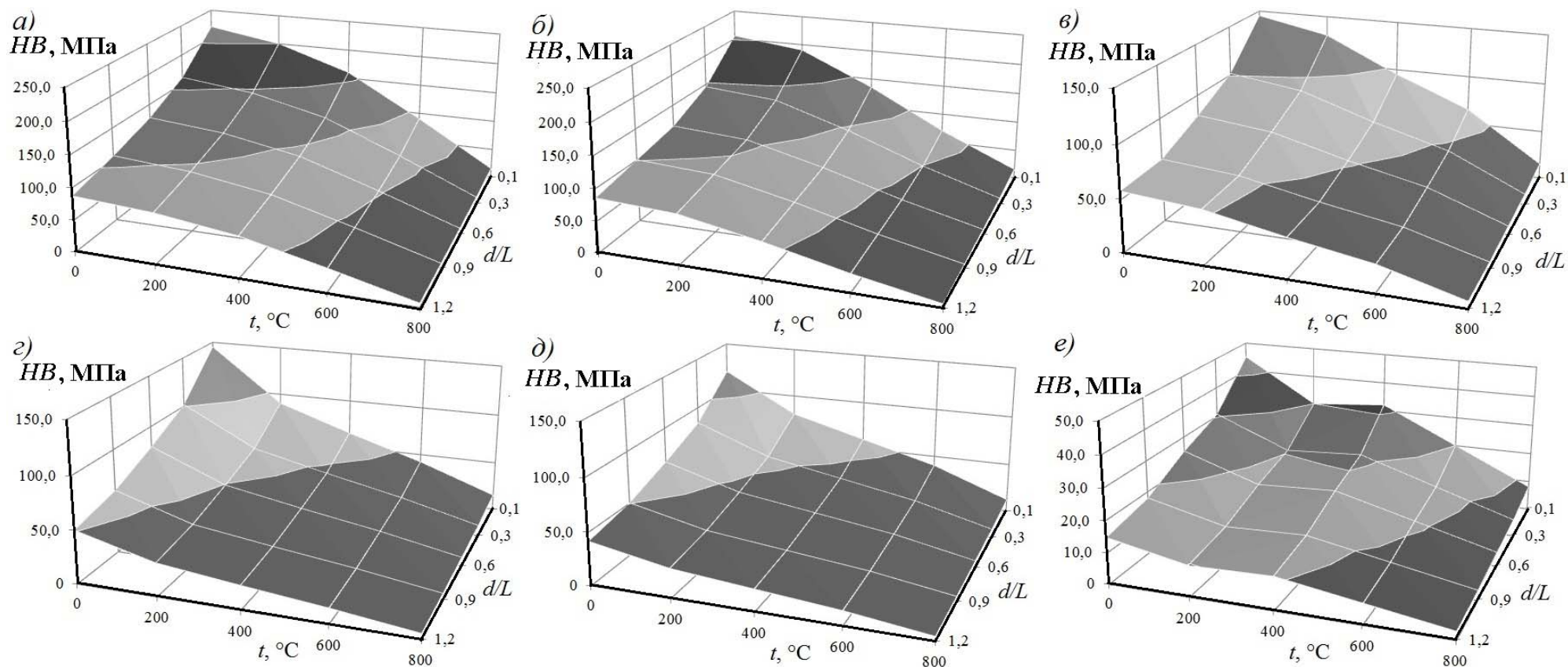


Рисунок 6.15– Закономірності зміни твердості HV різних матеріалів, які використовуються у вузлах тертя, від температури t і відносної величини d/L (d, L – діаметр плями контакту і шлях тертя мікроставу): а) – сталь 30ХГСА; б) – чавун ЧНМХ; в) – ФПрМ марки ФМК-845; г) – ФМК-11; д) – ФПрМ марки МВК-50А; е) – ретинакс ФК-16Л

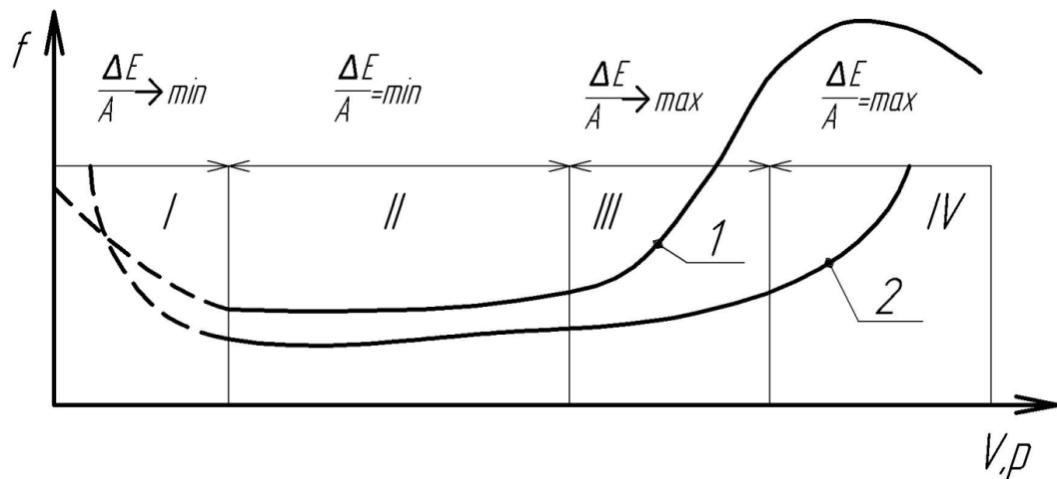


Рисунок 6.16 – Співвідношення енергетичних параметрів для різних зон тертя при зміні динамічного коефіцієнта тертя в залежності від: 1 – питомого навантаження p ; 2 – швидкості ковзання V

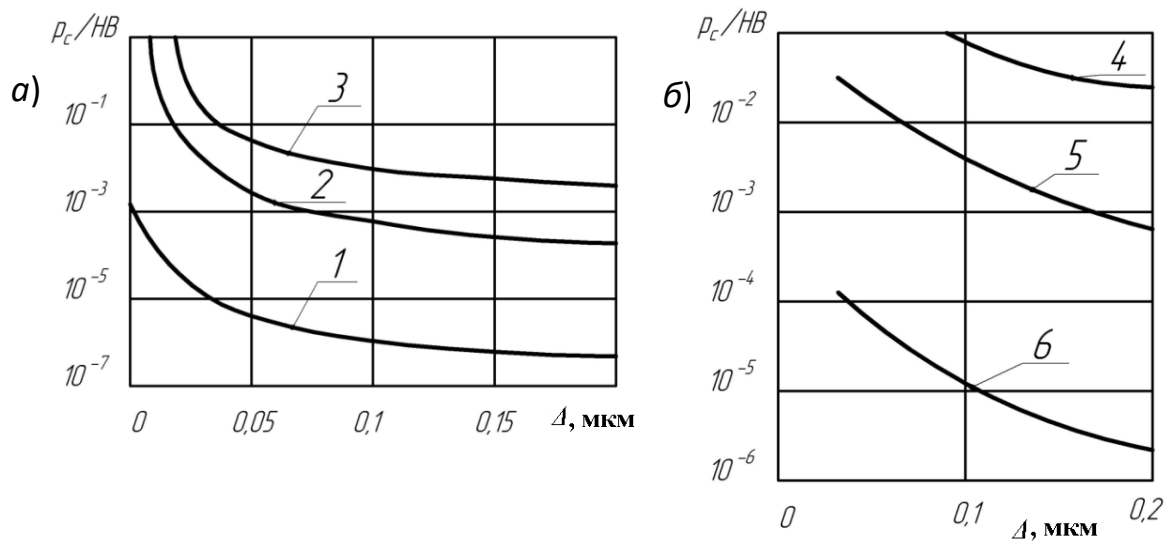
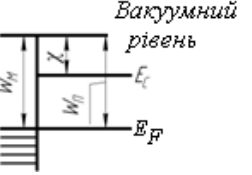


Рисунок 6.17 – Залежність питомих навантажень p_c від шорсткості Δ поверхні тертя при а) - пружному і б) - пластичному контактах:

$$1 - \frac{HB}{E} = 0,01; \quad \mu = 0,3; \quad 2 - \frac{HB}{E} = 0,05; \quad \mu = 0,5; \quad 3 - \frac{HB}{E} = 0,1; \quad \mu = 0,5;$$

$$4 - \frac{HB}{E} = 0,1; \quad \mu = 0,5; \quad 5 - \frac{HB}{E} = 0,05; \quad \mu = 0,5; \quad 6 - \frac{HB}{E} = 0,01; \quad \mu = 0,3.$$

Таблиця 6.6 - Тип контакту і його властивості при оцінці енергетичних рівнів мікровиступів робочих поверхонь пар тертя

Клас шорсткості	Питомі навантаження, p , МПа	Властивість контакту	Робота виходу частинок, W , еВ	Розрахункова залежність	Тип контакту	Енергетична умова
10-ий і вище	>10	пружний		$\frac{p_c}{HB} \leq \frac{1}{2} \left(\frac{2,4}{\Delta} \right)^v \left[\frac{HB}{E} (1 - \mu^2) \right]^{2v} \quad (6.7)$	омічний	$W_M > W_n$
10-ий	$=10$	пружно-пластичний		$\frac{p_c}{HB} \leq \frac{1}{2} \left[\frac{2,4}{\Delta} \left(\frac{HB}{E} (1 - \mu^2) \right)^2 \right]^v \quad (6.9)$	нейтральний	$W_M = W_n$
10-ий і нижче	<10	пластичний		$\frac{p_c}{HB} \leq \frac{1}{2} \left[\frac{5,4}{\Delta} \left(\frac{HB}{E} \right)^2 (1 - \mu^2) \right]^v \quad (6.8)$	блокуючий	$W_M < W_n$

У табл. 6.6 використано такі позначення: m – метал; n – полімер; E_c , E_F , E_v – енергетичні рівні: критичного руху металу, Фермі, полімеру; δ_o – товщина збагаченого і збідненого електронних шарів; χ – спорідненість з електроном; HB – твердість за Брінелем; E , μ – модулі: Юнга і Пуассона

тури (рис. 6.18). З графіка видно, що тут порушено всі моди-коливань у твердому тілі.

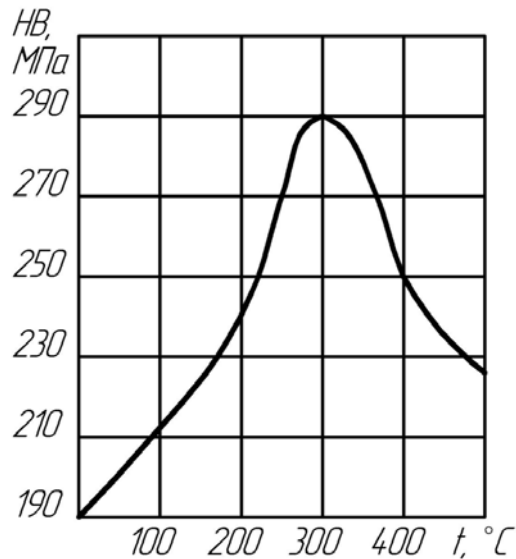


Рисунок 6.18 – Закономірності зміни твердості робочої поверхні металевого елемента тертя (сталі 35ХНЛ) від поверхневої температури

Ним встановлено, що подальше збільшення температури не призводить до появи нових мод-коливань, а лише спричинює зростання амплітуд вже існуючих, тобто середня енергія коливань з підвищенням температури зростає.

Коливання механічних властивостей сталі 35ХНЛ при зміні температурно-швидкісного режиму експлуатації є характерним не тільки для електротермомеханічного тертя. Дослідження в температурному інтервалі 200 – 300 °C показали підвищення твердості сталі 35ХНЛ, зумовлене розвитком динамічного деформаційного старіння.

Надлишкова енергія поверхневого шару металевого елемента тертя при зовнішньому терті має істотний вплив на інтенсивність зношування пар тертя гальмових пристроїв, вона характеризує активність атомів поверхневого шару. Відомо, що у більшості металів кожен атом в об'ємі оточений 12-ма сусідніми атомами, а на поверхні – шістьма. Для поділу поверхневого шару металу на незалежні атоми поверхнева енергія повинна дорівнювати $1/6$ енергії сублімації. Чим більшою є поверхнева енергія, тим міцнішими стають адгезійні зв'язки і тим більшим є опір відносному переміщенню металевих елементів тертя [185]. Встановлено, що пружні властивості матеріалу в поверхневих шарах незначно відрізняються від об'ємних (E і G). Пластичні

властивості, а також мікротвердість змінюються з віддаленням вглиб від поверхні тертя. Відомо, що механічна обробка деталей супроводжується деформацією шарів і зміцненням (наклепом). У результаті наклепу кристалічна гратка металу сильно деформується, що спричинює підвищення границь міцності і плинності, а також мікротвердості. Глибинні шари металу мають перекручену кристалічну гратку з неоднорідно розподіленими внутрішніми напруженнями між окремими зернами. Вони характеризуються наявністю нестійких, нерівноважених атомів і пружними спотвореннями площин ковзання кристалів. Все це на певній глибині надає металу структурно нестійкого стану. Структура поверхневого шару металу після механічної обробки деталі або зовнішнього тертя однієї деталі відносно другої може бути представлена у вигляді п'яти шарів (рис. 6.19 а, б, в). Установлено, що на інтенсивність процесів

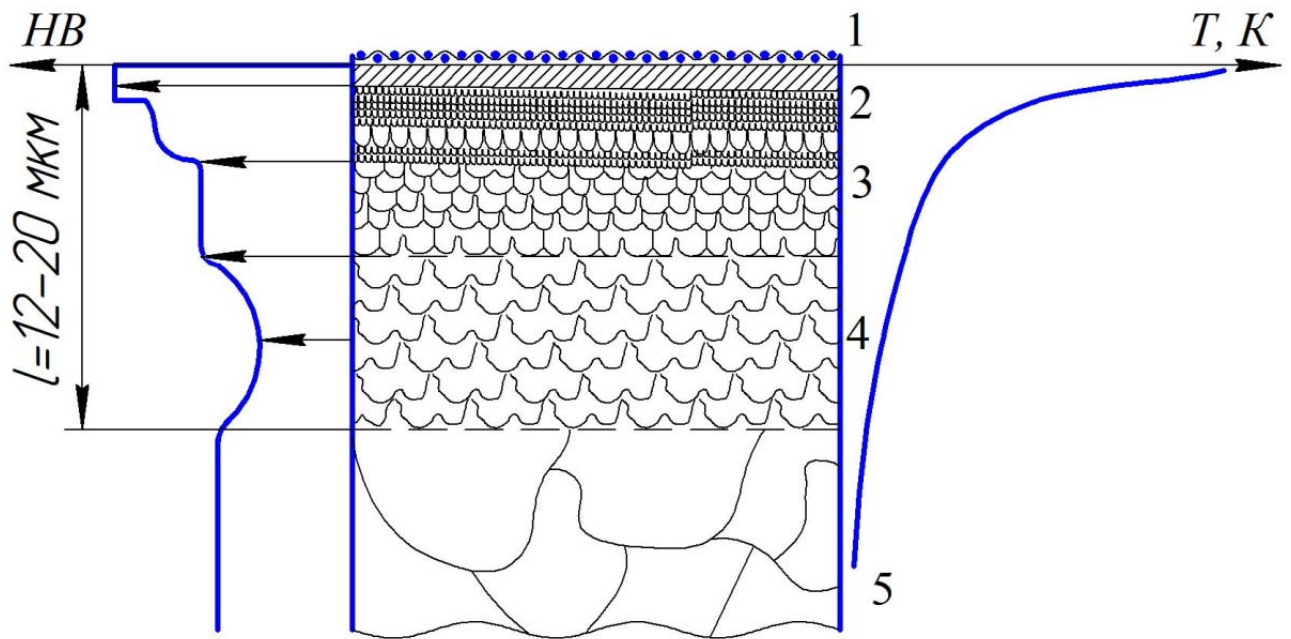


Рисунок 6.19 – Структура поверхневого шару елемента тертя: 1 – комбінований шар, що складається з плівок вологи, газів і забруднень; 2 – шар оксиду, який має підвищену твердість; 3 – шар з сильно деформованою кристалічною граткою в результаті наклепу; 4 – глибинний шар з перекрученою кристалічною граткою; 5 – метал з вихідною структурою

Примітка: характерною особливістю третього ряду шару є наявність орієнтованих в певному порядку зерен; четвертого шару – наявність великої кількості вакансій і дислокацій тертя і зношування впливає втомна міцність

матеріалів тертьових деталей. Утома – це зміна стану металу деталі в результаті багаторазового (циклічного) деформування, що призводить до прогресуючого тріщиноутворення і руйнування. Втомна міцність дозволяє визначати при циклічному навантаженні матеріалу число циклів $N_{кр}$ до його руйнування.

При терті спостерігається така послідовність процесу втомного руйнування поверхні: виникнення дефектів в структурі ґратки; поява мікротріщин; руйнування поверхні при виході мікротріщин назовні. Всі зміни властивостей в кристалічних матеріалах, які зазвичай відбуваються при пластичній деформації, можуть бути усунені лише в процесі рекристалізації при відповідній термообробці.

6.4.2 Промислових

З метою визначення теплових режимів роботи і оцінки виникаючих при цьому механічних і температурних напружень проведено вимірювання температур конструктивних елементів шківів зі сталі 35ХНЛ при спуску бурильного інструменту в свердловину на буровій установці БЛ У2-5-5. Для вимірювання температури робочої поверхні ободу шківів і в місці кріплення його виступу використовували переносний безконтактний термометр фірми «Балтех», який підводився до точок вимірювання через 3,0-5,0 с після зупинки шківів. Для вимірювання температури робочої поверхні ободу шківів під фрикційними накладками у момент гальмування використовували ковзаючі термопари, вбудовані у фрикційні накладки. Вимірювання температур проводили при спуску і при підйомі інструменту. Одночасно реєстрували трибоЕРС у парах тертя удосконаленого фрикційного вузла. Для порівняння заміряли термоЕРС при нагріванні робочої поверхні ободу шківів у серійних і вдосконалених вузлах тертя.

Удосконалений фрикційний вузол розроблено з урахуванням умови: $S_n/S_z=2,5-3,5$, де S_n , S_z – натяги набігаючої і збігаючої гілок гальмової стрічки

[109], які є одними із збурюючих факторів у стрічково-колодковому гальмі. Вони зумовлюють певну величину сили тертя, а також впливають на динамічний коефіцієнт тертя, контактні нормальні зусилля, гальмовий момент та інтенсивність зношування тертьових поверхонь. Дестабілізуючим фактором є та обставина, що на ділянках гілок стрічки разом з фрикційними накладками розміщено n -ну кількість гальмових пристроїв (рис. 6.20). Особливістю розра-

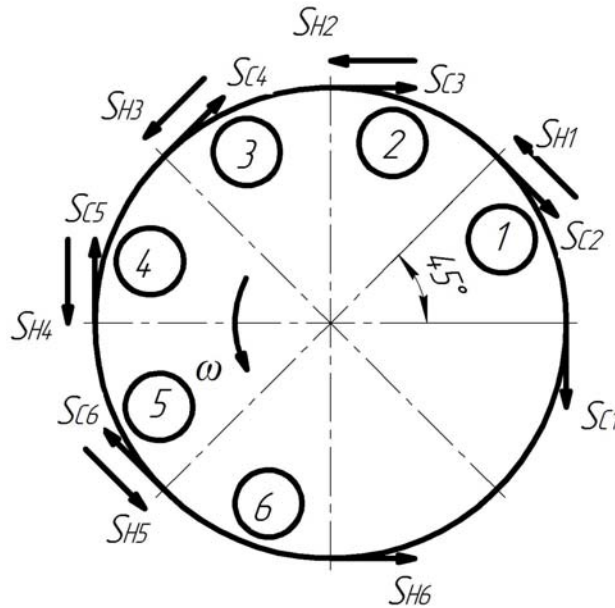


Рисунок 6.20 – Схема натягів набігаючих S_{Hi} і збігаючих S_{zi} ділянок стрічки з кроком 45° при куті 270° обхвату стрічкою гальмового шківів (на рис. не показано), який обертається з кутовою швидкістю ω

хунку таких пристроїв є те, що $S_{Hi} = S_{(i+1)z}$ через кожні $45,0^\circ$ на дузі $270,0^\circ$ обхвату стрічкою шківів.

Результати розрахунків натягів ділянок гальмової стрічки залежно від їх кутів обхвату і динамічних коефіцієнтів тертя у фрикційних вузлах гальма наведено в табл. 6.7.

По завершенні спуску інструменту вимірювали температури охолоджуваного шківів.

Повне охолодження шківів з максимальною об'ємною температурою нагрівання 400°C при температурі швидкісних потоків омиваючого повітря $10\text{-}20^\circ\text{C}$ відбувається протягом 4,0 г, вирівнювання температури по всій поверхні шківів в процесі його природного охолодження – за 1,5- 2,0 г.

Закономірності зміни температури ободу шківів і в місці кріплення його виступу від кількості спущених свічок у серійному і в удосконаленому фрикційному вузлі стрічково-колодкового гальма БЛ У2-5-5 наведено на рис. 6.21 а, б, в, г.

Максимальна температура на робочій поверхні ободу шківів, виміряна

Таблиця 6.7 - Результати розрахунків натягів ділянок гальмової стрічки в залежності від кутів обхвату і динамічних коефіцієнтів тертя

f	Значення збігаючих і набігаючих зусиль (у кН) з боку збігаючого кінця стрічки на її різних ділянках:											
	$S_{з1}$	1		2		3		4		5		$S_{н6}$
		$S_{н1}$	$S_{з2}$	$S_{н2}$	$S_{з3}$	$S_{н3}$	$S_{з4}$	$S_{н4}$	$S_{з5}$	$S_{н5}$	$S_{з6}$	
0,25	50,0	60,8	60,8	74,0	74,0	90,1	90,1	109,6	109,6	133,4	133,4	162,3
0,3		63,3	63,3	80,1	80,1	101,3	101,3	128,3	128,3	162,3	162,3	205,4
0,35		65,8	65,8	86,6	86,6	114,0	114,0	150,1	150,1	197,5	197,5	260,0
0,4		68,4	68,4	93,7	93,7	128,3	128,3	175,6	175,6	240,3	240,3	329,0
0,45		71,2	71,2	101,3	101,3	144,3	144,3	205,4	205,4	292,4	292,4	416,3
0,5		74,0	74,0	109,6	109,6	162,3	162,3	240,3	240,3	355,9	355,9	526,9
0,25	100,0	121,7	121,7	148,1	148,1	180,2	180,2	219,2	219,2	266,8	266,8	324,6
0,3		126,6	126,6	160,2	160,2	202,7	202,7	256,5	256,5	324,6	324,6	410,8
0,35		131,6	131,6	173,2	173,2	228,0	228,0	300,1	300,1	395,0	395,0	519,9
0,4		136,9	136,9	187,4	187,4	256,5	256,5	351,1	351,1	480,7	480,7	658,0
0,45		142,4	142,4	202,7	202,7	288,6	288,6	410,8	410,8	584,9	584,9	832,7
0,5		148,1	148,1	219,2	219,2	324,6	324,6	480,7	480,7	711,7	711,7	1053,8
0,25	150,0	182,5	182,5	222,1	222,1	270,3	270,3	328,9	328,9	400,2	400,2	486,9
0,3		189,8	189,8	240,2	240,2	304,0	304,0	384,8	384,8	486,9	486,9	616,2
0,35		197,4	197,4	259,9	259,9	342,0	342,0	450,2	450,2	592,5	592,5	779,9
0,4		205,3	205,3	281,1	281,1	384,8	384,8	526,7	526,7	721,0	721,0	987,0
0,45		213,6	213,6	304,0	304,0	432,8	432,8	616,2	616,2	877,3	877,3	1249,0
0,5		222,1	222,1	328,9	328,9	486,9	486,9	721,0	721,0	1067,6	1067,6	1580,7

через 3,0-5,0 с після його зупинки, досягала після спуску 30-ти свічок і складала 195 °С, температура на його кріпильному виступі в той самий час – 80 °С (див. рис. 6.21 а, б). Після 30-ї свічки максимальна об'ємна температура приповерхневого шару ободу шківів почала знижуватися і після спуску 60-ї свічки досягла 140,0 °С. Температура кріпильного виступу залишалася незмінною, що свідчить про його теплове насичення. Після 30-ї свічки максимальна температура ободу становила 180,0 °С і знизилась до 130,0 °С (після спуску 60-ї свічки), а його кріпильний виступ мав, відповідно, 75,0 °С і 80,0 °С (див. рис. 6.21 в, г), тобто його насичений тепловий стан зберігався. У

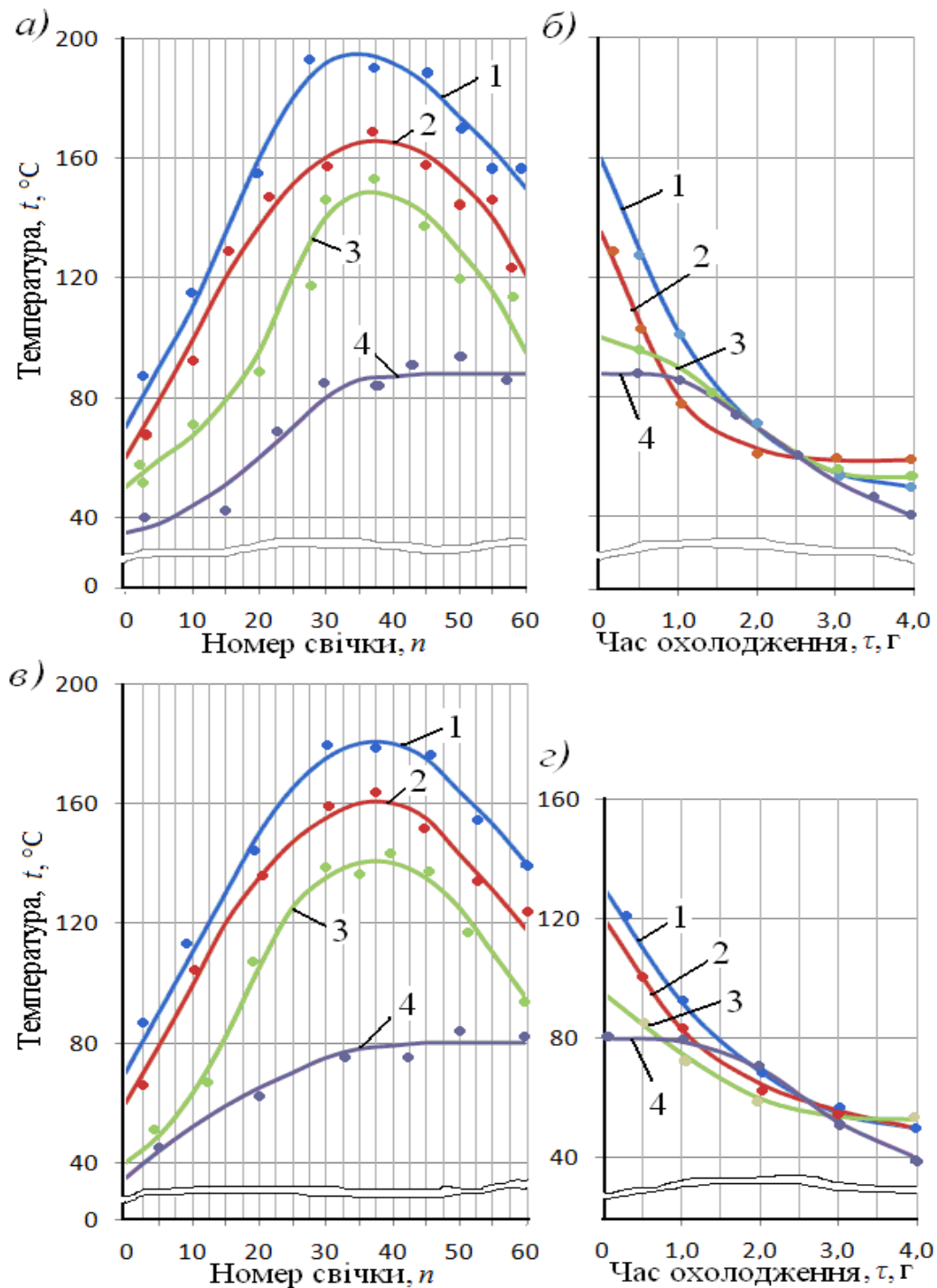


Рисунок 6.21 – Закономірності зміни об'ємної температури ободу шківів (криві 1, 2 – у середній частині робочої і зовнішньої поверхні; крива 3 – на робочій поверхні над кріпильним виступом; крива 4 – у середній частині з внутрішнього боку кріпильного виступу) від кількості свічок, які опускаються (а, в) і температури шківів при його природному охолодженні від часу (б, з) у серійних (а, б) і в удосконалених (в, з) фрикційних вузлах гальма

цілому, в удосконаленому фрикційному вузлі досягнуто зниження об'ємної температури ободу шківів у порівнянні з серійним фрикційним вузлом на 8,0%. Інтенсивність зниження температури кріпильного виступу ободу є меншою і становить 4,0%. Зниження об'ємних температур ободу шківів в удосконаленому фрикційному вузлі досягнуто за рахунок квазівирівнювання питомих навантажень між його парами тертя.

У процесі електротермомеханічного тертя при імпульсній і тривалій передачі теплоти від шару до шару ободу істотну роль відіграє їх термічний опір. Чим більшою є відстань від робочої поверхні ободу шківів до його середини по товщині, тим вищим є внутрішній термічний опір через ослаблення теплового струму, який проходить крізь черговий шар ободу.

Закономірності зміни температур по довжині і товщині ободу гальмового шківів, а також у місці кріплення його виступу у складі фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма наведено на рис. 6.22 а, б, в, г. На зміну температури по довжині і товщині ободу шківів і в місці кріплення його виступу істотно впливає термостан робочої поверхні фрикційної накладки.

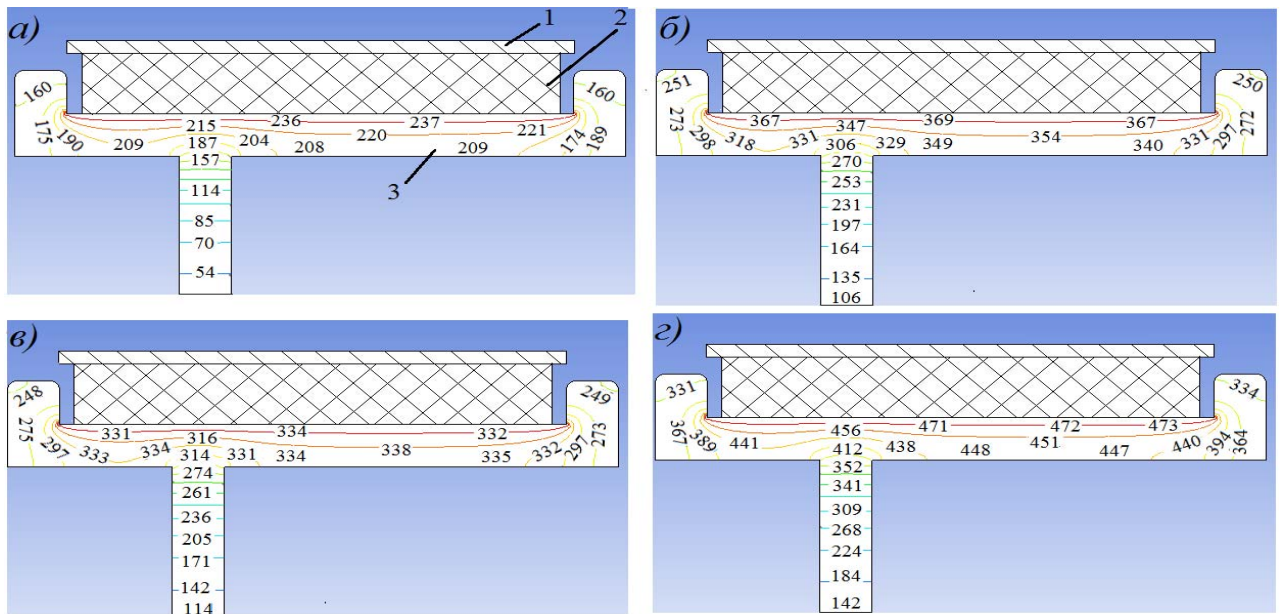


Рисунок 6.22 – Закономірності зміни поверхневих й об'ємних температур гальмового шківів стрічково-колодкового гальма при поверхневій температурі фрикційної накладки: а) – нижче і б) - до допустимої; в) - у зоні і г) - вище допустимої; 1 – гальмова стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмовий шків

Ізотерми на рис. 6.22 *а, б, в, г* отримано методом теплового моделювання на РС-сітках. Особливість цього методу полягає в тому, що обід шківів уявно ділили на шари у горизонтальній і вертикальній площинах. У першому (*а*) і в другому (*б*) випадку градієнт температури по довжині робочої поверхні ободу склав, відповідно, $1,8\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ і $1,1\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$, на його неробочій поверхні, відповідно, $-0,8\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ і $0,6\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$. Градієнт температури по висоті кріпильного виступу ободу склав, відповідно $0,8\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ і $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ (див. рис. 6.22 *а, б*). При вертикальному поділі ободу шківів на диски (див. рис. 6.22 *а, б*) температурний градієнт по його товщині змінювався від $2,05\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ до $4,7\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ (на вільному краї ободу) і від $1,8\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ до $3,95\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ (на защемленому краї). Градієнт температури по товщині кріпильного виступу (див. рис. 6.22 *а, б*) склав, відповідно, $0,4\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ і $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$.

Згідно з рис. 6.22 *а, б* стікання теплоти від поверхневого і приповерхневого шарів робочої поверхні ободу шківів відбувається в горизонтальні (внутрішні) шари кріпильного виступу. При цьому зовнішні шари ободу і його виступу охолоджуються за рахунок радіаційного і конвективного теплообміну з потоками повітря, яке омиває їх при обертанні барабана лебідки. Великі градієнти температури (від $1,8$ до $4,65\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) ободу гальмового шківів зумовлені інтенсивним відведенням теплоти від його зовнішньої поверхні за рахунок конвективного теплообміну і поглинанням теплоти кріпильним виступом, тобто за рахунок кондуктивного теплообміну.

На енергонавантаженість шківів впливає тепловий стан фрикційної накладки (див. рис. 6.22 *в, г*). Найхарактернішим є випадок, коли робоча поверхня накладки потрапляє в зону допустимої для її матеріалу температури. При цьому у поверхневих шарах накладки відбувається вигорання сполучних компонентів, і на них з'являються острівці рідини. За високої температури вони перетворюються у пар, який інтенсивно охолоджує поверхню тертя ободу шківів. Це зумовлює зниження його енергонавантаженості і потрапляння теплових потоків у тіло кріпильного виступу. Усе це сприяє виникненню термостабілізаційного стану ободу шківів, при якому температурні градієнти по

його довжині і товщині, а також по висоті кріпильного виступу стають мінімальними.

За високих температур поверхневих шарів накладки, що перевищують допустиму, спостерігається зростання температури робочої поверхні ободу шківів, а також об'ємної температури тіла його виступу. Температурні градієнти по довжині і товщині ободу шківів і по висоті його виступу є значними (див. рис. 6.22 з).

Результати обробки експериментальних даних, отриманих у промислових умовах, з довірчою ймовірністю 0,95, наведено у додат. В.1, табл. В. 4 - В.15.

Високі значення енергонавантаженості ободів гальмових шківів і теплових струмів, що циркулюють в них, спричиняють виникнення великих температурних напружень. Вони сприяють зародженню і розвитку мікротріщин на тертьових поверхнях, особливо металевого елемента тертя. Природу цього явища необхідно дослідити.

6.5 Попередня оцінка напружено-деформованого стану ободу шківів при виборі його параметрів

Розглянемо конструктивні особливості гальмового шківів (рис. 6.23) з точки зору формування його напруженого стану. Гальмовий шків 1 має кріпильний виступ 2, який за допомогою болтів (встановлені з зазором, на рис. 6.23 не показані) приєднаний до фланця 6 барабана 7 лебідки. Барабан 7 посаджено на підйомний вал 8 за допомогою шпонок (на рис. 6.23 не показані), які є центруючим пристроєм для ободу шківів 1 відносно фланця 6 барабана 7.

Однією з основних причин виникнення тріщин на робочих поверхнях ободів гальмових шківів і можливого їх розриву в процесі експлуатації є наявність у них значних залишкових термічних напружень. Вони спричинені незворотними об'ємними змінами в матеріалі ободу, пов'язаними з пластичною деформацією його поверхневого шару під впливом процесів аперіодичного нагрівання і вимушеного охолодження. Установлено, що істотний вплив на

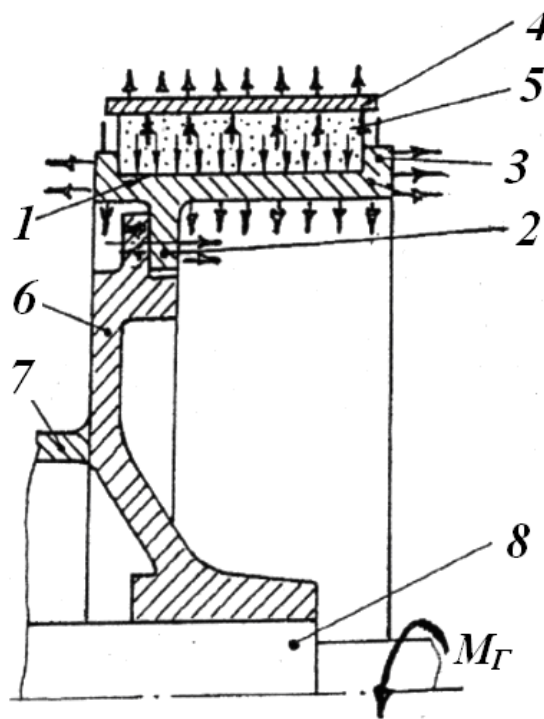


Рисунок 6.23 – Схема вузла тертя гальма лебідки при гальмуванні у взаємодії зі швидкісними потоками омиваючого повітря: 1, 2, 3 – гальмовий шків з кріпильними виступом і ребордами; 4 – гальмова стрічка; 5 – фрикційна накладка; 6, 7 – фланець барабана лебідки; 8 – підйомний вал; M_{Γ} – гальмовий момент

формування залишкових напружень в ободі шківів чинять конструктивні й експлуатаційні параметри. До основних конструктивних параметрів слід віднести: товщину і ширину ободу, радіус його робочої поверхні; товщину кріпильного виступу і місце його розташування, площі поперечних перерізів кріпильного виступу і фланця барабана.

До експлуатаційних параметрів металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки необхідно віднести: діючі нормальні зусилля і питомі навантаження в парах тертя; коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя; поверхневу і об'ємну температури робочої і внутрішньої поверхонь ободу; середню об'ємну температуру ободу і фланця барабана; градієнти температури по робочій поверхні ободу і його товщині, а також по товщині фланця барабана; темпи нагрівання і вимушеного охолодження ободу шківів і його кріпильного виступу.

З фізико-механічних властивостей матеріалу ободу шківа необхідно виділити такі параметри: коефіцієнт лінійного розширення, коефіцієнт теплопровідності і модуль пружності. Необхідно зауважити, що на фізико-механічні властивості матеріалів істотно впливають температури третьової поверхні і вид (імпульсне чи тривале) підведення до неї теплоти.

Дослідимо зміну експлуатаційних параметрів при електротермомеханічному терті пар тертя стрічково-колодкового гальма і встановимо їх вплив на енергонавантаженість гальмового механізму.

Контактно-імпульсну взаємодію металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма, що виражається закономірністю зміни нормального зусилля по часу гальмування, дуже детально проаналізовано у [103]. Імпульсне нормальне зусилля безпосередньо впливає на механічні напруження, що формуються у приповерхневому шарі ободу шківа.

Дослідження впливу питомих навантажень у металополімерних парах тертя стрічково-колодкового гальма на зміну його експлуатаційних параметрів велися стосовно двох випадків: при сталій величині гальмового моменту, коли збільшення питомих навантажень досягалося зменшенням контактної площі мікровиступів накладок, і при незмінній контактній площі, коли безпосереднє збільшення питомих навантажень супроводжувалося збільшенням гальмового моменту. В обох випадках збільшення питомих навантажень супроводжувалось деяким підвищенням поверхневої температури пар тертя гальма.

У першому випадку це пояснюється збільшенням питомої роботи тертя, яка припадає на квадратний міліметр плям контакту мікровиступів накладки, у другому – зростанням інтенсивності гальмування. Численними дослідженнями доведено, що інтенсивність генерування електричних і теплових струмів залежить від швидкості гальмування. При зменшенні часу гальмування утворення електричних і теплових струмів відбувається за менш тривалий період. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу ободу шківа є досить високим, проте він є кінцевою величиною, і для розподілу теплоти по тілу ободу шківа потрібен певний час. Установлено, що найінтенсивніше радіаційне

охолодження відбувається під час гальмування. При зменшенні часу гальмування скорочується тривалість найінтенсивнішого виду охолодження. Установлено, що при зменшенні часу гальмування дещо збільшується робота гальмування, оскільки зменшується тривалість дії внутрішніх сил опору пар тертя гальма. Ця обставина також сприяє зростанню температури поверхні тертя. Збільшення останньої є ефективнішим заходом для зниження температури нагрівання, ніж зменшення питомих навантажень. Це пояснюється покращанням умов тепловіддачі від полірованої і матових поверхонь гальмового шківів.

Збільшення коефіцієнта взаємного перекриття $k_{\text{вз}}$ пар тертя гальм призводить до підвищення їх поверхневої температури за інших однакових умов. Зміна коефіцієнта взаємного перекриття призводить до зміни коефіцієнта недовкриття k_n поверхні тертя. Чим більшим є коефіцієнт недовкриття, тим менша частина поверхні тертя (полірованої) залишається відкритою, і тим гіршими виявляються умови тепловіддачі (при збереженні інших умов незмінними). Зі зміною коефіцієнта взаємного перекриття змінюється не тільки коефіцієнт недовкриття, а й питомі навантаження при незмінному гальмовому моменті. Між коефіцієнтом недовкриття і поверхневою температурою прямої пропорційності не спостерігається. Установлено також, що вплив коефіцієнта недовкриття залежить від діаметра гальмових шківів.

При проектуванні фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм необхідно обов'язково зважати на величину відношення $k_n/k_{\text{вз}}$. При малому k_n різко погіршуються умови теплообміну від відкритої частини полірованої (робочої) поверхні ободу шківів.

При гальмуванні відбувається генерування струмів і акумулювання теплоти в поверхневих шарах робочих деталей фрикційного вузла. Найбільших змін зазначені процеси викликають у приповерхневих шарах фрикційних накладок. Унаслідок пластичної деформації в їх матеріалах відбувається зміна структури і властивостей. Одночасно з цим у поверхневих шарах

металополімерних пар тертя безупинно змінюються механічні, потенційні й температурні градієнти, рівень яких залежить від режимів гальмування.

Поверхнева температура залежить не тільки від кількості спуско-підйомних операцій, що виконуються стрічково-колодковим гальмом бурової лебідки, а й від фізико-хімічних властивостей приповерхневих шарів їхніх металополімерних пар тертя. Установлено, що на початку спуску бурового інструменту генерується електрична і теплова енергія, які витрачаються на нагрівання ободу шківів. При цьому приріст температури в ободі шківів є мінімальним, у подальшому він інтенсифікується за рахунок збільшення часу гальмування і внаслідок слабкої вимушеної конвективної і радіаційної тепловіддачі від матових поверхонь шківів, що омиваються швидкісними потоками повітря. Збільшення роботи гальмування, виконуваною вузлами тертя, сприяє повному прогріванню ободу шківів в процесі спуску колони бурильних труб у свердловину. Отже, на початковій стадії гальмування в більшості випадків необхідно регулювати величину градієнта температури по товщині ободу шківів (поперечне регулювання). При повному прогріві ободу шківів спостерігатиметься приріст температури в основному тільки на його робочій поверхні. При цьому збільшуватиметься величина поверхневого температурного градієнта (поздовжнє регулювання).

Роль кріпильного виступу ободу шківів в процесах теплообміну є особливою. Стікання теплоти від ободу до кріпильного виступу і далі до фланця барабана відбувається на початку спуску бурового інструменту. У цьому випадку градієнт температури по товщині ободу шківів і кріпильного виступу є максимальним. Обід гальмового шківів виконаний за одне ціле з кріпильним виступом, який, у свою чергу, кріпиться до металомісткого фланця барабана лебідки. Від щільності кріплення залежить інтенсивність теплового кондуктивного теплообміну, а отже, і енергонавантаженість ободу шківів. Кондуктивний теплообмін сприяє перерозподілу теплових струмів не тільки в ободі, але й у тілі його кріпильного виступу. Установлено, що прогрів кріпильного виступу ободу шківів відбувається швидше, ніж власне ободу,

оскільки його металомісткість у десятки разів є меншою. Проте наявність кріпильного виступу може відігравати певну роль у виникненні зворотного температурного градієнта при інтенсивному вимушеному охолодженні робочої поверхні ободу і в зв'язку з деструктивними змінами у поверхневих шарах фрикційних накладок, що відбуваються при високих температурах. При цьому обід гальмового шківа потрапляє в зону термостабілізаційного стану, тривалість якого залежить від його металомісткості. Термостабілізаційний стан може тривати від трьох до десяти хвилин [142]. Це негативно позначається на ефективності дії металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Напружений стан ободу шківа формується з таких чинників:

- динамічного – від дії нормальних зусиль і питомих навантажень у парах тертя;
- теплового – при наявності температурних градієнтів по товщині в парах «зовнішня поверхня ободу шківа - верхня торцева частина кріпильного виступу» і «нижня торцева частина кріпильного виступу - торець фланця барабана», а також значних поверхневих градієнтів.

Висновки за розділом 6

1. Розроблено метод проведення експериментальних досліджень енергоємності пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм в лабораторних і промислових умовах, який базується на структурній моделі, що розвивається, реального складного багаторівневого трибологічного спряження їх пар тертя, які відповідають робастній системі.

2. У результаті проведення експериментальних досліджень енергоємності серійних, удосконалених і нових конструкцій фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки лабораторних умовах отримано:

- графічні залежності модуля пружності E , коефіцієнта Пуассона μ і коефіцієнта лінійного розширення α сталі 30ХГСА від температури t , з яких

впливає, що зазначені параметри в інтервалі температур 50,0-100,0 °C є сталими. Це зумовлено тим, що у зазначеному інтервалі поверхневих температур зазвичай настає усталений тепловий стан пар тертя;

- вплив поверхневої температури на твердість *HV* сталі 30ХГСА і чавуну ЧНМХ при фрикційній взаємодії з фрикційними матеріалами марок ФМК-845, ФМК-11, МВК-50А і ретинакс ФК-16Л від відносної величини d/L (де d , L – діаметр плями контакту і шлях тертя мікровиступу); на мікровиступах металевих елементів тертя вплив температури від 300 до 500 °C є майже невідчутний. У поверхневих шарах фрикційних накладок у зазначеному температурному інтервалі спостерігалось явище трибокрекінгу, яке суттєво знизило їх твердість;

- закономірності зміни температури поверхневих шарів при електротермомеханічному терті підкоряються хвильовій природі, а другий етап режиму гальмування характеризується їх усталеним станом;

- часові залежності зміни імпульсних питомих навантажень, що діють на плямах контактів мікровиступів металополімерного трибосопряження з рівномірним розподілом амплітуди фрикційної взаємодії; в інтервалі часу від 0,6 до 1,0 с піки амплітуд питомих навантажень за часом зміщені по відношенню до пік амплітуд електротермоопору контактуючих мікровиступів, що свідчить про неусталений режим фрикційної взаємодії;

- значення роботи виходу частинок з мікровиступів поверхонь тертя металополімерного спряження з урахуванням енергетичних рівнів приповерхневих шарів пари тертя. Установлено, що вона залежить від поверхневої температури і питомих навантажень. Величина роботи виходу частинок стабілізується при температурах понад 380 °C, тобто коли у приповерхневому шарі накладки має місце крекінг-процес. Досліджено властивості різних типів контактів (омічного, нейтрального і блокуючого). Установлено, що в інтервалі поверхневих температур нижче допустимої для матеріалу накладки пари тертя стрічково-колодкового гальма експлуатуються при пружному контакті з омічними властивостями;

- енергонавантаженість ободу шківа при імпульсному підведенні теплоти до його поверхні на 19% вище, ніж при тривалому. Це пояснюється тим, що у

першому випадку спостерігаються локальні зони прогріву з великим градієнтом температури, що призводить до виникнення і розвитку мікротріщин на робочій поверхні ободу; у другому випадку має місце рівномірний прогрів поверхневого шару ободу шківів;

- коливання температури на поверхні ободу шківів призводять до виникнення значних коливань напружень в його поверхневих шарах; установлено, що високочастотні коливання напружень збільшують навантаженість пар тертя гальма.

РОЗДІЛ 7

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

7.1 Особливості розрахунку конструктивних параметрів гальмових шківів

7.1.1 Обмеження, що накладаються при розрахунку металополімерних пар тертя гальм

Правильно спроектований фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з оптимальними конструктивними параметрами і прогнозованими зносо-фрикційними властивостями повинен задовольняти обмеженням, які на нього накладаються.

Оптимізація геометричних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок потребує врахування таких обмежень:

- зусилля, яке прикладається бурильником до важеля керування гальмом, не повинно перевищувати допустимої величини (350-400 Н);
- питомі навантаження у парах тертя ФК-24 А - сталь 35ХНЛ не повинні перевищувати допустимої величини ($p^{adm}=1,2$ МПа);
- швидкості спуску колони бурильних труб не повинні перевищувати технологічно допустимих значень.

Оптимізація геометричних параметрів гальмового шківа потребує врахування таких обмежень:

- інтенсивність зростання об'ємної температури ободу шківа не повинна перевищувати приросту температури його робочої поверхні;
- об'ємна температура ободу шківа не повинна перевищувати допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки;
- довжина і ширина втомних термічних тріщин на робочих поверхнях гальмового шківа не повинна перевищувати, відповідно, 50,0 і 0,5 мм;

- товщина ободу шківа повинна задовольняти умовам міцності і забезпечувати інтенсивний радіаційний і конвективний (вільний і вимушений) теплообміни його поверхонь зі швидкісними потоками омиваючого їх середовища;

- глибина поширення сумарних механічних і термічних напружень не повинна перевищувати $2/3$ товщини ободу шківа;

- механічні й теплові деформації гальмового шківа не повинні спричиняти видовження збігаючих гілок гальмових стрічок, які перевищують допустимі їх величини.

Згідно з ГОСТ 1786-95 [150] фрикційні накладки повинні відповідати таким вимогам:

- високий динамічний коефіцієнт тертя ($f=0,28-0,62$), який майже не залежить від поверхневої температури, питомого навантаження і швидкості ковзання;

- високі зносостійкість і міцність;

- плавне збільшення сили тертя пропорційно до зростання імпульсного нормального зусилля;

- високі термостійкість і теплопровідність (при тривалій роботі температура накладок не повинна перевищувати $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, при короткочасній – $350\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Фрикційні матеріали на основі термореактивних фенольних смол або їх модифікацій повинні містити компоненти, які виконують певні функції. Завдяки модифікуючим добавкам на робочій поверхні утворюються плівки (лубриканти), що сприяє стабілізації процесу тертя, зниженню інтенсивності зношування, підвищенню динамічного коефіцієнта тертя, теплостійкості й теплопровідності. Такими добавками є: металеві порошки – Fe, Cu, Al, Sb; лубриканти – MoS_2 , графіт, кокс, Sb_2S_3 , PbS, Cu_2S , а також CaSiO_2 , $\text{Ca}(\text{OH})_2$, CaCO_3 , BaSO_4 , MoO_3 ; армуючі матеріали – металеві (Fe, Cu, сталь); органічні волокна – арамідні та вуглецеві; керамічні волокнисті матеріали – мікрофібра з K_2TiO_2 , $\text{Mg}_4\text{Si}_6\text{O}_8(\text{OH})\cdot 6\text{H}_2\text{O}$ (сепіоліт), Al_2O_3 ; скляні та базальтові волокна.

Волокнисті наповнювачі, як і металеві порошки, підвищують міцність і жорсткість фрикційного матеріалу, покращують його триботехнічні й теплофізичні характеристики.

Установлено, що зародження і розвиток тріщин на робочих поверхнях ободу шківа і фрикційних накладок відбувається за трьома стадіями:

- сітки тріщин на тертьових поверхнях утворюються при виникненні електричних і теплових струмів, що супроводжується електричними і тепловими розрядами, появою високих поверхневих температурних градієнтів по ширині поверхонь тертя, процесами термоелектростимульованої та електростимульованої поляризації і деполяризації плям контактів мікровиступів робочих поверхонь;

- тріщини зростають по довжині поверхні тертя, поширюються вглиб ободу шківа і по довжині накладки, деякі з них зливаються у робочих шарах під дією змінних питомих навантажень. Це призводить до інтенсифікації пластичних деформацій поверхневих і приповерхневих шарів ободу і накладок. Температурні градієнти на них виникають внаслідок аперіодичності процесів нагрівання і вимушеного охолодження поверхневих і приповерхневих шарів з неоднаковим поперечним перерізом на дузі обхвату;

- крихкий розрив ободу шківа відбувається, як правило, при великих термічних напруженнях; механічний розрив стається при 50-60 %-вому зношуванні його робочої поверхні по товщині; інтенсифікується знос робочих поверхонь накладок, їх механічний розрив відбувається при 60-70 %-вому зносі фрикційної накладки по товщині.

Оптимізація конструктивних параметрів гальмової стрічки потребує врахування таких вимог:

- гальмова стрічка повинна бути виготовлена з матеріалу, піддатливість якого забезпечить максимальні коефіцієнти взаємного перекриття в парах тертя «стрічка-накладка» і «накладка-шків»;

- відношення S_H/S_3 повинно бути в межах 2,0-2,5 (де S_H , S_3 – натяги набігаючої і збігаючої гілок гальмової стрічки, $S_H - S_3 = F_T$), що сприятиме

квazівирівнюванню питомих навантажень по периметру стрічки.

7.1.2 Етапи попереднього розрахунку гальмових шківів

У модульних технологіях вирішальну роль відіграє проєктний розрахунок конструктивних параметрів вузлів і деталей виробів. При цьому розрахунок повинен виконуватися з урахуванням критеріїв працездатності, до яких належать міцність, жорсткість, теплостійкість, довговічність і вібростійкість.

Етапи проєктного розрахунку гальмових шківів. На першому етапі визначають гальмовий момент M_T :

$$M_T = f B_3 \left(\frac{D_{III}}{2} \right)^2 \int_{\alpha_0} p(\alpha_0) d\alpha_0, \quad (7.1)$$

де B_3 – ширина робочої поверхні шківа.

На другому етапі визначають робочу ширину ободу шківа:

$$B_3 = \frac{k'_\delta M_T}{p^{adm} \cdot f \cdot \pi \cdot D_{III}^2}, \quad (7.2)$$

де k'_δ – коефіцієнт безпеки; p^{adm} – допустимі питомі навантаження.

На третьому етапі визначають товщину ободу шківа:

$$\delta_{III} = \sqrt{\frac{3 p B_3}{4 \sigma_{3I}^{adm}}}, \quad (7.3)$$

Де σ_{3I}^{adm} – допустиме напруження згину.

На четвертому етапі встановлюють зв'язок між отриманими геометричними параметрами (D_{III} , B_3 і δ_{3B}) ободу шківа за допомогою критерію $\beta'_0 B_3$, де

$$\beta'_0 = \frac{1,285}{\sqrt{R_C \delta_{3B}}}, \quad (7.4)$$

у якому $R_C = \frac{D_{III}}{2} + \frac{\delta_{3B}}{2}$, де R_C – радіус серединної поверхні ободу шківа.

