

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Чуфус Василь Михайлович

УДК 621.891

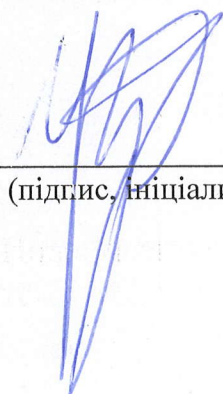
Дисертація

**ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ
СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК ДЛЯ
ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ**

Галузь знань: 13 - Механічна інженерія
Спеціальність: 131 - Прикладна механіка

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії PhD (кандидата технічних наук)

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



В. М. Чуфус
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник **Вольченко Олександр Іванович** доктор технічних наук,
професор

Івано-Франківськ - 2020

АНОТАЦІЯ

Чуфус В. М. Інтенсифікація охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок для підвищення їх ефективності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії PhD (кандидата технічних наук) за спеціальністю 131 – Прикладна механіка. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2020.

У дисертаційній роботі виконано дослідження, що мають за мету підвищення енергомосткості складених шківів з камерним нанорідинним охолодженням та оптимізацію конструктивних й експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

У **першому розділі** докладно проаналізовано: особливості конструкцій та роботи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, фрикційні вузли яких представлені у вигляді трибологічних систем; рівень енергонавантаженості та схеми циркуляції теплових струмів в конструктивних елементах гальмових шківів; енергетичний баланс приповерхневого шару накладки і його участь у формуванні режиму роботи металополімерної пари тертя; тепловий баланс фрикційних вузлів гальма; механізми зносу мікровиступів тертьових поверхонь і передумови утворення мікротріщин на робочій поверхні ободу шківа.

Досліджено трибологічні процеси, які відбуваються у поверхневих шарах пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Розглянуто складений гальмовий шків з камерним повітряно-рідинним охолодженням його ободу.

Дослідженню динамічних і теплових процесів у парах тертя різних видів гальмових пристроїв та фрикційних муфт присвячені праці М. П. Александрова, В. О. Богомолова, О. І. Вольченка, Б. Б. Генбома, А. Б. Гредескула, Г. С. Гудза, В. А. Дем'янюка, А. Х. Джанахмедова, І. В.

Крагельського, М. В. Кіндрачука, М. А. Подригала, А. М. Туренка, Я. С. Фаробіна, А. В. Чичинадзе, С. А. Чудакова, F. Charron, H. Dorner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, Y. Weib та інших учених. Проте в їхніх працях не приділено уваги теоретичним й експериментальним засадам оцінки енергонавантаженості пар тертя нових конструкцій при їх повітряно-нанорідинному охолодженні, а також підвищенню енергоемності ободу гальмового шківів й умовам запобігання виникнення і розвитку мікротріщин на його робочій поверхні. Не розглянуті також питання оптимізації конструктивних параметрів елементів гальмового шківів бурової лебідки.

Другий розділ присвячено оптимізації конструктивних й експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Сформульовано математичну задачу оптимізації конструктивних й експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з урахуванням критеріїв оптимальності та обмежень, що накладаються на їхні фрикційні вузли. Розглянуто локальні й комплексні критерії оптимальності конструктивних елементів фрикційних вузлів гальма.

Установлено вплив поверхневих температурних градієнтів ободу шківів на формування напруженого стану його поверхневих і приповерхневих шарів. Установлено, що найбільші температурні напруження спостерігаються у місці з'єднання ободу шківів з кріпильним виступом, а також на торцях ободу шківів з ребордами.

Уперше в аналітичну залежність для визначення термічних напружень ободу введено параметр, який характеризує темп його нагрівання. Визначено температурні градієнти по товщині виступу ободу шківів і фланця барабана.

Запропоновано метод багатокритеріального проектування елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм для визначення їх експлуатаційних параметрів з урахуванням функціональних і параметричних обмежень.

У **третьому розділі** наведено теоретичні й експериментальні дослідження примусового повітряно-нанорідинного охолодження складеного ободу гальмового шківа бурової лебідки.

Розроблено конструкцію складеного шківа. Його верхня і нижня частини мають перфорацію у вигляді кільцевих камер, з'єднаних між собою зміщеними отворами. Перфорація зумовлює збільшення площі поверхонь ободу і підвищенню ефективності вільного і вимушеного повітряного охолодження, а також радіаційного теплообміну. Верхня частина ободу омивається циркулюючим повітрям, а нижня – повітрям і нанорідиною. Внутрішня поверхня ободу полірована.

Установлено, що найвища ефективність охолодження досягається за умови, коли величина відношення коефіцієнтів випромінювання матових (охолоджуваних) поверхонь до полірованої (робочої, нагрівної) дорівнює відношенню площ цих поверхонь. У серійному гальмовому шківі розбіжність між вказаними величинами склала 8,4%, у складеному – 5,2%.

Під внутрішньою полірованою поверхнею складеного ободу шківа розташовано камеру, яка має впускний і випускний клапани. При експериментальних дослідженнях камеру заповнювали на 2/3 об'єму водою або нанорідиною (сумішшю води з наночастинками алюмінію, міді, цинку або інших високотеплопровідних металів).

З урахуванням особливостей конструкції складеного шківа змодельовано його рідинне охолодження в лабораторних стендових умовах. В області пограничного шару встановлено наявність безвідривного обтікання вихровими потоками рідини стінок камери складеного шківа. Інтенсивність обтікання залежить від енергонавантажності пар тертя гальма. При різкому гальмуванні виникають великі градієнти тиску рідини в напрямку її руху.

Визначено інтенсивність перемішування шарів рідини в камері складеного гальмового шківа в залежності від швидкості його обертання. Установлено, що турбулентне дотичне напруження по перерізу пограничного

шару рідини є величиною сталою. Воно дорівнює дотичному напруженню на стінці камери.

Циркуляція рідини в камері шківа характеризується неоднорідністю полів швидкості і температури. Від них залежить інтенсивність дії сил внутрішнього тертя, конвективного переміщення частинок рідини і загальних інерційних сил потоку.

При теплообміні і дифузії виникають тепловий і дифузійний пограничні шари. У них температура і концентрація парорідинної суміші змінюються в напрямку від стінки до зовнішнього потоку. Установлено, що динамічний (I), тепловий (II) і дифузійний (III) пограничні шари простягаються до нескінченності у радіальному напрямку (нормаллю до робочої поверхні ободу складеного шківа). У динамічній області шару рідини сили в'язкості перевищують деяку довільно задану величину, більшу за сили їх інерції. У тепловій області енергія внаслідок зміни в'язкості й теплопровідності перевищує деяку довільно задану величину, більшу за величину зміни енергії, що відбувається внаслідок вільної та вимушеної конвекції, а також дії сил інерції. У дифузійній області діє градієнт парціального тиску дифундуючої суміші.

Введено нове поняття першої (до 110 °С) і другої (до 150 °С) допустимої густини теплового потоку. При температурах, що перевищують зазначені, в рідині камери виникають бульбашковий і плівковий режими кипіння, які негативно впливають на інтенсивність теплообмінних процесів.

Результати досліджень показали, що:

- із застосуванням запропонованої комбінації теплоносіїв енергонавантаженість ободу шківа знизилася в середньому на 28%. Унаслідок цього зменшилися поверхневі та об'ємні температури, що запобігає появі мікротріщин на робочій поверхні ободу;

- вибір наночастинок з урахуванням їх фізико-хімічних властивостей є правильним і забезпечує максимальний ефект охолодження. Доведено, що

коефіцієнт теплопровідності λ матеріалу наночастинок має значно перевищувати λ металу складеного шквіа;

- динамічний коефіцієнт тертя збільшився на 16%, гальмовий момент – на 15%;

- енергонавантаженість поверхневих шарів металополімерних пар тертя зменшилася на 25-30%, знос фрикційних накладок знизився на 12-14%.

У **четвертому розділі** розглянуто методи і засоби покращання ефективності фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Принципи енергетичних процесів, явищ та ефектів у механічних, електричних, теплових, хімічних та електромагнітних полях фрикційної взаємодії пар тертя гальмових пристроїв базуються на градієнтній теорії зміни фізико-хімічних властивостей застосовуваних матеріалів. На основі сучасних уявлень про ієрархічні енергетичні рівні трибоспряжень запропоновано класифікацію основних показників. До неї входять такі складові: теплові потоки, види теплообміну, потенціали, струми омиваючого середовища, градієнти основних параметрів, темпи проходження процесів.

Важливу роль у виникненні потенціалів відіграють подвійні електричні шари, які формуються на поверхнях пар тертя. У металополімерних парах тертя на границях фаз діють адсорбційні та дифузійні потенціали, які суттєво підсилюють трибоефект.

Розглянуто крекінг-процес у робочих шарах фрикційних накладок при температурах, що перевищують допустиму. Установлено, що на інтенсивність крекінг-процесу впливають такі фактори: температура, питомі навантаження, коефіцієнт взаємного перекриття, присутність інертних газів, а також хімічні властивості компонентів поверхневого шару полімерної накладки.

Розглянуто режими руху і зміни параметрів нанорідини і пару вздовж твірної камери у напрямку від защемленого до вільного краю ободу. По його перерізах виділено п'ять областей: перша – однофазного конвективного

теплообміну нанорідини, тут присутні ділянки теплової та гідродинамічної стабільності; друга – початок кипіння нанорідини; третя – початок інтенсивного пароутворення, внаслідок цього суттєво підвищується тепловіддача; у четвертій області стикаються пристінкові двофазні шари, режим руху суміші бульбашковий; п'ята область – потік складається з перегрітого пару і нанорідини з температурою насичення, відбувається послідовна зміна режимів течії (від бульбашкового до дисперсно-кільцевого).

За допомогою багатокритеріального методу визначено оптимальні конструктивні й експлуатаційні параметри одно- і двопарних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма при розміщенні накладок на гальмовій стрічці (перший варіант) і біговій доріжці шківа (другий варіант). У першому випадку використано вісім основних параметрів, у другому – дев'ять.

Для раціонального вибору матеріалів пари тертя запропоновано трибоелектричний метод. Зміст методу полягає в тому, що формують ряди за величинами трибоЕРС, електронними властивостями і теплофізичними характеристиками металів.

Ключові слова: бурова лебідка, стрічково-колодкове гальмо, металополімерна пара тертя, серійний і складений гальмовий шків, система примусового повітряно-нанорідинного охолодження, нанорідина, градієнти параметрів, параметри ефективності й енергоємності.

ABSTRACT

Chufus V. M. The cooling intensification of band-shoes brakes of draw-works friction units to increase their efficiency. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of philosophy (PhD) on a specialty 131 - Applied mechanics. - Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2021.

In the dissertation work the researches which are for the purpose of increase of energy consumption of the assembled pulleys with chamber nanofluid cooling and optimization of constructive and operational parameters of friction pairs of a band-shoes brake of the draw-works are carried out.

In the first section the following is analyzed in detail: features of constructions and work of band-shoes brakes of drilling winches which friction assemblies are presented in the form of tribological systems; the level of energy load and the scheme of circulation of thermal currents in the structural elements of the brake pulleys; energy balance of the near-surface layer of the lining and its participation in the formation of the mode of operation of the metal-polymer friction pair; heat balance of friction brake units; mechanisms of wear of microprojections of friction surfaces and preconditions of formation of microcracks on a working surface of a rim.

The tribological processes that take place in the surface layers of the friction pairs of the band-shoes brake of the draw works are studied. The folded brake pulley with chamber air-liquid cooling of its rim is considered.

The works of M.P. Alexandrov, V.O. Bogomolov, O.I. Volchenko, B.B. Genbom, A.B. Gredeskul, G.S. Gudz, V.A. Demyanyuk, A.H. Dzhanakhmedov, I.V. Kragelsky, M.V. Kindrachuk, M.A. Podrygal, A.M. Turenko, Ya.S. Farobin, A.V. Chichinadze, S.A. Chudakova, F. Charron, H. Dorner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas, Y. Weib and other scientists. However, their work does not pay attention to theoretical and

experimental principles of estimating the energy load of friction pairs of new structures during their air-nanofluid cooling, as well as increasing the energy consumption of the brake pulley rim and conditions to prevent the occurrence and development of microcracks on its working surface. The issues of optimization of structural parameters of the elements of the brake pulley of the draw works are also not considered.

The second section is devoted to the optimization of design and operational parameters of friction units of band shoes brakes of drilling winches.

The mathematical problem of optimization of constructive and operational parameters of belt and block brakes of drilling winches is formulated taking into account the criteria of optimality and restrictions imposed on their friction units. Local and complex criteria of optimality of constructive elements of friction assemblies of a brake are considered.

The influence of surface temperature gradients of the pulley rim on the formation of the stress state of its surface and near-surface layers is established. It was found that the highest temperature stresses are observed at the junction of the pulley rim with the mounting protrusion, as well as at the ends of the pulley rim with flanges.

For the first time in the analytical dependence to determine the thermal stresses of the rim introduced a parameter that characterizes the rate of its heating. Temperature gradients on the thickness of the protrusion of the rim of the pulley and the flange of the drum are determined.

The method of multicriteria design of elements of friction assemblies of tape and block brakes for definition of their operational parameters taking into account functional and parametric restrictions is offered.

In the third section, theoretical and experimental studies of forced air-nanofluid cooling of the folded rim of the brake pulley of the draw work sare carried out.

The design of the folded pulley is developed. Its upper and lower parts are perforated in the form of annular chambers connected by offset holes. Perforation

causes an increase in the surface area of the rim and increase the efficiency of free and forced air cooling, as well as radiation heat transfer. The upper part of the rim is washed with circulating air, and the lower - with air and nanofluid. The inner surface of the rim is polished.

It is established that the highest cooling efficiency is achieved under the condition that the value of the ratio of radiation coefficients of matte (cooled) surfaces to the polished (working, heating) is equal to the ratio of the areas of these surfaces. In the serial brake pulley, the discrepancy between these values was 8.4%, in the folded - 5.2%.

Under the inner polished surface of the folded rim of the pulley is a chamber having inlet and outlet valves. In experimental studies, the chamber was filled to $2/3$ volume with water or nanofluid (a mixture of water with nanoparticles of aluminum, copper, zinc or other highly heat-conducting metals).

Taking into account the design features of the folded pulley, its liquid cooling in laboratory bench conditions is modeled. In the area of the boundary layer, the presence of a continuous flow of eddy currents of the fluid of the walls of the chamber of the folded pulley. The intensity of the flow depends on the energy load of the friction pairs of the brake. At sharp braking there are big gradients of pressure of a liquid in the direction of its movement.

The intensity of mixing of the fluid layers in the chamber of the folded brake pulley depending on the speed of its rotation is determined. It is established that the turbulent tangential stress across the boundary layer of the fluid is a constant value. It is equal to the tangential voltage on the wall of the chamber.

The circulation of fluid in the pulley chamber is characterized by the heterogeneity of the velocity and temperature fields. The intensity of the action of internal friction forces, convective movement of fluid particles and the total inertial forces of the flow depends on them.

During heat exchange and diffusion there are thermal and diffusion boundary layers. In them, the temperature and concentration of the vapor-liquid mixture vary in the direction from the wall to the external flow. It is established that the dynamic

(I), thermal (II) and diffusion (III) boundary layers extend to infinity in the radial direction (normally to the working surface of the rim of the folded pulley). In the dynamic region of the fluid layer, the viscosity forces exceed some arbitrarily set value greater than their inertia forces. In the thermal region, the energy due to the change in viscosity and thermal conductivity exceeds some arbitrarily set value, greater than the magnitude of the change in energy that occurs due to free and forced convection, as well as the action of inertia. In the diffusion region there is a partial pressure gradient of the diffusing mixture.

A new concept of the first (up to 110° C) and second (up to 150° C) allowable heat flux density is introduced. At temperatures exceeding these, in the liquid of the chamber there are bubble and film boiling regimes, which adversely affect the intensity of heat transfer processes.

The research results showed that:

- using the proposed combination of coolants, the energy load of the pulley rim decreased by an average of 28%. As a result, surface and volume temperatures are reduced, which prevents the appearance of microcracks on the working surface of the rim;
- the choice of nanoparticles taking into account their physicochemical properties is correct and provides the maximum cooling effect. It is proved that the thermal conductivity coefficient λ of nanoparticle material must significantly exceed λ of the metal of the composite pulley;
- dynamic coefficient of friction increased by 16%, braking torque - by 15%;
- energy load of the surface layers of metal-polymer friction pairs decreased by 25-30%, wear of friction linings decreased by 12-14%.

The fourth section discusses the methods and means of improving the efficiency of the friction units of the band shoes brake of the drilling winch.

The principles of energy processes, phenomena and effects in mechanical, electric, thermal, chemical and electromagnetic fields of frictional interaction of friction pairs of brake devices are based on the gradient theory of change of physicochemical properties of applied materials. On the basis of modern ideas

about hierarchical energy levels of tribocouples the classification of the basic indicators is offered. It includes the following components: heat fluxes, types of heat exchange, potentials, currents of the washing medium, gradients of basic parameters, rates of processes.

An important role in the emergence of potentials is played by double electric layers, which are formed on the surfaces of friction pairs. In metal-polymer friction pairs, adsorption and diffusion potentials act at the phase boundaries, which significantly enhance the triboeffect.

The cracking process in the working layers of friction linings at temperatures exceeding the allowable is considered. It is established that the intensity of the cracking process is influenced by the following factors: temperature, specific loads, mutual overlap coefficient, presence of inert gases, as well as chemical properties of the components of the surface layer of the polymer lining.

The modes of motion and changes of nanofluid and vapor parameters along the generating chamber in the direction from the clamped to the free edge of the rim are considered. There are five areas along its sections: the first is single-phase convective heat exchange of nanofluids, there are areas of thermal and hydrodynamic stability; the second - the beginning of boiling of the nanofluid; the third - the beginning of intensive vaporization, as a result of which heat transfer essentially increases; in the fourth area the wall two-phase layers meet, the mode of movement of mix is bubble; fifth region - the flow consists of superheated steam and nanofluid with saturation temperature, there is a sequential change of flow regimes (from bubble to disperse-ring).

Using the multicriteria method, the optimal design and operational parameters of single- and double-pair friction units of the band shoes brake when placing the pads on the brake belt (first option) and the treadmill of the pulley (second option) were determined. In the first case, eight basic parameters are used, in the second - nine.

A triboelectric method is proposed for the rational choice of friction pair materials. The content of the method is that they form series in terms of triboEMC values, electronic properties and thermophysical characteristics of metals.

Keywords: draw works, band-shoes brake, metal-polymer friction pair, serial and folded brake pulley, system of forced air-nanofluid cooling, nanofluid, gradients of parameters, parameters of efficiency and energy consumption.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Снижение энергонагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, В.С. Скрыпник, И.О. Бекиш, В.М. Чуфус. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. Київ, 2016. №3(72). С. 13–24.

2. Интенсификация вынужденного охлаждения фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, М.В. Киндрачук, А.В. Возный, В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2016. Вип. 4(73). С. 27-41.

3. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть первая) / А.И. Вольченко, В.С. Скрыпник, В.Я. Малык, В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 2(75). - С. 13-23.

4. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть вторая) / А.И. Вольченко, В.С. Скрыпник, В.Я. Малык, В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 3(76). С. 4-16.

5. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть третья) / М.В. Киндрачук, В.С. Скрыпник, И.О. Бекиш, В. М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 4(77). С. 16–28.

6. Чуфус В.М. Энергонагруженность пар трения ленточно-колодочного тормоза при их воздушно-жидкостном охлаждении в буровой лебедке / В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 1(74). С. 35-48.

7. Чуфус В. М. К вопросу оценки теплового баланса составных шкивов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при их воздушно-жидкостном охлаждении / В.М. Чуфус // *Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал*. Одеса: Одеський національний політехнічний університет. 2017. Вип. 2(54). С. 73-83.

8. 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.

9. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть I) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий, В.М. Чуфус // *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку. 2017. № 9(3). С. 18-30.

10. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть II) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, Д.А. Вольченко, В.С. Скрипник, В.М. Чуфус // *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку. 2017. № 9(4). С. 7-18.

11. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть IV) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев, В.М. Чуфус [и др.]. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку. 2018. №2(10). С. 7–19.

12. 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. журн*. К.: НАУ. 2018. Вип. 4(81). С. 21–31.

13. Наножидкости в системах принудительного охлаждения пар трения тормозных устройств / Д. А. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. Ю.

Журавлев, В.М. Чуфус, А.Л. Головин // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* К.:НАУ. 2019. Вип. 4 (85). С. 96–102.

14. Теплообмен развитых поверхностей самовентилируемых дисково-колодочных тормозов транспортных средств / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, В.С. Скрипник, Е.С. Федотов, Л.Б. Малык, В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.:НАУ. Київ. 2020. №1(86). С. 4–14.

15. Система для снижения энергонагруженности элементов фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Н.А. Вольченко, Н.В. Кашуба, П.С. Красин, В. М. Чуфус // *Центр наукових технологій, «Наукові дослідження: Перспективи інновації у суспільстві і розвитку технологій. Матеріали VI Всеукраїнської науково-практичної конференції (13-14 жовтня 2017 р.).* Харків. С. 57-61.

16. Вольченко Д., Скрипник В., Чуфус В. Тепловой баланс пар трения ленточно-колодочного тормоза при их принудительном охлаждении. *Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі: матеріали міжнар. наук.-техн. інтернет-конференції (27–28 лютого 2017, м. Переяслав-Хмельницький).* Переяслав-Хмельницький, 2017. С. 284.

17. Оптимизационное проектирование составного шкива ленточно-колодочного тормоза с воздушно-жидкостной системой охлаждения / Д.А. Вольченко, В.С. Скрипник, И.О. Бекиш, В.М. Чуфус // *Материалы X-ой международной научно-практ. конф. студентов и молодых ученых «Новые вызовы. Новые достижения».* г. Краматорск, 15.09.2017 г. С. 31–35.

18. Dynamics of fluid washing of the walls surfaces of the chambers of the composite brake pulley of the band-block brake / D.O. Volchenko, V.S. Skripnik, V.M. Chufus, I.O. Bekish. Proceedings of X International scientific conference “Scientific thought transformation”. Morrisville, Lulu Press., 2017. P. 17–21.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	27
1.1. Конструктивні особливості та умови роботи металополімерних пар тертя і їх елементів у стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок.....	27
1.2. Енергонавантаженість і зносо-фрикційні властивості пар тертя при електротермомеханічній взаємодії в гальмових пристроях при експлуатації в різних умовах	35
1.3. Дисково-колодкові гальма в машинобудуванні	41
1.4. Оптимізація параметрів конструкції металевих фрикційних елементів і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм	48
1.5. Аналіз методів розрахунку експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальмових пристроїв.....	52
1.6 Завдання досліджень.....	58
РОЗДІЛ 2 ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК.....	60
2.1. Математична задача оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.....	60
2.2. Критерії оптимальності і обмеження конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів	71
2.3. Критерії оптимальності елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма крана-маніпулятора при суміщенні рухів.....	76

2.3.1. Локальні	76
2.3.2. Комплексні.....	80
2.4. Формування напруженого стану ободу гальмового шківа та його аналітичне визначення	85
2.5. Оптимальне проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.....	90
Висновки	96

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИМУСОВОГО ПОВІТРЯНО-НАНОРІДИННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ СКЛАДЕНОГО ГАЛЬМОВОГО ШКІВА БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ.....

3.1. Особливості конструкції та роботи системи повітряно-рідинного охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.....	98
3.2. Визначення шляху перемішування шарів рідини в камерах складених гальмового шківів при їх обертанні.....	107
3.3. Співвідношення між граничним шаром та зовнішнім потоком циркулюючої рідини в камері складеного гальмового шківа.....	110
3.4. Співвідношення між граничним шаром та зовнішнім потоком циркулюючої рідини в камері складеного гальмового шківа.....	115
3.5. Теплообмінні процеси при омиванні рідиною поверхонь стінок камер складеного шківа в стрічково-колодковому гальмі.....	118
3.6. Експериментальні дослідження в лабораторних умовах енергонавантаженості складених шківів гальма з нанорідинним охолодження.....	121
Висновки	130

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ.....	133
4.1. Загальні принципи енергетичних процесів у полях фрикційної взаємодії пар тертя гальмових пристроїв.....	133
4.2. Подвійні електричні шари при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя і їх роль у виникненні потенціалів.....	137
4.2.1 Адсорбційних.....	139
4.2.2 Дифузійних.....	143
4.3. Вплив різних факторів на крекінг процес у верхніх шарах фрикційних накладок.....	147
4.4. Нанорідинні потоки в умовах теплообміну в камері системи охолодження складеного ободу шківів.....	154
4.5. Визначення оптимальних конструктивних і експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з накладками, розташованими на:.....	157
4.5.1. Гальмовій стрічці.....	157
4.5.2. Гальмовому шківі.....	159
4.6 Трибоелектричний метод підбору матеріалів пар тертя гальмових пристроїв.....	160
Висновки	166
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	169
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	172
ДОДАТКИ.....	185

ВСТУП

Проблеми підвищення ефективності тертя з одночасним зменшенням інтенсивності зношування деталей вузлів і механізмів обладнання загального машинобудування в екстремальних умовах експлуатації належать до числа найскладніших.

Важкі умови роботи гальмових пристроїв в автомобільній, залізничній, авіаційній та нафтогазовидобувній галузях з розширенням масштабів їх застосування висувають більш високі вимоги до надійності фрикційних вузлів, фізико-механічних і трибологічних властивостей робочих поверхонь пар тертя, оскільки саме на них виникають і розвиваються різноманітні процеси, явища та ефекти. Унаслідок цього до 90% відмов спричинено зношуванням елементів тертя.

Актуальність теми.

Металополімерні пари і вузли тертя сучасних машин, агрегатів і механізмів працюють у важких нестаціонарних умовах, зумовлених дією великих питомих навантажень, швидкостей ковзання і, як наслідок, високих поверхневих температур і температурних напружень. Це призводить до різкого зниження ефективності гальма і появи мікротріщин на робочих поверхнях пар тертя. Унаслідок цього збільшується час гальмування, що негативно впливає на безпеку руху транспортних засобів і продуктивність виконання технологічних операцій вантажопідійомними машинами.

Від зазначених вище факторів залежать зносо-фрикційні характеристики пар тертя. Однією з основних вимог, які ставляться до них, є ефективність і стабільність експлуатаційних параметрів у регламентованих інтервалах зміни питомих навантажень, динамічного коефіцієнта тертя і температур (спалаху, поверхневих і об'ємних).

Металополімерні пари тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок при спуску колони бурильних труб у свердловину на глибину понад

3000 м працюють при високих температурах, які значно перевищують допустиму для матеріалу фрикційних накладок. Про це свідчать численні дослідження І. В. Крагельського, А. В. Чичинадзе, В. І. Костецького, М. В. Кіндрачука та інших учених.

Високі температури призводять до дестабілізації експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма, що може спричинити катастрофічне зниження його ефективності і навіть аварійну відмову.

Важкі умови експлуатації фрикційних накладок і гальмових шківів зумовили необхідність рішення таких задач: створити фрикційні матеріали високої теплостійкості і розробити методи і засоби для зниження енергонавантажності ободу шківа. Відомо, що ефективність вільного і вимушеного повітряного охолодження є недостатньою. Значно ефективнішим є камерне рідинне примусове охолодження ободу шківа, теплоносієм в якому використано нанорідину.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана в рамках держбюджетної тематики Д-4-15Ф з назвою проекту «Розробка наукових основ створення з'єднань з металополімерних композитних матеріалів та керування їх зносо-фрикційними і втомними властивостями», номер державної реєстрації №0115U002279.

Мета і завдання досліджень. Метою дисертаційної роботи є підвищення енергомісткості складених шківів з камерним нанорідинним охолодженням та оптимізація конструктивних й експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- визначити температури, які зумовлюють бульбашковий і плівковий режими кипіння теплоносія в камері шківа, і дослідити вплив цих режимів на інтенсивність теплообмінних процесів;

- розкрити природу адсорбційних і дифузійних процесів на зовнішніх і внутрішніх полірованих поверхнях ободу складеного шківа і дослідити їх вплив на ефективність теплообміну;

- дослідити гідродинаміку рідини у камері складеного гальмового шківів, спрогнозувати її термодинамічні параметри і оцінити ефективність примусового охолодження;

- багатокритеріальним методом із залученням локальних і комплексних критеріїв оптимальності оптимізувати конструктивні й експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма.

Об'єкт дослідження – процеси, явища, ефекти, що відбуваються при електротермомеханічному терті з примусовим нанорідинним охолодженням фрикційних вузлів.

Предмет дослідження – закономірності зміни енергонавантаженої ободу складеного шківів в залежності від стану і термодинамічних характеристик нанорідини, яка знаходиться в його камері.

Методи дослідження. При виконанні теоретичних й експериментальних досліджень використано такі методи: аналітичний; числовий; комп'ютерного моделювання та експериментальний для встановлення закономірностей зміни експлуатаційних і термодинамічних параметрів пар тертя нових конструкцій; математичної статистики і регресивного аналізу при обробці експериментальних даних; основи теорії теплопровідності й теплопередавальних процесів, що відбуваються на поверхнях елементів тертя при їх примусовому повітряно-нанорідинному охолодженні, а також гідродинаміки нанорідини в камері охолодження.

У промислових умовах експериментальні дані збиралися за допомогою програми «Експериментальні дані», розробленої на основі компілятора «Borland Delphi v.6». Статистична обробка результатів експериментальних досліджень базується на розширеному пакеті Linear Regression програмного продукту «Mathematic v.6».

Достовірність результатів проведених досліджень, висновків і рекомендацій, що викладені в дисертації. Наукові положення і висновки, сформульовані в дисертаційній роботі, належним чином є обґрунтованими. Достовірність результатів досліджень підтверджена режимами підведення

теплоти до теплоносія і рівнем зниження енергонавантаженості складеного шківя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Наукова новизна отриманих результатів. Теоретично обґрунтовано і практично підтверджено концепцію ефективності нанорідинного охолодження ободу шківя. Це дозволило отримати енергоємні та ефективні пари тертя нових конструкцій з оптимізованими конструктивними й експлуатаційними параметрами. При цьому вперше:

- у системі охолодження складеного гальмового шківя використано нанорідину з низьким термічним опором тепловіддачі. Це зумовило значне (понад сотню разів) збільшення коефіцієнтів теплопередачі крізь багат шарову структуру трибосистеми;

- розроблено теплову модель фрикційного вузла гальма з урахуванням трибологічних параметрів приповерхневих шарів металевого і неметалевого елементів тертя при примусовому повітряно-нанорідинному охолодженні їх поверхонь;

- сформовано новий підхід до використання нанорідинного і парового охолодження ободу шківя. При цьому його умовно ділили на п'ять ділянок. За рахунок різних режимів руху нанорідини і пару в камері і зміни їх термодинамічних параметрів у кожній з них утворюються квазікільцеві зони. Зміна параметрів зумовлена різними глибинними градієнтами температури по ширині ободу. При цьому у першій зоні відбувається однофазний конвективний теплообмін нанорідини з макроділянками внутрішньої поверхні ободу, на яких має місце теплова і гідродинамічна стабілізація; у другій починається кипіння нанорідини, третя зона відповідає початку інтенсивного нанопароутворення, що суттєво підвищує ефективність тепловіддачі. У четвертій зоні зникають пристінкові двофазні шари, режим руху суміші бульбашковий. У кільцевому потоці п'ятої зони присутні перегрітий пар і нанорідина з температурою насичення. Тут відбувається послідовна зміна режимів течії: від бульбашкового до дисперсно-кільцевого;

- запропоновано метод оцінки теплового балансу складеного гальмового шківа з примусовою повітряно-нанорідинною системою охолодження, з урахуванням результатів обчислень здійснено його оптимізаційне проектування.

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

- розробці конструкцій елементів повітряно-нанорідинної системи охолодження складеного гальмового шківа [13, 17, 18];

- обґрунтуванні доцільності виконання внутрішньої поверхні ободу шківа полірованою [14, 15, 16];

- виборі матеріалів наночастинок для теплоносія [1, 2, 8];

- введенні нового поняття першої (до температури 110 °С) і другої (до 150 °С) допустимої густини теплового потоку, при якій рідина камери перебуває у бульбашковому і плівковому режимах кипіння, і дослідженні впливу цих режимів на інтенсивність теплообмінних процесів [3, 4, 5]; дослідженні перебігу адсорбційних і дифузійних процесів на полірованих зовнішній і внутрішній поверхнях складеного гальмового шківа [9, 10];

- математичному описі термодинамічного стану рідини, яка циркулює в камері в різних фазах, і дослідженні її впливу на ефективність примусового охолодження пар тертя гальма [12];

- встановленні теплових втрат від поверхонь складеного гальмового шківа при його примусовому нанорідинному охолодженні в промислових умовах [11];

- оцінці довговічності фрикційних накладок різних типів вузлів тертя гальм [6, 7].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на: XXXV-ій міжнар. наук.-практ. інтернет-конф. «Проблеми та перспективи розвитку науки на початку третього тисячоліття у країнах Європи та Азії (м. Кривий Ріг, 2016 р.); II-ій Всеукраїнській наук.-техн. конференції «Нафта і газ. Наука-Освіта-

Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку» (м. Дрогобич, 2017 р.); міжнар. наук.-техн. інтернет-конф. «Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі (м. Переяслав-Хмельницький, 2017 р.); X-ій наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених «Нові виклики. Нові досягнення» (м. Краматорськ, 2017 р.); X-ій наук.-практ. конф. «Трансформації наукової думки» (м. Моррисвіль, США, 2017 р.); розширеному науковому семінарі кафедри автосервісу і матеріалознавства Кубанського державного технологічного університету (м. Краснодар, Росія, 2017 р.); науковому семінарі кафедри транспортної механіки і матеріалознавства Азербайджанської національної авіаційної академії (м. Баку, 2018 р.). У повному обсязі робота доповідалась на: засіданні спеціалізованої вченої ради К64.108.02 Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків, 2018 р.); розширеному науковому семінарі кафедри технічної механіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2020 р.).