На п'ятому етапі при отриманих геометричних параметрах (D_{III} , B_3 і δ_{3B}) ободу шківа, який являє собою циліндричну оболонку, жорстко закріплену на

одному кінці і вільну на іншому, і діючих питомих навантажень, за значеннями яких визначено гальмовий момент, знаходять його деформації:

$$D_{uu} = \frac{pR_C^2}{E\delta_{uu}} \left[1 - \frac{k_0}{k_0^2 + 4k_1k_3} k_0(x) - \frac{4k_3}{k_0^2 - 4k_1k_3} k_1(x) \right], \quad (7.5)$$

k_0, k_1, k_3 визначені при $x=b$ – функції А. Н. Крилова при обмежуючій умові, коли $\frac{D_{uu}}{R_C} \leq 0,05$.

На шостому етапі при отриманих геометричних параметрах (D_{uu}, B_3 і δ_{3B}) ободу шківів встановлюють вплив його кріпильного виступу на величину радіальних деформацій і кути повороту перерізів його серединної поверхні як довгої оболонки при критерії $\beta_0' B_3 \geq 3,0$. Для визначення радіальних деформацій ободу шківів використовують такі залежності:

$$D_{pu} = \frac{pR_C^2}{E\delta_{3B}} - \frac{Q_0}{2\beta_0'^2 D} + \frac{M_0}{2\beta_0'^2 D}; \quad (7.6)$$

кути повороту перерізів серединної поверхні ободу шківів дорівнюють:

$$\theta' = \frac{Q_0}{2\beta_0'^2} - \frac{M_0}{\beta_0' D}, \quad (7.7)$$

перерізуюча сила Q_0 і згинальний момент M_0 у спряженні ободу з кріпильним виступом шківів визначалися за таких двох умов [150]: зведена товщина ободу шківів не дорівнює і дорівнює товщині кріпильного виступу:

На сьомому етапі гальмовий шків з його кріпильним виступом і підкріплюючими кільцями (ребордами) умовно ділять на n -ну кількість кілець, товщина кожного з яких дорівнює зведеній товщині його ободу. Через характеристичний розмір δ_{3B} визначають співвідношення між шириною B_3 і діаметром D_{uu} гальмового шківів, після чого обчислюють його об'єм і масу m :

$$m = \pi \rho_{uu} \delta_{3B}^2 (n_1' D_{uu} + n_2' \delta_{3B}). \quad (7.8)$$

На восьмому етапі уточнюють геометричні параметри гальмового шківів, використовуючи елементи теорії геометричного програмування. Ця теорія включає в себе цільову функцію, яка мінімізує негативні фактори вартості гальмового шківів c_{III1} і термічних напружень c_{III2} , що виникли на його робочій

поверхні і по товщині ободу:

$$c_{ш} = c_{ш1} + c_{ш2}. \quad (7.9)$$

Всі етапи з визначення геометричних параметрів шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок реалізуються у тому випадку, якщо $\beta_0' b_{ш} \geq 3,0$, тобто обід гальмового шківа розглядається як довга оболонка. У разі, якщо $\beta_0' B_3 < 3,0$, тобто обід шківа є короткою оболонкою, п'ятий і шостий етапи не виконують.

7.1.3 Оцінка термічного стану ободів гальмових шківів

7.1.3.1 Стабілізаційного

Згідно з [40, 45, 46] ознаками термостабілізаційного явища ободу шківа є:

- відсутність кондуктивного теплообміну між ободом шківа і його кріпильним виступом;
- адсорбційно-десорбційні і деструктивні зміни у поверхневих і приповерхневих шарах полімерних накладок, які сприяють інверсії теплових потоків від них до робочої поверхні ободу шківа. Це відбувається за умови, якщо для перших температурний градієнт шару є більшим, ніж для другого елементу; по товщині полімерної накладки температурний градієнт є набагато більшим за мінімальний градієнт по товщині ободу шківа;
- слабкий теплообмін поверхонь металополімерних пар тертя зі швидкісними потоками омиваючого їх середовища протягом певного часу.

Проаналізуємо рівень теплонавантаженості металополімерних пар тертя при температурах нижче і вище допустимої для матеріалу фрикційної накладки.

При температурах нижче допустимої переважає, в основному, вимушений і вільний конвективний теплообмін від поверхонь металевого елемента тертя. З підвищенням температури переважає променистий теплообмін (перенесення теплоти здійснюється електромагнітними хвилями). У цей час відбувається вигорання сполучних компонентів з приповерхневих шарів накладок.

Термохімічна реакція, яка при цьому відбувається, з точки зору енергетики є слабкою, оскільки вона є ендотермічною. Згідно з електронно-іонною теорією у цей час формуються два подвійних електричних шари. Перший – на полірованій поверхні металевого елемента тертя і робочих поверхнях накладок. Другий охоплює робочі поверхні фрикційних накладок, які не взаємодіють з полірованою поверхнею металевого елемента тертя. У той же час на контактних поверхнях пар тертя відбувається безперервне утворення жорстких і м'яких окисних плівок, частково екрануючих взаємним масоперенесенням. Вони є з'єднувальними містками термоелементів у мікротермоелектробатареях. При цьому виникає теплова рівновага між конструктивними елементами шків (ободом і його бічною стінкою або кріпильним виступом) через перерозподіл теплоти між ними.

Вибір об'єктів дослідження металевих елементів тертя стрічково-колодкових гальм зумовлений умовами експлуатації, рівнем їх динамічної й теплової навантаженості і, як наслідок, границями зміни експлуатаційних параметрів пар тертя гальма.

При гальмуванні відбувається генерування й акумулювання теплоти у поверхневих шарах робочих деталей фрикційного вузла. У зв'язку з цим найбільших змін зазнають приповерхневі шари фрикційних накладок. У процесі пластичної деформації змінюється структура і властивості їхнього матеріалу. Одночасно з цим постійно змінюються механічні й температурні градієнти у поверхневих шарах накладок, рівень яких залежить від режимів гальмування. На рис. 7.1 *a* наведено закономірності зміни температури в приповерхневих шарах фрикційних накладок ФК-24А на різних стадіях нагрівання (І, II, III). У міру зношування робочих поверхонь фрикційних накладок зменшується товщина їх приповерхневих шарів (див. рис. 7.1 *a*). Це пояснюється тим, що на робочих поверхнях за рахунок хіміко-фізичних процесів, якими супроводжується тертя, утворюються вторинні структури. Внаслідок цього відбувається закупорювання пор матеріалу накладки і зниження інтенсивності вигорання його сполучних компонентів. Температурні

градієнти по товщині при поверхневого шару зменшуються і стають квазісталими при зношуванні фрикційної накладки до допустимої величини. Дослідженнями встановлено, що такої ж величини температурного градієнта досягає поверхневий шар накладки у процесі її припрацювання при температурі 400 °С (див. рис 7.1 а, стовпчик 1), коли, в основному, завершуються деструктивні перетворення в її матеріалі. Перебіг деструктивних процесів відбувається інтенсивніше в поверхневих шарах експлуатованих накладок, ніж в матеріалах чистих зразків, виготовлених із серійних накладок.

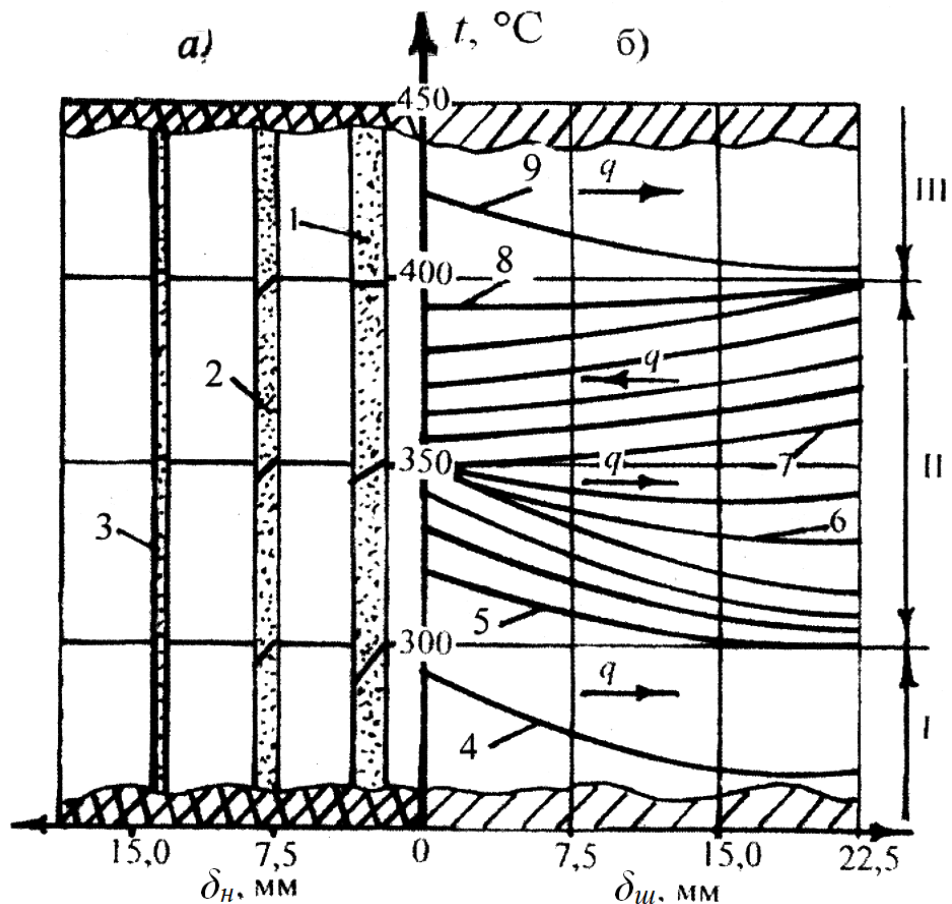


Рисунок 7.1 – Закономірності зміни температури: у приповерхневих шарах фрикційних накладок ФК-24А на різних стадіях нагрівання (I, II, III) а) - при різних величинах їх лінійного зношування; по товщині ободу шківів б) - стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5

На рис. 7.1 б наведено закономірності зміни температури на різних стадіях нагрівання (I, II, III) по товщині ободу шківів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Графіки зміни температури побудовано за

результатами експериментальних досліджень при спуску колони бурильних труб вагою 962,23 кН на глибину 4108,0 м при швидкості її руху 2,7-4,1 м/с; питомі навантаження у фрикційних вузлах становили 0,2-0,95 МПа, швидкість ковзання поверхонь тертя 1,3-4,8 м/с. Температурні градієнти по товщині ободу шківів (див. рис. 7.1 б) в інтервалах його поверхневих температур 200-450 °С на першій стадії нагрівання (I) склали 40-60 °С/мм, на другій (II) – 20-30 °С/мм, на третій (III) – 30-50 °С/мм.

Зміна величин температурних градієнтів по товщині ободу гальмового шківів стрічково-колодкового гальма на другій стадії нагрівання в інтервалах температур 350-400 °С є незначною і становить, 7,5-12,5 °С/мм, що свідчить про наявність його стабілізаційного теплового стану. На це вказує також зміна напрямку теплового потоку q , що, в свою чергу, свідчить про високу інтенсивність вимушеного охолодження робочої поверхні ободу шківів.

З графічних залежностей, наведених на рис. 7.2, випливає:

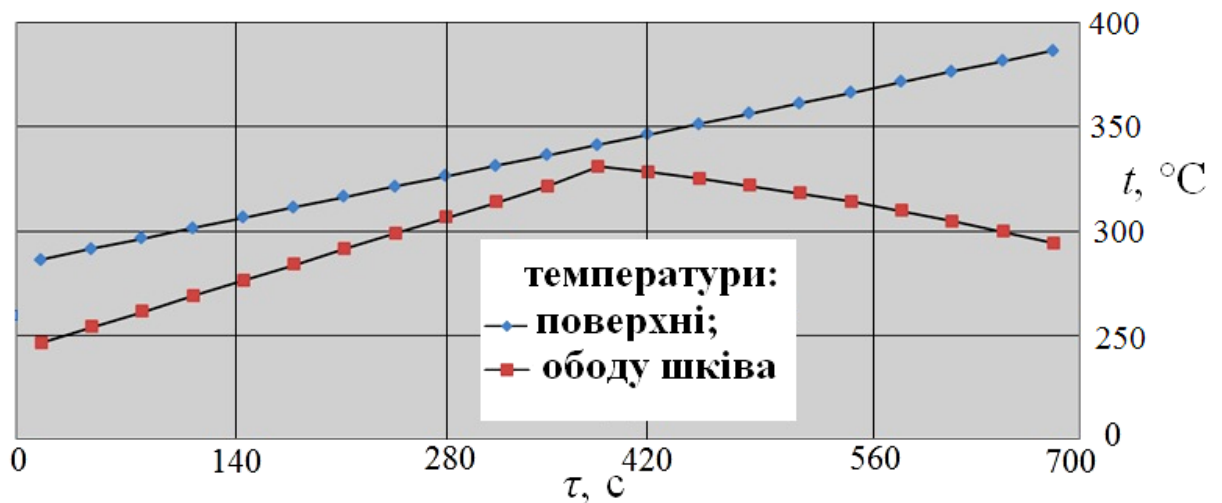


Рисунок 7.2 – Залежність температур поверхонь пари тертя і ободу гальмового шківів на глибині 4,7 мм стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5

- температура ободу шківів в інтервалі часу від 280 с до 700 с змінилася несуттєво, приблизно на 40,0 °С; її зростання спостерігалось від 280 с до 293 с, протягом часу від 390 с до 700 с температура знижувалася;

- в інтервалі часу від 280 с до 700 с при температурах 310,0-335,0 °С відмічено термостабілізаційний стан ободу шківів [45];

- температура поверхонь пари тертя весь час зростала за рахунок метастабільного стану приповерхневих шарів фрикційних накладок, де мали місце ендотермічні реакції.

Зниження температури ободу шківів з 336,0 °С до 290,0 °С за час від 390 с до 700 с пояснюється наявністю рідких фракцій на поверхнях фрикційних накладок, що утворилися у результаті вигорання сполучних компонентів їх матеріалу.

7.1.3.2 Напруженого

Одним з основних експлуатаційних параметрів для ободів гальмових шківів є температурні градієнти поверхневі і по товщині, що виникають при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя.

Згідно з методикою, розробленою академіком А. Х. Джанахмедовим [53], виконано розрахунки енергонавантаженості ободу шківів і фрикційної накладки у процесі гальмування при імпульсному і тривалому режимах їх теплового навантаження (табл. 7.1) і при проникненні теплоти на 0,4 мм вглиб елементів тертя (рис. 7.3 а, б, в, г).

Установлено, що при імпульсному і тривалому режимах підведення теплоти в зону контактування металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма темп нагрівання впливає на інтенсивність зміни температурних градієнтів по їх товщині так:

на однаковій глибині 0,4 мм:

полімерної накладки

- при імпульсному підведенні теплоти протягом $(2,0-14,0) \cdot 10^{-4}$ с при різниці температур 1,0-5,0 °С і зміні a_n від 6,0 до $2,0 \cdot 10^{-7}$ м²/с градієнти температури склали 2,5-12,5 °С/мм, темп нагрівання змінювався від 29,9 до 228,5 °С/с зі збільшенням часу дії імпульсного теплового струму;

Таблиця 7.1 - Результати розрахунків поверхневих температурних градієнтів і темпів нагрівання елементів тертя стрічково-колодкового гальма при гальмуванні

Навантаження тепловими струмами елементів тертя											
накладки						ободу шківa					
Інтервали зміни теплофізичних і геометричних параметрів елементів тертя											
τ , с	Δt , °C	a_n , м²/с	L_n , м	$\frac{\partial \Delta t}{\partial L_n}$, °C/см	$\frac{d\Delta t}{d\tau}$, °C/с	τ , с	Δt , °C	$a_{ш}$, м²/с	B_3 , м	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{ш}}$, °C/см	$\frac{d\Delta t}{d\tau}$, °C/с
2,0-14,0	10-50	(1,86-6,5)·10 ⁻⁷	0,23	0,435-2,174	0,026-0,044	2,0-14,0	10-50	8,6·10 ⁻⁶ -1,1·10 ⁻⁵	0,23	0,417-2,083	0,357-2,217

- при тривалому підведенні теплоти протягом 2,0-14,0 с, різниці температур 1,0-5,0 °C і зміні a_n від $6,0 \cdot 10^{-7}$ до $2,0 \cdot 10^{-7}$ м²/с градієнти температури дорівнювали 2,5-12,5 °C/мм, темп нагрівання змінювався від 0,2992 до 2,285 °C/с, час дії теплового струму збільшився у 7,0 разів;

ободу гальмового шківа

- при імпульсному підведенні теплоти протягом $(2,0-14,0) \cdot 10^{-4}$ с при різниці температур 10-50 °C і зміні a_n від $8,7 \cdot 10^{-6}$ до $1,08 \cdot 10^{-5}$ м²/с градієнти температури дорівнювали 2,50-12,50 °C/мм, темп нагрівання змінювався від $11,38 \cdot 10^2$ до $167,9 \cdot 10^2$ °C/с, тобто він помітно зменшувався зі збільшенням часу дії імпульсу теплового струму;

- при тривалому підведенні теплоти протягом 2,0-14,0 с, різниці температур 10-50 °C і зміні a_n від $8,7 \cdot 10^{-6}$ до $1,08 \cdot 10^{-5}$ м²/с градієнти температури дорівнювали 25,0-125,0 °C/мм, темп нагрівання змінювався від 11,38 до 167,9 °C/с, тобто він помітно зростав зі збільшенням тривалості дії теплового струму.

У табл. 7.2 наведено результати розрахунків температурних градієнтів при проникненні теплоти на товщину 0,4-1,0 мм в елементи тертя гальма і

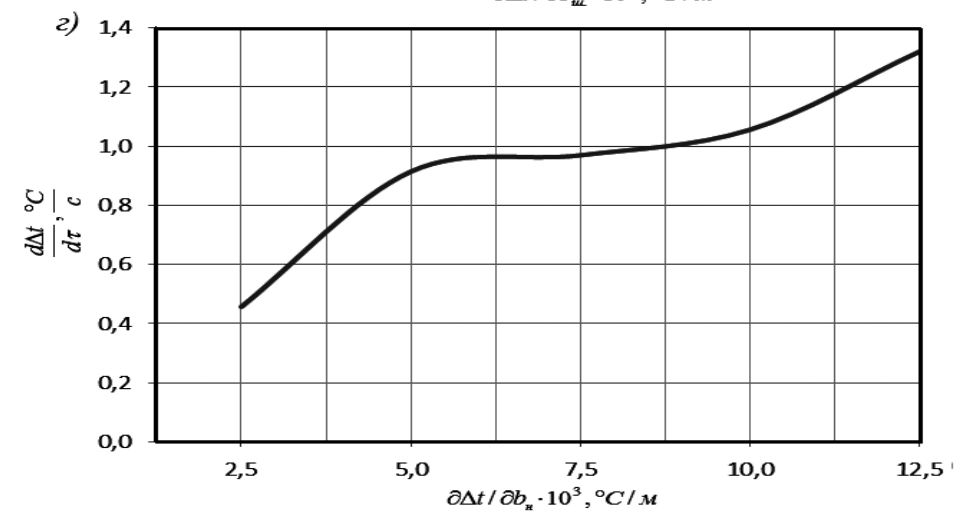
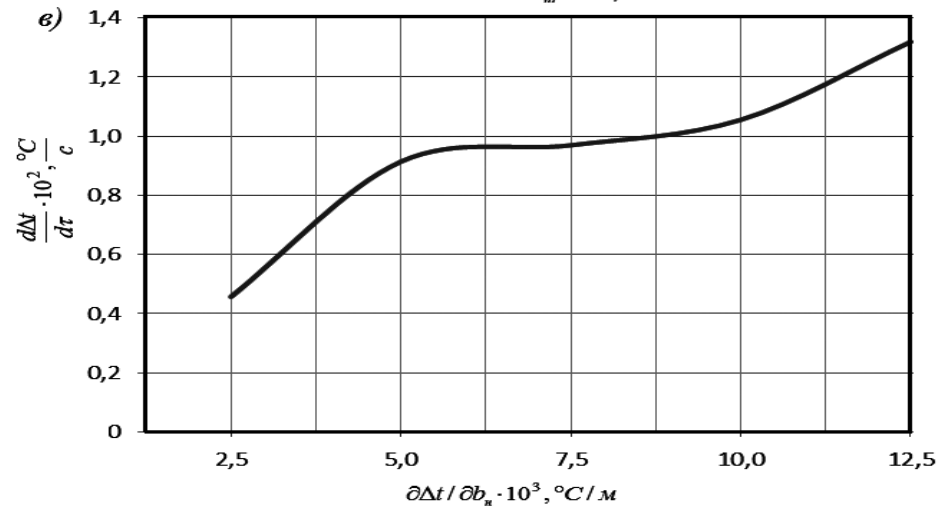
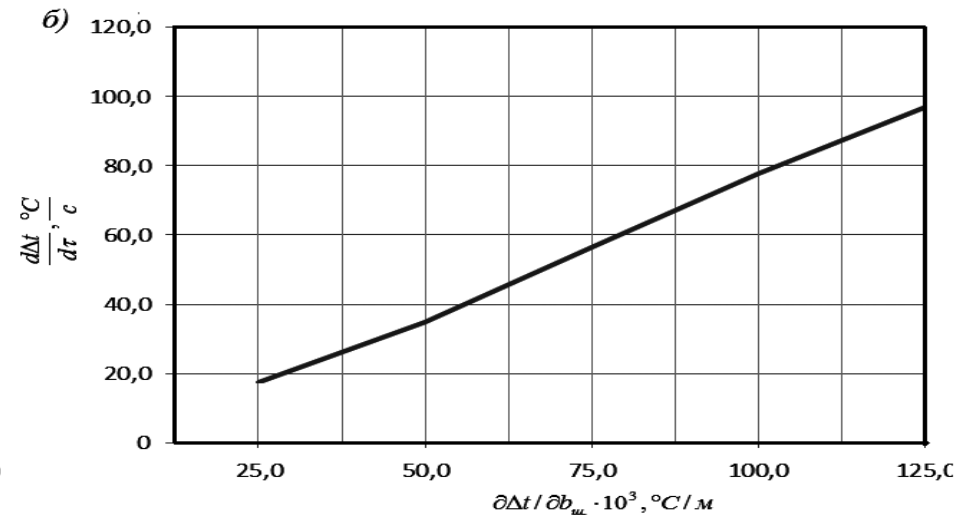
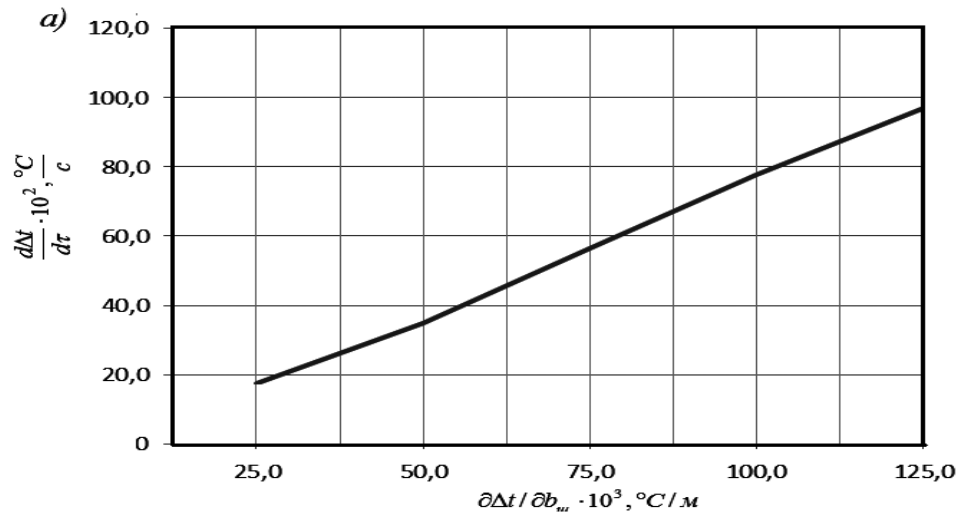


Рисунок 7.3 – Закономірності зміни темпу нагрівання ($d\Delta t / d\tau$) ободу шківів (а, б) і фрикційної накладки (в, г) від температурних градієнтів ($\partial \Delta t / \partial b_w$ і $\partial \Delta t / \partial b_n$) при $b_w = b_n = 0,4$ мм і режиму підведення теплоти: а, в – імпульсному ($\tau = 6,0 \cdot 10^{-4}$ с); б, г – тривалому ($\tau = 6,0$ с)

темпи їх нагрівання при імпульсному і тривалому гальмуванні. Отримані результати дозволяють зробити такі висновки:

при імпульсному підведенні теплових струмів:

- імпульсне підведення теплоти істотно впливає на стан поверхневих і приповерхневих шарів ободу шківів. В них відбуваються фазові перетворення, які призводять до утворення аустеніту, що спричинює зменшення об'єму поверхневого шару ободу через його нерівномірний прогрів, зумовлений впливом імпульсних струмів. Об'єм нижчих шарів ободу збільшується через їх теплове розширення, у результаті чого зовнішній аустенітний шар стискає внутрішні шари ободу. При цьому у першому шарі виникають стискаючі напруження, які у найтонших поперечних перерізах, ослаблених імпульсними тепловими струмами, що їх пронизують, сприяють виникненню поперечних тріщин на робочій поверхні ободу;

- градієнти температури, а також темп нагрівання ободу шківів і фрикційної накладки зменшуються у зв'язку з тим, що спадає їхній термічний опір (δ/λ – термічний опір теплопровідності матеріалів ободу шківів і накладки);

при тривалому підведенні теплових струмів

- відбувається ефективне проникнення теплових струмів на велику глибину елементів тертя через тривалу дію сил тертя, що сприяє рівномірнішому їх прогріву;

- зміна градієнтів температури в елементах тертя залишається такою ж, як і при імпульсному підведенні теплових струмів, темп нагрівання зменшився у сто разів, час дії теплових струмів збільшився у 10^4 разів.

Для аналізу закономірностей зміни напружень стискання в ободі шківів в інтервалі від 350,0 до 100,0 МПа побудовано графічні залежності з урахуванням конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя (рис. 7.4). Під час досліджень:

- змінними параметрами були питомі навантаження ($p=0,2-1,0$ МПа), об'ємна температура ($t_{об}=50,0-200,0$ °С), радіус робочої поверхні ободу шківів ($R_{ш}=0,15-0,75$ м) і його товщина ($\delta_{ш}=8,0-16,0$ мм), сталою величиною було

Таблиця 7.2 - Результати розрахунків температурних градієнтів по товщині і темпів нагрівання елементів тертя стрічково-колодкового гальма при імпульсному і тривалому гальмуванні

Режим навантаження тепловими струмами елементів тертя (шківа/накладки)													
імпульсний							тривалий						
Інтервали зміни теплофізичних і геометричних параметрів елементів тертя													
$\tau, \text{с}$	$\Delta t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$a, \text{ м}^2/\text{с}$	$b_{эф}, \text{ м}$	$\delta, \text{ мм}$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial \delta}, \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{с}}$	$\tau, \text{с}$	$\Delta t, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$a, \text{ м}^2/\text{с}$	$b_{эф}, \text{ м}$	$\delta, \text{ мм}$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial \delta}, \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{с}}$
$(2,0-14,0) \cdot 10^{-4}$	$\frac{1,0-5,0}{10,0-50,0}$ $\frac{(2,0-6,0) \cdot 10^{-7}}{8,7 \cdot 10^{-6} - 1,08 \cdot 10^{-5}}$	$(2,0-6,0) \cdot 10^{-7}$ $8,7 \cdot 10^{-6} - 1,08 \cdot 10^{-5}$	$\frac{(1,094-5,014) \cdot 10^{-5}}{7,208 \cdot 10^{-5} - 2,127 \cdot 10^{-4}}$	0,4	$\frac{2,5-12,5}{25,0-125,0}$	$\frac{29,9-228,5}{(11,38-167,9) \cdot 10^2}$	2,0-14,0	$\frac{1,0-5,0}{10,0-50,0}$	$(2,0-6,0) \cdot 10^{-7}$ $8,7 \cdot 10^{-6} - 1,08 \cdot 10^{-5}$	$\frac{(1,094-5,014) \cdot 10^{-3}}{7,2 \cdot 10^{-3} - 2,12 \cdot 10^{-2}}$	0,4	$\frac{2,5-12,5}{25,0-125,0}$	$\frac{0,299-2,285}{11,38-167,9}$
				0,6	$\frac{1,67-8,33}{16,67-83,3}$	$\frac{19,9-152,3}{(7,58-111,94) \cdot 10^2}$					0,6	$\frac{1,67-8,33}{16,67-83,3}$	$\frac{0,199-1,523}{7,58-111,94}$
				0,8	$\frac{1,25-6,25}{12,5-62,5}$	$\frac{15,0-114,2}{(5,69-83,95) \cdot 10^2}$					0,8	$\frac{1,25-6,25}{12,5-62,5}$	$\frac{0,15-1,14}{5,69-83,95}$
				1,0	$\frac{1,0-5,0}{10,0-50,0}$	$\frac{12,0-91,4}{(4,55-67,16) \cdot 10^2}$					1,0	$\frac{1,0-5,0}{10,0-50,0}$	$\frac{0,12-0,91}{4,55-67,16}$

*Примітка: у чисельнику наведено параметри ободу шківа, у знаменнику – фрикційної накладки

відношення площ поперечних перерізів кріпильного виступу ободу і фланця барабана ($A_1/A_2=0,5$);

- змінними параметрами були питомі навантаження ($p=0,2-1,0$ МПа), об'ємна температура $t_{об}$ для кожного з випадків 50; 100; 150 і 200 °С її дії окремо, радіус робочої поверхні ободу шківів ($R_{ш}=0,15-0,75$ м) і відношення площ поперечних перерізів кріпильного виступу ободу і фланця барабана ($A_1/A_2=0,25-1,0$), сталою величиною була товщина ободу шківів ($\delta_{ш}=12,0$ мм);

- змінними параметрами були питомі навантаження ($p=0,2-1,0$ МПа), об'ємна температура $t_{об}$ для кожного з випадків 50; 100; 150 і 200 °С її дії окремо, радіус робочої поверхні ободу шківів ($R_{ш}=0,15-0,75$ м) і його товщина ($\delta_{ш}=8,0-16,0$ мм), сталою величиною було відношення площ поперечних перерізів кріпильного виступу ободу і фланця барабана ($A_1/A_2=0,5$);

- змінними параметрами були питомі навантаження ($p=0,2-1,0$ МПа), об'ємна температура ($t_{об}=50,0-200,0$ °С), відношення площ поперечних перерізів кріпильного виступу ободу і фланця барабана ($A_1/A_2=0,25-1,0$), сталими величинами були радіус робочої поверхні ободу шківів ($R_{ш}=0,725$ м) і його товщина ($\delta_{ш}=20,0$ мм).

При порівняльному аналізі варіантів взаємозв'язку конструктивних та експлуатаційних параметрів гальмових шківів за побудованими графічними залежностями встановлено таке (див. додат. Г. Табл. Г1 – Г4):

- максимальні стискаючі напруження $\sigma_{1max}=400,0$ МПа виникали при: питомих навантаженнях в парах тертя $p=1,0$ МПа, товщині ободу шківів $\delta_{ш}=8,0$ мм і радіусі його робочої поверхні $R_{ш}=0,75$ м, об'ємній температурі 50,0 °С. При: зміні питомих навантажень від 0,2 до 1,0 МПа, товщині ободу шківів $\delta_{ш}=16,0$ мм, його радіусі $R_{ш}=0,15$ м, підвищенні його об'ємної температури від 50,0 до 200,0 °С і величині відношення $A_1/A_2=0,5$ (перший варіант) стискаючі напруження спадали від 300,0 до 100,0 МПа;

- при: питомих навантаженнях $p=1,0$ МПа, товщині ободу шківів $\delta_{ш}=12,0$ мм і радіусі його робочої поверхні $R_{ш}=0,75$ м, об'ємній температурі 50,0 °С і величині відношення $A_1/A_2=0,25$ стискаючі напруження досягли 367,5 МПа; з

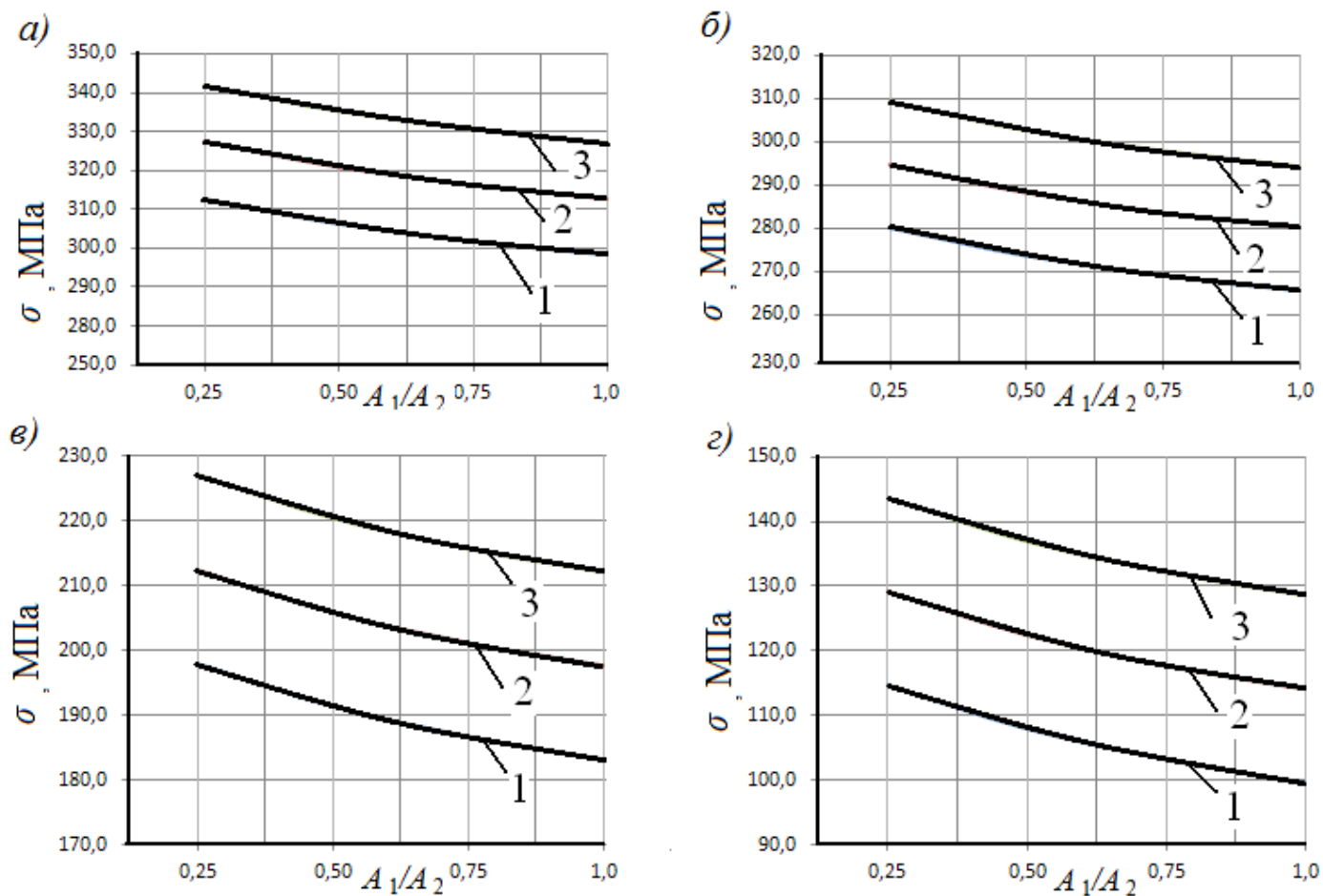


Рисунок 7.4 – Залежність стискаючих напружень σ від величини відношення площ поперечних перерізів кріпильного виступу ободу шківа і фланця барабана A_1/A_2 при: сталих товщині ободу ($\delta=20,0$ мм) і його радіусі ($R=0,725$ м) і змінній об'ємній температурі: а) – $t_{об}=50^\circ\text{C}$, б) – $t_{об}=100^\circ\text{C}$; в) – $t_{об}=150^\circ\text{C}$; г) – $t_{об}=200^\circ\text{C}$; змінних питомих навантажень:

1 – $p=0,2$ МПа, 2 – $p=0,6$ МПа, 3 – $p=1,0$ МПа

підвищенням об'ємної температури ободу шківів і збільшенням відношення A_1/A_2 до 1,0 (другий варіант) стискаючі напруження знизилися до 105,0 МПа;

- максимальні стискаючі напруження 393,0 МПа виникали при: питомих навантаженнях $p=1,0$ МПа, товщині ободу шківів $\delta_{ш}=8,0$ мм і радіусі його робочої поверхні $R_{ш}=0,75$ м, об'ємній температурі $50,0$ °С і величині відношення $A_1/A_2=0,5$ (третій варіант); збільшення товщини ободу шківів від 8,0 до 16,0 мм і підвищення його об'ємної температури від $50,0$ до $200,0$ °С сприяло зниженню стискаючих напружень σ до 110,0 МПа;

- максимальні стискаючі напруження 340,0 МПа виникали при: питомих навантаженнях $p=1,0$ МПа, товщині ободу шківів $\delta_{ш}=20,0$ мм і радіусі його робочої поверхні $R_{ш}=0,725$ м, об'ємній температурі $50,0$ °С і величині відношення $A_1/A_2=0,25$ (четвертий варіант); з підвищенням об'ємної температури ободу шківів з $50,0$ до 200 °С і при відношенні $A_1/A_2=1,0$ напруження стискання знизилися до 128,0 МПа.

Апробовані конструктивні та експлуатаційні параметри повністю відповідають гальмовому шківу бурової лебідки У2-5-5.

Проаналізуємо закономірності зміни механічних напружень на робочій поверхні ободу шківів (рис. 7.5 а, б, в, г) і у його приповерхневому шарі (рис. 7.6 а, б, в, г) в інтервалі від 0,02 до 212,3 МПа. Графічні залежності побудовано з урахуванням перебігу конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя. При цьому:

- змінними параметрами є імпульсні нормальні зусилля ($N=1,0-10,0$ кН), коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя ($K_{\text{вз}}=0,5-0,8$) і ширина ободу шківів ($B_3=0,15-0,45$ м), товщина ободу шківів ($\delta_{ш}=20,0$ мм) є сталою;

- змінними параметрами є імпульсні нормальні зусилля ($N=1,0-10,0$ кН), ширина ободу шківів ($B_3=0,15-0,45$ м) і товщина його приповерхневого шару ($\delta_n=0,1-1,0$ мм), коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя ($K_{\text{вз}}=0,5; 0,6; 0,7$ і $0,8$) є сталим.

За результатами порівняльного аналізу варіантів взаємозв'язку конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя за графічними залежностями (див. рис. 7.6 а, б, в, г), встановлено:

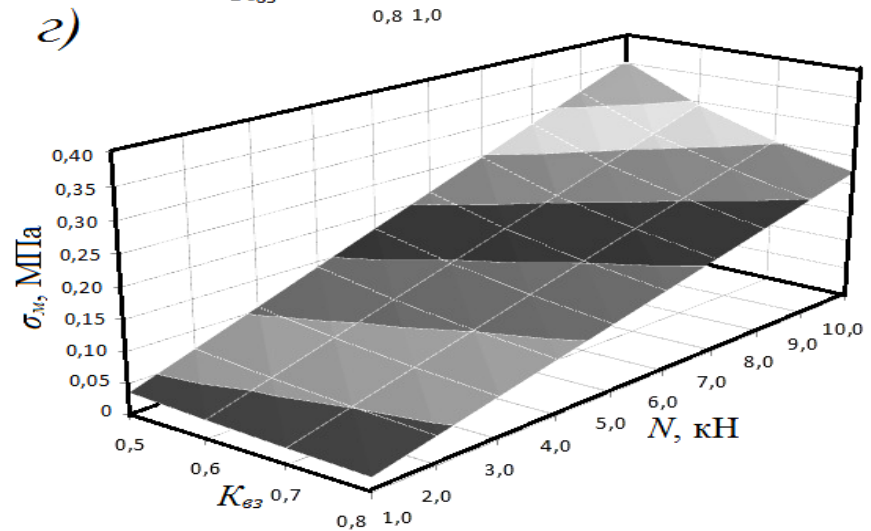
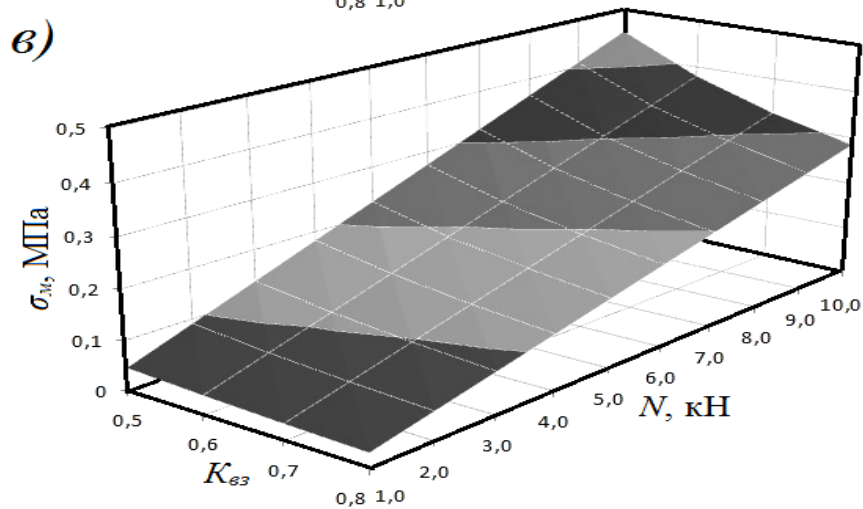
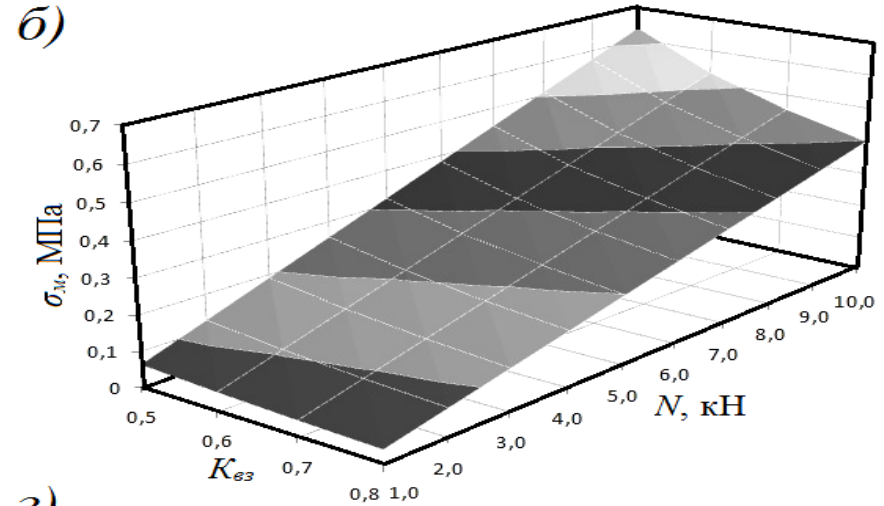
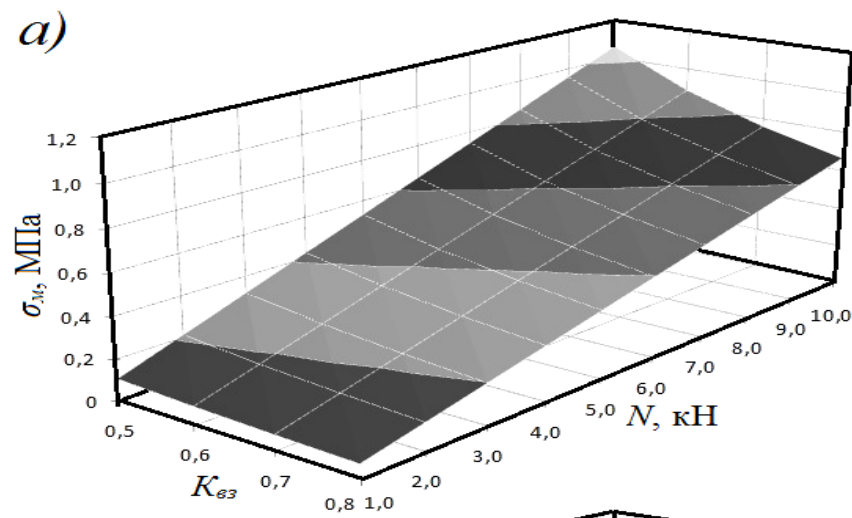


Рисунок 7.5 – Закономірності зміни механічних напружень σ_m , що виникають від дії імпульсного нормального зусилля N при змінному коефіцієнті взаємного перекриття K_{63} пар тертя і різній ширині ободу шківів: а) – $B_{ш}=0,15$ м; б) – $B_{ш}=0,25$ м; в) – $B_{ш}=0,35$ м; г) – $B_{ш}=0,45$ м

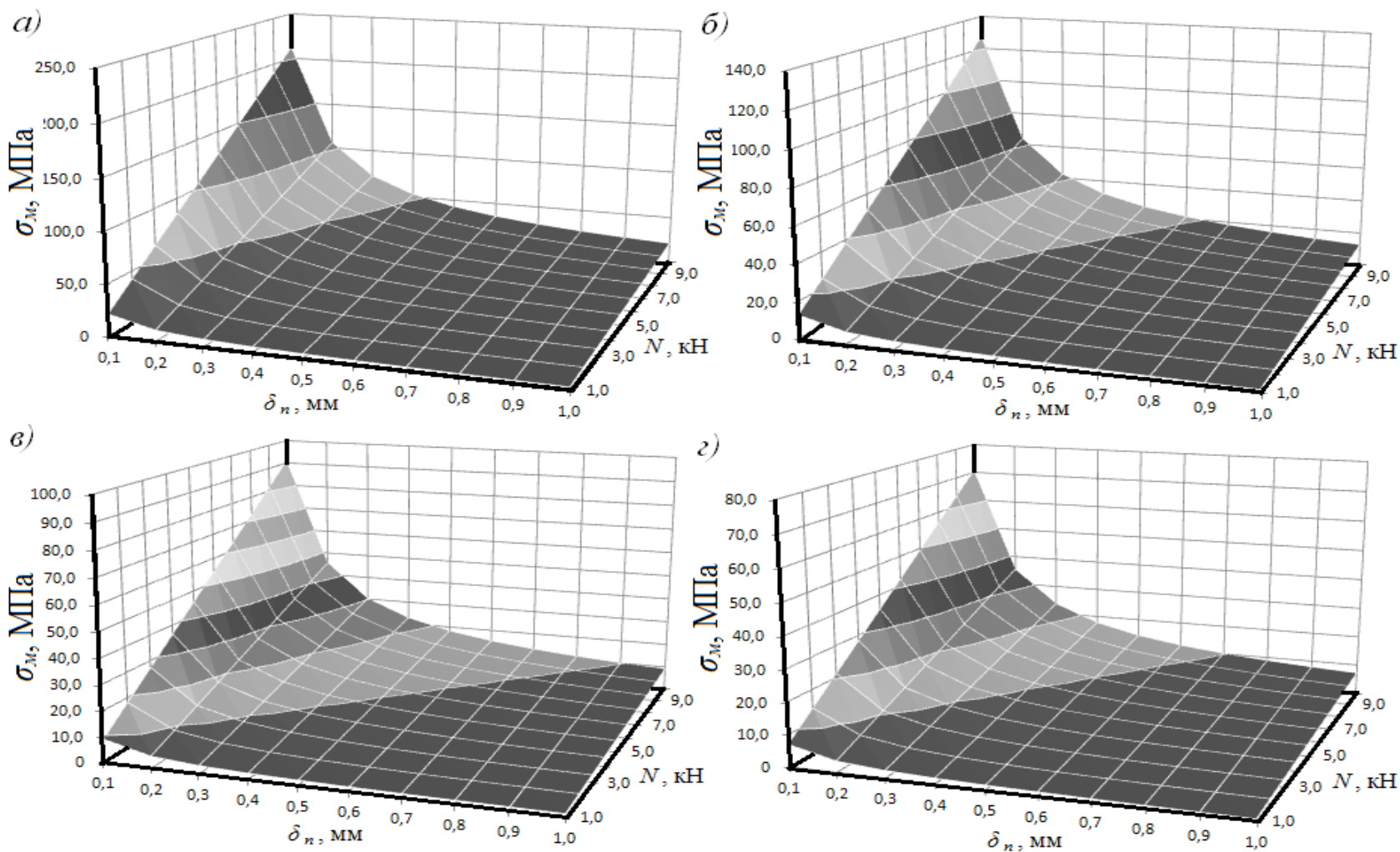


Рисунок 7.6 – Закономірності зміни механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківа різної ширини: а) – $B_w=0,15$ м; б) – $B_w=0,25$ м; в) – $B_w=0,35$ м; г) – $B_w=0,45$ м від дії імпульсного нормального зусилля N при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{\sigma z}=0,5$)

- максимальні механічні напруження $\sigma_m=1,06$ МПа виникали при: дії імпульсного нормального зусилля $N=10,0$ кН, коефіцієнті взаємного перекриття пар тертя $K_{\text{вз}}=0,5$, ширині ободу шківа $B_{\text{ш}}=150,0$ мм і його товщині $\delta=20,0$ мм; мінімальні механічні напруження $\sigma_m=0,02$ МПа відповідають параметрам: $N=1,0$ кН; $K_{\text{вз}}=0,8$; $B_{\text{ш}}=450,0$ мм і $\delta_{\text{ш}}=20,0$ мм. Усі розглянуті параметри в однаковій мірі впливають на величину механічних напружень σ_m , проте найбільший вплив чинять імпульсні нормальні зусилля N (перший варіант);

- максимальним механічним напруженням $\sigma_m=212,3$ МПа піддавався приповерхневий шар ободу товщиною $\delta_n=0,1$ мм при: дії імпульсного нормального зусилля $N=10,0$ кН, коефіцієнті взаємного перекриття $K_{\text{вз}}=0,5$, ширині ободу шківа $B_{\text{ш}}=150,0$ мм; мінімальним механічним напруженням $\sigma_m=0,44$ МПа піддавався приповерхневий шар ободу товщиною $\delta_n=1,0$ мм при: $N=1,0$ кН; $K_{\text{вз}}=0,8$ і $B_{\text{ш}}=450,0$ мм (другий варіант);

- максимальні механічні напруження $\sigma_m=0,44$ МПа виникали при: дії імпульсного нормального зусилля $N=10,0$ кН, коефіцієнті взаємного перекриття пар тертя $K_{\text{вз}}=0,7$, ширині ободу шківа $B_{\text{ш}}=250,0$ мм і його товщині $\delta_{\text{ш}}=20,0$ мм; мінімальні механічні напруження $\sigma_m=0,05$ МПа відповідали параметрам: $N=1,0$ кН; $K_{\text{вз}}=0,7$; $B_{\text{ш}}=250,0$ мм; $\delta=20,0$ мм (третій варіант).

Апробовані конструктивні та експлуатаційні параметри повністю відповідають гальмовому шківу бурової лебідки У2-5-5.

7.2 Оцінка енергонавантаженості гальмових шківів з урахуванням інтенсивності теплообмінних процесів

За результатами виконаних досліджень запропоновано такий метод оцінки теплової навантаженості гальмових шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Перш за все визначають зону можливої термостабілізації металевого елемента тертя за величиною допустимої температури, значення якої наведено в технічній характеристиці матеріалу накладки.

Далі розрахунок проводять у послідовності, наведеній нижче.

1. Визначають площі полірованої і матових поверхонь гальмового шківa.

Площі розраховують, використовуючи такі співвідношення [10]:

$$\frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_n} = \frac{A_m}{A_n}. \quad (7.10)$$

Аналіз величин відношення зазначених площ показав, що рівність (7.10) дотримується не завжди, особливо в інтервалах поверхневих температур 100-150 °С і 300-450 °С. Саме у цих зонах спостерігається усталений і стабілізаційний теплові стани металевго елемента тертя. Це пояснюється різною інтенсивністю радіаційного теплообміну: в зоні низьких температур він незначний, в зоні високих – сильний.

2. Визначають температуру робочої (полірованої) поверхні металевго елемента тертя стрічково-колодкового гальма.

Температури поверхонь тертя визначають за формулами, наведеними у [106].

За величиною поверхневої температури оцінюють товщину приповерхневого шару фрикційної накладкi, в якому відбуваються адсорбційно-десорбційні процеси. Активність цих процесів впливає на фізико-хімічний стан міжконтактного середовища. У розрахунках інтенсивності теплопередавальних процесів крізь багат шарову конструкцію фрикційного вузла при визначенні температур матових поверхонь його металевго елемента тертя поверхню міжконтактного середовища приймаємо за точку відліку.

3. Визначають коефіцієнти теплопередачі крізь елементи пари тертя. Розрахунок виконують за формулами, наведеними в [108] з урахуванням коефіцієнта тепловіддачі, товщини і фізико-хімічного стану приповерхневого шару фрикційної накладкi у досліджуваних теплових режимах гальма.

За результатами аналізу закономірності зміни у часі коефіцієнтів теплопередачі крізь елементи пари тертя в інтервалах поверхневих температур до, після і в зоні термостабілізації ободу шківa прогнозують тепловий стан всіх елементів деталей, які беруть участь у процесах тертя, і визначають коефіцієнти

розподілу теплових потоків між ними.

4. Визначають коефіцієнти розподілу теплових потоків між поверхнями тертя фрикційного вузла. Їх значення обчислюють за формулою, наведеною в [10]. Ця залежність є справедливою для енергоємних стрічково-колодкових гальм, гальмові шківів яких мають великі площі поверхонь теплообміну.

На рис. 7.7 а, б, в наведено теплові моделі різних типів фрикційних вузлів

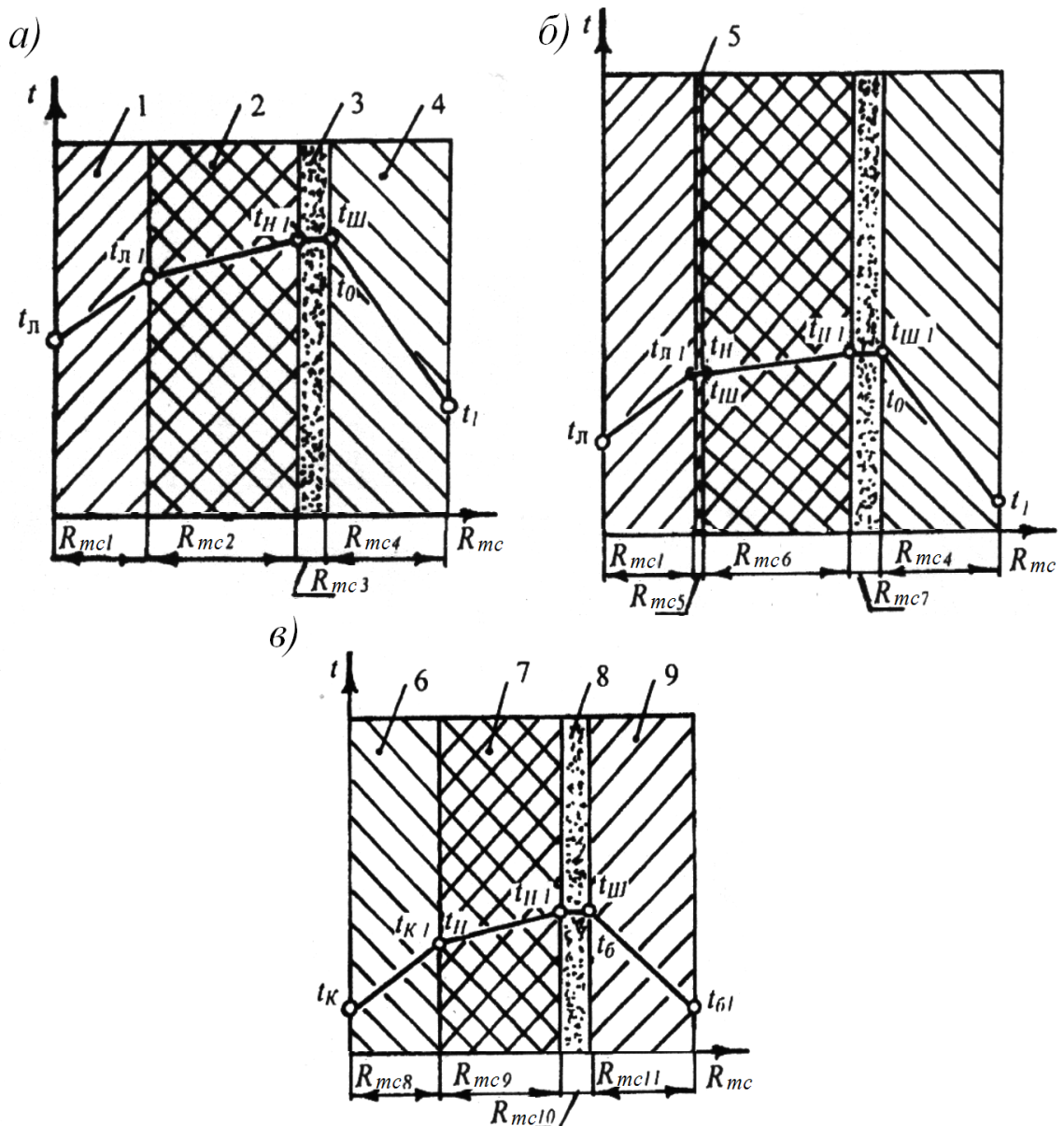


Рисунок 7.7 – Теплові моделі фрикційних вузлів гальм: а) – серійного й б) – удосконаленого стрічково-колодкового; в) – барабанно-колодкового: 1 – гальмова стрічка; 2, 7 і 3, 5, 8 – фрикційна накладка та її приповерхневі шари; 6 – гальмова колодка; 4, 9 – ободи: шківів, барабана

стрічково-колодкових гальм, а також барабанно-колодкового гальма. На них проілюстровано загальні закономірності зміни температур t_n по товщині їх елементів тертя в залежності від термічного опору R_m . На рис. 7.7 *а, б, в* використано такі позначення: R_{mc1} , R_{mc2} , R_{mc3} , R_{mc4} , R_{mc11} – термічні опори: гальмової стрічки; фрикційної накладки; робочої поверхні накладки; ободу шківів; ободу гальмового барабана; R_{mc6} , R_{mc5} , R_{mc7} – термічні опори фрикційної накладки та її приповерхневих шарів з відповідними температурами t_n , t_{n1} і t_{ui} .

При гальмуванні у парах тертя серійного стрічкового гальма генерується і акумулюється певна кількість теплоти, яка нерівномірно розподіляється між їх взаємодіючими поверхнями. Генерування та акумулювання теплоти відбувається у зовнішніх і внутрішніх парах стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками.

У металевому елементі тертя гальмового пристрою дуже складно визначити температури і температурні градієнти при досягненні приповерхневими шарами фрикційної накладки температур, які перевищують допустиму. Пояснюється це тим, що за таких високих температур відбувається вигорання сполучних компонентів фрикційного матеріалу, що супроводжується утворенням в їхніх приповерхневих шарах рідинних і газоподібних фракцій. Вони суттєво впливають на величину коефіцієнтів теплопередачі в теплообмінних процесах об'єктів: «середовище міжконтактної зони - металевий елемент тертя - навколишнє повітря» і «середовище міжконтактної зони - приповерхневий шар фрикційної накладки - тіло накладки - гальмова стрічка (або гальмова колодка) - навколишнє повітря». Зрозуміло, що точного визначення коефіцієнтів теплопередачі за таких умов досягти вкрай складно. Знання коефіцієнтів теплопередачі крізь елементи тертя гальмових пристроїв дозволить обчислити коефіцієнти розподілу теплових потоків крізь металевий і неметалевий елементи тертя гальма.

Згідно з тепловою моделлю фрикційного вузла (стрічка + накладка - обід гальмового шківів (див. рис. 7.7 *а*) визначають коефіцієнти теплопередачі в теплообмінних процесах крізь такі багатошарові об'єкти:

- «середовище міжконтактної зони у парі тертя - полірована (робоча) поверхня ободу шківів - повітря, яке омиває матову (неробочу) поверхню ободу шківів»:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{T2}}}, \quad (7.11)$$

де α_{T1} , α_{T2} – коефіцієнти тепловіддачі від міжконтактного середовища до робочої (полірованої) поверхні металевих елементів тертя; зовнішньої (матової) його поверхні до омиваючого повітря; δ_1 – зведена товщина металевих елементів тертя; λ_1 – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ободу шківів;

- «середовище міжконтактної зони між парами тертя - приповерхневий шар фрикційної накладки - гальмова стрічка – повітря, яке омиває матову (неробочу) поверхню гальмової стрічки»:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T3}} + \left(\frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{\delta_L}{\lambda_L} \right) + \frac{1}{\alpha_{T3}}}, \quad (7.12)$$

де α_{T3} – коефіцієнт тепловіддачі від матової поверхні гальмової стрічки до омиваючого повітря; λ_n , λ_H , λ_L – коефіцієнти теплопровідності приповерхневого шару накладок, власне накладки і гальмової стрічки;

- за значеннями коефіцієнтів теплопередачі визначають коефіцієнти розподілу теплоти між їх елементами для пари тертя:

замкнutoї	розімкнutoї
$\alpha_{III} = \frac{K_2}{K_2 + K_3}; \quad (7.13)$	$\alpha'_{III} = \frac{K_4}{K_4 + K_5} . \quad (7.14)$

Теплова модель серійного стрічково-колодкового гальма (див. рис. 7.7 а) є адекватною тепловій моделі барабанно-колодкового гальма (див. рис. 7.7 в). Вони різняться тим, що у першій використовується гальмова стрічка, шків має зовнішню робочу поверхню, у другій – гальмова колодка, барабан має внутрішню поверхню тертя.

Згідно з тепловою моделлю фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками, розташованими на гальмовому шківі

(«гальмова стрічка накладка + обід гальмового шківа») (див. рис. 7.7 б), визначають коефіцієнти теплопередачі в теплообмінних процесах крізь такі багат шарові об'єкти:

- «середовище міжконтактної зони у зовнішніх парах тертя - робоча (полірована) поверхня гальмової стрічки - гальмова стрічка – повітря, що омиває неробочу (матову) поверхню гальмової стрічки»:

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T4}} + \frac{\delta_l}{\lambda_L} + \frac{1}{\alpha_{T5}}}, \quad (7.15)$$

де α_{T4} , α_{T5} – коефіцієнти тепловіддачі від зовнішнього міжконтактного середовища і робочої (полірованої) поверхні гальмової стрічки;

- «середовище міжконтактної зони у зовнішніх парах тертя - зовнішній приповерхневий шар фрикційної накладки - половина товщини фрикційної накладки – повітря, яке омиває половини висоти її бічних поверхонь»:

$$K_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T4}} + \frac{\delta_{3061}}{\lambda_{3061}} + \frac{\delta_H}{2\lambda_H} + \frac{1}{\alpha_{T6}}}, \quad (7.16)$$

де α_{T6} – коефіцієнт тепловіддачі від половини висоти бічних поверхонь накладки до омиваючого їх повітря; δ_{3061} – товщина зовнішнього приповерхневого шару накладки; λ_{3061} – коефіцієнт теплопровідності зовнішнього приповерхневого шару накладки;

- «середовище міжконтактної зони у внутрішніх парах тертя - робоча (полірована) поверхня ободу шківа - обід гальмового шківа – повітря, яке омиває матові поверхні ободу шківа»:

$$K_4 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T7}} + \frac{\delta_l}{\lambda_L} + \frac{1}{\alpha_{T8}}}, \quad (7.17)$$

де α_{T7} , α_{T8} – коефіцієнти тепловіддачі від міжконтактного середовища до робочої (полірованої) поверхні ободу шківа; неробочої (матової) поверхні до омиваючого її повітря;

- «середовище міжконтактної зони у внутрішніх парах тертя - внутрішній

приповерхневий шар фрикційної накладки - половина товщини фрикційної накладки – повітря, що омиває половини бічних поверхонь фрикційної накладки»:

$$K_5 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{T7}} + \frac{\delta_{внт2}}{\lambda_{внт2}} + \frac{\delta_H}{2\lambda_H} + \frac{1}{\alpha_{T9}}}, \quad (7.18)$$

де α_{T9} – коефіцієнт тепловіддачі від половини бічних поверхонь накладки до омиваючого їх повітря; $\delta_{внт2}$ – товщина внутрішнього приповерхневого шару накладки; $\lambda_{внт2}$ – коефіцієнт теплопровідності внутрішнього приповерхневого шару накладки;

- за значеннями коефіцієнтів теплопередачі у парах тертя: зовнішніх, що знаходяться у розімкнутому і замкнутому станах; внутрішніх – у замкнутому стані, визначають коефіцієнти розподілу теплоти між металевими елементами тертя

$$\alpha_{ТП1} = \frac{K'_2}{K'_2 + K'_3}; \quad (7.19) \quad \alpha_{ТП2} = \frac{K'_4}{K'_4 + K'_5}. \quad (7.20)$$

При цьому частина теплового потоку, яку сприймає зовнішня (7.19) і внутрішня (7.20) поверхні фрикційної накладки, дорівнює

$$\alpha'_{ТП1} = 1 - \alpha_{ТП1}; \quad (7.21) \quad \alpha'_{ТП2} = 1 - \alpha_{ТП2}. \quad (7.22)$$

Знання коефіцієнтів розподілу теплових потоків між металевими і неметалевими елементами тертя різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм розширює можливості цілеспрямованого регулювання теплових потоків між ними.

Результати аналітико-експериментальних досліджень показали, що з метою забезпечення гарантованого рівня експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм вибір матеріалів його фрикційних пар необхідно проводити з урахуванням коефіцієнтів розподілу теплових потоків між елементами тертя.

7.3 Визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмових шківів

Визначимо конструктивні параметри гальмового шківа за допомогою елементів теорії геометричного програмування [130]. Після перевірки на існування оптимальної величини мінімізованого моменту інерції шківа переходимо до подання у канонічному вигляді цільової функції-позинома $g(D_1, \delta_{III})$, який мінімізує масу шківа та ймовірність виникнення в його ободі термічних напружень:

$$g(D_{III}, \delta_{3B}) = C_{m1} D_{III}^{a_{11}} \delta_{3B}^{a_{12}} + C_{m2} D_{III}^{a_{21}} \delta_{3B}^{a_{22}} \rightarrow \min, \quad (7.23)$$

де $C_{m1} D_{III}^{a_{11}} \delta_{3B}^{a_{12}}$ і $C_{m2} D_{III}^{a_{21}} \delta_{3B}^{a_{22}}$ – мономи, які мінімізують масу гальмового шківа та ймовірність виникнення в його ободі термічних напружень. Для визначення невідомих коефіцієнтів і показників степені запишемо залежності, які враховують вплив маси і термічних напружень:

$$C_1 D_{III}^{a_{11}} \delta_{3B}^{a_{12}} = \frac{a_1 \pi \rho_w \delta_{3B}^2 (D_{III} + \delta_{3B}) n_2}{(1 - n_1)}. \quad (7.24)$$

Спростивши вираз (7.24), отримуємо:

$$C_1 D_{III}^{a_{11}} \delta_{3B}^{a_{12}} = \frac{a_1 \pi \rho_w n_2 D_{III} \delta_{3B}^2}{(1 - n_1)}. \quad (7.25)$$

Термічні напруження, що виникають в ободі шківа, дорівнюють:

$$C_2 D_{III}^{a_{21}} \delta_{3B}^{a_{22}} = \frac{a_2 \alpha E (t_{n2} - t_{n1})}{(1 - \mu^2)}. \quad (7.26)$$

Різницю температур на поверхні ободу шківа визначаємо за умови, що вся робота тертя перетворюється в теплову енергію. Остання акумулюється в ободі шківа і визначається за залежністю:

$$Q = M_{\Gamma} \alpha_{III} \omega \Delta \tau, \quad (7.27)$$

Різниця температур на робочій поверхні ободу шківа становить:

$$(t_{n2} - t_{n1}) = \frac{\Delta Q}{cm} = \frac{\pi r f \alpha_{III} D_{III}^2 \omega \Delta \tau (1 - n_1)}{4 \pi c \rho_w \delta_{3B} D_{III}}. \quad (7.28)$$

Підставивши (7.28) у (7.26), отримуємо:

$$C_2 D_{III}^{a_{21}} \delta_{3B}^{a_{22}} = \frac{a_2 \alpha E p f \alpha_{III} D_{III} \omega \Delta \tau (1 - n_1)}{4(1 - \mu^2) c \rho_{III} \delta_{3B}}. \quad (7.29)$$

Після підстановки (7.25) і (7.29) у (7.23) залежність для визначення цільової функції набуває такого вигляду:

$$g(D_{III}, \delta_{3B}) = C_1 D_{III} \delta_{3B}^2 + C_2 D_{III} \delta_{3B}^{-1} \rightarrow \min. \quad (7.30)$$

Коефіцієнти мономів визначаються з виразів:

$$C_1 = \frac{a_1 \pi \rho_{III} n_2}{(1 - n_1)}; \quad (7.31) \quad C_2 = \frac{a_2 \alpha E p f \alpha_{III} D_{III} \omega \Delta \tau (1 - n_1)}{2(1 - \mu^2) c \rho_{III}}. \quad (7.32)$$

На параметри оптимізації додатково накладається обмеження – забезпечення необхідного гальмового моменту. При цьому повинна дотримуватися умова, що сумарний гальмовий момент, який розвивається фрикційними вузлами гальма, є неменшим за необхідний гальмовий момент.

Порівнявши вирази (7.31) і (7.32) і визначивши ширину B_3 ободу шківа з (7.2), маємо:

$$g_1(D_{III}, \delta_{III}) = \frac{2k'_\delta a_c G_z l_{c\theta}}{f p \alpha_0 n_2 D_{III}^2 \delta_{3B}} \leq 1, \quad (7.33)$$

де G_z – вага гака; $l_{c\theta}$ – довжина свічки.

Цільова функція-позином доповнюється мономом:

$$g_1(D_{III}, \delta_{3B}) = C_3 \delta_{3B}^{-1} D_{III}^{-2} \leq 1. \quad (7.34)$$

Коефіцієнт C_{M3} моному дорівнює:

$$C_{M3} = \frac{2k'_\delta a_c G_z l_{c\theta}}{f p \alpha_0 n_2}. \quad (7.35)$$

Отже, отримали задачу геометричного програмування з обмеженнями.

Визначаємо ступінь складності поставленої задачі геометричного програмування DOD (degree of difficulty).

$$DOD = n_m - (m_{ind} + 1). \quad (7.36)$$

Записуємо матрицю експонент:

$$A_M = \begin{vmatrix} 1 & 2 \\ 1 & -1 \\ -2 & -1 \end{vmatrix} \quad (7.37)$$

Координатами вектора коефіцієнтів полиномів є:

$$C_{\mathcal{M}} = (C_{\mathcal{M}1}; C_{\mathcal{M}2}; C_{\mathcal{M}3}). \quad (7.38)$$

Наведемо залежність для знаходження максимуму для двоїстої функції:

$$v(w) = \left(\frac{C_{\mathcal{M}1}}{w_1} \right)^{w_1} \left(\frac{C_{\mathcal{M}2}}{w_2} \right)^{w_2} \left(\frac{C_{\mathcal{M}3}}{w_3} \right)^{w_3} w_3^{w_3} \rightarrow \max. \quad (7.39)$$

Двоїсті змінні визначаються за допомогою розв'язку системи рівнянь (умова нормальності й ортогональності):

$$\begin{cases} w_1 + w_2 = 1; \\ w_1 + w_2 - 2w_3 = 0; \\ 2w_1 + w_2 - w_3 = 0; \\ w_i > 0, i = 1, 2, 3. \end{cases} \quad (7.40)$$

У системі (7.40) $w_1 = w_2 = w_3 = 0,5$.

Згідно з основною теоремою двоїстості маємо:

$$v(w)_{\max} = g(D_{III}, \delta_{3B})_{\min} = 2C_{\mathcal{M}1}^{\frac{1}{2}} C_{\mathcal{M}2}^{\frac{1}{2}} C_{\mathcal{M}3}^{\frac{1}{2}}. \quad (7.41)$$

Мономи, що входять до складу виразів (7.23) і (7.24), визначаються із системи:

$$\begin{cases} C_{\mathcal{M}1} D_{III} \delta_{3B}^2 = w_1 g(D_{III}, \delta_{3B})_{\min}; \\ C_{\mathcal{M}2} D_{III} \delta_{3B}^{-1} = w_2 g(D_{III}, \delta_{3B})_{\min}; \\ C_{\mathcal{M}3} D_{III} \delta_{3B}^{-2} = w_3 g(D_{III}, \delta_{3B})_{\min}. \end{cases} \quad (7.42)$$

Після підстановки (7.42) у (7.41) величини параметрів оптимізації визначаються з такої системи рівнянь:

$$\begin{cases} \delta_{3B} = C_{\mathcal{M}2}^{\frac{1}{3}} C_{\mathcal{M}1}^{-\frac{1}{3}}; \\ D_{III} = C_{\mathcal{M}3}^{\frac{1}{3}} C_{\mathcal{M}2}^{-\frac{1}{3}}; \\ B_3 = n_2 \delta_{3B}. \end{cases} \quad (7.43)$$

Після підстановки рівнянь (7.40), (7.41) і (7.42) у систему (7.43) отримуємо оптимальні параметри ободу шківа:

$$\delta_{3B} = \left(\frac{a_2 \alpha E p f \alpha_{III} \omega \Delta \tau (1 - n_1)^2}{2(1 - \mu^2) c \rho_{ш}^2 a_1 \pi n_2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (7.44)$$

$$D_{III} = \left(\frac{4k'_\delta a_c G_\varepsilon l_{ce} (1 - \mu^2) c \rho_{ш}}{f^2 p^2 \alpha_0 n_2 a_2 E \alpha_{III} \omega \Delta \tau (1 - n_1)} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (7.45)$$

$$B_3 = \left(\frac{a_2 \alpha E p f \alpha_{III} \omega \Delta \tau n_2^2 (1 - n_1)^2}{2(1 - \mu^2) c \rho_{ш}^2 a_1 \pi} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (7.46)$$

Конструкція гальмового шківа з оптимізованими геометричними параметрами повинна відповідати вимогам, сформульованим у даній задачі.

7.4 Особливості алгоритму, програма і результати розрахунку оптимальних конструктивних параметрів гальмових шківів

За даними динамічної й теплової навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок отримано конструктивні параметри елементів тертя. Вони уточнюються з використанням елементів теорії геометричного програмування [49] на підставі цільової функції. Ця функція мінімізує негативні фактори вартості $c_{ш1}$ гальмового шківа і термічних напружень $c_{ш2}$, що виникають на його робочій поверхні і по товщині:

$$\delta_{3B} = \sqrt[3]{\frac{a_2 \alpha E p f \alpha_{III} \omega \Delta \tau (1 - n_1)^2}{2(1 - \mu^2) c \rho_{ш}^2 a_1 \pi n_2}}; \quad (7.47)$$

$$D_{III} = \sqrt[3]{\frac{4k'_\delta a_c G_\varepsilon l_{ce} (1 - \mu^2) c \rho_{ш}}{f^2 p^2 \alpha_0 n_2 a_2 E \alpha_{III} \omega \Delta \tau (1 - n_1)}}; \quad (7.48)$$

$$B_3 = \sqrt[3]{\frac{a_2 \alpha E p f \alpha_{III} \omega \Delta \tau n_2^2 (1 - n_1)^2}{2(1 - \mu^2) c \rho_{ш}^2 a_1 \pi}}. \quad (7.49)$$

Згідно з послідовністю проєктного і перевірного розрахунків гальмових шківів розроблено алгоритм визначення їх оптимальних конструктивних параметрів (рис. 7.8). На його основі створено програму з використанням мови програмування DELPHI. Її текст у даний час удосконалюється для розрахунку гальмових дисків і гальмових барабанів інших типів гальм.

Розрахунок проводили для стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Результатами випробувань доведено, що оптимальним є обід галь-

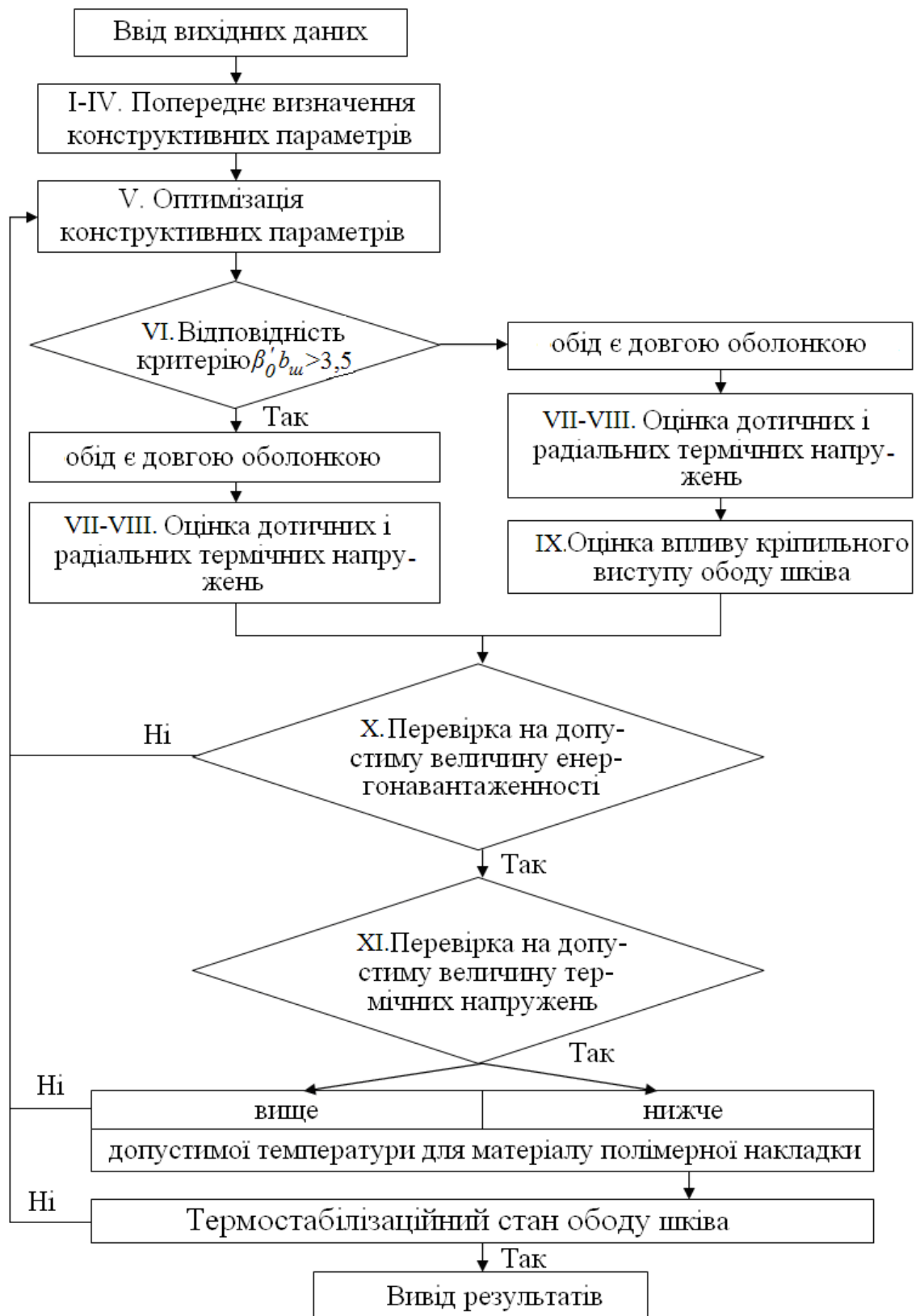


Рисунок 7.8 – Алгоритм визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмових шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Таблиця 7.3 - Результати розрахунків з оптимізації конструктивних параметрів гальмових шківів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки У2-5-5

№ п/п	Маса колони бурильних труб, т	Імпульсне нормальне зусилля у парах тертя, кН	Питомі наванта- ження в парах тертя на гілці стрічки		Коефіцієнт розподілу теплових потоків у парах тертя	Температури, °С		Напруження, МПа		Динамічний коефіцієнт тертя	Коефіцієнт запасу гальмового моменту	Оптимізовані параметри ободу гальмового шківа при його діаметрі, м						Зміна маси ободу шківа (у %) при:	
			набігаючій	збігаючій		поверхневі	об'ємні	поверхневі	об'ємні			сталому			змінному			$D_{III} \neq$ const	$D_{III} \neq$ const
												D_{III}	δ_{3B}	B_3	D_{III}	δ_{3B}	B_3		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	до 9522,3	3,5-17,0	0,3-1,0	0,15-0,45	100,0/50,0 = 0,531/0,469* 650,0/590,0 = 0,876/0,124	100,0-800,0	50,0-200,0	0,02-212,3	10,0-400,0	0,35	1,0	1,45	0,0173	0,228	-	-	-	12,6	-
2										0,4	1,0		0,0164	0,221	-	-	-	19,7	-
3										0,35	1,05		0,0181	0,234	-	-	-	6,1	-
4										0,4	1,05		0,0173	0,228	1,50	0,0158	0,217	12,6	21,4
5										0,35	1,3		0,0188	0,24	-	-	-	0	-
6										0,4	1,3				-	-	-		-
7										0,35	1,1				-	-	-		-
8										0,4	1,14				-	-	-		-

Продовження таблиці 7.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
9	до 9522,3	3,5-17,0	0,3-1,0	0,15-0,45	$\frac{100,0}{50,0} = 0,531/0,469$ $\frac{650,0}{590,0} = 0,876/0,124$	100,0-800,0	50,0-200,0	0,02-212,3	10,0-400,0	0,35	1,0	1,45	0,0188	0,24	-	-	-	0	-	
10										0,4	1,14				-	-	-		-	
11										0,35	1,21				1,44	0,0158	0,217		24,5	
12										0,4	1,25					0,0171	0,227		14,6	
13										0,35	1,09					0,0173	0,228		13,2	
14										0,4	1,25					0,0176	0,23		10,9	
15										0,35	1,13					0,0175	0,23		11,4	
16										0,4	1,13					0,0173	0,228		13,2	
17										0,35	1,13					0,0175	0,23		11,4	
18										0,4	1,13				1,46	0,016	0,218		22,2	
19										0,35	1,06				1,44	0,0175	0,23		11,4	
20										0,4	1,06									
21										0,35	1,07									
22										0,4	1,06									

Примітка: * у чисельнику наведено температури ободу шківів і коефіцієнти розподілу теплових потоків, у знаменнику – зазначені параметри відносяться до накладки

мового шківа з діаметром $D_{III}=1,45$ м, товщиною $\delta_{3B}=0,0173$ м і шириною $B_3=0,228$ м (табл. 7.3, рядок 1).

За таких розмірів досягається зниження обертальної маси η на 12,6%. При використанні фрикційних накладок з коефіцієнтом тертя $f=0,4$ оптимальним є обід з $D_{III} = 1,45$ м, товщиною $\delta_{3B}=0,0164$ м і шириною $B_3=0,221$ м; його $\eta = 19,7\%$ (див. табл. 7.3, рядок 2). Установлено, що при коефіцієнті запасу гальмового моменту $K_3=1,0$ гальмо не спроможне забезпечити регламентованого уповільнення колони бурильних труб при спуску у свердловину. Визначимо оптимальні конструктивні параметри ободу шківа при $K_3=1,05$. При $f=0,35$ (див. табл. 7.3, рядок 3) отримали: $D_{III}=1,45$ м, $\delta_{3B}=0,0181$ м, $B_3=0,234$ м, $\eta=6,1\%$. При збільшенні коефіцієнта тертя до $f=0,4$ (див. табл. 7.3, рядок 4) маємо: $D_{III}=1,45$ м, $\delta_{3B} = 0,0173$ м, $B_3 = 0,228$ м, $\eta=12,6\%$. При збільшенні зовнішнього діаметра ободу шківа до $D_{III}=1,50$ м досягається зниження обертальних мас на 21,4% при $\delta_{3B}=0,0158$ м і $B_3=0,217$ м.

У зв'язку з тим, що вимоги до ефективності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок безупинно посилюються, при проєктуванні гальмового механізму рекомендують приймати $K_3=1,3-1,5$ [109]. Розглянемо випадок при $K_3=1,3$ (див. табл. 7.3, рядки 5 і 6), коли коефіцієнт розподілу теплових потоків у парах тертя досягає, відповідно, 0,876/0,124. Обід гальмового шківа стає накопичувачем енергії, унаслідок чого в ньому виникають великі термічні напруження, що призводить до зародження сітки тріщин та їх розвитку на біговій доріжці тертя шківа.

При існуючих конструктивних параметрах ободу шківа з урахуванням ваги колони бурильних труб, що спускаються у свердловину, умова $K_3=1,3$ не забезпечується. У даному випадку необхідно збільшити ширину ободу шківа, тобто площу взаємодії пар тертя.

Конструктивні параметри гальмових шківів необхідно розглядати у взаємозв'язку з експлуатаційними параметрами фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

7.5 Визначення оптимальних конструктивних й експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з накладками, розташованими на:

7.5.1 Гальмовій стрічці

Як приклад розглянемо задачу проектування оптимальної серійної фрикційної пари стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 з однією парою тертя. Пара утворена біговою доріжкою шківів зі сталі 35ХНЛ і фрикційними накладками шифру ФК-24А. Її основні конструктивні та експлуатаційні параметри наведено в табл. 7.4.

Таблиця 7.4 - Основні конструктивні та експлуатаційні параметри стрічково-колодкового гальма з накладками, розташованими на стрічці

Конструктивні параметри	$\underline{\alpha}_i$	$\bar{\alpha}_i$	Експлуатаційні параметри	$\underline{c}_l$	$\bar{c}_l$	Φ_v^*
$K_{\text{вз}}$	0,6	0,73	F_T , кН	30,0	75,0	50,0
B_3 , мм	240,0	250,0	$f_{\text{ср}}$	0,25	0,37	0,3
			p , МПа	0,3	1,0	0,8
δ_{3B} , мм	30,0	15,0	t_n , °С	100,0	650,0	450,0
			$W_{\text{тр}}$, кДж	50,0	100,0	65,0
δ_{3B} , мм	30,0	10,0	τ , с	6,0	12,0	10,0
			m , кг	430,0	454,0	435,6
L_n , мм	90,0	150,0	m_n , кг	2,2	1,46	1,85
$D_{\text{ш}}$, мм	1450	1350	A_M/A_n	2,64	2,55	2,59
R_1/R_2	0,9	0,94	$u_{p.n.n}$, мм	10,0	15,0	12,35
K , Вт/(м ² ·К)	3,3	32,0	$u_{p.n.ш}$, мм	0,8	1,0	0,95

Промислові дослідження проводили на буровій. Спуск колони бурильних труб здійснювався на глибину 4108,0 м. Колона бурильних труб набиралася з 102 свічок, з яких 6 свічок ОБТ (обважені бурильні труби), решта свічок ЛБТ

(легкі) із загальною вагою 962,23 кН. Гідравлічне гальмо вмикали п'ять разів. Температура навколишнього середовища була 20,2 °С, атмосферний тиск - 0,0982 МПа.

Роботу тертя визначено в інтервалі 50,0-100,0 кДж. Початковий динамічний коефіцієнт тертя $f_0=0,27$, кутова швидкість шківів $\omega_0=30,0 \text{ с}^{-1}$, максимальні питомі навантаження $p=1,0 \text{ МПа}$, мінімальні – 0,3 МПа, зовнішній діаметр гальмового шківів $D_H = 1450,0 \text{ мм}$. З урахуванням наведених нижче параметричних і функціональних критеріальних обмежень отримано такі параметри оптимізації: $K_{\text{вз}} = 0,702$; $B_3 = 247,0 \text{ мм}$; $\delta_{3B} = 19,0 \text{ мм}$; $\delta_{3B} = 25,6 \text{ мм}$; $L_n = 120,0 \text{ мм}$; $D_{\text{ш}} = 1377,5 \text{ мм}$; $R_1/R_2 = 0,902$; $K = 12,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

У розрахунках послідовно ставили число пробних точок $N^\circ = 32, 64 \text{ і } 128$. Результати обчислень показали, що число пробних точок $N^\circ=32$ у достатній мірі задовольняє параметрам оптимізації.

Гальмо з фрикційними вузлами, що мають оптимальні конструктивні параметри, гарантовано експлуатуватиметься з раціональними експлуатаційними параметрами.

7.5.2 Гальмовому шківів

Як приклад розглянемо задачу проектування оптимальних багатопарних вузлів тертя модельного стрічково-колодкового гальма, які мають дві пари поверхонь тертя – зовнішні і внутрішні. Зовнішні пари тертя утворені внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки зі сталі 65Г і зовнішніми поверхнями накладок шифру ФК-24А. Внутрішні пари тертя утворені внутрішніми поверхнями накладок шифру ФК-24А і робочою поверхнею гальмового шківів зі сталі 35ХНЛ. Основні конструктивні та експлуатаційні параметри зовнішніх і внутрішніх пар тертя наведено у табл. 7.5.

Робота тертя задана в інтервалі $\frac{W_{\text{тр}}}{W'_{\text{тр}}} = \frac{3,0}{10,0} \text{ кДж}$. Початковий динамічний

Таблиця 7.5 - Основні конструктивні та експлуатаційні параметри стрічково-колодкового гальма з накладками, розташованими на гальмовому шківі

Конструктивні параметри	$\underline{\alpha}_i$	$\overline{\alpha}_i$	Експлуатаційні параметри	$\underline{c}_l$	$\overline{c}_l$	Φ_v^*
$K_{\text{вз}}$	$\underline{0,852^*}$ 0,904	$\underline{0,97}$ 1,0	F_T , кН	$\underline{2,0}$ 3,0	$\underline{4,0}$ 6,0	$\underline{2,75}$ 5,5
B_3 , мм	240,0	250,0	f_{cp}	$\underline{0,25}$ 0,3	$\underline{0,3}$ 0,35	$\underline{0,27}$ 0,33
			p , МПа	$\underline{0,3}$ 0,4	$\underline{0,4}$ 0,6	$\underline{0,32}$ 0,51
δ_{3B} , мм	30,0	15,0	t_n , °С	$\underline{200,0}$ 250,0	$\underline{250,0}$ 300,0	$\underline{220,0}$ 260,0
			W_{mp} , кДж	$\underline{3,0}$ 6,0	$\underline{6,0}$ 10,0	$\underline{4,0}$ 8,0
δ_{3B} , мм	30,0	15,0	τ , с	$\underline{2,5}$ 7,5	$\underline{3,0}$ 7,0	$\underline{2,8}$ 7,2
δ_{3B} , мм	41,0	25,0	m , кг	140,0	151,3	145,6
L_n , мм	90,0	150,0	m_n , кг	3,3	3,0	3,2
$D_{ш}$, мм	485,0	500,0	m/m_n	42,4	50,4	45,6
R_1/R_2	0,9	0,96	$u_{p.n.n}$, мм	$\underline{4,0}$ 8,0	$\underline{6,0}$ 120	$\underline{4,7}$ 9,9
K , Вт/(м²·К)	$\underline{2,935}$ 3,329	$\underline{4,033}$ 12,517	$u_{p.n.l}$, мм	$\underline{0,2}$ 0,4	$\underline{0,3}$ 0,7	$\underline{0,26}$ 0,5

*Примітка: у чисельнику наведено параметри зовнішніх пар тертя, у знаменнику – внутрішніх.

коефіцієнт тертя $f_1/f_2=0,25/0,35$, лінійна швидкість $V_{\text{ковз1}}/V_{\text{ковз2}}=6,0/2,0$ м/с, максимальні питомі навантаження $p_1/p_2=0,3/0,6$ МПа, мінімальні

$p_1/p_2=0,18/0,46$ МПа, маса гальмової стрічки $m_c=30,5$ кг, маса фрик 319 х накладок, встановлених на шківі, $m_n=42,9$ кг; зовнішній діаметр фрикційних елементів $D_{ш}=541,0$ мм. При параметричних і функціональних критеріальних обмеженнях отримано такі параметри оптимізації: $K_{вз1}=0,91$; $B_3=247,0$ мм; $\delta_{3B}=24,0$ мм; $\delta_{3B}=37,5$ мм; $L_n=120,0$ мм; $D_{ш}=495,0$ мм; $R_1/R_2=0,92$; $k_1=7,5$ Вт/(м²·К).

У розрахунках послідовно ставили число пробних точок $N^\circ=32$; 64 і 128. Результати розрахунків показали, число пробних точок $N^\circ=32$ у достатній мірі задовольняє параметрам оптимізації.

Використання гальма з оптимальними конструктивними параметрами зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гарантує підтримування раціональних експлуатаційних параметрів при переважаючих режимах його навантаження.

Висновки за розділом 7

1. При математичному описі методу оптимізації основних конструктивних параметрів (діаметра робочої поверхні, ширини і товщини ободу) гальмового шківа враховано обмеження, які стосуються допустимих питомих навантажень і поверхневих температур. Прийнято, що інтенсивність зростання об'ємної температури ободу шківа не перевищує приросту його поверхневої температури. Запропоновано метод проєктного розрахунку гальмових шківів, який складається з восьми етапів. Він починається з визначення гальмового моменту M_T в залежності від типу фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма, закінчується уточненням конструктивних параметрів гальмового шківа з використанням елементів теорії геометричного програмування. Ця теорія включає в себе цільову функцію, яка мінімізує негативні фактори-вартості гальмового шківа ($c_{ш1}$) і термічних напружень ($c_{ш2}$), що виникають на його робочій поверхні: $c_{ш} = c_{ш1} + c_{ш2}$ при імпульсному і тривалому гальмуванні.

2. Установлено взаємозв'язок між конструктивними та експлуатаційними параметрами з урахуванням інтенсивності теплообмінних процесів у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм.

3. Удосконалено метод визначення температурних напружень в конструктивних елементах гальмового шківа з урахуванням реальних силових і теплових навантажень. Досліджено вплив конструктивних параметрів гальмового шківа на величини механічних і температурних напружень. Установлено, що зі зменшенням коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя у 2,0 рази максимальні нормальні і температурні напруження зростають, відповідно, у 1,5-2,0 рази і 2,5-3,0 рази.

4. Отримано аналітичні залежності для визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмових шківів: товщини, ширини і діаметра поверхні тертя. Використання методу оптимізації сприяє зменшенню металомісткості гальмового шківа на 17,0%.

РОЗДІЛ 8

МЕТОДИ І ЗАСОБИ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

8.1 Особливості конструкцій складених гальмових шківів з кондуктивним охолодженням у стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки

Для зниження загальної енергонавантажності гальмових шківів запропоновано конструкції складених шківів, які складаються з декількох елементів. Ця сприяє поділу загальної енергонавантажності ободу складеного шківів на складові, які розподіляються по його частинах.

На рис. 8.1 *а* показано кінематичну схему бурової лебідки з стрічково-колодковим гальмом; на рис. 8.1 *б* – поперечний розріз стрічково-дискового гальма; на рис. 8. *в* зображено кульку в сепараторній обоймі [144].

Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки містить перший (1) і другий (2) напівшків. Напівшків 1 має виступ 3 для кріплення з фланцем 5 барабана 6 за допомогою болтового з'єднання 4. На фланці 5 є кільцевий циліндричний виступ 7. Маточина 8 барабана 6 за допомогою призматичної шпонки 9 закріплена на валу 10 лебідки.

Напівшків 2 у своїй середній частині також з фланцем 5 барабана 6 з'єднаний за допомогою болтів 4. Робочі поверхні 11 напівшківів 1, 2 з'єднані між собою теплоізоляцією 12 і трикратною комбінацією деталей "метал-полімер" 13, виконаних у вигляді кільцевих дисків. Вони мають товщину, яка дорівнює товщині серійного ободу. Між внутрішніми бічними поверхнями 14 напівшківів 1 та 2 розташовано пакет дисків з аналогічною вищезазначеній комбінації деталей "метал-полімер" 15. Зверху у пакеті дисків виконано наскрізний отвір 16 більшого діаметру, ніж діаметр болтів 4, які з'єднують нижні частини шківів 1 і 2. Між внутрішніми бічними поверхнями 14 низу шківів

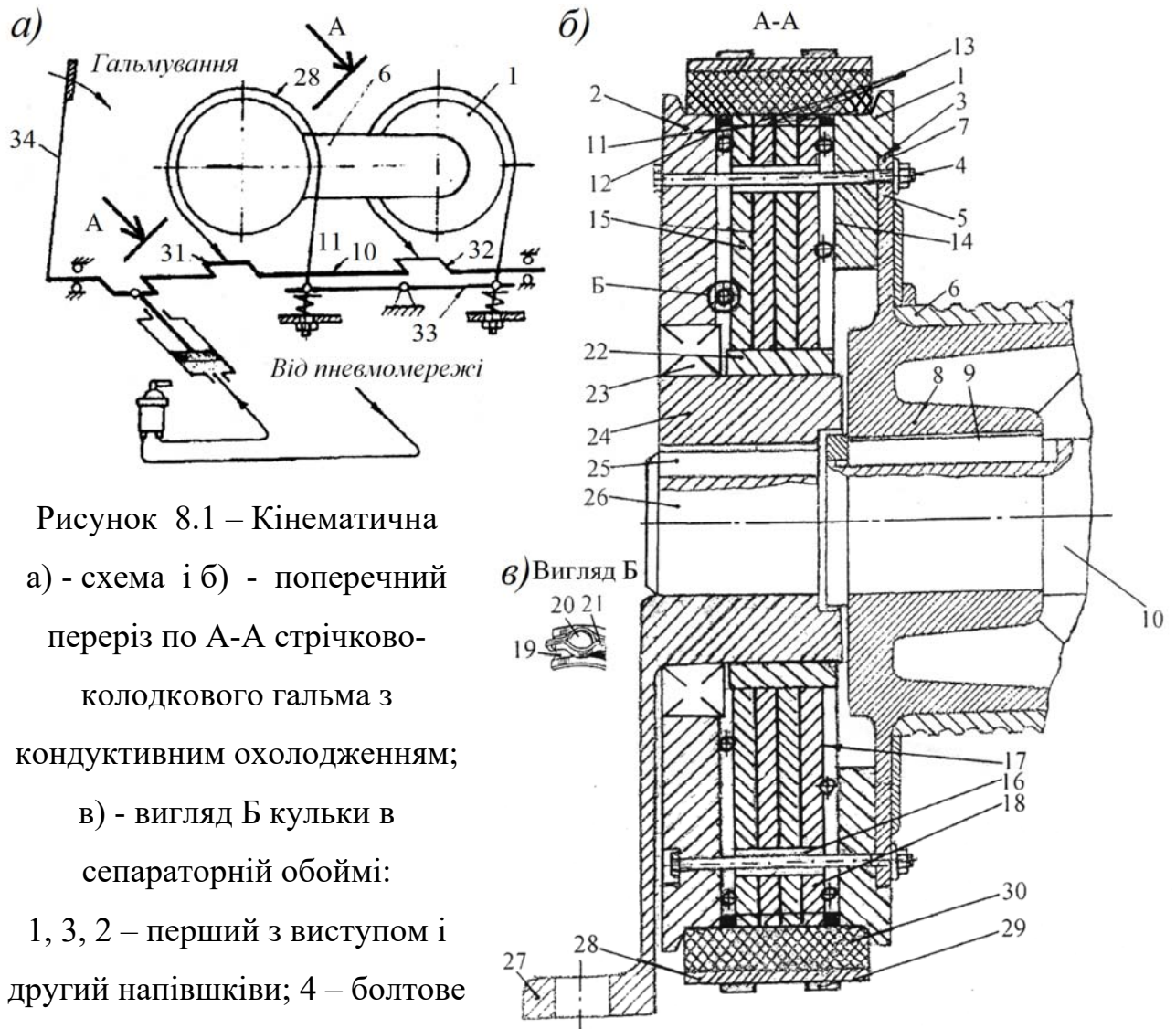


Рисунок 8.1 – Кінематична
а) - схема і б) - поперечний
переріз по А-А стрічково-
колодкового гальма з
кондуктивним охолодженням;
в) - вигляд Б кульки в
сепараторній обоймі:

1, 3, 2 – перший з виступом і
другий напівшківів; 4 – болтове
з'єднання; 5, 7, 6 – фланець з
кільцевим виступом барабана;
8, 24 – маточини;
9, 25 – призматичні шпонки; 10 – колінчастий вал;
11, 14, 12 – робочі та внутрішні поверхні напівшківів з теплоізоляцією між
ними; 13, 15 – кільцеві диски; 16 – отвори у дисках; 17, 19 – зовнішні бічні
поверхні дисків з кільцевими канавками; 20, 21 – кульки у сепараторних
обоймах; 22, 23 – підшипники: ковзання; кочення; 26 – вал; 27 – установочна
лапа; 28 – гальмова стрічка з набігаючою і збігаючою гілками; 29, 30 –
кріпильні вусики накладок; 31, 32 – мотильові шийки колінчастого вала; 33 –
балансир; 34 – важіль керування

1 і 2 і зовнішніми бічними поверхнями 17 дисків 18, у яких виконано кільцеві
канавки 19 на різних радіусах, встановлено кульки 20 однакового діаметра, які

укладені у сепараторні обойми 21 різних діаметрів. Пакет дисків 18 посаджений з натягом на підшипник ковзання 22, який, у свою чергу, посаджений з натягом на маточину 24. Сумарний натяг між поверхнями підшипника ковзання 22 і маточиною 24 має бути набагато більшим, ніж на ділянці взаємодії пакета дисків з підшипником ковзання 22.

До гальмової стрічки 28 за допомогою вусиків 29 прикріплено фрикційні накладки 30. Гальмова стрічка 28 має набігаючу і збігаючу гілки. Набігаюча гілка гальмової стрічки 28 приєднана до мотильових шийок 31 і 32 колінчастого вала 10, її збігаюча гілка – до балансира 33. Керування гальмом здійснюється важелем 34 (див. рис. 8.1 а).

Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки працює так. Переміщенням важеля 34 здійснюється поворот колінчастого вала 10, у результаті якого бурильник зтягує гальмові стрічки 28 з фрикційними накладками 30. Вони сідають на робочу поверхню металевго елемента тертя. Вона складається з робочих поверхонь 11 напівшківів 1 і 2, які обертаються.

Двостороннє притискання пакета дисків здійснюється за допомогою болтових з'єднань 4. Сила затискання дисків не повинна перешкоджати обертанню кульок 20 у сепараторних обоймах 21 відносно внутрішніх бічних поверхонь 14 напівшківів 1 і 2 і зовнішніх бічних поверхонь 17 дисків 18.

Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки працює в двох режимах.

При першому гальмівному режимі відбувається взаємодія робочих поверхонь фрикційних накладок 30 із складеною поверхнею металевго елемента тертя. У результаті цього генерується ЕРС термопотоків, і через специфічні електронні властивості приповерхневих шарів полімерних накладок виникають теплові струми електризації. Унаслідок цього в них акумулюється теплота. Далі відбувається стік теплоти у тіла напівшківів 1, 2 і крізь тертьові пари полімер-метал – у тіло дисків 18, зібраних у пакет. Після чого теплота від їхніх поверхонь розсіюється у навколишнє середовище. Перший гальмовий режим є короткочасним, другий – тривалим. Тут повторюються усі процеси першого гальмового режиму, коли працюють зовнішні пари тертя. До них

підключаються внутрішні пари тертя "метал-метал", що виникають в результаті обертання складеного гальмового шківів, який взаємодіє з нерухомою торцевою поверхнею пакета дисків. У цьому випадку трибоефект, генеровані ЕРС електро- і термострумів будуть меншими, ніж у зовнішніх парах тертя. Унаслідок цього акумулюється менша кількість теплоти. Якщо розглядати одночасну взаємодію зовнішніх і внутрішніх пар тертя, тобто як багатопарну систему, то по товщині взаємодії виникає позитивний градієнт електричного і теплового струмів, що сприятиме ефективному кондуктивному відведенню теплоти за такою схемою: пари тертя "полімер-метал" - пакет дисків - підшипник ковзання 22 - маточина 24 - вісь 26 - установочна лапа 27. Далі теплота розсіюється у навколишнє середовище. Теплота розподіляється між його боковинами і торцевими поверхнями пакета дисків і відводиться від пар тертя кондуктивним теплообміном.

У другому гальмовому режимі гальмо може працювати як стрічково-дискове, оскільки сумарна сила тертя у зонах контактної взаємодії у внутрішніх парах тертя здатна змістити пакет дисків у бік, протилежний напрямку обертання складеного шківів, зірвавши натяг між торцевою поверхнею пакета дисків 18 і поверхнею підшипника ковзання 22. При цьому поверхні пар тертя "метал-полімер" 13 починають взаємодіяти, збільшуючи загальну сумарну силу тертя.

Конструкцію стрічково-колодкового гальма зі складеним гальмовим шківом і вмонтованим в його боковини T -подібним теплопровідним елементом наведено на рис. 8.2 а, б [33].

У другій конструкції складеного шківів теплота розподіляється між кільцевою вставкою з виступами, боковинами шківів, які у своїй нижній частині взаємодіють з T -подібним теплопровідним елементом і його тілом.

Проведемо теплову оцінку при роботі складеного гальмового шківів з вмонтованими в його напівшківів T -подібними теплопровідними елементами. За принципом робота фрикційних вузлів другої конструкції гальма нічим не відрізняється від роботи першої конструкції. Відмінною особливістю даного

складеного шківа є те, що його перший 1 і другий 2 напівшків, а також внутрішня поверхня кільцевої вставки 11 є теплоізольованими. Кільцеві виїмки 15 у боковинах напівшківів 1 і 2, які взаємодіють з виступами T -подібного теплопровідного елемента 16 не теплоізольовані.

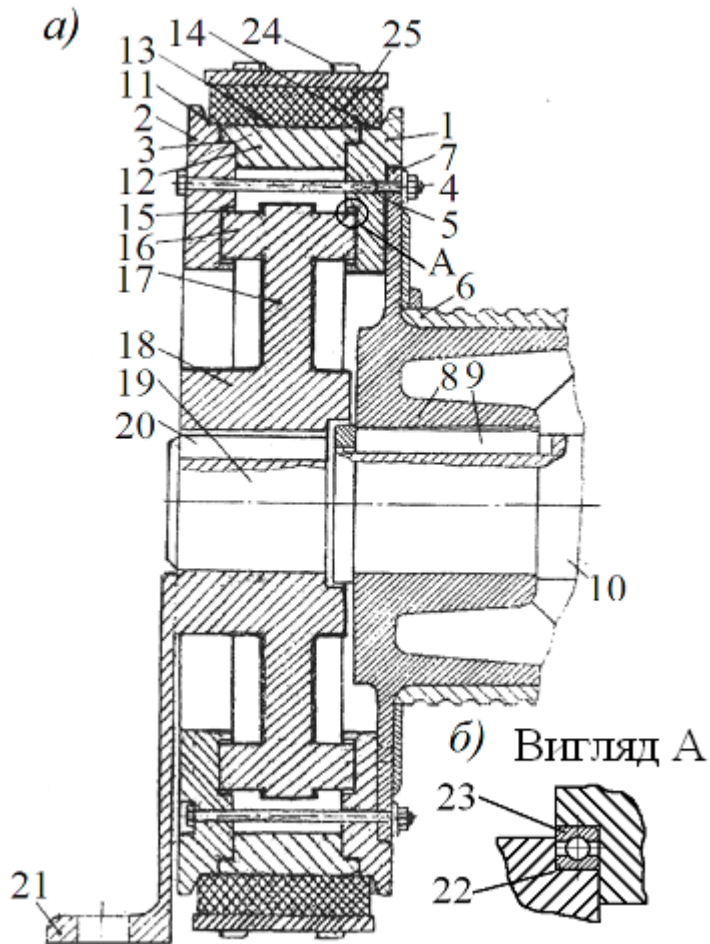


Рисунок 8.2 – Стрічково-колодкове гальмо зі складеним гальмівним шківом і

а) - вмонтованим в його боковини T -подібним теплопровідним елементом; б) - вигляд А з підшипником кочення (б):

1, 2, 3 – перший і другий напівшків з виступами;
 4 – болтове з'єднання;
 5, 7, 6 – фланець з кільцевим виступом барабана;
 8, 18 – маточини;
 9, 20 – призматичні шпонки;
 10, 19 – вали; 11, 12 – робоча поверхня кільцевої вставки з

виступом; 13, 14 – ділянки робочої поверхні фрикційної накладки; 15 – кільцеві виїмки у боковинах напівшківів; 16, 17 – T -подібний теплопровідний елемент та його тіло; 21 – установочна лапа; 22 – кільцеві виїмки на T -подібному елементі; 23 – підшипник кочення; 24 – кріпильні планки накладок;

25 – гальмова стрічка

У процесі електротермомеханічної взаємодії пар тертя гальма в їх поверхневих і приповерхневих шарах акумулюється теплота, потоки якої при кондуктивному теплообміні рухаються за такими схемами: «права частина кільцевої вставки 11 - перший напівшків 1 - права частина T -подібного теплопровідного елемента 16 і його тіло 17 - маточина 18 теплопровідного

елемента 16». Друга теплова схема реалізується аналогічно до першої. Необхідно зауважити, що металомісткість лівої частині маточини 18 теплопровідного елемента 16 є більшою, ніж правої, оскільки теплопровідний елемент 16 відносно маточини 18 встановлено зі зміщенням праворуч і у лівій частині маточини 18 є установча лапа 21.

За рахунок потоків омиваючого повітря при обертанні складеного шківа вимушеному теплообміну піддані внутрішня поверхня кільцевої вставки 11, внутрішні і зовнішні поверхні правого 1 і лівого 2 напівшківів. Природному теплообміну піддаються поверхні теплопровідного елемента 16, його маточина 18 і установочна лапа 21.

8.2 Енергонавантаженість складених гальмових шківів і циркуляція теплових струмів в їхніх конструктивних елементах

Перенесення теплоти від поверхонь контакту «бігова доріжка тертя шківа - робоча поверхня накладки» вглиб елементів тертя здійснюється пружними тепловими коливаннями електронів та іонів і тепловим рухом провідності. У початкові моменти фрикційної взаємодії відбувається нагрівання поверхневого шару, і фронт прогрівання поширюється всередину контактуючих елементів з деякою кінцевою швидкістю.

За твердженням академіка А. Х. Джанахмедова [58] зародження і розвиток мікротріщин на робочих поверхнях ободів гальмових шківів бурових лебідок відбувається тим повільніше, чим швидше забезпечується відведення теплової енергії у приповерхневі шари ободу, що сприятиме зменшенню поверхневого температурного градієнта.

Проаналізуємо термограми, наведені на рис. 8.3 а, для оцінки енергонавантаженості конструктивних елементів ободів складених гальмових шківів. У верхній частині між напівшківками знаходиться кільцева вставка з виступами, внутрішня поверхня якої теплоізолювана (див. рис. 8.1 а). Наявність теплоізоляції зазначених вище поверхонь виключає вплив потоків омиваючого повітря при вимушеному охолодженні ободу складеного шківа.