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості цілеспрямованого керування енергонавантаженістю гальмового шківів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки на основі:

- правильного вибору матеріалу наночастинок з високим коефіцієнтом теплопровідності λ , який значно перевищує λ матеріалу ободу складеного шківів;

- раціонального вибору матеріалів для металевих елементів пари тертя з урахування їх трибоЕРС, електронних і теплофізичних властивостей;

- визначення допустимих меж зміни градієнтів: поверхневих та об'ємних температур, механічних і температурних напружень, коефіцієнтів теплопередачі з урахуванням їх причинно-наслідкового зв'язку.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 14 наукових праць, з яких 13 статей у фахових виданнях України та інших країн, одна стаття зареєстрована в базі даних Scopus, а також матеріали чотирьох міжнародних науково-практичних конференцій.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел, який містить 106 найменувань, і 7 додатків. Основну частину дисертаційної роботи викладено на 136 сторінках комп'ютерного набору. Дисертація містить 59 рисунків і 36 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Конструктивні особливості і умови роботи металополімерних пар тертя та їх елементів в стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок

Раціональне проектування різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм на науковій основі можна здійснювати лише з урахуванням складної багаторівневої ієрархічної системи бурової установки, до складу якої входить бурова лебідка (рис. 1.1 а). Використовуючи системний підхід, аналізують низку вимог, що висуваються до стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, його окремих вузлів та елементів, досліджують умови їх роботи та визначають чинники й міру їх впливу на ефективність фрикційних вузлів у процесі експлуатації обладнання. Вплив фізико-хімічних і термодинамічних параметрів оточуючого середовища на фрикційні вузли, що проектуються враховується за допомогою зовнішніх параметрів (експлуатаційних), які впливають на внутрішні параметри їх фізичної моделі. При цьому внутрішні параметри для нижніх рівнів є зовнішніми для верхніх рівнів. Усі ці чинники впливають на фрикційні вузли по-різному в залежності від стану, в якому вони знаходяться (замкненому, розімкненому, рухомому, нерухомому). Тому фізичну модель фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма представляють просторовою, зумовленою технічними умовами, що регламентуються при проектуванні. Окрім того, необхідно виявити всі істотні взаємодії між підсистемами бурової установки, що визначають її функціональну схему (рис. 1.1 б), роль та значення у ній стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Системний аналіз фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм проводиться з обов'язковим урахуванням наступних принципів синергетики: ієрархічність, нелінійність, нестійкість, замкнутість. При вирішенні

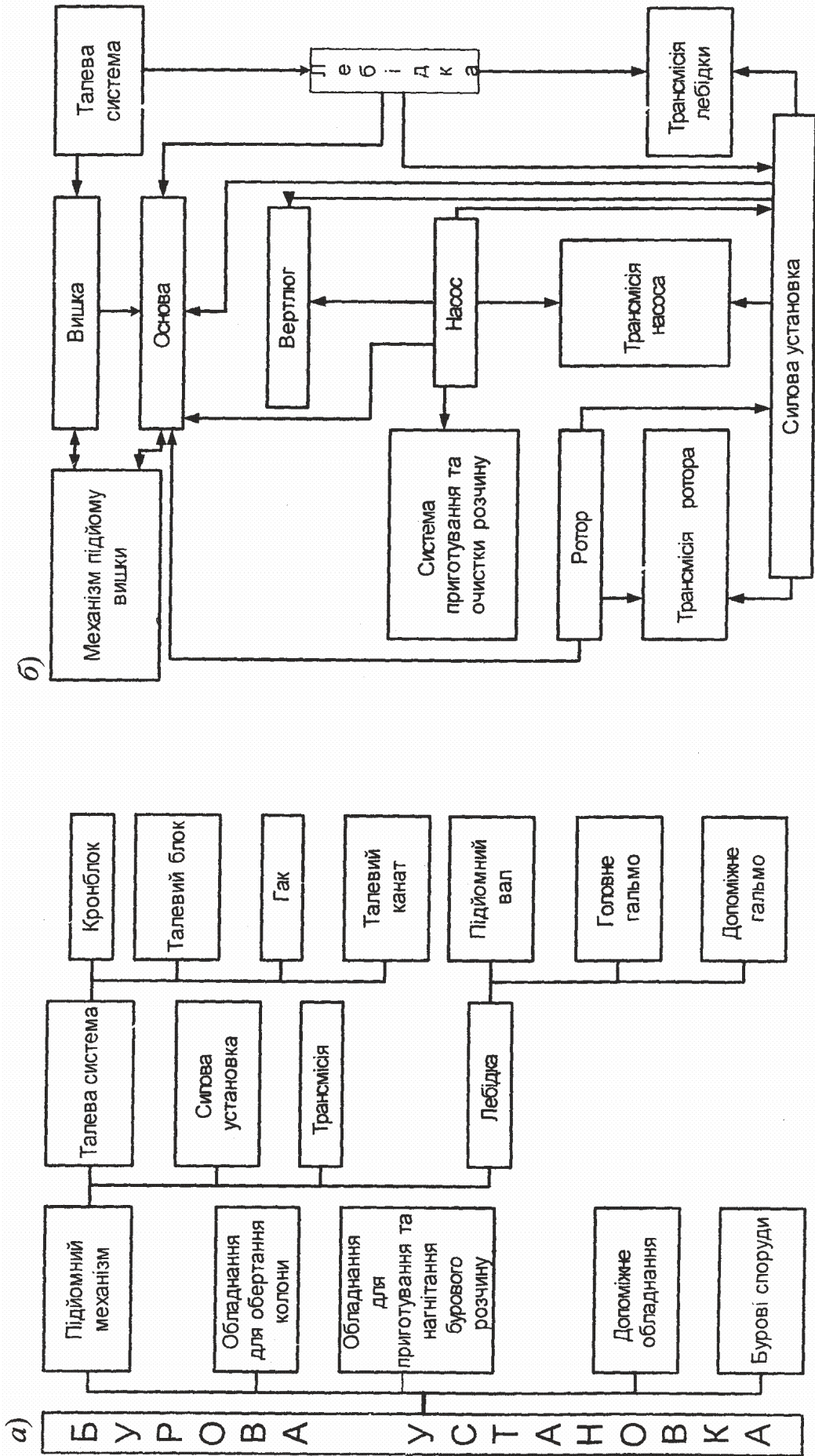


Рисунок 1.1 а, б. Основні підсистеми (а) бурової установки та взаємозв'язок між ними (б)

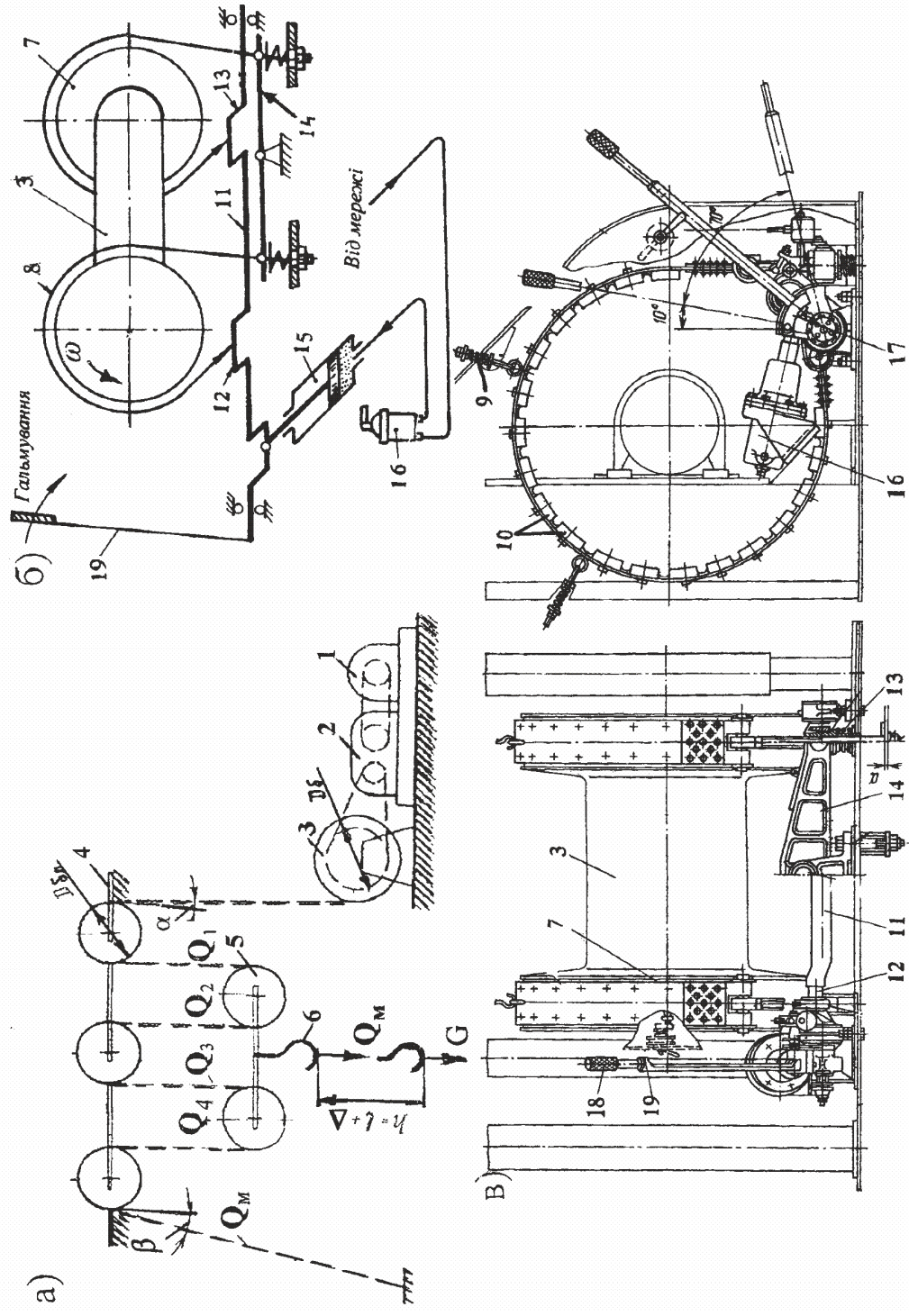


Рисунок 1.2 а, б, в. Схеми: спуско-підйомного комплексу з талевою системою залежно від положення канату (а); кінематична для стрічково-колових гальм ледіки У2-5-5 (б); в - стрічково-колові гальма; 1 - двигуни; 2 - редуктор; 3 - барабан ледіки; 4 - кронблок; 5 - талевий блок; 6 - боровий гак; 7,8 - гальмовий шків, стрічка; 9 - підресорна відтяжка; 10 - фрикційні накладки; 11, 12, 13 - колінчастий вал та його мотильові шийки; 14 - балансір; 15 - пневматичний циліндр; 16 - кран бурильника; 17 - зубчастий сектор; 18, 19 - рукоятка важеля та важіль гальмування

трибологічних завдань застосовуються п'ятирівневі ієрархічні моделі, розділені на верхні та нижні рівні [82, 83]. Першим є геометричний, що враховує макро- та мікрогеометрію трибоспряження. Наступними рівнями є: динамічний, де розглядаються різні схеми взаємодії пар тертя фрикційних вузлів; енергетичний з усіма зв'язками, які викликають генерацію електричних струмів, акумулювання та розсіювання теплоти, а також розподіл її між парами тертя при їхній взаємодії з навколишнім середовищем. Нижній рівень є узагальнюючим і інформаційним, оскільки дозволяє оцінити вплив верхніх рівнів на вихідні параметри трибологічної системи (силу тертя, динамічний коефіцієнт тертя, гальмовий момент, поверхневу температуру, інтенсивність зношування тощо).

На основі такого аналізу виявляються зв'язки між експлуатаційними параметрами та підбираються керуючі дії (перерозподіл питомих навантажень, вирівнювання поверхневих температур пар тертя) для одержання раціональних зносо-фрикційних характеристик трибоспряжень. Особливу увагу при цьому необхідно звернути на перехідні процеси при динамічному й тепловому навантаженні пар тертя фрикційних вузлів гальма, які проявляються у стрибкоподібній зміні їхніх експлуатаційних параметрів.

Основною вимогою до фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, є надійність, що забезпечує безпеку і безаварійність робіт. Практика буріння свердловин в зонах холодного і жаркого клімату показала, що недостатню надійність в гальмівній системі бурових лебідок установок ближнього (HR-500, HR-5000; Уралмаш: 2500/160 ЕСК-БМ4; 3000 ЕУК; 3900/225 ЕК-6М; 5000 / 320 ЕК-БМ4 з паралельними ешелонами та ін.) і далекого (типи лебідок фірм "National", "Oilwell", "Continental-Emcoo", "Mid-Continent", "Gardner-Denver") зарубіжжя з діаметром робочої поверхні обода шківів $d_{шк} = 1070,0-1680,0$ мм і з шириною обода $b = 213,0-318,0$ мм виготовлені, наприклад, із сталей 35Л, 35ХНЛ, 35ХМЛ та ін., мають

стрічково-колодкові гальма.

Так, наприклад, дослідження показали, що інтенсивність руйнування шківів із сталі 35Л різко зростає при температурі -20°C і нижче, а із сталі 35ХНЛ - при -30°C і нижче. Завод виробник розглянутих гальмових шківів гарантує їх надійну роботу при температурі -40°C . Однак Західний Сибір (Росія) відноситься до зони з холодним кліматом, де обладнання повинно зберігати працездатність при температурі -60°C .

На відміну від гальмових шківів для фрикційних накладок, які виготовляються різними фірмами, базовий вибір компонентів матеріалів, тобто кількість різного роду добавок визначають велику кількість типів фрикційних накладок. Причому фірми виготовлювачі, як правило, розробляють їх під відповідні матеріали гальмових шківів, які є накопичувачами теплової енергії, зазнають напружено-деформівного стану в залежності від температурних режимів і характеру гальмувань. При цьому повинна бути мінімальність зношування пари тертя, довговічність експлуатації, мінімальна залежність від погодних умов, екологічність і економічність виробництва і експлуатації, а також обслуговування та ін. Серед великих світових виробників гальмових колодок можна відмітити «Federal Mogul», «Honeywell», «TMD Friction», TRW, «Allied Signal», «Ferodo» (засновник - Великобританія), «Otto Zimmerman» (засновник - Німеччина), «Masurma» (Японія), «Hankook FRIXA» (Південна Корея), EBC, «Brembo Group» (головний офіс в Італії, гальмівні системи для автомобілів Porsche і Ferrari), ATE, «Akebono Roadhouse», «Finwhale», «Bosch», «Lockheed», «Nisshinbo (NBK)», «Sumitomo», «Akebono» (Японія), - «Kashiyama», LPR та ін. В країнах СНД - АТІ, ТІР, «МарКон» (м. Ярославль), завод «АККОР» (м. Набережні Челни), Нижгородський завод з виробництва гальмівних колодок «ЮККА» (Росія); «Dafmi», «Best» (Україна), ГНУ ІПМ, ПРУП «Молодечний завод порошкової металургії» (Білорусь) та ін.

На рис. 1.2 а, б, в наведено схеми: спуско-підйомного комплексу з

Таблиця 1.1

Основні параметри деяких діючих бурових лебідок

Тип бурової лебідки	Гальмовий шків:			Барабан лебідки:			Частота обертання, хв. ⁻¹		Момент інерції, кг·м ²		Глибина буріння, м
	діаметр, м	ширина, м	маса, кг	діаметр бочки, м	маса бочки, кг	довжина, м	max	min	шківа	барабана	
У2-5-5	1,45	0,25	450,0	0,80	1320,0	1,0	335,0	77,0	25,0	33,0	5000,0
ЛБ-750	1,18	0,25	340,0	0,70	620,0	1,2	410,0	41,0	7,24	5,42	2500,0
У2-300	1,60	0,28	454,0	0,993	2320,0	1,54	440,0	25,0	25,0	35,1	8000,0

Таблиця 1.2

Геометричні параметри фрикційної накладки

Матеріал накладки	Тип А (ФК-16Л) Тип Б (ФК-24А)
Розміри накладки, м	
довжина	0,23
ширина	0,12
товщина	0,030
Радіус кривини, м	0,59
Число накладок для гальмового шківа діаметром, м:	
1,18	16
1,45	22
1,60	26

Таблиця 1.3

Основні механічні властивості матеріалів гальмових стрічок

Марка сталі стрічки	Допустиме напруження розтягу σ_p^{adm} , МПа	Границя міцності σ_b , МПа	Границя текучості σ_T^{adm} , МПа	Відносне видовження δ , %
			Не менше	
Ст 3	70	380-490	210	23,0
Ст 4	80	420-540	240	21,0
Ст 5	100	500-640	260	17,0
Ст 6	120	600	300	12,0

Проміжна стадія гальмування характеризується подальшим поширенням фронту взаємодії в бік накладок 10 збігаючої гілки II гальмової стрічки 8.

Заключна стадія гальмування характеризується тим, що всі майже нерухомі накладки 10 гальмової стрічки 8 взаємодіють з робочою поверхнею гальмового шківів 7, що обертається. Під час пригальмовувань послідовність входження поверхонь тертя накладок у контакт з робочою поверхнею шківів є аналогічною. Повний цикл гальмування вважають завершеним, якщо гальмові шківів з барабаном лебідки стають нерухомими.

З метою зміни жорсткості та піддатливості гальмової стрічки, а також конструктивних варіантів їх кріплення до стрічки болтами з: притискними фасонними вставками [11]; металевою напресовочною пластиною [68]; за допомогою: широких накладок з двома рядами притискних планок [1]; спеціального притискного пристрою, в якому використано конструкцію накладки з різними радіусами кривини зовнішньої і внутрішньої поверхонь [11]. Перелічені конструктивні варіанти кріплення накладок є жорсткими і вільними. За даними [6] це впливає на закономірності зміни швидкості спуску свічок у свердловину. До 15-ої свічки швидкість залишається сталою, після 70-ої свічки різниця швидкостей досягає 2,6 м/с при вільному і жорсткому кріпленні накладок до стрічки. Пояснюється це тим, що при вільному кріпленні накладок до стрічки вони переміщуються відносно неї, що сприяє більш рівномірному перерозподілу питомих навантажень по довжині стрічки і збільшує ефективність гальмування.

Досить вдалою конструкцією є стрічково-колодкове гальмо з новими фрикційними вузлами, в яких накладки встановлено на робочу поверхню гальмового шківів.

Робота фрикційних вузлів гальмових пристроїв на різних стадіях гальмування супроводжується складними процесами тертя, теплообміну і зносу, триботехнічною взаємодією в умовах високих температур і навантажень спряжених елементів тертя, динамічними і тепловими ефектами і т.д. У всій цій різноманітності важливо визначити межі енергонавантаженості і зносо-фрикційних властивостей металополімерних пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

1.2. Енергонавантаженість і зносо-фрикційні властивості пар тертя при електротермомеханічній взаємодії в гальмових пристроях при експлуатації в різних умовах

Стрічково-колодкові гальма мають вузли тертя фрикційної взаємодії, які забезпечують дисипацію механічної енергії в інші види енергії (електричну, теплову, магнітну, електромагнітну і хімічну). В процесі гальмування швидкість відносного ковзання можна звести до нуля (зупинення) або зменшити до заданої величини (пригальмовування). За час роботи фрикційних вузлів змінюються всі параметри процесів, явищ і ефектів, що відбуваються в поверхневих і приповерхневих шарах пар тертя (внутрішні параметри) [74] і зовнішні параметри [75] - швидкість ковзання, імпульсні нормальні зусилля і сили тертя, питомі навантаження, електричні та теплові струми, фізико-механічні та зносо-фрикційні властивості матеріалів пари тертя та умовами контактування мікровиступів пар тертя. При цьому: одним з основних параметрів є поверхнева температура пар тертя гальм, перевищення якої вище допустимої для матеріалів фрикційної накладки і сприяє виникненню в її поверхневому і приповерхневому шарі деструктивних процесів. Однак на теплові струми, що розвиваються на робочих поверхнях металополімерних пар тертя гальмових пристроїв за рахунок трибоекфету істотний вплив мають генеровані електричні струми. Останні відіграють одну з переважаючих ролей у формуванні основних процесів, явищ і ефектів в поверхневих і приповерхневих шарах металополімерних пар тертя при їх механічному навантаженні і взаємозв'язку ліній струмів полів [76].

Результати досліджень фрикційних матеріалів, які використовуються в різних вузлах тертя показали, що важко, а іноді й неможливо підібрати матеріали, які не змінювали б зносо-фрикційних властивостей при терті в умовах високих температур. Тому згідно [1, 74, 75, 91] фрикційні матеріали повинні мати спеціальні властивості, що забезпечують утворення робочого

шару, безперервно відновлюватися в міру його зносу і мати високу зносостійкість. Міцність приповерхневих шарів накладок повинна бути не менша міцності нижчих шарів, а сили зчеплення частинок мають бути однаковими або дещо менше сил зчеплення частинок поверхневого шару металевго елемента тертя. До таких фрикційних матеріалів належить матеріал МКВ – 50А, створений на основі заліза, який має такий склад у %: Cu - 10, С - 8, FeSO₄ - 5, SiC - 5, В₄С - 5, решта – залізо Fe.

Тільки при виконанні вищевказаних вимог раціонально сконструйований гальмовий механізм буде досить ефективним і енергоємним. Незважаючи на очевидність цього положення чіткої регламентації показників якості фрикційних матеріалів поки немає. І. В. Крагельський [38] вважає, що коефіцієнт тертя фрикційної пари повинен бути не менше 0,2 і не більше 0,5, при цьому він повинен бути досить стабільним. На думку М. П. Александрова [1, 2] динамічний коефіцієнт тертя пари чавун-азбестополімерна композиція холодного або гарячого формування повинен бути в межах 0,3-0,45.

Закономірності зміни у часі поверхневих температур в зоні тертя для різних фрикційних матеріалів наведено на рис. 1.4 а. Встановлено, що в інтервалі поверхневих температур 250-300°С (у зоні до і вище допустимої) протягом часу 1250,0-2000,0 с вони стабілізуються. Цей час це призводить до дестабілізації експлуатаційних параметрів гальма і втрати його ефективності.

В роботі [16] проведено моделювання температурних спалахів при фрикційній взаємодії мікрочастин металополімерних пар тертя на підставі термодинамічного підходу. При цьому сформульовано наступні завдання: тепломасознос в парах тертя; температурні спалахи в парах тертя. Перше завдання було крайове і стосувалося теплопровідності, що враховує термознос поверхневого шару фрикційної накладки. Друге завдання вирішувалося на підставі кінетичного рівняння для щільності частинок $n(\tau, t)$ в процесах з субдифузиею, що описують стохастичні зміщення частинок із затримкою в часі (τ). Передбачалося, що температурні спалахи

моделюються субдифузійними процесами при розгляді теплопереносу для суміщених процесів в умовах теплового удару (імпульсу). При цьому в модель теплових процесів введений коефіцієнт посилення тепловіддачі теплового імпульсу, профіль якого прямує до параболічної форми при

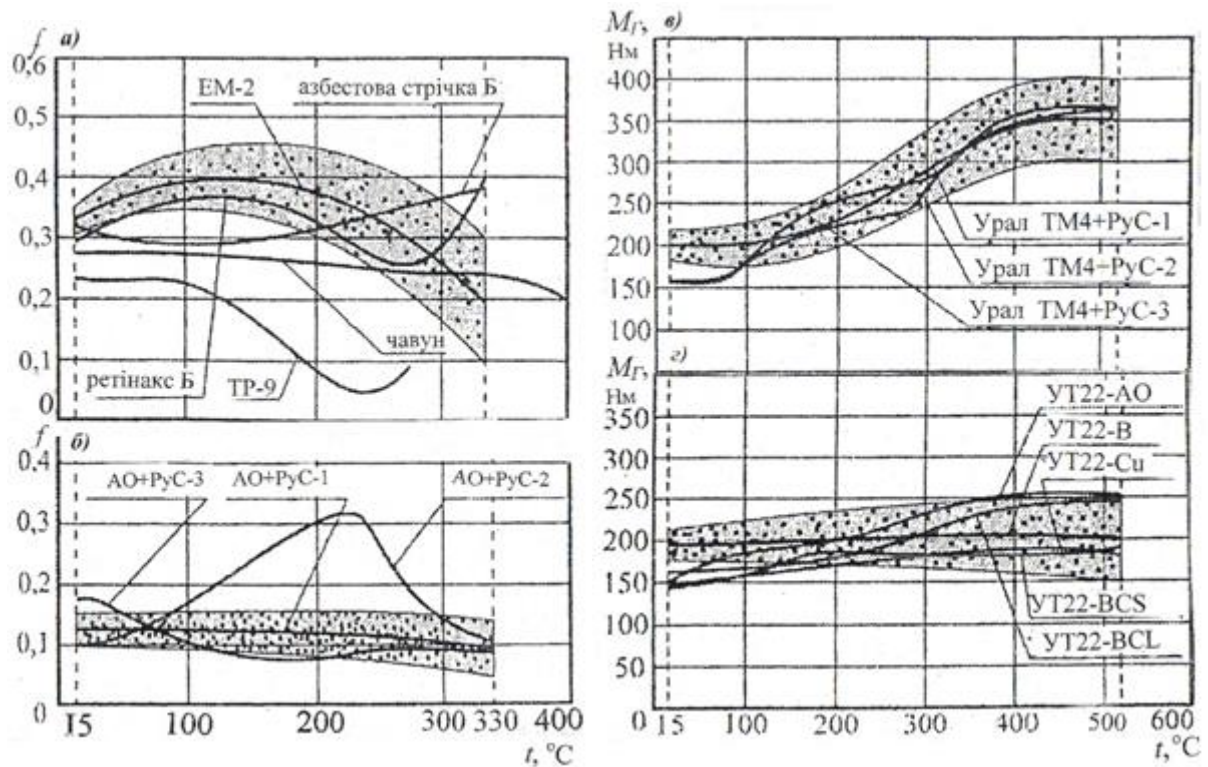


Рисунок 1.4 *а, б, в, з* Закономірності зміни динамічних коефіцієнтів тертя (f) і гальмових моментів ($M_{Г}$) від поверхневої температури пар тертя гальмових пристроїв для матеріалів фрикційних накладок: *а* - найбільш поширених; *б* - азбесто-вуглецевих; *в* - вуглецево-композитних; *з* - поліпшених вуглецево-композитних

зменшенні критерію Пекле (Pe). Крім того, попереднє рішення крайової задачі, яке також визначало тепловий імпульс $[f(t)]$ і враховувало синергетичний ефект «налаштування форми теплового імпульсу» при фрикційній взаємодії пар тертя. Однак у даній роботі не враховувався електродинамічний підхід поряд з термодинамічним, а також ефект електричного імпульсу та його вплив на тепловий імпульс.

В роботі [19] задача нестационарної теплопровідності для деталей дискового гальма швидкісного вагона вирішена експериментальним шляхом.

На рис. 1.5 *а, б* представлені результати експериментальних досліджень для двох режимів. При початковій швидкості $V_0 = 55,0$ м/с значення максимальної температури для I-го та II-го режимів складають $648,0$ °С відповідно, що більше

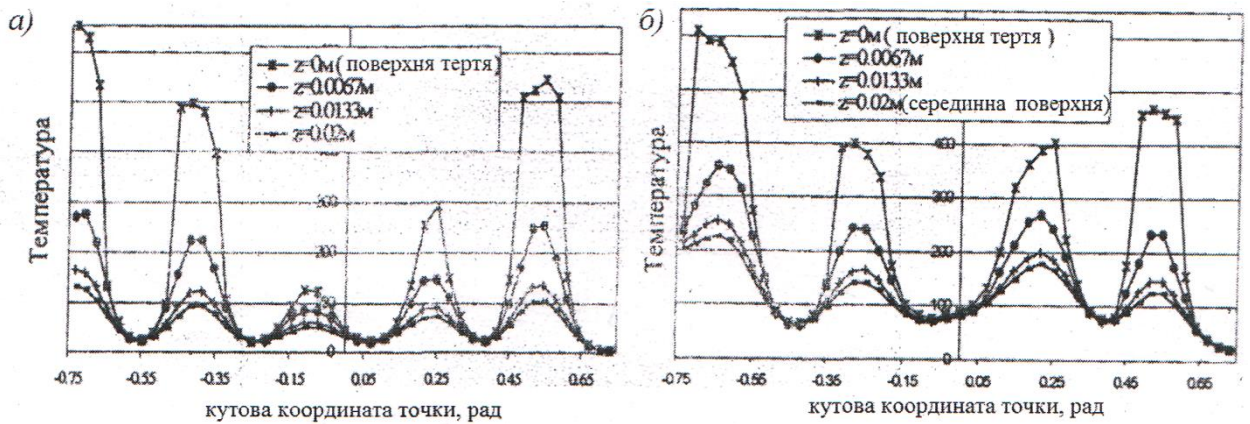


Рисунок 1.5 *а, б* Поверхневі температури диска в процесі гальмування

($R = 0,245$ м; $V_0 = 55,0$ м/с): *а* – $\tau = 20,0$ с; *б* – $\tau = 31,0$ с

аналогічної температури ($396,5$ °С) нульового режиму в середньому в 1,59 рази. Такі високі значення температури, а також її різке збільшення на поверхні від нуля до максимуму за короткий проміжок часу може бути причиною виходу з ладу диска через появу радіальних термовтомних тріщин.

Протягом перших 20-30 секунд гальмування спостерігається зростання температури на поверхні диска в зоні плям до максимального значення. При цьому на поверхні плям і в проміжках між ними виникає велика різниця температур. Картина розподілу температур характеризується яскраво вираженими зонами високої температури на плямах. В середньому температура на плямах досягає $500,0$ °С. Після досягнення максимального значення температура на плямах починає зменшуватися. На решті поверхні диска середня температура плавно підвищується в процесі всього гальмування, досягаючи в кінці гальмування при $t = 91,0$ с температури $150,0$ - $250,0$ °С. При цьому градієнт температур у всіх напрямках незначний.

Необхідно відзначити високе значення різниці температур по товщині диска на початку гальмування - до $(400,0 - 500,0)$ °С, і практичну рівність температур по товщині в момент зупинки.

Однак, за даних експериментальних досліджень не були враховані залишкові термічні напруження, які спостерігаються в інтервалі часу між гальмуваннями.

Визначення макроскопічних характеристик металополімерних пар тертя гальмових пристроїв поверхневої температури $T_s(t)$ і товщини зношеного шару $h(t)$ фрикційної накладки, як правило, проводиться в два етапи. На першому етапі вирішується крайова задача теплопровідності з граничними умовами другого роду з оцінкою загальної форми теплового імпульсу. На другому етапі проводиться моделювання зносу поверхонь в парах тертя методами термомеханіки [24, 25], або використовують феноменологічні або напівемпіричні залежності [30, 36, 37, 42].

Більш послідовним і фізично виправданим є електротермодинамічний підхід. Дійсно, можна вважати, що в результаті контактної взаємодії мікроступів металополімерних пар тертя, підвищення поверхневої температури і термодеструкції контактних поверхонь на їх границі створюються джерела електротермодинамічних потоків енергії і речовин, що виносяться з поверхонь тертя за допомогою масопереносу. Зазначені процеси супроводжуються зміною ентропії руйнуючого шару робочої поверхні накладки, яке визначається за допомогою надлишкової ентропії, оскільки на даному етапі електричні та теплові струми не залишаються сталими.

В роботі [58] проілюстровано зв'язок зносу з розподілом теплового потоку в трибоспряженні. Показано, що в загальному випадку енергія між елементами що труться розподіляється в нерівних частках і залежить від властивостей їх поверхневих і підповерхневих шарів, що беруть участь у трансформаційних процесах. Встановлено теоретичним та експериментальним шляхом, що частка загального зносу для відповідного елемента тертя зростає із збільшенням частки загальної теплоти, що відводиться цим елементом із зони тертя в навколишнє середовище. Однак, у цих дослідженнях не враховувалися енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів елементів трибоспряжень.

Напружено-деформований стан диска фрикційного вузла транспортних засобів з урахуванням впливу двовимірного теплового поля розглянуто в роботі [93]. При наявності температурного впливу до вирішення задачі термопружності була спочатку вирішена задача теплопровідності, яка дозволила визначити розподіл теплових полів в гальмовому диску. Надалі за допомогою залежностей між компонентами напружень і деформації у гальмовому диску, а також умов для нормальних і дотичних напружень з урахуванням рівнянь рівноваги елемента диска і після низки перетворень для оцінки зносостійкості фрикційних колодок дискового гальма отримано вираз вигляду

$$K = \frac{A_{\delta}(HB)}{\rho S \tau_{r\varphi}}, \quad (1.1)$$

де A_{δ} – робота буксування; HB – твердість фрикційної накладки по Бринелю; ρ – питомі навантаження; S – площа тертя диска; $\tau_{r\varphi}$ – дотичні напруження з координатами r і φ .

Однак при даних дослідженнях не були враховані поверхневі і глибинні термічні напруження в процесі гальмування, а також залишкові глибинні напруження між гальмуваннями.

В роботі [79] представлені дослідження енергонавантаженості фрикційних колодок автомобільного дискового гальма, виконаних з різних матеріалів. Знаходження теплового поля в елементах пари тертя зводилася до вирішення неоднорідного диференціального рівняння теплопровідності Фур'є з сталими коефіцієнтами. Однією з умов в розв'язуваній задачі було те, що приріст температури в будь-якій точці розглянутої поверхні дорівнював приросту середньої об'ємної температури в фрикційній колодці. Таку умову приймати не можна, оскільки поверхневий температурний градієнт накладки не може бути рівним глибинному температурному градієнту.

Моделювання процесу зносу виробів із полімерних композиційних матеріалів запропоновано в роботі [104]. Для визначення значення зносу полімерного композиційного матеріалу була обрана кінетична модель,

розроблена С. Н. Журковим, що базується на термофлуктуаційній концепції міцності твердих тіл. З позицій кінетичної теорії поверхневий шар тіла розглядається як окреме тіло, що складається з безлічі структурних складових - кінетичних одиниць, у якості яких виступають атоми і молекули речовини, тобто елементи здійснюють теплові коливання.

Відповідно до даної теорії руйнування матеріалу слід розглядати як тимчасовий термоактиваційний процес, що описується фундаментальним рівнянням

$$\tau = \tau_0 \cdot e^{\frac{u_0 - \gamma\sigma}{RT}}, \quad (1.2)$$

де τ - час руйнування зразка з моменту прикладання навантаження; τ_0 - константа, що має зміст періоду коливання атомів; u_0 , RT - енергія: активації руйнуючих зв'язків у матеріалі; теплового руху; σ - руйнівне напруження; γ - стала пов'язана зі структурою.

Однак, рівняння (1.2) не враховує складову імпульсів електричного струму, що є не тільки збудником теплового руху атомів і молекул в поверхневих шарах елементів пар тертя, але і підсилювачем їх енергії. У цьому випадку стосовно до руйнування матеріалу зразка будемо мати електротермоактиваційний процес.

Однак істотний вплив на зносо-фрикційні властивості металополімерних пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок має механізм зношування їх мікровиступів і утворення мікротріщин на робочій поверхні обода шківів.

1.3. Дисково-колодкові гальма у машинобудуванні

У 50-их роках минулого століття дискові гальма почали отримувати розповсюдження в автомобілебудуванні, а у кінці ХХ століття - в бурових установках.

Дискові гальма за загальною конструктивною схемою поділяють на гальма відкритого і закритого типу; за типом приводу - на механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні та комбіновані; за кількістю пар тертя – на одно- (з двома поверхнями тертя) і багатодискові; за підсилювальним ефектом - з серводією, з підсиленням у приводі та без підсилення; за способом примусового охолодження тепловідвідних частин - на повітровентиляційні та рідинні.

Гальмовий вузол дискового гальма складається з гальмового диска, закріпленого на барабані підйомної машини та колодок. Два рознімних сталевих гальмових диска встановлено на зворотних торцях канатоведучого шківів і кріпляться до нього болтами. Така конструкція дозволяє відводити значну кількість теплоти у канатоведучий шків при незначному підвищенні температури. Гальмову колодку зазвичай виконують біметалевою, на її сталевому каркасі кріпляться накладки. Їх виготовляють з різних фрикційних матеріалів.

Геометричні форми контактуючих робочих поверхонь диска і накладок при терті залишаються незмінними. При цьому відкриті дискові гальма мають дуже низьку чутливість до зміни динамічного коефіцієнта тертя. Миттєві температури у точках контактної взаємодії дискових гальм перевищують температури у парах тертя барабанно-колодкових гальм, проте теплообмін з навколишнім середовищем у них кращий, а інтенсивність примусового охолодження вищою.

Дискові гальма відкритого типу мають ще низку переваг у порівнянні зі стрічково- та барабанно-колодковими гальмами: дозволяють реалізовувати більші гальмові моменти; момент інерції гальмового диска значно менший за момент інерції гальмового шківів і барабана; низька матеріаломісткість; рівномірний розподіл питомих навантажень по поверхні контакту і, як наслідок, рівномірне зношування, незалежність ефективності гальмування від ступеня зношування поверхонь накладок, простота обслуговування і ремонту тощо.

У даний час багато фірм розробляють та виготовляють відкриті дискові гальма для вантажних транспортних засобів та автобусів. Найбільшого розповсюдження такі гальма отримали в Англії, де їх встановлюють на автобуси та вантажні транспортні засоби фірм «Foden», «GYV», «AEC»[100]. Привід таких гальм виконують гідравлічним або пневматичним. У ФРН відкриті дискові гальма для вантажних транспортних засобів виготовляють фірми «Perrot», «BSI». Гальмами фірми «BSI», розробленими на основі патенту ФРН 441 665, були спочатку обладнані вантажні транспортні засоби типу 4×4 фірми «Bussing» (їх випускали у двох варіантах з повною масою 10 т і 11,2 т), а потім міські автобуси моделі TV-II цієї ж фірми загальною масою 15,2 т.

Такими ж гальмами обладнано міжміський автобус фірми «Neoplan» ФРН моделі NH16. Автобуси цієї фірми моделі NH21L, обладнані такими гальмами, мали пробіг до 30 тис. км в умовах гірських доріг Швейцарії та французьких Альп. При цьому ефективність їх дії була дуже високою.

Французька фірма «Le Societe Ordennaise d'Essieux de pourronville» випустила дискове гальмо моделі RD (рис. 1.6) [16], що створює максимальний гальмовий момент до 15 кНм. Воно придатне для встановлення на вісь з навантаженням до 100 кН і забезпечує лінійне сповільнення до $5,5 \text{ м/с}^2$.

Гальмовий диск 1, виконаний з чавуну, прикріплено до маточини колеса болтами. Скобу 3 встановлено на балці моста за допомогою напрямних 10, які забезпечують її осьове переміщення. Одну з фрикційних накладок 2 прикріплено до скоби, а другу - до колодки 4. Колодки притискаються гвинтовим механізмом, який приводиться в дію пневматичним циліндром. Гвинтовий механізм складається із шпинделя 7 та гайки 11 з гвинтовою канавкою кругового перерізу, заповненою кульками 5. Цю гвинтову пару встановлено в циліндричній проточці приливу скоби, а на різьбу у розточку нагвинчено регульовальну гайку 6. При регулюванні зазору кінематичний зв'язок шпинделя 7 із важелем 9, на який діє шток

пневматичного циліндра, не порушується завдяки шліцьовому з'єднанню шпинделя 7 з втулкою 8.

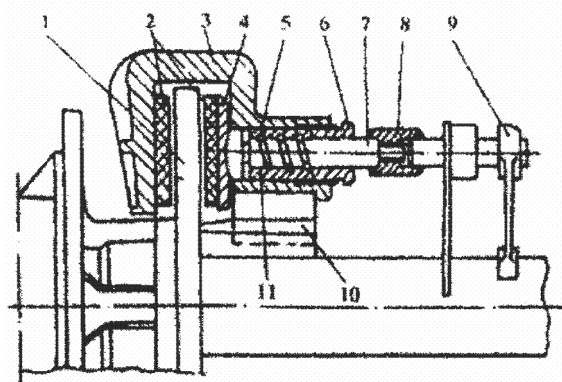


Рисунок 1.6. Дискове гальмо RD: 1 - гальмовий диск; 2 - фрикційні накладки; 3 - скоба; 4 - колодка; 5 - кульки; 6 - регулювальна гайка; 7 - шпиндель; 8 - шліцьова втулка; 9 - важіль; 10 - напрямні типу «ластівчин хвіст»; 11 - гайка

Проте відкриті дискові гальма мають низку недоліків: великі питомі навантаження на фрикційну накладку (4,0-5,0 МПа); значні привідні зусилля і тиски у гальмовій магістралі (до 15,0 МПа); необхідність захисту поверхонь тертя від забруднень.

Зупинимося коротко на універсальній гальмовій дисковій системі фірми «НЭШНЛ-ОЙВЕЛЛ» для лебідок бурових установок.

Дискове гальмо бурової лебідки складається з двох гальмових дисків, на яких встановлено твердосплавні фрикційні накладки з внутрішнім водяним охолодженням. В залежності від навантаження бурової лебідки товщина гальмових дисків може змінюватися в границях 2-3 дюймів. Діаметр диска на 4-5 дюймів є більшим за діаметр шківа стрічково-колодкового гальма. В залежності від розмірів бурової лебідки в дисковому гальмі використовується чотири-шість захоплень, керування якими здійснюється за допомогою гідравлічної системи. Кожне захоплення складається з двох гальмових колодок. Кожну дискову гальмову систему обладнано додатково двома підпружиненими, нормально замкненими захопленнями, які розмикаються гідравлікою.

Гідравлічна система керування дисковими гальмами має дві гілки, які виведені окремо на два основних розподільчих крана пульта керування гальмом на посту бурильника. Фактично це є подвійна гальмова система. Тому кожне гальмо з обох боків барабана лебідки є незалежним і здатне утримувати самостійно колону бурильних труб при спуско-піднімальних операціях.

Технічні характеристики дисково-колодкових гальм з гідравлічним приводом бурової лебідки наведені в табл. 1.4. Бурова лебідка типу Z170 з дисково-колодковим гідравлічним приводом проілюстрована на рис. 1.7.

У табл. 1.5 наведено основні трибологічні параметри пар тертя вдосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових та дискового гальм, змодельованих для бурової лебідки У2-5-5. Величини цих параметрів отримано за методиками, наведеними в [16]. Розрахунки проведено за таких вихідних даних: глибина буріння $H=5357$ м; колона бурильних труб набиралася із 132 свічок, з яких 6 свічок важких, а решта – легкі; діаметри: гальмового шківів $d_{шк}=1450$ мм; гальмового диска $d_{\delta}=1600$ мм; товщина гальмового диска $\delta=75$ мм; кількість накладок на шківі $n_{шк}=22$ шт.; геометричні параметри серійної фрикційної накладки: $a \times b \times h=120 \times 230 \times 30$ мм; матеріал фрикційних накладок у двох типах гальм ФК-24А; зусилля натягу з'єднувальних пружин $S_{np}=50,0$ Н; кут охоплення шківів гальмовою стрічкою $\alpha=270^\circ$; ефективний радіус гальмового диска, до якого прикладене осьове зусилля $R_{ef}=0,6$ м; площі поверхонь накладки у фрикційних вузлах: підпружинених $A_3=A_{вн}=2,76 \cdot 10^{-2}$ м²; непідпружинених $A_3=2,76 \cdot 10^{-2}$ м²; $A_{вн}=3,17 \cdot 10^{-2}$ м²; коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя в двох типах гальм $k_{\delta 3}=0,75$; коефіцієнт тертя в парах тертя у двох типах гальм $f_{сер}=0,35$; натяг набігаючої (S_H) та збігаючої (S_3) гілок гальмової стрічки: $S_H=25,0$ кН; $S_3=5,0$ кН; осьове зусилля притискання гальмового диска $P_0=67,1$ кН.

Таблиця 1.4

Технічні характеристики дисково-колодкових гальм з гідравлічним приводом бурової лебідки

Модель бурової установки	PS440-9000	PS295-6750	PS240-4500	PS165-3150	PS60-1350	PS40-900		
Тип бурової лебідки	Z1120	Z190	Z170	Z150	Z120	Z115		
Гальмовий момент, кНм	440	295	240	165	60	40		
Згинальний момент	в стаціонарних умовах	245	160	120	85	40	25	
	миттєвий	685	455	360	250	100	65	
Діаметр гальмового диска, мм	2100	1900	1600	1500	1400	1200		
Кількість гальмових пристроїв	які спрацьовують при виключенні при різкому	гальмуванні	7	5	4	4	3	2
			3	3	2	2	1	1
Тиск рідини в гідросистемі, МПа	8	8	8	7	7	7		

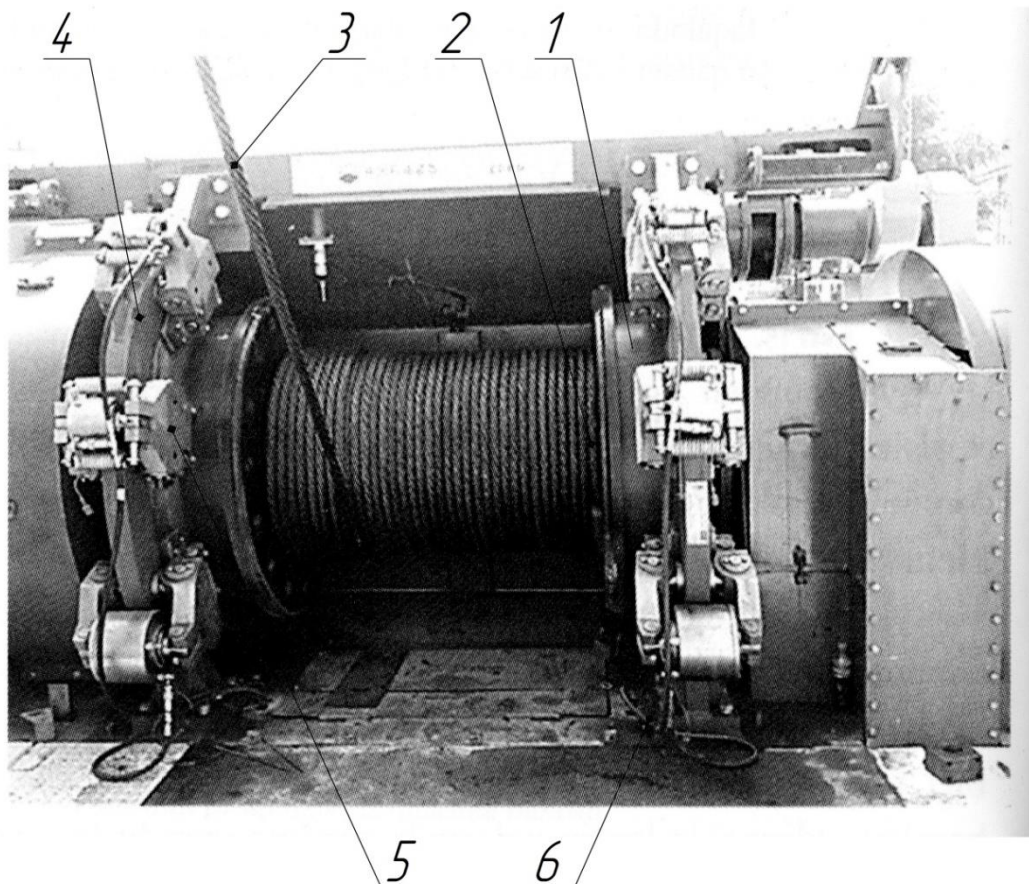


Рисунок 1.7 Бурова лебідка Z170 с дисково-колодковими гальмами з гідравлічним приводом: 1, 2 – складений гальмовий барабан і його бочка; 3 – канат; 4 – диски барабана; 5 – супорти гальм з колодками, що мають фрикційні накладки; 6 – гідравлічний привід

Таблиця 1.5

Основні трибологічні параметри пар тертя удосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових і дискового гальм

Основні параметри	Удосконалені фрикційні вузли з рухомими накладками		Універсальна гальмова дискова система фірми “НЭШНЛ-ОЙВЕЛЛ”	
	підпружиненими	непідпружиненими	без охолодження	з охолодженням
Момент тертя, M_T , кН·м	14,1		14,1	
Поверхнева температура, $t_{п}$, °С	$\frac{295}{400}$ *	$\frac{305}{430}$	715,0	280,0
Зношування i , мкм поверхонь накладок за 10 циклічних гальмувань	$\frac{3,9}{10,0}$	$\frac{4,0}{11,5}$	15,0	11,5

*Примітка: У чисельнику величини трибологічних параметрів відносяться до зворотних, в знаменнику – до прямих пар тертя гальма

Усі пари тертя гальм навантажені сталим моментом тертя $M_T=14,1$ кН·м. При цьому осьове зусилля притискання веденого гальмового диска до ведучого склало 67,1 кН, різниця натягів гілок гальмової стрічки становила 20,0 кН. У вдосконалених фрикційних вузлах з непідпружиненими накладками поверхнева температура та зношування внутрішніх поверхонь були дещо більшими, ніж в підпружинених накладках в зв'язку з тим, що в першому варіанті вузла внутрішня поверхня накладки приблизно на 15,0% є більшою за зовнішню. Це зумовило збільшення коефіцієнта взаємного

перекриття прямих пар тертя гальма. Порівняння поверхневих температур фрикційних вузлів різних типів гальма без охолодження при розгляді прямих пар тертя показує, що їхнє максимальне відношення складає $715,0/400=1,78$. При водяному охолодженні дискового гальма поверхнева температура його прямих пар тертя відрізняється від поверхневої температури зворотних пар тертя стрічково-колодкового гальма з непідпружиненими накладками не більше, ніж на 10,0 %. Сумарне зношування зовнішніх і внутрішніх поверхонь рухомих підпружинених і непідпружинених фрикційних накладок є однаковим і майже таким, як у дисковому гальмі без охолодження. Найменше зношування мало місце в дисковому гальмі з водяним охолодженням, воно є в 1,3 рази меншим, ніж сумарне зношування поверхонь непідпружинених накладок у стрічково-колодкового гальмі. Проте сумарний час роботи пар тертя в удосконалених фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є більш високим порівняно з дисковим гальмом за рахунок використання двох поверхонь тертя рухомих фрикційних накладок. Окрім цього рівень вібрацій та шуму, спричинених тертям, у стрічково-колодкового гальмі є приблизно на 40% меншими, ніж у дисковому.

1.4. Оптимізація параметрів конструкції металевих фрикційних елементів і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

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

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

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

В [17] стосовно до гальмового барабану автотранспортного засобу використаний метод геометричного програмування для визначення конструктивних параметрів (внутрішнього діаметра, товщини і ширини) його обода. При цьому вдалося знизити металоємність заднього гальмового барабана автотранспортного засобу на 11,2%. Однак при цьому не враховано: коефіцієнти розподілу теплових потоків між парами тертя; нерівномірність розподілу температурного поля по ширині обода; закономірності зміни температур по товщині обода, а також його термостабілізаційний стан.

В [16] розглянута параметрична оптимізація барабанного гальмового механізму з колодками, що мають два ступені свободи. Параметрична оптимізація вирішена як багатокритеріальна задача. В даній роботі фігурують критерії ефективності, які зведені до одного критерію - коефіцієнту ефективності гальмового механізму (відношення гальмового моменту, створюваного однією колодкою, до добутку зведеної сили на радіус гальмового барабана). В даній задачі спочатку була встановлена функціональна залежність між зазначеним коефіцієнтом і безрозмірними, а також динамічними параметрами гальма. Завдання звелось 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 в 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.

Однак виникає сумнів щодо такого високого значення коефіцієнта ефективності гальмового механізму без початкової оптимізації його конструктивних параметрів.

Оптимальне проектування фрикційних пар дискового гальма кранових електродвигунів, що працюють в повторно-короткотермінованому режимі, розглянуто в [79]. При цьому дане гальмо мало дві пари поверхонь тертя. Поставлене завдання вирішувалося як багатокритеріальне. В якості критеріїв процесу тертя були вибрані: середні питомі навантаження (p_{cp}) в зоні контакту; середній динамічний коефіцієнт тертя (f_{cp}) і його стабільність (α_{cm}); час гальмування (τ_T), питома потужність гальмування (P_T); поверхнева (t_{II}) і об'ємна (t_O) температури зони контакту; маси металевого (m_m) і фрикційного (m_ϕ) елементів тертя; площа поверхні (A_0) тепловіддачі металевого елемента тертя; лінійний знос (J_n) фрикційних накладок.

В якості математичної моделі для оптимального проектування фрикційних пар дискового гальма повторно-короткотермінованого режиму роботи була використана система рівнянь теплової динаміки тертя і зносу [79]. Для фрикційного вузла гальма були вибрані наступні конструктивні параметри: відношення внутрішнього радіуса тертя до зовнішнього радіусу (ρ) гальмового диска; діаметри отвору в диску (d) і його маточині (d_1); половина ширини диска (b_1) і його маточини (b); товщина накладки (b_2); коефіцієнт взаємного перекриття ($k_{\phi z}$) пари тертя. Після встановлення меж зміни кожного з перерахованих вище параметрів оптимізації і придання їм рангу сукупності функціональних обмежень було виділено підмножину точок (σ) з паралелепіпеда (π) (геометрична інтерпретація задачі), які одночасно задовольняють параметричним і функціональним обмеженням. В подальшому фрикційний вузол дискового гальма описували експериментальними критеріями оптимізації та формулювали по відно-

шенню до них функціональні обмеження. В подальшому наводяться алгоритми оптимального проектування фрикційної пари гальма з урахуванням маси можливих умов його експлуатації в переважаючих режимах роботи.

Розрахунками геометричних параметрів гальмових барабанів транспортних засобів присвячена робота [38, 39]. Останній гальмовий барабан розбивався на циліндричні диски і на основі багатокритеріального проектування та геометричного програмування визначалися зовнішній і внутрішній радіус і товщину диска. Однак при цьому не була врахована енергонавантаженість дисків, які мають раціональні геометричні параметри. Аналогічним чином підходили і стосовно до гальмових шківів бурових лебідок [50]. Останні не тільки є енергонавантаженими в процесі гальмування, але і мають великі залишкові термонапруження, що сприяють зародженню і розвитку сітки тріщин на робочій поверхні і в приповерхневих шарах обода шківа, і як наслідок, викликають його розрив. Важливо знати раціональні геометричні параметри гальмових дисків, які термоізолювані між собою і є елементами складеного ободу шківа в термо-електродинамічній системі його примусового охолодження [58]. Найбільш навантаженими є фрикційні пари дискового гальма (особливо диск) залізничного рухомого складу через швидкості руху та розвиваючої кінетичної енергії, і як наслідок, реалізованих питомих навантажень в трибоспряженні гальма [13, 19]. Однак у розглянутих методах не враховувалося наступне:

- величина відношення матової площі (охолоджувальної) до полірованої (нагрівальної) металевого елемента тертя;
- фізико-хімічні процеси в приповерхневих шарах фрикційної накладки, які в інтервалі поверхневих температур вище допустимої викликають інверсію струмів в напрямку тепловіддачі через металевий елемент тертя;
- темпи нагрівання та охолодження металевих фрикційних елементів;

- поверхневі і глибинні температурні градієнти металевого фрикційного елемента і як наслідок, аналогічні градієнти термічних напружень;

- вплив на зародження і розвиток сітки мікротріщин на робочій поверхні обода шківа його конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма.

1.5. Аналіз методів розрахунку експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв

Вірно спроектований фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з оптимальними конструктивними параметрами і їх елементів з прогнозованими зносо-фрикційними властивостями повинен вписуватися в обмеження, які на них накладаються.

Оптимізація геометричних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок потребує урахування таких обмежень:

- зусилля, яке прикладається бурильником до важеля керування гальмом, не повинно перевищувати допустимої величини, тобто 350÷400 Н;

- питомі навантаження на взаємодіючих парах фрикційних вузлів гальма не повинні перевищувати допустимої величини, тобто $p^{adm} = 1,2$ МПа (матеріал пари тертя ФК-24 А - сталь 35 ХНЛ);

- швидкості спуску колони бурильних труб не повинні перевищувати технологічно допустимі значення швидкості.

Оптимізація геометричних параметрів гальмового шківа потребує врахування таких обмежень:

- приріст об'ємної температури обода шківа не повинен перевищувати приріст температури його робочої поверхні;

- об'ємна температура обода шківа не повинна перевищувати допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки;

- технічний стан робочих поверхонь гальмового шківa має бути таким, щоб довжина і ширина втомних термічних тріщин була набагато менше допустимих величин, тобто, відповідно, 50,0 і 0,5 мм;

- товщина обода шківa повинна бути такою, щоб між його зовнішньою і внутрішньою поверхнею був температурний перепад, який забезпечував би поверхням радіаційний і конвективний (вільний і вимушений) теплообмін зі швидкісними струмами омиваючого середовища;

- сумарні механічні та термічні напруження не повинні «прошивати» товщину обода шківa, а гаснути на 2/3-їх його товщини;

- механічні і теплові деформації гальмового шківa не повинні викликати видовження збігаючих гілок гальмових стрічок, які перевищують допустимі величини їх видовження кожної з них окремо.

У той же час згідно з ГОСТом 1786 фрикційні накладки повинні відповідати ряду вимог:

- високий динамічний коефіцієнт тертя, який мало що змінюється від поверхневої температури, питомого навантаження, швидкості ковзання ($f = 0,28-0,62$);

- високі зносостійкість і міцність (накладки повинні витримати без розриву кутову швидкість у 2 рази перевищуючу максимальну кутову швидкість бігової доріжки гальмового шківa);

- плавне наростання сили тертя пропорційне імпульсному нормальному зусиллю;

- достатня термостійкість і теплопровідність (температура накладок не повинна перевищувати при тривалій роботі 200 °С, при короткочасній 350 °С).

У своєму складі фрикційні матеріали на основі термореактивних фенольних смол та їх модифікацій повинні містити компоненти, які виконують певні функції: модифікуючі добавки сприяють утворенню плівки тертя та стабілізації самого процесу тертя (лабріканти), зниження зносу, підвищення динамічного коефіцієнта тертя, теплостійкості та

теплопровідності; до добавок відносяться: CaSiO_2 ; $\text{Ca}(\text{OH})_2$, CaCO_3 , BaSO_4 , MoO_3 , а також металеві порошки – Fe, Cu, Al, Sb та ін.; до лабрікантів – MoS_2 , графіт, кокс, Sb_2S_3 , PbS , Cu_2S ; армуючі матеріали – металеві (Fe, Cu, сталь) та органічні (армовані та вуглецеві) волокна, керамічні, волокнисті матеріали (мікрофібра з K_2TiO_2 , $\text{Mg}_4\text{Si}_6\text{O}_8(\text{OH})_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ (сепіоліт), Al_2O_3 , скляні та базальтові волокна). Волокнисті наповнювачі підвищують міцність та жорсткість матеріалу, як і металеві порошки, покращують триботехнічні та теплофізичні характеристики фрикційного матеріалу.

У той же час зародження і розвиток тріщин на робочих поверхнях обода шківа і фрикційних накладок протікає за трьома стадіями:

- утворення сітки тріщин на фрикційних поверхнях взаємодії за рахунок електричних і теплових струмів супроводжуються їх електричними і тепловими розрядами, поверхневими температурними градієнтами по ширині робочих поверхонь обода шківа та накладок, процесами термоелектростимульованої і електростимульованої поляризації і деполіризації плям контактів мікрровиступів пар тертя;

- зростання тріщин по довжині і вглиб (обода шківа) і по довжині (накладка), а також злиття деяких з них в робочих шарах під дією послаблюючих змінних питомих навантажень, що викликають пластичні деформації поверхневих і приповерхневих шарів обода і накладок, а також температурних градієнтів на них, викликаних аперіодичним протіканням процесів нагрівання і вимушеного охолодження поверхневих і приповерхневих шарів з неоднаковим поперечним перерізом на дузі коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя;

- крихкий розрив обода шківа, що відбувається, як правило, при великих термічних напруженнях, які розвиваються при різних температурах навколишнього повітря, а механічний розрив - при 50-60% -му зношуванні від допустимої величини робочої поверхні обода; інтенсифікується знос робочих поверхонь накладок, а механічний розрив - при 60-70% -му зносі від товщини накладки.

Оптимізація конструктивних параметрів гальмової стрічки потребує врахування таких вимог:

- гальмова стрічка повинна бути виготовлена з матеріалу, який має піддатливість, що забезпечить максимальні коефіцієнти взаємного перекриття в парах тертя «стрічка-накладка» і «накладка-шків»;

- відношення S_H/S_3 має дорівнювати 2,0 - 2,5 (де S_H/S_3 - натяг набігаючої і збігаючої гілки стрічки); при цьому $S_H - S_3 = F_T$, що забезпечить квазівирівнювання питомих навантажень по периметру стрічки у фрикційних вузлах гальма.

Відомий метод визначення експлуатаційних параметрів при квазілінійній закономірності їх зміни в стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок, що полягає в тому, що при обертанні шківа від усталеного значення до нуля при спуску навантаженого елеватора, визначення експлуатаційних параметрів, зведених в першу групу стрічково-колодкового гальма виконують в такій послідовності: оцінюють режим обертання гальмового шківа, потім визначають час гальмування, натяг набігаючої гілки гальмової стрічки, максимальні і мінімальні питомі навантаження в парах тертя, гальмовий момент, створюваний фрикційними вузлами; коефіцієнт запасу гальмового моменту, енергоємність фрикційних вузлів, зусилля, що прикладаються бурильником до важеля керування гальмом; коефіцієнт корисної дії гальма. Потім послідовно проводять визначення експлуатаційних параметрів, зведених в другу (коефіцієнт запасу міцності поперечного перерізу гальмової стрічки і деформації гілок; деформації фрикційної накладки; загальну деформацію елементів гальмової системи), третю (теплоту, температури і їх розподіл по товщині ободу гальмового шківа; інтенсивність теплообміну; коефіцієнт розподілу теплових потоків між елементами трибоспряжень; теплові деформації ободу гальмового шківа і фрикційної накладки) і четверту (зносо-фрикційні властивості пар тертя) групи стосовно стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Досягається можливість визначення експлуатаційних параметрів при квазілінійній

закономірності їх зміни в стрічково-колодкових гальмах з взаємопов'язаними силовими, тепловими і зносо-фрикційними властивостями їх пар тертя і лімітуються допустимими обмеженнями швидкісного, динамічного і теплового режимів, що забезпечують працездатний стан гальмової системи бурової лебідки [52].

Недоліком даного методу є те, що в ньому не були розглянуті внутрішні параметри фрикційних пар тертя, а саме: робота виходу електронів і іонів; рівні Фермі; густина зарядів; радіус Дебая екранування; різного роду електричні струми, спорідненість до електрону, різні типи контактів і т.д.

Відомо, що для моделювання зовнішнього тертя використаний метод аналізу розмірностей і теорії подібності, до яких внесено ряд суттєвих уточнень. Були розглянуті чотири підмоделі:

- макроконтрактування з урахуванням $K_{ВЗ}$ (коефіцієнта взаємного перекриття);
- макротеплоутворення, теплопровідності і теплопередачі;
- мікроконтрактування плям виступів пар тертя;
- теплоутворення на шорстких поверхнях.

При цьому введений в розгляд основний параметр - комплекс геометричних розмірів K_G , через який визначалися всі режимні параметри модельних випробувань. Показано, що розміри елементів пари тертя і шляхи тертя мікровиступів впливають на процес тертя по-різному і характеризувати їх необхідно конкретною розмірністю. Показано також, що однойменні розмірні величини для першого, другого елемента і навколишнього середовища повинні бути враховані. В результаті було отримано ряд критеріїв (теплофізичний, теплопередачі фізико-механічний), дотримання яких забезпечує при сухому терті ідентичність процесів тертя і зносу на моделі і в натурі [75].

Запропонований метод моделювання зовнішнього тертя має той недолік, що в підмоделі входять параметри, які відносяться до різних полів фрикційної взаємодії з істотно відрізняючою природою. Крім того, такі

комплексні критерії, що мають різну фізичну сутність через що вхідні в них параметри, значно спотворені, виникають поля при електротермомеханічному терті і не дають можливість сформуванню їх у єдине поле фрикційної взаємодії в трибосистемі.

В роботі [39] досліджена трибоелектрична динаміка та електричні, теплові, механічні і хімічні градієнти, що розвиваються в поверхневих шарах пар тертя. Оцінено фізичні поля поверхневих зон металополімерних пар тертя виходячи з розподілу в них об'ємних зарядів і зарядженості їхніх шарів. Встановлений вплив електричних полів на знософрикційні властивості та енергонавантаженість металополімерних пар тертя гальмових пристроїв. Досліджений зв'язок енергетичних рівнів поверхонь тертя під час трибоелектричної взаємодії та процесів термостимульованої поляризації і деполіризації електричними струмами поверхонь контактів на енергонавантаженість металополімерних пар тертя. Встановлений вплив зміни типів контактів на напрямок електричних струмів в поверхневих шарах пар тертя. Розкрита природа розвитку температурних градієнтів під час циркуляції електричних струмів в поверхневих шарах фрикційних елементів.

Розроблений метод визначення внутрішніх та зовнішніх експлуатаційних параметрів гальмових пристроїв нафтогазового обладнання [64]. Оцінена піддатливість елементів конструкцій фрикційних вузлів і їх стиків в різних типах гальмових пристроїв та встановлений її вплив на теплонавантаженість та динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя. Запропоновані конструкції удосконалених і нових фрикційних вузлів різних видів гальмових пристроїв нафтогазового обладнання з підвищеною допустимою енергонавантаженістю та покращеними знософрикційними властивостями.

Недолік роботи полягає в тому, що в ній не була приділена увага високоефективному рідинному охолодженню ободів шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

На основі системотехніки, теорії і результатів розрахунку спроектовано високоефективні фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [64]. Із залученням системного підходу, аналізу та синтезу досліджено параметри ефективності та енергоємності їхніх пар тертя (стабільність і коливання величин динамічного коефіцієнта тертя та гальмового моменту; ефективність і зведена ефективність гальмування, питома енергоємність). Систематизовано по групах основні експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма, що дозволило виконати стохастичне трибомодельювання процесів тертя та зносу поверхневих шарів їхніх робочих поверхонь. Запропоновано метод оцінки теплового балансу складеного гальмового шківів при примусовому повітряно-рідинному охолодженні його матових та полірованих поверхонь, визначено його енергонавантаженисть і температурні напруження. Здійснено оптимізаційне проектування складеного гальмового шківів, за енергетичним рівнем оцінено ресурс фрикційної накладки, яка примусово охолоджується в парах тертя гальма.

Однак камерна рідинна система, яка розташована під ободом гальмового шківів має суттєвий недолік в тому, що в ній в якості теплоносія використовується вода, яка має невисоку ентальпію.

На основі вищевикладеного перейдемо до завдань досліджень даної роботи.

1.6. Завдання досліджень

Існуючі погляди на силову [1, 2, 6, 7, 10, 52, 74, 83 та ін.] та теплову [4, 7, 15, 19, 28 та ін.] енергонавантаженисть, на зародження і розвиток мікротріщин на робочій поверхні металевого фрикційного елемента [10, 69, 74, 75, 78 та ін.] на розрахунок експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів [4, 7, 36, 38 та ін.], оптимізацію їх конструктивних та експлуатаційних параметрів [16, 17, 50, 58 та ін.] та вимушеного повітряно-водяного охолодження складених шківів [64] і визначили стосовно до

металополімерних пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок наступні завдання:

- ввести поняття темпів нагрівання і вимушеного охолодження поверхневих і приповерхневих шарів ободів гальмових шківів при імпульсному і тривалому підводі теплоти, що дає можливість визначити поверхневі і об'ємні температурні градієнти;
- провести дослідження енергонавантаженості пар тертя гальма без та з камерним нанорідинним охолодженням обода шківа та оцінити його ефективність;
- розкрити природу виникнення складових енергонавантаженості пар тертя гальма без та з камерним нанорідинним охолодженням обода шківа та оцінити його ефективність;
- оцінити гідродинаміку рідини в камері складеного гальмового шківа та визначити в ній термодинамічні параметри нанорідини для оцінки ефективності примусового охолодження;
- оптимізувати конструктивні та експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальма багатокритеріальним методом за допомогою локальних та комплексних критеріїв оптимальності.

РОЗДІЛ 2

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

2.1. Математична задача оптимізації конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Початковий етап оптимізації будь-якого конструктивного елемента фрикційного вузла полягає в правильній постановці задачі оптимізації на основі аналізу всіх вимог, що висуваються до проектованої конструкції взаємозв'язку її елементів.

Перш за все повинні бути задоволені технічні вимоги, що визначають функціональне призначення конструкції. Для підвищення ефективності дії проектованої конструкції фрикційного вузла необхідно враховувати енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів матеріалів пар тертя. Крім того проектована конструкція повинна відповідати і сучасним соціальним вимогам (по техніці безпеки, зручності керування і обслуговування, естетики та ін.).

Багато з вимог, що висуваються до проектованої конструкції, суперечливі і при задоволенні одних вимог неможливо виконати інші. Тому доводиться приймати компромісне рішення. Оскільки кожній вимозі можуть відповідати кілька варіантів конструкцій, тому необхідно вибрати оптимальний варіант, який повинен задовольняти вимогам проектування та експлуатації.

Процес вибору оптимального варіанта проектованої конструкції полягає в цілеспрямованій її зміні на основі моделювання процесів, явищ і ефектів, які характеризують зовнішні і внутрішні параметри елементів

фрикційного вузла, критерії оптимальності процесів функціонування та експлуатації, критерії обмеження на їх параметри, метод пошуку оптимального варіанту.

При традиційному проектуванні конструктор, в основному, віртуально створює моделі процесів функціонування конструкції та її експлуатації іноді застосовує наближені розрахункові формули і експериментальні моделі процесів функціонування елементів фрикційного вузла.

При автоматизації проектування за допомогою комп'ютерних технологій конструктор повинен мати чисельні моделі, що імітують зазначені процеси, явища і ефекти. Математична постановка задачі оптимізації в основному, залежить від можливостей використовуваної імітаційної моделі процесів, явищ і ефектів, що розглядаються. В даний час є імітаційні числові моделі функціонування окремих елементів фрикційних вузлів, а досить точних числових моделей процесів, явищ і ефектів, що відбуваються на їх поверхнях і приповерхневих шарах ще не розроблено.

Тому при постановці задач оптимізації фрикційних вузлів математично описуються тільки вимоги функціонування оптимізованого об'єкта, а вимоги експлуатації враховуються побічно.

При оптимізації конструкції фрикційного вузла конструктор зазвичай використовує нечіткі критерії і різні обмеження. В умовах автоматичного пошуку оптимуму критерії оптимальності повинні бути чітко виділені і математично описані, а на інші параметри процесів, явищ і ефектів повинні бути накладені кількісні обмеження.

Визначення критеріїв оптимальності і обмежень становить основу математичної постановки задачі оптимізації. Розглянемо загальне формулювання задачі оптимізації елементів фрикційного вузла. Всі параметри і показники, які описують процеси, що відбуваються у фрикційних вузлах, можна розділити на дві групи: варійовані параметри і характеристики об'єкта оптимізації. До групи змінних параметрів включимо незалежні (вхідні) параметри, якими варіюємо при пошуку оптимуму. Сукупність

змінних параметрів позначимо вектором $\bar{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ в n - вимірному просторі X .

До групи характеристик об'єкта включимо залежні (вихідні) параметри, за якими проводять оцінку якості оптимізованого об'єкта.

Сукупність характеристик позначимо вектором $\bar{Y} = (y_1, y_2, \dots, y_e)$ в e - вимірному просторі Y .

Між варійованими параметрами і характеристиками \bar{Y} існує функціональний зв'язок, який в даному випадку можна задати у вигляді математичної моделі оптимізованого елемента фрикційного вузла:

$$Y = A\left(\bar{X}\right), \quad (2.1)$$

де A - оператор (формула, диференційне рівняння, алгоритм або програми і таке ін.).

Математична постановка задачі оптимізації будь-якого елемента фрикційного вузла визначається характерами простору змінних параметрів X , простору характеристик Y і видом оператора A в моделі (2.1). В залежності від X , Y , і A задачу оптимізації елемента фрикційного вузла можна представити у формі задачі математичного програмування або у формі задачі оптимального керування. В основному це залежить від того, чим варіюють: параметрами - числами або параметрами - функціями. Якщо варіювання проводять параметрами - числами, тобто простір варійованих параметрів скінченномірний і кожен елемент його представляє собою сукупність $\bar{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ з n - дійсних чисел, то задача оптимізації будь-якого елемента фрикційного вузла можна сформулювати у вигляді задачі математичного програмування: знайти сукупність таких значень параметрів \bar{X} , при яких цільова функція Q досягає екстремуму (максимуму або мінімуму) в межах обмежень, накладених на характеристики і варійовані параметри.

Якщо варіюють параметрами, які являють собою не дійсні числа, а функції, $\bar{X} = [x_1(t_1), x_2(t_2), \dots, x_n(t_n)]$, то задачу оптимізації елементів фрикційного вузла можна сформулювати у вигляді наступної варіаційної задачі оптимального керування: з усіх допустимих вектор-функцій $\bar{X} = [x_1(t_1), x_2(t_2), \dots, x_n(t_n)]$, що перевершують фазову точку $Y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$ процесу (2.1) з положення \bar{Y}_0 (початкова фазовий стан процесу) в положення \bar{Y}_1 (кінцевий фазовий стан процесу), вибрати таку вектор-функцію, яка надає цільовій функції Q екстремального значення.

Однак рішення варіаційних задач оптимального керування зазвичай пов'язане з великими труднощами при чисельному рішенні. Тому бажано звести варіаційні задачі оптимального керування до скінченомірних завдань математичного програмування. Це можна здійснити за допомогою методу [29], який полягає в заміні функціоналів функціями кінцевого числа змінних, зведенні функціонального простору змінних параметрів до скінченомірного простору дійсних чисел. Наприклад, включити параметри-функції в число варійованих можна, якщо подати їх через узагальнені параметри. У загальному випадку параметр-функція може бути замінена апроксимуючим поліномом, тоді варіювання проводять кількома коефіцієнтами цього полінома. Нижче будуть розглядатися тільки задачі математичного програмування.

На працездатність фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм впливає велика кількість чинників, які умовно можна розділити на три групи:

- температури в характерних точках обода шківа;
- температурні напруження і деформації обода шківа, викликані його нерівномірним нагріванням;
- імпульсні нормальні зусилля і механічні напруження.

Здійснюючи постановку задачі оптимізації елементів фрикційного вузла, необхідно враховувати, що при зміні конфігурації деталі в процесі

оптимізації в загальному випадку змінюються всі три групи чинників. Так, при зміні товщини стінки обода шківів змінюється її температура. Внаслідок цього, а також зміни жорсткості конструкції перерозподіляються температурні напруження. Зі зміною жорсткості обода шківів змінюються поля механічних напружень.

Аналіз вимог, що висуваються до деталей фрикційного вузла, облік можливостей математичних моделей (2.1) процесів, явищ і ефектів, що протікають в поверхневих і приповерхневих шарах обода шківів, дозволяють сформулювати такі типи математичної постановки задачі оптимізації елементів фрикційного вузла.

Задача 1. Знайти значення варійованих параметрів \bar{X} , які забезпечують мінімум максимальних термічних напружень σ_{\max} в найнебезпечнішій точках обода шківів в межах обмежень, накладених на напруження σ_i в інших точках, температурний рівень T_i , переміщення e_i точок, а також обмежень на варійовані параметри, тобто

$$Q(X) = \sigma_{\max}(X) \rightarrow \min, \quad (2.2)$$

при обмеженнях

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq \sigma_i \left(\bar{X} \leq [\sigma_{iB}] \right); \\ 0 \leq T_i \left(\bar{X} \leq [T_{iB}] \right); \\ 0 \leq e_i \left(\bar{X} \leq [e_{iB}] \right); \\ [X_{jH}] \leq X_j \leq [X_{jB}] \\ i = 1, 2, \dots, p; \quad i = 1, 2, \dots, p; \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

де $[\sigma_{iB}]$ - верхня границя обмеження напружень, що визначається, в основному, величиною перевищення допустимих напружень; $[T_{iB}]$ - верхня границя обмеження температур, що визначається властивостями фрикційних матеріалів полімерних накладок; $[e_{iB}]$ - верхня границя обмеження зміни

поверхневої температури обода шківа; $[X_{jH}]$, $[X_{jB}]$, - відповідно, нижня і верхня границі обмеження варійованих параметрів, що визначається геометричними, конструктивними і технологічними умовами; p' - число точок на поверхні обода шківа, в яких розраховуються термічні напруження; k - число змінних параметрів.

Рис. 2.1 є геометричною ілюстрацією задачі (2.1) для випадку двомірної оптимізації обода шківа бурової лебідки У2-5-5 при варіюванні товщиною обода $H_{об}$ товщиною стінки його кріпильного виступу $H_{ст}$. Штриховими лініями показані лінії рівня для різних значень цільової функції Q , а суцільними - лінії рівня обмежень. Як видно з рисунка, обмеження утворюють заштриховану область допустимих значень A , а цільова функція Q досягає в точці B оптимального значення.