Обід повністю прогрівається, що сприяє мінімальним поверхневим і глибинним температурним градієнтам.

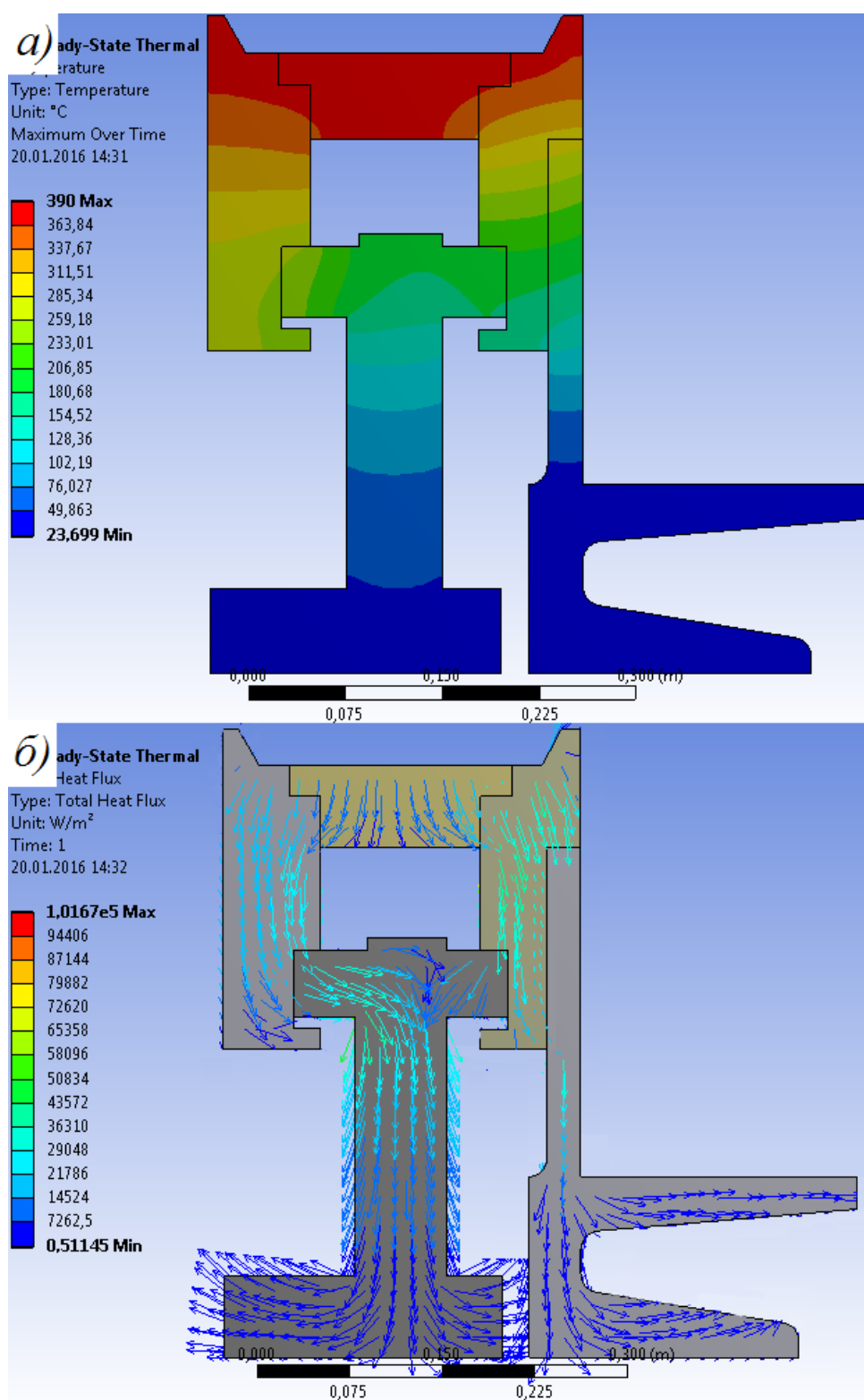


Рисунок 8.3 – Зображення а) - термограми і б) - схеми циркуляції теплових струмів у тілі складеного гальмового шків з термоізоляцією і вмонтованим в нього T -подібним теплопровідним елементом (конструктивний варіант І)

Згідно з термограмою (див. рис. 8.3 а), яку записано для нетеплоізованих елементів складеного шківа, його обід є частково прогрітим. У цій конструкції частина теплової енергії від матових поверхонь кільцевої вставки і напівшківа вимушеним конвективним теплообміном відводиться в омиваюче їх повітря. У цьому випадку поверхневі і глибинні температурні градієнти будуть максимальними, що призводить до виникнення великих температурних напружень на поверхні ободу складеного шківа.

Циркуляція теплових струмів у тілі складених гальмових шківів з вмонтованими в його напівшків T -подібними теплопровідними елементами відбувається за такими схемами (див. рис. 8.3 б):

- «права частина кільцевої вставки - перший напівшків - права частина T -подібного теплопровідного елемента і його тіло - маточина теплопровідного елемента - опорний вал». У циркуляції теплових струмів лівої частини конструкції бере участь ще й установочна лапа. За такої схеми відбувається два види теплообміну кондуктивний і природний конвективний, до складу якого входить і радіаційний теплообмін;

- у другій конструкції складеного шківа без теплоізоляції його елементів реалізується три види теплообміну: вимушений і природний конвективний теплообмін спільно з радіаційним теплообміном, а також кондуктивний теплообмін.

Термограма, наведена на рис. 8.4 а, стосується складеного гальмового шківа. Він містить пакет теплопровідних дисків, розділених між бічними поверхнями теплоізоляційними кільцями. Кільця у верхній частині контактують з внутрішніми поверхнями правого і лівого напівшківів. При цьому має місце рівномірний прогрів поверхневих шарів ободу шківа, на що вказують мінімальні поверхневі температурні градієнти. Проте такій конструкції шківа притаманні максимальні глибинні температурні градієнти.

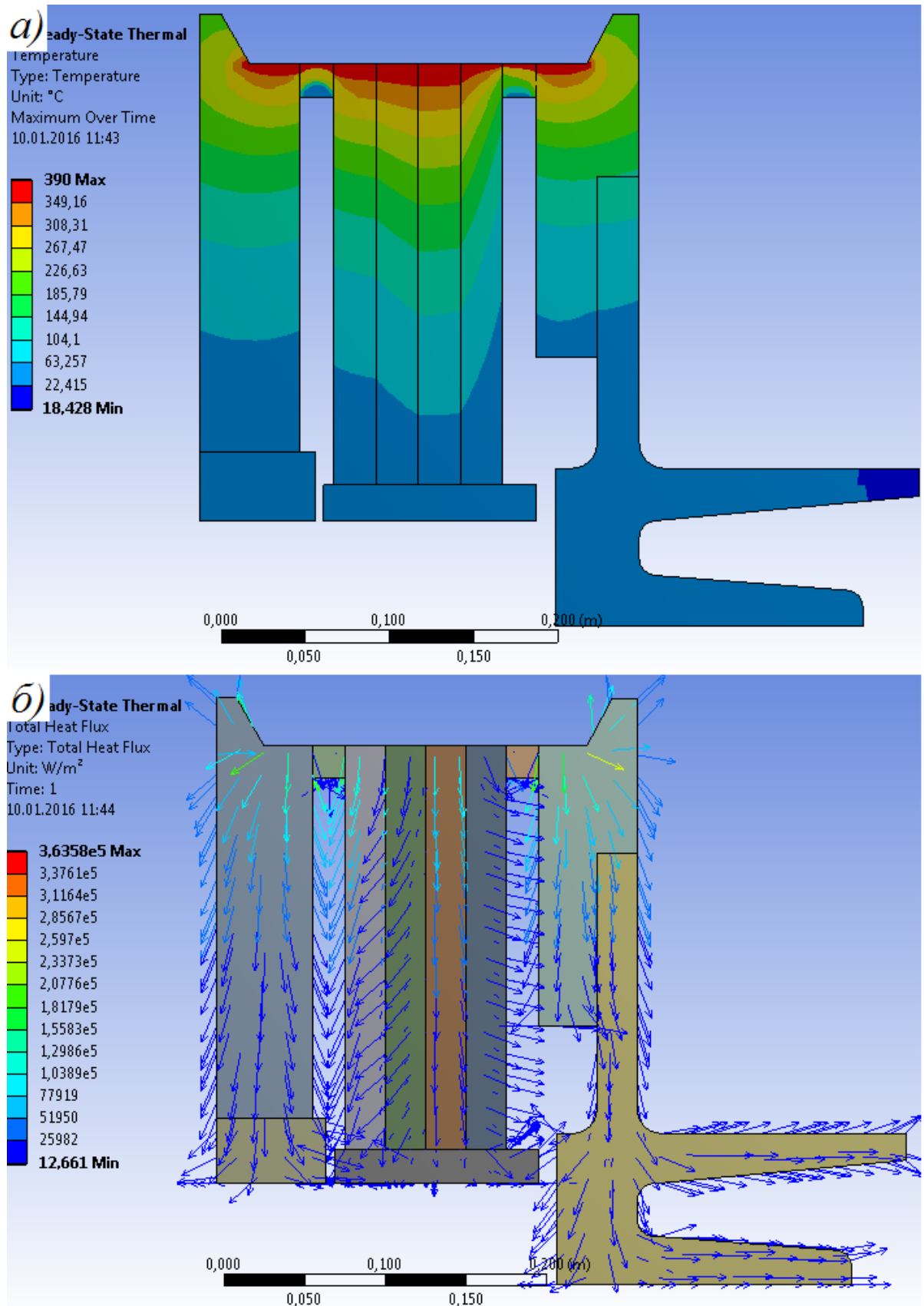


Рисунок 8.4 – Зображення а) - термограми і б) - схеми циркуляції теплових струмів у тілі складеного з теплопровідних дисків гальмового шківa

Циркуляція теплових струмів у тілі складеного шківа з пакетом теплопровідних дисків відбувається за такою схемою (див. рис. 8.4 б): «полімер-метал - пакет теплопровідних дисків - підшипник ковзання - маточина - вал - установочна лапа». За такої схеми спостерігається два види теплообміну: кондуктивний і вимушений конвективний, до складу якого входить і радіаційний теплообмін.

У табл. 8.1 наведено величини прогнозованих температурних градієнтів ободів складених гальмових шківів.

Таблиця 8.1 - Температурні градієнти ободів складених гальмових шківів

Складені гальмові шків з:		Температурні градієнти, °C/мм:	
		поверхневі	глибинні
вмонтованими у нижній частині напівшківів T -подібними теплопровідними елементами	кільцевими вставками, напівшківками з теплоізоляцією їхніх поверхонь	1,52	0,532
	кільцевими вставками і напівшківками	3,45	1,112
напівшківками, відділеними від пакета теплопровідних (з різним коефіцієнтом теплопровідності) дисків теплоізоляційними кільцями по ширині ободу		12,0	2,45

Аналіз інтенсивності теплообміну від металевих елементів тертя стрічково-колодкового гальма показав, що їхні коефіцієнти тепловіддачі α_L різняться за модулем і законом зміни і залежать від лінійної швидкості ободу шківа. Окрім того, матові і поліровані (робочі) поверхні металевих елементів тертя омиваються різними за хімічним складом і термодинамічними параметрами середовищами.

Від зазначених поверхонь металевих елементів тертя здійснюється тепловіддача випромінюванням повітря, яке їх омиває.

Відповідно до закону Стефана-Больцмана коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням визначається за виразом:

$$\alpha_L = \frac{\left[\left(\frac{T_H}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_B}{100} \right)^4 \right]}{T_H - T_B}, \quad (8.1)$$

де T_H – температура нагрівання поверхонь металевих елементів тертя, К; T_B – температура навколишнього середовища, К; α_L – коефіцієнт випромінювання, Вт/(м²·К⁴).

Результати розрахунків за формулою (8.1) наведено на рис. 8.5 а, б, з якого випливає, що коефіцієнт α_L збільшується з підвищенням температури [10].

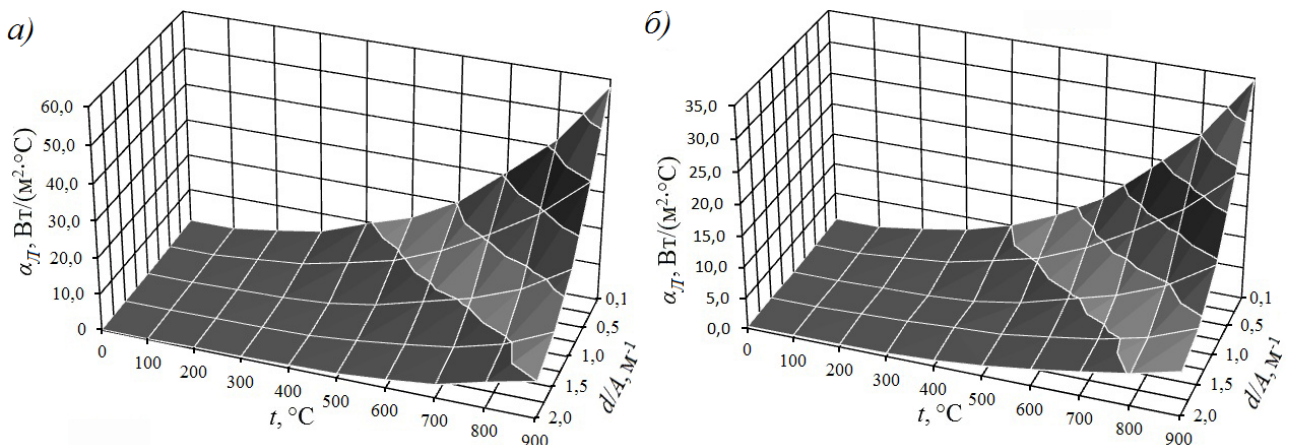


Рисунок 8.5 – Залежність коефіцієнтів тепловіддачі α_L випромінюванням з а) - матових і б) – полірованих поверхонь металевих елементів тертя від температури нагрівання t при різних значеннях відношення діаметрів плям контакту поверхні тертя до їх площі

Установлено, що величина відношення коефіцієнтів випромінювання з матової й полірованої поверхонь металевих елементів тертя повинна дорівнювати відношенню їх площ. За величиною цього відношення можна судити про настання усталеного теплового стану ободу шківів.

Для стрічково-колодкового гальма (гальмовий шків виготовлено із сталі) маємо:

$$\frac{c_{LM}}{c_{LP}} = \frac{5,0}{1,1512} = 3,31; \quad \frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{2,767}{1,048} = 2,64.$$

У даному випадку розглядаємо площі поверхонь теплообміну гальмового шківа стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 (табл. 8.2) [69]. Розбіжність між величинами відношень не перевищує 23,0%. У складених гальмових шківів зазначена величина

Таблиця 8.2 - Площі поверхонь теплообміну серійного гальмового шківа стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

Площі поверхонь, що беруть участь у різних видах теплообміну з навколишнім середовищем, та бічної поверхні фланця барабана лебідки, м ²				Маса (кг) елементів гальмового шківа:		
Площі (м ²) поверхонь гальмового шківа:			Площа (м ²) поверхонь виступу ободу шківа, яка стикується з фланцем барабана	ободу	виступу	бокової стінки
полірована	матова					
	внутрішня	зовнішня				
1,048*/0,091	1,405	0,73	0,541	324,5	31,98	72,54

*Примітка: Площа полірованої (робочої) поверхні гальмового шківа: в чисельнику – яка перекривається накладками, в знаменнику – яка не перекривається накладками

відсоткового відхилення є набагато меншою, оскільки через введення додаткових матових поверхонь охолодження циліндричних дисків величина відношення $A_{охл}/A_{нагр}$ зменшилася.

Установлено, що після реалізації аперіодичних циклічних гальмувань температура поверхні тертя досягає максимальної для даного режиму роботи величини $t_{уст}$ і є усталеною температурою. Подальше зростання температури припиняється, оскільки кількість теплоти, яка поглинається при гальмуванні, дорівнює кількості теплоти, яка розсіюється в навколишнє середовище.

Установлено, що від поверхонь складених гальмових шківів з теплопровідними елементами в інтервалі низьких температур (100-400 °С) 15,5% теплоти відводиться природним вимушеним конвективним і кондуктивним теплообмінами.

8.3 Розподіл напружень в конструктивних елементах складених гальмових шківів

Для дослідження механічних і температурних напружень, а також їх градієнтів використовували метод кінцево-елементного моделювання за допомогою програми Ansys Workbench [82]. Розглядали фрикційний вузол «накладка-шків» з такими вихідними конструктивними та експлуатаційними параметрами: матеріал шківа – сталь 35ХНЛ, питоме навантаження $p=1,2$ МПа, поверхнева температура $t_n=390$ °С, температура навколишнього середовища $t_0=22$ °С, матеріал фрикційної накладки Ретинакс ФК-24А, допустима температура матеріалу накладки 390°С.

У додат. Г у табл. Г.1-Г.4 наведено результати розрахунків механічного напруження в поверхневому шарі ободу шківа різної ширини ($B_{ш}$, м), який перебуває під дією імпульсної нормальної сили (N , кН).

Моделювали процеси механічного і теплового впливу на робочі і неробочі поверхні ободу складеного шківа. Він складається з правого і лівого напівшківів, власне ободу, виконаного у вигляді кільцевої вставки з виступами. У своїй нижній частині напівшківів взаємодіють з T -подібним теплопровідним елементом, тіло якого виконано спільно з маточиною (рис. 8.6 а, б). Місця спряжень складеного шківа, показаних на рис. 8.6, є концентраторами механічних напружень. Внутрішня і зовнішня поверхні шківа теплоізовані від омиваючих його потоків навколишнього повітря (перший конструктивний варіант). Дослідження механічних і температурних напружень показали по:

механічних напруженнях (див. рис. 8.6 а)

– виникає чотири осередки напружень (зона І – 12,4МПа, зона

II – 11,4 МПа, максимальні напруження (зона III) – 15,3 МПа, зона IV – 9,4 МПа) у місцях спряжень, відповідно, лівого і правого напівшківів з кільцевою вставкою (зверху) і *T*-подібним теплопровідним елементом (знизу).

Перші дві зони утворилися внаслідок стискання поверхневого шару ободу від дії питомих навантажень;

- з'являється зона V з середніми напруженнями 5,2 МПа, що виникають внаслідок прогину лівого напівшківа через те, що він знаходиться на вільному кінці ободу;

температурних напруженнях (див. рис. 8.6 б)

- виникає п'ять зон напружень (зона VI – 53,9 МПа, зона VII – 108,2 МПа, зона VIII – 138,4 МПа, зона IX – 101,27 МПа і зона X – 113,02 МПа) у місцях формування механічних напружень;

сумарних (механічні + температурні) напруженнях (див. рис. 8.6 в)

- температурні напруження на порядок перевищують механічні, тобто саме вони визначають величини сумарних напружень.

Дослідження механічних і температурних напружень, що виникають у другому конструктивному варіанті складеного шківів, поверхні якого взаємодіють з омиваючими потоками навколишнього повітря, показали:

за механічними напруженнями (рис. 8.7 а)

- наявність вільного і вимушеного конвективного теплообміну не впливає на величину механічних напружень, тому в другому конструктивному варіанті вони такі ж, як і в першому;

за температурними напруженнями (див. рис. 8.7 б)

- значні напруження (зона I – 153,1 МПа, зона II – 212,3 МПа і зона III – 140,5 МПа) виникають в місцях з'єднання конструктивних елементів складеного шківів, оскільки вони є концентраторами напружень внаслідок їхньої різної металомісткості;

- у місцях з'єднання реборд також виникають великі напруження (зона IV – 136,4 МПа і зона V – 134,8 МПа) з тієї самої причини;

- за сумарними (механічні + температурні) напруженнями (див. рис. 8.7 в)

- величину сумарних напружень визначають, в основному, температурні

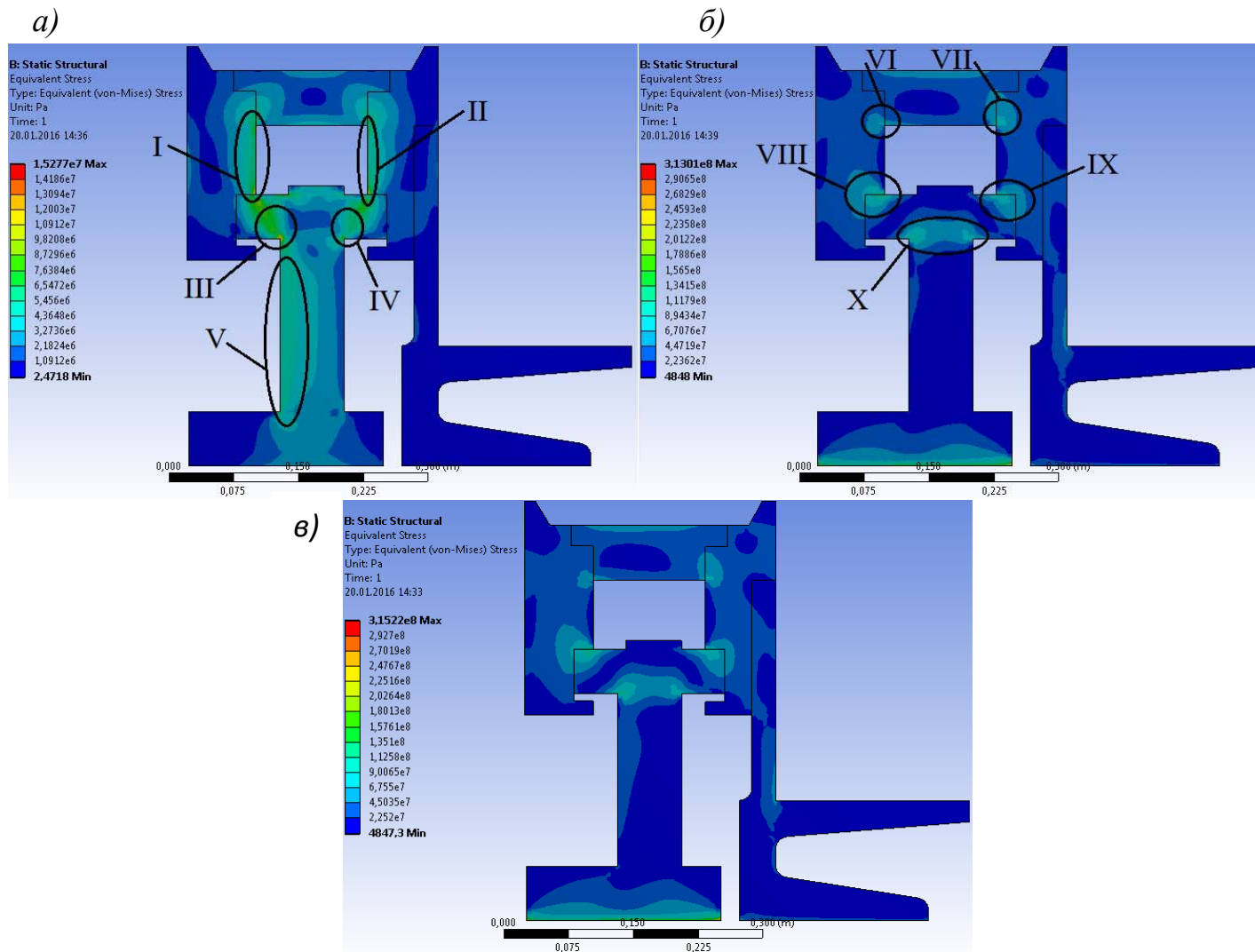


Рисунок 8.6 – Розподіл напружень а) – механічних; б) – температурних в) – сумарних, які розвиваються у тілі складеного гальмового шківа з теплоізованими елементами і вмонтованим в його боковини T -подібним теплопровідним елементом (варіант I)

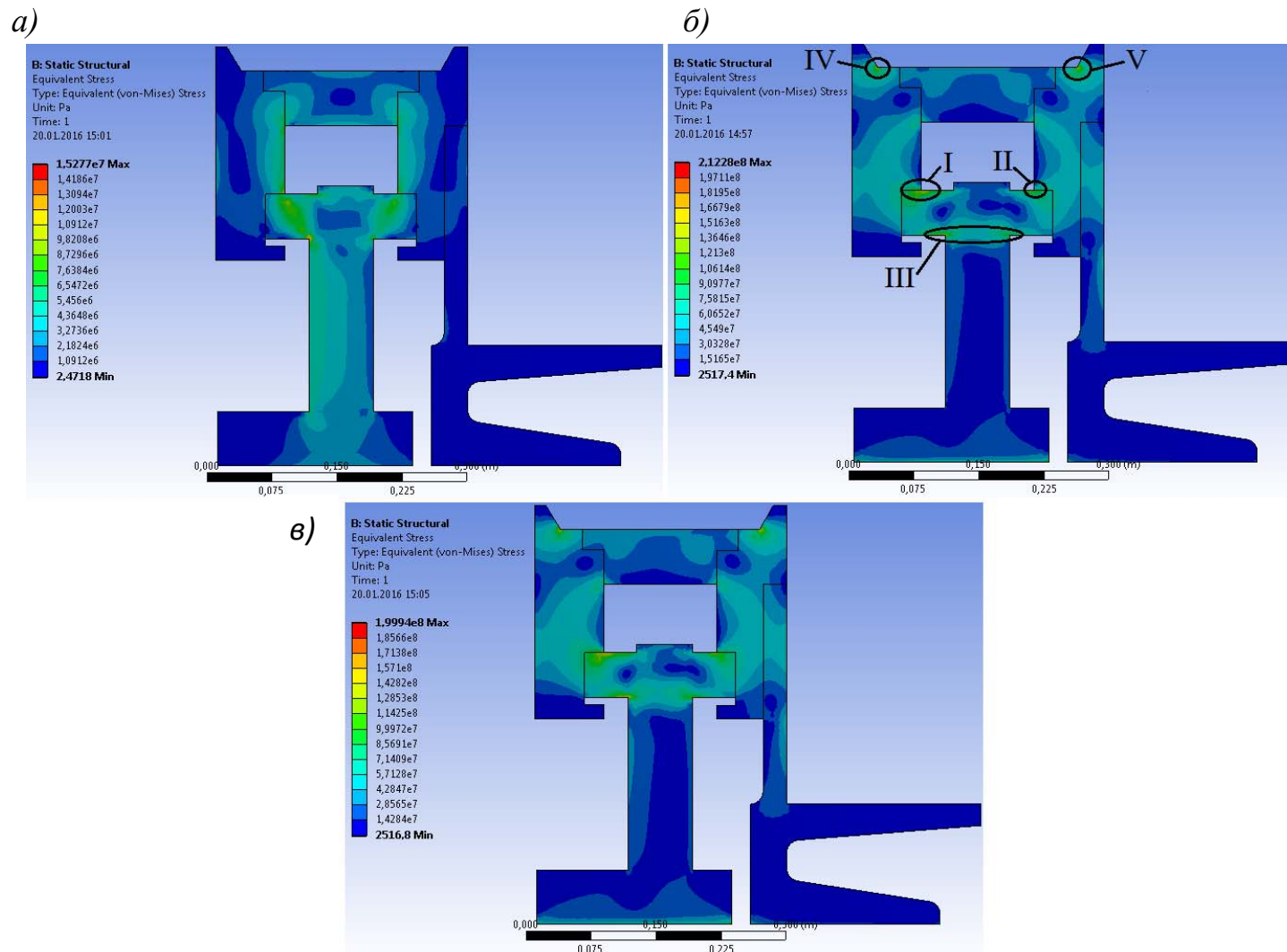


Рисунок. 8.7 – Розподіл напружень а) – механічних; б) – температурних в) – сумарних, які розвиваються у тілі складеного гальмового шківа з вмонтованим в його боковини *T*-подібним теплопровідним елементом (варіант II)

напруження, оскільки вони на порядок перевищують механічні.

При порівнянні двох конструктивних варіантів складених шківів стрічково-колодкового гальма з кондуктивним теплообміном встановлено таке:

- у першому конструктивному варіанті через великий градієнт температур виникають великі температурні напруження, значення яких в середньому на 49% є більшими, ніж у другому варіанті, внаслідок цього формується їх великий градієнт;

- у другому конструктивному варіанті за рахунок вимушеного охолодження поверхонь кільцевої вставки з виступами і двох напівшківів, а також кондуктивного охолодження при застосуванні T -подібного теплопровідного елемента досягнуто зниження температурних градієнтів по глибині шківів;

- у першому конструктивному варіанті через великий градієнт температур виникають додаткові осередки напружень в місцях спряження ободу шківів з реборами.

При моделюванні процесів механічного і теплового впливу на стан робочих і неробочих поверхонь складеного шківів, у якому кільцеві металеві диски різної теплопровідності розділені теплоізоляційними кільцями, встановлено:

по механічних напруженнях (рис. 8.8 а)

- є чотири осередки напружень (зона I – 2,87 МПа, зона II – 3,54 МПа, зона III – 4,3 МПа, IV – 3,5 МПа), які виникають у місцях з'єднання лівого і правого теплоізоляційних кілець з напівшківів і правого напівшківів з фланцем барабана, ці місця є концентраторами напружень;

- напруження у цих зонах виникають через прогин правої частини ободу складеного шківів від дії питомих навантажень, найбільші напруження виникають у зоні III, оскільки саме тут товщина фланця барабана є найменшою;

по температурних напруженнях (див. рис. 8.8 б)

- спостерігається два осередки напружень (зона V – 872,6 МПа і зона VI – 648,2 МПа) у місцях з'єднання теплоізоляційних кілець, відповідно, з

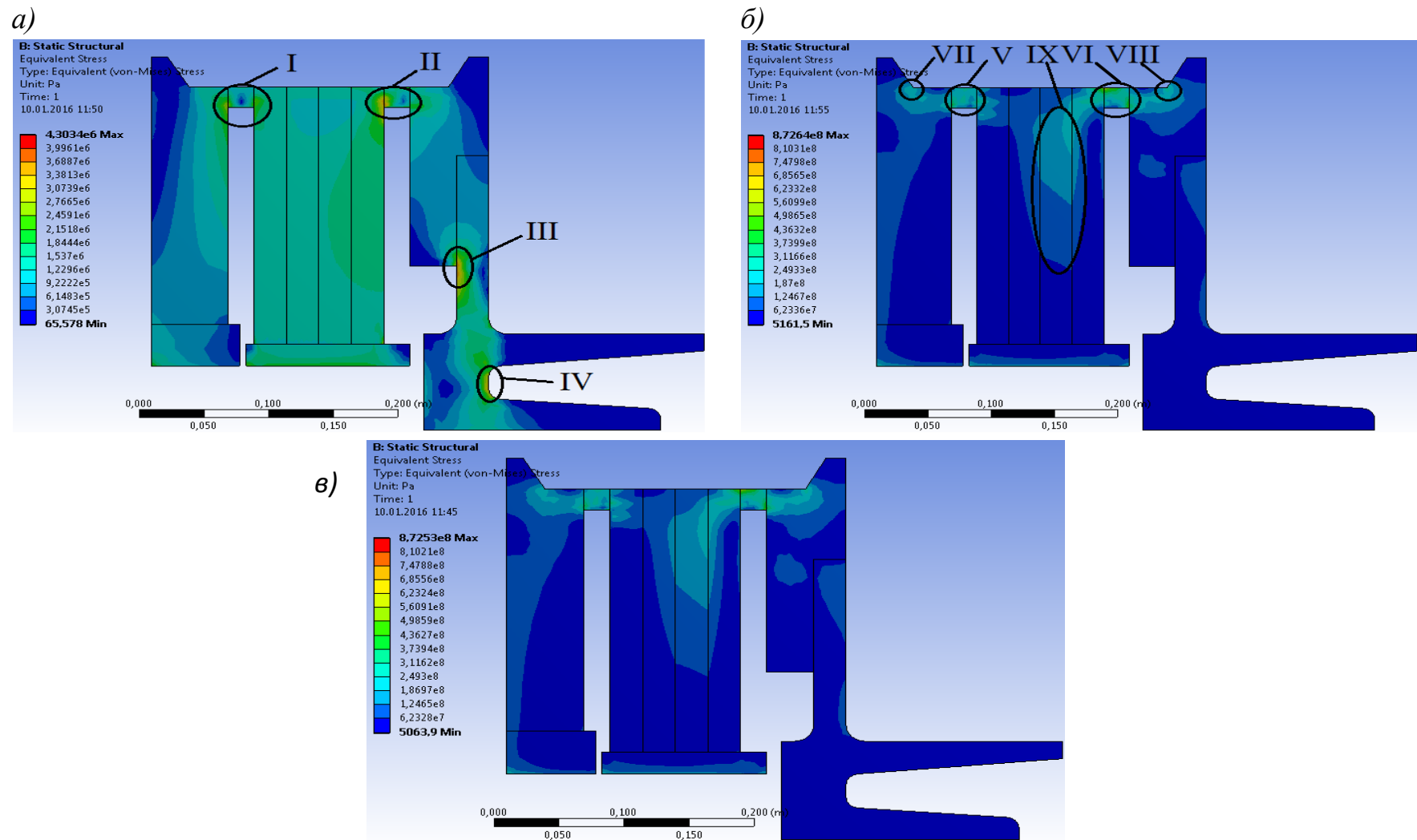


Рисунок 8.8 – Розподіл напружень а) – механічних; б) – температурних; в) – сумарних, які розвиваються у складеному шкві з теплопровідними дисками

лівим і з правим напівшківками. Пояснюється це тим, що сумарні розширення правого і лівого напівшківків, а також металевих дисків через високий коефіцієнт теплопровідності є більшими, ніж теплоізоляційних кілець, що спричинює їх стискання;

- у місцях з'єднання лівого і правого напівшківків з ребордами (зона VII – 234,2 МПа і зона VIII – 296,8 МПа) осередки напружень зливаються із зонами V і VI, відповідно;

- зона IX утворилася внаслідок різної теплопровідності сусідніх кільцевих дисків;

по сумарних напруженнях (механічні + температурні) (див. рис. 8.8 в)

- величину сумарних напружень визначають температурні напруження в місцях з'єднання теплоізоляційних кілець з правим і лівим напівшківками.

8.4 Конструктивні рішення з керування динамічною навантаженістю фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Фрикційна накладка з ділянкою гальмової стрічки над нею при взаємодії з робочою поверхнею бігової доріжки шківа є окремим гальмовим пристроєм. Виходячи з цього, в запропонованій конструкції комбінованої гальмової стрічки використано сумарну енергію взаємодії. На рис. 8.9 а наведено кінематичну схему бурової лебідки; на рис. 8.9 б – кінематичну схему стрічково-колодкового гальма з комбінованою гальмовою стрічкою; а рис. 8.9 в – поперечний переріз по А-А фрикційного вузла з ділянками основної та додаткової стрічок; на рис. 8.9 г – пластмасовий фрикційний і металевий кріпильні елементи; на рис. 8.9 д – ділянку додаткової стрічки з поздовжніми пазами і вирізами; на рис. 8.9 е – гальмові стрічки з удосконаленими фрикційними накладками і підресорними відтяжними пристроями.

Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки з багатопарними вузлами тертя містить комбіновану гальмову стрічку, яка складається з основної 12 і додаткової 15 стрічок. Основні стрічки 12 своїми набігаючими кінцями – кріпляться до мотильових шийок 6 і 9 колінчастого вала 10, а збігаючі кінці

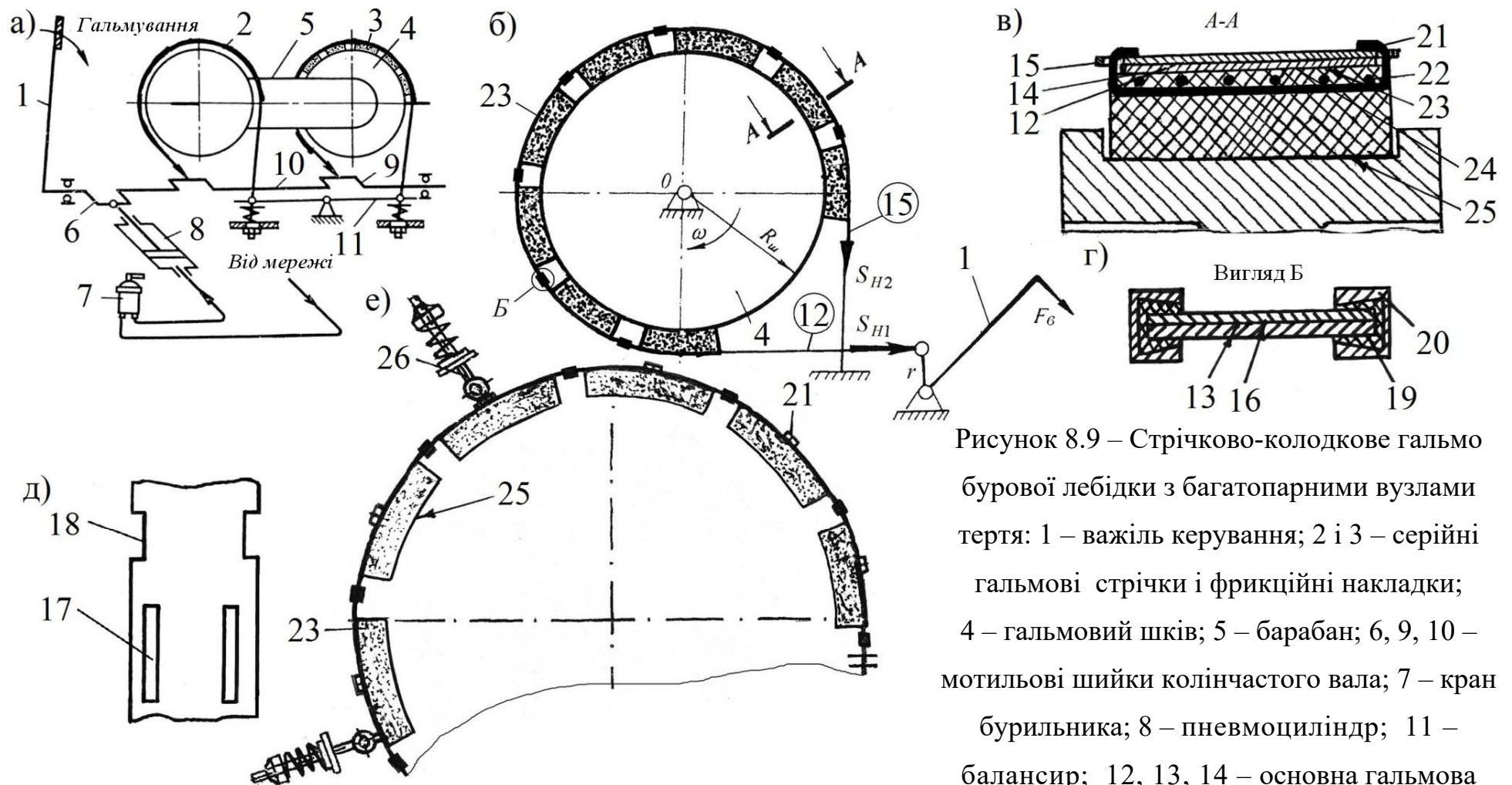


Рисунок 8.9 – Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки з багатопарними вузлами тертя: 1 – важіль керування; 2 і 3 – серійні гальмові стрічки і фрикційні накладки; 4 – гальмовий шків; 5 – барабан; 6, 9, 10 – мотильові шийки колінчастого вала; 7 – кран бурильника; 8 – пневмоциліндр; 11 – балансир; 12, 13, 14 – основна гальмова стрічка та її зовнішня і внутрішня поверхні; 15, 16, 17, 18 – додаткова гальмова стрічка та її внутрішня поверхня, повздовжні пази і прямокутні вирізи; 19, 20 – пластмасовий фрикційний і металевий кріпильні елементи; 21, 22 – кріпильні планки накладок і дріт для їх армування; 23, 24, 25 – фрикційні накладки із зовнішньою і робочою поверхнями; 26 – підресорний відтяжний пристрій

додаткових стрічок 15 – до балансира 11. Основна стрічка 12 має зовнішню 13 і внутрішню 14 поверхні. Додаткова стрічка 15 з внутрішньою поверхнею 16 має по боках поздовжні пази 17 однакового поперечного перерізу і довжини. З боків додаткової стрічки 15 є прямокутні вирізи 18, в які встановлено пластмасовий 19 і металевий 20 кріпильні елементи. Вони з'єднують основну 12 і додаткову 15 стрічки між собою.

Посередині кожного з пазів 17 додаткової стрічки 15 заведено виступи кріпильних пластин 21, які армуються дротом 22 в тілі серійних фрикційних накладок 23 із зовнішньою 24 і робочою 25 поверхнями. Кріпильні елементи 19 і 20 є обмежувачами при переміщенні фрикційних накладок 23 відносно поверхонь комбінованої гальмової стрічки.

Для розмикання комбінованої гальмової стрічки після завершення гальмування використовуються підресорні відтяжні пристрої 26, які прикріплені до додаткової стрічки 15.

Монтаж комбінованої гальмової стрічки проводять так. З боку набігаючого кінця основної стрічки 12 від'єднують кріпильне вухо (на рис. 8.9 *e* не показано), яке до неї прикріплено болтами. Після чого стрічки 12 і 15 з'єднують запресовуванням фрикційних 19 і металевих 20 кріпильних елементів. Потім до додаткової стрічки 15 пластинами 21 кріплять с 344 фрикційні накладки 23. Торець додаткової стрічки 15 впирається в торець кріпильного вуха основної стрічки 12, а торець основної стрічки 12 впирається в торець кріпильного вуха додаткової стрічки 15.

У конструкції комбінованої гальмової стрічки реалізовано принцип розвантаження основної гальмової стрічки 12 за рахунок збільшення загальної деформації набігаючих гілок основної 12 і додаткової 15 стрічок. Як наслідок, різниця $S_{H1} - S_{H2}$ зростає. Разом з нею збільшується сила тертя на взаємодіючих поверхнях і створюваний гальмом гальмовий момент. При цьому забезпечується хороша піддатливість основної стрічки 12 при регламентованому коефіцієнті запасу її міцності. Необхідно відзначити, що

товщина комбінованої гальмової стрічки незначно перевищує товщину серійної стрічки.

При роботі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з багатопарними вузлами тертя маємо такі зони взаємодії: «зовнішня поверхня додаткової стрічки 15 - поверхня фрикційних кріпильних елементів 19»; «внутрішня поверхня 16 додаткової стрічки 15 - зовнішня поверхня 13 основної стрічки 12»; «внутрішня поверхня 14 основної стрічки 12 - поверхні фрикційних кріпильних елементів 19»; «внутрішня поверхня 14 основної стрічки 12 - зовнішня поверхня 24 фрикційної накладки 23»; «робочі поверхні 25 накладок 23 - робоча поверхня гальмового шківа 4».

Умови працездатності утворених пар тертя завдяки майже нерухомості фрикційних накладок 23 є такими. Динамічні коефіцієнти тертя ковзання у фрикційних вузлах «робоча поверхня шківа 4 - робочі поверхні 25 накладок 23» і «внутрішня поверхня 14 основної стрічки 12 - зовнішні поверхні 24 накладок 23» повинні бути однаковими. Для цього чистота зовнішньої 13 і внутрішньої 14 поверхонь основної стрічки 12 повинна бути такою ж, як шорсткість робочої поверхні шківа 4. Мікрогеометрія зовнішніх 24 і робочих 25 поверхонь накладок 23 повинна бути однаковою.

Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки з багатопарними вузлами тертя працює так. Переміщенням рукоятки 1 здійснюється поворот колінчастого вала 10, у результаті чого бурильник затягує основні 12 і додаткові 15 гальмові стрічки, замикаючи гальмо. При цьому величини S_{H1} і S_{H2} набігаючих гілок основної 12 і додаткової 15 гальмових стрічок долають сили опору від взаємодії поверхонь фрикційних кріпильних елементів 19 з бічними зовнішніми поверхнями додаткової стрічки 15 і бічними внутрішніми поверхнями 14 основної стрічки 12. Виникає тертя між внутрішньою поверхнею 16 додаткової стрічки 15 і зовнішньою поверхнею 13 основної стрічки 12. Сила тертя витрачається на зменшення різниці сил натягу ділянок стрічок 12 і 15 і, як наслідок, зменшення стрибків питомих навантажень p у парах тертя «робочі поверхні 25 накладок 23 - робоча поверхня шківа 4 ». У

кінцевому підсумку це зумовлює квазівирівнювання питомих навантажень по довжині комбінованої гальмової стрічки.

За рахунок високої піддатливості основної стрічки 12 відбувається активна взаємодія її внутрішньої поверхні 14 із зовнішніми поверхнями 24 фрикційних накладок 23, це сприяє виникненню сили тертя спокою F_{cn} . Найвищу ефективність мають пари тертя «робочі поверхні 25 накладок 23 - робоча поверхня шківів 4». У них виникає сила тертя F_T , найвпливовішою складовою якої є динамічний коефіцієнт тертя ковзання f .

З урахуванням конструкції і особливостей роботи комбінованої гальмової стрічки розглянемо елементи теорії контактної взаємодії поверхонь основної та додаткової стрічок.

Попереднє зміщення (першого роду) і деформації розтягування (другого роду) при контактному терті між зовнішньою поверхнею 13 основної стрічки 12 і внутрішньою поверхнею 16 додаткової стрічки 15 при навантаженні їх кінців розтягуючими зусиллями (рис. 8.10) впливають на інтенсивність взаємодії стрічок.

При замиканні гальма в межах зон ковзання виникає зміщення гальмових стрічок. Основна стрічка 12 зміщується відносно додаткової 15 в зв'язку з тим, що $S_{H1}/S_{H2} \geq 1,0$. Це можна порівняти з деформаціями розтягу гальмових стрічок. Умовно назвемо це зміщення попереднім зміщенням другого роду. Між зонами ковзання $L_{ковз}$ розташована зона повного спокою l_{cn} , у межах якої єними фрикційними накладками і підресорними відтяжними пристроями. Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки з багатопарними вузлами тертя містить комбіновану гальмову стрічку, яка складається з основної 12 і додаткової 15 стрічок. Основні стрічки 12 своїми набігаючими кінцями опираються на 12 і додаткова 15 стрічки однаково розтягнуті і не зміщуються, що справедливо при $h_1 > h_2$.

При попередньому зміщенні другого роду довжина зон пружного зміщення $l_{ковз1}$ і $l_{ковз2}$ залежить від сили натягу S_{H1} , сил контактного тертя між зовнішньою поверхнею 13 основної гальмової стрічки 12 і внутрішньою

поверхнею 16 додаткової гальмової стрічки 15, а також від величини співвідношення жорсткості основної та додаткової гальмових стрічок, які мають певну пружність.

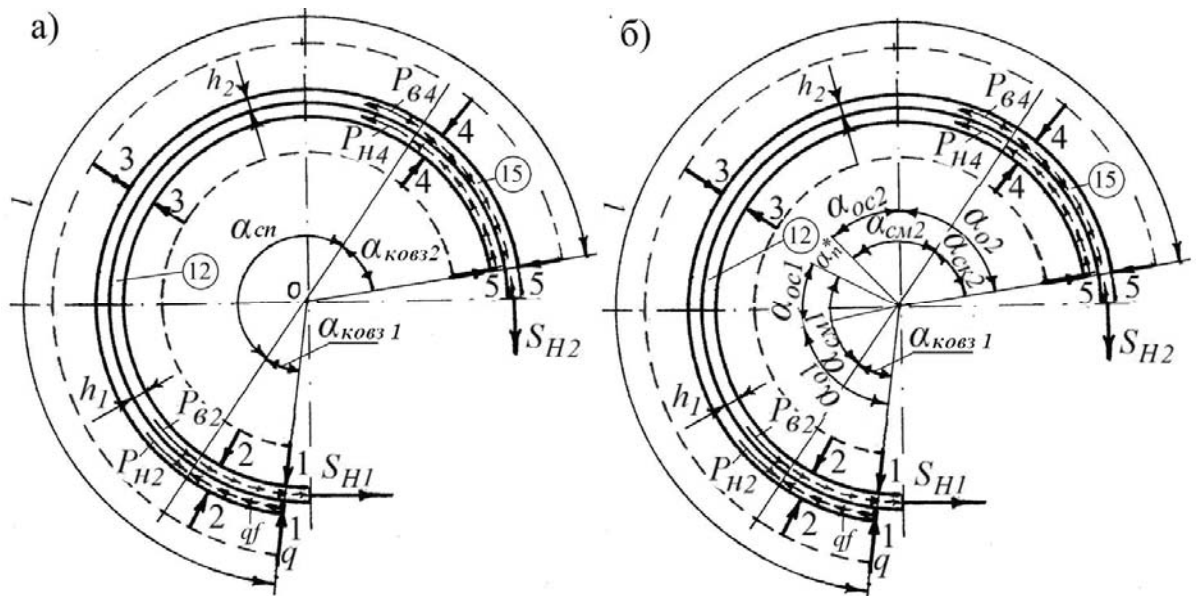


Рисунок 8.10 – Розрахункова схема для визначення попереднього зміщення а) - другого і б) - змішаного (б) роду поверхонь основної гальмової стрічки відносно додаткової: q – сили стискання основної та додаткової гальмових стрічок на куті обхвату довжиною l ; $l = l_{ковз1} + l_{сн} + l_{ковз2}$; $l_{ковз1}$, $l_{ковз2}$ – довжини ділянок стрічок на кутах їх ковзання $\alpha_{ковз1}$ і $\alpha_{ковз2}$; $l_{сн}$ – довжини ділянок стрічок на куті спокою $\alpha_{сн}$; qf – сила тертя між взаємодіючими поверхнями основної та додаткової стрічок; h_1 , h_2 – товщини основної та додаткової гальмових стрічок; $P_{нi}$, $P_{\delta i}$ – сили взаємодії, що виникають між основною і додатковою стрічками в перерізах 1-1, 2-2

Позначимо жорсткість основної гальмової стрічки 12 через C_n , додаткової 15 – через C_{δ} . Математичний опис довжини нижньої та верхньої зон ковзання, що виникають при фрикційній взаємодії поверхонь основної та додаткової гальмових стрічок у складі комбінованої стрічки наведено у додат. Б.1.

Раціональні товщини основної та додаткової гальмових стрічок у залежності від механічних властивостей матеріалів, з яких вони виготовлені, наведено у додат. А табл. А.7 і А.8.

Існуюче уявлення про те, що ковзання припиняється тоді, коли дотичні напруження τ між взаємодіючими поверхнями гальмових стрічок, що передають розтягуючу силу тертям, перевершують питомі сили тертя ($\tau > qf$), є помилковим. Зсувна сила, що діє між поверхнями гальмових стрічок, зрівноважується сумою всіх сил тертя, що виникають на довжині пружного ковзання. У цьому випадку зони пружного ковзання поширюються на всю площу тертя, відбувається його зрив, і починається загальне жорстке ковзання.

8.5 Оцінка енергетичного ресурсу фрикційних накладок у вузлах тертя стрічково-колодкового гальма

Розглянемо процеси та ефекти, що виникають на мікрорівнях, які характеризуються типовим мікропрофілем з радіусом мікровиступів r . Тут мають місце механічні, електричні, теплові та хімічні взаємодії, пов'язані з впливом динамічних, електричних і теплових струмів, а також хімічними перетвореннями в поверхневих шарах фрикційних накладок. Вони сприяють виділенню з їхніх поверхневих шарів речовин, які інтенсифікують окислювально-відновлювальні процеси на робочих поверхнях елементів тертя.

Проаналізуємо експлуатаційні параметри, які мають імпульсну і хвильову природу. Це: притискні нормальні зусилля, швидкості ковзання, питомі навантаження, динамічні коефіцієнти тертя, робота тертя, температури: спалаху поверхневі та об'ємні, гальмові моменти, механічні напруження, механічні властивості матеріалів, що мають додатні градієнти модуля пружності E або твердості HB , міцності і відносного видовження при розриві [192]. Поверхневі та об'ємні температури сприяють розвитку відповідних температурних градієнтів і, як наслідок, термонапружень. При високих поверхневих температурах та інверсії теплових потоків між робочими поверхнями пар тертя можливе послаблення додатного градієнта механічних властивостей матеріалів пари тертя.

Знос робочих поверхонь фрикційних накладок відбувається переважно у результаті втомного руйнування. Такий механізм зумовлений дискретним характером фрикційного контакту мікровиступів металополімерних пар. У результаті виникнення різних енергетичних рівнів поверхневих і приповерхневих шарів металополімерних пар тертя при електротермомеханічному терті зароджуються, розвиваються і відбуваються у певній послідовності зміни ліній струмів динамічного, електричного, магнітного, теплового і хімічного полів. Це супроводжується особливими перехідними процесами і виникненням побічних ефектів, які сприяють втомному руйнуванню тертьових поверхонь. Відбувається інтенсивне абразивне відділення частинок фрикційного матеріалу від тіла накладки, що пов'язано із зануренням мікровиступів металевої поверхні тертя у її робочу поверхню [106].

Кількісно знос визначають об'ємом зношеного матеріалу V_m (в мм^3), його масою Δg (у г) або товщиною (висотою) зношеного шару $u_{p.n}$ (у мм). Інтенсивність зносу характеризується такими параметрами: масовою інтенсивністю зносу $I_q = \Delta g / A_n l$ (у г/мм^3), лінійною $i_h = h / l$, енергетичною $I_w = \sum W / A_n l$ (у Дж/мм^3). Для оцінки зносу робочої поверхні накладки використали енергетичну інтенсивність зносу.

Знос фрикційних накладок пар тертя гальм оцінюємо виходячи з концепції витрат потужності електротермомеханічного тертя [150].

У сумарну складову потужності тертя фрикційного вузла гальма входять механічна, електрична, тепла і хімічна компоненти. Аналітичні залежності для визначення зазначених потужностей наведено у табл. 8.3.

Механічну складову потужності тертя визначають за результатами розрахунково-експериментальних даних.

Таблиця 8.3 - Енергетичні складові потужності тертя фрикційного вузла гальма

Складові потужності тертя	Аналітичні залежності для визначення складових потужності тертя, Дж/с
механічна	$P_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r_{\text{max}} V_{\text{ковз}} N}{L_n}; \quad (8.2)$
електрична, сила струму	$W_{\text{ел}} = k_{\text{в}} \cdot I \cdot u, \quad (8.3)$
	$I = \sqrt{\frac{t_n \cdot \alpha_T \cdot (dt/dl) \cdot V_{\text{мб}} \cdot \tau}{R_k \cdot \rho \cdot N}}; \quad (8.4)$
теплова	$P_{\text{тепл}} = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{ковз}} \cdot f \cdot N}{2\pi}; \quad (8.5)$
хімічна	$P_{\text{хім}} = p \frac{dV}{d\tau}. \quad (8.6)$
Сумарна складова	$\sum P = P_{\text{мех}} + P_{\text{тепл}} + P_{\text{ел}}. \quad (8.7)$

У табл. 8.3 використано такі позначення: r_{max} – максимальний радіус ободу шків, мм; $k_{\text{в}}$ – коефіцієнт нерівномірності генерування струму; I – струм, генерований на мікровиступах поверхонь тертя, мА; u – напруга, мВ; t_n – поверхнева температура, °С; $V_{\text{мб}}$ – об’єм поверхневих шарів робочих поверхонь пари тертя, мм³; τ – тривалість існування зарядів, с; R_k – термічний опір контактуючих мікровиступів, Ом; ρ – питомий електричний опір, (Ом·мм²)/м; $\frac{dV}{d\tau}$ – градієнт об’єму поверхневих шарів робочих поверхонь пари тертя, мм³/с.