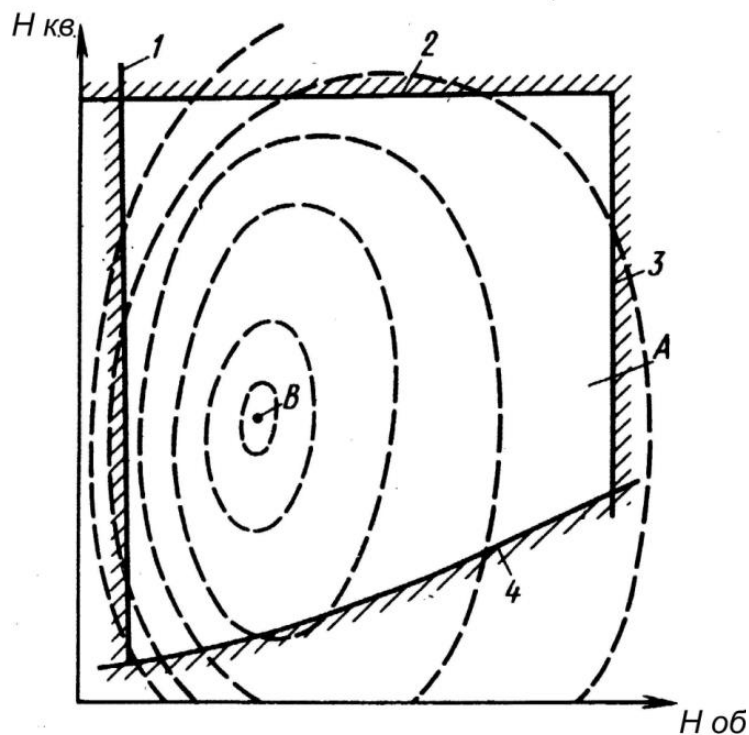


Рисунок 2.1 Геометрична ілюстрація задачі оптимізації обода шківа бурової лебідки У2-5-5: 1-4 – обмеження, відповідно, по основному і додатковому теплових потоках, що генеруються в защемленому і вільному краї обода; температури: на робочій поверхні обода над кріпильним виступом і в його нижній точці, що відповідає кріпильному виступу шківа

Різновидом задачі (2.1) є задача мінімізації температури в точці обода, розташованої над кріпильним виступом.

$$Q(X) = T_i(X) = \min, \quad (2.4)$$

при обмеженнях (2.3).

У практичних завданнях немає необхідності домагатися абсолютного мінімуму σ_{\max} . Як правило, достатньо підібрати параметри, при яких σ_{\max} незначно відрізняється від допустимих значень. В цьому випадку використовують другу задачу оптимізації елементів фрикційного вузла.

Задача 2. Знайти параметри X , при яких забезпечується мінімум перевищення максимальних напружень над допустимими значеннями в найнебезпечнішій точці обода в межах обмежень (2.3):

$$Q(X) = \sigma_{\max} \left(\bar{X} - \sigma_{\bar{A}\bar{H}} \right) \rightarrow \min. \quad (2.5)$$

Особливістю даної задачі є те, що в ободі виникають два види напружень - механічні і термічні, які мають різні допустимі значення. Різний характер зміни термічних і механічних напружень призводить до того, що по суті на практиці доводиться вирішувати задачі мінімізації одного типу напружень при обмеженні напружень іншого типу. Наприклад, можлива наступне формулювання задачі.

Задача 3. Визначити параметри X , при яких забезпечується мінімум перевищення максимальних температурних напружень над допустимим їх рівнем в найнебезпечнішій точці обода в межах обмежень (2.3) і при обмеженні механічних напружень в найбільш небезпечній точці, тобто

$$\left. \begin{aligned} Q(\bar{X}) &= \left(\sigma_{T_{\max}}(\bar{X}) - \sigma_{T\bar{A}\bar{H}} \right) \rightarrow \min; \\ 0 \leq \sigma_M(\bar{X}) &\leq [\sigma_{M.B}] \end{aligned} \right\}, \quad (2.6)$$

Для вирішення задачі знаходження оптимальних параметрів елементів фрикційного вузла, сформульованої у вигляді співвідношень (2.2 - 2.6), можна застосовувати математичні методи дослідження операцій.

Постановки задач оптимізації теплонапружених ободів шківів відрізняються великим різноманіттям. Кожна конкретна постановка враховує основні особливості оптимізованої конструкції, тип використовуваної математичної моделі, очікувані витрати на проведення дослідження та ін. При всьому різноманітті завдань найголовніше - дотримуватися правильного методичного підходу до їх вирішення, чітко диференціювати залежні змінні і незалежні фактори, встановлювати достатні обмеження, виконувати коректне математичне формулювання. Вирішенню будь-якої задачі повинен передувати неформальний аналіз проблеми. Рішення ж сформульованої екстремальної задачі може бути виконано формальними засобами методів математичного програмування. Необхідно відзначити, що оптимізація конструкції, а отже, і її оптимальний варіант, не можуть розглядатися у відриві від конкретного завдання оптимального проектування. Тому під терміном «оптимальна» мається на увазі не деяка ідеальна за своїми якостями гіпотетична конструкція, а деталь, форма якої визначається в результаті рішення відповідної математично поставленої екстремальної задачі. Очевидно, що ступінь "оптимальності" деталі залежить від досконалості постановки задачі і застосовуваної математичної моделі.

Зазвичай методи оптимального проектування застосовують для знаходження раціональних форм, а також співвідношень між конструктивними елементами обода і його кріпильного виступу в рамках певної структурно-схемного компоновання кріпильного виступу по відношенню до обода шківа. Розчленування конструкції на окремі деталі, зміна принципів кондуктивного охолодження, введення додаткових істотних конструктивних елементів - все це поки виконує конструктор, так як багато питань конструювання вирішуються на рівні винаходів. Навряд чи можна сподіватися, що параметрична оптимізація дозволить ввести в конструкцію додаткові елементи. Але вона буде виключно корисна при визначенні місця розташування цього елемента, його розмірів і розмірів інших елементів деталі. Наведемо простий приклад.

На рис. 2.2 і 2.3 показано зміни конструкції ободів гальмівних шківів, розбивка яких на елементи здійснена в горизонтальній і вертикальній площинах [58]. Такий конструктивний підхід дозволив помітно знизити металоємність частин обода, а отже, і їх енергонавантаженість. Крім того, це конструктивне рішення змінило схему силового навантаження імпульсними нормальними зусиллями робочої поверхні обода шківа і дозволило зменшити товщину його стінки, що зумовило зниження рівня температурних напружень.

Для подальшого зниження рівня температурних напружень в ободі шківа, частина теплоти яку він акумулює необхідно направити в теплові труби, які також розвантажать і теплонавантаженість робочих поверхонь фрикційних накладок (див. рис. 2.2). Таким чином досягається зниження рівня температурних напружень обода шківа.

Для подальшого зниження рівня температурних напружень обода шківа необхідно ускладнити його конструкцію, використовуючи нові схеми непрямого охолодження так, наприклад, термоелектричного охолодження (див. рис. 2.3).

Таким чином, завжди до формалізації задачі оптимального проектування слід провести ретельний аналіз можливих конструктивних рішень, так як конкретні постановки задачі для однієї і тієї ж проектованої деталі можуть значно відрізнятися. Наприклад, оптимальний варіант ободу шківа, що охолоджується теплоносієм в різному фазовому стані, може виявитися цілком задовільним з точки зору експлуатації. Якщо ж поставити задачу оптимізації параметрів цього обода, використовуючи систему охолодження у вигляді засвердлених каналів в ребордах обода, то також може бути отримано цілком прийнятне рішення. Однак зазначені системи по ефективності охолодження не є співставними.

Оптимальне проектування теплонапруженого обода шківа не визначений метод, а скоріше методологія вирішення широкого кола задач, спрямованих на підвищення довговічності обода шківа. Розвитку та розширенню практичного використання оптимізації сприяють, з одного боку,

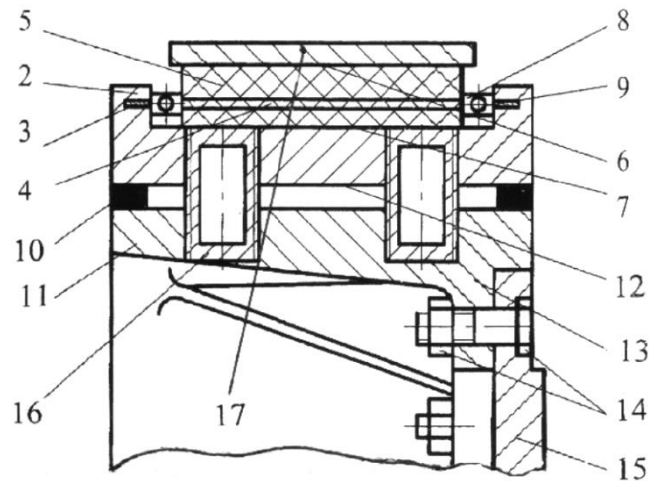


Рисунок 2.2 Фрикційний вузол зі складеним ободом гальмового шківів і з охолодженням типу «теплова труба»: 1, 2, 3 - гальмовий шків з ребрами і кільцевими пазами; 4, 8, 9 - опуклі пружні пластини з потовщенням і отворами; 5, 6, 7 - фрикційна накладка із зовнішніми і внутрішніми робочими поверхнями; 10, 11 і 12, 13 - зовнішня з матовою поверхнею і внутрішня з виступом частини ободу шківів; 14 - болтове з'єднання; 15 - фланець барабана; 16 - теплова трубка; 17 - гальмова стрічка

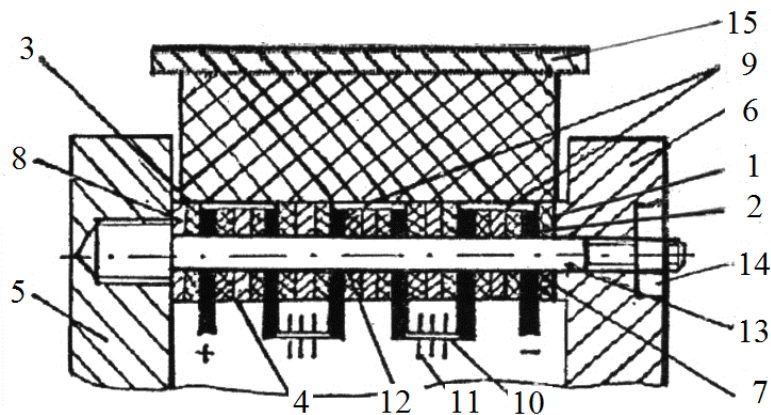


Рисунок 2.3 Фрикційний вузол з ободом гальмового шківів зібраного з циліндричних дисків з термоелектричною системою охолодження: 1 - гальмовий шків; 2, 3, 4 - обід шківів з робочою і неробочою поверхнями; 5, 6 - ліва і права реборди шківів; 7, 8 - кільця: у вигляді термоізоляційної прокладки і сталеві; 9 - пластини-перемички; 10, 11 - тепловідвідні пластини з ребрами; 12 - наскрізні отвори; 13 - теплоізольовані сталеві шпильки; 14 - кріпильна гайка; 15 - гальмова стрічка

удосконалення сучасних чисельних методів розрахунку, таких, як метод скінченних елементів (МСЕ) і з іншого - швидкий розвиток ефективних методів пошуку екстремуму. Для теплонапружених елементів фрикційних вузлів знаходження оптимальних параметрів є найбільш важливим, так як незадовільна надійність деталей фрикційного вузла гальмує подальше їх удосконалення.

При постановці задачі оптимізації велике значення має правильний вибір змінних параметрів. Число змінних параметрів, їх цілочисельність і взаємозалежність у великій мірі впливають на вибір математичного методу рішення задачі оптимізації. Розглянемо основні вимоги, що висувуються до складу і числу варійованих параметрів, і сформулюємо декілька загальних положень, якими слід керуватися при їх виборі при оптимізації елементів фрикційного вузла.

1. При варіюванні різними конструктивними параметрами необхідно вибирати тільки ті параметри, які не пов'язані між собою.
2. Слід прагнути ліквідувати серед варійованих параметрів такі, які можуть приймати лише цілочисельні значення.
3. Трудомісткість рішення задачі оптимізації в значній мірі визначається числом варійованих параметрів. При великому числі параметрів задача стає практично нерозв'язною. Тому при постановці задачі оптимізації слід в число змінних параметрів включати тільки ті параметри, які найбільшою мірою впливають на обраний критерій оптимальності. Вибрати такі параметри можна на основі відомих експериментальних залежностей, досвіду конструювання і інтуїції дослідника. Однак в цьому випадку може виявитися, що деякий параметр, який суттєво впливає на процес, не буде розглянутий. А якщо один або кілька таких параметрів не будуть включені в процедуру варіювання, то процес пошуку оптимуму може виявитися неефективним, а завдання оптимізації втратить практичний сенс. Тому при скороченні числа варійованих параметрів можна використовувати метод, який відсіює серії наближених розрахунків завдяки комп'ютерним

технологіям. Відповідно до цього методу в число змінних параметрів спочатку включають велике число параметрів. Потім виконують серію розрахунків характеристик оптимізованого процесу за спрощеною методикою (за алгоритмом, який вимагає невеликого машинного часу на один варіант розрахунку). За результатами розрахунків обчислюють коефіцієнти при відносних значеннях параметрів в лінійному рівнянні регресії для критерія оптимальності. Якщо параметри варіювалися в вузькому інтервалі, абсолютні значення коефіцієнтів регресії можуть служити оцінкою вкладу кожного з варійованих параметрів в загальний вплив на критерій оптимальності.

4. Якщо задачею оптимізації є удосконалення конструктивних елементів фрикційного вузла, що знаходяться на випробуванні або в експлуатації, при виборі числа і складу змінних параметрів слід врахувати ще одне обмеження - інтервали зміни зовнішніх і внутрішніх параметрів елементів фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма.

2.2. Критерії оптимальності та обмеження конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів

Вибір і формалізація критеріїв і обмежень складають основу математичної постановки задачі оптимізації. Конструктор прагне вибрати найкращий варіант конструкції деталей фрикційного вузла. Відповісти на це питання буває важко, так як існують різні думки про те, що вважати найбільш ефективною характеристикою або показником якості оптимізованої системи теплонапружених деталей фрикційного вузла.

Перш за все необхідно мати на увазі, що оптимізовані теплонапружені деталі фрикційного вузла можна розглядати як ізольовану систему, так як від конструкції обода шківів залежить ефективність дії гальма в цілому. При виборі критеріїв оптимальності теплонапружених деталей слід враховувати

критерії, прийняті для проектування оптимальної конструкції фрикційного вузла.

Розглянемо загальні положення про вибір критеріїв і обмежень при проектуванні оптимальних конструкцій фрикційних вузлів. Для обґрунтованого вибору критеріїв і обмежень необхідно всебічно проаналізувати вимоги, що висувуються до проектованої конструкції. Перелік основних технічних вимог, що висувуються до ефективності дії фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм виглядають таким чином.

Вимоги, між якими виникають протиріччя, найбільш важливі для задач оптимізації. При проектуванні фрикційних вузлів протиріччя виникають, в основному, при спробах задовольнити одночасно вимоги функціонування і експлуатації. Слід зауважити, що характер цих вимог залежить від структурного рівня проектованого об'єкта: для деталі вимоги - одні, для складальної одиниці - інші, а для гальма в цілому - треті. Доцільно виділити два рівня вимог. Перший відноситься до фрикційного вузла і гальма в цілому, другий - до деталі.

Для обґрунтованого вибору критеріїв оптимальності і призначення обмежень необхідно згідно системному підходу розглянути сукупність вимог, що висувуються до фрикційного вузла і його складальних одиниць. Процес експлуатації конструкції висуває цілий ряд вимог по технології і організації ремонту і технічного обслуговування, а з умов ефективності виробництва виникають вимоги щодо організації виробництва, технологічного процесу, допоміжного процесу і обслуговування цих процесів. Кожна група вимог складається з декількох вимог. Наприклад, вимоги функціонування складаються з вимог до енергонавантаженості; умов роботи; рівня ефективності; зносо-фрикційних властивостей пар тертя; конструкції фрикційного вузла; надійності роботи; автоматичного керування і регулювання; розподілу навантаження по накладкам гальмової стрічки.

Майже кожне вимога складається з декількох вимог, що висувуються вже до конкретних параметрів фрикційного вузла.

На другому структурному рівні оптимізують параметри деталі (матеріал, розміри, масу) та її форму, точність виготовлення, шорсткість поверхонь та ін. Для вибору оптимального варіанту необхідно враховувати вимоги функціонування (міцність, довговічність, надійність, характер і вид з'єднань, компоновка складальної одиниці, експлуатаційні режими) і вимоги виробництва (одержання заготовки, термічна і механічна обробки, складання, взаємозамінність і уніфікація, контроль та ін.). Між цими вимогами існують складні зв'язки, які потрібно враховувати при прийнятті рішень. Наприклад, при виборі оптимальної форми деталі враховується взаємозв'язок вимог компонування, уніфікації, технології отримання заготовки та механічної обробки, при визначенні розмірів деталі - взаємозв'язок вимог міцності, довговічності, компонування, технології та уніфікації. Аналізуючи вимоги, можна обґрунтувати критерій оптимальності і призначити обмеження при формулюванні задачі оптимізації проектування будь-якої теплонапруженої деталі фрикційного вузла.

При виборі і формалізації критеріїв оптимізації доцільно керуватися наступним.

1. При призначенні цільової функції слід виходити з необхідності забезпечення виконання технічного завдання на проектування конструкції при мінімумі матеріальних витрат на її експлуатацію та виробництво щоб максимально задовольнити вимоги споживача при певних матеріальних витратах на експлуатацію та виробництво спроектованої конструкції.

2. При вирішенні кожної задачі оптимізації треба прагнути з декількох показників, які характеризують конструкцію, в якості критерію оптимальності вибрати один показник, а на інші накласти обмеження. Відповідно до теорії побудови оптимальних систем не можна ставити завдання одночасного досягнення екстремуму двох і більше функцій декількох змінних, так як екстремуми у різних функцій не відповідають одному і тому ж значенню сукупностей аргументів. Якщо не можливо обрати

критерій оптимальності, задачу необхідно ставити і вирішувати як багатокритеріальну, багатоцільову [25].

3. При виборі критерія оптимальності складної конструкції доцільно представити його як комбінацію показників якості складових частин цієї конструкції. Частка участі складових в утворенні узагальненої цільової функції буде різною. Оптимальному варіанту будуть відповідати певні відносні значення складових цільової функції, які характеризують оптимальний варіант. При цьому можна буде оцінити збалансованість оптимальної конструкції в цілому, а також кількісно оцінити ступінь впливу різних частин на оптимум конструкції.

4. Критерій оптимальності повинен володіти наочністю, тобто характеризувати основну властивість оптимізованого процесу, явища, ефекта або конструкції і виражатися кількісно.

5. Критерій оптимальності повинен володіти критичністю, тобто істотно впливати на якість рішення загальної задачі проектування конструкції, а також помітно змінюватися при варіюванні параметрів.

6. Бажано, щоб критерій оптимальності був стійким в околиці оптимального рішення. Якщо на критеріальній поверхні виділити дві зони - далеко від екстремуму критерію і поблизу нього, то кращим буде той критерій, який в далекій зоні змінюється різко (відбір кращих рішень), а в ближній - плавно (нечутливість рішення до перешкод).

7. Критерій повинен бути по можливості простим. З декількох показників, які характеризують одну і ту ж властивість конструкції і до яких вона однаково чутлива, необхідно вибрати найпростіший. Простота критерію оцінюється з точки зору можливостей пошуку оптимального рішення.

8. У ієрархічній системі завдань оптимізації вибір критерія оптимальності рішення локальної задачі повинен здійснюватися з урахуванням можливості визначення глобального критерія оптимізації конструкції в цілому. При цьому для декількох взаємопов'язаних задач доцільно використовувати загальне формулювання локальних критеріїв,

наприклад, мінімізація відхилення однієї з характеристик розв'язуваної задачі нижчого рівня ієрархії від оптимального значення відповідного параметра, знайденого в результаті рішення екстремальної задачі вищого рівня ієрархії.

Вимоги, що висуваються до спроектованої конструкції обумовлюють певні обмеження при виборі оптимальних параметрів. Обмеження надзвичайно важливі при проектуванні фрикційного вузла та його елементів. Так, наявність обмежень надає сенс задачі побудови оптимальної системи, рішення якої має відповісти на питання, як домогтися найкращих результатів при обмежених ресурсах.

Склад і кількість врахованих обмежень залежить від характеру розв'язуваної задачі. Тому нижче даються тільки основні рекомендації по вибору обмежень на характеристики і варійовані параметри оптимізованого елемента фрикційного вузла.

1. При призначенні границь обмеження не слід їх занадто звужувати, так як в результаті звужується область, в якій проводиться пошук оптимального рішення. В цьому випадку можна не знайти об'єктивно існуюче оптимальне рішення і прийняти замість нього інше, близьке, але значно гірше за обране критерієм. При математичній постановці завдання треба прагнути від обмежень-рівностей переходити до обмежень-нерівностей.

2. При виборі обмежень необхідно особливу увагу звертати на їх сумісність, тобто обмеження повинні бути такими, щоб існувало рішення, яке задовольняє всім обмеженням. Несумісність обмежень, які накладаються, не завжди є очевидною і встановлюється тільки в процесі виконання завдання, коли на постановку і її рішення вже витрачено багато праці. Для запобігання несумісності обмежень іноді слід змінити всю постановку задачі. В даний час ще не знайдений ефективний метод попереднього відбору обмежень, який би гарантував відсутність несумісних обмежень.

3. Вимога, яка не має математичного опису, потрібно попередньо вивчити і врахувати його як обмеження тільки в тому випадку, якщо воно

істотно впливає на хід рішення задачі оптимізації.

4. Обмеження на варійовані параметри слід призначати з урахуванням обраної конструктивної схеми, яка обмежує межі зміни зовнішніх і внутрішніх параметрів конструкції.

5. В ієрархічній системі завдань обмеження в локальних завданнях оптимізації необхідно вибирати з урахуванням взаємозв'язку їх з обмеженнями інших завдань оптимізації фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

2.3. Критерії оптимальності елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

2.3.1. Локальні

При вирішенні завдань оптимізації окремих елементів фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма можна обмежуватися локальними критеріями оптимальності. Ці критерії відповідають одиничним показникам якості, які використовують для оцінки рівня якості фрикційного вузла в цілому і його окремих елементів (фрикційної накладки, гальмового шківів і стрічки). Тому для вибору локальних критеріїв фрикційного вузла при його атестації можна використовувати (з урахуванням специфіки гальмобудування) методику оцінки рівня якості промислової продукції.

Методикою оцінки рівня якості фрикційного вузла є наступні групи показників: класифікаційні; технічної досконалості; надійності; технологічності; ергономічні; естетичні; стандартизації та уніфікації; економічні.

Склад часткових показників, що входять в перелічені групи, визначається конкретним типом фрикційного вузла (однопарний, багатопарний). При цьому будь-які з приватних показників можуть

застосовуватися в якості локальних критеріїв оптимальності при математичній постановці завдань оптимізації елементів фрикційного вузла.

Наприклад, при виборі критеріїв оптимальності і обмежень фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма можна використовувати такі показники якості:

- зносо-фрикційні властивості пар тертя;
- частота обертання обода шківа;
- імпульсні нормальні сили і сили тертя;
- імпульсні питомі навантаження;
- статичний і динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя;
- енергоємність елементів пар тертя;
- застосовуваність стандартних і уніфікованих деталей;
- загальний коефіцієнт застосованості.

Якщо використовують показники якості у вигляді цільових функцій і обмежень, то при формулюванні умов оптимальності виникає питання про чисельні значення, в яких повинні виражатися ці показники якості. Згідно з діючими методиками оцінки якості продукції треба прагнути до значень показників якості кращих зразків фрикційних вузлів - аналогів.

Однак метод порівняння з кращими зразками має істотні недоліки. Головний недолік полягає в тому, що ці порівняння можна проводити тільки після накопичення досвіду експлуатації кращого зразка, а не в період проектування. Тому при використанні цього методу відставання від кращих зразків і розрив між попитом і пропозицією перетворюється в свого роду закономірність. Облік самих ранніх етапів проектування (перспективний зразок) тільки незначно скорочує це відставання. Метод порівняння з кращими і перспективними зразками не дозволяє врахувати особливості заводів-виготовлювачів, особливості яких повинні враховуватися при атестації. Самі поняття "кращий зразок" і "вище досягнення вітчизняної та зарубіжної науки і техніки" без застосування теорії оптимізації не можна вважати достатньо суворими для того, щоб покласти їх в основу

математичної постановки задач оптимізації якості продукції. Тому вибір граничних значень показників якості фрикційних вузлів бажано проводити на базі застосування математичних методів оптимізації з урахуванням їх енергоємності, а також обмежень, що діють при їх проектуванні, виробництві та експлуатації.

Спираючись на основні положення оптимізації, вимозі стандартів, завдання вибору оптимальних (граничних) значень показників якості фрикційних вузлів можна сформулювати наступним чином. Потрібно знайти такі значення показників якості Q_1, \dots, Q_m , при яких цільова функція ефективності та витрат досягає максимуму, тобто

$$E(Q_{1i}, \dots, Q_m, t_B, t_{fl}) = \max, \quad (2.7)$$

за умови виконання обмежень на виробничі можливості заводів виготовлячів, тобто

$$[R_{кн}] \leq R_k(Q_{1i}, \dots, Q_m) \leq [R_{кв}], \quad (2.8)$$

а також за умови виконання обмежень, які випливають з технічних можливостей подальшого удосконалення конструкції фрикційного вузла, тобто

$$[П_{jн}] \leq П_j(Q_{1i}, \dots, Q_m) \leq [П_{jв}], \quad (2.9)$$

де $[R_{кв}]$, $[П_{jв}]$, $[R_{кн}]$, $[П_{jн}]$ - відповідно, верхні і нижні границі обмежень; t_B - час впровадження стандарту; t_d - період дії стандарту.

Фрикційний вузол, який має показники якості, що збігаються з оптимальними значеннями показників, знайденими в результаті вирішення задачі (2.7) - (2.9), можна вважати вищим досягненням науки і техніки, найкращим зразком, з яким треба порівнювати якості фрикційних вузлів даного типу. Знайдені значення показників слід використовувати при формулюванні умов оптимальності в задачах оптимізації фрикційного вузла (визначення тенденцій зміни критерію оптимальності і вибір границь обмежень).

Вирішити строго математично задачу (2.7) - (2,9) в даний час важко, так як необхідно отримати адекватні математичні вирази цільової функції

(2.7) і особливо обмежень (2.8), (2.9). Однак якщо є достатньо розвинена автоматизована система керування заводами-виробниками (АСУП), то існує реальна можливість для вирішення поставленої задачі шляхом створення комплексних математичних моделей і застосування кількісних методів оптимізації в умовах обробки великих масивів інформації за допомогою комп'ютерних технологій.

При відсутності таких можливостей завдання (2.8) - (2.9) може бути наближено вирішена традиційними методами аналізу і синтезу відомих з досвіду залежностей, показників якості фрикційних вузлів від умов їх виробництва на основі наближених техніко-економічних розрахунків.

Якщо є чисельні значення показників якості Q_1^* ..., Q_m^* перспективного зразка фрикційного вузла, знайдені в результаті точного або наближеного рішення задачі (2.7) - (2.9), то можна сформулювати задачу пошуку оптимальних параметрів фрикційного вузла, при яких забезпечується досягнення бажаних показників його якості Q_1 , ..., Q_m . Нехай в якості локального критерію оптимальності обраний показник Q_1 . Тоді ця задача може бути представлена у вигляді такої задачі математичного програмування: знайти параметри $\bar{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, при яких цільова функція Π досягає мінімуму, тобто

$$\Pi \left(Q_1^* - Q_1(\bar{X}) \right) = \min, \quad (2.10)$$

в межах обмежень, накладених на інші показники якості, тобто

$$[Q_j^* - \epsilon_j] \leq Q_j(\bar{X}) \leq [Q_j^* + \epsilon_j], \quad (2.11)$$

і на варійовані параметри, тобто

$$[x_{iH}] \leq x_i \leq [x_{iB}], \quad (2.12)$$

де ϵ_j - допустимі відхилення показників від бажаних значень; $j = 2, 3, \dots, m$;

x_{iH} , x_{iB} - відповідно, нижня і верхня границя обмежень на варійовані параметри.

Перейдемо до комплексних критеріїв оптимальності елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма.

2.3.2. Комплексні

При вирішенні задач оптимізації в якості критерія оптимальності бажано вибрати комплексний показник якості, формула якого охоплює всі властивості спроектованого фрикційного вузла.

Застосування таких цільових функцій значно спрощує процес пошуку оптимуму. Однак підібрати комплексний критерій оптимальності для фрикційного вузла досить важко. Одним з таких критеріїв є інтегральним показником якості, який можна уявити як $W = E/C \max$, де E - ефект від виробництва і експлуатації фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм; C - витрати на розробку виробництво і експлуатацію фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма.

У цій формулі E і C можуть виражатися в різній формі: технічній (в одиницях потужності, роботи, маси, часу тощо), грошовій (в гривнях), умовних одиницях корисності (бали, коефіцієнти вагомості т.д.).

Критерії W , що застосовуються в даний час для комплексної оцінки якості фрикційного вузла можуть виражатися, наприклад, у вигляді відношення енергій поверхневих і приповерхневих шарів металополімерних пар тертя; відношення гальмових моментів (мінімального до максимального); середньозваженої арифметичної суми одиничних оцінок зносо-фрикційних властивостей пар тертя фрикційного вузла.

Однак використовувати такі комплексні критерії для чисельного рішення задач оптимізації елементів іноді важко через відсутність достовірних математичних залежностей критеріїв від варійованих конструктивних параметрів. У практиці оптимального проектування фрикційного вузла конструктор користується нечіткими критеріями

евристичного типу. Розглянемо можливості математичного опису таких критеріїв на базі системного підходу.

Аналіз оптимальних рішень показує, що при проектуванні складних об'єктів конструктор зазвичай прагне до досягнення якоїсь "середньої міри" по задоволенню заданих вимог до проєктованого об'єкту, тобто шукає стан, який віддалений від крайностей. Конструкція вважається вдалою тоді, коли збалансовані, скоординовані всі показники якості проєктованого об'єкту. Комплексний критерій оптимальності для фрикційного вузла та його елементів можна сформулювати наступним чином: "об'єкт буде оптимальним, якщо знайдена така сукупність параметрів \bar{X} (на вході), при якій досягається гармонійна цілісність композиції одиничних показників якості $Q_1(\bar{X}), \dots, Q_m(\bar{X})$ (на виході), виражена в збалансованості та відповідних пропорціях, коли жоден з параметрів не можна зменшити або збільшити, не порушивши цілісності оптимальної композиції».

При такому розумінні оптимальності як формальної основи для визначення узагальнених цільових функцій можна використовувати безліч ефективних точок, яке при багаторкритеріальній оптимізації називається областю Парето, або областю компромісів [32, 58, 61]. Будь-яка точка області Парето не може бути покращена за будь-якого одиничного показника без погіршення інших. Область Парето представляє собою множину, яка складається з таких точок X_0 , що в області допустимих розв'язків не існує рішення X , для якого

$$Q_1(\bar{X}) \geq Q_1(\bar{X}_0); \quad Q_m(\bar{X}) \geq Q_m(\bar{X}_0).$$

Відповідно до цього узагальнену цільову функцію для задач оптимізації фрикційного вузла можна записати у вигляді $W(v, Q, (X)) \rightarrow \max$, де $v = (v_1, \dots, v_n)$ - вектор коефіцієнтів узагальненої цільової функції; $\bar{Q}(\bar{X}) = Q_1(\bar{X}), \dots, Q_m(\bar{X})$ - вектор одиничних показників якості об'єкта; $(\bar{X}) = (x_1, \dots, x_k)$ - вектор шуканих (варійованих на вході) параметрів об'єкту

оптимізації. Максимум функції W досягається в ефективній точці $\bar{X} = \bar{X}_0$ області Парето, всі точки якої отримуються при зміні коефіцієнтів вектора v . Середньоваговий арифметичний комплексний показник якості, рекомендований методикою оцінки рівня якості промислової продукції, є окремим випадком узагальненої цільової функції. Максимум цього середньовагового показника якості за будь-яких коефіцієнтах вагомості буде досягатися в ефективній точці \bar{X}_0 області Парето тільки в тому випадку, якщо забезпечуються наступні умови: поодинокі (відносні) показники якості, де $i = 1, \dots, m$, є увігнутими функціями; множина допустимих рішень X замкнуто і опукло $\sum_{i=1}^n v_i = 1; v_i \geq 0$. Ці умови слід враховувати при оптимізації елементів фрикційного вузла за критерієм у вигляді середньовагового комплексного показника якості.

Описані вище загальні положення щодо вибору критеріїв і обмежень при оптимізації фрикційних вузлів складають методологічну основу для вибору критеріїв і обмежень при оптимізації різних типів гальмових стрічок або шківів. Однак для вирішення завдань оптимізації елементів фрикційного вузла необхідно враховувати і специфічні особливості оцінки функціонування його деталей.

Узагальнені критерії мають важливе методичне та практичне значення, так як з їх допомогою можна зробити основні якісні висновки про стан деталей фрикційних вузлів, усвідомити характерні фізичні особливості процесів, явищ і ефектів.

Однак основні переваги критеріїв - їх простота і спільність - знаходяться в протиріччі з вимогами точності кількісної оцінки, тому сфера застосування критеріїв обмежується загальними попередніми оцінками рівня енергонавантаженості ободів гальмових шківів.

Моделювання температурного стану поверхневих і приповерхневих шарів ободів гальмових шківів за допомогою сучасних чисельних методів

дозволяє розраховувати температурні поля їх деталей складної конфігурації якими є кріпильні виступи і реборди ободів шківів. В цьому випадку можна підходити до оцінки температурних рівнів ободів шківів із спряженими деталями більш диференційно, враховуючи специфічні особливості роботи їх деталей, недотримання правильного рівня нагрівання яких призводить до добре відомих наслідків - виникнення залишкових термічних напружень, зародженню і розвитку сітки мікротріщин на робочій поверхні, інтенсивному зношуванню, погіршенню зносо-фрикційних властивостей.

Перелічимо основні критерії термічної напруженості, що стосуються температур ободів гальмових шківів.

1. Відношення приросту поверхневої температури обода шківа до приросту об'ємної температури будь-якого з його шарів повинно бути більше одиниці.

2. Відношення полірованої поверхні обода шківа до його матової поверхні повинно змінюватися в межах 0,65 - 0,8.

3. Градієнт температури по робочій поверхні шківа має бути в межах 15-25 °С/мм , за його товщиною, тобто по шарам повинен бути в межах 5-10 °С/мм.

4. Градієнт температури в місці спряження обода шківа з кріпильним виступом і його крайньою точкою не повинен перевищувати 30 – 35 °С/мм.

5. Темпи нагрівання обода шківа до допустимої температури поверхонь фрикційної накладки не повинен перевищувати 10-15°С/с. А при його попаданні вище зони допустимої температури 5-10 °С/с.

На підставі вище викладеного перейдемо до розгляду термічного напруженого стану обода шківа і його аналітичного визначення.

6. Темп вимушеного охолодження поверхонь обода шківа не повинен перевищувати 5-7,5° С/с.

З цією групою критеріїв раніше власне і пов'язувалося поняття термічної напруженості металополімерних пар тертя стрічково-колодкового

гальма. Допустимі рівні температур, що входять в кожен із критеріїв, добре вивчені.

Критерії наступної групи пов'язані з параметрами, які є наслідком нерівномірного нагрівання ободу шківів. Ці критерії оцінюють напружено-деформований стан:

1. Відношення максимальних температурних напружень в ободі гальмового шківів до його допустимої величини. Це один з найбільш складних критеріїв, так як температурні напруження в кожній точці деталі повинні розглядатися спільно з температурою і фізичними властивостями матеріалу.

2. Різке підвищення поточних температурних напружень на які накладаються залишкові температурні напруження сприяють зародженню і розвитку сітки мікротріщин на робочій поверхні обода гальма в місцях концентраторів напружень.

Критерієм останньої групи, що не пов'язано з термічною напруженістю, але в задачах оптимізації конструкції повинні розглядатися в комплексі з усіма іншими критеріями, до яких відносяться і критерії механічної напруженості ободів гальмових шківів.

За аналогією з другою групою критеріїв зазвичай розглядають наступні критерії:

1. Відношення максимальних механічних напружень в приповерхневому шарі обода шківів до допустимих.

2. Відношення максимальних недопустимих переміщень мікронерівностей металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма в характерних зонах контактування. Механічні напруження, в основному, обумовлені дією імпульсних нормальних зусиль і питомих навантажень.

Коло питань, що відносяться до кожного з розглянутих критеріїв, широке. Кожному з них присвячені десятки спеціальних досліджень [10, 38, 76]. Тому при формулюванні конкретних завдань оптимізації конструкції необхідно підходити до вибору критеріїв оптимальності обмежень з

урахуванням всіх характерних особливостей конструкції фрикційних вузлів на основі наведених вище загальних принципів.

2.4. Формування напруженого стану обода шківа і його аналітичне визначення

Перш ніж приступити до формування напруженого стану ободу шківа приділимо увагу його конструктивними особливостями. Гальмовий шків 1 має кріпильний виступ 3, який за допомогою болтів (встановлені з зазором, на рис. 2.4 не показані) приєднаний до фланця 6 барабана 7 лебідки, посадженого на підйомний вал 8 з допомогою шпонок (на рис. 2.4 не показані), що є центруючим пристроєм для ободу шківа 1 щодо фланця 6 барабана 7.

Однією з основних причин виникнення мікротріщин на робочих поверхнях ободів гальмових шківів і можливого їх розриву в процесі експлуатації є наявність в них значних залишкових напружень. Останні викликані незворотними об'ємними змінами в матеріалах ободу шківа, пов'язаних з пластичною деформацією його поверхневого шару під впливом аперіодичних процесів нагрівання і вимушеного конвективного охолодження. Однак суттєве значення на формування залишкових напружень в ободі шківа викликають як конструктивні так і експлуатаційні параметри. До конструктивних параметрів слід віднести:

- товщину і ширину ободу шківа і радіус його робочої поверхні;
- товщину кріплення виступу ободу шківа і його місце розташування по відношенню до ширини ободу;
- відношення площ поперечного перерізу кріпильного виступу ободу шківа до фланця барабану.

До експлуатаційних параметрів металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки необхідно віднести:

- діючі імпульсні нормальні сили в парах тертя;

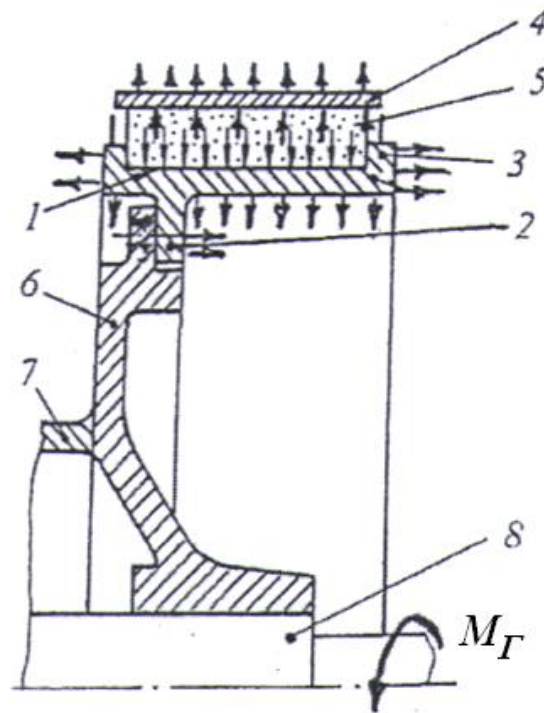


Рисунок.2.4 Схема вузла тертя гальма в складі з барабаном лебідки при гальмуванні у взаємодії зі швидкісними струмами омиваючого повітря: 1, 2, 3 - гальмовий шків з кріпильним виступом і з ребордами; 4 - гальмова стрічка; 5 - фрикційна накладка; 6, 7 - фланець барабану лебідки; 8 - підйомний вал; $M_{Г}$ - гальмовий момент

- поверхневу і об'ємну температури: робочої і внутрішньої поверхні ободу; середню об'ємну ободу і фланця барабану;
- градієнти температури по робочій поверхні ободу і його товщині, а також по товщині фланця барабану;
- темпи нагрівання і вимушеного охолодження обода шківа і його кріпильного виступу.

З фізико-механічних властивостей матеріалів ободу шківа необхідно виділити параметри: коефіцієнт лінійного розширення і модуль пружності. При цьому на фізико-механічні властивості матеріалів ободу шківа суттєво впливає імпульсне і тривале підведення теплоти до його робочої поверхні.

В процесі електротермомеханічного тертя при імпульсній і тривалій передачі теплоти від шару до шару ободу шківа істотну роль відіграє їх

термічний опір. Чим більше відстань від робочої поверхні ободу шківа до його середини, тим менший внутрішній термічний опір через ослаблення теплового потоку, який прошиває товщину чергового шару ободу.

Величина поверхневої температури залежить не тільки від числа спуско-підйомних операцій, що виконуються стрічково-колодковим гальмом бурової лебідки, а й від фізико-хімічних властивостей приповерхневих шарів їх металополімерних пар тертя. Встановлено, що на початку спуску бурового інструменту електрична і тепла енергія, яка генерується, витрачається на прогрів ободу шківа. При цьому приріст температури в ободі шківа є мінімальним, але зате в подальшому він зростає за рахунок збільшення часу гальмування і слабкої вимушеної і вільної конвективної і радіаційної тепловіддачі від матової поверхні шківа швидкісним струмом омиваючого середовища. Причиною є збільшення роботи гальмування, що виконується вузлами тертя і сприяє повному прогріванню ободу шківа в процесі спуску колони бурильних труб в свердловину. Таким чином, на початковій стадії гальмування, в більшості випадків необхідно регулювати величину градієнта температури по товщині ободу шківа (поперечне регулювання). Надалі, при повному прогріві обода шківа буде спостерігатися, в основному, приріст температури на робочій поверхні ободу шківа, а отже, і величини поверхневого градієнта температури (поздовжнє регулювання).

Що стосується кріпильного виступу ободу шківа, то його роль в процесах теплообміну є особливою. Сток теплоти від ободу шківа до кріпильного виступу і далі до фланця барабану відбувається на початку спуску бурового інструменту. В цьому випадку градієнт температури по товщині ободу шківа і кріплення виступу є максимальним. При цьому необхідно мати на увазі, що обід гальмівного шківа виконаний як одне ціле з кріпильним виступом, який, в свою чергу, кріпиться до металомісткого фланця барабану лебідки. Від щільності кріплення, а отже, і теплового кондуктивного теплообміну і залежить енергонавантаженість металоємності робочої поверхні ободу шківа яке і викликає перерозподіл теплових струмів

не тільки в ободі, а й в кріпильному його виступі. При цьому прогрів кріпильного виступу ободу шківів відбувається швидше самого ободу, оскільки металоємність першого в десятки разів менше металоємності обода. Однак кріпильний виступ ободу шківів може відігравати певну роль у виникненні зворотного знака температурного градієнта за рахунок вимушеного конвективного охолодження робочої поверхні ободу шківів при деструктивних змінах в поверхневих шарах фрикційних накладок, які досягли температур вище допустимих для їх матеріалів. При цьому обід гальмового шківів потрапляє в зону термостабілізаційного стану, яке в залежності від металоємності ободу може скласти від трьох до десяти хвилин [23]. Такий стан ободу шківів негативно позначається на ефективності дії металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Напружений стан ободу шківів формується з наступних складових:

- динамічного - від дії імпульсних нормальних зусиль і питомих навантажень в металополімерних парах тертя;
- термічного - від наявності дії температурних градієнтів по товщині в парах «зовнішня поверхня ободу шківів - верхній торець кріпильного виступу» і «нижній торець кріпильного виступу - торець фланця барабану», а також поверхневих градієнтів при відношенні площі поперечного перерізу виступу обода до фланця барабану.

Зупинимося на визначенні складових стискаючих напружень, що діють на робочу поверхню ободу шківів в процесі спуско-підйомних операцій. Максимальні стискаючі напруження σ_{1max} в ободі шківів будуть на його робочій поверхні і вони рівні алгебраїчній сумі складових

$$\sigma_{1max} = \sigma_k + \sigma_1 + \sigma_2, \quad (2.13)$$

де (σ_k , σ_1 , σ_2 - напруження в ободі шківів від дії: питомих навантажень в парах тертя; температурних градієнтів на його робочій поверхні; об'ємної температури: кріпильного виступу (t_e) і ободу шківів (t_{ob}) за умови ($t_{ob} > t_e$).

В свою чергу

$$\sigma_{\kappa} = \frac{N}{2\pi k_{\text{єз}} B \delta}, \quad (2.14)$$

де N - імпульсне нормальне зусилля в парах тертя; $k_{\text{єз}}$ - коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя; B, δ - ширина і товщина ободу шківів.

$$\sigma_1 = \frac{\alpha E (t_1 - t'_1)}{2(1 - \mu)}, \quad (2.15)$$

де α - коефіцієнт лінійного розширення; E - модуль пружності; t_1, t'_1 - температури: робочої і внутрішньої поверхні ободу шківів; μ - коефіцієнт Пуассона.

$$\sigma_2 = \frac{\alpha E (t_{1\text{cp}} - t_{2\text{cp}})}{1 + A_1 / A_2}, \quad (2.16)$$

де $t_{1\text{cp}}, t_{2\text{cp}}$ - об'ємна температура кріпильного виступу і фланця барабана; A_1, A_2 - площі поперечних перерізів кріпильних виступів ободу і фланця барабану.

Для більш точного визначення складових σ_1 і σ_2 в залежності (2.15)

замість $(t_1 - t'_1)$ можна підставити доданок $\tau \left(\frac{\partial t_1}{\partial \tau_1} - \frac{\partial t'_1}{\partial \tau'_1} \right)$ (де τ - час

гальмування); τ_1 і τ'_1 - час досягнення температур t_1 і t'_1), яке характеризує темп нагрівання ободу шківів, а в залежність (2.16) замість $(t_{1\text{cp}} - t_{2\text{cp}})$ -

$\delta_{\text{cp}} \left(\frac{\partial t_{1\text{cp}}}{\partial \delta_1} - \frac{\partial t_{2\text{cp}}}{\partial \delta_2} \right)$ (де $\delta_1, \delta_2, \delta_{\text{cp}}$ - товщини: кріпильного виступу; фланця

барабану; їх середня величина), яка характеризує температурні градієнти по товщині розглянутих елементів.

При визначенні загальної температури, що генерується на плямах контактів мікровиступів, які мають дискретні характеристики з різною енергетичною активністю, розташованих на них мікро- конденсаторів і - термобатарей з миттєвим їх перемиканням при поляризації за рахунок зміни площ плям контактів мікровиступів при дотриманні умов на першій стадії фрикційного взаємодії ($A_r \ll A_a$), що фактична площа контактування (A_r) мала

в порівнянні з номінальною (A_a) проводиться сумування складових генерованих струмів а при $A_a \rightarrow A_r$ фіксується трибоЕРС в спряженні зі змінним градієнтів механічних властивостей його матеріалів і при цьому темп проникнення взаємодіючих між собою імпульсів електричного і теплового струмів впливає на інтенсивність зносу мікровиступів при переполяризації. Величина теплових струмів на плямах контактів мікровиступів металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв визначається за методиками, наведених в [59, 60, 61].

Перейдемо безпосередньо до оптимального проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

2.5. Оптимальне проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Досвід експлуатації стрічково-колодкових гальм бурових лебідок показує, що значна частина відмов їх фрикційних вузлів обумовлена катастрофічною зміною зносо-фрикційних властивостей фрикційних накладок. Заміна накладок в стрічково-колодкових гальмах пов'язана зі значними простоями бурової установки і призводить до збільшенням непродуктивних витрат на її технічне обслуговування.

Термін служби фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм залежить не тільки від якості фрикційних матеріалів, а й від особливостей режиму його роботи і рівня експлуатаційних навантажень, В зв'язку з цим виникає необхідність в розробці методів оптимізації конструктивних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм, використовуваних на стадії проектування.

Задача оптимального проектування пар тертя стрічково-колодкового гальма повторно-короткочасного режиму роботи є багатокритеріальною. Критеріями процесу тертя виступають імпульсне нормальне зусилля (N), імпульсна сила тертя (F_T), робота тертя (L), динамічний коефіцієнт тертя (f),

поверхнева температура (t_{II}), час гальмування (τ_T), лінійне зношування робочої поверхні фрикційної накладки (ζ_H), відношення мас гальмової стрічки з накладками до шківів (m_c/m_{uu}) і площ охолоджуваних поверхонь (матових) гальмового шківів до нагрівальної поверхні (полірованої) (A_O/A_H).

Однією з умов надійної роботи фрикційних вузлів гальма є обмеження діючих поверхневих температур при максимальній роботі тертя. При високій інтенсивності питомих навантажень фрикційних вузлів гальма поверхнева температура (t_{II}), за дуже короткий проміжок часу може перевищити допустиму температуру матеріалів накладок.

Важливим показником якості фрикційного вузла гальма є верхня (f_B) і нижня (f_H) границі зміни динамічного коефіцієнта тертя. Нижня границя динамічного коефіцієнта тертя визначає умови забезпечення заданого гальмового моменту в підйомно-транспортному обладнанні, а верхня - умова збереження стійкого руху вантажу при максимально допустимому його прискоренні. Ефективність фрикційних вузлів гальма характеризується величинами роботи тертя (L) і середніми питомими навантаженнями (p) у фрикційному контакті. При виборі типу фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм вводять обмеження часу гальмування (τ_T).

Перераховані показники утворюють сукупність функціональних обмежень:

$$\left. \begin{array}{l} N \leq \bar{N}; \quad \tau_T \leq \bar{\tau}_T; \\ F_T \leq \bar{F}_T; \quad t_{II} \leq \bar{t}_{II}; \\ f \leq \bar{f}; \quad \frac{A_O}{A_H} \leq \frac{\bar{A}_O}{\bar{A}_H}; \\ L \leq \bar{L}; \quad \frac{m_{II}}{m_{III}} \leq \frac{\bar{m}_{II}}{\bar{m}_{III}}; \end{array} \right\} \begin{array}{l} c_l \leq f_l(A_l) \leq \bar{c}_l \\ (l = 1, 2, \dots, 8) \end{array} \quad (2.17)$$

Вибір методу оптимізації тісно пов'язаний з видом моделі, характером і кількістю обмежень і цільових функцій. В якості основних конструктивних параметрів, що визначають зносо-фрикційні властивості вузла тертя гальма

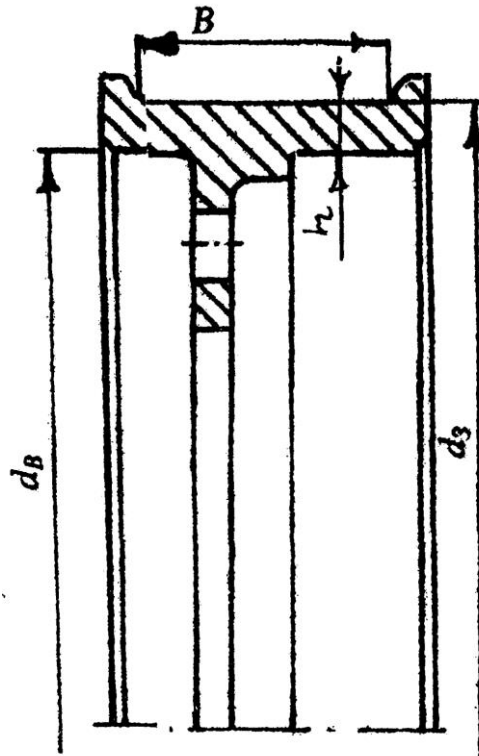


Рисунок 2.5 Конструктивні параметри гальмового шківa

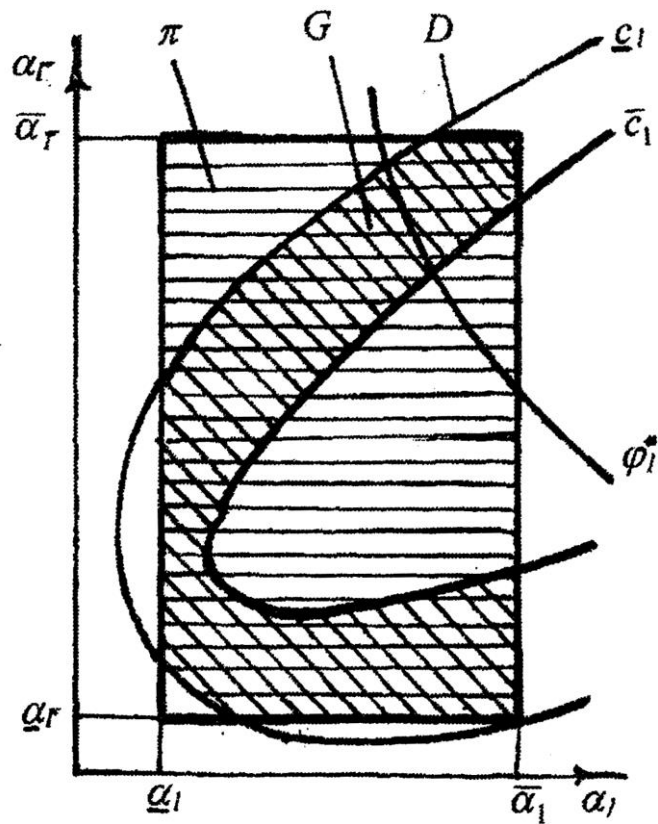


Рисунок 2.6 Позитивна множина G [складена з точок (T)] в паралеліпіпед π

повторно-короткочасного режиму роботи прийняті: d - діаметр робочої поверхні гальмового шківa; B, δ_1 - ширина і товщина ободу шківa; ρ - відношення площ внутрішньої до зовнішньої (робочої) поверхні ободу шківa; h, l_H - товщина і довжина фрикційної накладкa; k_{B3} - коефіцієнт взаємного перекриття елементів пари тертя; k - коефіцієнт теплопередачі (рис. 2.5). Взаємозв'язок режиму роботи з особливостями конструкції вузлів тертя здійснюється коефіцієнтом теплопередачі через металевий і неметалевий елементи тертя.

Виходячи з досвіду конструювання, умов компоновки фрикційних вузлів гальма і обмеження інтервалів кожного з параметрів оптимізації, маємо:

$$\left. \begin{array}{l} d' \leq d \leq \bar{d}; \quad h' \leq h \leq \bar{h}; \\ B' \leq B \leq \bar{B}; \quad l_H' \leq l_H \leq \bar{l}_H; \\ \delta_1' \leq \delta_1 \leq \bar{\delta}_1; \quad k_{B3}' \leq k_{B3} \leq \bar{k}_{B3}; \\ \rho_1' \leq \rho_1 \leq \bar{\rho}_1; \quad k_1' \leq k_1 \leq \bar{k}_1; \end{array} \right\} \begin{array}{l} \alpha_i' \leq \alpha_i \leq \bar{\alpha}_i \\ (i = 1, 2, \dots, 8) \end{array} \quad (2.18)$$

Кожній комбінації параметрів оптимізації відповідає одна точка T_i ($d, B, \delta_1, \rho, h, l_H, k_{B3}, k$ ($i = 1, 2, \dots, \infty$)) в вісьмимірному просторі. Параметричні обмеження (2.18) в просторі параметрів утворюють паралелепіпед π (рис. 2.6) після чого в умови завдання з паралелепіпеда π виділяється підмножина σ (див. рис. 2.6), точки якого задовольняють як функціональним (2.17), так і параметричним (2.18) обмеженням.

Раціональні експлуатаційні параметри пар тертя стрічково-колодкового гальма повторно-короткочасного режиму роботи, можуть бути охарактеризовані екстремальними критеріями оптимізації

$$\left. \begin{array}{l} \min \xi_H; \quad \min m_2; \quad \max f \\ \min \xi_{III}; \quad \min m_1; \quad \max f \\ \min t_{II}; \quad \min \frac{A_O}{A_H}; \quad \max \tau_{II} \\ \max p; \quad \min L \end{array} \right\} \begin{array}{l} \Phi_v(A_i) \leq \Phi_v^* \\ (\geq) \\ (v = 1, 2, \dots, 11) \end{array}, \quad (2.19)$$

які забезпечують: задовільну довговічність (ξ_H, ξ_{III}) фрикційних пар гальма, надійність їх експлуатації (f_{cp}) потрібну ефективність гальмування при мінімальній роботі тертя (L), прийнятні величини питомих навантажень (p) і часу гальмування (τ_m), тепловий режим (t_n) в інтервалі поверхневих температур нижче допустимої температури матеріалу фрикційних накладок.

Цього можна досягти за умови $\frac{A_O}{A_H} = \frac{c_M}{c_{II}}$ (де c_M, c_n - коефіцієнти випромінювання матовою і полірованою поверхнею гальмового шківа) при мінімальних витратах матеріалів на виготовлення елементів фрикційних вузлів. При цьому досягається зменшення їх маси (m_1, m_2).

Традиційні методи розв'язання багатокритеріальних задач полягають у виборі одного визначального критерію і накладення обмежень на інші, що в деяких випадках знецінює суть задачі оптимізації. У зв'язку з цим пропонується разом з функціональними обмеженнями, які не мають абсолютних значень, ввести в умову задачі псевдокритерії (f, t_n, τ_r, p, L), при мінімальних і максимальних значеннях яких покращуються умови роботи фрикційних вузлів гальма.

$$\left. \begin{array}{l} \xi_H \leq \xi_H^*; \quad m_2 \leq m_2^*; \quad f^* \leq f; \\ \xi_{III} \leq \xi_{III}^*; \quad m_1 \leq m_1^*; \quad f^* \leq f; \\ t_{II} \leq (t_{II}^*)^*; \quad \frac{A_O}{A_H} \leq \left(\frac{A_O}{A_H} \right)^*; \quad \tau_r^* \leq \tau_r; \\ p^* \leq p; \quad L = L^* \end{array} \right\} \begin{array}{l} \Phi_v(A_i) \leq \Phi_v^* \\ (\geq) \\ (v = 1, 2, \dots, 11) \end{array} \quad (2.20)$$

Критеріальні обмеження даного типу виділяють з підмножини множини D (див. рис. 2.6), точки якої задовольняють обмеженням (2.17), (2.18) і (2.19). Серед допустимих точок множини D повинна існувати одна оптимальна точка, що відповідає рішенням задачі.

В якості математичної моделі для оптимального проектування фрикційних пар стрічково-колодкового гальма повторно-короткочасного режиму роботи найбільш раціональною є система рівнянь теплової динаміки

тертя і зносу (ТДТЗ), доповнена методикою розрахунку динамічних параметрів його фрикційних вузлів. Це дозволить оцінити необхідні експлуатаційні параметри і показники якості спроектованих фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм в умовах варіації їх конструктивними параметрами, експлуатаційними режимами навантаження і матеріалами елементів тертя.

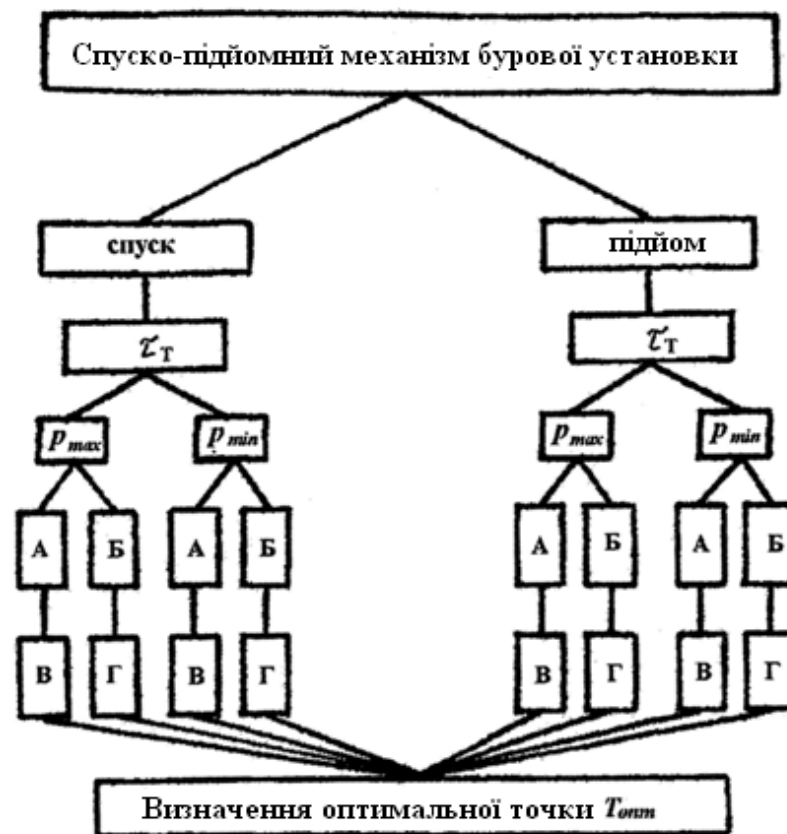


Рисунок 2.7 Умови експлуатації фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: А, В і Б, Г - (ТВ-min, p -max); А, В, і Б, Г - (ТВ-max, p - min)

Алгоритм оптимального проектування фрикційної пари стрічково-колодкового гальма повторно-короткочасного режиму роботи враховує наступний порядок операцій: послідовний вибір пробних точок рівномірно розподілених в просторі параметрів π , розрахунок системи рівнянь ТДТЗ разом з оцінкою динамічних параметрів і перевірка функціональних обмежень (2.17) у всіх точках; відкидання точок, які не задовольняють

функціональним обмеженням (2.17); розрахунок всіх критеріїв в інших точках множини π ; складання таблиць випробувань, в яких критерії розташовані в порядку збільшення або зменшення їх величин в залежності від умов (2.18); призначення критеріальних обмежень (2.19); перевірка відсутності порожнечі множини D ; вибір допустимих точок; визначення оптимальної точки (T_{opt}).

Даний алгоритм реалізований в пакеті прикладних програм оптимального проектування для серійних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки У2-5-5. Фрикційні пари даного типу гальма задані конструктивними розмірами, їх можна використовувати в вантажних лебідках кранів підйомно-транспортного обладнання, в яких середній час гальмування регламентується зміною роботи тертя. Даний фрикційний вузол гальма може працювати в різних умовах експлуатації, з яких необхідно виділити сприятливий ($TB-max, p - min$) і важкий ($TB-min, p - max$) (рис.2.7). Врахування лише важких умов роботи при оптимальному проектуванні фрикційного вузла гальма є невиправданим, тому що для точки T_{opt} в цьому випадку деякі з функціональних (2.17) і критеріальних (2.20) обмежень можуть перевищувати допустимі границі, які були розраховані для переважаючих умов роботи фрикційного вузла гальма.

Після врахування всіх можливих умов використання фрикційних вузлів гальма отримано 12 варіантів розрахунку (рис. 2.7), для кожного з яких за описаним алгоритмом визначені номери і число допустимих точок N . З цих точок в якості оптимальної обрана точка T_{opt} в якій вирішальний критерій - лінійний знос фрикційної накладки (ξ) мінімальний.

Висновки

1. Сформульовано математичну задачу оптимізації конструктивних і експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з урахуванням критеріїв оптимальності і обмежень, що накладаються на їх

фрикційні вузли. Розглянуто локальні і комплексні критерії оптимальності елементів фрикційних вузлів гальма.

2. Встановлено не лише вплив поверхневих і по шарах ободу шківа температурних градієнтів на формування напруженого стану його поверхневих і приповерхневих шарів, але і спричинених ними термічних напружень. Найбільші величини зазначених параметрів спостерігаються в місцях сполучення ободу шківа з кріпильним виступом і на торцях ободу шківа з ребордами.

3. Вперше в залежності для визначення термічних напружень обода шківа введено параметр, який характеризує його темп нагрівання, а для кріплення виступу ободу шківа і фланця барабану - температурні градієнти по товщині.

4. Запропоновано метод багатокритеріального проектування фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм для визначення їх експлуатаційних параметрів в переважаючих умовах його експлуатації при функціональних і параметричних обмеженнях.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИМУСОВОГО ПОВІТРЯНО-РІДИННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ СКЛАДЕНОГО ОБОДУ ГАЛЬМОВОГО ШКІВА БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ

3.1. Особливості конструкції та роботи системи повітряно-рідинного охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки

В серійному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки в процесі гальмування реалізується повздовжньо-поперечна зміна напрямків омиваючого повітря пари тертя гальма (рис. 3.1 *а, б*)

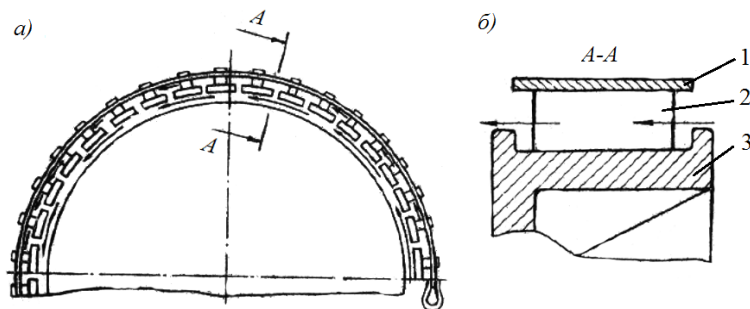


Рисунок 3.1 *а, б* – Схема напрямку зміни повітря у стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки: *а* – повздовжня; *б* – поперечна; 1 – гальмова стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмовий шків

Одним із шляхів зниження енергонавантаженості пар тертя стрічково-колодкового гальма є продувка ободу шківа потоками повітря, яке омиває його середню частину. При цьому реалізується повздовжньо-поперечна схема омивання циркулюючим повітрям поверхонь теплообміну складеного ободу гальмового шківа.

На рис. 3.2 *а, б, в, г* проілюстровано повздовжній (*а*) і поперечний (*б*) розріз стрічково-колодкового гальма та його виділений фрикційний вузол з пристроєм вимушеного повітряного охолодження (*в*), а також схема циркуляції повітряних потоків при зміщених отворах в перегородках ободу [4].

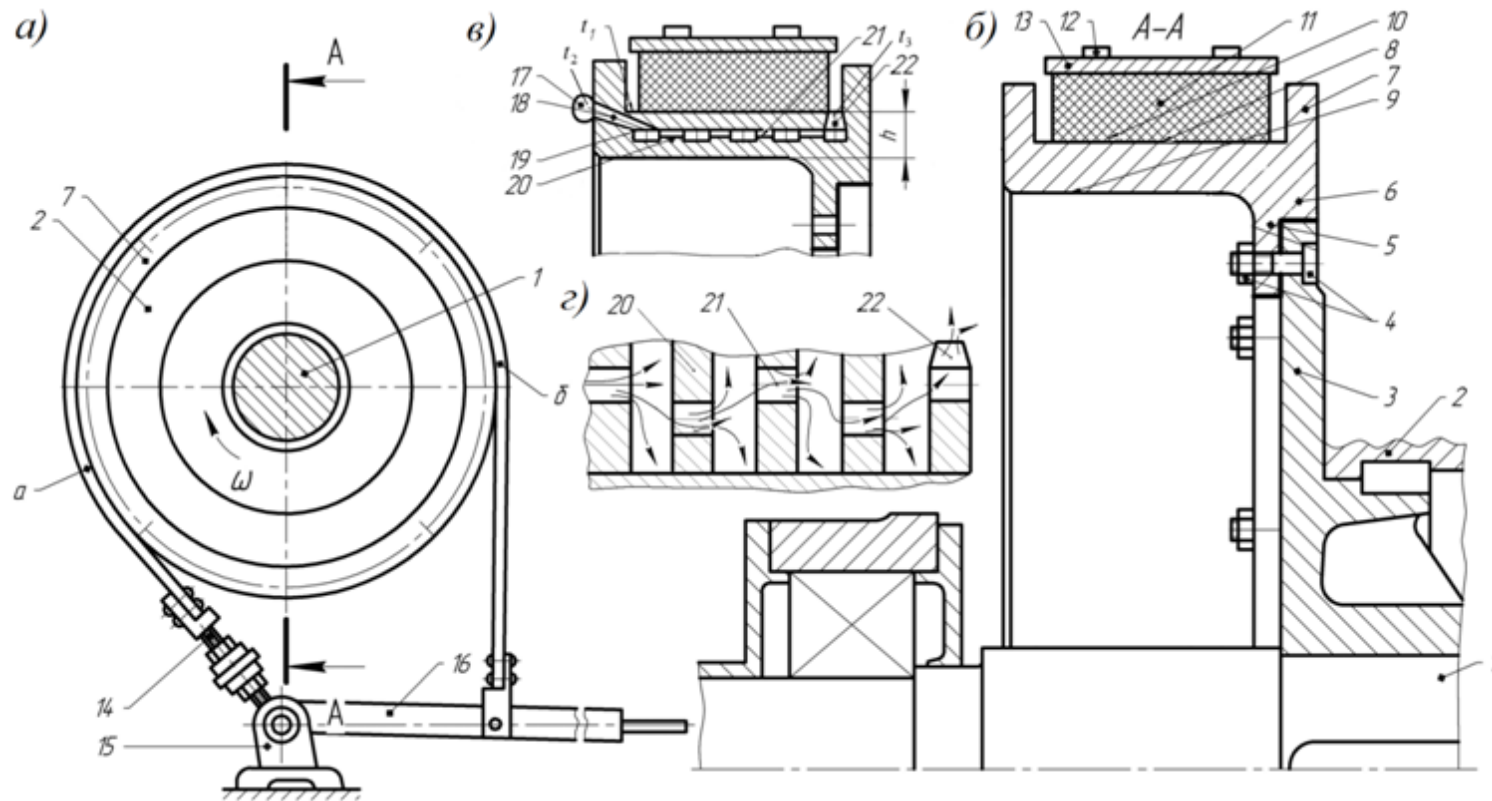


Рисунок 3.2 а, б, в, г - Поздовжній (а) і поперечний (б) розріз стрічково-колодкового гальма; фрикційний вузол з пристроєм вимушеного повітряного охолодження (в) і схема циркуляції повітряних потоків при зміщених отворах в перегородках ободу шків (г): 1 - підйомний вал; 2, 3 - барабан з фланцем; 4 - з'єднання під болт; 6, 5, 7, 8, 9 - гальмовий шків з виступом і ребордами, робочою і неробочою поверхнями; 10, 11, 12 - полімерна накладка з робочою поверхнею і з кріпильними вусиками; 13, 14 - гальмова стрічка з різьбовою стяжкою; 15 - опора; 16 - важіль керування; 17 - повітрезабірники; 18, 22 - отвори в ребордах; 19, 20, 21 - кільцеві об'єми з перегородками, що мають зміщені отвори

Стрічково-колодкового гальма з примусовим пристроєм повітряного охолодження складається з підйомного валу 1, барабана 2 з фланцем 3, який кріпиться за допомогою болтового з'єднання 4 до виступу 5 гальмового шківів 6. Останній має реборди 7, робочу 8 і неробочу 9 поверхні. Робоча поверхня 8 шківів 5 взаємодіє з поверхнями 11 полімерних накладок 10, прикріплених за допомогою вусиків 12 до гальмової стрічки 13, що має набігаючу (а) і збігаючу (б) гілки. Набігаюча гілка (а) стрічки 13 за допомогою різьбової стяжки 14 кріпиться до опори 15, а її збігаюча гілка (б) - до важеля 16 керування гальмом.

До лівої реборди 7 по її периметру підключені повітрязабірники 17, розташовані з постійним кроком, які з'єднані з отворами 18 в реборді 7. Отвори 18 виконані під кутом в реборді 7 у вигляді сопел Лавалю. Останні зв'язані з першим циліндричним кільцевим об'ємом 19 розташованим в середині товщини ободу шківів 6. Кількість циліндричних кільцевих об'ємів 19 в ободі шківів 6 залежить від його ширини. Між циліндричними кільцевими об'ємами 19 знаходяться кільцеві перегородки 20, в яких виконані горизонтальні отвори 21. Останні по периметру перегородок 20 зміщені на величину їх діаметра. Останній циліндричний кільцевий об'єм 19 підключений до отворів 22, виконаних у вигляді конфузоров по периметру робочої поверхні ободу шківів 6 у його заземленого краю.

При обертанні шківів 6 з великою швидкістю в напрямку стрілки (рис. 3.2 а) при спуску колони бурильних труб (не показані) в свердловину до включення механічного стрічково-колодкового гальма повітрязабірники 17 сприяють утворенню наступних повітряних потоків: на вході - сопла Лавалю - перший циліндричний кільцевої об'єм 19 - горизонтальні отвори 21 в кільцевій перегородці 20; на виході - останній циліндричний кільцевий об'єм 19 - перпендикулярні отвори 21 (конфузор) до робочої поверхні 8 ободу шківів 6. Інтенсифікація повітряного конвективного теплообміну відбувається в інших циліндричних кільцевих об'ємах 19 за рахунок того, що горизонтальні отвори 21 по периметру перегородок 20 зміщені на величину

їх діаметра. Таке конструктивне рішення сприяє великій кількості швидкісних повітряних потоків, які натикаючись на поверхні чергової перегородки 19, завихрюються і тим самим збільшують повітреобмін, і як наслідок, їх охолоджують, а вони потрапляють в чергові отвори 21 перегородок 20, в яких відбувається прискорення повітряних потоків.

Таким чином, здійснюється відведення теплоти від верхньої частини гальмівного шківів 6 за рахунок циркуляції в ньому безлічі повітряних потоків, що омивають кільцеві перегородки 20, які є тепловими містками між верхньою і нижньою частиною гальмового шківів 6, що сприяє зниженню в них глибинного температурного градієнта. Крім того, має місце кондуктивний теплообмін між нижньою частиною ободу шківів 6 і стінками камери 17.

В основу принципу повітряно-рідинного охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма закладені наступні ефекти: конвективний, вихровий, променевий, кондуктивний, і випарувально-конденсаційний [40]. Зупинимося на короткому аналізі тих видів охолодження які були відмічені.

Вихровий ефект - це рух повітря або шарів рідини при якому їх малі об'єми не тільки переміщуються, а і обертаються навколо миттєвої осі, які охолоджуються за рахунок перерозподілу енергії по шарах потоку, що призводить до зміни градієнта питомої густини.

Променевий теплообмін металевого фрикційного елемента з матових і полірованих поверхонь відбувається за рахунок перетворення його внутрішньої теплової енергії в енергію випромінювання, яка здійснюється за допомогою фотонів. Перенесення зазначеної теплової енергії в простір де вона поглинається повітрям навколишнього середовища або рідиною, яка знаходиться в різному термодинамічному стані.