Визначення раціональних значень площі, довжини фрикційної накладки і зведеного радіуса мікровиступів робочої поверхні металевго елемента тертя здійснюють за емпіричними формулами, отриманими за результатами експериментальних досліджень гальмових пристроїв.

Довжина накладки, яка забезпечує її прогнозований ресурс, дорівнює:

$$L_n = \frac{2,63 \cdot r \cdot V_{\text{ковз}} \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot A_{\phi.n}}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{ковз}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_6 \cdot I \cdot u \right)}, \quad (8.8)$$

де t_r – фактичний ресурс накладки при її зношуванні до допустимої товщини, с.

Виконують перевірний розрахунок конструктивних та експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів гальма.

На останньому етапі оцінки енергетичного ресурсу фрикційної накладки проводять перевірний розрахунок її ширини і гальмівного моменту, використовуючи нові конструктивні параметри.

Розрахункові залежності для перевірного розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм мають такий вигляд для:

$$\text{- ширини фрикційної накладки} - B_H = \frac{K_{63} 2\pi R_u}{n_n}; \quad (8.9)$$

$$\text{- гальмового моменту} - M_{\Gamma} = (S_n - S_3) R_u. \quad (8.10)$$

За умови, що M_{Γ} (гальмовий момент, закладений у теплову складову потужності тертя) приблизно дорівнює величині $M_{\Gamma 1}$, визначення конструктивних параметрів фрикційних накладок завершується. У разі якщо відхилення $M_{\Gamma 1}$ від M_{Γ} перевищує 10,0%, проводять нові розрахунки з відкорегованими конструктивними та експлуатаційними параметрами стрічково-колодкового гальма.

Для прикладу оцінимо ресурс фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма.

У табл. 8.4 і 8.5 наведено вихідні та розрахунково-експериментальні дані фактичного ресурсу фрикційної накладки при її зношуванні до допустимої товщини при заданих конструктивних параметрах пари тертя «сталь 35ХНЛ-ФК-24А» стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. За результатами отриманих даних побудовано графічні залежності $t_r = \mu(N, f)$ при $V_{\text{ковз}} = 1,5; 3,0; 4,5; 6,0$ м/с (рис. 8.11 а, б, в).

Таблиця 8.4 - Значення покращених конструктивних параметрів пари тертя «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» стрічково-колодкового гальма для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази при його різних експлуатаційних параметрах

f	N , кН	$V_{ковз}=1,5$ м/с			$V_{ковз}=3,0$ м/с			$V_{ковз}=4,5$ м/с			$V_{ковз}=6,0$ м/с		
		$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М
0,25	0,5	0,0345	0,59	0,39	0,0345	0,62	0,37	0,0345	0,63	0,36	0,0345	0,64	0,36
	0,8		0,97	0,24		1,01	0,23		1,02	0,23		1,03	0,22
	1,1		1,36	0,17		1,40	0,16		1,41	0,16		1,42	0,16
	1,4		1,75	0,13		1,79	0,13		1,80	0,13		1,81	0,13
0,30	0,5		0,33	0,71		0,36	0,65		0,37	0,63		0,37	0,62
	0,8		0,56	0,41		0,59	0,39		0,60	0,38		0,60	0,38
	1,1		0,79	0,29		0,82	0,28		0,83	0,28		0,83	0,28
	1,4		1,02	0,23		1,05	0,22		1,06	0,22		1,07	0,22
0,35	0,5		0,14	1,65		0,17	1,37		0,18	1,30		0,18	1,27
	0,8		0,26	0,90		0,28	0,81		0,29	0,78		0,30	0,77
	1,1		0,37	0,62		0,40	0,57		0,41	0,56		0,42	0,55
	1,4		0,49	0,47		0,52	0,44		0,53	0,44		0,53	0,43
0,40	0,5		—	—		0,03	8,81		0,04	6,56		0,04	5,81
	0,8		0,03	7,79		0,06	4,02		0,07	3,46		0,07	3,24
	1,1		0,06	3,84		0,09	2,60		0,10	2,35		0,10	2,24
	1,4		0,09	2,55		0,12	1,93		0,13	1,78		0,13	1,72

Таблиця 8.5- Значення конструктивних параметрів пари тертя «ФК-24А – сталь 35ХНЛ» стрічково-колодкового гальма при збільшенні ресурсу фрикційної накладки в 1,25 рази і різних його експлуатаційних параметрах

f	N , кН	$V_{ковз} = 1,5$ м/с			$V_{ковз} = 3,0$ м/с			$V_{ковз} = 4,5$ м/с			$V_{ковз} = 6,0$ м/с		
		$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М	$A_{ф.н}$, М ²	r_{max} , МКМ	L_n , М
0,25	0,5	1,25	1,7	1,71	1,25	1,6	1,61	1,25	1,6	1,59	1,25	1,6	1,57
	0,8		1,0	1,03		1,0	0,99		1,0	0,98		1,0	0,97
	1,1		0,7	0,73		0,7	0,71		0,7	0,71		0,7	0,70
	1,4		0,6	0,57		0,6	0,56		0,6	0,55		0,6	0,55
0,30	0,5		3,1	3,07		2,8	2,81		2,7	2,73		2,7	2,69
	0,8		1,8	1,80		1,7	1,70		1,7	1,67		1,7	1,66
	1,1		1,3	1,27		1,2	1,22		1,2	1,21		1,2	1,20
	1,4		1,0	0,98		1,0	0,95		0,9	0,94		0,9	0,94
0,35	0,5		7,2	7,18		6,0	5,97		5,6	5,65		5,5	5,50
	0,8		3,9	3,92		3,5	3,52		3,4	3,40		3,3	3,35
	1,1		2,7	2,70		2,5	2,49		2,4	2,43		2,4	2,40
	1,4		2,1	2,05		1,9	1,93		1,9	1,89		1,9	1,88
0,40	0,5		—	—		38,3	38,32		28,5	28,5		25,3	25,27
	0,8		33,9	33,88		17,5	17,48		15,1	15,05		14,1	14,07
	1,1		16,7	16,70		11,3	11,32		10,2	10,23		9,8	9,75
	1,4		11,1	11,08		8,4	8,37		7,7	7,74		7,5	7,46

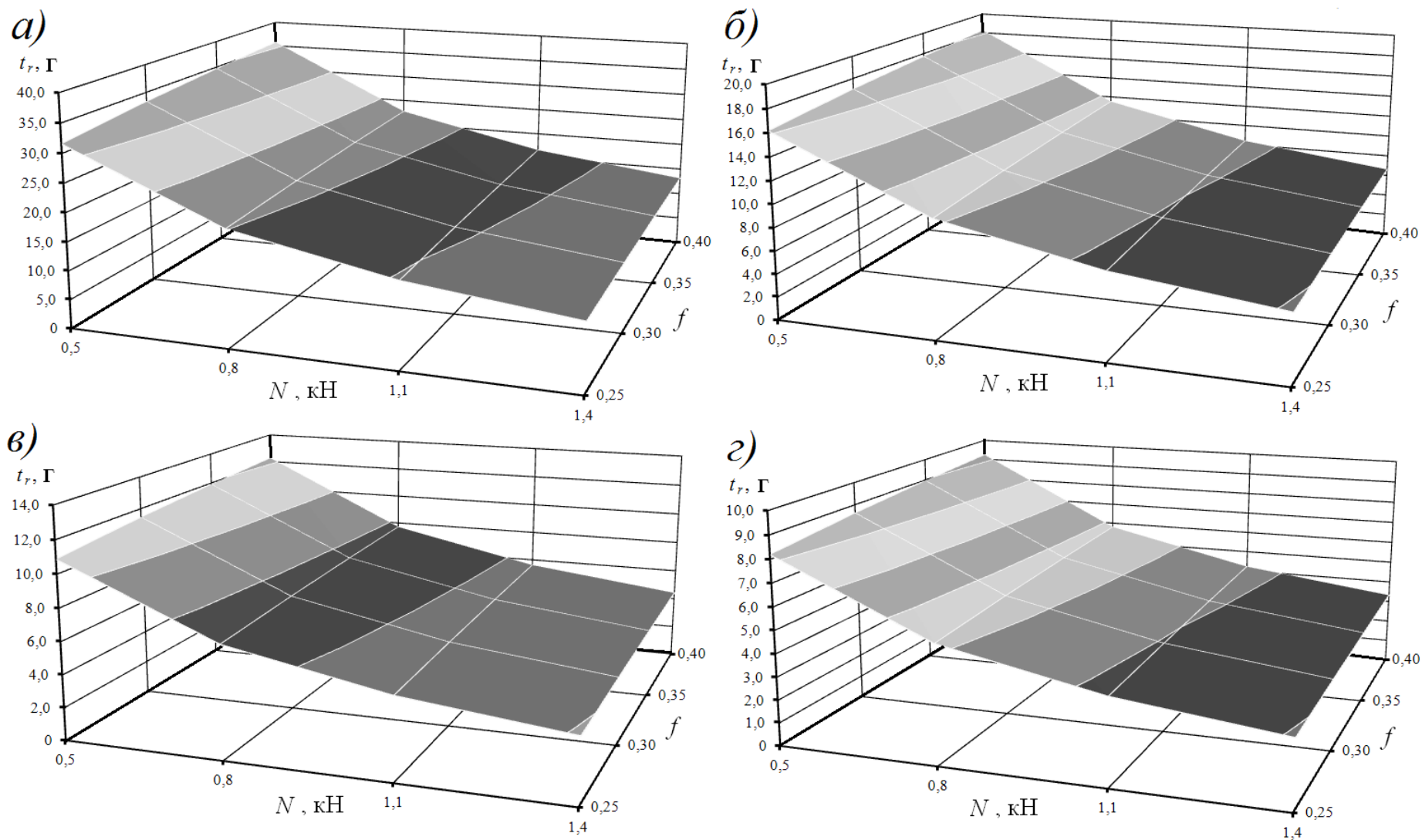


Рисунок 8.11 – Залежність фактичного ресурсу t_r фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма від нормального контактного зусилля N і динамічного коефіцієнта тертя f при різних швидкостях ковзання: а) – $V_{kovz} = 1,5$ м/с; б) – $V_{kovz} = 3,0$ м/с; в) – $V_{kovz} = 4,5$ м/с; г) – $V_{kovz} = 6,0$ м/с

З рис. 8.11 випливає, що для збільшення ресурсу фрикційної накладки в 1,20 рази необхідно дотримуватися регламентованої величини коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя. При цьому представляється можливим у:

- 1,20 рази збільшити площу фрикційної накладки при збереженні незмінним величини відношення її довжини до ширини. При цьому воно складе 0,0276;

- 1,80 рази збільшити довжину фрикційної накладки за рахунок зменшення її ширини, оскільки площа є незмінною. Нові конструктивні параметри складуть: довжина 0,40 м, ширина 0,060 м;

- 2,20 рази зменшити зведений радіус мікровиступів поверхні тертя ободу шківів за рахунок підвищення чистоти її обробки.

Розрахунки показали, що відхилення між $M_{Г1}$ і $M_{Г}$ не перевищує 2,5%.

За отриманою величиною енергетичного балансу фрикційного вузла гальма визначають: інтенсивність об'ємного зношування робочої поверхні накладки та її фактичний ресурс. Залежно від прогнозованої довговічності фрикційної накладки пари тертя гальма задають величину необхідного збільшення її ресурсу $n(t_r)$.

Раціональні значення площі робочої поверхні й довжини фрикційної накладки, а також зведеного радіуса мікровиступів третьової поверхні металевих елементів тертя визначають за емпіричними формулами, отриманими за результатами експериментальних досліджень гальмових пристроїв.

8.6 Порівняльна оцінка експлуатаційних параметрів серійних і вдосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Порівняльну оцінку експлуатаційних параметрів серійних і вдосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм проводимо за

методом, розробленим А. В. Чичинадзе з урахуванням їх робочих характеристик і закономірностей їх зміни.

У табл. 8.6 наведено порівняльний аналіз експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм з ефективними й енергоємними новими і вдосконаленими фрикційними вузлами.

Проведемо порівняльний аналіз експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів удосконалених (модельне гальмо) і нових конструкцій (за базові прийнято конструктивні параметри гальма бурової лебідки У2-5-5). Найбільший коефіцієнт взаємного перекриття $K_{\text{вз}}$ у внутрішніх парах тертя має перший конструктивний варіант фрикційних вузлів, він становить 0,944. Це зумовлено мінімальним зазором між рухомими накладками, встановленими на робочій поверхні гальмового шківа. Мінімальний $K_{\text{вз}}$ мали зовнішні пари тертя з широкими накладками, посадженими з натягом на робочу поверхню гальмового шківа у вигляді бандажа. У ньому накладки підпружинені між собою і перекривають $\frac{3}{4}$ (270°) робочої поверхні шківа.

Максимальні питомі навантаження p спостерігалися у внутрішніх парах тертя першого конструктивного варіанту фрикційного вузла і досягали 0,6 МПа, мінімальні $p_{\text{min}} = 0,2$ МПа – у зовнішніх парах тертя другого конструктивного варіанту фрикційного вузла. Для коефіцієнтів тертя спостерігалася зворотна картина. Зміна коефіцієнтів тертя впливає на величини гальмових моментів. Сумарний масовий знос робочих поверхонь фрикційних накладок був більшим у другому конструктивному варіанті фрикційного вузла гальма, оскільки у ньому працюють зовнішні і внутрішні пари тертя.

Дослідження показали, що другий варіант конструкції є найкращим для швидкохідних гальмових шківів, оскільки зменшується кутова швидкість обертання шківа при роботі зовнішніх пар тертя. На другій стадії гальмування працюють внутрішні пари тертя, які забезпечують повну зупинку шківа. Перший конструктивний варіант удосконалених фрикційних вузлів доцільно використовувати для тихохідних гальмових шківів.

Таблиця 8.6 - Порівняльний аналіз експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм з ефективними та енергоємними вдосконаленими і новими фрикційними вузлами

№ п/п	Назва параметрів	Символ позначення, розрахункова формула	Одиниця вимірювання	Числові значення параметрів		
				I*	II*	III*
1	Площа робочої поверхні шківів	$A_{ш}$	$\times 10^4, \text{мм}^2$	37,68	37,68	37,68
2	Площі поверхонь накладок: внутрішніх зовнішніх	$A_{фн}$				
		$A_{фн1}$	$\times 10^3, \text{мм}^2$	27,36	37,96	27,36
		$A_{фн2}$	$\times 10^3, \text{мм}^2$	24,36	37,96	27,36
3	Коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя: внутрішніх зовнішніх	$K_{вз} = \frac{A_{ш} A_{фн}}{A_0}$	-	0,944	0,833	0,8
			-	0,852	0,779	0,8
4	Питомі навантаження у парах тертя внутрішніх: максимальні мінімальні зовнішніх: максимальні мінімальні	$p = \frac{N}{A}$	МПа			
		p_{max1}	МПа	0,6	0,5	0,6
		p_{min1}	МПа	0,4	0,35	0,5
		p_{max2}	МПа	0,35	0,35	0,85
		p_{min2}	МПа	0,25	0,2	0,55
5	Коефіцієнт тертя у парах тертя внутрішніх: мінімальний максимальний зовнішніх: мінімальний максимальний	$f = \frac{F_T}{N}$				
		f_{min1}	-	0,29	0,31	0,35
		f_{max1}	-	0,365	0,38	0,42
		f_{min2}	-	0,26	0,28	0,33
		f_{max2}	-	0,31	0,32	0,43
6	Гальмовий момент пар тертя: внутрішніх: максимальний мінімальний зовнішніх: максимальний мінімальний	$M_{\Gamma} = (S_H - S_3) R_{ш}$	Н·м			
		$M_{\Gamma_{max1}}$	Н·м	170,0	200,0	4872,0
		$M_{\Gamma_{min1}}$	Н·м	63,75	75,0	3591,0
		$M_{\Gamma_{max2}}$	Н·м	34,0	40,0	7250,0
		$M_{\Gamma_{min2}}$	Н·м	12,75	15,0	3600,2
7	Тривалість гальмування	τ	с	12,0	12,0	12,0
8	Кількість гальмувань	n	-	150	150	20
9	Масовий знос внутрішніх поверхонь накладок	Δg	г	60,3	44,4	46,1

Примітка: I* – накладки, вільно посаджені на робочу поверхню гальмового шківів; II* – широкі накладки, посаджені з натягом на робочу поверхню гальмового шківів; III* – фрикційні вузли з комбінованою гальмовою стрічкою.

У фрикційному вузлі третього конструктивного варіанту застосовується комбінована гальмова стрічка.

У табл. 8.7 наведено значення параметрів стрічково-колодкових гальм з ефективними й енергоємними вдосконаленими і новими фрикційними вузлами. Порівняльний аналіз основних характеристик удосконалених (модельного гальма) і нових конструкцій фрикційних вузлів показав, що:

- коефіцієнти стабільності гальмового моменту для першого і другого конструктивних варіантів внутрішніх фрикційних вузлів при однаковому коефіцієнті взаємного перекриття $K_{\text{вз}}=0,7$ майже однакові, що пояснюється незначним коливанням середнього гальмового моменту;

- коефіцієнти коливання гальмового моменту для цих варіантів внутрішніх фрикційних вузлів при $K_{\text{вз}}=0,7$ відрізняються мало через те, що у другому конструктивному варіанті зусилля витрачається на зрив натягу між робочими поверхнями широких фрикційних накладок і гальмового шківа, а у першому – на гасіння коливань вільних накладок;

- загальна енергоємність пар тертя другого конструктивного варіанту є більшою, ніж першого, що пояснюється більш високим коефіцієнтом взаємного перекриття;

- ефективність гальмування внутрішніми парами тертя вище для другого конструктивного варіанту, на що вказує зменшення часу гальмування;

- зведена ефективність гальмування внутрішніми парами тертя першого конструктивного варіанту є вищою, вони мають найменший масовий знос фрикційних накладок.

П'ять параметрів третього конструктивного варіанту є значно нижчими. Виняток складає показник енергопоглинання зовнішніми парами тертя, оскільки його визначено при спуску бурильного інструменту до глибини 2750,0 м з меншою кількістю гальмувань. Проте знос робочих поверхонь накладок виявився набагато більшим, ніж при випробуванні фрикційних вузлів

Таблиця 8.7 - Основні параметри стрічково-колодкових гальм з удосконаленими та конструктивно новими фрикційними вузлами

№ п/п	Назва параметрів	Символ позначення, розрахункова формула	Одиниця вимірювання	Числові значення параметрів		
				I*	II*	III*
1	Маса шківів	m	кг	429,0	429,0	429,0
2	Маса фрикційної накладки	m_n	кг	4,1	6,35	4,1
3	Площі поверхонь теплообміну шківів: полірованої матових	A_{nm}	м ²			
		A_n	м ²	0,3927	0,3927	0,3927
		A_m	м ²	0,7361	0,7361	0,7361
4	Робота тертя у парах: внутрішніх зовнішніх	$W_{mp} = fpA_n V_{ковз}$	кДж/с	192,91 195,43	172,75 182,18	356,51 428,35
5	Потужність гальмування внутрішніми парами тертя	$p = \frac{fF_{\Gamma} V_{ковз}}{A_n}$	кВт/м ²	2,75	2,75	24,8
6	Коефіцієнти: стабільності та коливання гальмівного моменту	$\alpha_{cm} = \frac{M_{\Gamma cp}}{M_{\Gamma max}}$	-	0,9 ($K_{\epsilon 3}=0,7$)	0,8 ($K_{\epsilon 3}=0,7$)	0,72 ($K_{\epsilon 3}=0,8$)
		$\alpha_{\kappa} = \frac{M_{\Gamma min}}{M_{\Gamma max}}$	-	0,6 ($K_{\epsilon 3}=0,7$)	0,56 ($K_{\epsilon 3}=0,7$)	0,55 ($K_{\epsilon 3}=0,8$)
7	Поверхневі температури пар тертя: внутрішніх зовнішніх	t_n	°C	250 180	240 170	340 450
8	Загальна енергоємність пар тертя: внутрішніх зовнішніх	$E_T = \frac{W_{mp}}{\Delta t}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{с} \times ^\circ\text{C}}$	0,772 1,086	0,72 1,0716	2,48 3,07
9	Ефективність гальмування парами тертя:	$\beta_{ef} = \frac{\alpha_{cm}}{\tau_i^2}$	1/с ²	$1,406 \cdot 10^{-2}$	$1,25 \cdot 10^{-2}$	$2,52 \cdot 10^{-2}$
10	Зведена ефективність гальмування внутрішніми парами тертя	$H_{ef.m} = \frac{n\alpha_{cm}}{\Delta g_i \tau_i}$	1/(г·с)	0,28	0,113	0,109 ($H=2750$ м)

Примітка: I* – накладки, вільно посаджені на робочу поверхню гальмового шківів; II* – широкі накладки, посаджені з натягом на робочу поверхню гальмового шківів; III* – фрикційні вузли з комбінованою гальмовою стрічкою

першого і другого конструктивних варіантів на модельному гальмі. Це пояснюється напруженими умовами експлуатації реального гальма.

Одним з найважливіших завдань при розробці конструкцій фрикційних вузлів гальм є вирівнювання питомих навантажень в їхніх парах тертя. Статичне вирівнювання питомих навантажень у парах тертя гальм досягається за рахунок перерозподілу площ робочих поверхонь накладок між набігаючою і збігаючою гілками гальмової стрічки [109].

Основною перевагою пропонованих удосконалених і нових конструкцій фрикційних вузлів гальм є те, що в них досягається динамічне квазивирівнювання питомих навантажень у зовнішніх і внутрішніх парах тертя і, як наслідок, стабілізація їхніх експлуатаційних параметрів і поліпшення ефективності гальма.

8.7 Вибір фрикційних матеріалів для пар тертя гальмових пристроїв

Вибір матеріалів для тертьових пар необхідно проводити з урахуванням енергетичних рівнів поверхневих шарів металевого і неметалевого елементів тертя. Такий принцип застосовано до матеріалів енергоємних пар тертя важконавантажених фрикційних вузлів, зокрема до стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Енергоємні пари тертя містять металевий і неметалевий фрикційні елементи, в яких по шарах різної товщини у вигляді повторюваних композиційних матриць розміщено циліндричні вкраплення з твердих напівпровідникових матеріалів типу оксиду алюмінію і карбіду бору в послідовності, що чергується. Ці вкраплення розташовані в неметалевому фрикційному елементі паралельно, а в металевому – перпендикулярно поверхні тертя. Вони утворюють тимчасові T -подібні енергетичні містки з різними типами контактів, що покращує ефективність гальмувань і збільшує ресурс фрикційних накладок за рахунок виникнення нових пар тертя (додат. Г.2).

Для визначення роботи виходу електронів з металевого елемента тертя використовують метод Фермі. Проте результати проведених досліджень не

дають однозначної відповіді відносно впливу кожного присутнього легуючого елемента на величину роботи виходу електронів, а також його теплофізичних параметрів на стан фрикційного матеріалу.

На першому етапі досліджено взірці чистих металів: від найлегшого – алюмінію, до найважчого – нікелю. В якості еталонного металу використано стрижні з Al, Ni, Fe і Cu, які різняться роботою виходу електронів, густиною вільних носіїв та енергією Фермі [101].

У табл. 8.8 наведено середні експериментальні значення трибоЕРС металів для вищезазначених еталонів.

З наведених у табл. 8.8 даних видно, що величина і знак трибоЕРС для всіх контрольованих металів є різними, вони залежать від їх природи. Найменшим значення контактної різниці потенціалів виявилось для алюмінієвого еталона, найбільшим – для мідного.

У табл. 8.8 використано такі позначення: ϕ_F – робота виходу електронів, еВ; E_F – енергія Фермі; N/V – густина електронів провідності.

Відомо [63], що абсолютна величина трибоелектричного потенціалу є пропорційною до різниці робіт виходу електронів $\delta\phi_F$. Якщо різниця $\delta\phi_F$ для нікелю по відношенню до алюмінію складає 0,25 еВ, то їхня трибоЕРС напряду залежить від роботи виходу електронів.

У табл. 8.8 використано такі позначення: ϕ_F – робота виходу електронів, еВ; E_F – енергія Фермі; N/V – густина електронів провідності.

Відомо [63], що абсолютна величина трибоелектричного потенціалу є пропорційною до різниці робіт виходу електронів $\delta\phi_F$. Якщо різниця $\delta\phi_F$ для нікелю по відношенню до алюмінію складає 0,25 еВ, то їхня трибоЕРС напряду залежить від роботи виходу електронів.

Для заліза і молібдену значення робіт виходу електронів є близькими (4,31 і 4,30 еВ, відповідно), а їхні трибоЕРС сильно різняться.

Співставлення величин трибоЕРС для всіх досліджуваних металів дало можливість скласти ряд, в якому кожний наступний метал є більш електровід’ємним, ніж попередній. Для еталона з нікелю ряд має такий вигляд:

Fe, Mo, Zn, Al, Cu, Ti, Pb. Цей ряд відрізняється від рядів Фарадея, Вольта і Гезехуса [192].

Таблиця 8.8 - Трибоелектричні та електронні властивості металів

Метал	φ_F , eВ	E_F , eВ	N/V 10^{28} м^3	ТрибоЕРС еталонів, мкВ			
				Al	Ni	Fe	Cu
Al	4,25	11,7	18,1	0	+34	+40	-30
Ti	3,95	-	-	-6	+16	+36	-10
Fe	4,31	11,1	17,1	+24	+80	0	+40
Ni	4,50	-	-	-24	0	-28	-32
Cu	4,40	7,0	8,47	+4	+20	+100	0
Zn	4,24	9,47	13,2	+6	+40	+18	-25
Mo	4,30	-	-	+8	+48	+32	+45
Pb	4,00	9,47	13,2	-0,4	-20,8	+15	-30

Таблиця 8.9 - Теплофізичні характеристики металів

Метали	t , °C	ρ , кг/м ³	c , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})}$	λ , $\frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})}$	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с
Fe	0	7900	0,44	74,5	21,42
	400	9100	0,523	48,6	10,26
	800	10900	0,645	30,8	4,38
Mo	0	10250	0,251	141	54,8
	400	10650	0,264	129	45,9
	800	10750	0,281	104	34,4
Zn	0	7150	0,385	112,8	41,0
Al	0	2680	0,894	209	87,2
	400	2740	0,913	213	85,1
	300	2810	0,953	225	84,1
	500	2840	0,996	235	83,1
Cu	0	8950	0,389	393	112,9
	400	9000	0,406	365	100,1
	1000	9150	0,431	326	81,1
Ti	20	4500	0,528	15,1	6,36
	100	4500	0,544	15,7	6,41
	300	4500	0,586	16,9	6,41
	500	4500	0,616	18,0	6,49
Ni	0	8100	0,427	61,6	17,81
Pb	0	7250	0,222	66,0	41,1

Аналіз трибоселектричних характеристик металів показав, що у сплавах на основі заліза можна очікувати зміну трибоЕРС в залежності від виду легуючих елементів у сплаві та їх кількості.

У табл. 8.9 наведено теплофізичні характеристики металів, які часто зустрічаються як домішки в матеріалах металополімерних пар тертя.

За результатами співставлення величин параметрів від максимальних до мінімальних (ρ – густина; c – теплоємність, λ , α – коефіцієнти теплопровідності й температуропровідності) для всіх досліджуваних металів складено ряди. Перший ряд (для ρ): Мо, Cu, Fe, Ni, Pb, Zn, Ti, Al; другий (для c): Al, Ti, Fe, Cu, Ni, Zn, Mo, Pb; третій (для λ): Cu, Al, Mo, Zn, Fe, Pb, Ni, Ti; четвертий (для α): Cu, Mo, Zn, Pb, Ni, Fe, Ti.

Урахування рядів трибоЕРС і теплофізичних характеристик різних металів дозволяє застосовувати новий підхід до створення рецептури матеріалів з легуючими елементами для третьових виробів.

Висновки за розділом 8

1. За результатами теоретичних й експериментальних досліджень особливостей роботи різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки вдосконалено та розроблено нові методи і засоби для зниження енергоємності та підвищення ефективності пар тертя гальма:

- оцінено енергонавантаженість поверхневих і приповерхневих шарів полімерної накладки з урахуванням термодинамічної границі, термостимульованого і термостабілізаційного станів ободу шківів, зносо-фрикційних властивостей пар тертя, напружено-деформованого стану робочих поверхонь ободу шківів;

- умовним поділом різних типів гальмових шківів на циліндричні диски, виготовлених з матеріалів з різними коефіцієнтами теплопровідності і з

теплоізоляційними прокладками між ними, оптимізовано конструктивні параметри фрикційного вузла. Складено термограми і схеми циркуляції теплових струмів у тілі дисків. Це дає початок новому класу задач з теплової динаміки.

2. Методом енергетичної оцінки визначено ресурс фрикційних накладок гальмової стрічки з наступним визначенням їх раціональних конструктивних параметрів.

3. Із залученням багатофакторного методу підбору фрикційних матеріалів сформовано ряди за величинами трибоЕРС і теплофізичними характеристиками різних металів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Уперше за результатами теоретичних і експериментальних досліджень вирішено науково-технічну проблему розрахунку і проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки. При цьому реалізовано структурно-параметричний синтез з елементами робастного підходу з підкритеріями (якістю, стійкістю, стабільністю, регулюванням, керуванням та оптимізацією) до їхніх трибосистем з метою підвищення енергоємності й ефективності фрикційних вузлів гальма. Уперше запропоновано методи і засоби, які забезпечують якість, стійкість і стабільність поверхневого шару елементів тертя та експлуатаційних параметрів гальм. А саме:

1. Розроблено моделі контактної фрикційної взаємодії мікровиступів робочих поверхонь трибосистеми "накладки-шків":

- динамічна (математична) модель, яка дозволила ефективно дослідити різні режими гальмування. При цьому встановлено, що вони залежать від величини відношення γ імпульсної сили тертя та її граничного значення). Установлено, що при $\gamma > 1$ фрикційна взаємодія відбувається при максимальному коефіцієнті взаємного перекриття пар тертя гальма;

- введенням в динамічну модель безрозмірних величин у вигляді симплексів та комплексів, до складу яких входять: час (до 30,0 с), кут (до 360,0°) повороту ободу шківа та його кутова швидкість (до 200,0 хв⁻¹); кут (до 270,0°) обхвату накладкою шківа та довжина фрикційної накладки (до 150 мм), натяги (від 0 до 50 кН) і жорсткість ділянок набігаючих та збігаючих гілок стрічки; радіус (0,725 м), маса (235,85 кг) і момент інерції (171 кг·м²) шківа, установлена повторюваність функціональних залежностей і вплив зазначених параметрів на динамічний коефіцієнт тертя фрикційного вузла;

- при оцінці енергетичної активності локальної контактної взаємодії мікровиступів пар тертя утворюються контакти при змінних питомих навантаженнях і поверхнево-об'ємних температурах у взаємозв'язку з роботою виходу суміші електронно-іонних частинок з поверхневих робочих шарів металевих фрикційних елементів (W_m) та полімерної накладки (W_n), відповідно, при омічному, нейтральному, і блокуючому контактах за умов: $W_m > W_n$ – інтенсивно відбувається тепловідведення від поверхонь металевих елементів; $W_m > W_n$ – спостерігається квазістаціонарна енергонавантаженість поверхні спряження; $W_n > W_m$ – екранується локальна робоча поверхня металевих елементів, що призводить до помітного збільшення теплоємності і коефіцієнта теплопровідності його матеріалу, і як наслідок, виникає нове явище надпровідності.

2. За експериментальними результатами встановлено закономірності розподілу контактних питомих навантажень (0,2 – 1,5 МПа), поверхнево-об'ємних температур (180 – 350 °С) та еквівалентних напружень (2,85 – 4,3 МПа) з урахуванням інтенсивності теплоутворення при електротермомеханічному терті і зношуванні мікровиступів пар тертя гальма:

- встановлено, що навантаження, необхідне для утворення плям контактів мікровиступів, зменшуються зі збільшенням швидкості ковзання (від 2,0 до 6,0 м/с);

- для допустимої швидкості ковзання (до 8,0 м/с) при збільшенні змінної сили тертя визначено граничне значення розмірів плям контактів мікровиступів;

- шорсткість спряжених поверхонь суттєво впливає на розподіл питомих навантажень і температурних градієнтів (від 2,5 до 160 °С/мм);

- збільшення шорсткості спряжених поверхонь тертя призводить до зниження максимальної контактної температури та еквівалентних напружень при короткотривалому гальмуванні, для довготривалого тертя наявні максимальні значення питомих навантажень на локальних контактах при зростанні шорсткості робочих поверхонь тертя;

3. Проведений синтез і аналіз трибосистем, якими є фрикційні вузли, до їх розрахунку характеризується універсальністю (з позицій їх придатності до розрахунку різних типів вузлів), яка забезпечується за рахунок:

- уточненого методу теплового балансу з урахуванням динамічних і теплових параметрів трибосистем «робочої поверхні ободу шківів - внутрішньої поверхні накладок» і «зовнішньої поверхні накладок - робочої поверхні гальмової стрічки», а також інтенсивності випромінювального та конвективного теплообміну при взаємодії з навколишнім середовищем;

- методу багатфакторних досліджень термограм, теплових струмів, які циркулюють в тілі серійного та удосконаленого гальмового шківів, температурних напружень на робочій поверхні відокремленого ободу шківів із залученням теорій кінцевих елементів і скінченних різниць;

- запропонованих нових типів гальмових шківів зі збільшеними додатковими та нерухомими площами поверхонь для інтенсифікації кондуктивного, випромінювального та конвекційного теплообміну. Це дозволило збільшити ефективність теплопередачі на 22,5%. Установлено, що різна інтенсивність енергетичної активності фрикційної взаємодії спряжених поверхонь та процесів теплообміну між елементами трибосистеми сприяє виникненню ділянок з неоднаковою тепловою навантаженістю і, як наслідок, змінними температурними градієнтами;

- методу енергетичної оцінки ресурсу фрикційних накладок з урахуванням складових потужності тертя (електричної, теплової, механічної) і потужності хімічних перетворень у приповерхневому шарі накладки з подальшим визначенням їхніх раціональних конструктивних параметрів.

Запропонований структурно-параметричний синтез фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм дозволив ще на стадії проектування вибрати ефективні фрикційні матеріали для пар тертя, визначати конструктивні параметри елементів фрикційного вузла з достатньою енергоємністю і прогнозувати зносо-фрикційні властивості його пар тертя.

4. Сформульовано загальні принципи керування енергонавантаженістю різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм на основі їхніх розрахункових схем, законів і стратегій стосовно конкретних стадій гальмування, а також шляхи і методи оцінки якості керування. Установлено закономірності зміни кутової швидкості гальмового шківa при різних формах тахограм: лінійної, параболічної і косинусоїдальної при спільній дії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового і гідродинамічного гальм і без останнього на величини гальмових моментів, які ними реалізуються. Доведено, що комбінацією тахограм гальмового шківa і почерговою зміною поверхонь взаємодії за умови неперевикнення на них допустимих градієнтів питомих навантажень, поверхнево-об'ємних температур і температурних напружень забезпечується раціональне керування навантаженістю фрикційних вузлів гальма.

5. При математичному описі методу оптимізації конструктивних параметрів гальмового шківa (діаметра його робочої поверхні, ширини і товщини його ободу) враховано обмеження, які стосуються імпульсних допустимих питомих навантажень і поверхневих температур, а також умова, що

приріст об'ємної температури ободу шківів не повинен перевищувати приросту його поверхневої температури. Розглянуто попередній проєктний розрахунок гальмових шківів, що містить вісім етапів, починаючи з визначення реалізованого гальмового моменту (M_T) заданим типом фрикційного вузла гальма і завершуючи уточненням конструктивних параметрів шківів. Із застосуванням теорії геометричного програмування, що містить в собі цільову функцію, яка мінімізує негативні фактори-вартості власне гальмового шківів (C_{III1}) і виникнення на його робочій поверхні термічних напружень (C_{III2}).

6. Оцінено енергонавантаженість і термостабілізаційний стан ободу шківів при короткотривалому і довготривалому підведенні до його робочої поверхні теплоти. Установлено взаємозв'язок між конструктивними та експлуатаційними параметрами пар тертя різних конструктивних схем з урахуванням інтенсивності теплообмінних процесів в них.

7. Математично описано оптимізацію конструктивних параметрів гальмових шківів різних конструкцій і отримано аналітичні залежності для визначення товщини, ширини і діаметрів їхніх робочих поверхонь. Використання даного методу сприяє зменшенню металомісткості серійного гальмового шківів на 17,0%.

Металомісткість удосконаленого гальмового шківів збільшилася на 15,5% і на стільки ж зменшився його момент інерції в зв'язку з тим, що середня частина шківів є нерухомою.

8. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень особливостей роботи різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки розроблено ряд нових і вдосконалених методів і засобів для зниження їхньої енергоємності та підвищення ефективності пар тертя гальма. При цьому оцінено енергонавантаженість поверхневих і

приповерхневих шарів полімерної накладки з урахуванням термодинамічної границі, термостимульованого і термостабілізаційного станів ободу шківів та зносо-фрикційних властивостей їхніх пар тертя, а також напружено-деформованого стану робочих поверхонь ободу шківів. Оптимізовано конструктивні параметри фрикційного вузла, що дозволило:

- сформулювати новий клас задач по тепловій динаміці з подальшою оцінкою термограм і схем циркуляції теплових струмів в тілі дисків, на які поділено гальмові шківів. Диски виготовлені з матеріалів, що мають різні коефіцієнти теплопровідності, між дисками встановлено теплоізоляційні прокладки;

- установити динаміку розподілу температурних напружень на робочих поверхнях дисків шківів для запобігання зародження і розвитку на них мікротріщин;

- підвищити точність запропонованих методів розрахунку до 15%.

9. Упровадження в практику конструкторсько-дослідних робіт розроблених методів і засобів стосовно фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки дозволяють ще на стадії концептуального проєктування об'єктивно оцінити енергоємність фрикційних вузлів даного гальма з метою підвищення ефективності його дії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамович О. О., Тунік А. А. Робастна параметрична оптимізація дискретної системи управління, яка має неструктуровані параметричні збурення // *Вісник НАУ*. Київ, 2006. №2. С. 22-26.
2. Азарсков В. Н., Житецкий Л. С., Блохин Л. Н. Адаптивная субоптимальная система управления объектом с ограниченным входом // *Матеріали X міжнародної науково-технічної конференції „ABIA-2011” 19-21 квітня. Том 3. Секція 19. Керування складними системами. НАУ*. Київ, 2011. С. 19.1 – 19.10.
3. Азарсков В. Н., Блохин Л. Н., Житецкий Л. С. Робастные методы оценивания, идентификации и адаптивного управления : монографія. Киев : НАУ, 2004. 500 с.
4. Алиев А. М. Повышение эффективности работы механического тормоза буровой лебедки путем совершенствования конструкции и оптимизации режимных параметров: дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.07. Баку, 1985. 144 с.
5. Аналіз методів визначення наробок талевих канатів бурових установок / Іващенко В. Т., Лях М. М., Журавльов Д. Ю., Михайлів В. В. *Прикарпатський Вісник НТШ: в-во Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. Івано-Франківськ, 2018. № 1(45). С. 219 – 229.
6. Аналіз тепловитоків шківів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / Журавльов Д. Ю., Журавльов О. Ю., Яців Т. В., Лях М. М. *Науковий Вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. Івано-Франківськ, 2011. №1(27). С. 49-52.

7. Ахметов Н. М. Исследование динамики торможения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки: дисс. ... канд. техн. наук : 01.02.06. Атырау (Казахстан), 2002. 105 с.
8. Балаболин С. В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07. Ивано-Франковск, 1993. 147 с.
9. Белобров В. И., Абрамовский В. Ф., Самуся В. И. Тормозные системы шахтных подъемных машин : монография. Киев: Наукова думка, 1990. 176 с.
10. Беляев И. М. Основы теплопередачи : монография / И. М. Беляев. – Київ: Вища школа, 1989. 342 с.
11. Бекіш І.О., Журавльов Д. Ю., Витвицький В. С. Технічні вимоги і умови роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки : *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу*: матеріали Міжнар. науково-техн. конф., м. Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016. Івано-Франківськ, 2016. С. 296 – 299.
12. Взаємозв'язок зносо-фрикційних властивостей та енергонавантаженості пар тертя гальмових пристроїв / М. В. Кіндрачук, Д. Ю. Журавльов, С. А. Пріколотін, Є. Ю. Андрейчиков, О. С. Бурава. *Проблеми тертя та зношування*. Київ, 2023. № 3(100). С.4 – 14.
13. Взаимосвязь внешнего и внутреннего электротермомеханического трения во фрикционных узлах / А. И. Вольченко, М. Я. Джавадов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанск. Инженерн. Академии*. Баку, 2020. Том 12 №4. С. 27-39.
14. Вирівнювання навантаженості в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко,

- І. О.Бекіш та ін. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2007. №2 (23). С. 27-34.
15. Витвицкий В. С. Підвищення ефективності вентильованих дисково-колодкових гальм автомобілів з врахуванням енергонавантаженості їх дисків: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02. Львів, 2019. 258 с.
 16. Влияние влаги на эксплуатационные параметры трибосопряжений тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2019. № 2(11). С.15 – 23.
 17. Влияние двойных электрических слоев в паре трения «металл-электролит-полимер» на ее энергонагруженность (часть I) / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавльов и др. *Проблеми тертя та зношування*. Київ, 2017. № 1(77). С. 17 – 26.
 18. Влияние двойных электрических слоев в паре трения «металл- электролит-полимер» на ее энергонагруженность (часть II). / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавльов и др. *Проблеми тертя та зношування*. Київ, 2018. № 1(78). С. 17 – 26.
 19. Влияние двойных электрических слоев в паре трения «металл – электролит – полимер» на ее энергонагруженность / П. С. Красин, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев. *Нові виклики. Нові досягнення: матеріали X міжнар. науково-практ. конф. студентів та молодих вчених, м. Краматорськ, 15 вересня 2017*. Краматорськ, 2017. С. 13 – 17.
 20. Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров фрикционных узлов на работоспособность нетрадиционного ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть вторая) / А. А.Петрик, Н. А. Вольченко, В. Н. Воробьев и др. *Зб. наук. праць Проектування, виробництво та*

експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Асоціація Автобус. Львів, 2003. Вип. 7. С.133-139.

21. Внешнее трение материалов фрикционных узлов тормозных устройств / Д. А. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. Ю. Журавлев и др. *Проблеми тертя та зношування*. Київ, 2021. № 1(90). С. 30 – 41.
22. Водородное изнашивание пар трения ленточно-колодочного тормоза / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2023. № 1(15). С. 43 – 55.
23. Водородный износ рабочих поверхностей металлических фрикционных элементов тормозов / А. Х. Джанахмедов, В. С. Скрыпник, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2021. Т. 13, №3. С. 14 – 24.
24. Вольченко А. И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.02; 05.05.05. Ленинград, 1988. 496 с.
25. Вольченко А. И. Тепловой расчет тормозных устройств. Львов : Вища школа, 1987. 136 с.
26. Вольченко Д., Журавльов Д., Снурніков В. Оцінка теплової навантаженості металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв при визначенні їх раціональних конструктивних параметрів. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: IV Міжнародн. наук.-практ. конференц., м. Вінниця, 24-26 жовтня. 2011 р. Вінниця, 2011. С. 26.*
27. Вольченко Д. А. К проблеме выравнивания удельных нагрузок в различных типах фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов. *Вісник Східноукраїнського національн. ун-ту ім. Володимира Даля. Луганськ, 2006. №1/95/. С. 37-44.*

28. Вольченко Д. О., Воробйов В. М., Бекіш І. О. Взаємодія пар тертя в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. *Науковий вісник. Івано-Франківськ*, 2006. №2(4). С. 64-70.
29. Вольченко Д. О., Журавльов Д. Ю., Чуфус В. М. Градиентная теория оценки коэффициентов теплопередачи в усовершенствованных парах трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. *Наукові розробки: перспективи 21 сторіччя: матеріали V між нар : науково-практ. конф. студентів та молодих вчених. м. Краматорськ, 19 квітня 2017 р. Краматорськ*, 2017. С. 31 – 40.
30. Вольченко Д. О., Криштопа Л. І., Журавльов Д. Ю. Динаміка взаємодії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма (перша частина) . *Науковий вісник. Івано-Франківськ*, 2005. №1(14). С. 74-78.
31. Вольченко Д. О., Криштопа Л. І., Журавльов Д. Ю. Динаміка взаємодії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма (друга частина). *Науковий вісник. Івано-Франківськ*, 2005. №2 (15). С.45-49.
32. Вольченко Д. О., Камишанов В. М., Гороть Є. М. До проблеми вибору типу гальма та його фрикційних вузлів для лебідок бурових установок. *Проблеми трибології. Хмельницький*, 2004. №2. С. 130-133.
33. Вольченко Д. О., Журавльов Д. Ю., Ліщишин А. В. Експериментальні дослідження багаторядних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. *Науковий вісник. Івано-Франківськ*, 2008. №1 (17). С. 68-75.
34. Вольченко Д. О. Методи та засоби регулювання динамічної навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Київ*, 2009. №73. С. 43-47.

35. Вольченко Д. О. Обґрунтування методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дисс. ... канд. техн. наук : 05.05.12. Івано-Франківськ, 2004. 256 с.
36. Вольченко Д. О. Особливості конструкцій та режими роботи двоступеневих стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2007. №1 (22). С. 5-9.
37. Вольченко Д. О., Журавльов О. Ю., Журавльов Д. Ю. Особливості навантаження гальмівної стрічки багаторядного стрічково-колодкового гальма. *Науковий Вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. Івано-Франківськ, 2010. №3(25). С. 51-55.
38. Вольченко Д., Журавльов Д., Снурніков В. Оцінка теплової навантаженості металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв при визначенні їх раціональних конструктивних параметрів. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: IV Міжнародн. наук.-практ. конференц., м. Вінниця, 24-26 жовтня. 2011 р. Вінниця, 2011. С. 26.*
39. Вольченко Д. О. Покращення працездатності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з рухомими фрикційними накладками. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2004. №4 (13). С. 15-18.
40. Вольченко Д. О., Стебелецький М. М. Температурний аналіз гальмівних шківів бурових лебідок. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2006. №4 (21). С. 27-34.
41. Вольченко М. О., Вольченко Д. О., Журавльов Д. Ю. Оптимальне проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. *Нафтогазова енергетика*. Івано-Франківськ, 2007. №3(4). С. 84-89.

42. Вольченко Н. А., Вольченко Д. А., Сторож Я. Б. Стабилизация нагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза. *Проблеми трибології*. Хмельницький, 2006. №2. С. 105-110.
43. Вольченко О. І., Журавльов О. Ю., Вольченко Д. О. Керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок. *Проблеми трибології*. Хмельницький, 2001. №2. С. 78-82.
44. Вольченко О. І., Вольченко Д. О., Криштопа Л. І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (перша частина). *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2005. №1 (14). С. 74-78.
45. Вольченко О. І., Вольченко Д. О., Криштопа Л. І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (друга частина). *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2005. №2 (15). С. 45-50.
46. Вольченко О. І., Журавльов О. Ю., Вольченко Д. О. Підвищення ефективності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Зб. наук. праць: «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів». Львів, 2000. Вип. 4. С. 39-43.
47. Вплив електричного і теплового струмів на поведінку водня у парах тертя / Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов та ін. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Харків, 2022. Вип. 99. С. 74 – 83.
48. Вплив різних схем імпульсної теплової дії на стан фрикційних накладок дисково-колодкових гальм / Д. Ю. Журавльов та ін. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2022. № 1(94). С.69 – 82.

49. Выбор рациональных конструктивных параметров тормозного шкива буровой лебедки / Д. А.Вольченко, Н. А.Вольченко, В. Я.Малык и др. *Проблеми трибології*. Хмельницький, 2005. №2. С. 12-22.
50. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины. Киев: Вища школа, 1989. 326 с.
51. Галагуз Т.А. Структурно-параметричний синтез робастних систем управління польотом: дис. ... канд. техн. наук : 05.13.03 / Галагуз Тетяна Анатоліївна. Київ, 2007. 164 с.
52. Деклараційний пат. 63418А України МПК⁷F16D49/08 Держдепартамент ІВ. Спосіб керування питомими навантаженнями на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / Вольченко О. І., Дячук В. В., Вольченко М. О., Вольченко Д. О., Сторож Я. Б., Малярчук Б. М.; заявник і патентовласник дочірня комп. "Укргазвидобування" Українськ. наук.-дослідн. ін-т природн., газів (філія). №2002021022, заявл. 15.01.2004; опубл. 16.12.2002, Бюл. №12. 3 с.
53. Деклараційний пат. 68798А України МПК⁷ F16D49/08 Держдепартамент ІВ. Двоступінчате стрічково-колодке гальмо / Крижанівський Є. І., Вольченко М. О., Дячук В. В., Вольченко Д. О., Сторож Я. Б.; заявник і патентовласник дочірня комп. "Укргазвидобування" Українськ. наук.-дослідн. ін-т природн. газів (філія). №2003109644, заявл. 27.10.2003; опубл. 16.08.2004, Бюл. №8. 3 с.
54. Деструкція матеріалів фрикційних накладок гальм / Д. О. Вольченко, М. В. Кіндрачук, Д. Ю. Журавльов та ін. *Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. Київ, 2023. № 1(98). С. 98 – 107.
55. Деформація гальмівної стрічки і розподіл сил у контакті «стрічка – фрикційна накладка» стрічково-колодкових гальм / Є. І. Крижанівський, Б. Д. Сторож, Д. О. Вольченко та ін. *Розвідка та розробка нафтових і*

газових родовищ. Івано-Франківськ, 2007. №3 (24). С. 40-45.

56. Джанахмедов А. Х. Нефтяная трибология: монография. Баку. Элм, 2003. 326 с.
57. Джанахмедов А. Х., Дышин О. А., Джавадов М. Я. Синергетика и фракталы в трибологии : Монография. Баку. Апостроф, 2014. 504 с.
58. Джанахмедов А. Х. Стохастическое моделирование трения и изнашивания фрикционных устройств с применением теории подобия: дисс. ... докт. техн. наук : 05.02.04. Баку. 1988. 394 с.
59. Джанахмедов А. Х. Триботехнические проблемы в нефтяном оборудовании. Монография. Баку: Элм, 1998. 216 с.
60. Джанахмедов А. Х. Физико-стохастическое трибомоделирование : монография. Баку : Элм, 1988. 152 с.
61. Динамическая стабилизация во фрикционных узлах тормозных систем буровых лебедок / Крыжановский Е. И., Вольченко Д. А., Сторож Я. Б. *Материалы IV-ой междунаrodn. научно-техн. конференц. «МТК-2006» 06-08 июня 2006 г; Научн. записки Жешувск. политехн., Механика, т. 67, №230. Жешув, 2006. С. 217-224.*
62. Динамічне регулювання питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (частина 2) / Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко, Я. Б. Сторож та ін. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Івано-Франківськ. 2010. №2 (35). С. 63-69.*
63. Динамічне регулювання питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (частина 3) / Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко, Я. Б. Сторож та ін. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Івано-Франківськ, 2010. №3 (36). С. 108-117.*

64. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении. Том 1 : монография / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко и др. Баку: «Apostrof-A», 2020. 376 с.
65. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении. Том 2 : монография / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. Баку : «APOSTROF-A», 2021. 392 с.
66. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении. Том 3 : монография / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. Баку : «APOSTROF-A», 2022. 304 с.
67. До методу оцінки теплової навантаженості елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм / Д. О. Вольченко, М. А. Сп'як, М. В. Кашуба та ін. *Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В. Даля*. Луганськ, 2007. №9(115). С. 27-34.
68. До питання визначення кількості повітря, яке омиває поверхні різних типів дисків у дисково-колодковому гальмі (перша частина) / Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, М. В. Кашуба, О. Б. Стадник. *Прикарпатський Вісник НТШ*. Івано-Франківськ, 2015. №1(29). С. 358-369.
69. Дослідження водневого зносу важконавантажених металевих фрикційних елементів гальм / Д. О. Вольченко, М. В. Кіндрачук, Д. Ю. Журавлев та ін. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2021. № 2(91). С. 37 – 45.
70. Дружинина М. В., Никифоров В. О., Фрадков А. Л. Методи адаптивного керування нелінійними об'єктами за вибором (обзор) [Текст]. *Автоматика и телемеханика*. Київ, 1996. Вип.1. С. 8-12.
71. Експериментальні дослідження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів гальм бурових лебідок / Є. І. Крижанівський, Д. А. Вольченко, Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко. *Зб. наук. пр. "Проектування,*

виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів". Львів: Асоціація "Автобус", 2004. Вип. 8. С. 65-71.

72. Електротепломеханічне тертя в гальмівних пристроях / О. Вольченко, Д. Вольченко, Д. Журавльов та ін. *Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку*: матеріали VIII Всеукраїнської науково-практичної конференції, м. Дрогобич, 11-12 травня 2023 р. Дрогобич: ТЗОВ«ТрекЛТД», 2023. С. 98 – 104.
73. Енергонавантаженість металевих фрикційних елементів гальм / О. І. Вольченко, А. Х. Джанахмедов, Д. Ю. Журавльов та ін. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Том 2. Вип. 101. Харків, 2023 р. С. 51 – 54.
74. Енергонавантаженість самовентильованих дисків з елементами охолодження гальм транспортних засобів (Частина I) / О. І. Вольченко, В. С. Скрипник, Д. Ю. Журавлев та ін. *Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та вироб. журн.* Одес. нац. політехн. ун-т, Підйом.-трансп. акад. наук України. Одеса, 2020. № 3(64). С. 27 – 36.
75. Журавльов Д., Журавльов О. Обґрунтування конструкційних параметрів багаторядних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. *10-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові, 25-27 травня 2011 р.* Львів, 2011. С. 338.
76. Журавлев Д., Карась В. Электрические и тепловые процессы при контактно-импульсном взаимодействии металлополимерных пар трения барабанно-колодочных тормозов транспортных средств. *Сучасні інформаційні та іноваційні технології на транспорті (MINT-2013)*: Матеріали п'ятої Міжнародн. наук.-практ. конференц., м. Херсон, 28-30 травня 2013 р. Том 1. Херсон, 2013. С. 8-12.
77. Журавлев Д. Энергетические уровни в едином поле металлополимерных

- пар трения тормозных устройств. *Енергоощадні машини і технології: Матеріали Міжнародн. наук.-техн. конференц., присвяченої 50-ти річчю з дня створення кафедри машини і обладнання технологічних процесів КНУБА, м. Київ, 28-30 травня 2013 р. Київ. 2013. С. 96-97.*
78. Журавльов Д. Ю. Аналіз методів охолодження шківів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок. *Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали всеукр. науково-техн. конф., м. Дрогобич, 2 – 3 березня 2017 р. Дрогобич, 2017. С. 80 – 84.*
 79. Журавлев Д. Ю. Анализ энергонагруженности деталей фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. Київ, 2016, №2 (71). С. 27 – 37.*
 80. Журавлев Д. Ю. Внешнее трение фрикционных узлов тормозов. *WORLD SCIENCE: PROBLEMS, PROSPECTS AND INNOVATIONS Abstracts of V International Scientific and Practical Conference Toronto, Canada 27-29 January 2021 Toronto, Canada 2021. P. 558-568.*
 81. Журавлев Д. Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть 1). *Науково-технічний та виробничий журнал "Подъемно-транспортная техника" Одеського націонал. політехн. ун-ту та підйомно-транспортн. академії наук України. Одеса, 2015. №3. С. 64-74.*
 82. Журавлев Д. Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть 2). *Науково-технічний та виробничий журнал "Подъемно-транспортная техника" Одеського націонал. політехн. ун-ту та підйомно-транспортн. академії наук України. Одеса, 2016. № 2. С. 4-16.*
 83. Журавлев Д. Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть 3). *Науково-технічний та*

виробничий журнал "Подъемно-транспортная техника" Одеського націонал. політехн. ун-ту та підйомно-транспортн. академії наук України. Одеса, 2016. №3. С. 16-26.