Кондуктивний теплообмін - перенесення теплової енергії мікрочастинками (електронами, іонами) від більш нагрітої ділянки фрикційного елемента до менш нагрітої. При цьому мікрочастинки в

На рис. 3.4 *а, б* використані наступні умовні позначення: C_L - коефіцієнт випромінювання; T_1, T_2 - температури полірованих поверхонь: робочих і неробочих ободу шківа; T_p, T_c - температури: рідини і омиваючого повітряного середовища; α_p, α_c - коефіцієнти тепловіддачі від: рідини до стінки камери; стінки камери до навколишнього повітря; h - товщина ободу гальмового шківа; D - кільцевий діаметр камери розглядаються варіанти: *а* - рідина омиває внутрішню стінку камери; *б* - рідина омиває поліровану неробочу поверхню ободу шківа і внутрішню стінку камери.

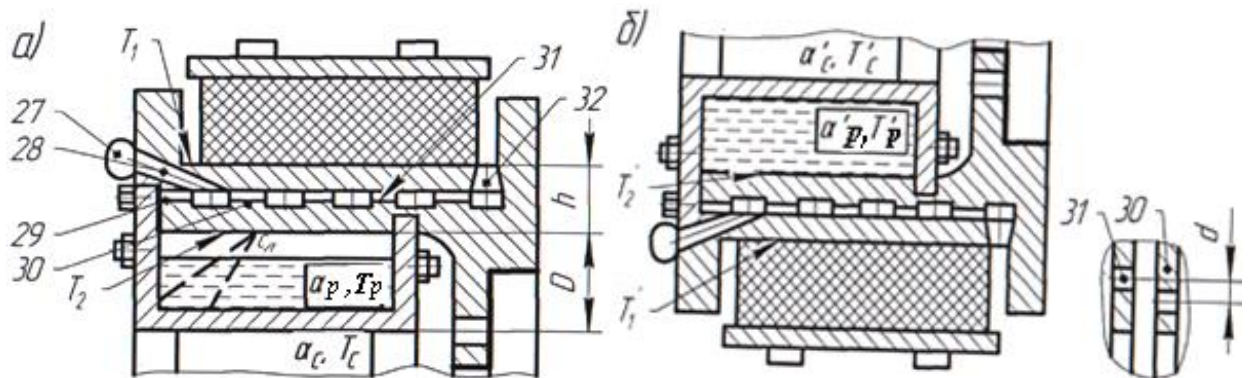


Рисунок 3.4 *а, б* - Фрикційна взаємодія вузлів тертя в їх верхньому (*а*) і нижньому (*б*) положенні: 27 - повітрязабірники; 28, 32 - отвори в ободі шківа; 29 - циліндричні кільцеві об'єми; 30 - перегородки з отворами між частинами ободу шківа

Стрічково-колодкове гальмо з примусовою системою повітряно-рідинного охолодження складається з підйомного валу 1, барабана 2 з фланцем 3, який кріпиться за допомогою болтового з'єднання 4 до теплоізолюваного виступу 5 гальмового шківа 6. Останній має реборди 7, робочу 8 і неробочу 9 поверхні. Робоча поверхня 8 шківа в процесі гальмування фрикційно взаємодіє з робочими поверхнями 11 полімерних накладок 10, прикріплених за допомогою вусиків 12 до гальмової стрічки 13, що має набігаючу (*а*) і збігаючу (*б*) гілки. Набігаюча гілка (*а*) стрічки 13 за допомогою різьбової стяжки 14 кріпиться до опори 15, а її збігаюча гілка (*б*) - до важеля 16 керування гальмом.

Під неробочою поверхнею 9 ободу шківа 6 розташована камера 17, що займає об'єм від першої радіальної бічної стінки 18, розташованої з боку вільного краю ободу шківа 6 і до другої радіальної бічної стінки 19, що знаходиться біля виступу 5 шківа 6. Зверху перша радіальна бокова стінка 18 знаходиться в пазі 19 торця реборди 7 і через герметизну прокладку 20 за допомогою болтів 21 кріпиться по її периметру до ободу шківа 6. Друга радіальна бокова стінка 19 заведена з натягом в круговий паз 22. Знизу стінки 18 і 19 з'єднані між собою циліндричним кільцем 23. Заправка камери 17 проводиться рідиною 24 через впускний клапан 25, а стравлюється в атмосферу пара, що утворилася в камері 17 через випускний клапан 26.

Камера 17 заповнена рідиною 24 на $2/3$ її об'єму і над нею неробоча поверхня 9 ободу шківа 6 виконана полірованою. До лівої реборди 7 по її периметру підключені повітрязабірники 27, розташовані з постійним кроком, які з'єднані з отворами 28 в реборді 7. Отвори 28 виконані під кутом в реборді 7 у вигляді сопел Лавалю. Останні зв'язані з першим циліндричним кільцевим об'ємом 29 розташованим в середині товщини ободу шківа 6. Кількість циліндричних кільцевих об'ємів 29 в ободі шківа 6 залежить від його ширини. Між циліндричними кільцевими об'ємами 29 знаходяться кільцеві перегородки 30, в яких виконані горизонтальні отвори 31. Останні по периметру перегородок 30 зміщені на величину їх діаметра. Останній циліндричний кільцевої об'єм 29 підключений до отворів 32, які виконані у вигляді конфузорові по периметру робочої поверхні ободу шківа 6 його защемленого краю.

Стрічково-колодкового гальма з примусовою повітряною системою охолодження працює наступним чином. При обертанні шківа 6 з великою швидкістю в напрямку стрілки при спуску колони бурильних труб в свердловину (не показані) до включення механічного стрічково-колодкового гальма повітрязабірники 27 сприяють утворенню наступних повітряних потоків: на вході - сопла Лавалю - перший циліндричний кільцевий об'єм 29 - горизонтальні отвори 31 в кільцевої перегородці 30; на виході - останній

циліндричний кільцевий об'єм 29 - перпендикулярні отвори 31 (конфузор) до робочої поверхні 8 ободу шківа 6. Інтенсифікація повітряного конвективного теплообміну відбувається в інших циліндричних кільцевих об'ємах 29 за рахунок того, що горизонтальні отвори 31 по периметру перегородок 30 зміщені на величину їх діаметра. Таке конструктивне рішення сприяє великій кількості швидкісних повітряних потоків, які б'ючись об поверхні чергової перегородки 29, завихрюються і тим самим збільшують повітрообмін, і як наслідок, відбувається їх охолодження, а потім вже вони потрапляють в чергові отвори 31 перегородок 30, в яких відбувається прискорення повітряних потоків.

Таким чином, здійснюється відведення теплоти від верхньої частини гальмового шківа 6 за рахунок циркуляції в ньому безлічі повітряних потоків, що омивають кільцеві перегородки 30, які є тепловими містками між верхньою і нижньою частиною гальмового шківа 6, що сприяє зниженню в них глибинного температурного градієнта. Крім того, має місце кондуктивний теплообмін між нижньою частиною ободу шківа 6 і стінками камери 17.

Стрічково-колодкового гальма з примусовою рідинної системою охолодження працює наступним чином.

При натисканні на важіль 16 керування гальмом відбувається затягування гальмової стрічки 13 і робочі поверхні 10 полімерних накладок 11 взаємодіють з робочою поверхнею 8 гальмового шківа 6, що сприяє генеруванню теплоти на їх поверхнях. При цьому значна частина теплоти поглинається шківом 6, який є акумулятором теплової енергії. У свою чергу, гальмовий шків 6 складається з верхньої та нижньої частини, які між собою з'єднані кільцевими перегородками 30. Останні відіграють роль теплових містків по вирівнюванню енергонавантаженості верхньої і нижньої частини гальмового шківа. Передача теплоти кондуктивним теплообміном від нижньої частини обода шківа до елементів камери сприяє її відведення в рідину.

Розглянемо два випадки взаємодії полірованої неробочий поверхні 9 обода шківа 6 з рідиною 24 камери 17.

Перший випадок, коли рідина 24 не омиває поліровану неробочу поверхню 9 ободу шківа 6 і між їх поверхнями утворюється зазор. З полірованої неробочої поверхні 9 ободу шківа 6 здійснюється променевий теплообмін: підводиться променевий потік $q_{\text{л}}$ від полірованої робочої поверхні 8 ободу шківа 6 і відповідно до закону Стефана-Больцмана відводиться потік власного випромінювання густиною $C_{\text{л}} T_n^4$ безпосередньо до поверхні абсолютного чорного тіла, тобто рідини 24. У цьому випадку також має місце слабкий конвективний теплообмін, оскільки при обертанні шківа 6 за рахунок відцентрових сил краплі рідини все таки потрапляють на поліровану неробочу поверхню 9 ободу шківа 6, на якій відразу перетворюються в пар. Таким чином, в даному випадку має слабкий конвективний і сильний променевий теплообмін, які знижують енергонавантаженість ободу шківа.

Другий випадок, коли рідина 24 знаходиться на полірованої неробочій поверхні 9 ободу шківа 6. У цьому випадку сильним є конвективний теплообмін при взаємодії шарів рідини 24 з полірованою неробочою поверхнею 9 ободу шківа 6 при слабкому їх променевому теплообміні.

Із рис. 3.3 *а, б* випливає, що тепловий стан частин гальмового шківа, що знаходяться на різних полюсах у вертикальній площині, є неоднаковим через зміну термодинамічних параметрів рідини і омиваючого повітря, що і сприяє зміні їх градієнтів, і як наслідок, інтенсифікації кондуктивного, конвективного і променевого теплообміну в запропонованій системі охолодження.

Таким чином, при роботі в режимах обертання гальмового шківа або фрикційній взаємодії пар тертя стрічково-колодкового гальма мають місце такі види теплообміну:

- в першому режимі - конвективний повітряний і рідинний,

кондуктивний, а також променевий з робочої і неробочої поверхні (полірованої) ободу шківа;

- у другому режимі – конвективний, повітряний і рідинний, кондуктивний, а також променевий з полірованої неробочої поверхні ободу шківа.

Перераховані види теплообміну не однаковою мірою впливають на енергонавантаженість пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, і в кінцевому підсумку, знижують енергонавантаженість, і як наслідок, підвищують довговічність їх робочих поверхонь.

3.2. Динаміка омивання рідиною поверхонь стінок камер складеного гальмового шківа

Під впливом пульсаційного руху шарів рідини в камерах складених шківів стрічково-колодкового гальма при їх обертанні зі швидкостями u' , v' , w' , в усередненому русі збільшується опір тертя між шарами і при цьому виникає додаткова уявна кінематична в'язкість рідини.

Розглянемо плоскопаралельну течію в напрямку осі x , однакою для всіх точок простору і зі швидкістю, що змінюється в напрямку осі y (рис. 3.5 а, б). В такій течії $\bar{u} = \bar{u}(y)$; $\bar{v} = 0$; $\bar{w} = 0$, а з дотичних складових тензора напружень є тільки дотичне напруження $\tau_{xy} = \tau$. Величину τ і її знак можна встановити на основі наступних міркувань. Внаслідок перетікання рідини через площадку, перпендикулярну до осі y , виникає першопочаткова кількість руху $\rho \bar{u} \bar{v}$ (де ρ - густина рідини). При наявності пульсацій швидкості потік кількості руху складе $\rho(\bar{u} - u')(\bar{v} - v') = \rho V(\Delta u + \Delta v)$, де V - елементарний об'єм рідини; Δu , Δv - градієнт швидкості). Середнє значення потоку кількості руху рівне $0,5\rho(uv + u'v')$.

Таким чином, в результаті пульсацій швидкості в шарі рідини елементарний потік кількості руху змінюється на величину $0,5\rho u'v'$.

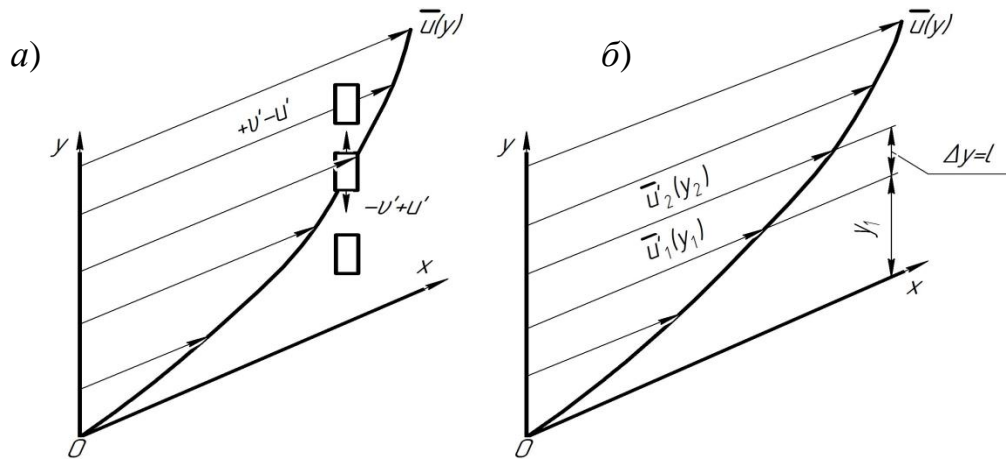


Рисунок 3.6 *a, б* - До визначення в шарах потоку рідини, що рухається в камері складеного гальмового шківa закономірностей зміни: *a* - дотичних напружень тертя; *б* - довжини шляху перемішування

Взаємодія верхньої частини шару потоку з нижньою частиною викликає виникнення додаткової сили, і як наслідок, дотичне напруження тертя

$$\tau = -0,5\rho u'v' / A, \quad (3.1)$$

де A - площа взаємодії.

Напруження тертя τ не дорівнює нулю і направлено в позитивну сторону осі x , у чому легко переконатися. Частинки рідини шару, що потрапляють внаслідок поперечного руху в шар у низу ($v' > 0$), рухаються з області з меншою усередненою швидкістю u , але так як при цьому вони, в основному, зберігають свою початкову швидкість u' , то в шарі у вони викликають негативну пульсацію u' . Навпаки, частинки шару рідини, що потрапляють в шар у зверху ($v' < 0$), мають позитивну пульсацію. В результаті позитивним пульсаціям v' відповідають негативні пульсації u' , і тому усереднене значення $u'v'$ не дорівнює нулю і має від'ємний знак. Це означає, що $\tau = \rho u'v' > 0$. При розподілі швидкості $u(y)$, наведеної на рис. 3.5 *a, б*, напруження сили тертя з боку верхньої частини шару рідини на його нижню частину має позитивний напрямок осі x , тобто верхня частина прискорює нижню, а нижня частина при цьому чинить опір верхній.

Таким чином, профілі швидкості в турбулентному пограничному шарі біля стінок камери шківа є результатом турбулентного перемішування і дії створюваних ними сил уявної кінематичної в'язкості. Градієнт тиску разом з тертям на стінках камер безпосередньо впливають на розподіл дотичних напружень, а, отже, на форму профілів швидкості в пограничному шарі. Однак вплив градієнта тиску зовнішнього потоку і умов на обтікаючих поверхнях стінок камер шківів гальма на розподіл дотичних напружень і швидкості неоднаковий. Турбулентні перемішування шарів рідини, що породжують дотичні напруження, виникають поблизу поверхонь стінок камер і поширюються в потоки рідини при обертанні шківів гальма. Оскільки поширення турбулентних пульсацій шарів рідини, має місце переміщення їх вниз за течією, тобто в напрямку обертання шківа. В результаті дотичне напруження в будь-якій точці розглянутого перерізу пограничного шару має своє джерело на поверхнях стінок камер шківів в точках, зсунутих вгору за напрямком їх обертання. У міру віддалення точок пограничного шару від поверхонь стінок камер збільшується відстань, яка відділяє ці точки від початкового джерела дотичних напружень в них.

Тому стан поверхні стінки в розглянутому перерізі шару, впливає на профілі дотичного напруження і швидкості тільки в наступних перерізах вниз за течією, тобто в напрямку обертання складених гальмівних шківів.

В процесі відносного переміщення турбулентних пульсацій, що виникають у поверхонь стінок камер шківів в напрямку зовнішньої границі пограничного шару, спостерігається дисипація їх енергії і згасання інтенсивності, яке стає настільки значним в кінці внутрішньої частини шару, що робить досить слабкий вплив на характеристики потоку в зовнішній його частині. На розподіл швидкості і дотичного напруження в зовнішній частині пограничного шару суттєво впливає поздовжній градієнт тиску.

Особливий інтерес представляє вивчення профілів швидкостей в пограничних шарах рідини, що омивають шорсткі поверхні стінок каркаса

камер і полірованої неробочої поверхні нижньої частини ободу шківа, що є однією зі стінок камери.

Встановлено що над значною довжиною полірованої поверхні ободу у зовнішній частині пограничного шару градієнт $\partial\tau/\partial y$ зберігає те саме значення, яке він мав над шорсткою поверхнею, хоча дотичне напруження на стінці падає майже раптово до його значення на полірованій поверхні. Вивчення потоку при переході з полірованої на шорстку поверхню показало, що градієнт $\partial\tau/\partial y$ на значній довжині над шорсткою поверхнею зберігається таким же, як і над полірованою поверхнею вгорі за течією, а дотичне напруження поступово змінюється поперек пограничного шару, тоді як дотичне напруження на стінці τ_w з входом потоку на шорстку поверхню відразу збільшується до відповідного значення.

В іншому варіанті розташування обтікувальних поверхонь - спочатку шорстка, а потім полірована спостерігалось аналогічне положення: градієнта дотичного напруження на значній довжині зовнішньої частини пограничного шару над полірованою поверхнею зберігав своє значення над шорсткою поверхнею, а дотичне напруження на стінці відразу змінювалось при переході від однієї поверхні до іншої.

В обох випадках зміна стану поверхонь за рахунок омивання рідиною призводить до утворення стійких профілів швидкості і дотичного напруження на значній відстані від спряження полірованої поверхні з шорсткими поверхнями камер складених шківів гальма.

3.3. Визначення шляху перемішування шарів рідини в камерах складених гальмових шківів при їх обертанні

Для практичного використання рівняння (3.1) необхідно виразити пульсаційні характеристики шарів рідини в камерах через усереднені величини. В цьому випадку дотичне напруження тертя може бути використано в рівнянні усередненого руху, яке буде містити тільки

усереднені швидкості шарів рідини і тиску між ними. Перетворені таким чином рівняння складають основу для теоретичного розрахунку усереднених характеристик руху. Зважаючи на складність турбулентного руху до цього часу не існує теорії, яка дозволила б встановити зв'язок між пульсаційними і усередненими характеристиками рухомих шарів рідини в камерах шківів чисто теоретичним шляхом. При цьому широко використовуються напівемпіричні теорії [38, 58 та ін.], які ґрунтуються на гіпотезах і експериментальних залежностях деяких функцій або чисельних значень окремих процесів, які спостерігаються при омивання рідиною стінок камер гальмових шківів.

Доволі результативною виявилася напівемпірична теорія шляху перемішування Л. Прандтля, в якій турбулентне дотичне напруження τ за аналогією з молекулярним дотичним напруженням описується рівнянням вигляду

$$\tau = -0,5\rho u'v' / A = \rho\varepsilon \cdot d\bar{u} / dy, \quad (3.2)$$

де ε - уявна кінематична в'язкість рідини; $\rho\varepsilon$ - динамічна в'язкість рідини.

Для вираження величини ε через усереднені значення параметрів потоку Л. Прандтлем запропонований відносно простий метод.

Розглянемо в плоскопаралельній течії рідини два шари на відстані Δy один від одного (рис. 3.5 *а, б*). Як видно з рис. 3.5 *а, б* швидкості в цих шарах $\bar{u}_1(y_1)$ і $\bar{u}_2(y_2)$ різні і внаслідок пульсацій швидкості відбувається обмін кількостями руху між окремими струминками шарів. Частинки рідини у вигляді рідких грудок переміщуються в поздовжньому і поперечному напрямках у вигляді нерозривного цілого зі збереженням складової x свого імпульсу на деякій відстані. Ця відстань називається шляхом перемішування і позначається через l . Якщо відстань між шарами на рис. 3.4 вибрано так, що $\Delta y = l$, то частинки, що надходять з нижнього шару в верхній, зберігають горизонтальну складову швидкості, що дорівнює \bar{u}_1 . У новому шарі

розглянута рідка частинка буде мати меншу швидкість, ніж оточуюче її середовище. Різниця між середньою швидкістю потоку в точці y_2 і швидкістю частинок, які піднімаються сюди з нижнього шару викликає пульсацію швидкості в цьому місці

$$\bar{u}'_1 = \Delta u_1 = \bar{u}_2(y_2) - \bar{u}_1(y_1).$$

Однак відстань $\Delta y = l$, яку частинка рідини, рухаючись із середньою швидкістю з свого початкового шару, попадає в новий шар мала (різниця швидкості даної частинки і швидкості течії в шарі y_2 повинна бути рівною усередненому значенню від абсолютної величини поздовжньої пульсації турбулентної течії). Тому $\Delta u_1 = d\bar{u} / dy$, а величина пульсації визначається за залежністю

$$u' = l \frac{d\bar{u}}{dy}. \quad (3.3)$$

Величина пульсації поперечної швидкості v' має такий же порядок, як і величина пульсації поздовжньої швидкості u' . Тому

$$v' = C_1 \bar{u}' = C_1 l \frac{d\bar{u}}{dy}, \quad (3.4)$$

де C_1 - коефіцієнт пропорційності.

Щоб визначити усереднене значення $\overline{u'v'}$, слід врахувати, що частинки рідини, що поступають в шар y_2 знизу з позитивним значенням v' , викликають негативну пульсацію u' , тому для таких частинок добуток $u'v'$ від'ємний. Частинки рідини, які поступають у шар y_2 зверху, мають також від'ємне значення v' і викликають додатну пульсацію u' ; для таких частинок добуток $u'v'$ має також від'ємне значення.

Усереднене в часі значення дорівнює:

$$\overline{u'v'} = -K |\bar{u}'| \cdot |\bar{v}'|, \quad (3.5)$$

де K - коефіцієнт, чисельне значення якого визначається експериментально.

Величина цього коефіцієнта знаходиться в межах $0 < K < 1$.

З урахуванням рівнянь (3.3) і (3.4) рівняння (3.5) запишеться в наступному вигляді

$$\overline{u'v'} = -C_2 l^2 \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2,$$

де C_2 - коефіцієнт пропорційності.

Включаючи коефіцієнт C_2 в довжину шляху перемішування l , отримуємо

$$\overline{u'v'} = -l^2 \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2.$$

Підставляючи цей вираз в рівняння (3.2), отримуємо формулу для турбулентного дотичного напруження

$$\tau = -l^2 \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2. \quad (3.6)$$

Оскільки при зміні знака градієнта швидкості du/dy повинен змінюватися знак дотичного напруження рівняння (3.6) зазвичай має вигляд

$$\tau = \rho l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \cdot \frac{d\bar{u}}{dy}. \quad (3.7)$$

У формулі (3.7) шлях перемішування l залишається невизначеним. Однак в ряді практично важливих випадків на основі експериментальних даних встановлюється зв'язок між шляхом перемішування і параметрами потоку рідини, що рухається.

Для вираження шляху перемішування через параметри основного потоку можна скористатися гіпотезами Т. Кармана або Л. Прандтля.

За гіпотезою Кармана шлях перемішування дорівнює

$$l = K_1 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} / \frac{d^2\bar{u}}{dy^2} \right|, \quad (3.8)$$

де K_1 - універсальна безрозмірна стала, однакова для всіх турбулентних течій, в яких усереднений розподіл швидкостей відповідає течії рідини по шарах.

Рівняння (3.8) показує, що шлях перемішування l залежить від розподілу швидкості \bar{u} і не залежить від її абсолютного значення.

Вводячи, вираз (3.8) для шляху перемішування у формулу (3.7), отримуємо залежність для турбулентного дотичного напруження

$$\tau = K_1^2 \rho \frac{(d\bar{u} / dy)^4}{(d^2\bar{u} / dy^2)^2}. \quad (3.9)$$

Сучасні теорії тертя, слідуючи Л. Прандтлю, виходять в якості першого наближення з того, що дотичне напруження по перерізу пограничного шару постійне і дорівнює дотичному напруженню на стінці, тобто $\tau = \tau_w$. Зміна дотичного напруження по перерізі пограничного шару враховується тільки в дуже відповідальних розрахунках, що вимагають високої точності. Припускаючи, що $\tau = \tau_w$, запишемо рівняння (3.9) в наступному безрозмірному вигляді

$$K_1^2 \rho^* = \frac{(d^2\bar{u}^* / dy^{*2})^2}{(d\bar{u}^* / dy^*)^4}, \quad (3.10)$$

Де $\rho^* = \frac{\rho}{\rho_w} = \frac{T_w}{T}$; $u^* = \frac{u}{v_{*w}} = \frac{u}{u_1} \sqrt{\frac{2}{C_{fw}}}$; $v_{*w} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}}$ - динамічна швидкість на

циліндричних стінках камер; $C_{fw} = \frac{2\tau_w}{\rho_w u_1^2}$ - місцевий коефіцієнт тертя на

циліндричних стінках камер $y^* = \frac{\rho_w v_{*w} y}{\mu_w} = \frac{v_{*w} y}{\nu_w} = \frac{u_1 y}{\nu_w} \sqrt{\frac{C_{fw}}{2}}$.

З фізичних уявлень, впливає, що на стінці турбулентне дотичне напруження дорівнює нулю, оскільки тут пульсаційний рух зникає. За гіпотезою Прандтля шлях перемішування пропорційний відстані від стінки, тобто

$$l = K_2 y,$$

де K_2 - безрозмірна стала, яка визначається із досліду. Підставляючи вираз (3.10) в формулу (3.6), отримуємо

$$\tau = \rho K_2^2 y^2 (d\bar{u} / dy)^2. \quad (3.11)$$

Якщо прийняти, як раніше, що дотичне напруження τ постійне в перерізі потоку і рівне його значенню на стінці τ_w , можна записати рівняння (3.11) у вигляді

$$y \frac{d\bar{u}}{dy} = \frac{1}{K_2} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (3.12)$$

або в безрозмірній формі

$$y^* \frac{du^*}{dy^*} = \frac{1}{K_2} \frac{1}{\sqrt{\rho^*}}. \quad (3.13)$$

Співвідношення $\rho^* = \rho / \rho_w = T_w / T$ випливає з рівняння стану рідини при постійному тиску в перерізі пограничного шару.

Для розв'язку залежностей (3.10) і (3.13) відносно u^* необхідно виразити ρ^* через u^* . Це можливо зробити, скориставшись співвідношеннями між температурою і швидкістю руху шарів рідини в камерах складених шківів гальма.

3.4. Співвідношення між пограничним шаром і зовнішнім потоком циркулюючої рідини в камері складеного шківа

Циркуляція рідини в камері шківа характеризується неоднорідністю полів швидкості і температури в потоках від яких залежить інтенсивність дії сил внутрішнього тертя, конвективні переміщення частинок рідини і загальні інерційні сили потоку.

Співвідношення між інерційними силами внутрішнього тертя визначається величиною числа Рейнольдса. В потоках в'язкої рідини близько поверхонь стінок камери шківа при великих числах Рейнольдса виділяються дві області течії: пограничний шар у поверхонь із більшим проявом сил в'язкості і зовнішній потік, де сили в'язкості малі порівняно з інерційними силами. У пограничному шарі швидкість рідини змінюється від швидкості на стінках до величини, досить близькою до швидкості циркулюючого потоку. При наявності теплообміну і дифузії виникають тепловий та дифузійний

пограничні шари. У першому - температура практично змінюється від температури стінки T_w до температури зовнішнього потоку T_1 ; а в другому - концентрація парорідинної суміші змінюється від її значення на стінці Z'_w до значення Z''_1 у зовнішньому потоці. Виходить що динамічний, тепловий та дифузійний пограничні шари простягаються до нескінченності в напрямку, перпендикулярному до циліндричної стінки камери або полірованої неробочої поверхні ободу складеного шківа. Зазвичай в динамічний шар включають область, в якій сили в'язкості перевищують деяку довільно задану величину, більшу в порівнянні з силами їх інерції. В тепловий шар включають області, в яких зміна енергії внаслідок в'язкості і теплопровідності перевищує деяку довільно задану величину, більшу в порівнянні зі зміною енергії внаслідок конвекції і дії сил інерції. В дифузійний шар включають зону у полірованої робочої поверхні ободу складеного шківа, що входить до складу його камери, яка омивається пароповітряною сумішшю, в межах якої спостерігається градієнт парціального тиску дифундуючої суміші в напрямку, перпендикулярному до полірованої поверхні стінки камери.

Товщина вище зазначених пограничних шарів є різною. Так, товщина динамічного пограничного шару залежить від співвідношення між інерційними і в'язкими впливами на потік рідини в камері шківа, які характеризуються величиною числа Рейнольдса. Чим більше останнє, тим значніша відносна величина інерційних сил, і тим тонше область пограничного шару, і відповідно, більше довжина області зовнішнього потоку. Навпаки, зі зменшенням числа Рейнольдса розширюється область переважаючого впливу сил в'язкості і зменшується область зовнішнього потоку. При значеннях числа Прандтля порядку одиниці і значеннях числа Рейнольдса, зазвичай зустрічаються в практичних завданнях, товщини динамічного і теплового пограничних шарів можна порівняти за величиною. Особливо це помітно при обтіканні матових і полірованої циліндричних поверхонь стінок камери, кривизна яких є змінна.

На рис. 3.6 наведено схему пограничного шару при обтіканні рідиною криволінійної поверхні, тобто по кільцевій поверхні камери шківів.

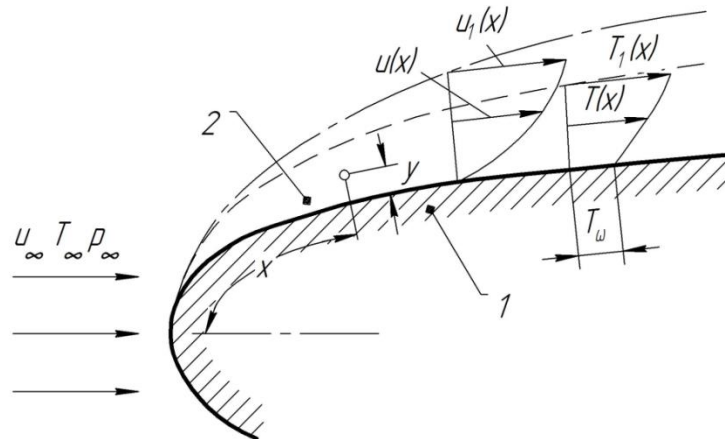


Рисунок 3.6 - Схема пограничного шару рідини на циліндричній поверхні камери складеного гальмового шківів: 1 - внутрішня стінка камери; 2 - пограничний шар рідини; u , T , p - швидкість, температура і тиск в шарі рідини; x , y - координати

Рухи рідини в пограничному шарі і в зовнішньому потоці зв'язані між собою. На периферії шару відбувається обмін частинками рідини обох областей. Частинки, що побували під стінами камери потрапляють в зовнішній потік і набувають характерні для нього якості. З зовнішнього потоку частинки рідини проникають всередину шару і пригальмовуються в ньому. В результаті пригальмовування рідини в пограничному шарі лінії струму зміщуються і відтісняють зовнішній потік. Це відтіснення лінії струму в окремих випадках може викликати значну зміну поздовжніх швидкостей на границі шару. Зворотнім впливом пограничного шару на зовнішній потік є виникнення поперечних швидкостей, які підтримуються в зовнішньому потоці і є важливою характеристикою циркулюючого потоку.

Область пограничного шару характеризується сильно завихреним рухом рідини. При плавних окресленнях контуру обтічних камер шківів гальма їх вільному обертанні зриву вихорів не відбувається, і вони не потрапляють в зовнішній потік з частинками, що побували під стінами камер. У цьому випадку має місце безвідривне обтікання стінок камери, а зовнішній

потік уподібнюється потенційній течії ідеальної рідини. При певних умовах обтікання (наприклад, при різкому або сповільненому гальмуванні з великими градієнтами тиску в напрямку течії) може відбуватися зрив вихорів з поверхонь камер шківів гальма і поширення їх у зовнішній потік (відривний рух). У цих випадках теорія пограничного шару не може застосовуватись.

Течія рідини всередині пограничного шару може бути ламінарною або турбулентною в залежності від значень числа Рейнольдса і умов обтікання стінок камери шківів, зокрема від того, з полірованою або шорсткими поверхнями стінок камери стикається потік рідини.

Однак, навіть такий спрощений підхід до вивчення течій рідини і пароповітряної суміші в камерах шківів гальма не завжди призводить до надійних результатів внаслідок взаємного зв'язку рівнянь руху і енергії, викликані залежністю густини, в'язкості і теплопровідності від температури.

3.5. Теплообмінні процеси при омиванні рідиною поверхонь стінок камер складеного шківів в стрічково-колодковому гальмі

Зупинимося на процесах, які супроводжують рідину в камерах шківів гальма при фрикційній взаємодії його пар тертя і при обертанні складених шківів. При гальмуванні в ободі кожного із шківів, гальма акумулюється теплота, яка формується в теплові потоки і нагріває рідину в їх камерах. Багаторазове нагрівання рідини в камерах призводить до її кипіння. Зазначений процес призводить до утворення пари всередині об'єму рідини камери. Для його іонізації завжди необхідне деяке перегрівання рідини, тобто перевищення температури рідини $T_{ж}$ над температурою насичення T_s при заданому тиску p .

Зазвичай теплота, яка необхідна для підтримки кипіння, підводиться до рідини в камерах гальма через їхні ободи при гальмуванні стрічково-колодковим гальмом бурової лебідки. Тому температура шарів рідини, розташованих поблизу внутрішніх поверхонь камер, найбільш висока. Крім

того, ймовірність виникнення парової фази на внутрішній поверхні стінки камери в місцях, де мають місце мікрозападни і погіршені умови змочуваності, як правило, більше ніж в об'ємі рідини в результаті кипіння в пристінкових шарах рідини. При цьому тепловіддача не залежить від рівня гравітаційних сил, форми поверхні стінки камери і її розміру, якщо він залишається набагато більше відривного діаметру бульбашки, який при атмосферному і більш високому тиску не перевищує 1 - 2 мм. З ростом тиску p коефіцієнт тепловіддачі α збільшується [75]. Крім тиску, режимних параметрів (що задаються на поверхні обода шківа T_c або q), властивості рідини на процес помітно впливає матеріал і товщина стінки обода шківа, що нагрівається, а також такі важко контрольовані чинники за умови змочуваності внутрішньої поверхні стінки камери і її мікрошорсткість. Ефекти обумовлені властивостями внутрішньої поверхні камер складених шківів, які нагріваються, зазвичай проявляються одночасно, що ще більше ускладнюють їхнє врахування. З цієї причини для дослідних даних по тепловіддачі при бульбашковому кипінні характерне значне розсіювання потоку.

Кипіння рідини, яка дотикається до внутрішніх поверхонь камер шківів як при вільному обертанні, так і гальмуванні бурової лебідки, викликане кипінням в об'ємі. Цей процес має кілька характерних, відмінних механізмів передачі теплоти і, як наслідок, інтенсивність режимів, розвиток яких залежить від умов підведення теплоти до внутрішніх стінок шківів гальма.

Два випадки, коли довільно задається температура поверхні одного з ободів шківів T_c , в залежності від густини теплового потоку q і коефіцієнта тепловіддачі α від температурного напору $\Delta T = T_c - T_{нк}$ ($T_{нк}$ - початок кипіння рідини) наведені на рис. 3.7 а.

Власне кипіння рідини починається тільки за умови $\Delta T > \Delta T_{нк}$, при менших температурних градієнтах теплота з поверхонь камер відводиться вільною конвекцією в омиваюче їх повітря. При $\Delta T > \Delta T_{нк}$ в окремих точках внутрішніх поверхонь стінок камери виникають, ростуть, а потім відриваються парові бульбашки, розвивається бульбашковий режим кипіння.

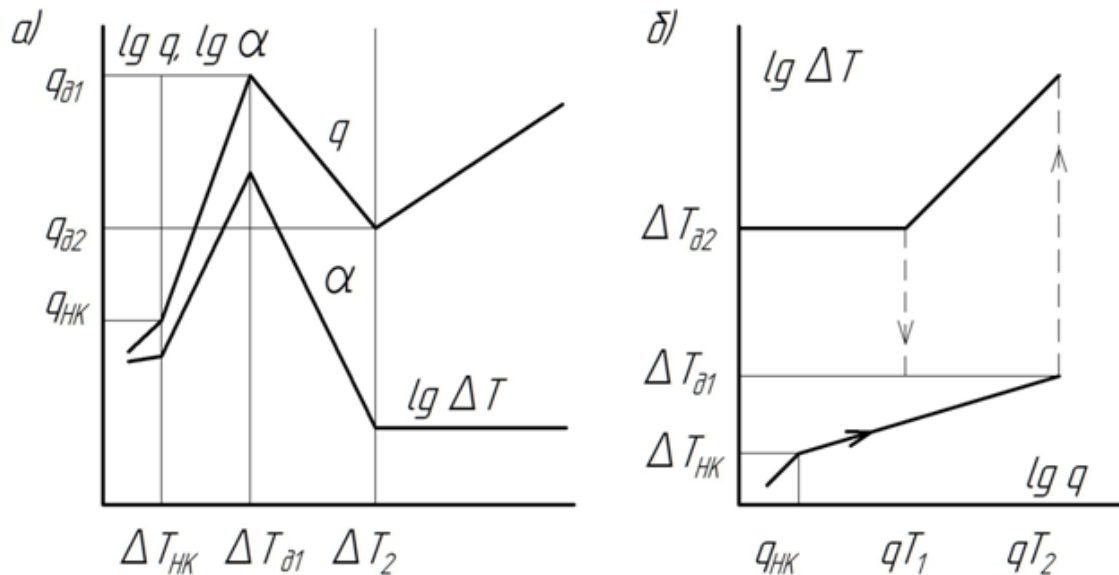


Рисунок 3.7 а, б – Закономірності процесу кипіння рідини в об'ємі камери шківів коли задається на його ободі: а – температура; б – тепловий потік

Збільшення ΔT призводить до інтенсифікації тепловіддачі так, що в середньому $q \sim (\Delta T)^3$. Зростання q обмежене значенням $q_{\partial 1}$ досягається при $\Delta T_{\partial 1}$. Величина $q_{\partial 1}$ називається першою допустимою густиною теплового потоку.

При останньому відбувається вигорання сполучних компонентів з поверхневих шарів полімерної накладки, тобто починається крекінг процес. Подальше збільшення ΔT до кінця гальмування призводить до зменшення q приблизно за законом $q \sim (\Delta T)^{-1}$. Виникає перехідний режим кипіння, характерний утворенням на внутрішніх поверхнях камери областей, які безпосередньо контактують з паром. Тепловіддача все більш покращується і, на кінець, при $\Delta T = \Delta T_{\partial 1}$, коли внутрішні поверхні камери обволікаються суцільною плівкою, кількість пари стає максимальною. Величина $q_{\partial 2}$, яка відповідає цьому моменту, називають другою густиною теплового потоку. У плівковому режимі кипіння, що настає при $\Delta T > \Delta T_{\partial 2}$, коефіцієнт тепловіддачі залишається сталим або слабо зменшується з ростом ΔT , при великих ΔT можлива деяка інтенсифікація теплообміну через перенесення теплоти через плівку пара випромінюванням. В першому наближенні для цього режиму

можна вважати $q \sim \Delta T$.

У разі, коли до поверхні нагрівання підводиться фіксований тепловий потік при циклічних гальмуваннях бурової лебідки характер залежностей $\Delta T(q)$ і $\alpha(q)$ змінюється (рис. 3.7 б). Якщо поступово збільшувати q від нульового значення, то спочатку процесу розвивається точно так само, коли задається температура стінки камери шківів – при $q < q_{\text{нк}} (\Delta T < \Delta T_{\text{нк}})$ спостерігається режим вільної конвекції, на зміну якому при $q > q_{\text{нк}} (\Delta T > \Delta T_{\text{нк}})$ приходиться бульбашковий режим кипіння. Однак, як тільки значення q хоча б трохи перевищить значення $q_{\partial 1}$, бульбашковий режим кипіння відразу ж змінюється плівковим. Цей перехід умовний, який зображений на рис. 3.7 б штриховою лінією, носить кризовий характер - через різке покращення тепловіддачі і великого значення $q_{\partial 1}$ температура стінки камери стає стабільною. Якщо після встановлення стаціонарного стану при $q = q_{\partial 1}$ знижувати тепловий потік, то плівковий режим зберігається до значення $q_{\partial 2}$, а потім відбувається зворотний перехід до бульбашкового режиму, який так само носить кризовий характер (рис. 3.7 б). Таким чином, при зміні q в певному інтервалі густини теплоносія виключається перехідний режим кипіння.

Таким чином, з вищевикладеного випливає, що рідина, яка використовується в камерах шківів повинна мати приховану теплоту пароутворення, яка відповідає допустимій температурі матеріалів фрикційної накладки.

3.6. Експериментальні дослідження в лабораторних умовах енергонавантажності складених шківів гальма з нанорідинним охолодженням

Метою експериментальних досліджень є одержання бази даних з енергонавантажності пар тертя стрічково-колодкових гальм при їх вільній та вимушеній конвекції, радіаційному теплообміну і примусовому охолодженні

за допомогою температурного методу. Одним із шляхів ефективного зниження енергонавантаженості трибоспрями гальма є використання системного підходу для розроблення складеного гальмового шківів з повітряно-нанорідинною системою непрямого охолодження. Програма досліджень містить у собі такі задачі:

- оцінити енергетичні рівні поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя гальма;
- установити закономірності зміни енергонавантаженості поверхневих і приповерхневих шарів ободу серійного й нового гальмового шківів;
- проілюструвати взаємозв'язок між поверхневими температурами й температурними напруженнями в ободі серійного й нового гальмових шківів;
- спрогнозувати закономірності зміни ресурсу робочих поверхонь полімерних накладок при непрямому охолодженні фрикційних вузлів.

В якості об'єктів дослідження обрано пари тертя серійних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок У2-5-5 та ЛБУ-1200 і модельного стрічково-колодкового гальма, у якому шків обладнано рідинною камерою, з фізичними моделями фрикційних вузлів зазначених вище бурових лебідок. Все вище перераховане наведено в додатку А до роботи, а також прилад-мікроскоп Axiovert 40 MAT для випробування матеріалів пар тертя, в додатку Б до роботи наведені прилади й датчики для вимірювання досліджуваних параметрів. Оцінка теплообмінних процесів багатошарової трибосистеми фрикційного вузла гальма та його елементів наведена в додатках В і Д до роботи. Напруження та оптимізаційне проектування складеного шківів гальма наведено в додатках Е та Ж.

Зупинимось на оцінці енергонавантаженості складеного гальмового шківів стрічково-колодкового гальма [65].

На рис. 3.8 – 3.10 проілюстровані термограми (а) та розподілення теплових потоків (б) в тілі ободу складеного гальмового шківів стрічково-колодкового гальма при різних видах охолодження.

Після розгляду термограм і розподілу теплових потоків слід відмітити наступне:

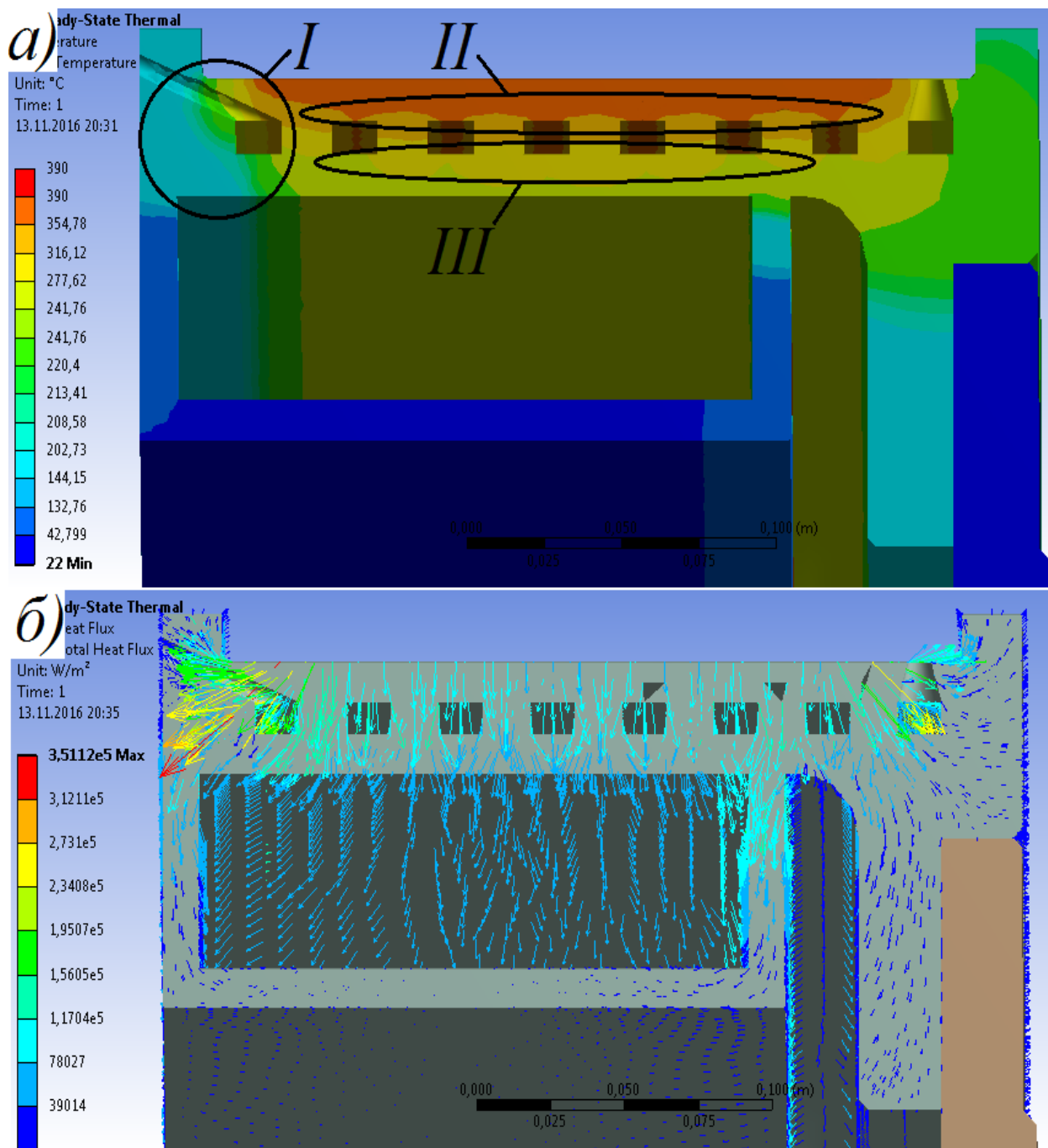


Рисунок 3.8 *a, б* – Термограма (*a*) і розподіл теплових потоків (*б*) у тілі ободу гальмового шківів стрічково-колодкового гальма з примусовим повітряно-рідинним охолодженням і з насиченою водяною парою в камері охолодження

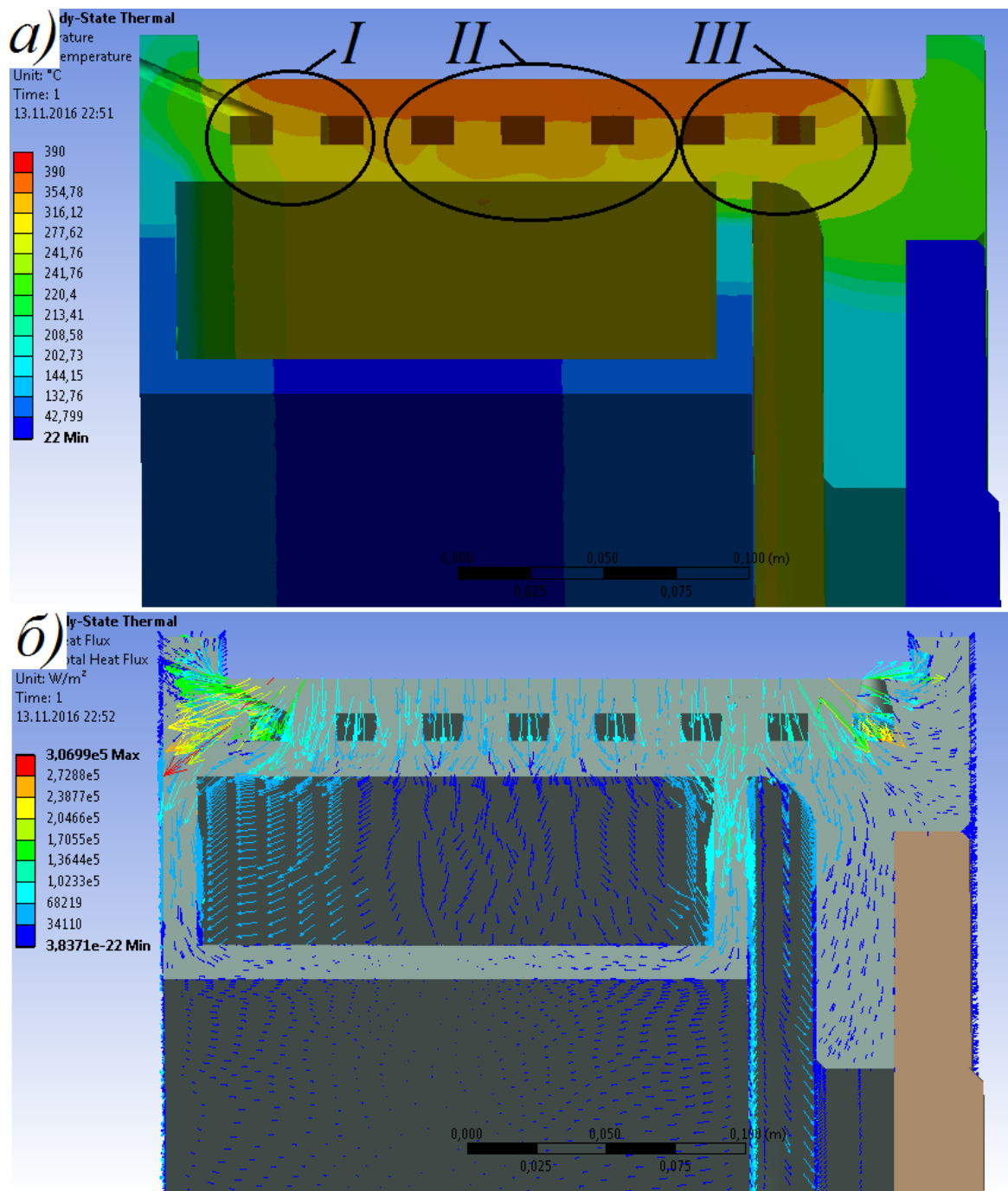


Рисунок 3.9 *a, б* – Термограма (*a*) і розподіл теплових потоків (*б*) у тілі ободу гальмового шківa стрічково-колодкового гальма з примусовим повітряним охолодженням і з пароповітряною сумішшю в камері охолодження

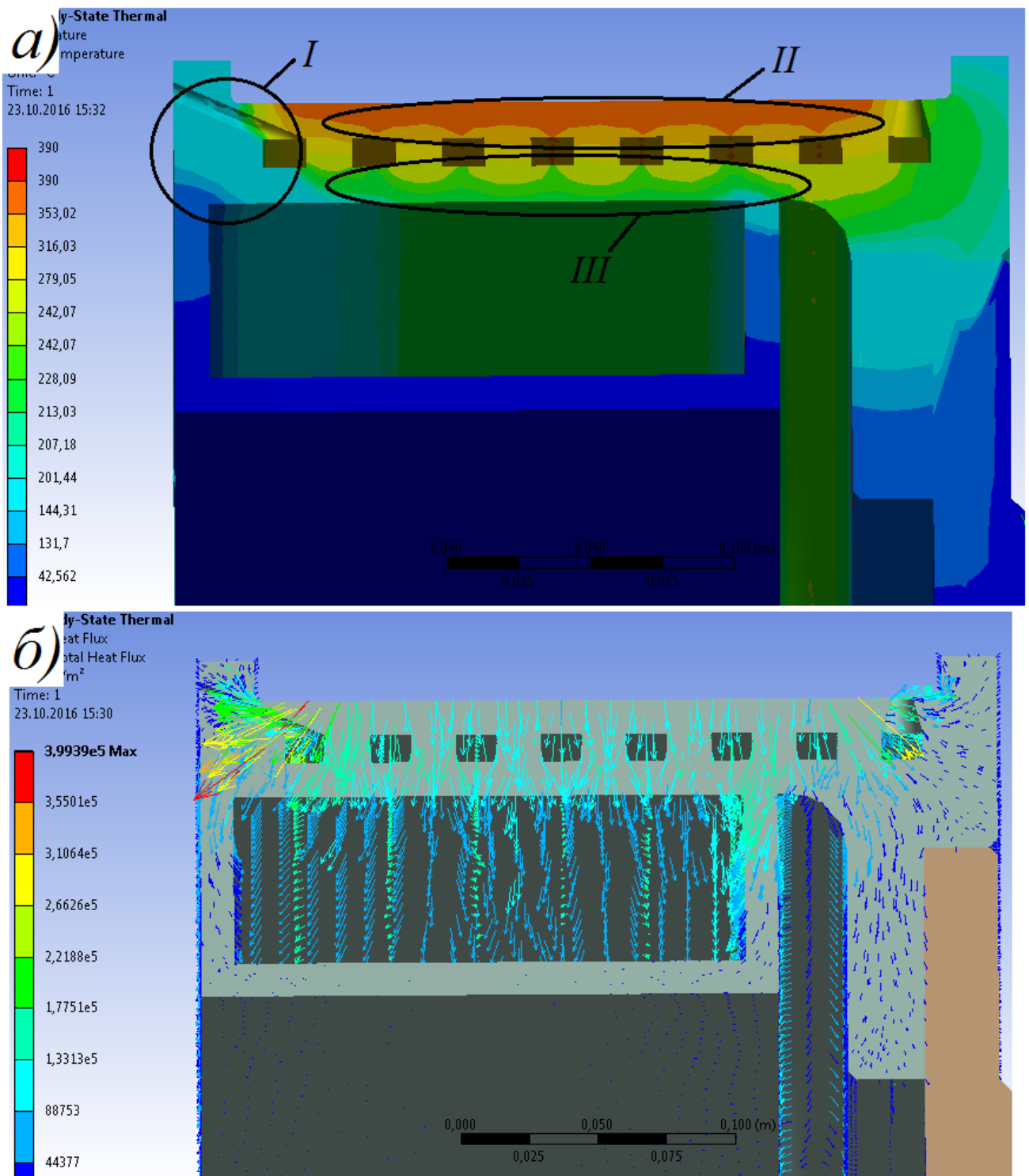


Рисунок 3.10 *а, б* – Термограма (*а*) і розподіл теплових потоків (*б*) у тілі ободу гальмового шківa стрічково-колодкового гальма з примусовим повітряно-рідинним охолодженням

Таблиця 3.1

Результати розрахунків інтенсивності теплообмінних процесів, які здійснюються шарами середовища з деякими металами

Середовище	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(мм·°C)	Термічний опір, R, (м ² ·°C)/Вт								
		Коефіцієнт теплопередачі, K, Вт/(м ² ·°C) при товщині δ шару, мм								
		1,0		10,0		100,0				
		$R \cdot 10^{-3}$	$\sqrt[4]{K \cdot 10^6}$	$R \cdot 10^{-8}$	$\sqrt[4]{K \cdot 10^5}$	$R \cdot 10^{-7}$	$\sqrt[4]{K \cdot 10^4}$			
Повітря сухе	0,326	3,07	134,4	6,13	163	9,20	108,67			
Вода	0,586	1,71	155,6	3,44	293	5,12	195,33			
Метали		$R \cdot 10^{-12}$	$\sqrt[4]{K \cdot 10^3}$	$R \cdot 10^{-11}$	$\sqrt[4]{K \cdot 10^8}$	$R \cdot 10^{-10}$	$\sqrt[4]{K \cdot 10^7}$			
Al при: 0 °C	209,0	4,78	6,76	·10 ²	4,73	3,80	·10 ²	4,78	2,14	·10 ²
100 °C	213,0	4,69	6,79		4,69	3,82		4,69	2,15	
300 °C	225,0	4,44	6,89		4,44	3,87		4,44	2,18	
500 °C	236,0	4,24	6,97		4,24	3,92		4,24	2,20	
Cu при: 0 °C	398,0	2,51	7,94		2,51	4,47		2,51	2,51	
400 °C	365,0	2,74	7,77		2,74	4,37		2,74	2,46	
Zn при: 0 °C	112,8	8,87	5,90		8,87	3,26		8,87	1,83	
400 °C	95,2	10,5	5,55		10,5	3,12		10,5	1,76	

- стінки камери охолодження і фланця ободу шківів компенсують неефективне повітряне охолодження (зона III), тому розподіл теплоти і градієнт температури приблизно такі ж як і в перших повітряних камерах складеного ободу шківів (динамічний коефіцієнт тертя і гальмовий момент зросли на 15% і 21%) за рахунок роботи матеріалів фрикційної накладки при поверхневих температурах нижче допустимої (тобто 390°C). Однак при цьому збільшилися маса і момент інерції складеного шківів, відповідно, на 5% і 8% в порівнянні з серійним гальмовим шківом:

- при однаковій робочій поверхневій температурі порівнюваних шківів об'ємні температури у верхній і нижній частинах складеного шківів на 12% менше, ніж серійного шківів, але в першій конструкції об'ємні температурні градієнти на 8% вище, ніж в серійному шківів;

- градієнт температурних напружень зі сторони вільного краю ободу в його верхній частині становить 13,03 МПа / мм, з боку защемленого краю ободу шківів - 10,14 МПа/мм; по ширині нижньої частини ободу шківів спостерігаються градієнти температурних напружень, відповідно, 2,51 МПа/мм і

Таблиця 3.2

Основні експлуатаційні параметри серійних й удосконалених пар тертя
стрічково-колодкових гальм

№ п/п	Експлуатаційні параметри		Пари тертя стрічково-колодкового гальма:		
			серійні	удосконалені	
1.	Вага гальмового шківa, кН: без камери		4,744	4,508	
	з камерою	без води	-	5,849	
		з водою	-	6,303	
		з наночастинками в рідині	-	6,32	
2.	Момент інерції гальмового шківa, кг·м ² : без камери		233,85	221,89	
	з камерою	без води	-	278,48	
		з водою	-	298,58	
		з наночастинками в рідині	-	300,1	
3.	Динамічний коефіцієнт тертя, f		0,33	0,38/0,4	
	стабільність, $\alpha_{cm} = f_{cp}/f_{max}$		0,90	0,926/0,931	
	коливання, $\alpha_k = f_{min}/f_{max}$		0,79	0,83/0,8	
4.	Гальмування: ефективність, $\beta_{ef} = \alpha_{cm}/\tau^2, 1/c^2$		0,00625	0,00643/0,007	
	Зведена ефективність, $H_{ef.m.} = \alpha_{cm}/(\tau^2 \cdot \Delta g), 1/(c^2 \cdot \Gamma)$		$1,036 \cdot 10^{-2}$	$1,227 \cdot 10^{-2}/1,3 \cdot 10^{-2}$	
5.	Питомі навантаження, p , МПа		1,2	1,2/1,15	
6.	Гальмовий момент, M_{Γ} , кНм		174,3	200,7/199,6	
7.	Температури / їх градієнти, °C/(°C/мм)		шківa	складеного шківa	
				верхньої	нижньої
				частини	
	поверхневі;		390/1,2	$\frac{390}{1,8}$	$\frac{390}{1,9}$
				$\frac{330}{1,6}$	$\frac{300}{1,5}$
	об'ємні		158/2,4	$\frac{140}{4,39}$	$\frac{170,0}{4,2}$
				$\frac{115}{4,05}$	$\frac{95}{4,0}$
8.	Температурні напруження/їх градієнти, МПа/(МПа/мм)		796,85/4,61	$\frac{406,56}{9,24}$	$\frac{189,79}{3,04}$
				$\frac{360,7}{8,57}$	$\frac{165,3}{2,9}$
9.	Зношування накладок, Δg , г		60,3	52,4/47,1	-

Примітка: дані, наведені в знаменнику, відносяться до рідини з наночастинками.

6.59 МПа/мм; в першому випадку це пояснюється недостатньою ефективністю вимушеного охолодження матових поверхонь, оскільки випаровувально-конденсаційна рідинна система інтенсивніше охолоджує поліровану поверхню шківа (див. додаток Е до роботи).

- ваговий знос накладок менший в удосконалених парах тертя на 13%, ніж в серійних.

Результати проведеного аналізу енергонавантаженості гальма при постійних питомих навантаженнях в його парах тертя, що охолоджуються водою і рідиною з наночастинками показали:

- побічно охолоджувана пара тертя з системою повітряно-рідинного типу є більш ефективною, оскільки забезпечує зниження енергонавантаженості на 12%, що сприяло збільшенню динамічного коефіцієнта тертя на 16% при однаковому гальмовому моменті;

- при однаковій робочій поверхневій температурі порівнюваних шківів об'ємні температури у верхній і нижній частинах складеного шківа на 11% і 7,5% менше, проте об'ємні температурні градієнти в ньому на 50% вище;

- градієнт температурних напружень з боку вільного краю ободу в його верхній частині на 50% нижче при другому варіанті охолодження, в той час як з боку защемленого краю ободу він досягав 9,24 МПа/мм. По ширині нижньої частини ободу шківа градієнти температурних напружень досягали, відповідно, 3,04 МПа/мм і 2,9 МПа/мм, що пояснюється більшою металоємністю защемленого краю ободу;

- розподіл температури, і як наслідок, температурних градієнтів по товщині ободу шківа відбувається хвилеподібно зверху (4,4 °С/мм) і знизу (3,8 °С/мм) завдяки наявності повітряних камер. Пояснюється це наступним: оскільки коефіцієнт тепловіддачі конвективним охолодженням рідиною набагато вище ніж повітрям, теплові потоки інтенсивно протікають між кільцевими отворами по товщині ободу до рідинної камери, в якій і відводяться конвективно в циркулюючу рідину (рис. 3.8 б), тому по товщині ободу між повітряними кільцевими камерами виникає великий градієнт

температури (4,14 °С/мм). У цьому випадку повітря виступає в ролі утеплювача між верхньою і нижньою частинами ободу, знижуючи при цьому небезпечно великий градієнт температури по його товщині;

- по товщині ободу шківа спостерігається зона прогріву біля забірного отвору, в якій середня температура становить 170 °С, і вона насправді є меншою внаслідок дії конвективного охолодження омиваючим повітрям, яке потрапляє в повітрезабірники і пронизує весь обід (інтенсивне тепловідведення). При цьому частина теплоти перетікає кондуктивним теплообміном в стінки камери, в якій знаходиться рідина, що охолоджує;

- температура циркулюючого потоку повітря в кільцевих об'ємах ободу шківа збільшується від вільного краю до його защемлення, оскільки він нагрівається від верхньої складової ободу шківа, тобто перегородок між його складовими.

При розгляді стану складеного ободу шківа від дії різних видів напружень (від механічних і теплових навантажень) слід звернути увагу на:

- максимальні механічні напруження (рис. 3.10 а) виникають на неробочій полірованій поверхні ободу (243,6МПа) внаслідок її прогину і розтягування від дії питомих навантажень:

- забірні отвори в сполученні з першою камерою є свого роду концентраторами напружень, тому в їх зоні також виникає вогнище механічних напружень (зона III -198,3 МПа);

- великі температурні напруження (рис. 3.10 б) спостерігаються в приповерхневих шарах ободу шківа, які поширюються по ширині (507,4 МПа) ободу внаслідок його розширення;

- неробочу поверхню ободу над рідинною камерою, температурні напруження в кілька разів нижче, оскільки відбувається інтенсивне конвективне рідинне і радіаційне охолодження, що призводить до великого градієнту температурних напружень по товщині ободу шківа;

- при розгляді загальної картини температурних напружень, які набагато більші в правій частині ободу шківа біля кріпильного виступу,

оскільки рідинна камера і забірні пристрої для захоплення холодного потоку повітря знаходяться в лівій частині ободу:

- гострі закраїни стінок рідинної камери і диффузорного і конфузорного отворів ободу шківа є концентраторами температурних напружень, тому в зазначених місцях також спостерігаються підвищені температурні напруження.

При моделюванні рис. 3.8 – 3.10 використовувався пакет «Cosmos». При чисельному моделюванні нижньої і верхньої частин складеного шківа стрічково-колодкового гальма бурової лебідки приймалися такі умови:

- верхня частина ободу шківа піддана інтенсивному повітряному охолодженню з коефіцієнтом тепловіддачі, що змінюється від 20,0 до 100,0 Вт/(м² · °С);

- нижня частина ободу шківа піддана інтенсивному нанорідинному, нанопарорідинному і нанопарорідинному примусовому охолодженню з коефіцієнтом тепловіддачі, що змінюються від 100,0 до 1000,0 Вт/(м² · °С);

- полірована поверхня нижньої частини ободу шківа становила 2/3 площі полірованої робочої поверхні обода шківа.

Розміри складеного обода шківа для моделювання наведені в додатку Ж до роботи.

Стійкість процесів оцінювалася критерієм Bi (Біо) в інтервалі $1,0 < Bi > 1,0$, оскільки він встановлює зв'язок між коефіцієнтом тепловіддачі і термічним опором розглянутої стінки нижньої і верхньої частини складеного ободу шківа і камери.

Висновки

1. Розроблено конструкцію складеного шківа, яка містить верхню і нижню частини. Вони мають між собою перфорацію у вигляді кільцевих стінок, з'єднаних між собою зміщеними отворами. Під внутрішньою поверхнею ободу шківа розташована камера, яка має на бокових стінках

впускний та випускний клапани. Камера в процесі експериментальних досліджень заповнювалась на $2/3$ об'єму водою або нанорідиною (суміш води з наночастинками, виготовленими з алюмінія, міді, цинку та інших теплопровідних металів). За рахунок наявності перфорованої середньої частини ободу шківів досягається збільшення площі його полірованих і матових поверхонь, що сприяє підвищенню ефективності вільного та вимушеного повітряного охолодження, а також теплообміну випромінюванням.

Установлено, що величина відношення коефіцієнтів випромінювання матових (охолоджуваних) поверхонь до полірованої (робочої) повинна дорівнювати відношенню площ цих поверхонь. У серійному гальмівному шківі розбіжність між вказаними величинами склала 8,4%, в складеному – 5,2% .

2. Змодельовано рідинне охолодження складеного шківів в лабораторних стендових умовах і встановлено наявність в області пограничного шару безвідривного та відривного обтікання вихровими потоками рідини стінок камери в залежності від енергонавантаженості партертя гальма (при різкому або сповільненому гальмуванні з великим градієнтом тиску рідини в напрямку її руху). При цьому необхідно дотримуватися взаємного зв'язку рівнянь руху та енергії рідини, викликані залежністю її густини, кінематичної в'язкості та теплопровідності від об'ємної температури.

3. Встановлено, що циркуляція рідини в камері шківів характеризується неоднорідністю полів швидкості і температури в потоках, від яких залежить інтенсивність дії сил внутрішнього тертя, конвективного переміщення наночастинок в рідині і загальних інерційних сил потоку, що відповідає турбулентному режиму по Рейнольдцю.

4. Показано, що при наявності теплообміну і дифузії виникають тепловий та дифузійний пограничні шари. У першому – температура практично змінюється від температури стінки до температури внутрішнього потоку, а в другому – концентрація парорідинної суміші від її значення на стінці до значення у внутрішньому потоці. Виходить що динамічний (I),

тепловий (II) та дифузійний (III) пограничні шари простягаються до нескінченності в напрямку, перпендикулярному до полірованої внутрішньої поверхні ободу складеного шківа. Кожний з шарів рідини включає в себе області: в I-ій – сили в'язкості перевищують деяку довільну задану величину, більшу в порівнянні з силами їх інерції; II-ій – зміна енергії внаслідок в'язкості і теплопровідності перевищує деяку довільно задану величину, більшу в порівнянні зі зміною енергії внаслідок вільної та вимушеної конвекції і дії сил інерції; III-ій – полірована внутрішня поверхня ободу шківа омивається пароповітряною сумішшю, в межах якої діє градієнт парціального тиску дифундуючої суміші.

5. Введено нове поняття першої (до 110°C) та другої (до 150°C) допустимої густини теплового потоку, яка викликає в рідині камери бульбашковий та плівковий режими її кипіння, впливаючи суттєво на теплообмінні процеси в камері.

6. Здійснено комбінацію теплоносіїв в складеному гальмовому шківі, яка дозволила знизити енергонавантаженість обода на 28%, його поверхневі та глибинні температурні градієнти, і як наслідок, запобігти виникненню мікротріщин на робочій (зовнішній) поверхні ободу шківа:

- обґрунтовано вибір наночастинок з урахуванням їх фізико-хімічних властивостей, виходячи з умови досягнення максимального ефекту охолодження і при цьому необхідно щоб коефіцієнт: теплопровідності матеріалу наночастинок був значно більше, ніж складеного шківа та камери;

- досягається покращення основних експлуатаційних параметрів пар тертя гальма: динамічного коефіцієнта тертя на 16% і гальмового моменту на 15% порівняно з серійним гальмом;

- забезпечується підвищення довговічності металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма за рахунок зниження енергонавантаженості їх поверхневих шарів на 25 ... 30% шляхом примусового повітряно-нанорідинного охолодження складеного гальмового шківа Крім того, робоча поверхня накладки працює при температурі нижче допустимої; (для полімерної накладки ФК-24А вона дорівнює 390 °С), що дозволяє зменшити знос накладки на 13...14%.

РОЗДІЛ 4
МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА
БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ

4.1. Загальні принципи енергетичних процесів в полях фрикційної взаємодії пар тертя гальмових пристроїв

Щоб виявити сенс сукупності понять розглянемо кожен вид енергії як добуток двох величин: інтенсивності (фактор інтенсивної властивості) і ємності (фактор екстенсивної властивості). Так, механічна енергія визначається величиною Fdl , тобто добутком сили на приріст шляху, електрична - Fdq , тобто добутком е.р.с. на кількість перенесеного електричного заряду; магнітна - Bdl , тобто добутком магнітної індукції на намагніченість, об'ємна - pdV , тобто добуток тиску на зміну об'єму, поверхнева енергія - тобто добуток поверхневого натягу на зміну площі поверхні - $\sigma d\omega$; потенційна - $mgdh$, кінетична - $(v^2 / 2)dm$; хімічна - μdn - зміна хімічного потенціалу по товщині речовини. Фактори інтенсивності нерідко об'єднують під загальною назвою узагальнених сил, а чинники ємності називають узагальненим шляхом. Так, в разі механічної енергії величина сили є множником напруження (так само, як p , σ , μ та ін. у відповідних видах енергії), а величина пройденого шляху, (тобто зміни v , ω , n та ін.) показують в якій степені проявляється дія сили.

Тоді енергію в загальному вигляді можна записати в такий спосіб

$$dU = TdS - (Xdx + Ydy + \dots), \quad (4.1)$$

де X , Y , ... - фактори інтенсивності; x , y - відповідні їм фактори ємності. Якщо допустити, що $dx = dy = \dots = 0$, тобто система не піддана дії зовнішніх сил, то рівняння (4.1) набуде вигляду $dU = TdS$. В цьому випадку пари тертя в гальмі розімкнуті.



Рисунок 4.1 - Ієрархічні енергетичні рівні трибоспряження

Фактори інтенсивності є потенціалами (T – потенціал «теплової енергії», μ – потенціал хімічної енергії та ін.), тобто напруженнями діючого вида енергії.

Кожен раз, коли дві системи з різними потенціалами вступають у взаємодію, відбувається вирівнювання потенціалів за рахунок зміни відповідних факторів ємності. Так тиск вирівнюється за рахунок зміни об'єму, температура за рахунок зміни ентропії та ін.

Класифікація енергетичних процесів і темпи їх протікання в полях фрикційного взаємодії пар тертя гальмових пристроїв проілюстровані на рис. 4.1.

Величина $(\partial u / \partial n_i)_{V, S, n_j}$, є хімічний потенціалом (μ_i). Це справедливо для випадку, коли відбувається приріст внутрішньої енергії рідкої фази трибосистеми при зменшенні маси поверхневого і приповерхневого шару полімерної накладки при крекінг-процесі на одиницю часу при постійній ентропії, а об'єм і маси компонентів накладки стають змінними. Тепловий потік є рушійною силою при теплопередачі, а хімічний потенціал – при фазовому переході маси верхнього шару полімерної накладки. Фазовий перехід призводить до встановлення хімічної рівноваги (і фазового, якщо зменшення маси відбувається в гетерогенній системі, тобто між фазами). Подібно до інших факторів інтенсивності (в крекінг-процесі) хімічний потенціал речовин в міру протікання процесу вирівнюється. В момент настання рівноваги він стає однаковим у всіх існуючих фазах, в яких знаходяться компоненти верхнього шару полімерної накладки. Таким чином, хімічною змінною є кількість компонентів накладки, взаємодіючих з матеріалом металевого елемента тертя. На відміну від інших факторів інтенсивності, безпосередньо виміряти хімічний потенціал не можливо, що робить це поняття не таким наочним, як, наприклад, питома навантаження, поверхнева і об'ємна температури та ін.

Нижче наведені рівняння, що описують нескінченно малі зміни U , H , F і G для фази, маси і концентрації якої може змінитись в результаті обміну з іншими фазами.

Якщо вважати, що при фрикційній взаємодії на трибосистему діють лише питомі навантаження, то при незалежних змінних S , V і n_1, n_2, n_3, \dots отримуємо рівняння

$$dU = TdS - pdV + \sum \mu_i dn_i. \quad (4.2)$$

При незалежних змінних S , P і n_1, n_2, n_3, \dots , маємо

$$dH = TdS - Vdp + \sum \mu_i dn_i. \quad (4.3)$$

Застосовуючи в якості змінних T , V і n_1, n_2, n_3, \dots , маємо

$$dF = -SdT - pdV + \sum \mu_i dn_i. \quad (4.4)$$

Накінець, при незалежних змінних P , T і n_1, n_2, n_3, \dots маємо:

$$dG = -SdT + Vdp + \sum \mu_i dn_i. \quad (4.5)$$

В залежностях використані такі позначення: U – внутрішня енергія; S – ентропія; H – ентальпія; F – енергія Гельмгольца, G – енергія Гіббса.