84. Журавлев Д. Ю. Единое поле взаимодействия металлополимерных пар трения. *Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. Київ, 2013. Вип. 1(60). С. 35-41.
85. Журавлев Д. Ю. Неравновесная трибология при фрикционном взаимодействии пар трения тормозных устройств. *Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. Київ, 2015. Вип. 4(69). С. 43-50.
86. Журавлев Д. Ю. Неравновесная трибология при фрикционном взаимодействии пар трения тормозных устройств (часть вторая). *Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. – Київ, 2016. Вип. 1 (70). С. 33-46.
87. Журавльов Д. Ю., Журавльов О. Ю. Обґрунтування конструктивних параметрів багаторядних стрічково-колодкових гальм. *10-й міжнар. симпоз. укр. інж.-мех. у Львові*. м. Львів, 25 – 27 травня 2011. Львів, 2011. С. 338.
88. Журавльов Д. Ю., Шимко С. В., Яців Т. В. Оцінка експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. *Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку*: матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції, м. Дрогобич, 27 травня 2022 р. Дрогобич: ТзОВ«Трек-ЛТД», 2022. С. 62 – 67.
89. Журавлев Д. Ю. Параметрический синтез фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2016. № (2). С. 31 - 36.

90. Журавльов Д. Ю. Розрахунок та проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма. *Наукові нотатки: міжвуз. зб. Луцьк: Вид-во ЛНТУ. Луцьк, 2016. Вип. 55. С. 152 – 156.*
91. Журавлев Д. Ю. Термодинамический предел поверхностных слоев полимерных накладок при фрикционном взаимодействии. *Восточно-европейский журнал передовых технологий. Харків, 2014. № 2/11(68). С. 20-26.*
92. Журавльов Д. Ю., Бекіш І. О., Витвицький В. С. Технічні вимоги і умови роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. *Матеріали міжнародної науково-технічної конференції "Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу". м. Івано-Франківськ, 16-20 травня 2016 р: Тези доповідей. Івано-Франківськ, 2016. С. 296-299.*
93. Журавлев Д. Ю. Физические явления в металлополимерных парах трения ленточно-колодочного тормоза. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. Київ, 2014. Вип. 2(63). С. 51-60.*
94. Журавлев Д. Ю. Энергонагруженность металлополимерных пар трения при фрикционном взаимодействии. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. Київ, 2014. Вип. 1 (62). С. 54-62.*
95. Журавльов Д. Ю. Энергетические уровни в едином поле металлополимерных пар трения тормозных устройств. *Енергоощадні машини і технології. Секція: підйомно-транспортні машини та системи, сервіс та надійність машин: міжнар. наук.-техн. конф. м. Київ, 28-30 травня 2013 р. Київ, 2013. С. 25-27.*
96. Журавлев Д. Ю., Куриляк Я. В., Стадник О. Б. Энергонагруженность фрикционного взаимодействия пар трения барабанно-колодочных тормозов. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань*

- "Машинобудування та металообробка", "Інженерна механіка", "Металургія та матеріалознавство". м. Луцьк, травень - червень, 2014 р. Випуск 45. Луцьк, 2014. С. 198-203.
97. Журавльов О. Ю., Вольченко Д. О., Журавльов Д. Ю. Періоди режимів динамічного навантаження багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм. *Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В. Даля*. Луганськ, 2007. №6(112). С. 100-105.
 98. Исследование водородного износа тяжело нагруженных металлических фрикционных элементов тормозов /А. Х. Джанахмедов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*, Баку, т. 13, №4, 2021. С. 34 – 46.
 99. К вопросу водородного износа металлических элементов трения тормозов / В. С. Скрыпник, Д. Ю. Журавлев, А. С. Евченко, В. Н. Вольченко. *RESULTS OF MODERN SCIENTIFIC RESEARCH AND DEVELOPMENT* Proceedings of I International Scientific and Practical Conference Madrid, Spain 4-6 April 2021 P. 162-171.
 100. Кіндрачук М., Журавльов Д., Журавльов О. Енергонавантаженість трибоспряження "диск-накладка колодки" гальмівних пристроїв автотранспортних засобів. *12-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові*. м Львів, 29-29 травня 2015 р: Тези доповідей. Львів, 2015. С. 153.
 101. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровых лебедок (часть первая) / Д. Ю. Журавлев, С. И. Крыштопа, И. О. Бекиш и др. // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2014. Вип. №4 (65). С. 47-59.
 102. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых

- лебедок (часть вторая) / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2015. Вип. 1(66). С. 64-81.
103. Контактно-імпульсна взаємодія металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов та ін. // *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. Івано-Франківськ, 2013. №1(34). С. 111-119.
104. Контактное и контактно-импульсное взаимодействие в многопарных фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза / М. В. Киндрачук, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Проблеми тертя та зношування. Науково-технічний журнал Київського національного авіаційного університету*. Київ, 2013. №2(61). С. 4-19.
105. Контактно-импульсное взаимодействие материалов типа "металл-металл" и "полимер-полимер" в металлополимерных парах трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской Инженерной Академии*. Баку, 2013. Том 5. № 2. С. 29-40.
106. Копей Б. В., Лях М. М. Розрахунок, конструювання, монтаж та експлуатація машин та обладнання для спорудження свердловин : підручник. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2021. 640 с.
107. Коэффициенты распределения тепловых потоков в различных видах фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов / А. И. Вольченко, А. А. Петрик, Д. А. Вольченко и др. *Зб. наук. пр. "Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів"*. Львів: Асоціація "Автобус", 2007. Вип. 10. С. 28-36.
108. Крекінг-процес при електротермомеханічній фрикційній взаємодії в парах тертя (частина 1) / М. В. Киндрачук, Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов та

ін. Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. Київ, 2022. № 4(97). С.10 – 23.

109. Крижанівський Є. І., Міронов Ю. В., Романишин Л. І. Мобільні установки для буріння, ремонту та обслуговування свердловин : монографія. Івано-Франківськ: Факел, 2003. 209 с.
110. Курс лекцій з деталей машин та тестові завдання : навчальний посібник / О. І. Вольченко, В. С. Ловейкін, Д. Ю. Журавльов, В. Я. Малик. Івано-Франківськ: в-во Прикарпат. націон. ун-ту ім. В. Стефаника, 2010. 246 с.
111. Курс лекцій з підйомно-транспортних машин і тестові завдання: навчальний посібник / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов та ін. Івано-Франківськ: Прикарпат. нац. ун-т ім. В. Стефаника, 2012. 308 с.
112. Кунцевич В. М., Лычак М. М. Синтез оптимальных и адаптивных систем управления : игровой поход. Киев : Наукова думка. 1985. 248 с.
113. Ленточно-колодочные тормозные устройства: монография / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. Івано-Франковск. Изд-во Прикарпатского нац. ун-та им. В. Стефаника, 2013. 441 с.
114. Лінеаризація закономірностей зміни параметрів динамічної навантаженості стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / Є. І. Крижанівський, Д. О. Вольченко, М. В. Кашуба та ін. Зб. наук. пр. "Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів". Львів: Асоціація "Автобус", 2007. Вип. 10. С. 69-79.
115. Лобок О. П., Гончаренко Б. М., Віхрова Л. Г. Особливості синтезу робастних регуляторів для випадків повного та неповного вимірювання вектору стану об'єкта. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Київ, 2013. Вип. 43, част. II. С. 177-183.

116. Ловейкин В. С., Нестеров А. П. Динамическая оптимизация подъемных машин монография. Луганск: Изд-во ВНУ, 2002. 368 с.
117. Многофакторный анализ стабилизации удельных нагрузок в парах трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Е. И. Крыжановский, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, и др. Зб. наук. пр. "Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів". Львів: Асоціація "Автобус", 2006. Вип. 9. С. 64-74.
118. Модель трибологічних систем у парах тертя гальмівних пристроїв / Є. І. Крижанівський, М. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов, В. І. Снурніков. Вісник Вінницького політехнічного інституту. Вінниця, 2009. №5. С. 104-107.
119. Модифицированные фрикционные накладки для тяжелонагруженных узлов тормозов / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, О. Б. Стадник, Д. Ю. Журавлев. *Scientific thought transformation: proceedings of X International scientific conference* Morrisville, 22 september 2017. Morrisville: Lulu Press., 2017. P. 17 – 21.
120. Нанотрибология при контактно-термическом взаимодействии в металлополимерных парах трения тормозных устройств / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, С. И. Крыштопа, Д. Ю. Журавлев. *Проблеми тертя та зношування*. Науково-технічний збірник Київського національного авіаційного університету. Київ, 2012. Вип. 58. С. 5-16.
121. Нанотрибология при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Д. А. Вольченко, И. О. Бекиш, Д. Ю. Журавлев и др. *Науковий Вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. Івано-Франківськ. 2015. №1(38). С. 35-45.

122. Напружено-деформівний стан композиційних матеріалів / Я. В. Солоничний, В. М. Вакалюк, Ю. М. Лях, Д. Ю. Журавльов. *Науковий Вісник Івано-Франківськ. націонал. техн. ун-ту нафти і газу*. Івано-Франківськ, 2011. №2(28). С. 28-30.
123. Напряженно-деформируемое состояние самовентилируемых дисково-колодочных тормозов с шипами дисково-колодочных тормозов транспортных средств / М. Я. Джавадов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*, Баку, т. 12, №2, 2020. С. 32 – 42.
124. Научное открытие № 482. Явление массопереноса продуктов трения в металлополимерных парах : монография / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. Баку, «АПОСТРОФФ», 2016. 136 с.
125. Неравновесная термодинамика с линейными режимами в трибосопряжении (часть II) / А. Х. Джанахмедов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2022. № 3(14). С.12 – 23.
126. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 2) / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко и др. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2011. Вип. 55. С. 27-46.
127. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 4) / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко и др. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2011. Вип. 56. С. 55-70.
128. О контактном взаимодействии многопарных фрикционных узлов в конструкциях ленточно-колодочных тормозов / А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко, И. О. Бекиш и др. *Материалы IV международн. научн.-техн.*

конференц. «МТК-2006» г. Жешув, 06-08 июня 2006 г.; Научн. записки Жешувск. политехн., Механика, 2006. №67. С. 255-260.

129. О термическом сопротивлении фрикционных металлических элементов тормозных устройств / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко и др. *Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. Володимира Даля*, Луганськ. 2008. №7(125). С. 152-155.
130. Об эффективности принудительного воздушного охлаждения фрикционных сопряжений тормозных устройств / Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*, Баку, т. 13, №4, 2021. С. 22 – 33.
131. Оценка процессов трибокрекинга при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения / Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Perspectives of science and education: proceedings of 12th International youth conference* New York, USA, 27 September 2019. New York, 2019. С. 542 – 556.
132. Оценка теплопередачи через металлические фрикционные элементы тормозных устройств ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Вольченко Д. А., Скрыпник В. С., Журавлев Д. Ю., Чуфус В. М. *Збірник наук. пр. Укр. інж.-педагог. акад.: Машинобудування*. Харків, 2019. С. 76 – 87.
133. Оценка термического потенциала в сплошном диске тормоза транспортного средства / М. Я. Джавадов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*, Баку, т. 13, №2, 2021. С. 27 – 39.
134. Оценка триботехнических свойств материалов на машине трения и износа СМЦ-2 / Скрыпник В. С., Журавлев Д. Ю., Романив Н. Н., Вудвуд А. Н. *ACTUAL TRENDS OF MODERN SCIENTIFIC RESEARCH* Proceedings of XI

International Scientific and Practical Conference Munich, Germany 6-8 June 2021. Munich, 2021. P. 256-265.

135. Оценка энергетических уровней контактов и трибологических свойств материалов пар трения /А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*, Баку, 2021. т. 13, №4. С. 14 – 21.
136. Оценка энергетических уровней различных типов контактов микровыступов пар трения трибосистемы / Киндрачук М. В., Вольченко Д. А., Крыштопа С. И., Журавлев Д. Ю. *Вестник Азербайджанской Инженерной Академии*. Баку, 2015. Том 7. №3. С. 26-37.
137. Оцінка динамічної навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм / Д. О. Вольченко, І. О. Бекіш, І. В. Бачук та ін. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2009. № 1 (30). С. 59-63.
138. Пат. 112900 України, F16D 49/08, F16D 49/10, F16D 49/12, B66D 5/02, B66D 5/08, B66D 5/10. Пневмокамерне двоступеневе стрічково-колодкове гальмо. Вольченко О. І., Вольченко Д. О., Журавльов Д. Ю., Возний А. В., Стадник О. Б.; заявник і патентовласник ІФНТУНГ. № а201500336; заявл. 16.01.2015; опубл. 10.11.2016. Бюл. №21. 7 с.
139. Пат. 116249 Україна, МПК F16D 65/78 (2006.01), F16D 69/02 (2006.01). Енергоємні пари тертя важконавантажених фрикційних вузлів / Вольченко Д. О., Кіндрачук В. М., Вольченко М. О., Криштопа С. І., Журавльов Д. Ю., Возний А. В.; заявник і патентовласник ІФНТУНГ. № а201512824; заявл. 24.12.2015; опубл. 26.02.2018. Бюл. № 4. 18 с.
140. Пат. UA 118819 C2 України Стрічково-колодкове гальмо. / Лях М. М., Журавльов Д. Ю., Журавльов О. Ю., Михайлів В. В. Заявник та патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет

нафти і газу. № а 201707992; заявл. 31.07.2017; опубл. 11.03.2019, Бюл. №5. 4 с.

141. Пат. UA 126018 С2 України Спосіб дослідження процесів трибокрекінгу під час фрикційної взаємодії в металополімерних парах тертя та пристрій його здійснення. / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов та ін. Заявник та патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. № 201809783; заявл. 01.10.2018; опубл. 04.08.2022, Бюл. №31. 11 с.
142. Пат. і 20150016 Азербайджанської республіки F16D49/08. № а 20130058 Ленточно-колодочный тормоз с многопарными фрикционными узлами / А. И. Вольченко, А. Х. Джанахмедов, Д. Ю. Журавлев и др. Заявник та власник Азербайджанськ. інжен. акад. №а 20130037. Заявл. 16.04.2013. Опубл. 29.05.2015., Бюл. №2. 2 с.
143. Пат. 20130076 Азербайджанской республики. Ленточно-колодочный тормоз с кондуктивным охлаждением / А. М. Пашаев, Д. Ю. Журавлев и др. Заявитель и патентообладатель Азербайджанская инженерная академия №а 20130037. Заявл. 6.03.2015. Опубл. 27.12.2013. 10 с.
144. Пат. 20130077 Азербайджанской республики. Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки / А. М. Пашаев Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. Заявитель и патентообладатель Азербайджанская инженерная академия №а 20130038. Заявл. 6.03.2013. Опубл. 27.12.2015. 10 с.
145. Полупан С. В. Підвищення ефективності гальмування піднімально-транспортних машин застосуванням нових фрикційних матеріалів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05. Харків, 2007. 24 с.

146. Порошковые материалы для авиационной и ракетно-космической техники: монография / Коцюба А. А., Бычков А. С., Нечипоренко О. Ю., Лавренко И. Г. Киев: КВИЦ, 2016. 304 с.
147. Поверхностная прочность материалов при трении : монография / Б. И. Костецкий и др. «Техника» б. Киев, 1976. 296 с.
148. Принудительное охлаждение фрикционных узлов: эффект «теплового насоса» / Киндрачук М. В., Вольченко Н. А., Журавлев Д. Ю., Андрейчиков Е. Ю. *Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. Киев. НАУ, 2017. № 2(75). С. 38 – 48.
149. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств : Стандарт / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, А. В. Возный и др. Баку: «Апостроф», 2016. 272 с.
150. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок : Стандарт / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. Под общей редакцией академика А. Х. Джанахмедова. Баку: "Апострофф", 2016. 312 с.
151. Протекание электрических токов в омических контактах пар трения тормозных устройств / Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2022. № 3(14). С.24 – 41.
152. Работоспособность многопарных фрикционных узлов в ленточно-колодочном тормозе буровой лебедки / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2012. №2(43). С. 40-48.

153. Раджабов С. А., Абдурахманов Э. Ш. К расчету тормозного момента ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. Баку, 1970. №1. С. 40-41.
154. Расчет и конструирование пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств (часть I) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2018. № 4 (10). С. 7 – 17.
155. Робастний підхід при визначенні термодинамічної границі у поверхневих шарах полімерних накладок при фрикційній взаємодії стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / О. І. Вольченко, Бекіш І. О., Скрипник В. С., Журавльов Д. Ю. *Нафтогазова галузь: Перспективи нарощування ресурсної бази (ІГГ – 2018)*: матеріали міжнар. науково-техн. конф. м. Івано-Франківськ, 23-25 травня 2018. Івано-Франківськ, 2018 р. С. 206 – 209.
156. Розрахунок експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів при різних режимах роботи нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко та ін. *Проблеми трибології*. Хмельницький, 2003. №2. С. 74-80.
157. Роль пятен контактов микровыступов пар трения в энергонагруженности тормозных устройств / Д. А. Вольченко, Г. Ф. Мираламов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2022. № 2(14). С. 64 – 73.
158. Ромасевич Ю. О. Динамічна оптимізація режимів руху механізмів вантажопідіймальних машин як мехатронних систем : дис. ... докт. техн. наук: 05.05.05. Одеса, 2015. 355 с.
159. Седиментация и диффузия в наножидкости во вращающихся системах металлических фрикционных элементов тормозов (ч. I) /

- А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2023. №2 (15). С. 15 – 23.
160. Седиментация и диффузия в наножидкости во вращающихся системах металлических фрикционных элементов тормозов (ч. II) / А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2023. №3 (15). С. 28 – 38.
161. Седиментация и диффузия в наножидкости во вращающихся системах металлических фрикционных элементов тормозов (ч. III) / А. Х. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2023. №4 (15). С. 14 – 20.
162. Скрипник В., Журавльов Д., Андрейчіков Є. До питання визначення теплових втрат від металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв. *LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету, 2015 р*: Тези доповідей. Київ, 2015 р. С. 552.
163. Скрыпник В. С. Журавлев Д. Ю., Возный А. В. Робастный подход к расчету фрикционных узлов тормозных устройств. *Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку. До 15-річчя спеціальності "Експлуатація газонафтопроводів та газонафтоосховищ" ДВНЗ, Дрогобицький коледж нафти і газу*: матеріали всеукраїнськ. наук.-техн. конференц., Дрогобич, 10-11 березня 2016 р. Дрогобич, 2016 р. С. 19-24.
164. Снижение энергонагружености пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Вольченко А. И., Скрипник В. С., Журавлев Д. Ю., Малык В. Я. *Наукові дослідження: перспективи інновацій у суспільстві і розвитку технологій*: матеріали VI Всеукраїнської науково-практичної

- конференції, Харків, 13-14 жовтня 2017. Харків: НП «ЦНТ», 2017. С. 62 –66.
165. Стан надпровідності в парах тертя гальм / М. Кіндрачук, Д. Журавльов та ін. *16-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові*, м. Львів, 18 травня – 19 травня 2023 р. : Матеріали симпозіуму. Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2023. С. 61 – 62.
 166. Стійкість і коливання бурильної колони : монографія / Мойсишин В. М., Борисевич Б. Д., Гаврилів Ю. Л., Зінченко С. А. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, Ліля-НВ, 2013. 590 с.
 167. Сторож Я. Б. Стабілізація навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2006. 248 с.
 168. Стрічково-колодкові гальма: монографія / Є. І. Крижанівський, О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко та ін. У 2-х томах. Том 1. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. 230 с.
 169. Стрічково-колодкові гальма: монографія / Є. І. Крижанівський, О. І. Вольченко, М. О. Вольченко, Д. О. Вольченко та ін. У 2-х томах. Том 2. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2007. 215 с.
 170. Сучасні методи оцінки інтенсивності зносу фрикційних накладок гальм транспортних засобів / Д. О. Вольченко, М. В. Кіндрачук, Д. Ю. Журавльов та ін. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2021. № 4(93). С. 48 – 57.
 171. Сущенко О. А. Методика синтезу робастної системи стабілізації рухомого наземного об'єкта. Вісник НАУ. Київ, 2008. №1. С. 18-22.
 172. Сущенко О. А. Моделювання зовнішніх збурень у системах стабілізації рухомих наземних об'єктів. *Електроніка та системи управління.* Київ, 2008. №2(16). С. 57-63.

173. Сущенко О. А., Чаплай І. В. Особливості синтезу дискретної робастної системи стабілізації інформаційно-вимірювальних пристроїв. *Вісник НАУ*. Київ, 2008. №3. С. 9-17.
174. Сущенко О. А. Робастна параметрична оптимізація систем стабілізації наземних рухомих об'єктів. *Вісник НАУ*. Київ, 2008. №4. С. 26-32.
175. Темпы нагревания металлополимерных пар трения при импульсном и длительном подводе теплоты в ленточно-колодочном тормозе / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко и др. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2013. Вип. 2(61). С.20-30.
176. Тепловой баланс самовентилируемых с шипами дисково-колодочных тормозов транспортных средств / М. Я. Джавадов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2020. т. 12, №1, С. 26 – 38.
177. Теплонавантаженість ободу гальмівного шківа бурової лебідки при роботі індукторного гальма (перша частина) / Вольченко О. І, Вольченко Д. О., Журавльов Д. Ю., Кашуба М. В. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2011. №1(38). С. 17-23.
178. Теплонавантаженість ободу гальмівного шківа бурової лебідки при роботі індукторного гальма (друга частина) / Вольченко О. І., Вольченко Д. О., Журавльов Д. Ю., Кашуба М. В. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Івано-Франківськ, 2011. №2(39). С. 26-32.
179. Теплообменные процессы при охлаждении пар трения тормозных устройств / Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *advances of science: proceedings of articles the international scientific conference*, 6 December 2019, Karlovy Vary – Kyiv, 2019. С. 168 – 177.
180. Термoeлектрический метод подбора пар трения тормозных устройств (часть первая) / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др.

- Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. Київ, 2019. №3 (84). С. 4 – 13.
181. Термoeлектричні інтенсифікатори теплообміну у парах тертя гальм / М. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов та ін. *Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. Київ, 2022. № 1(94). С.59 – 68.
 182. Технологічне забезпечення зносостійкості деталей трибomeханічних систем дискретними поверхнями: монографія / Кіндрачук М. В., Марчук В. Є., Духота О. І., Радіоненко О. В. Київ.: НАУ, 2020. 204 с.
 183. Тормозные механизмы (теория, расчет и конструирование) : монография / А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко и др. Луганск, 1995. 285 с.
 184. Трибология. Трение, знос, смазка / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко и др. Баку, «Апостроф - А», 2019. 640 с.
 185. Трибология. Электротермомеханические основы, анализ и синтез на нано-, микро- и миллиуровнях и технические приложения: учебник для вузов / А. И. Вольченко, М. В. Кіндрачук, и др. под ред. А. И. Вольченко. Киев, 2015. 371 с.
 186. Узлы трения в машиностроении / Э. С. Пирвердиев, А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко и др. Баку: «Элм», 2018. 440 с.
 187. Фідровська Н. М. Нові концепції розрахунків канатних барабанів: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.05. Одеса, 2012. 350 с.
 188. Фізичні методи оцінки навантаженості пар тертя гальмівних пристроїв / М. В. Кіндрачук, Д. О. Вольченко, Д. Ю. Журавльов та ін. // *Проблеми тертя та зношування*: наук.-техн. зб. Київ, 2022. № 3(96). С. 53 – 63.
 189. Фрикционное взаимодействие в электрических полях металлополимерных пар трения / А.Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др.

Вестник Азербайджанской инженерной академии. Баку, 2014. № 2 (6).
С. 30 – 53.

190. Фрикционные узлы в машиностроении : Монография / К. Т. Набизаде, Н. Н. Фидровская. Д. Ю. Журавлев и др. Баку: “АPOSTROF-A”, 2023. 460 с.
191. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил: монографія / А. М. Туренко, В. О. Богомолов та ін. Харків: ХНДАУ, 2003. 120 с.
192. Чичинадзе А. В., Белоусов В. Я., Богатчук И. М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов : монография. Львов: Высшая школа, 1989. 114 с.
193. Шахмалиев Г. М. Механика торможения и рациональный режим спуска бурильного инструмента. Баку: Азернефтнешр, 1960. 222 с.
194. Шпак А. П., Остафійчук Б. К., Ніколенко А. М. Фізичний лексикон : навчальний посібник. Івано-Франківськ: ВДВ ЦІТ Прикарпатського національного університету імені Василя Стефаника, 2008. 208 с.
195. Экспериментальные исследования мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств. / М. В. Киндрачук, В. С. Скрыпник, Д. Ю. Журавлев и др., *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2020. № 2(87). С.11 – 20.
196. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть I) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанск. Инженерн. Академии.* Баку, 2015. Том 7. № 1. С. 36-56.
197. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть II) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанск. Инженерн. Академии.*

Баку, 2015. Том 7. № 2. С. 44-64.

198. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть III) / А. Х. Джанахмедов, Э. С. Пирвердиев, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанск. Инженерн. Академии*. Баку, 2016. Том 8. № 1. С. 27-51.
199. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть IV) / А. Х. Джанахмедов, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской Инженерной Академии*. Баку, 2016. № 2 (8). С. 18 – 33.
200. Энергетические уровни контактов при фрикционном взаимодействии металлополимерных и полупроводниковых материалов / А. И. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2018. № 4(81). С. 21 – 32.
201. Энергонагруженность дисков в парах трения "диск-колодка" тормозных устройств автотранспортных средств (часть первая) / Красин П. С., Вольченко Н. А., Журавлев Д. Ю., Захара И. Я. *Научный журнал Кубанск. государств. аграрн. ун-та КубГАУ*. Краснодар, 2015. №108(04). С. 1-11.
202. Энергонагруженность трибосопряжения "диск-накладка колодки" тормозных устройств автотранспортных средств / Н. А. Вольченко Н. А., Красин П. С., Журавлев Д. Ю., Малык В. Я. *Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку. До 70-річчя ДВНЗ "Дрогобицький коледж нафти і газу": Матеріали всеукраїнськ. наук.-техн. конференц. Дрогобич, 8-9 травня 2015 р: Тези доповідей. Україна, Дрогобич, 2015 р. С.108-113.*
203. Эргодический подход к энергонагруженности и износа пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / М. В. Киндрачук,

- Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев, И. О. Бекиш, Н. В. Кашуба. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* Київ, 2017. №3(76). С. 28 – 41.
204. Эффект сверхпроводимости в парах трения тормозов / Д. А. Вольченко, Н. Н. Фидровская, Д. Ю. Журавлев и др. *Вестник Азербайджанской инженерной академии.* Баку, 2024. №1 (16). С. 19 – 30.
205. Эффективность теплообмена в парах трения тормозов / Скрыпник В. С., Журавлев Д. Ю., Андрейчиков Е. Ю., Болонный В. Т. The 2nd International scientific and practical conference “Modern science: innovations and prospects” (November 7-9, 2021) SSPG Publish, Stockholm, Sweden. 2021. P.292-302.
206. Annasrwanly A. M., Karason S. P. Discrete-time adaptive control in the presence of input constraints / *Automatica.* 1995. Vol. 31, N 10. P. 1421-1431.
207. B De Schutter. Minimal state-space realization in linear system theory: An overview. *Journal of Computational and Applied Mathematics.* Vol. 121, No. 1-2. P. 331-354, Sept. 2000.
208. Chaoui F. Z., Giri F, M'Saad M. Adaptive stabilization and tracking of constrained linear systems. Preprints of an IFAC Workshop "Adaptive Systems and Signal Processing" (University of Strathclyde, Glasgow, Scotland, UK, 26th-28th August, 1998). 1998. P. 454-459.
209. Chaoui F. Z., Giri F, M'Saad M. Adaptive control of input constrained type-1 plants: stabilization and tracking / *Automatica.* 2001. Vol. 37, N 1. P. 197-203.
210. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes / Ivan Kernitsky, Aleksandr Volchenko, Olga Szlachetka, Orest Horbay, Vasyl Skrypnyk, Dmytro Zhuravlev, Vasyl Bolonnyi, Volodymyr Yankiv, Ruslan Humenuk, Pavlo Polansky, Aleksandra Lesniewska, Darius Walasek, Eugeniusz Koda. *Energies* 2022, 15, 7412. <https://doi.org/10.3390/en15197412>. P. 1 – 11.

211. Electrodynamics of frictional interaction in tribolink "metal-polymer" / N. A. Volchenko, P. S. Krasin, A. I. Volchenko, D. Yu. Zhuravlev. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. 327 (3), art. no. 032058. P. 1 – 9.
212. Electrodynamics of the Thermal Contact Friction Interaction in Metal-Polymer Friction Couples / M. V. Kindrachuk, A. I. Vol'chenko, D. A. Vol'chenko, D. Yu. Zhuravlev, V. M. Chufus. Materials Science. 2018. 54 (1), P. 69 – 77.
213. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in self-ventilated disk-shoe brakes of vehicles / N. Volchenko, A. Volchenko, D. Volchenko, P. Polyakov, V. Malyk, D. Zhuravlev, V. Vytvytskyi, P. Krasin. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. 1/5(97). P. 47 – 53.
214. Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System / Alexander Balitskii, Myroslav Kindrachuk, Dmytro Volchenko, Karol F. Abramek, Olexiy Balitskii, Vasyl Skrypnyk, Dmytro Zhuravlev, Iryna Bekish, Mykola Ostashuk, Valerii Kolesnikov. Energies 2022, 15, 59. <https://doi.org/10.3390/en15010059>. P. 1 – 21.
215. Landau I., Digital control systems. Design, identification and implementation / I. Landau, G. Zito // London.: Springer-Verlag, 2006. 484 p.
216. Nanofluids in Cooling Systems and Their Efficiency / D. A. Volchenko, M. V. Kindrachuk, B.V. Dolishniy, V.S. Skrypnyk, D.Yu. Zhuravlov, L. B. Malyk, A.O. Yurchuk, A.O. Dukhota. JOURNAL OF NANO- AND ELECTRONIC PHYSICS Vol. 13 № 4, 04013(8pp) (2021). P. 1 – 8.
217. Robust Control Toolbox User's guide. - The Math Works, 2001.
218. The efficiency of Convective Heat Exchange at the Airflow of Metal Friction Elements of Brakes / Vasiliy Skripnik, Oleksandr Vudvud, Dmitry Zhuravlev, Sergiy Nikipchuk, and Tetiana Danulyak. Lecture Notes in Mechanical Engineering this link is disabled, 2023,. ME, pp. 574–583, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_54. pp. 574–583.
219. The frictional interaction in electrical and thermal fields of metal friction

- pairs / A. Kh. Janahmadov, A.I. Volchenko, D.Y. Zhuravlev and others. Science and applied engineering quarterly. London. UK. Issue 03. Apr-May-june, 2014. P. 5-19.
220. Thermoelectric Generators Current Intensifiers / M.V. Kindrachuk, D. O. Volchenko, D. Yu. Zhuravlev, M. M. Ostashuk, R.Ya. Kachmar. JOURNAL OF NANO- AND ELECTRONIC PHYSICS Vol. 15 No 4, 04038(6pp) (2023). pp. 1 – 6.
221. Tunik A. A. Parametric Optimization Procedure for Robust Flight Control System Design / A. A. Tunik, R-Hyu, I. K. Ahn, C. H. Lim // Proceedings of the KSAS Fall Annual Meeting 2000, KSAS Publication, Daejeon, Korea, pp. 293-300.
222. Tunik A. A., Abramovich E. A. Parametric robust optimization of the digital flight control systems. Proc. of the NAU. 2003. №2. C.31-37.
223. Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes / M. Kindrachuk, D. Volchenko, N. Fidrovskaya, O. Dukhota, D. Zhuravlev, M. Ostashuk, Yu. Porokhovskiy, V. Kharchenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies ISSN 1729-3774 4/12 (124) 2023. pp. 56 – 61.
224. Wear Resistance of Spark Ignition Engine Piston Rings in Hydrogen-Containing Environments / Myroslav Kindrachuk, Dmytro Volchenko, Alexander Balitskii, Karol F. Abramek, Mykola Volchenko, Olexiy Balitskii, Vasyl Skrypnyk, Dmytro Zhuravlev, Alina Yurchuk, Valerii Kolesnikov. Energies 2021, 14, 4801. <https://doi.org/10.3390/en14164801>. P. 1 – 13.
225. Zhiteckij L. S. Simple adaptive controllers for a discrete-time infinite-dimensional control with saturation constraints and its application / L.S. Zhiteckij, V. I. Skurikhin, N. A. Sapunova, L. P. Jakovenko // Preprints of an IFAC Workshop "Adaptive Systems and Signal Processing" (University of Strathclyde, Glasgow, Scotland, UK, 26th-28th August, 1998). – 1998. P. 321-326.

ДОДАТКИ

Додаток А

Результати розрахунків темпів нагрівання при імпульсному підведенні теплоти до елементів стрічково-колодкового гальма в процесі гальмування:

Таблиця А.1 – ободу шківа

$\tau, \text{с}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$a_{ш}, \text{м}^2/\text{с}$	$b_{ш.эф}, \text{м}$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{ш.эф}}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{с}}$
0,0002	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$7,208 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^5$	16706,20
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$7,208 \cdot 10^{-5}$	$2,8 \cdot 10^5$	33412,41
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$7,783 \cdot 10^{-5}$	$3,9 \cdot 10^5$	50118,61
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$8,040 \cdot 10^{-5}$	$5,0 \cdot 10^5$	66824,82
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$8,040 \cdot 10^{-5}$	$6,2 \cdot 10^5$	83531,02
0,0006	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,248 \cdot 10^{-4}$	$8,0 \cdot 10^4$	5568,73
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,248 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^5$	11137,47
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$1,348 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^5$	16706,20
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,393 \cdot 10^{-4}$	$2,9 \cdot 10^5$	22274,94
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,393 \cdot 10^{-4}$	$3,6 \cdot 10^5$	27843,67
0,0010	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,612 \cdot 10^{-4}$	$6,2 \cdot 10^4$	3341,24
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,612 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^5$	6682,48
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$1,740 \cdot 10^{-4}$	$1,7 \cdot 10^5$	10023,72
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,798 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^5$	13364,96
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,798 \cdot 10^{-4}$	$2,8 \cdot 10^5$	16706,20
0,0014	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,907 \cdot 10^{-4}$	$5,2 \cdot 10^4$	2386,60
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,907 \cdot 10^{-4}$	$1,0 \cdot 10^5$	4773,20
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$2,059 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^5$	7159,80
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$2,127 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^5$	9546,40
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$2,127 \cdot 10^{-4}$	$2,4 \cdot 10^5$	11933,00

Таблиця А.2 – фрикційної накладки

$\tau, \text{с}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$a_n, \text{м}^2/\text{с}$	$b_{н.эф}, \text{м}$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{н.эф}}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{с}}$
0,0002	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-5}$	$5,3 \cdot 10^5$	16706,2
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-5}$	$1,1 \cdot 10^6$	33412,4
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,340 \cdot 10^{-5}$	$2,2 \cdot 10^6$	50118,6
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,094 \cdot 10^{-5}$	$3,7 \cdot 10^6$	66824,8
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,094 \cdot 10^{-5}$	$4,6 \cdot 10^6$	83531,0
0,0006	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$3,282 \cdot 10^{-5}$	$3,0 \cdot 10^5$	5568,7
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$3,282 \cdot 10^{-5}$	$6,1 \cdot 10^5$	11137,5
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$2,321 \cdot 10^{-5}$	$1,3 \cdot 10^6$	16706,2
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^6$	22274,9
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-5}$	$2,6 \cdot 10^6$	27843,7
0,0010	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$4,238 \cdot 10^{-5}$	$2,4 \cdot 10^5$	3341,2
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$4,238 \cdot 10^{-5}$	$4,7 \cdot 10^5$	6682,5
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$2,996 \cdot 10^{-5}$	$1,0 \cdot 10^6$	10023,7
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,447 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^6$	13365,0
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,447 \cdot 10^{-5}$	$2,0 \cdot 10^6$	16706,2
0,0014	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$5,014 \cdot 10^{-5}$	$2,0 \cdot 10^5$	2386,6
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$5,014 \cdot 10^{-5}$	$4,0 \cdot 10^5$	4773,2
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$3,545 \cdot 10^{-5}$	$8,5 \cdot 10^5$	7159,8
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,895 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^6$	9546,4
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,895 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^6$	11933,0

Результати розрахунків темпів нагрівання при довготривалому підведенні теплоти до елементів стрічково-колодкового гальма в процесі гальмування:

Таблиця А.3 – ободу шківа

$\tau, \text{с}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$a_{ш}, \text{м}^2/\text{с}$	$b_{ш.эф}, \text{м}$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{ш.эф}}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{с}}$
2,0	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$7,20 \cdot 10^{-3}$	1387,3	1,67
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$7,20 \cdot 10^{-3}$	2774,7	3,34
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$7,78 \cdot 10^{-3}$	3854,5	5,01
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$8,04 \cdot 10^{-3}$	4974,9	6,68
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$8,04 \cdot 10^{-3}$	6218,7	8,35
6,0	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,24 \cdot 10^{-2}$	801,0	0,56
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,24 \cdot 10^{-2}$	1601,9	1,11
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$1,34 \cdot 10^{-2}$	2225,4	1,67
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,39 \cdot 10^{-2}$	2872,3	2,23
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,39 \cdot 10^{-2}$	3590,3	2,78
10,0	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,61 \cdot 10^{-2}$	620,4	0,33
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,61 \cdot 10^{-2}$	1240,9	0,67
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$1,74 \cdot 10^{-2}$	1723,8	1,00
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,79 \cdot 10^{-2}$	2224,9	1,34
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$1,79 \cdot 10^{-2}$	2781,1	1,67
14,0	10	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,90 \cdot 10^{-2}$	524,4	0,24
	20	$8,680 \cdot 10^{-6}$	$1,90 \cdot 10^{-2}$	1048,7	0,48
	30	$1,012 \cdot 10^{-5}$	$2,05 \cdot 10^{-2}$	1456,9	0,72
	40	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$2,12 \cdot 10^{-2}$	1880,3	0,95
	50	$1,080 \cdot 10^{-5}$	$2,12 \cdot 10^{-2}$	2350,4	1,19

Таблиця А.4 – фрикційної накладки

$\tau, \text{с}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$a_n, \text{м}^2/\text{с}$	$b_{н.эф}, \text{м}$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{н.эф}}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{м}}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{с}}$
2,0	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-3}$	$5,3 \cdot 10^3$	1,67
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^4$	3,34
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,340 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^4$	5,01
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,094 \cdot 10^{-3}$	$3,7 \cdot 10^4$	6,68
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,094 \cdot 10^{-3}$	$4,6 \cdot 10^4$	8,35
6,0	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$3,282 \cdot 10^{-3}$	$3,0 \cdot 10^3$	0,56
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$3,282 \cdot 10^{-3}$	$6,1 \cdot 10^3$	1,11
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$2,321 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^4$	1,67
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-3}$	$2,1 \cdot 10^4$	2,23
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$1,895 \cdot 10^{-3}$	$2,6 \cdot 10^4$	2,78
10,0	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$4,238 \cdot 10^{-3}$	$2,4 \cdot 10^3$	0,33
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$4,238 \cdot 10^{-3}$	$4,7 \cdot 10^3$	0,67
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$2,996 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^4$	1,00
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,447 \cdot 10^{-3}$	$1,6 \cdot 10^4$	1,34
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,447 \cdot 10^{-3}$	$2,0 \cdot 10^4$	1,67
14,0	10	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$5,014 \cdot 10^{-3}$	$2,0 \cdot 10^3$	0,24
	20	$6,0 \cdot 10^{-7}$	$5,014 \cdot 10^{-3}$	$4,0 \cdot 10^3$	0,48
	30	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$3,545 \cdot 10^{-3}$	$8,5 \cdot 10^3$	0,72
	40	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,895 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^4$	0,95
	50	$2,0 \cdot 10^{-7}$	$2,895 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^4$	1,19

Таблиця А.5 - Результати розрахунків темпів нагрівання ободу гальмового шківa при його змінних конструктивних та експлуатаційних параметрах

$A_{ш}, \text{м}^2$	$\lambda, \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	$c, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$m_{ш}, \text{кг}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$l_{ш}, \text{м}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{с}}$
1,048	37	550	8,24	10	0,24	0,357
	37	550		15		0,535
	37	550		20		0,713
	40	510		25		1,039
	40	510		30		1,247
	40	510		35		1,455
	41	490		40		1,774
	41	490		45		1,995
	41	490		50		2,217

Таблиця А.6 - Результати розрахунків темпів нагрівання фрикційної накладки при її змінних конструктивних і теплофізичних параметрах

$A_n, \text{м}^2$	$\lambda, \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	$c, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$m_n, \text{кг}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$l_n, \text{м}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{\text{с}}$
0,0276	1,45	1050	0,063	10	0,23	0,026
	1,45	1050		15		0,039
	1,45	1050		20		0,053
	0,7	1010		25		0,033
	0,7	1010		30		0,040
	0,7	1010		35		0,046
	0,45	970		40		0,035
	0,45	970		45		0,040
	0,45	970		50		0,044

Таблиця А .7 - Раціональні товщини гальмової стрічки при її сталій ширині в залежності від зусиль розтягу набігаючої гілки і матеріалу при різних значеннях коефіцієнта запасу міцності

Матеріал		σ_p^{adm} , МПа	b , м	S_H , кН	K_{31}	$\geq h_1, \text{мм}$	K_{32}	$\geq h_2, \text{мм}$	K_{33}	$\geq h_3, \text{мм}$
С т а л ь	ст3	420,0	0,18	40,0	1,5	0,79	3,0	1,59	4,5	2,38
	ст4	460,0				0,72		1,45		2,17
	ст5	540,0				0,62		1,23		1,85
	ст6	610,0				0,55		1,09		1,64
	ст3	420,0		100,0		1,98		3,97		5,95
	ст4	460,0				1,81		3,62		5,43
	ст5	540,0				1,54		3,09		4,63
	ст6	610,0				1,37		2,73		4,10
	ст3	420,0		160,0		3,17		6,35		9,52
	ст4	460,0				2,90		5,80		8,70
	ст5	540,0				2,47		4,94		7,41
	ст6	610,0				2,19		4,37		6,56
	ст3	420,0	0,20	40,0	1,5	3,0	4,5	2,14		
	ст4	460,0						0,65	1,30	1,96
	ст5	540,0						0,56	1,11	1,67
	ст6	610,0						0,49	0,98	1,48
	ст3	420,0		100,0				1,79	3,57	5,36
	ст4	460,0						1,63	3,26	4,89
	ст5	540,0						1,39	2,78	4,17
	ст6	610,0						1,23	2,46	3,69
	ст3	420,0		160,0				2,86	5,71	8,57
	ст4	460,0						2,61	5,22	7,83
	ст5	540,0						2,22	4,44	6,67
	ст6	610,0						1,97	3,93	5,90

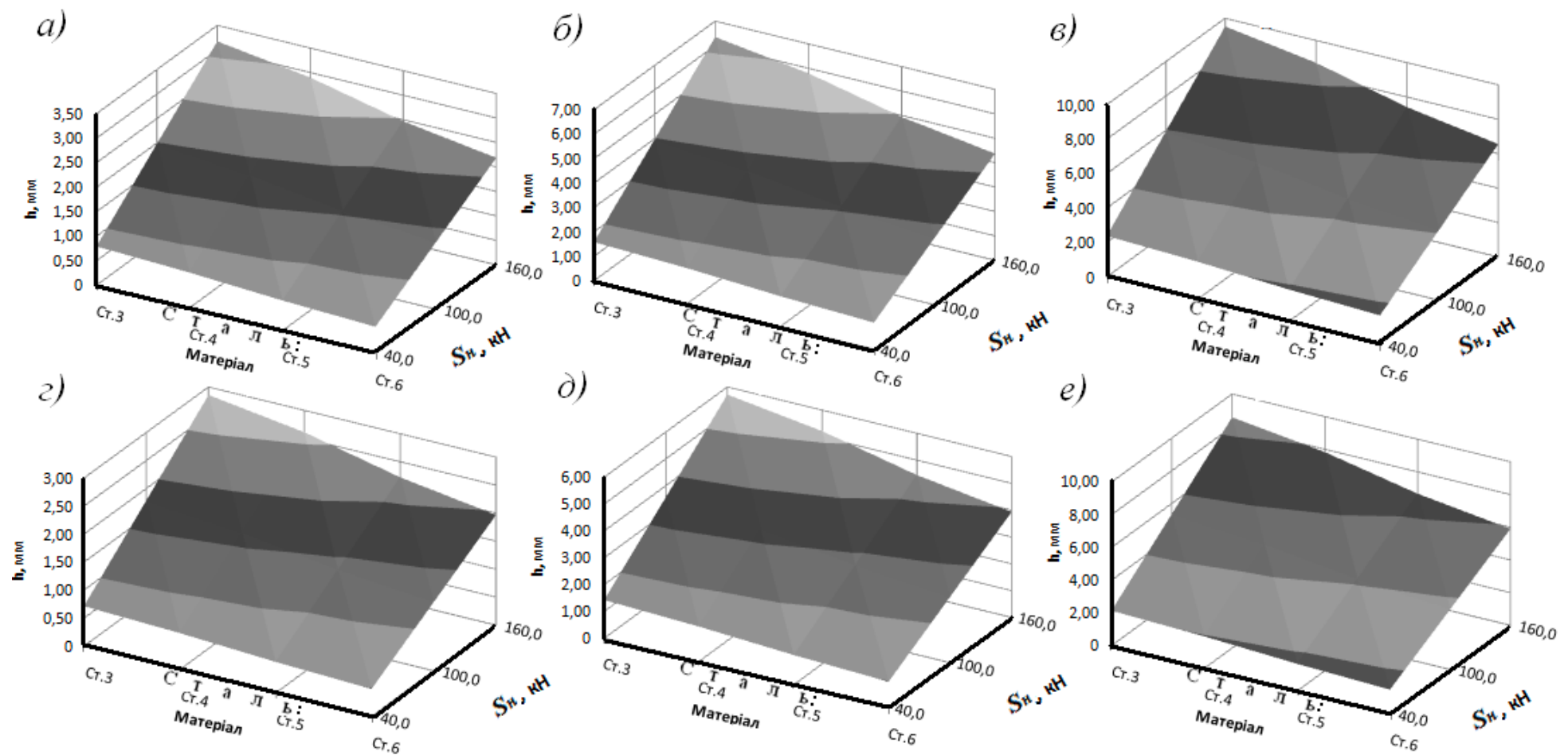


Рисунок А.1 – Залежність товщини h гальмової стрічки при її ширині $b=0,18$ м (а, б, в) і $b=0,20$ м (г, д, е) від зусиль розтягу S_n набігаючої гілки і матеріалу при різних значеннях коефіцієнта запасу міцності: а, г – $K_{z1}=1,5$; б, д – $K_{z2}=3,0$; в, е – $K_{z3}=4,5$

Таблиця А.8 - Раціональні товщини гальмової стрічки при її сталій ширині в залежності від зусиль розтягу набігаючої гілки і матеріалу при різних значеннях коефіцієнта запасу міцності

Матеріал		σ_p^{adm} , МПа	b , м	S_H , кН	K_{31}	$\geq h_1, \text{мм}$	K_{32}	$\geq h_2, \text{мм}$	K_{33}	$\geq h_3, \text{мм}$
С т а л ь	ст3	420,0	0,22	40,0	1,5	0,65	3,0	1,30	4,5	1,95
	ст4	460,0				0,59		1,19		1,78
	ст5	540,0				0,51		1,01		1,52
	ст6	610,0				0,45		0,89		1,34
	ст3	420,0		100,0		1,62		3,25		4,87
	ст4	460,0				1,48		2,96		4,45
	ст5	540,0				1,26		2,53		3,79
	ст6	610,0				1,12		2,24		3,35
	ст3	420,0		160,0		2,60		5,19		7,79
	ст4	460,0				2,37		4,74		7,11
	ст5	540,0				2,02		4,04		6,06
	ст6	610,0				1,79		3,58		5,37
	ст3	420,0	0,24	40,0	1,5	3,0	4,5	1,19	1,79	
	ст4	460,0						0,54	1,09	1,63
	ст5	540,0						0,46	0,93	1,39
	ст6	610,0						0,41	0,82	1,23
	ст3	420,0		100,0				1,49	2,98	4,46
	ст4	460,0						1,36	2,72	4,08
	ст5	540,0						1,16	2,31	3,47
	ст6	610,0						1,02	2,05	3,07
	ст3	420,0		160,0				2,38	4,76	7,14
	ст4	460,0						2,17	4,35	6,52
	ст5	540,0						1,85	3,70	5,56
	ст6	610,0						1,64	3,28	4,92

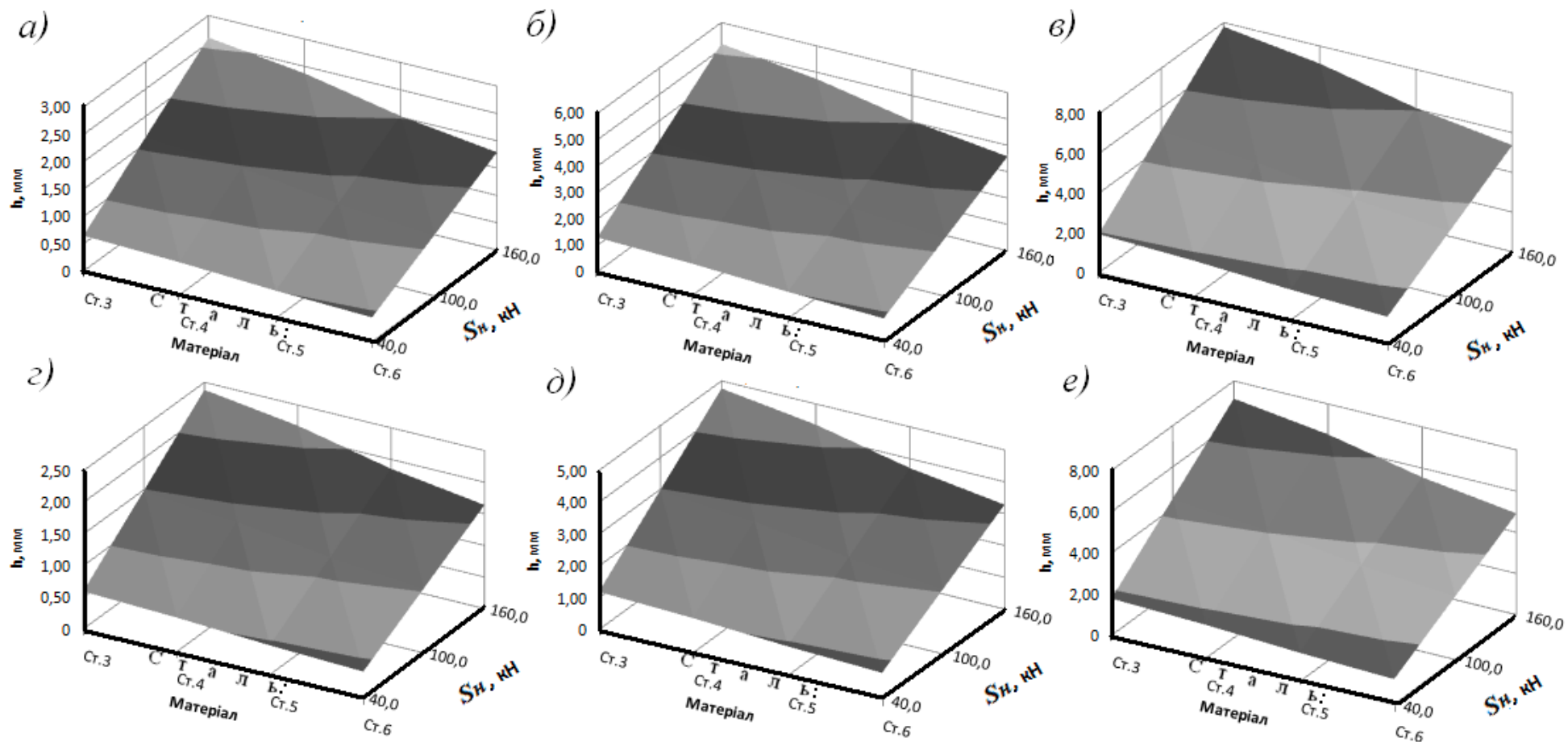


Рисунок А.2 – Залежність товщини h гальмової стрічки при її ширині $b=0,22$ м (а, б, в) і $b=0,24$ м (г, д, е) від зусиль розтягу S_n набігаючої гілки стрічки і матеріалу при різних значеннях коефіцієнта запасу міцності: а, г – $K_{з1}=1,5$; б, д – $K_{з2}=3,0$; в, е – $K_{з3}=4,5$

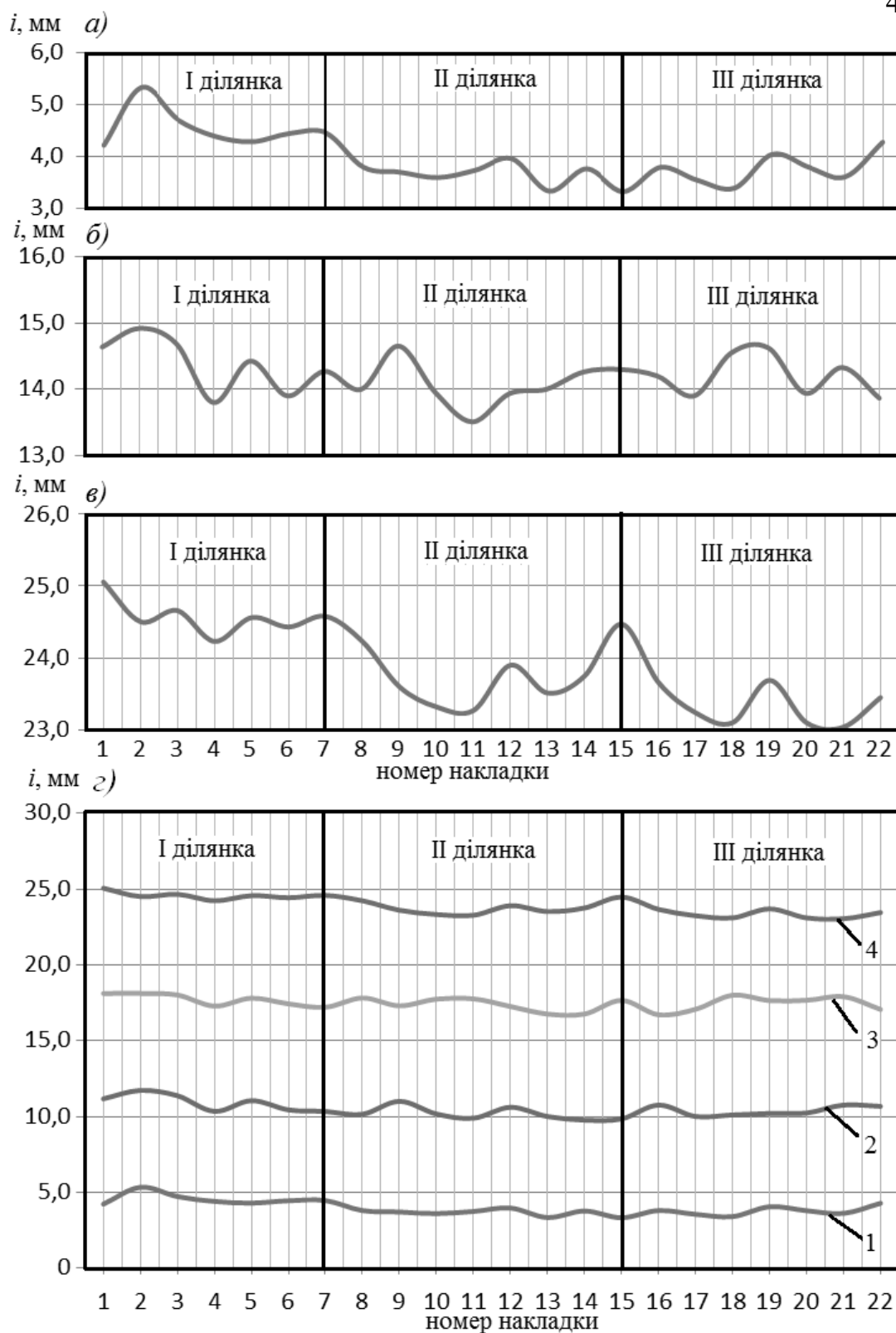


Рисунок А.3 – Закономірності зміни лінійного зносу робочих поверхонь фрикційних накладок ($n=22$ шт.) після n_c спусків бурувого інструменту: а) – $n_c=20$; б) – $n_c=50$; в) – $n_c=80$; г: крива 1 – $n_c=20$; крива 2 – $n_c=40$; крива 3 – $n_c=60$; крива 4 – $n_c=80$

Значення гальмового моменту на різних ділянках стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при динамічному коефіцієнті тертя:

Таблиця А. 9 - $f = 0,20$

Ділянки стрічки	Номер накладки	Величини параметрів						
		$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	f	$R_{ш}, \text{м}$	$\exp k'(\varphi)$	$S_3, \text{кН}$	$M_{\Gamma}, \text{кНм}$
Перша	1	12,3	9,8	0,2	0,725	0,92767	50,0	-2,62
	2	24,5				1,002		0,072
	3	36,8				1,2057		7,457
	4	49,1				1,10175		3,688
	5	61,4				1,07552		2,738
	6	73,6				1,08473		3,071
	7	85,9				1,11112		4,028
Друга	8	98,2				1,15162		5,496
	9	110,5				1,20835		7,553
	10	122,7				1,29093		10,55
	11	135,0				1,44621		16,17
	12	147,3				1,51794		18,78
	13	159,5				1,43648		15,82
	14	171,8				1,43646		15,82
	15	184,1				1,46404		16,82
Третя	16	196,4				1,51096		18,52
	17	208,6				1,57769		20,94
	18	220,9				1,6721		24,36
	19	233,2				1,8254		29,92
	20	245,5				2,28663		46,64
	21	257,7				1,93009		33,72
	22	270,0				1,90697		32,88

Таблиця А.9 - $f = 0,25$

Ділянки стрічки	Номер накладки	Величини параметрів						
		$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	f	$R_{ш}, \text{м}$	$\exp k'(\varphi)$	$S_3, \text{кН}$	$M_{\Gamma}, \text{кНм}$
Перша	1	12,3	9,8	0,25	0,725	0,91018	50	-3,256
	2	24,5				1,03021		1,095
	3	36,8				1,55205		20,01
	4	49,1				1,10901		3,952
	5	61,4				1,07451		2,701
	6	73,6				1,08429		3,056
	7	85,9				1,11862		4,3
Друга	8	98,2				1,17508		6,347
	9	110,5				1,25961		9,411
	10	122,7				1,39489		14,31
	11	135,0				1,72777		26,38
	12	147,3				1,64587		23,41
	13	159,5				1,54436		19,73
	14	171,8				1,54079		19,6
	15	184,1				1,57791		20,95
Третя	16	196,4				1,64653		23,44
	17	208,6				1,75055		27,21
	18	220,9				1,90991		32,98
	19	233,2				2,21223		43,94
	20	245,5				2,55755		56,46
	21	257,7				2,23574		44,8
	22	270,0				2,19705		43,39

Значення гальмового моменту на різних ділянках стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при динамічному коефіцієнті тертя:

Таблиця А.11 - $f=0,30$

Ділянки стрічки	Номер накладки	Величини параметрів						
		$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	f	$R_{ш}, \text{м}$	$\exp k'(\varphi)$	$S_3, \text{кН}$	$M_{\Gamma}, \text{кНм}$
Перша	1	12,3	9,8	0,3	0,725	0,90131	50,0	-3,58
	2	24,5				1,09385		3,543
	3	36,8				1,39493		14,91
	4	49,1				1,10865		4,102
	5	61,4				1,06629		2,503
	6	73,6				1,07742		2,923
	7	85,9				1,12149		4,586
Друга	8	98,2				1,19809		7,478
	9	110,5				1,32026		12,09
	10	122,7				1,53724		20,28
	11	135,0				2,41041		53,24
	12	147,3				1,77436		28,07
	13	159,5				1,64898		23,53
	14	171,8				1,64223		23,28
	15	184,1				1,69218		25,09
Третя	16	196,4				1,79016		28,64
	17	208,6				1,94751		34,35
	18	220,9				2,20926		43,84
	19	233,2				2,81595		65,83
	20	245,5				2,94581		70,54
	21	257,7				2,57186		56,98
	22	270,0				1,97013		35,17

Таблиця А.12 - $f=0,35$

Ділянки стрічки	Номер накладки	Величини параметрів						
		$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	f	$R_{ш}, \text{м}$	$\exp k'(\varphi)$	$S_3, \text{кН}$	$M_{\Gamma}, \text{кНм}$
Перша	1	12,3	9,8	0,35	0,725	0,90425	50,0	-3,47
	2	24,5				1,21916		7,945
	3	36,8				1,37035		13,43
	4	49,1				1,10067		3,649
	5	61,4				1,05113		1,854
	6	73,6				1,06464		2,343
	7	85,9				1,12062		4,373
Друга	8	98,2				1,2224		8,062
	9	110,5				1,39532		14,33
	10	122,7				1,74156		26,88
	11	135,0				3,48392		90,04
	12	147,3				1,90087		32,66
	13	159,5				1,74868		27,14
	14	171,8				1,73972		26,81
	15	184,1				1,80685		29,25
Третя	16	196,4				1,94419		34,23
	17	208,6				2,17705		42,67
	18	220,9				2,60068		58,02
	19	233,2				3,90795		105,4
	20	245,5				3,39432		86,79
	21	257,7				2,93804		70,25
	22	270,0				2,8593		67,4

Значення гальмового моменту на різних ділянках стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при динамічному коефіцієнті тертя:

Таблиця А.13 - $f = 0,40$

Ділянки стрічки	Номер накладки	Величини параметрів						
		$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	f	$R_{ш}, \text{м}$	$\exp k'(\varphi)$	$S_z, \text{кН}$	$M_{Г}, \text{кНм}$
Перша	1	12,3	9,8	0,3	0,725	0,92255	50,0	-2,81
	2	24,5				1,46523		16,86
	3	36,8				1,35847		12,99
	4	49,1				1,08523		3,09
	5	61,4				1,02938		1,065
	6	73,6				1,04645		1,684
	7	85,9				1,1167		4,231
Друга	8	98,2				1,24955		9,046
	9	110,5				1,49071		17,79
	10	122,7				2,04794		37,99
	11	135,0				3,16214		78,38
	12	147,3				2,02319		37,09
	13	159,5				1,84178		30,51
	14	171,8				1,83212		30,16
	15	184,1				1,92181		33,42
Третя	16	196,4				2,11111		40,28
	17	208,6				2,44993		52,56
	18	220,9				3,13164		77,27
	19	233,2				6,58663		202,5
	20	245,5				3,8964		105
	21	257,7				3,3331		84,57
	22	270,0				3,23067		80,86

Таблиця А.14 - $f = 0,45$

Ділянки стрічки	Номер накладки	Величини параметрів						
		$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	f	$R_{ш}, \text{м}$	$\exp k'(\varphi)$	$S_z, \text{кН}$	$M_{Г}, \text{кНм}$
Перша	1	12,3	9,8	0,35	0,725	0,96082	50,0	-1,42
	2	24,5				2,00785		36,53
	3	36,8				1,34627		12,55
	4	49,1				1,06265		2,271
	5	61,4				1,0015		0,055
	6	73,6				1,02334		0,846
	7	85,9				1,11028		3,998
Друга	8	98,2				1,28099		10,19
	9	110,5				1,61387		22,25
	10	122,7				2,53161		55,52
	11	135,0				3,24758		81,47
	12	147,3				2,13924		41,3
	13	159,5				1,92664		33,59
	14	171,8				1,91828		33,29
	15	184,1				2,03686		37,59
Третя	16	196,4				2,29369		46,9
	17	208,6				2,7801		64,53
	18	220,9				3,8794		104,4
	19	233,2				19,4919		670,3
	20	245,5				4,45013		125,1
	21	257,7				3,75509		99,87
	22	270,0				3,62727		95,24

Додаток Б

Зміна параметрів λ_m і n_0 гідродинамічного гальма та експлуатаційних параметрів V , a_m , t_m , l_m , $t_{об}$ і t_y при спуску колони бурильних труб від величин:

Таблиця Б.1 - $G=300$ кН; $n=n_{зг}=479,9$ хв⁻¹;

λ_m	n_0 , хв ⁻¹	V , м/с	a_m , м ² /с	t_m , с	l_m , м	$t_{об}$, с	t_y , с
0,10	358,75	2,36	1,02	2,31	5,4	12,9	13,7
0,15	292,92	1,93	1,12	1,72	3,3	14,7	15,5
0,20	253,67	1,67	1,17	1,43	2,4	16,4	17,2
0,25	226,89	1,49	1,20	1,24	1,8	18,0	18,7
0,30	207,12	1,36	1,25	1,09	1,5	19,5	20,2
0,35	191,76	1,26	1,34	0,94	1,2	20,8	21,5

Таблиця Б.2 - $G=400$ кН; $n=n_{зг}=429,12$ хв⁻¹;

λ_m	n_0 , хв ⁻¹	V , м/с	a_m , м ² /с	t_m , с	l_m , м	$t_{об}$, с	t_y , с
0,10	414,25	2,72	1,04	2,61	7,1	11,8	11,9
0,15	338,23	2,22	1,08	2,05	4,6	13,3	13,5
0,20	292,92	1,93	1,14	1,69	3,3	14,7	14,9
0,25	261,99	1,72	1,20	1,43	2,5	15,9	16,3
0,30	239,17	1,57	1,25	1,26	2,0	17,2	17,5
0,35	221,42	1,46	1,31	1,11	1,6	18,3	18,6

Таблиця Б.3 - $G=500$ кН; $n=n_{зг}=379,96$ хв⁻¹;

λ_m	n_0 , хв ⁻¹	V , м/с	a_m , м ² /с	t_m , с	l_m , м	$t_{об}$, с	t_y , с
0,2	378,15	2,49	1,07	2,33	5,8	12,4	11,8
0,25	327,49	2,15	1,12	1,92	4,1	13,5	13,1
0,30	292,92	1,93	1,18	1,63	3,1	14,6	14,3
0,35	267,39	1,76	1,24	1,42	2,5	15,6	15,5

Таблиця Б.4 - $G=600$ кН; $n=n_{зг}=332,35$ хв⁻¹

λ_m	n_0 , хв ⁻¹	V , м/с	a_m , м ² /с	t_m , с	l_m , м	$t_{об}$, с	t_y , с
0,25	320,87	2,11	1,09	1,93	4,1	13,8	12,7
0,30	292,92	1,93	1,13	1,71	3,3	14,7	13,7
0,35	271,19	1,78	1,26	1,42	2,5	15,4	14,7

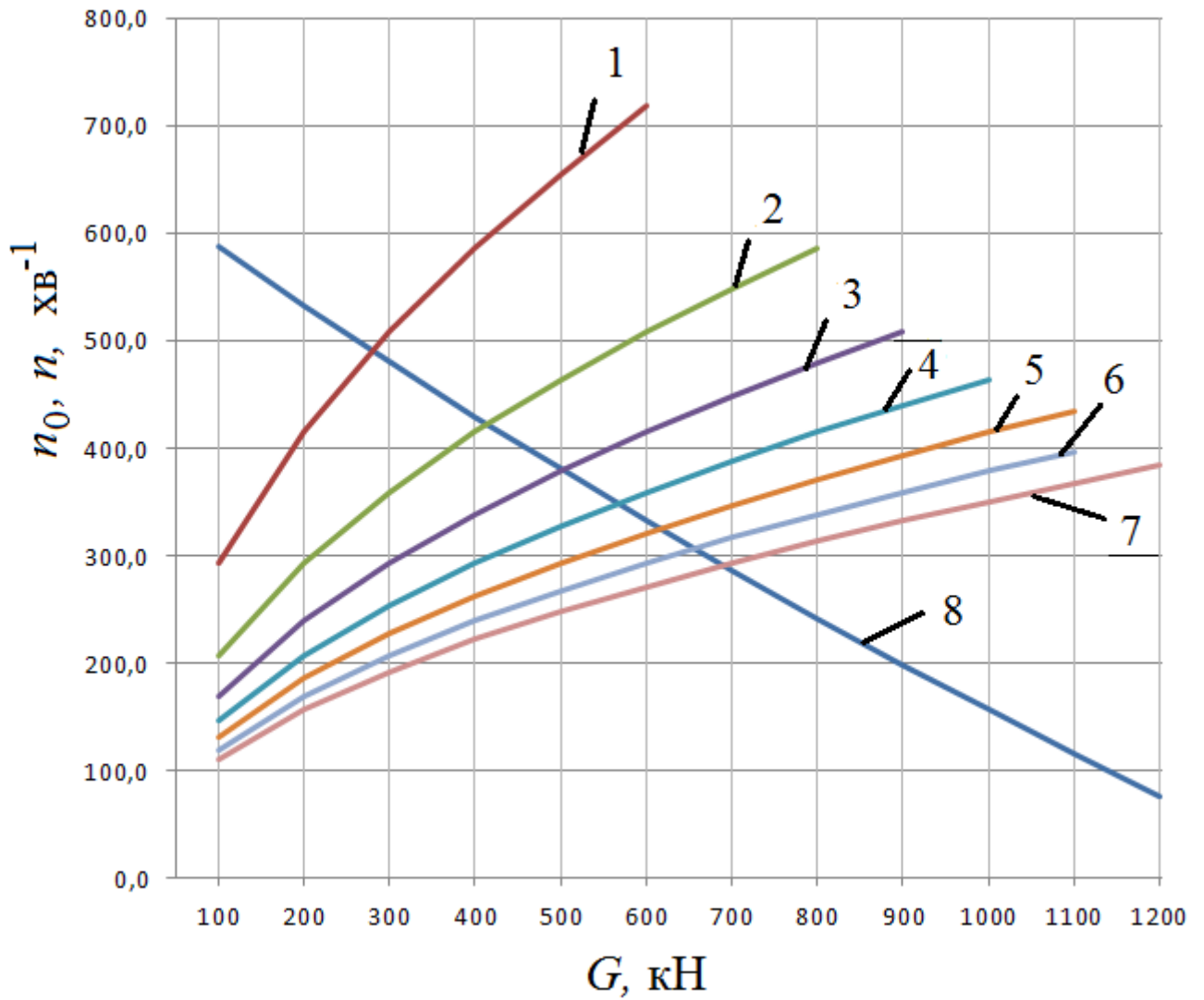


Рисунок Б.1 – Криві залежностей частоти обертання n_0 ротора гідродинамічного гальма від ваги бурильної колони при різних рівнях наповнення його камери:

1 – $\lambda_m=0,05$; 2 – $\lambda_m=0,10$; 3 – $\lambda_m=0,15$; 4 – $\lambda_m=0,20$; 5 – $\lambda_m=0,25$; 6 – $\lambda_m=0,30$;

7 – $\lambda_m=0,35$; крива 8 – залежність граничної частоти обертання n барабана лебідки від ваги бурильної колони при її спуску

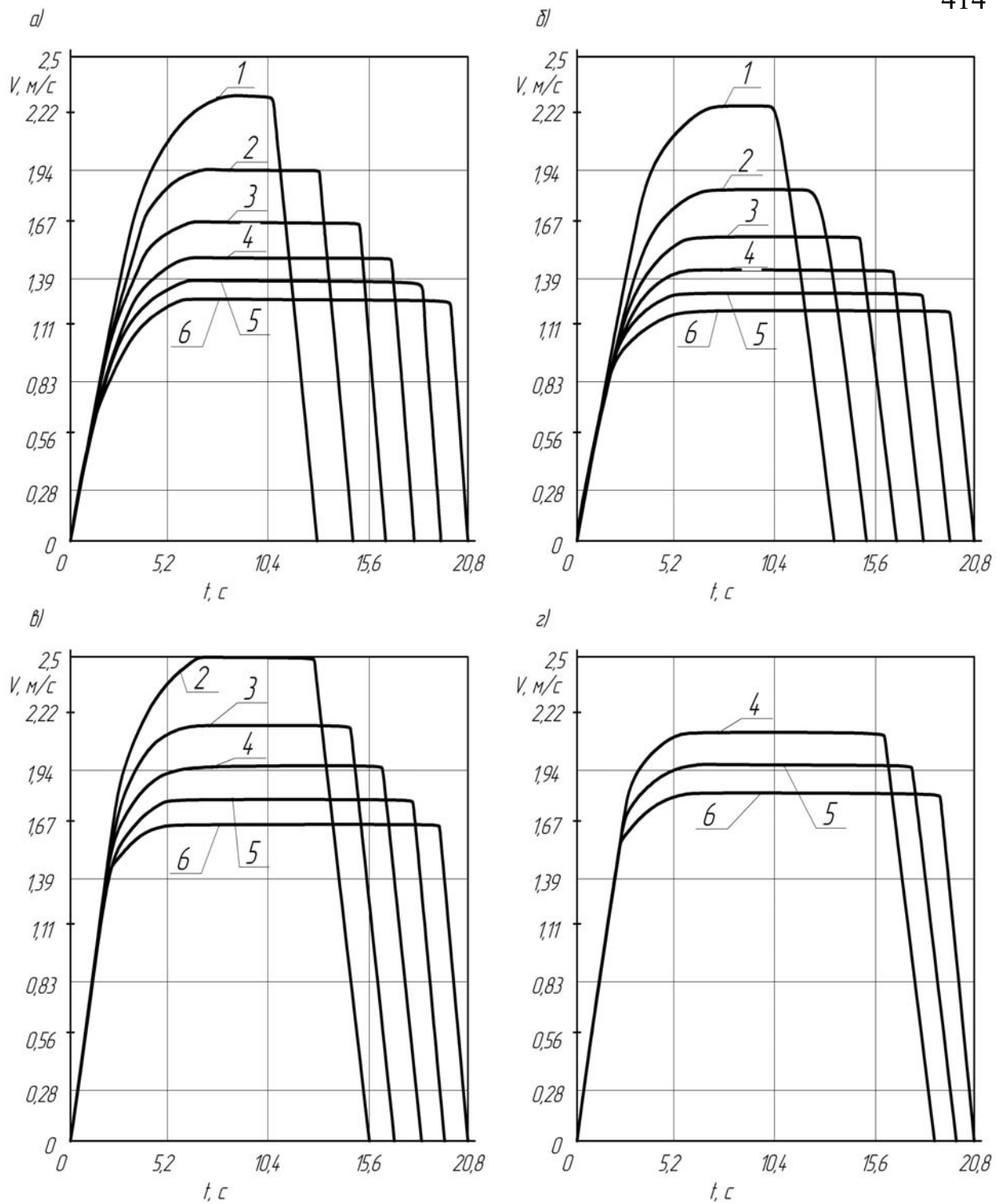


Рисунок Б.2 – Тахограми швидкості спуску бурильної колони різної ваги
а) – $G=300$ кН; б) – $G=400$ кН; в) – $G=500$ кН; г) – $G=600$ кН при різних
коефіцієнтах λ_m наповнення камери ротора: крива 1 – $\lambda_m=0,10$; крива
2 – $\lambda_m=0,15$; крива 3 – $\lambda_m=0,20$; крива 4 – $\lambda_m=0,25$; крива 5 – $\lambda_m=0,30$; крива
6 – $\lambda_m=0,30$

Додаток Б.1

Умови регулювання експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки в процесі гальмування цілеспрямованою зміною імпульсних сил тертя

Величина можливих динамічних навантажень в елементах спуско-підйомного механізму значною мірою залежить від коефіцієнта запасу гальмового моменту. Його значення використовують у розрахунках при проєктуванні фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки:

$$\beta = \frac{mj_m}{k_r F_{cm}} + k_g, \quad (\text{Б.1})$$

де m – сума загальмованих мас, прикладених до гака; j_m – максимальне уповільнення руху гака; k_r – кратність талевої системи; k_g – динамічний коефіцієнт; F_{cm} – статична сила, прикладена до гака.

Чим вищим є цей коефіцієнт, тим з більшим уповільненням здійснюється гальмування. Унаслідок цього в канаті та інших елементах спуско-підйомного механізму виникають великі динамічні навантаження.

При розрахунку динамічного навантаження враховують надлишкову імпульсну силу тертя, що розвивається в тертьових парах «шків – накладки». При цьому слід дотримуватися умови еквівалентності, тобто в реальній буровій установці і в розрахунковій схемі надлишкова сила повинна викликати однакове сповільнення рухомих мас. Значна частина надлишкового гальмового моменту витрачається на гасіння кінетичної енергії барабана зі шківом, які обертаються [95]. Коефіцієнт корисної дії стрічково-колодкових гальм є дуже низьким і визначається відношенням маси бурильної колони до загальної суми загальмовуваних мас. Аналіз роботи бурових установок різних класів показує, що це співвідношення змінюється в межах 0,12-0,25. Збільшення відношення зазначених мас можливе за рахунок зменшення моменту інерції барабана лебідки і, зокрема, при зменшенні діаметра ободу гальмового шківів та його товщини.

Коефіцієнт запасу гальмового моменту також залежить від коефіцієнта динамічного навантаження в набігаючій на барабан струні каната під час спуску бурильної колони. Установлено, що значення цього коефіцієнта при вазі колони понад 1,0 МН змінюється в широкому діапазоні. Так, наприклад, при вазі колони 1,38 МН $k_g=1,2-2,5$. Зміна коефіцієнта динамічного навантаження в таких широких межах вказує на сильну залежність динамічних навантажень від бурильника, який керує стрічково-колодковим гальмом.

Динамічні навантаження, що виникають у вузлах спуско-підйомного комплексу в період гальмування при спуску колони бурильних труб, в значній мірі визначаються режимами керування гальмом.

При важільно-механічній системі керування суб'єктивний фактор і можливості стрічково-колодкового гальма, які визначаються коефіцієнтом запасу гальмового моменту, відіграють першорядну роль у формуванні перехідних періодів гальмування і динамічного навантаження на елементи спуско-підйомного комплексу. Установлено, що виникаючі динамічні навантаження при спуску інструменту значно перевищують цей параметр при підйомі.

Вважаємо, що до моменту фрикційної взаємодії накладок стрічки з робочою поверхнею ободу шківів він здійснює обертальний рух під дією ваги бурильної колони, що спускається, і моменту опору гідрогальма. Його визначають за формулою [95]:

$$M_{2T} = \lambda'_m \rho (D^5 - d^5) \omega^2, \quad (\text{Б.2})$$

де $\lambda'_m = \frac{\lambda_m}{100}$, λ_m – коефіцієнт гідравлічного моменту; ρ – густина робочої рідини;

D – зовнішній діаметр кільця рідини, що утворюється при обертанні ротора, він дорівнює діаметру ротора; d – внутрішній діаметр кільця рідини, що залежить від рівня наповнення порожнини гідрогальма; ω – кутова швидкість шківів. Рівняння обертального руху шківів з урахуванням виразу (Б.2) записуємо у вигляді:

$$J\ddot{\varphi} = M_{ia} - \lambda_m \rho (D^5 - d^5) \varphi^2, \quad (\text{Б.3})$$

де φ – кут повороту вала барабана лебідки; $M_{об}$ – обертальний момент, що створюється під дією ваги колони бурильних труб [95].

$$M_{об} = \frac{(G_{бк} + G_T) D_{cp} \eta}{2i_{TC}},$$

де $G_{бк}$ – вага бурильної колони; G_T – вага рухомих частин талевого механізму; D_{cp} – середній діаметр навивки каната на барабан; i_{TC} і η_{TC} – кратність оснащення і к.к.д. талевого механізму; J – прикладений до підйомного вала лебідки момент інерції обертально- і поступально-рухомих мас:

$$J = J_{б} + \frac{m D_{cp}^2}{4i_{TC}^2}; \quad J_{б} = \frac{G_{б} D^2}{4g},$$

де $G_{б} D^2$ – маховий момент, визначається експериментально.

$$m = \frac{(G_{бк} + G_T)}{g}.$$

Гідродинамічним гальмом користуються після спуску перших 20-25 свічок бурильних труб. При цьому реалізується трапецеїдальна тахограма, що складається з трьох ділянок: розгону, усталеного рівномірного руху і зупинки колони труб. На ділянці рівномірного руху швидкість бурильної колони залежить від рівня наповнення рідиною порожнини гідродинамічного гальма. Для узгодження роботи гідродинамічного і стрічково-колодкових гальм лебідки необхідно, щоб частота обертання вала гідромату не перевищувала граничну частоту обертання барабана лебідки ($n^* \leq n_{зб}$). Вона визначається за формулою [95]:

$$n_{np} = \frac{\frac{M_{г}}{k_T} - M_{б}}{0,1J} t_T, \quad (Б.4)$$

де $M_{г}$ – гальмовий момент стрічково-колодкового гальма бурової лебідки:

$$M_{г} = \frac{(P_{max} + G_T) D_{cp}}{2i_{TC}} \eta_{нс} \eta_{TC}, \quad (Б.5)$$

де P_{max} – допустиме навантаження на гаку талевого механізму бурової установки; $\eta_{нс}$ – к.к.д підйомного вала лебідки; t_T – час гальмування; k_T – коефіцієнт запасу гальмування.

Додаток Б.2

Математичні перетворення аналітичних залежностей для визначення параметра k з різними формами тахограм:

лінійною

– зусилля натягу збігаючої гілки гальмової стрічки за час t :

$$S_z = S_{zk} \frac{t}{t_k},$$

де S_{zk} – сила натягу збігаючої гілки стрічки в кінці третьої стадії гальмування.

Підстановок і перетворень отримали:

$$\begin{aligned} A_2 &= \int_0^{t_n} S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{t}{t_k} \omega_0 R \left(\frac{t_n^2}{2t_k} - \frac{t_n^3}{3t_k} \right) dt = \frac{1}{6} S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) R t_k \omega_0 (3c^2 - 2c^3); \\ \left[S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \frac{t}{t_k} + 2S_{\Pi} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} \right] R \omega_0 \left(1 - \frac{t}{t_k} \right) dt &= \\ A_1 &= \int_{t_n}^{t_k} \omega_0 R \left[S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \left(\frac{t_k^2 - t_n^2}{2t_r} \right) + 2S_{\Pi} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} \left(t_k - t_n - \frac{t_k^2 - t_n^2}{2t_r} \right) \right] dt = \\ &= \omega_0 R t_k \left[S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{6f_2} (3c^2 - 2c^3) \right] + S_{\Pi} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} (1 - 2c + c^2) \end{aligned}$$

після чого визначаємо:

$$S_{\Pi} = \frac{S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \left[3c^2 - 2c^3 - \frac{1}{k} (1 - 3c + 2c^2) \right]}{6m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} (1 - 2c + c^2)}.$$

У свою чергу:

$$S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{t_n}{t_k} = S_{zk} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \frac{t_n}{t_k} + 2S_{\Pi} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Після перетворень маємо:

$$k = \frac{1 + 3c^2 - c^3 - 3c}{9c^2 - 5c^3 - 3c}. \quad (\text{Б.6})$$

параболічною

$$\begin{aligned}
 A_2 &= \int_0^{t_n} S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \omega_0 R \frac{t^3}{t_k^3} \left(1 - \frac{t^3}{t_k^3} \right) dt = S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \omega_0 R \left(\frac{t_n^4}{4t_k^3} - \frac{t_n^7}{7t_k^6} \right) = \\
 &= \frac{S_{zk}}{28} (e^{f_2 \omega t} - 1) \omega_0 R t_k c^4 (7 - 4c^3); \\
 A_1 &= \int_{t_n}^{t_k} \left[\frac{S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1)}{f_2} \frac{t^3}{t_k^3} + 2S_{\Pi} m \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1 R \omega_0 \left(1 - \frac{t^3}{t_k^3} \right) dt = \\
 &= f_1 R \omega_0 t_k \left[\frac{S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1)}{28 f_2} (3 - 7c^4 - 4c^7) + \frac{1}{2} 2S_{\Pi} m \sin \frac{\alpha}{2} (3 - 4c + c^4) \right]
 \end{aligned}$$

Після підстановок і перетворень маємо:

$$S_{\Pi} = \frac{S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \left[c^4 (7 - 4c^3) - \frac{1}{k} (3 - 7c^4 + 4c^7) k \right]}{14 m f_2 (3 - 4c + c^4) \sin \frac{\alpha}{2}}.$$

Отже:

$$S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \frac{t_n^3}{t_k^3} = S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \frac{f_1}{f_2} \frac{t_n^3}{t_k^3} + 2S_{\Pi} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2},$$

звідки після перетворень:

$$k = \frac{3 - 21c^3 - 21c^4 - 3c^7}{-21c^3 + 35c^4 - 11c^7}. \quad (\text{Б.7})$$

косинусоїдальною

$$\begin{aligned}
 S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \omega_0 R \sin^2 \frac{\pi \cdot t}{2t_k} \cos^2 \frac{\pi \cdot t}{2t_k} dt &= A_2 = \\
 \int_0^{t_n} S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \omega_0 R \frac{t_k}{\pi} \frac{1}{8} \left(\frac{\pi \cdot t_n}{2t_k} - \frac{1}{4} \sin \frac{4\pi \cdot t_n}{2t_k} \right) dt &= \\
 S_{zk} (e^{f_2 \omega t} - 1) \omega_0 R \frac{t_k}{8\pi} \left(\pi \cdot c - \frac{1}{2} \right) \sin 2\pi \cdot c; &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[S_{3k} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \sin^2 \frac{\pi t}{2t_k} + 2S_n \sin \frac{\alpha}{2} m f_1 \right] R \omega_0 \cos^2 \frac{\pi t}{2t_k} dt = A_1 = \\
& = \int_{t_n}^{t_k} \frac{R \omega_0 2t_k}{\pi} \left\{ \frac{1}{8} S_{3k} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \left[\frac{\pi}{2t_k} (t_k - t_n) - \frac{\sin 4 \frac{\pi t_k}{2t_k}}{4} + \frac{\sin 4 \frac{\pi t_n}{2t_n}}{4} \right] + \right. \\
& \quad \left. 2S_n m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} \left[\frac{\pi}{2t_k} (t_k - t_n) + \frac{\sin 2 \frac{\pi t_k}{2t_k}}{4} + \frac{\sin 2 \frac{\pi t_n}{2t_n}}{4} \right] \right\} = \\
& = \frac{R \omega_0 2t_k}{\pi} \left\{ \frac{1}{8} S_{3k} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \left[\pi(1 - c) + \frac{1}{2} \sin 2\pi c \right] + 2S_n m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} [\pi(1 - c) - \sin \pi c] \right\}
\end{aligned}$$

Після підстановок і перетворень маємо:

$$S_{II} = \frac{S_{3k} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \left(1 - \frac{1}{k}\right) k \sin^2 \frac{\pi c^2}{2}}{m f_2 \sin \frac{\alpha}{2}};$$

$$S_{3k} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \sin^2 \frac{\pi}{2t_k} t_k = S_{3k} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \sin^2 \frac{\pi}{2t_k} + 2S_{II} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Після перетворень отримали вираз для визначення параметра k :

$$k = \frac{\pi(1 - c) + 5 \sin 2\pi c - \sin^2 \frac{\pi c}{2}}{\pi c - 5 \sin 2\pi c - 4[\pi(1 - c) - \sin \pi c] \sin^2 \frac{\pi c}{2}}. \quad (\text{Б.8})$$

Залежності (Б.6-Б.8) описують параметр k для різних форм тахограм.

Додаток В

Особливості конструкції і робота фрикційних вузлів модельного стрічкового колодкового гальма

Основні вузли гальмового стенда змонтовано на двох двотаврових балках 4 (рис. В.1 *а, б, в*), які, в свою чергу, анкерними болтами прикріплені до бетонної основи. Модельне гальмо має гальмову стрічку 2. Один кінець гальмової стрічки 2 закріплений нерухомо, а на другому її кінці знаходиться навантажувальний пристрій 11. З неробочими поверхнями полімерних накладок 3 взаємодіє внутрішня поверхня стрічки 2. Накладки 3 кріпляться до стрічки 2. Гальмовий шків 4 встановлено на валу 5 з підшипниками, які знаходяться в опорах 6. Вал 5 через пружну пальцеву муфту 10 зв'язаний з валом 12 двигуна постійного струму 7. Використовували двигун постійного струму марки 2ПН225МУ4 потужністю 15,0 кВт. Застосування двигуна цієї марки дозволило плавно регулювати обертальний момент на привідному валу 12 і підтримувати його стабільним при зміні частоти обертання вала 5. Зусилля притискання неробочих і робочих поверхонь фрикційних накладок 3, відповідно, до внутрішньої поверхні гальмової стрічки 2 і робочої поверхні гальмового шків 4 регулювалося навантажувальним пристроєм 11.

Тяговий двигун 7 гальмового шків 4 (ДПС) живиться постійним струмом з номінальною напругою обмотки якоря (ЯД) 110 В. Для її живлення використано аналогічний двигун постійного струму 8 (ГПС), який працював у генераторному режимі. Вал 10 генератора обертався асинхронним трифазним двигуном змінного струму 9 (ДЗС). На обмотки збудження генератора (ОЗГ) і двигуна (ОЗД) подавалися постійні струми, які випрямлялися на діодних мостах, складених з діодів VD1-VD4 і VD5-VD8, і регулювалися лабораторними автотрансформаторами ЛАТР-1М і ЛАТР-2М.

У табл. В.1 наведено основні параметри пар тертя модельного стрічкового колодкового гальма.

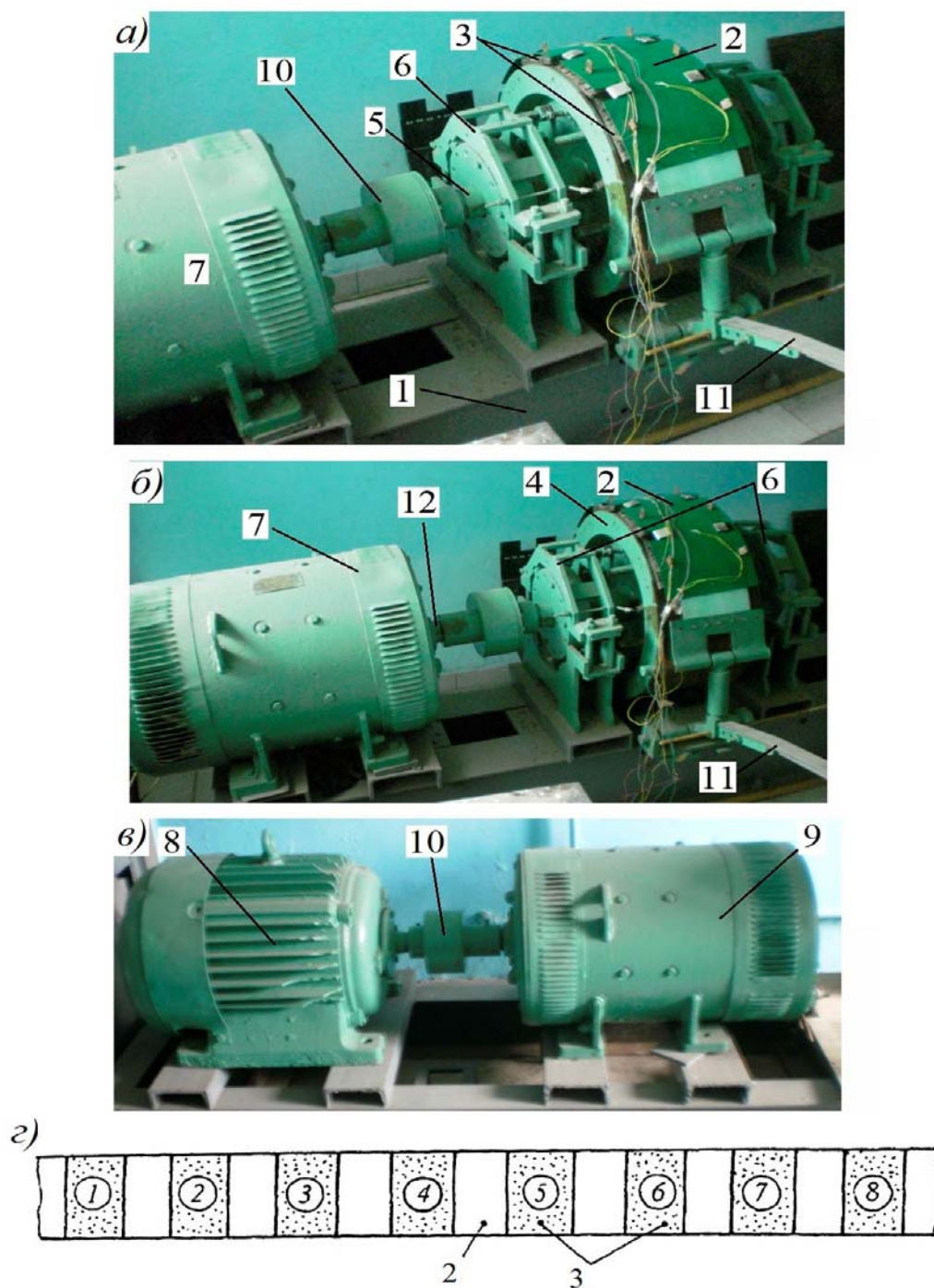


Рисунок В.1 – Загальний вигляд а) - стенда з модельним стрічково-колодковим гальмом, б) - навантажувальним пристроєм, в) - двигунами постійного і змінного струму і г) - гальмовою стрічкою з фрикційними накладками:

- 1 – двотаврові балки; 2 – гальмова стрічка; 3 – фрикційні накладки;
 4 – гальмовий шків; 5 – вал з підшипниками; 6 – опори вала;
 7, 8 і 9 – електродвигуни: постійного і змінного струму; 10 – пальцева муфта;
 11 – навантажувальний пристрій; 12 – вал електродвигуна

Таблиця В.1 - Конструктивні параметри і теплофізичні властивості матеріалів основних тертьових елементів модельного стрічково-колодкового гальма

Гальмова стрічка	
матеріал.....	сталь Ст5
модуль пружності, МПа.....	$2 \cdot 10^5$
коефіцієнт Пуассона, ν	0,30
товщина, мм.....	5,0
ширина, мм.....	220,0
дуга обхвату шківа, град.....	270,0
Фрикційна накладка	
матеріал.....	ретиакс ФК-24А
питома вага, кг/м ³	2,3
теплоємність, кДж/(кг·°С).....	1,02
теплопровідність, Вт/(м·°С).....	0,75
температуропровідність, м ² /с.....	0,32
твердість, Н/мм ²	470,0
модуль пружності E_n , МПа.....	$6,9 \cdot 10^{-3}$
коефіцієнт Пуассона, ν_n	0,37
довжина, мм.....	120,0
ширина, мм.....	230,0
товщина, мм.....	30,0
кількість накладок на дузі охоплення стрічки	8
кут обхвату накладкою шківа, град.....	6,75
кут між накладками, град.....	2,207
Гальмовий шків	
радіус робочої поверхні $R_{ш}$, м.....	250,0
матеріал.....	сталь 20
питома вага, кг/м ³	7,8
теплоємність, кДж/(кг·°С).....	0,5
теплопровідність, Вт/(м·°С).....	45,4
температуропровідність, м ² /с.....	10,3
твердість, Н/мм ²	4300,0

Завдання дослідження, умови проведення випробувань і реальні можливості визначили об'єкт випробувань – фізичну модель стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з масштабом:

– геометричної подібності для її основного розмірного параметра – радіуса ободу шківа:

$$m_l = \frac{l_H}{l_M}, \quad (\text{В.1})$$

$m_f=2$; 2,45 і 2,9 для $R_{ш}=500, 612,5$ і 725 мм, відповідно,

де l_H і l_M – радіуси ободу гальмового шківа натури і моделі ($l_H=R_{ш}$, $l_M=250$ мм);

– динамічної подібності:

$$m_s = \frac{S_H}{S_M} = \frac{160}{8} = 20,$$

де S_H і S_M – зусилля натягу набігаючих ділянок гальмової стрічки натури і моделі, кН.

Зауважимо, що масштаби подібності змінюються, якщо змінюється будь-який параметр натури або моделі, наприклад, натяг гілки стрічки.

Для проведення випробувань модель обладнували:

– гальмовими стрічками зі сталі 50 шириною 200,0 мм ($m_s = \frac{220}{200} = 1,1$),

товщиною $\delta_L=2,0, 3,0$ і $3,7$ мм ($m_\delta=2,0$; 1,67 і 1,62 для товщини стрічки натури 4,0; 5,0 і 6,0 мм, відповідно), с довжиною $2L_n$ ділянки стрічки між накладками ($L_n=30,0-90,0$ мм, $m_{L_n}=1,0$);

– фрикційними накладками з ретинаксу ФК-24А товщиною $\delta_H=15,0$ мм ($m_H = \frac{30}{15} = 2,0$), шириною $B_H=230,0$ мм ($m_Z = \frac{230}{230} = 1,0$) і довжиною $L=120$ мм ($m_L = \frac{120}{120} = 1,0$);

– гальмовий шків обертався з максимальною частотою 200 хв^{-1} , яка забезпечувала найбільшу лінійну швидкість переміщення тертьової поверхні шківа відносно накладок $V_{ш}=5,236 \text{ м/с}$ ($m_v = \frac{V_H}{V_{ш}} = 3,82$ при $V_H=20,0 \text{ м/с}$; при інших значеннях швидкості на гальмівних шківках бурових лебідок m_v уточнюють).

Додаток В.1

Таблиця В.1 - Результати обробки експериментальних даних перехідних процесів в залежності від малих стрибків питомих навантажень у парах тертя гальма

Питомі навантаження, p	Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
	$\alpha_{y.e.}$										
0,15	3,5	3,4	3,6	3,5	3,5	0,082	1,96	2	0,080	0,163	3,34 - 3,66
0,3	13,0	14,0	13,5	13,7	13,6	0,420			0,412	0,841	12,71 - 14,39
0,45	19,6	18,9	19,5	19,5	19,4	0,320			0,314	0,640	18,73 - 20,02
0,6	26,0	27,0	25,0	26,0	26,0	0,816			0,800	1,633	24,37 - 27,63
0,75	32,0	31,0	32,0	30,0	31,3	0,957			0,938	1,915	29,34 - 33,16
0,9	20,0	21,5	19,8	20,5	20,5	0,759			0,744	1,519	18,93 - 21,97
1,05	12,0	12,8	12,9	13,5	12,8	0,616			0,604	1,233	11,57 - 14,03
$\Delta\varphi$, мВ											
0,15	13,5	13,6	13,9	14,3	13,8	0,359	1,96	2	0,352	0,719	13,11 - 14,54
0,3	1,0	0,8	0,9	1,3	1,0	0,216			0,212	0,432	0,57 - 1,43
0,45	6,2	6,5	6,3	6,8	6,5	0,265			0,259	0,529	5,92 - 6,98
0,6	10,0	10,3	9,6	10,5	10,1	0,392			0,384	0,783	9,32 - 10,88
0,75	12,5	12,4	12,9	12,1	12,5	0,330			0,324	0,661	11,81 - 13,14
0,9	7,5	7,8	7,9	8,0	7,8	0,216			0,212	0,432	7,37 - 8,23
1,05	0,8	1,1	1,3	0,9	1,0	0,222			0,217	0,443	0,58 - 1,47
$\tau_{уст}$, ХВ											
0,15	5,6	5,4	5,1	5,3	5,4	0,208	1,96	2	0,204	0,416	4,93 - 5,77
0,3	1,6	1,8	1,9	1,6	1,7	0,150			0,147	0,300	1,43 - 2,03
0,45	4,1	4,2	4,1	4,0	4,1	0,082			0,080	0,163	3,94 - 4,26
0,6	6,8	6,9	6,4	6,7	6,7	0,216			0,212	0,432	6,27 - 7,13
0,75	9,2	9,6	9,5	9,7	9,5	0,216			0,212	0,432	9,07 - 9,93
0,9	5,1	5,9	5,4	5,4	5,5	0,332			0,325	0,663	4,79 - 6,11
1,05	3,5	3,9	3,6	3,2	3,6	0,289			0,283	0,577	2,97 - 4,13

Таблиця В.2 - Результати обробки експериментальних даних перехідних процесів в залежності від великих стрибків питомих навантажень у парах тертя гальма

Питомі навантаження, p	Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінки, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
	$\alpha_{y.e.}$										
0,45	5,8	5,9	5,4	5,6	5,7	0,222	1,96	2	0,217	0,443	5,23 - 6,12
0,6	5,0	4,8	4,9	5,2	5,0	0,171			0,167	0,342	4,63 - 5,32
0,75	5,4	5,1	5,2	5,3	5,3	0,129			0,127	0,258	4,99 - 5,51
0,9	5,7	5,8	5,6	5,5	5,7	0,129			0,127	0,258	5,39 - 5,91
1,05	6,3	6,8	6,5	6,5	6,5	0,206			0,202	0,412	6,11 - 6,94
$\Delta\varphi$, мВ											
0,45	9,5	9,6	9,8	10,0	9,7	0,222	1,96	2	0,217	0,443	9,28 - 10,17
0,6	9,1	9,2	9,0	8,9	9,1	0,129			0,127	0,258	8,79 - 9,31
0,75	9,8	9,9	9,6	9,8	9,8	0,126			0,123	0,252	9,52 - 10,03
0,9	10,8	10,9	11,1	10,9	10,9	0,126			0,123	0,252	10,67 - 11,18
1,05	12,2	12,5	12,6	12,4	12,4	0,171			0,167	0,342	12,08 - 12,77
$\tau_{уст}$, ХВ											
0,45	13,9	13,8	13,5	13,1	13,6	0,359	1,96	2	0,352	0,719	12,86 - 14,29
0,6	6,8	6,2	6,3	6,5	6,5	0,265			0,259	0,529	5,92 - 6,98
0,75	7,5	7,9	7,8	7,8	7,8	0,173			0,170	0,346	7,40 - 8,10
0,9	9,1	9,5	9,4	9,3	9,3	0,171			0,167	0,342	8,98 - 9,67
1,05	11,0	11,5	11,4	11,5	11,4	0,238			0,233	0,476	10,87 - 11,83

Таблиця В.3 - Результати обробки експериментальних даних електродного потенціалу в залежності від швидкості ковзання і стрибків питомих навантажень у парах тертя гальма

		Номер заміру				Середнє значення, <i>u</i>	Емпірична дисперсія, <i>S</i>	Коефі- цієнт, <i>t</i>	Частка середньо- квадратичної похибки, <i>e</i>	Точність оцінки, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Швидкість ковзання, <i>V</i> , м/с	0	-75	-78	-80	-82	-78,8	2,986	1,96	2	2,926	5,972	-84,72 - -72,78
	0,6	-125,0	-124,0	-126,0	-129,0	-126,0	2,160			2,117	4,320	-130,32 - -121,68
	1,2	-95,0	-97,0	-98,0	-91,0	-95,3	3,096			3,034	6,191	-101,44 - -89,06
	1,8	-48,0	-46,0	-51,0	-49,0	-48,5	2,082			2,040	4,163	-52,66 - -44,34
	2,4	-25,0	-26,0	-19,0	-24,0	-23,5	3,109			3,047	6,218	-29,72 - -17,28
	3,0	-108,0	-112,0	-118,0	-109,0	-111,8	4,500			4,410	9,000	-120,75 - -102,75
Малі стрибки <i>p</i> , МПа	0,2	-85,0	-84,0	-86,0	-89,0	-86,0	2,160	1,96	2	2,117	4,320	-90,32 - -81,68
	0,4	-125,0	-126,0	-127,0	-129,0	-126,8	1,708			1,674	3,416	-130,17 - -123,33
	0,6	-145,0	-149,0	-139,0	-148,0	-145,3	4,500			4,410	9,000	-154,25 - -136,25
	0,8	-147,0	-148,0	-152,0	-141,0	-147,0	4,546			4,455	9,092	-156,09 - -137,91
	1,0	-146,0	-141,0	-142,0	-143,0	-143,0	2,160			2,117	4,320	-147,32 - -138,68
	1,2	-154,0	-152,0	-156,0	-149,0	-152,8	2,986			2,926	5,972	-158,72 - -146,78
	1,4	-185,0	-184,0	-183,0	-180,0	-183,0	2,160			2,117	4,320	-187,32 - -178,68
Великі стрибки <i>p</i> , МПа	0,2	-36,0	-39,0	-34,0	-31,0	-35,0	3,367	1,96	2	3,299	6,733	-41,73 - -28,27
	0,4	-74,0	-76,0	-79,0	-71,0	-75,0	3,367			3,299	6,733	-81,73 - -68,27
	0,6	-98,0	-105,0	-108,0	-104,0	-103,8	4,193			4,109	8,386	-112,14 - -95,36
	0,8	-110,0	-107,0	-104,0	-105,0	-106,5	2,646			2,593	5,292	-111,79 - -101,21
	1,0	-112,0	-109,0	-108,0	-105,0	-108,5	2,887			2,829	5,774	-114,27 - -102,73
	1,2	-115,0	-124,0	-123,0	-119,0	-120,3	4,113			4,031	8,226	-128,48 - -112,02
	1,4	-145,0	-149,0	-152,0	-151,0	-149,3	3,096			3,034	6,191	-155,44 - -143,06

Результати обробки експериментальних даних об'ємної температури в залежності від кількості свічок, що опускаються, та від часу природного охолодження серійних фрикційних вузлів:

Таблиця В.4 - у середній частині робочої поверхні ободу шківів

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	69	75	71	72	71,8	2,500	1,96	2	2,450	5,000	66,8 - 76,8
	10	111	108	113	105	109,3	3,500			3,430	7,000	102,3 - 116,3
	20	162	164	158	158	160,5	3,000			2,940	6,000	154,5 - 166,5
	30	191	192	193	192	192,0	0,816			0,800	1,633	190,4 - 193,6
	40	187	189	191	192	189,8	2,217			2,173	4,435	185,3 - 194,2
	50	174	168	178	171	172,8	4,272			4,187	8,544	164,2 - 181,3
	60	148	150	152	151	150,3	1,708			1,674	3,416	146,8 - 153,7
Час остигання, г	0	158	159	159	161	159,3	1,258	1,96	2	1,233	2,517	156,7 - 161,8
	1,0	101	100	103	102	101,5	1,291			1,265	2,582	98,9 - 104,1
	2,0	71	72	70	69	70,5	1,291			1,265	2,582	67,9 - 73,1
	3,0	55	55	54	56	55,0	0,816			0,800	1,633	53,4 - 56,6
	4,0	49	48	52	51	50,0	1,826			1,789	3,651	46,3 - 53,7

Таблиця В.5 - у середній частині зовнішньої поверхні ободу шківів

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	58	61	63	58	60,0	2,449	1,96	2	2,400	4,899	55,1 - 64,9
	10	100	95	96	97	97,0	2,160			2,117	4,320	92,7 - 101,3
	20	135	137	134	136	135,5	1,291			1,265	2,582	132,9 - 138,1
	30	161	157	163	157	159,5	3,000			2,940	6,000	153,5 - 165,5
	40	164	163	165	169	165,3	2,630			2,577	5,260	160,0 - 170,5
	50	151	153	153	158	153,8	2,986			2,926	5,972	147,8 - 159,7
	60	120	123	125	118	121,5	3,109			3,047	6,218	115,3 - 127,7
Час остигання, г	0	134	132	136	135	134,3	1,708	1,96	2	1,674	3,416	130,8 - 137,7
	1,0	79	80	81	79	79,8	0,957			0,938	1,915	77,8 - 81,7
	2,0	62	63	61	60	61,5	1,291			1,265	2,582	58,9 - 64,1
	3,0	59	59	58	60	59,0	0,816			0,800	1,633	57,4 - 60,6
	4,0	58	59	58	61	59,0	1,414			1,386	2,828	56,2 - 61,8

Результати обробки експериментальних даних об'ємної температури в залежності від кількості свічок, що опускаються, та від часу природного охолодження серійних фрикційних вузлів:

Таблиця В.6 - на робочій поверхні ободу шків над кріпильним виступом

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	47	45	49	52	48,3	2,986	1,96	2	2,926	5,972	42,3 - 54,2
	10	68	65	69	64	66,5	2,380			2,333	4,761	61,7 - 71,3
	20	95	96	98	93	95,5	2,082			2,040	4,163	91,3 - 99,7
	30	141	145	142	138	141,5	2,887			2,829	5,774	135,7 - 147,3
	40	147	146	142	145	145,0	2,160			2,117	4,320	140,7 - 149,3
	50	129	125	129	132	128,8	2,872			2,815	5,745	123,0 - 134,5
	60	96	97	99	101	98,3	2,217			2,173	4,435	93,8 - 102,7
Час остигання, г	0	100	101	102	98	100,3	1,708	1,96	2	1,674	3,416	96,8 - 103,7
	1,0	91	92	92	88	90,8	1,893			1,855	3,786	87,0 - 94,5
	2,0	69	70	71	69	69,8	0,957			0,938	1,915	67,8 - 71,7
	3,0	51	52	50	51	51,0	0,816			0,800	1,633	49,4 - 52,6
	4,0	39	40	41	39	39,8	0,957			0,938	1,915	37,8 - 41,7

Таблиця В.7 - у середній частині з внутрішнього боку кріпильного виступу

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	32	34	36	37	34,8	2,217	1,96	2	2,173	4,435	30,3 - 39,2
	10	45	48	44	41	44,5	2,887			2,829	5,774	38,7 - 50,3
	20	62	61	57	56	59,0	2,944			2,885	5,888	53,1 - 64,9
	30	79	83	82	78	80,5	2,380			2,333	4,761	75,7 - 85,3
	40	87	84	86	89	86,5	2,082			2,040	4,163	82,3 - 90,7
	50	88	85	89	86	87,0	1,826			1,789	3,651	83,3 - 90,7
	60	87	85	84	85	85,3	1,258			1,233	2,517	82,7 - 87,8
Час остигання, г	0	88	87	89	88	88,0	0,816	1,96	2	0,800	1,633	86,4 - 89,6
	1,0	87	85	86	87	86,3	0,957			0,938	1,915	84,3 - 88,2
	2,0	69	68	72	71	70,0	1,826			1,789	3,651	66,3 - 73,7
	3,0	51	53	52	52	52,0	0,816			0,800	1,633	50,4 - 53,6
	4,0	39	38	41	42	40,0	1,826			1,789	3,651	36,3 - 43,7

Результати обробки експериментальних даних об'ємної температури в залежності від кількості свічок, що опускаються, та від часу природного охолодження удосконалених фрикційних вузлів:

Таблиця В.8 - у середній частині робочої поверхні ободу шківа

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	69	72	70	68	69,8	1,708	1,96	2	1,674	3,416	66,3 - 73,2
	10	109	108	112	111	110,0	1,826			1,789	3,651	106,3 - 113,7
	20	153	150	148	149	150,0	2,160			2,117	4,320	145,7 - 154,3
	30	176	174	172	176	174,5	1,915			1,877	3,830	170,7 - 178,3
	40	181	183	180	179	180,8	1,708			1,674	3,416	177,3 - 184,2
	50	164	163	162	168	164,3	2,630			2,577	5,260	159,0 - 169,5
	60	141	140	142	139	140,5	1,291			1,265	2,582	137,9 - 143,1
Час остигання, г	0	132	131	129	130	130,5	1,291	1,96	2	1,265	2,582	127,9 - 133,1
	1,0	91	92	91	90	91,0	0,816			0,800	1,633	89,4 - 92,6
	2,0	67	65	69	68	67,3	1,708			1,674	3,416	63,8 - 70,7
	3,0	51	54	53	56	53,5	2,082			2,040	4,163	49,3 - 57,7
	4,0	51	53	52	50	51,5	1,291			1,265	2,582	48,9 - 54,1

Таблиця В.9 - у середній частині зовнішньої поверхні ободу шківа

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	60	61	59	58	59,5	1,291	1,96	2	1,265	2,582	56,9 - 62,1
	10	100	99	98	102	99,8	1,708			1,674	3,416	96,3 - 103,2
	20	134	135	136	135	135,0	0,816			0,800	1,633	133,4 - 136,6
	30	154	155	156	158	155,8	1,708			1,674	3,416	152,3 - 159,2
	40	161	162	160	159	160,5	1,291			1,265	2,582	157,9 - 163,1
	50	143	142	140	146	142,8	2,500			2,450	5,000	137,8 - 147,8
	60	118	119	115	116	117,0	1,826			1,789	3,651	113,3 - 120,7
Час остигання, г	0	119	120	118	121	119,5	1,291	1,96	2	1,265	2,582	116,9 - 122,1
	1,0	82	84	81	83	82,5	1,291			1,265	2,582	79,9 - 85,1
	2,0	64	65	66	64	64,8	0,957			0,938	1,915	62,8 - 66,7
	3,0	54	55	54	56	54,8	0,957			0,938	1,915	52,8 - 56,7
	4,0	49	48	51	51	49,8	1,500			1,470	3,000	46,8 - 52,8

Результати обробки експериментальних даних об'ємної температури в залежності від кількості свічок, що опускаються, та від часу природного охолодження удосконалених фрикційних вузлів:

Таблиця В.10 - на робочій поверхні ободу шківа над кріпильним виступом

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	39	40	38	42	39,8	1,708	1,96	2	1,674	3,416	36,3 - 43,2
	10	62	61	64	65	63,0	1,826			1,789	3,651	59,3 - 66,7
	20	103	104	101	103	102,8	1,258			1,233	2,517	100,2 - 105,3
	30	132	134	136	137	134,8	2,217			2,173	4,435	130,3 - 139,2
	40	141	138	139	142	140,0	1,826			1,789	3,651	136,3 - 143,7
	50	124	125	121	122	123,0	1,826			1,789	3,651	119,3 - 126,7
	60	94	96	95	95	95,0	0,816			0,800	1,633	93,4 - 96,6
Час остигання, τ	0	95	96	94	95	95,0	0,816	1,96	2	0,800	1,633	93,4 - 96,6
	1,0	74	75	75	76	75,0	0,816			0,800	1,633	73,4 - 76,6
	2,0	59	58	61	62	60,0	1,826			1,789	3,651	56,3 - 63,7
	3,0	54	53	56	52	53,8	1,708			1,674	3,416	50,3 - 57,2
	4,0	52	51	53	53	52,3	0,957			0,938	1,915	50,3 - 54,2

Таблиця В.11 - у середній частині з внутрішнього боку кріпильного виступу

		Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
		1	2	3	4							
Номер свічки	0	31	34	35	35	33,8	1,893	1,96	2	1,855	3,786	30,0 - 37,5
	10	51	53	52	52	52,0	0,816			0,800	1,633	50,4 - 53,6
	20	64	65	66	65	65,0	0,816			0,800	1,633	63,4 - 66,6
	30	74	76	74	75	74,8	0,957			0,938	1,915	72,8 - 76,7
	40	79	80	82	81	80,5	1,291			1,265	2,582	77,9 - 83,1
	50	79	78	79	80	79,0	0,816			0,800	1,633	77,4 - 80,6
	60	80	79	82	81	80,5	1,291			1,265	2,582	77,9 - 83,1
Час остигання, τ	0	80	79	78	82	79,8	1,708	1,96	2	1,674	3,416	76,3 - 83,2
	1,0	79	80	78	82	79,8	1,708			1,674	3,416	76,3 - 83,2
	2,0	69	70	71	68	69,5	1,291			1,265	2,582	66,9 - 72,1
	3,0	51	53	54	52	52,5	1,291			1,265	2,582	49,9 - 55,1
	4,0	39	40	42	41	40,5	1,291			1,265	2,582	37,9 - 43,1

Додаток В.2

Результати обробки експериментальних даних з енергонавантаженості металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при спуску:

Таблиця В.12 – 24 свічок

Експлуатаційні параметри пари тертя «шків-накладки»	Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
Початкова кутова швидкість шківа, c^{-1}	5,7	6,9	6,8	5,5	6,225	0,727	1,96	2	0,713	1,455	4,770 - 7,680
Номінальні питомі навантаження, МПа	0,29	0,29	0,38	0,36	0,330	0,047			0,046	0,094	0,236 - 0,424
Поверхнева температура, $^{\circ}C$	395,0	402,0	393,0	381,0	392,8	8,732			8,557	17,464	375 - 410
Час контактування τ_k , с	47,0	52,0	46,0	41,0	47	4,509			4,419	9,018	37,5 - 55,5
Лінійний знос робочої поверхні накладки, мм	1,9	2,4	2,6	2,9	2,450	0,420			0,412	0,841	1,609 - 3,291

Таблиця. В.13 – 42 свічок

Експлуатаційні параметри пари тертя «шків-накладки»	Номер заміру				Середнє значення, u	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
Початкова кутова швидкість шківа, c^{-1}	5,1	4,5	5,0	5,5	5,025	0,411	1,96	2	0,403	0,823	4,202 - 5,848
Номінальні питомі навантаження, МПа	0,57	0,58	0,68	0,64	0,618	0,052			0,051	0,104	0,514 - 0,721
Поверхнева температура, $^{\circ}C$	458,0	449,0	475,0	489,0	467,8	17,802			17,446	35,604	432 - 503
Час контактування τ_k , с	89,0	78,0	95,0	97,0	90	8,539			8,368	17,078	72,7 - 106,8
Лінійний знос робочої поверхні накладки, мм	5,5	4,4	5,5	5,1	5,125	0,519			0,508	1,038	4,087 - 6,163

Результати обробки експериментальних даних з енергонавантаженості металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при спуску:

Таблиця. В.14 – 57 свічок

Експлуатаційні параметри пари тертя «шків-накладки»	Номер заміру				Середнє значення, $\bar{u}$	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
Початкова кутова швидкість шківів, c^{-1}	5,1	5,1	5,9	4,9	5,250	0,443	1,96	2	0,435	0,887	4,363 - 6,137
Номінальні питомі навантаження, МПа	0,84	0,72	0,93	0,85	0,835	0,087			0,085	0,173	0,662 - 1,008
Поверхнева температура, $^{\circ}C$	450,0	373,0	480,0	510,0	453,3	58,841			57,664	117,682	336 - 571
Час контактування τ_k , с	125,0	123,0	124,0	126,0	125	1,291			1,265	2,582	121,9 - 127,1
Лінійний знос робочої поверхні накладки, мм	7,1	6,9	7,5	7,9	7,350	0,443			0,435	0,887	6,463 - 8,237

Таблиця. В.15 – 78 свічок

Експлуатаційні параметри пари тертя «шків-накладки»	Номер заміру				Середнє значення, $\bar{u}$	Емпірична дисперсія, S	Коефіцієнт, t	Частка середньоквадратичної похибки, e	Точність оцінювання, ε	Абсолютна похибка вимірювань, Δ	Довірчий інтервал
	1	2	3	4							
Початкова кутова швидкість шківів, c^{-1}	7,1	7,6	6,8	7,6	7,275	0,395	1,96	2	0,387	0,790	6,485 - 8,065
Номінальні питомі навантаження, МПа	0,92	0,96	1,03	0,96	0,968	0,046			0,045	0,091	0,876 - 1,059
Поверхнева температура, $^{\circ}C$	523,0	569,0	547,0	562,0	550,3	20,353			19,946	40,706	510 - 591
Час контактування τ_k , с	160,0	163,0	154,0	157,0	159	3,873			3,796	7,746	150,8 - 166,2
Лінійний знос робочої поверхні накладки, мм	9,6	10,9	9,8	10,4	10,175	0,591			0,579	1,182	8,993 - 11,357

Додаток Г

Таблиця Г.1 - Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його ширині $B_{ш}$ під дією імпульсної нормальної сили N при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{63}=0,5$) пар тертя стрічково-колодкового гальма

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару ободу, δ_n , мм									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		Механічні напруження, σ_m , МПа									
0,15	1,0	21,23	10,62	7,08	5,31	4,25	3,54	3,03	2,65	2,36	2,12
	2,0	42,46	21,23	14,15	10,62	8,49	7,08	6,07	5,31	4,72	4,25
	3,0	63,69	31,85	21,23	15,92	12,74	10,62	9,10	7,96	7,08	6,37
	4,0	84,93	42,46	28,31	21,23	16,99	14,15	12,13	10,62	9,44	8,49
	5,0	106,16	53,08	35,39	26,54	21,23	17,69	15,17	13,27	11,80	10,62
	6,0	127,39	63,69	42,46	31,85	25,48	21,23	18,20	15,92	14,15	12,74
	7,0	148,62	74,31	49,54	37,15	29,72	24,77	21,23	18,58	16,51	14,86
	8,0	169,85	84,93	56,62	42,46	33,97	28,31	24,26	21,23	18,87	16,99
	9,0	191,08	95,54	63,69	47,77	38,22	31,85	27,30	23,89	21,23	19,11
	10,0	212,31	106,16	70,77	53,08	42,46	35,39	30,33	26,54	23,59	21,23
0,25	1,0	12,74	6,37	4,25	3,18	2,55	2,12	1,82	1,59	1,42	1,27
	2,0	25,48	12,74	8,49	6,37	5,10	4,25	3,64	3,18	2,83	2,55
	3,0	38,22	19,11	12,74	9,55	7,64	6,37	5,46	4,78	4,25	3,82
	4,0	50,96	25,48	16,99	12,74	10,19	8,49	7,28	6,37	5,66	5,10
	5,0	63,69	31,85	21,23	15,92	12,74	10,62	9,10	7,96	7,08	6,37
	6,0	76,43	38,22	25,48	19,11	15,29	12,74	10,92	9,55	8,49	7,64
	7,0	89,17	44,59	29,72	22,29	17,83	14,86	12,74	11,15	9,91	8,92
	8,0	101,91	50,96	33,97	25,48	20,38	16,99	14,56	12,74	11,32	10,19
	9,0	114,65	57,32	38,22	28,66	22,93	19,11	16,38	14,33	12,74	11,46
	10,0	127,39	63,69	42,46	31,85	25,48	21,23	18,20	15,92	14,15	12,74
0,35	1,0	9,10	4,55	3,03	2,27	1,82	1,52	1,30	1,14	1,01	0,91
	2,0	18,20	9,10	6,07	4,55	3,64	3,03	2,60	2,27	2,02	1,82
	3,0	27,30	13,65	9,10	6,82	5,46	4,55	3,90	3,41	3,03	2,73
	4,0	36,40	18,20	12,13	9,10	7,28	6,07	5,20	4,55	4,04	3,64
	5,0	45,50	22,75	15,17	11,37	9,10	7,58	6,50	5,69	5,06	4,55
	6,0	54,60	27,30	18,20	13,65	10,92	9,10	7,80	6,82	6,07	5,46
	7,0	63,69	31,85	21,23	15,92	12,74	10,62	9,10	7,96	7,08	6,37
	8,0	72,79	36,40	24,26	18,20	14,56	12,13	10,40	9,10	8,09	7,28
	9,0	81,89	40,95	27,30	20,47	16,38	13,65	11,70	10,24	9,10	8,19
	10,0	90,99	45,50	30,33	22,75	18,20	15,17	13,00	11,37	10,11	9,10
0,45	1,0	7,08	3,54	2,36	1,77	1,42	1,18	1,01	0,88	0,79	0,71
	2,0	14,15	7,08	4,72	3,54	2,83	2,36	2,02	1,77	1,57	1,42
	3,0	21,23	10,62	7,08	5,31	4,25	3,54	3,03	2,65	2,36	2,12
	4,0	28,31	14,15	9,44	7,08	5,66	4,72	4,04	3,54	3,15	2,83
	5,0	35,39	17,69	11,80	8,85	7,08	5,90	5,06	4,42	3,93	3,54
	6,0	42,46	21,23	14,15	10,62	8,49	7,08	6,07	5,31	4,72	4,25
	7,0	49,54	24,77	16,51	12,38	9,91	8,26	7,08	6,19	5,50	4,95
	8,0	56,62	28,31	18,87	14,15	11,32	9,44	8,09	7,08	6,29	5,66
	9,0	63,69	31,85	21,23	15,92	12,74	10,62	9,10	7,96	7,08	6,37
	10,0	70,77	35,39	23,59	17,69	14,15	11,80	10,11	8,85	7,86	7,08

Таблиця Г.2 - Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його ширині $B_{ш}$ під дією імпульсної нормальної сили N при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{63}=0,6$) пар тертя стрічково-колодкового гальма

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару ободу, δ_n , мм									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		Механічні напруження, σ_m , МПа									
0,15	1,0	17,69	8,85	5,90	4,42	3,54	2,95	2,53	2,21	1,97	1,77
	2,0	35,39	17,69	11,80	8,85	7,08	5,90	5,06	4,42	3,93	3,54
	3,0	53,08	26,54	17,69	13,27	10,62	8,85	7,58	6,63	5,90	5,31
	4,0	70,77	35,39	23,59	17,69	14,15	11,80	10,11	8,85	7,86	7,08
	5,0	88,46	44,23	29,49	22,12	17,69	14,74	12,64	11,06	9,83	8,85
	6,0	106,16	53,08	35,39	26,54	21,23	17,69	15,17	13,27	11,80	10,62
	7,0	123,85	61,92	41,28	30,96	24,77	20,64	17,69	15,48	13,76	12,38
	8,0	141,54	70,77	47,18	35,39	28,31	23,59	20,22	17,69	15,73	14,15
	9,0	159,24	79,62	53,08	39,81	31,85	26,54	22,75	19,90	17,69	15,92
	10,0	176,93	88,46	58,98	44,23	35,39	29,49	25,28	22,12	19,66	17,69
0,25	1,0	10,62	5,31	3,54	2,65	2,12	1,77	1,52	1,33	1,18	1,06
	2,0	21,23	10,62	7,08	5,31	4,25	3,54	3,03	2,65	2,36	2,12
	3,0	31,85	15,92	10,62	7,96	6,37	5,31	4,55	3,98	3,54	3,18
	4,0	42,46	21,23	14,15	10,62	8,49	7,08	6,07	5,31	4,72	4,25
	5,0	53,08	26,54	17,69	13,27	10,62	8,85	7,58	6,63	5,90	5,31
	6,0	63,69	31,85	21,23	15,92	12,74	10,62	9,10	7,96	7,08	6,37
	7,0	74,31	37,15	24,77	18,58	14,86	12,38	10,62	9,29	8,26	7,43
	8,0	84,93	42,46	28,31	21,23	16,99	14,15	12,13	10,62	9,44	8,49
	9,0	95,54	47,77	31,85	23,89	19,11	15,92	13,65	11,94	10,62	9,55
	10,0	106,16	53,08	35,39	26,54	21,23	17,69	15,17	13,27	11,80	10,62
0,35	1,0	7,58	3,79	2,53	1,90	1,52	1,26	1,08	0,95	0,84	0,76
	2,0	15,17	7,58	5,06	3,79	3,03	2,53	2,17	1,90	1,69	1,52
	3,0	22,75	11,37	7,58	5,69	4,55	3,79	3,25	2,84	2,53	2,27
	4,0	30,33	15,17	10,11	7,58	6,07	5,06	4,33	3,79	3,37	3,03
	5,0	37,91	18,96	12,64	9,48	7,58	6,32	5,42	4,74	4,21	3,79
	6,0	45,50	22,75	15,17	11,37	9,10	7,58	6,50	5,69	5,06	4,55
	7,0	53,08	26,54	17,69	13,27	10,62	8,85	7,58	6,63	5,90	5,31
	8,0	60,66	30,33	20,22	15,17	12,13	10,11	8,67	7,58	6,74	6,07
	9,0	68,24	34,12	22,75	17,06	13,65	11,37	9,75	8,53	7,58	6,82
	10,0	75,83	37,91	25,28	18,96	15,17	12,64	10,83	9,48	8,43	7,58
0,45	1,0	5,90	2,95	1,97	1,47	1,18	0,98	0,84	0,74	0,66	0,59
	2,0	11,80	5,90	3,93	2,95	2,36	1,97	1,69	1,47	1,31	1,18
	3,0	17,69	8,85	5,90	4,42	3,54	2,95	2,53	2,21	1,97	1,77
	4,0	23,59	11,80	7,86	5,90	4,72	3,93	3,37	2,95	2,62	2,36
	5,0	29,49	14,74	9,83	7,37	5,90	4,91	4,21	3,69	3,28	2,95
	6,0	35,39	17,69	11,80	8,85	7,08	5,90	5,06	4,42	3,93	3,54
	7,0	41,28	20,64	13,76	10,32	8,26	6,88	5,90	5,16	4,59	4,13
	8,0	47,18	23,59	15,73	11,80	9,44	7,86	6,74	5,90	5,24	4,72
	9,0	53,08	26,54	17,69	13,27	10,62	8,85	7,58	6,63	5,90	5,31
	10,0	58,98	29,49	19,66	14,74	11,80	9,83	8,43	7,37	6,55	5,90

Таблиця Г.3 - Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його ширині $B_{ш}$ під дією імпульсної нормальної сили N при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{63}=0,7$) пар тертя стрічково-колодкового гальма

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару ободу, δ_n , мм									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		Механічні напруження, σ_m , МПа									
0,15	1,0	15,17	7,58	5,06	3,79	3,03	2,53	2,17	1,90	1,69	1,52
	2,0	30,33	15,17	10,11	7,58	6,07	5,06	4,33	3,79	3,37	3,03
	3,0	45,50	22,75	15,17	11,37	9,10	7,58	6,50	5,69	5,06	4,55
	4,0	60,66	30,33	20,22	15,17	12,13	10,11	8,67	7,58	6,74	6,07
	5,0	75,83	37,91	25,28	18,96	15,17	12,64	10,83	9,48	8,43	7,58
	6,0	90,99	45,50	30,33	22,75	18,20	15,17	13,00	11,37	10,11	9,10
	7,0	106,16	53,08	35,39	26,54	21,23	17,69	15,17	13,27	11,80	10,62
	8,0	121,32	60,66	40,44	30,33	24,26	20,22	17,33	15,17	13,48	12,13
	9,0	136,49	68,24	45,50	34,12	27,30	22,75	19,50	17,06	15,17	13,65
	10,0	151,65	75,83	50,55	37,91	30,33	25,28	21,66	18,96	16,85	15,17
0,25	1,0	9,10	4,55	3,03	2,27	1,82	1,52	1,30	1,14	1,01	0,91
	2,0	18,20	9,10	6,07	4,55	3,64	3,03	2,60	2,27	2,02	1,82
	3,0	27,30	13,65	9,10	6,82	5,46	4,55	3,90	3,41	3,03	2,73
	4,0	36,40	18,20	12,13	9,10	7,28	6,07	5,20	4,55	4,04	3,64
	5,0	45,50	22,75	15,17	11,37	9,10	7,58	6,50	5,69	5,06	4,55
	6,0	54,60	27,30	18,20	13,65	10,92	9,10	7,80	6,82	6,07	5,46
	7,0	63,69	31,85	21,23	15,92	12,74	10,62	9,10	7,96	7,08	6,37
	8,0	72,79	36,40	24,26	18,20	14,56	12,13	10,40	9,10	8,09	7,28
	9,0	81,89	40,95	27,30	20,47	16,38	13,65	11,70	10,24	9,10	8,19
	10,0	90,99	45,50	30,33	22,75	18,20	15,17	13,00	11,37	10,11	9,10
0,35	1,0	6,50	3,25	2,17	1,62	1,30	1,08	0,93	0,81	0,72	0,65
	2,0	13,00	6,50	4,33	3,25	2,60	2,17	1,86	1,62	1,44	1,30
	3,0	19,50	9,75	6,50	4,87	3,90	3,25	2,79	2,44	2,17	1,95
	4,0	26,00	13,00	8,67	6,50	5,20	4,33	3,71	3,25	2,89	2,60
	5,0	32,50	16,25	10,83	8,12	6,50	5,42	4,64	4,06	3,61	3,25
	6,0	39,00	19,50	13,00	9,75	7,80	6,50	5,57	4,87	4,33	3,90
	7,0	45,50	22,75	15,17	11,37	9,10	7,58	6,50	5,69	5,06	4,55
	8,0	52,00	26,00	17,33	13,00	10,40	8,67	7,43	6,50	5,78	5,20
	9,0	58,49	29,25	19,50	14,62	11,70	9,75	8,36	7,31	6,50	5,85
	10,0	64,99	32,50	21,66	16,25	13,00	10,83	9,28	8,12	7,22	6,50
0,45	1,0	5,06	2,53	1,69	1,26	1,01	0,84	0,72	0,63	0,56	0,51
	2,0	10,11	5,06	3,37	2,53	2,02	1,69	1,44	1,26	1,12	1,01
	3,0	15,17	7,58	5,06	3,79	3,03	2,53	2,17	1,90	1,69	1,52
	4,0	20,22	10,11	6,74	5,06	4,04	3,37	2,89	2,53	2,25	2,02
	5,0	25,28	12,64	8,43	6,32	5,06	4,21	3,61	3,16	2,81	2,53
	6,0	30,33	15,17	10,11	7,58	6,07	5,06	4,33	3,79	3,37	3,03
	7,0	35,39	17,69	11,80	8,85	7,08	5,90	5,06	4,42	3,93	3,54
	8,0	40,44	20,22	13,48	10,11	8,09	6,74	5,78	5,06	4,49	4,04
	9,0	45,50	22,75	15,17	11,37	9,10	7,58	6,50	5,69	5,06	4,55
	10,0	50,55	25,28	16,85	12,64	10,11	8,43	7,22	6,32	5,62	5,06

Таблиця Г.4 - Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його ширині $B_{ш}$ під дією імпульсної нормальної сили N при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{63}=0,8$) пар тертя стрічково-колодкового гальма

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару ободу, δ_n , мм									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
		Механічні напруження, σ_m , МПа									
0,15	1,0	13,27	6,63	4,42	3,32	2,65	2,21	1,90	1,66	1,47	1,33
	2,0	26,54	13,27	8,85	6,63	5,31	4,42	3,79	3,32	2,95	2,65
	3,0	39,81	19,90	13,27	9,95	7,96	6,63	5,69	4,98	4,42	3,98
	4,0	53,08	26,54	17,69	13,27	10,62	8,85	7,58	6,63	5,90	5,31
	5,0	66,35	33,17	22,12	16,59	13,27	11,06	9,48	8,29	7,37	6,63
	6,0	79,62	39,81	26,54	19,90	15,92	13,27	11,37	9,95	8,85	7,96
	7,0	92,89	46,44	30,96	23,22	18,58	15,48	13,27	11,61	10,32	9,29
	8,0	106,16	53,08	35,39	26,54	21,23	17,69	15,17	13,27	11,80	10,62
	9,0	119,43	59,71	39,81	29,86	23,89	19,90	17,06	14,93	13,27	11,94
	10,0	132,70	66,35	44,23	33,17	26,54	22,12	18,96	16,59	14,74	13,27
0,25	1,0	7,96	3,98	2,65	1,99	1,59	1,33	1,14	1,00	0,88	0,80
	2,0	15,92	7,96	5,31	3,98	3,18	2,65	2,27	1,99	1,77	1,59
	3,0	23,89	11,94	7,96	5,97	4,78	3,98	3,41	2,99	2,65	2,39
	4,0	31,85	15,92	10,62	7,96	6,37	5,31	4,55	3,98	3,54	3,18
	5,0	39,81	19,90	13,27	9,95	7,96	6,63	5,69	4,98	4,42	3,98
	6,0	47,77	23,89	15,92	11,94	9,55	7,96	6,82	5,97	5,31	4,78
	7,0	55,73	27,87	18,58	13,93	11,15	9,29	7,96	6,97	6,19	5,57
	8,0	63,69	31,85	21,23	15,92	12,74	10,62	9,10	7,96	7,08	6,37
	9,0	71,66	35,83	23,89	17,91	14,33	11,94	10,24	8,96	7,96	7,17
	10,0	79,62	39,81	26,54	19,90	15,92	13,27	11,37	9,95	8,85	7,96
0,35	1,0	5,69	2,84	1,90	1,42	1,14	0,95	0,81	0,71	0,63	0,57
	2,0	11,37	5,69	3,79	2,84	2,27	1,90	1,62	1,42	1,26	1,14
	3,0	17,06	8,53	5,69	4,27	3,41	2,84	2,44	2,13	1,90	1,71
	4,0	22,75	11,37	7,58	5,69	4,55	3,79	3,25	2,84	2,53	2,27
	5,0	28,43	14,22	9,48	7,11	5,69	4,74	4,06	3,55	3,16	2,84
	6,0	34,12	17,06	11,37	8,53	6,82	5,69	4,87	4,27	3,79	3,41
	7,0	39,81	19,90	13,27	9,95	7,96	6,63	5,69	4,98	4,42	3,98
	8,0	45,50	22,75	15,17	11,37	9,10	7,58	6,50	5,69	5,06	4,55
	9,0	51,18	25,59	17,06	12,80	10,24	8,53	7,31	6,40	5,69	5,12
	10,0	56,87	28,43	18,96	14,22	11,37	9,48	8,12	7,11	6,32	5,69
0,45	1,0	4,42	2,21	1,47	1,11	0,88	0,74	0,63	0,55	0,49	0,44
	2,0	8,85	4,42	2,95	2,21	1,77	1,47	1,26	1,11	0,98	0,88
	3,0	13,27	6,63	4,42	3,32	2,65	2,21	1,90	1,66	1,47	1,33
	4,0	17,69	8,85	5,90	4,42	3,54	2,95	2,53	2,21	1,97	1,77
	5,0	22,12	11,06	7,37	5,53	4,42	3,69	3,16	2,76	2,46	2,21
	6,0	26,54	13,27	8,85	6,63	5,31	4,42	3,79	3,32	2,95	2,65
	7,0	30,96	15,48	10,32	7,74	6,19	5,16	4,42	3,87	3,44	3,10
	8,0	35,39	17,69	11,80	8,85	7,08	5,90	5,06	4,42	3,93	3,54
	9,0	39,81	19,90	13,27	9,95	7,96	6,63	5,69	4,98	4,42	3,98
	10,0	44,23	22,12	14,74	11,06	8,85	7,37	6,32	5,53	4,91	4,42

Додаток Г.1

Аналітичне визначення довжини нижньої и верхньої зон ковзання при фрикційній взаємодії поверхонь основної і додаткової гальмових стрічок у складі комбінованої стрічки

З умови рівноваги стрічок шириною b у межах нижньої зони ковзання $l_{\kappa\theta 1}$ маємо:

$$\left. \begin{aligned} P_{н2} &= S_{H1} - qfl_{\kappa\theta 1}b; \\ P_{\theta 2} &= qfl_{\kappa\theta 1}b. \end{aligned} \right\} \quad (\Gamma.1)$$

Із системи рівнянь (Г.1) отримуємо:

$$\frac{P_{н2}}{P_{\theta 2}} = \frac{S_{H1} - qfl_{\kappa\theta 1}b}{qfl_{\kappa\theta 1}b}. \quad (\Gamma.2)$$

Переміщення стрічок і їх видовження u в перерізі 2-2 (див. рис. 8.10 а) будуть однаковими, оскільки цей переріз розташований на початку зони спокою l_{cn} . Тоді:

$$P_{н2} = C_n u; \quad P_{\theta 2} = C_\theta u. \quad (\Gamma.3)$$

З рівнянь (Г.3) випливає:

$$\frac{P_{н2}}{P_{\theta 2}} = \frac{C_n}{C_\theta}. \quad (\Gamma.4)$$

Із співвідношень (Г.2) і (Г.4) запишемо:

$$\frac{C_n}{C_\theta} = \frac{S_{H1} - qfl_{\kappa\theta 1}b}{qfl_{\kappa\theta 1}b}, \quad (\Gamma.5)$$

після перетворень отримуємо:

$$l_{\kappa\theta 1} = \frac{S_{H1}}{qfb(1 + C_n/C_\theta)}. \quad (\Gamma.6)$$

Довжина верхньої зони ковзання за аналогією з (Г.6) складає:

$$l_{\kappa\theta 2} = \frac{S_{H1}/n}{qfb(1 + C_\theta/C_n)}, \quad (\Gamma.7)$$

де n – число, що вказує на те, у скільки разів S_{H1} перевищує S_{H2} . Для стрічково-колодкових гальм бурових лебідок $n=4-5$ [95].

З (Г.6) і (Г.7) маємо:

$$qfb(l_{к61} + l_{к62}) = \frac{S_{H1}}{1 + C_n/C_6} + \frac{S_{H1}/n}{1 + C_6/C_n}. \quad (Г.8)$$

За будь-яких значень C_n і C_6 з рівняння (Г.8) отримуємо:

$$S_{H1} = qfb(l_{к61} + l_{к62}). \quad (Г.9)$$

Із залежності (Г.9) видно, що в даній фізичній моделі сила розтягу S_{H1} набігаючої гілки основної стрічки 12 цілком реалізується в межах зон пружного ковзання. Рівняння (Г.8) і (Г.9) вказують на те, що чим більшою є сила розтягу S_{H1} , тим протяжнішими будуть зони ковзання $l_{к61}$ і $l_{к62}$. Чим більшими є сили контактного тертя qfb , тим менших значень набувають $l_{к61}$ і $l_{к62}$. Чим вищою є жорсткість C_n стрічки 12 у порівнянні з жорсткістю C_6 додаткової стрічки 15, тим меншою є зона $l_{к61}$ і довшою зона $l_{к62}$, і, навпаки, за малої жорсткості основної стрічки 12 у порівнянні з додатковою стрічкою 15 зона $l_{к61}$ перевищує зону $l_{к62}$, при цьому завжди зберігається залежність (Г.9). Наприклад, при $C_n/C_6=0,5$ із залежності (Г.8) отримуємо:

$$qfb(l_{к61} + l_{к62}) = \frac{S_{H1}}{1 + 0,5} + \frac{S_{H1}}{4(1 + 2)} = 0,75S_{H1}. \quad (Г.10)$$

Отже, в межах зони спокою l_{cn} обидві стрічки передають зусилля розтягу S_{H1} і S_{H2} , не зміщуючись. У верхній зоні ковзання $l_{к62}$ під впливом сили розтягу S_{H2} додаткової стрічки 15 відбувається її розтягування, при цьому сила розтягу S_{H1} основної стрічки 12 слабшає за рахунок сил контактного тертя. За рівності жорсткостей $C_n=C_6$ основної 12 і додаткової 15 стрічок із залежностей (Г.6) і (Г.7) випливає, що $l_{к61}=l_{к62}$. Для стрічок малої товщини 1,0...2,0 мм це підтверджено експериментально. Якщо збільшити силу розтягу S_{H1} набігаючої гілки основної стрічки 12 до $qfbl$, то пружне проковзування в зонах $l_{к61}$ і $l_{к62}$ плавно переходить в загальне жорстке ковзання по усій ширині b . Тому при попередньому зміщенні другого роду статичний коефіцієнт тертя спокою практично дорівнює динамічному коефіцієнту тертя ковзання $f_n=f_0$. Це пояснюється тим, що у момент плавного переходу поверхонь основної гальмової стрічки 12 до жорсткого ковзання майже відсутній запас сили контактного тертя.

Прикладемо до кінця набігаючої гілки основної стрічки розтягувальне зусилля S_{H1} , яке не перевищує повну силу тертя спокою при контактній взаємодії двох стрічок. Кінець набігаючої гілки додаткової гальмової стрічки прикріпимо до балансира (див. рис. 8.10 а). У момент прикладання розтягувального зусилля S_{H1} відбувається зміщення другого роду на кінцях зон контакту тертя. Це представлено зонами пружного ковзання $l_{кв1}$ і $l_{кв2}$, у межах яких відбувається поступове накопичення моментного депланаційного зрушення. Далі зони $l_{зм1}$ і $l_{зм2}$ поширюються до центра контакту тертя з попереднім зміщенням першого роду, у кінцях яких деформації депланаційного зрушення в основній і додатковій пружних стрічках поступово згасають. У центрі контакту тертя утворюється зона повного спокою l_{cn}^* , у межах якої відсутні деформації, а отже і передача розтягувальної сили на контакт тертя взаємодіючих поверхонь стрічок. Довжини $l_{кв1}$ і $l_{кв2}$ зон ковзання можна визначити за формулами, аналогічними до (Г.6) і (Г.7), але з урахуванням того, що частина зусилля розтягу S_{H1} набігаючої гілки основної стрічки передається на контакт за рахунок наявності зон $l_{зм1}$ і $l_{зм2}$:

$$l_{кв1} = \frac{\kappa S_{H1}}{qfb(1 + C_n^*/C_\epsilon^*)}; \quad (\text{Г.11})$$

$$l_{кв2} = \frac{\kappa S_{H1} / n}{qfb(1 + C_\epsilon^*/C_n^*)}, \quad (\text{Г.12})$$

де C_n^* , C_ϵ^* – узагальнені жорсткості основної і додаткової гальмових стрічок при їхньому терті, вони враховуються на контакт, що виникає від спільної дії деформацій розтягу і депланаційного зрушення; $\kappa < 1$ – коефіцієнт, що враховує, яка частина зусилля розтягу S_{H1} передається в зоні ковзання. Величина κ залежить від товщини стрічок h_1 і h_2 . Чим більшими є h_1 і h_2 , тим менше κ , а отже, і довжини $l_{кв1}$ і $l_{кв2}$.

Згідно із залежностями (Г.11) і (Г.12) отримуємо:

$$0,75\kappa S_{H1} = qfb(l_{кв1} + l_{кв2}). \quad (\text{Г.13})$$

Отже, при змішаних випадках попереднього зміщення, які зустрічаються при експлуатації комбінованих гальмових стрічок, передаються зусилля їх розтягу і виникають деформації моментного депланаційного зрушення. При цьому в межах контактного тертя між поверхнями взаємодії основної і

додаткової стрічок разом із зонами пружного ковзання, де виникає попереднє зміщення, завжди з'являється зона відносного спокою з дуже малим попереднім зміщенням першого роду. Тому комбінована стрічка працює з малим попереднім зміщенням першого роду.

Аналіз рівнянь (Г.11) і (Г.12) показав, що довжина зон ковзання залежить від співвідношення жорсткостей пружних гальмових стрічок і їх товщин. Якщо жорсткість основної стрічки є великою, а жорсткість додаткової стрічки малою ($C_n \gg C_v$), то довжина нижньої зони $l_{кв2}$ буде незначною. Зрушуючі депланації поперечних перерізів, що поступово накопичуються в пружних гальмових стрічках, поширюються в зону відносного спокою l_{cn}^* і в її межах досягають максимальної величини (див. рис. 8.10 б). Інтенсивність накопичення зрушуючих депланаційних деформацій залежить від величини ексцентриситету прикладання розтягувального зусилля S_{H1} і від геометричних параметрів поперечного перерізу основної стрічки. Зону, в межах якої депланаційні дотичні напруження в пружних стрічках зростають і де передається основна сила розтягу S_{H1} , умовно назвемо основною робочою зоною l_{o1} , а зону, де передається відносно невелика частина сили розтягу S_{H1} унаслідок зменшення деформацій депланаційного зрушення, – залишковою зоною l_{oc2} (див. рис. 8.10 б). Якщо жорсткість основної стрічки є великою порівняно із жорсткістю додаткової стрічки, то основна робоча зона l_{o1} майже дорівнюватиме зоні ковзання $l_{кв1}$, а залишкова зона l_{oc1} пошириться ще й на зону відносного спокою l_{cn}^* .

Додаток Г.2

Енергоємні модифіковані матеріали пар тертя та їх робота у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм лебідок бурових установок

Важконавантажені фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурових лебідок працюють в аперіодичному режимі гальмування при питомих навантаженнях до 1,2 МПа, швидкостях ковзання до 10,0 м/с, поверхневих температурах до 1000 °С і значних поверхневих градієнтах. Важконавантажений фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма з парою тертя «метал 1 - полімер 3» наведено на рис. Г.1 а, б, в. Він має включення, виготовлені з бору В і оксиду алюмінію Al_2O_3 , які розташовані перпендикулярно та паралельно до поверхні тертя (заявка на патент України за № 201512824 від 24.12.2015 р.).

Кристалічний бор В складається з ікосаедрів (двадцятигранників), що містять 12 атомів бору. α -ромбічний бор складається з ікосаедрів, які створюють спотворену кубічну упаковку. Кожний ікосаедр з'єднується з шістьма сусідніми, утворюючи шари, з'єднані в нескінченну структуру (рис. Г.2 а, б). Найстійкішою модифікацією є β -ромбічний бор. Він складається із структурних одиниць, що утворюються з ікосаедрів. Температура його плавлення сягає 2074 °С, температура кипіння – 3658 °С, густина становить 2,31-2,35 г/см³. У звичайних умовах бор проводить електричний струм погано. При нагріванні до 800 °С електрична провідність бору збільшується на декілька порядків, причому знак провідності змінюється: електронна (*n*-типу) – при низьких температурах, дірчаста (*p*-типу) – при високих.

Кристалічний бор володіє напівпровідниковими властивостями і є хімічно інертним. Чистий оксид алюмінію знаходиться в декількох кристалічних формах: $\alpha - Al_2O_3$ (корунд), $\gamma - Al_2O_3$, $\delta - Al_2O_3$, $\theta - Al_2O_3$.

У природі зустрічається тільки α -модифікація оксиду алюмінію у вигляді мінералу корунду з ромбоедричними ґратками (див. рис. Г.2 б). Температура плавлення становить 2044 °С, температура кипіння – 2980 °С, густина – 3,99 г/см³. З хімічних властивостей відзначимо, що оксид алюмінію є амфотерним. Оксид алюмінію є провідником *n*-типу. Оксид алюмінію Al_2O_3 і бор В мають, відповідно, сталу і змінну електричну провідність.

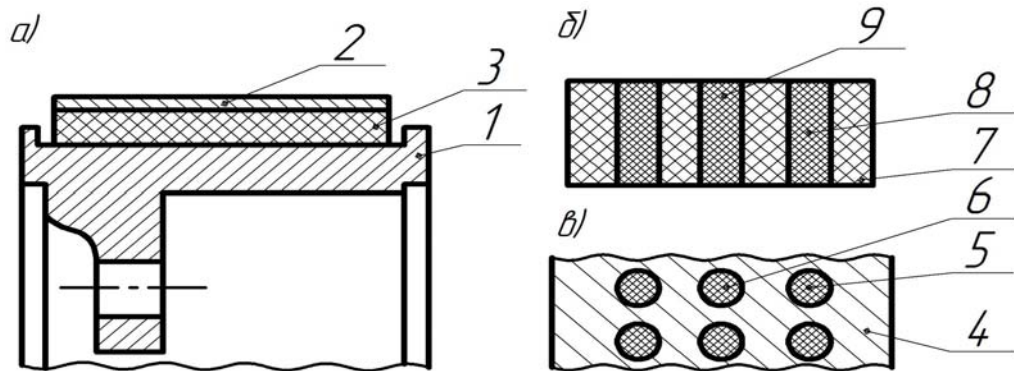


Рис. Г.1 – Схема а) - важконавантаженого фрикційного вузла б), в) - з введеними в нього напівпровідниковими елементами: 1 – гальмовий шків; 2 – гальмова стрічка; 3 – фрикційна накладка; 4, 7 – робочі поверхні ободу шківів та накладки; 5, 6 і 8, 9 – напівпровідникові елементи, розташовані перпендикулярно і паралельно поверхні тертя

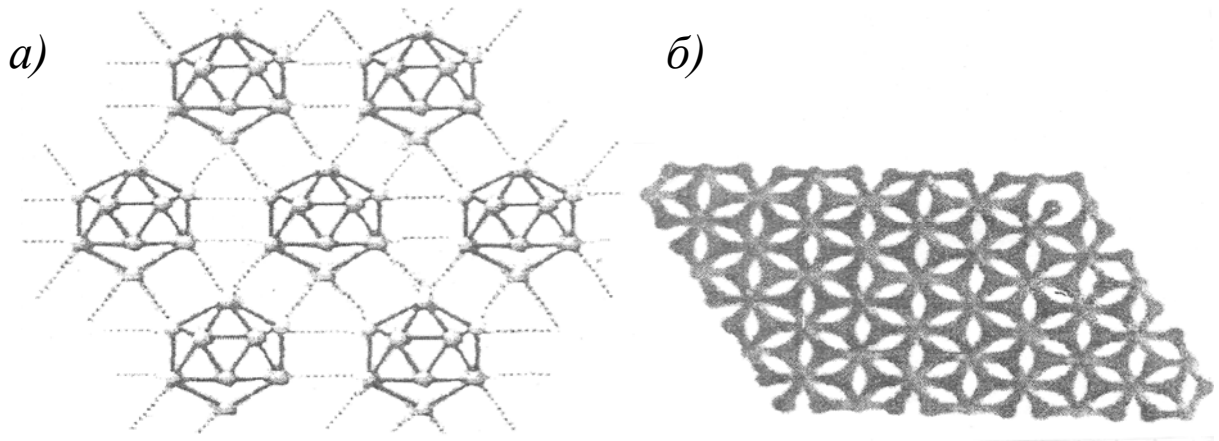


Рисунок Г.2 – Структурні схеми матеріалів: а) – бору; б) – оксиду алюмінію

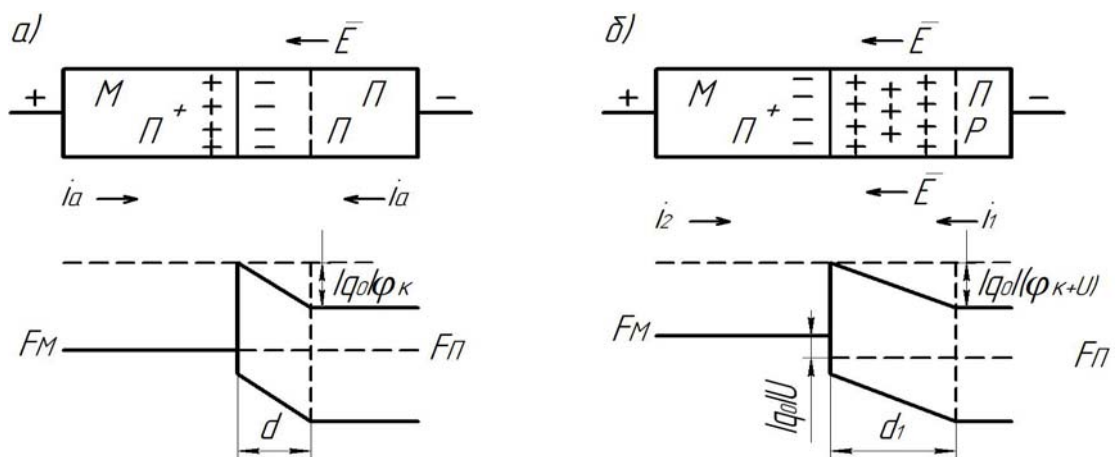


Рисунок Г.3 – Схеми циркуляції трибострумів крізь напівпровідникові переходи "бор-оксид алюмінію" та "оксид алюмінію-бор": а) - до і б) - вище поверхневої температури 550 °С

Додаток Г.3

До складу ретинаксу входить модифікована фенолформальдегідна смола (25%), барит (35%), азбест (40%). В основу розробки матеріалу ретинакс покладено принцип створення шару тертя з високими знософрикційними властивостями безпосередньо під час процесу електротермомеханічного тертя при сумісній дії імпульсних питомих навантажень і температур на тертьових поверхнях. Характеристики матеріалу ретинакс наведено у табл. Г.5.

Таблиця Г.5 - Фізико-механічні характеристики ретинаксу ФК-24А

Характеристика	Величина	Характеристика	Величина
Границя міцності на стиск, МПа	127,4	Теплоємність, Дж/(кг·°C)	962,9
Твердість за Брінелем, МПа	323,5	Температуропровідність, м ² /с	3,8·10 ⁻⁷
Опір на згин, МПа	47,0	Водопоглинання, %	< 1
Густина, кг/м ³	1820,0	Жароміцність (за Шармом)	
Теплопровідність, Вт/(м·°C)	0,66	у класах	4

Характеристики матеріалу сталь 35ХНЛ наведено в табл. Г.6. У поверхневому шарі створюється плівка з додатним градієнтом механічних властивостей. За даними проф. Костецького Б. І. тонкі шари контактуючих поверхонь, що утворюються під час тертя, являють собою ніби єдине третє тіло. Вони володіють меншою міцністю на зсув, ніж шари, віддалені від зони контакту.

Наявність додатного градієнта механічних властивостей забезпечує здатність третього тіла до багаторазового передеформування без руйнування матеріалу. Це сприяє зменшенню інтенсивності зношення робочих поверхонь фрикційних накладок.

Таблиця Г.6 - Фізико-механічні характеристики матеріалу сталь 35ХНЛ

Характеристика	Величина	Характеристика	Величина
Границя міцності, МПа	686,0	Теплоємність,	479,0
Твердість за Брінелем, МПа	245,0	Дж/(кг·°С)	
Границя текучості, МПа	490,0	Коефіцієнт лінійного розширення, 1/°С	$12,2 \cdot 10^{-6}$
Густина, кг/м ³	7840,0	Питомий електроопір,	$273,0 \cdot 10^{-9}$
Теплопровідність, Вт/(м·°С)	44,0	Ом·м	

У міру зношування контактного шару він постійно замінюється іншим. Створення додатного градієнта механічних властивостей забезпечується тим, що фенолформальдегідна смола у фрикційних накладках за високих температур, що розвиваються при терті, розкладається і вступає у взаємодію з баритом, навколишнім середовищем і поверхнею металевго елемента тертя. Наявність бариту в поєднанні з азбестом додає ретинаксу підвищеної теплостійкості й високої зносостійкості.

Від високої температури, що виникає на поверхнях тертя під час гальмування, поверхневий шар металевго елемента тертя розм'якшується, що сприяє збільшенню фактичної площі контакту, оскільки розм'якшений і розплавлений метал заповнює мікропорожнини на робочих поверхнях фрикційних накладок. При цьому відбуваються процеси відновлення оксидів, спікання й збільшення кількості ділянок термічного схоплювання на поверхнях тертя. Це зумовлює прогресуюче наволокування металу на поверхню накладки. Для запобігання схоплювання з контактуючою поверхнею і налипання на неї фрикційного матеріалу до складу ретинаксу вводять протизадирну присадку. Для запобігання наволокування Ретинакс ФК-24А необхідно застосовувати тільки в таких конструкціях гальм, де температура тертя не перевищує температуру об'ємного розм'якшення металу. Для ливарної сталі така температура становить 800-900 °С.

Енергоємні пари тертя важконавантажених фрикційних вузлів працюють так. У поверхневих і приповерхневих шарах елементів тертя розміщено короткі циліндричні вкраплення з твердих напівпровідникових матеріалів типу оксиду алюмінію і карбіду бору. У полімерних накладках вони розташовані перпендикулярно до поверхні тертя, а в ободі шківів – паралельно. Таке розташування напівпровідникових елементів формує змінний коефіцієнт взаємного перекриття під час обертання гальмового шківів та сприяє виникненню *T*-подібних енергетичних містків з різними типами контактів. Тип провідності "*n-n*" працює до температури 550 °С, "*n-p*" – понад 550 °С.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректором з наукової роботи
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і
газу


проф. І. І. Чудик
«_____» _____ 2020 р.

«СХВАЛЕНО»

Начальник Стрийського відділення
бурих робіт


Ю. Б. Кульчинський
«_____» _____ 2020 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

На даний час під керівництвом д.т.н., професора Вольченко О. І. виконувалась робота, яка присвячена розробленню: нових типів багатопарних фрикційних вузлів; перерозподілу та вирівнюванню питомих навантажень між набігаючою і збігаючою гілками гальмівних стрічок; раціонального розміщення накладок з різними зносо-фрикційними властивостями їхніх матеріалів на гальмівній стрічці; нових типів гальмівних стрічок у парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

У результаті виконання робіт к.т.н., доцентом Журавльовим Д. Ю. отримано наступне:

1. Розроблені нові типи багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Згідно заявок на патенти на винаходи Росії (№2012120110; №2012121745 та №2012116739), відповідно, в багатопарних фрикційних вузлах використано: комбіновану гальмівну стрічку, яка складається з основної та додаткової стрічки; вказані стрічки взаємодіють між собою, а вагове навантаження від прикріплених накладок сприймає додаткова стрічка; запропоновано комбіновану гальмівну стрічку, яка має змінний переріз по її периметру, який є найбільшим у набігаючому її кінці і найменшим у збігаючому кінці; більше того така стрічка взаємодіє через наноматеріал з додатковою гальмівною стрічкою; в останньому

конструктивному варіанті рівнонавантажена стрічка розбита на три ділянки між яким встановлено пружні гасники деформації, що дозволяє не суттєво зменшити відношення зусиль розтягу набігаючої гілки стрічки до такого ж зусилля збігаючої гілки.

2. Відкрито раніше невідоме явище масо переносу продуктів тертя в металополімерних парах (Диплом на відкриття № А-618 від 18.12.2014 р.), яке полягає в тому, що під дією виникаючого при терті електротермічного вибуху утворюються продукти зношування, які, попадаючи у зазори між мікроступами пари тертя сприяють генеруванню об'ємного електророзряду та виникненню терморозряду, що призводить до пробією шару залишкових продуктів, яке викликає їх перенос на робочу поверхню металевого фрикційного елемента.

Запобігання даного явища сприятиме підвищенню ефективності на 15% та довговічності на 10% пар тертя, що дає можливість покращити спуско-піднімальні операції у бурових лебідок на 10%.

Використання запропонованих технічних рішень дозволяє суттєво покращити експлуатаційні параметри їхніх пар тертя за рахунок перерозподілу питомих навантажень між зовнішніми і внутрішніми фрикційними вузлами, що призвело до збільшення сумарного гальмівного моменту та ресурсу фрикційних накладок у середньому в 1,1 1,25 рази та зменшенню зношування гальмівного барабана у порівнянні із серійними гальмівними пристроями.

В результаті впровадження встановлено, заміна комплектів фрикційних накладок дозволяє зекономити 1100 – 1400 грн на один спуск бурового інструменту на глибину 4000 м.

Представники Стрийського ВБР:

Головний механік

Менеджер з виробництва



Кащій В. М.

Саладяк В. В.

"Затверджую"

Перший проректор

Івано-Франківського національного
технічного університету

нафти і газу

професор Мандрик О. М.



«24» 05 2020 р.

АКТ

впровадження в навчальний процес

результатів науково-дослідної роботи

доцента кафедри технічної механіки Журавльова Дмитра Юрійовича

м. Івано-Франківськ

«24» 05 2020 р.

Ми, що нижче підписалися, представники кафедри технічної механіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу завідувач кафедри, доцент Попович В. Я., професор Вольченко О. І. та виконавець доцент Журавльов Д. Ю. склали акт про те, що результати дисертаційної роботи «Синтез і аналіз процесів фрикційної взаємодії стрічково-колодкових гальм» використовуються на кафедрі технічної механіки в навчальному процесі з дисципліни «Деталі машин та підйомно-транспортне обладнання», «Механіка машин» для студентів денної та заочної форми навчання та дисципліни «Трибологія» для аспірантів при проведенні розрахунків стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та підйомно-транспортних машин.

Комісія в складі:

голова комісії, зав. кафедри

технічної механіки

к. т. н., доцент

Попович В. Я.

д. т. н., професор кафедри

технічної механіки

Вольченко О. І.

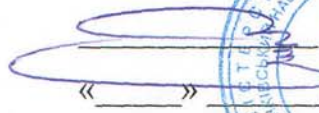
виконавець, к. т. н., доцент

кафедри технічної механіки

Журавльов Д. Ю.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректором з наукової роботи
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і
газу


« » 2020 р.


проф. І. І. Чудик

«СХВАЛЕНО»

Директор ТзОВ «Надвірнянська
автобаза», Івано-Франківська обл.


« » 2020 р.


І. І. Бойко

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Впродовж 2009 – 2016 рр. під керівництвом д.т.н., професора Вольченка О. І. проводилась наукова робота, присвячена розробленню нових типів фрикційних вузлів різних гальмівних пристроїв, визначенню та керуванню експлуатаційними параметрами гальмівних пристроїв та дослідженню явищ, процесів та ефектів в металополімерних парах тертя.

У результаті виконання робіт д.т.н., професором Вольченко О. І., д. т. н., професором Скрипником В. С., к.т.н., доцентом Журавльовим Д. Ю., аспірантом Чуфусом В. М. отримано наступне:

1. Розроблені нові типи фрикційних вузлів різних видів гальмівних пристроїв. Згідно патентів на винаходи Росії №22414634, №242510, №251395, №2561646, №258364, №2585505, №26022111 патент на винахід України №112900 та республіки Азербайджан №20130076, №20130077 та 20150016 використання багатьох технічних рішень (використання ефективних методів примусового охолодження, різного розміщення накладок на металевих елементах, різних типів фрикційних вузлів, використання додаткового кондуктивного охолодження та ін.) дозволяє суттєво покращити експлуатаційні параметри, що призвели до збільшення сумарного гальмівного моменту у середньому в 1,1 – 1,25 рази. Тож розроблений пристрій та спосіб вирівнювання питомих навантажень в парах тертя (патент на винахід Росії №2521138), вирівнювання досягається динамічним регулюванням питомих навантажень на різних ділянках фрикційної взаємодії. Технічним результатом є підвищення експлуатаційних параметрів

гальмівних пристроїв шляхом збільшення ресурсу їх пар тертя за рахунок зниження та вирівнювання питомих навантажень у фрикційних вузлах (при цьому досягається зниження рівня зношування пар тертя фрикційних вузлів у середньому на 20%) та роботи в діапазоні температур нижче допустимих для матеріалів фрикційних накладок.

2. Розроблено спосіб визначення експлуатаційних параметрів при квазілінійній закономірності їх зміни в різних гальмівних пристроях (патент Росії №2507423), який полягає у визначенні експлуатаційних параметрів гальмівних пристроїв у певній послідовності та по систематизованих групах.

3. Розроблено пристрій та спосіб оцінки процесів тертя трибокрекінгу при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя. Даний винахід відноситься до випробувальної техніки, що використовується для дослідження процесів трибокрекінгу в парах тертя, що супроводжується виділенням газопарових сумішей і води, які в інтервалі температур вище допустимої для матеріалів полімерних накладок сприяють інтенсифікації водневого зношування елементів пар тертя.

4. Встановлено невідоме раніше явище масопереносу продуктів тертя у металополімерних парах тертя, яке полягає у тому, що утворені під дією виникаючого при терті електротермічного вибуху продукти, попадаючи у зазори між мікровиступами пар тертя сприяють генеруванню об'ємного заряду та виникненню електротерморозряду, що призводить до пробію шару залишкових продуктів та їх масопереносу на робочу поверхню металевого фрикційного елемента пари тертя (диплом на відкриття №482) від 27.02.2015 р.). Розробка методів та засобів запобігання даного явища сприятиме підвищенню ефективності пар тертя на 15% та довговічності на 10%.

Представники:

Головний інженер



I. I. Костюк

Механік



М. М. Уманців