Взявши часткові похідні з рівнянь (4.2 - 4.5) можна отримати вирази для різних термодинамічних параметрів. Крім того, з цих виразів випливає, що:

$$\mu_i = (\partial U / \partial n_i)_{V, S, n_j} = (\partial H / \partial n_i)_{P, S, n_j} = (\partial F / \partial n_i)_{V, T, n_j} = (\partial G / \partial n_i)_{P, T, n_j}, \quad (4.6)$$

тобто хімічний потенціал верхнього шару робочої поверхні полімерної накладки при фрикційній взаємодії з металевим елементом тертя дорівнює частковій похідній від будь-якого термодинамічного потенціалу даної фази по числу молей даного компонента за умови, що відповідні термодинамічні параметри і число молей інших компонентів накладки залишаються незмінними. Іншими словами, хімічний потенціал є парціальним мольним значенням термодинамічного потенціалу за умови незмінності відповідних параметрів стану трибосистеми.

4.2. Подвійні електричні шари при фрикційної взаємодії металополімерних пар тертя і їх роль у виникненні потенціалів

При дотику двох електропровідних фаз, якими є поверхневі шари пар тертя гальмових пристроїв, між ними виникає різниця електричних потенціалів, що пов'язано з утворенням подвійного електричного шару, тобто несиметричного розподілу заряджених частинок на границі розділу фаз.

На рис. 4.2 *a, б, e, ж, з, и, к*, проілюстрован перехід заряджених частинок з однієї фази в іншу, що сприяє в розглянутих схемах утворення подвійних електричних шарів. Однак стосовно пар тертя гальмових пристроїв перерахований перелік не повний. Справа в тому, що до складу металевого (пояса тертя диска, обода шківа і барабана) і неметалевого (полімерні накладки) елементів входять напівпровідникові структурні складові. Крім того, через виникнення об'ємного заряду між мікровиступами, має місце масопереніс з однієї фрикційної поверхні на іншу і навпаки. З вищевикладеного випливає, що утворюються нові пари тертя: «метал - полімер», «полімер - полімер», «метал - напівпровідник», «полімер - напівпровідник», «напівпровідник - напівпровідник», і отже, подвійні електричні шари, коли полімерна накладка працює в режимі нижче допустимої температури для її матеріалів. При цьому згідно з рис. 4.2 відбувається виникнення наступних потенціалів: контактного другого роду (*a*); контактного Вольта (*б*); електродного (*в, г*); дифузійного (*д*); адсорбційного (*e, ж, з, и*); іонно-адсорбційного (*к*).

У разі роботи полімерної накладки в режимі вище допустимої температури для її матеріалів відбувається вигорання їх сполучних компонентів (формальдегідної смоли) і утворення острівців рідини (електроліту) на робочій поверхні накладки. Таким чином, отримуємо перший електролітичний розчин. Другим електролітичним розчином є зрошувана вода, яка потрапляє на незахищені поверхні металевого фрикційного елемента і знаходиться між його мікровиступами. В останніх

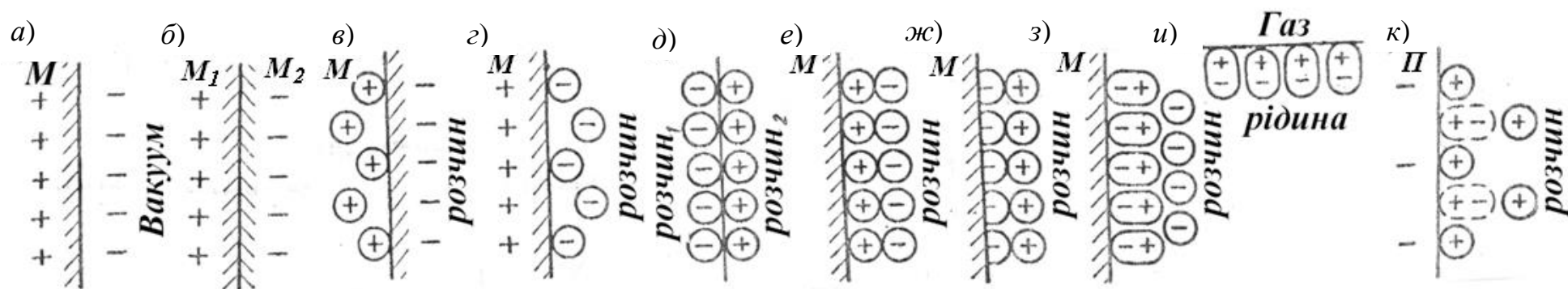


Рисунок 4.2 – Перехід заряджених частинок з однієї фази в іншу: *a* - емісія електронів з металу в вакуум; *б* - перехід електронів з одного металу в інший; *б, г* - перехід катіонів з металу в електроліт або з електроліту в метал; *д* - нееквівалентний перехід іонів з одного електроліту в інший; виборча адсорбція заряджених або поляризованих частинок однієї фази на поверхні іншого електричного шару в межах однієї фази; *е, ж* - адсорбція катіонів або аніонів електроліту на поверхні металу; орієнтована адсорбція незаряджених полярних або поляризованих частинок на границі поділу, фаз в межах однієї фази; *з* - адсорбція молекул води на металі; *и* - орієнтація дипольних молекул у поверхні розділу рідина - газ; *к* - наявність іонно-адсорбційного шару при адсорбції поляризованих атомів кисню на поверхні металу в умовах переходу катіонів з металу в електроліт; у всіх розглянутих схемах відбувається утворення подвійного електричного шару

знаходяться також продукти зносу пар тертя, які змішуються з водою. Надалі відбувається зіткнення двох електролітичних розчинів з різними концентраціями, що сприяє виникненню різниці електричних потенціалів. Останні виникають внаслідок наявності градієнтів температури і концентрації і називаються термодифузійними потенціалами.

4.2.1. Адсорбційних

Адсорбція атомів і молекул визначає основні властивості поверхні металевого фрикційного елемента. Чисті монокристалічні поверхні, що розглядали раніше, створюються за умов високого вакууму. Якщо вважати, що моношар поверхні включає 10^{15} ат/см², то моношар адсорбованих молекул створюється практично миттєво. Відповідно до кінетики газів число зіткнень молекул газу масою M при тиску p (Па) і температурі T на поверхні площею 1 см² за 1 с описується виразом

$$N = \frac{p}{\sqrt{2\pi MkT}}, \quad (4.7)$$

де k - стала Больцмана, є оціночним виразом при кімнатній температурі $N = 2 \cdot 10^{19} p/M^{1/2}$ см²с⁻¹. При $p = 10^{-6}$ Па (10^{-8} Торр) поверхня покривається моношаром газу ($M \approx 20 \div 30$) за $10^{-2} - 10^{-3}$ с. Таким чином, вакуум 10^{-9} Торр можна вважати в деякому роді відліком, коли за реальний час адсорбція не відбувається.

Прийнято розрізняти два типи адсорбції - фізичну і хімічну, хоча існують і проміжні форми. У процесі фізичної адсорбції молекули зв'язуються з поверхнею силами Ван-дер-Ваальса, при хімічній (хемосорбції) - силами хімічної взаємодії. Фізична сорбція зворотня, в той час як хемосорбція може бути і незворотною. Крім того, значення теплоти хемосорбції, що характеризує силу зв'язку молекули з поверхнею, значно вище (одиниці і десятки кДж/моль) в порівнянні з фізичною сорбцією (частки і одиниці кДж/моль). Підвищення температури робочої поверхні металевого

фрикційного елемента переводить частково фізичну сорбцію в хемосорбцію, якщо теплова енергія перевищує енергію активації такого процесу (рис. 4.3).

Основний метод вивчення адсорбції полягає у встановленні залежності між кількістю адсорбованої пари, температурою і тиском. На рис. 4.4 показана залежність адсорбованої пари від тиску при постійній температурі.

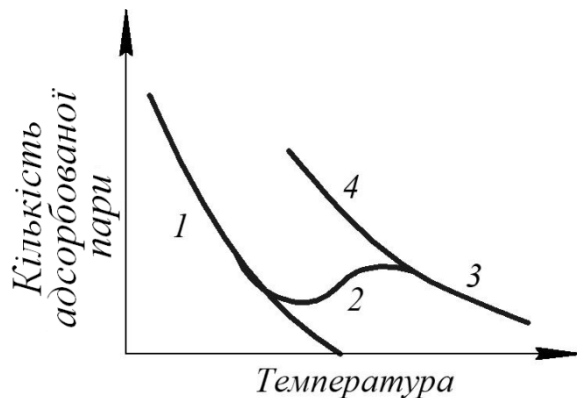


Рисунок 4.3 - Адсорбція молекул пари на поверхні бігової доріжки тертя обода гальмового шківів: перехід від фізичної сорбції (1) до хімосорбції (2) при підвищенні температури; (3,4) - нові ізобари адсорбції

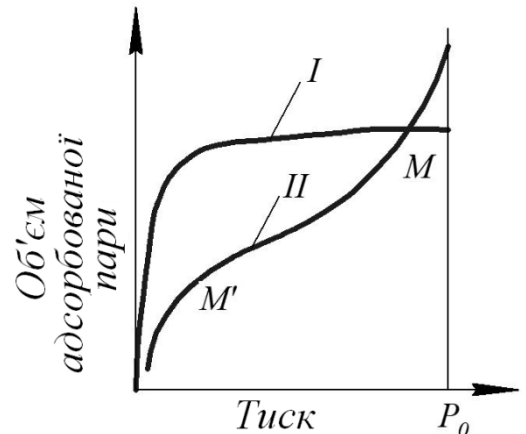


Рисунок 4.4 – Ізотерми (I-го і II-го типу) адсорбції для заповнення одного або декількох шарів адсорбованих молекул

Ізотерма 1 - ізотерма адсорбції Ленгмюра з насиченням - відповідає утворенню мономолекулярного шару на поверхні. Ізотерма II відповідає багатошаровій адсорбції, вона характерна, наприклад, для фізичної адсорбції. Інші типи ізотерм адсорбції зустрічаються рідше. Рівняння ізотерми Ленгмюра отримують, враховуючи кінетичну теорію пара. Швидкість випаровування з частково заповнених зазорів між мікровиступів робочої поверхні ободу шківів в момент фрикційної взаємодії з накладкою пропорційна його площі поверхні A'' , покритої адсорбованими частинками, а швидкість конденсації пропорційна площі вільної поверхні пояса тертя диска $A' - A''$ і числу зіткнень водяних молекул з нею в 1 с на 1 см^2 . Тому в умовах рівноваги маємо

$$k_1 A'' = k_2 p (A' - A'') \quad (4.8)$$

або

$$\frac{A''}{A'} = \frac{bp}{1 + bp}, \quad (4.9)$$

де $b = k_2 / k_1$, а k_2 і k_1 - константи швидкостей.

Рівняння (4.9) і є рівнянням адсорбції Ленгмюра. При низькому тиску кількість адсорбованої пари пропорційно тиску, при високому тиску утворюється насичення, що відповідає умові $A''/A' \approx 1$, тобто утворенню мономолекулярного шару.

Ізотерма II - ізотерма багат шарової адсорбції - представляє інтерес головним чином при фізичній сорбції. При цьому рівняння Ленгмюра використовується до кожного наступного шару в багат шаровій структурі. Передбачається, що енергія адсорбції (що визначає величину k_1) дорівнює теплоті випаровування для всіх шарів вище першого (точка М) (рис. 4. 4). В результаті отримуємо рівняння

$$\frac{v}{v_m} = \frac{cx}{(1+x)[1+(c-1)x]}, \quad (4.10)$$

де $x = p / p_0$, p_0 - тиск насиченої пари при температурі адсорбції; p - фактичний тиск; v/v_m - відношення об'єму адсорбата до об'єму моношару; v_m , c - коефіцієнти.

Це рівняння широко використовується для визначення площі поверхні при адсорбції інертних газів. Перегин ізотерми адсорбції свідчить про утворення мономолекулярного шару (точка M' на рис. 4.4). Знаючи об'єм адсорбенту, шляхом простого розрахунку визначається питома поверхня взаємодії. Недолік моделі полягає в тому, що в ній не враховується, що різні ділянки поверхні бігової доріжки тертя ободу шківа мають різну висоту мікронерівностей та можуть бути не еквівалентні по відношенню до адсорбції. Крім того, теплота адсорбції зменшуються в міру заповнення зазорів між мікроставпками поверхні, що знаходиться під робочою

поверхнею фрикційної накладки, оскільки адсорбція протікає на все менших активних місцях поверхні. Інші підходи до опису процесу адсорбції враховують можливу дисоціацію адсорбованої молекули на атоми, характерну для процесу каталізу.

При низьких температурах ізобара описує фізичну адсорбцію, коли кількість адсорбованих молекул, наприклад молекул H_2 та N_2 , зменшується з ростом температури. При більш високих температурах кількість адсорбованих молекул води збільшується в зв'язку з початком хемосорбції, проте потім падає. Згідно з рис. 4.4 адсорбція в області 1 зворотна, а в області 2 незворотна, охолодження веде до процесу десорбції з області 3 і області 4. Адсорбований атом може іонізуватись внаслідок обміну зарядом з робочою поверхнею ободу шківів (рис. 4.5) [58].

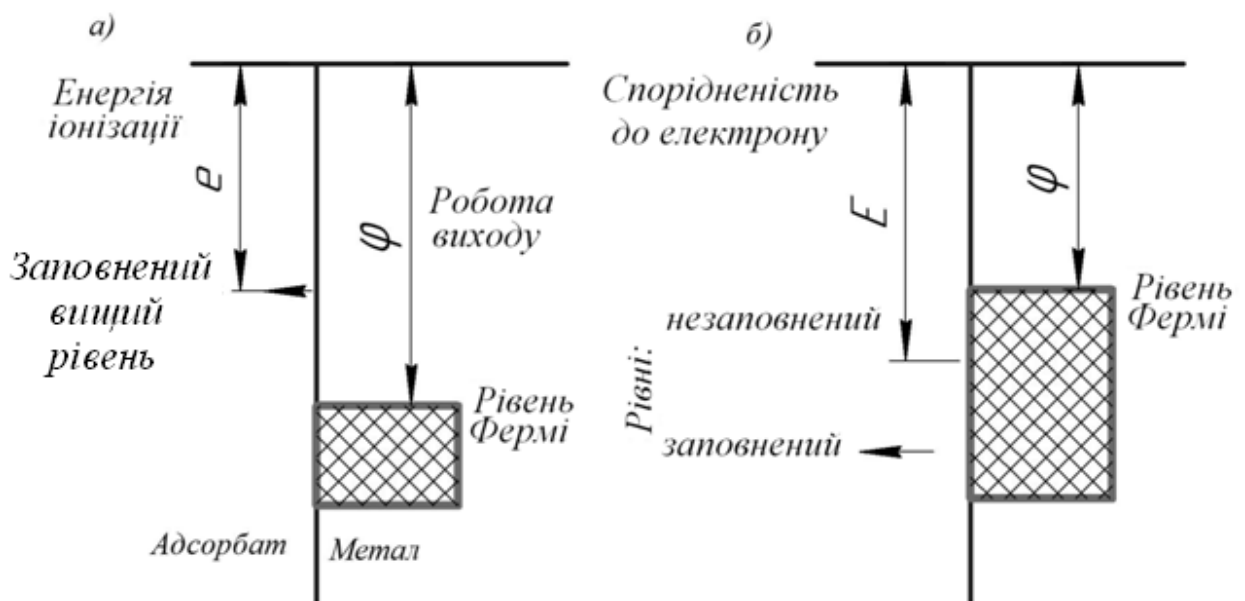


Рисунок 4.5 а, б - Енергетичні рівні атома або молекули адсорбованої пари

У термінах зонної теорії, якщо вищий заповнений енергетичний рівень атома лежить вище рівня Фермі в твердому тілі, то електрон може перейти до твердого тіла, а адсорбований атом стає позитивним (рис. 4.5 а), якщо ж незаповнений рівень адсорбованого атома лежить нижче рівня Фермі, то електрон може перейти до атома, який заряджається негативно (рис. 4.5 б). Ймовірність подібних процесів визначається природно висотою енергетичного бар'єру між атомом і твердим тілом.

Електронні рівні і молекулярні орбіталі грають велику роль при характеристиці зв'язків адсорбованої молекули з поверхнею ободу шків. На поверхні металів утворюються ковалентні зв'язки з участю частково заповненої d -зони металу. У процесі хемосорбції молекули дисоціюють і беруть участь в утворенні зв'язків вже у вигляді атомів, що стає можливим, коли енергія зв'язку адсорбованого атома перевищує половину енергії дисоціації молекули адсорбата. Перехід зі стану фізичної сорбції в хемосорбцію можна пояснити на основі діаграми потенційної енергії на рис. 4.6.

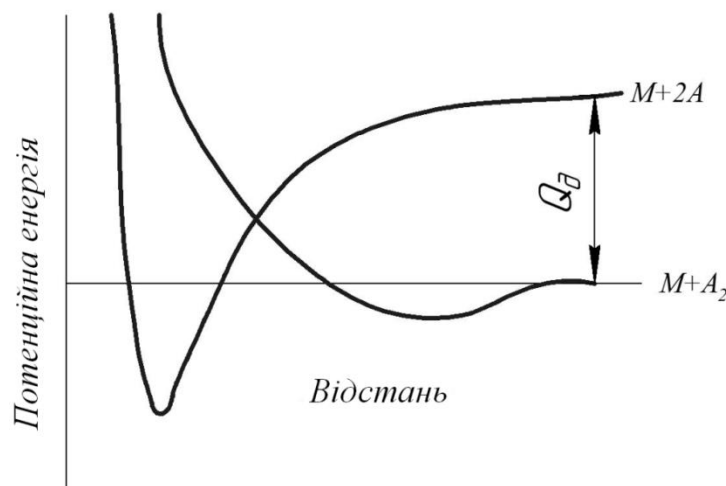


Рисунок. 4.6 - Зміна потенційної енергії при адсорбції на металевій поверхні

Крива енергії $M + A_2$ відповідає зміні потенційної енергії молекули A_2 , коли вона наближається до поверхні і адсорбується за рахунок фізичної сорбції з малою енергією зв'язку. Аналогічна залежність $M + 2A$ відноситься до дисоціативної адсорбції двох атомів A . Неглибокий мінімум для фізичної сорбції відокремлений від більш глибокого мінімуму для хемосорбції двох атомів потенційним бар'єром, який і обмежує перехід з фізичної сорбції в хемосорбцію.

4.2.2. Дифузійних

Дифузія характеризує рух частинок середовища, що приводить до переносу речовини і вирівнювання концентрації або встановлення

рівноважного розподілу концентрацій частинок данного типу в середовищі. Дифузія молекул (атомів) середовища визначається їх тепловим рухом. Дифузія призводить до встановлення рівноважного розподілу концентрацій, що характеризуються відповідними градієнтами (термодифузії, електродифузії та ін.). В однорідному середовищі (повітря, рідина, пар) при молекулярній дифузії у відсутності зовнішніх впливів дифузійний потік (потік маси) пропорційний градієнту його концентрації. Коефіцієнт пропорційності називається коефіцієнтом дифузії.

Крім класичної дифузії є ще аномальна, яка, в свою чергу ділиться на суб- і супердифузію. Встановлено, що в умовах турбулентного середовища дифузійний потік рідини розпливається за законом $r^2 = t_y f \tau$, тобто значно швидше, ніж при класичній дифузії. Пізніше відхилення від класичних законів міграції були виявлені в інших рідинних і газових середовищах (рис. 4.7).

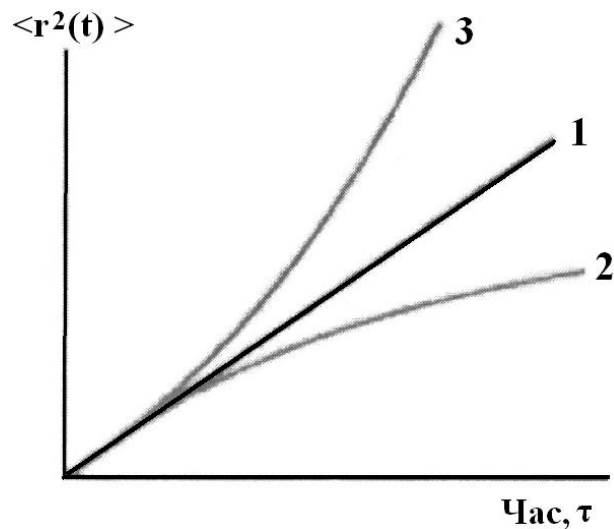


Рисунок 4.7 - Середній квадрат зміщення $\langle r^2 \rangle$ для різних типів дифузії
1 - класична; 2 і 3 - суб- і супердифузія

Клас явищ, в яких середній квадрат зміщення для різних типів дифузій не є лінійною функцією від часу, а описується степенним законом був названий аномальною дифузією, яка може бути двох типів - супердифузія (прискорене блукання) і субдифузія (уповільнене блукання).

Новий підхід до математичного опису сприяв появі в рівнянні дифузії двох нових параметрів - дрібних порядків просторових і тимчасових похідних - значно розширило сімейство рішень дифузійного рівняння зберігши формально його вигляд. Найважливішою якістю нових рішень - степенний закон їх асимптотик. Інтегрально-диференціальний характер дрібних похідних операторів дозволяє описати просторово-тимчасові нелокальні процеси переносу, в яких потік в даній точці залежить не тільки від поведінки функції в околиці розглянутої точки x , але і від прийнятих нею значень на всьому досліджуваному інтервалі значень a^* , тобто залежить глобально від просторового розподілу частинок і від передісторії транспортного процесу.

При описі дифузійних процесів значення a знаходяться в інтервалі $0 < p < 1$, при $p = 1$ маємо класичне рівняння теплопровідності параболічного типу; в інтервалі $1 < p < 2$ має місце перехід від дифузійного рівняння до хвильового, тобто відбувається переміщення за детерменірованим хаосом (частково впорядкованим системам) від ідеального безладу до ідеального порядку), при $p = 2$ маємо субдифузію, а при $p = 3$ - супердифузію. Для останніх властиве уповільнене і прискорене блукання частинок в рідині або газі, що дозволяє стверджувати про виникнення в зазначених середовищах блукаючого потенціалу.

Для сухих пар тертя гальмівних пристроїв дисоціація омиваючого повітря призводить до появи в його складі атомарного кисню O і азоту N з подальшими реакціями синтезу оксиду NO і діоксиду NO_2 азоту. Іонізація повітря викликає появу іонів O^+ , N^+ і вільних електронів. Таким чином, при високих поверхневих температурах ($t = 400$ °C) металевих фрикційних елементів повітря являє собою хімічно реагуючу суміш газів [75, 76, 77], склад і фізичні властивості якої залежать як від температури, так і від питомих навантажень, що діють на об'єми між мікроставами пар тертя, тобто в шарах стиснення, сформованому при їх фрикційній взаємодії.

Хімічні реакції, що змінюють склад і фізичні властивості повітря визначально впливають на зниження температури в шарі стиснення, тобто робочої поверхні металевого фрикційного елемента, так як на процеси дисоціації і іонізації витрачається значна частина тепломісткості повітря.

В результаті реакцій дисоціації, в шарах стиснення і в пограничних шарах може встановитися хімічна рівновага, що виражається в рівноважному складі повітря і відповідній йому рівноважній температурі. Рівноважною температурою повітря називають таку термодинамічну величину, яка відповідає рівноважному складу цього повітря при заданому стані, який визначається його ентальпією і тиском.

У дисоційованому повітрі в'язкість і теплопровідність, а також теплоємність і число Прандтля вже не можна вважати незмінними, і при цьому також суттєво змінюються величини питомої газової постійної і показника адіабати повітря. Все це призводить до того, що утворену суміш вже не можна приймати як ідеальний газ з незмінними теплофізичними параметрами, але можна описувати її як умовний газ, всі параметри якого залежать від термодинамічного стану.

Друга особливість високотемпературного стану повітря проявляється в наступному. Нерівномірне нагрівання повітря виникає при обтіканні робочих поверхонь фрикційних елементів швидкісними потоками, призводить до просторового розподілу як температури, так і його складу в поперечних перерізах пограничного шару. Виникаючі градієнти температур викликають тепловий потік, обумовлений молекулярною теплопровідністю. Ця складова теплового потоку визначається законом Фур'є. Однак виявляється і другий спосіб перенесення теплоти в поперечних перерізах пограничного шару.

Однією з особливостей теплообміну в температурному пограничному шарі на охолоджуваній поверхні є те, що атоми і іони, які з'являються в складі повітря в результаті дисоціації і іонізації, беруть участь в перенесенні теплоти поряд із молекулярною теплопровідністю. Це перенесення здійснюється при дифузії утворених в великих кількостях атомів в шарах з

максимальною температурою, в області пограничного шару з меншою атомарною і іонною концентрацією, яка відповідає меншій температурі. Дифузія атомів в зону з меншою температурою супроводжується їх рекомбінацією з виділенням теплоти, в результаті утворюється так званий дифузійний тепловий потік. Якщо потік атомів при їх дифузії до поверхні тіла безперервний, а біля поверхні постійно підтримується екзотермічна реакція рекомбінації (поверхню безперервно охолоджується), то в результаті відбувається додаткове дифузійне перенесення теплоти від робочої поверхні металевого елемента при фрикційній взаємодії пар тертя до рухомого повітряного середовища, густина якого

$$q_o = -\rho D^* h_o \left. \frac{\partial n_m}{\partial y} \right|_w, \quad (4.11)$$

де ρ - густина повітря; D^* - коефіцієнт дифузії компонента суміші в газі; n_m - масова концентрація цього компонента; h_o - енергія дисоціації молекул; w - швидкість руху омиваючого повітря.

В якості охолоджувального середовища може бути повітря, вода і пар з наночастинками (пилом і розведеним брудом) для зниження енергонавантаженості пар тертя гальма.

4.3. Вплив різних факторів на крекінг-процес у верхніх шарах фрикційних накладок

Проаналізуємо вплив різних факторів на швидкість протікання хімічних реакцій при крекінг-процесі, який відбувається в поверхневих шарах полімерних накладок вузлів тертя гальмових пристроїв. Із факторів виділимо: поверхневу і об'ємну температури, питомі навантаження, коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя, співвідношення між кількістю реагентів, присутність інертних газів і тип реакції.

Підвищення поверхневої температури пари тертя «метал - полімер» збільшує вихід продуктів ендотермічних реакцій.

Оцінемо адекватність трибокінетичної моделі взаємодії металевого фрикційного елемента при терті в газовій фазі.

Трибокінетична модель запропонована для різних процесів, які відбуваються в шарі мікронерівностей робочої поверхні металевого елемента тертя під дією пружних або пластичних деформацій, наприклад, при гальмуванні в присутності газового середовища (рис. 4.8). На рис. 4.8

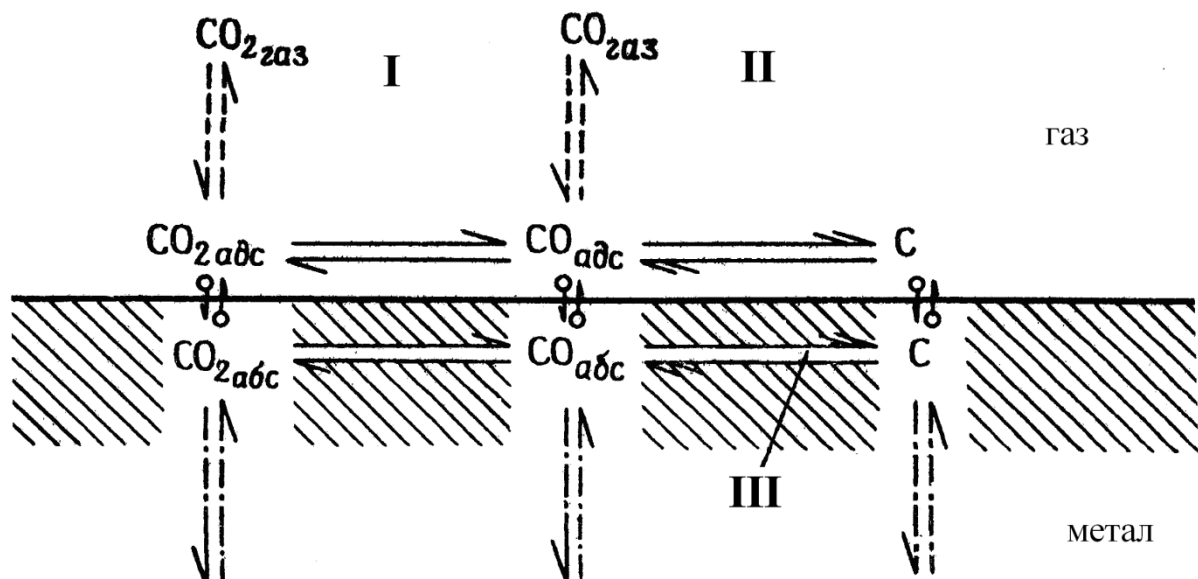


Рисунок 4.8 - Трибокінетична модель трибосорбції і трибореакції в системі «CO₂-метал»; CO₂ газ – CO₂ в газовій фазі; CO₂ адс – CO₂ в адсорбованому стані; CO₂ абс – CO₂ в абсорбованій формі, ті ж індекси для CO

використані наступні позначення: I – хімічна реакція $CO_2 + M \rightleftharpoons MO + CO$;

II - хімічна реакція $CO + M \rightleftharpoons C + MO$; III - канали в мікровиступах;

штрихуванням показано поверхневий шар, порушений внаслідок тертя ковзання; стрілкою вгору на границі розділу позначена трибодесорбція; стрілкою вниз - трибоабсорбція, подвійні стрілки - трибодифузія; газова фаза досягає робочої поверхні металевого елемента тертя шляхом дифузії, а потім адсорбується.

Трибоабсорбція відбувається по точках прикладання сил тертя. В залежності від умов контактування пар тертя гальмового пристрою і їх теплового стану безпосередньо в процесі гальмування відбувається трибоабсорбція в трибоплазмі з газової фази разом з трибохімічною реакцією або з адсорбцією і реакцією газу на робочій поверхні металевго елемента тертя. Трибоадсорбований газ адсорбується металом, і тільки після цього з ним відбуваються хімічні перетворення. При цьому трибоадсорбований газ на мікроділянках контактування переноситься в їх приповерхневі шари (трибодифузія), в яких хімічна реакція в значній мірі визначається процесами трибосорбції і дифузії [58, 67]. У випадку, коли швидкість трибосорбції і трибореакції одного порядку, реакція зміщується у бік робочої поверхні металевго елемента тертя. При цьому необхідно звернути увагу на трибоіндукційні процеси, які дуже часто суттєво відрізняються від відповідних термоіндукційних процесів. Тому константи, які характеризують абсорбцію і дифузію при термоактивації, не можна використовувати для опису трибокінетичних закономірностей.

Представлення пар тертя гальмових пристроїв у вигляді конденсатора з наявністю диференціальних ємностей дає можливість пояснити багато ефектів, які виникають біля зарядженої поверхні розділу. На поверхні розділу можуть бути присутні хімічні адсорбовані іони, в даному випадку аніони, які мають той же знак, що і робоча поверхня металевго елемента тертя. Дані аніони дегідратовані, через їх центри проходить внутрішня площина Гельмгольца. Шар Штерна утворюється головним чином за рахунок електростатично адсорбованих катіонів, через центри яких проходить зовнішня площина Гемгольца. При цьому велика частина поверхні розділу зайнята молекулами води. На сильно зарядженій поверхні розділу концентрація адсорбованих іонів дуже мала, оскільки один іон приходить на площу порядку $\sim 10 \text{ \AA}^2$.

Наведена схема (див. рис. 4.9) представлена для випадку, коли металевий елемент тертя знаходиться у статиці. В динаміці все відбувається інакше [76].

При гальмуванні дискретна множина мікроконтактної взаємодії поверхонь «металевий елемент, що обертається - зміна ентропії (ΔH) верхнього шару полімерної накладки», тим швидше зростає константа рівноваги з ростом температури і, отже, вихід, продуктів реакції. Реакція при електротермомеханічному терті супроводжується виділенням теплоти, температура при цьому падає. У зв'язку з цим відповідно до принципу рухомої рівноваги Вант-Гоффа відбувається пружнопластична деформація мікроставів металевого фрикційного елемента. Зниження поверхневої температури пари тертя сприяє проходженню екзотермічної реакції (зокрема, дисоціації). При збільшенні питомих навантажень p в парі тертя, температура T зростає, склад зрівноваженої системи змінюється, а разом з нею змінюється і коефіцієнт K_v ($K_g = \varphi(t, p)$).

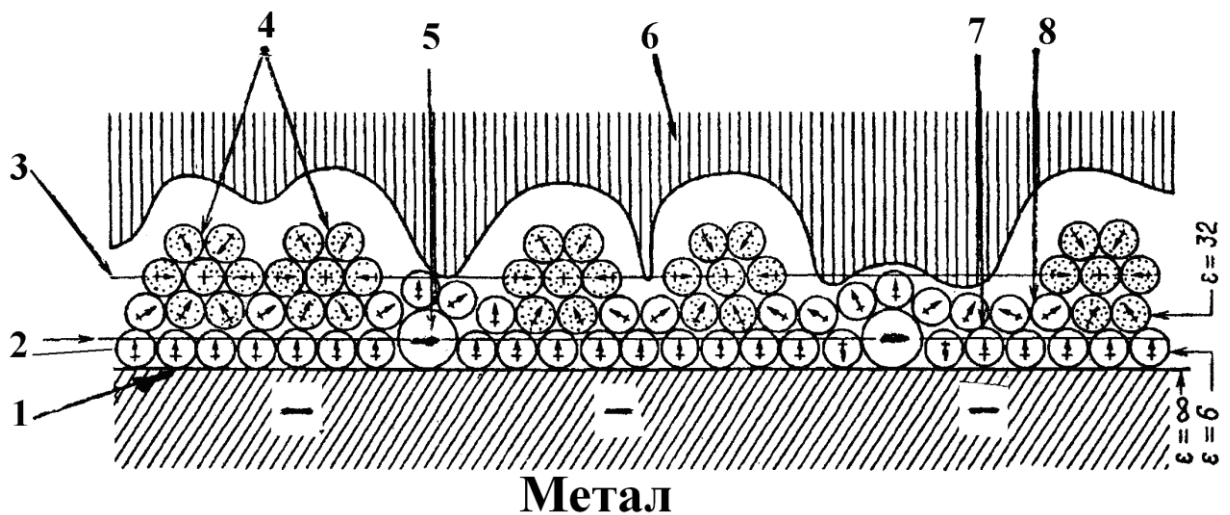


Рисунок 4.9 - Детальна модель подвійного шару в парі "метал-вода"; 1 - поверхня металу з потенціалом φ_M ; 2, 3 - площини Гемгольца і Гуї з потенціалами φ_1 та φ_2 ; 4 - сольватовані катіони; 5 - специфічні адсорбовані аніони; 6 - нормальна структура води ($\epsilon = 78,5$); 7, 8 - шари води: перший ($\epsilon = 6$); другий ($\epsilon = 32$)

Відповідно до рівнянням $\Delta G = \Delta H - T\Delta S$ (де ΔG - зміна енергії Гіббса; T - температура; ΔS - зміна ентропії) судити про вплив температури можна і за знаком ΔS : при $\Delta S > 0$ нагрівання сприяє процесу, при $\Delta S < 0$ - навпаки. Обидва критерії (ΔH і ΔS) призводять до аналогічних результатів, так як мова йде про вплив T на термодинамічну рівновагу трибосистеми, коли $\Delta G = 0$. При $T \neq 0$ справедлива рівність $\Delta H = T\Delta S$. Знак виразу $\Delta S(\Delta H)$ визначає напрямок зміщення рівноваги, його абсолютна величина $\Delta S(\Delta H)$ - ступінь його зміщення.

Нерідко легше орієнтуватися на ΔS , ніж на ΔH , так як знак ΔS часто визначити простіше, ніж знак ΔH .

Характер впливу тиску на зрівноважений вихід, відповідно, до залежності, наведеної в [103], визначається знаком різниці числа молей газоподібних реагентів Δn і залежністю K_p від тиску.

Якщо абсолютне значення Δn велике, то вирішальне значення має перший фактор; при $\Delta n > 0$ збільшення тиску несприятливо позначається на інтенсивності виходу продуктів реакції, при $\Delta n < 0$ - сприятливо. При крекінгу верхнього шару полімерної накладки збільшення тиску призводить до зменшення виходу газоподібних продуктів, в тому числі ненасичених вуглеводнів, що сполучається з воднем. При $\Delta n = 0$ вплив тиску на термодинамічну рівновагу визначається лише залежністю K_p , причому встановити її в загальному вигляді неможливо. Однак цілком очевидно, що вплив тиску на K_p суттєвий тільки при великих тисках, коли різниця у стиснених різних газах стає значною.

При $\Delta n = 0$ зміна тиску зміщує рівновагу. Але це уявна суперечність принципу Ле-Шательє, так як вплив тиску визначається знаком зміни об'єму. При низьких тисках знаки ΔV і Δn співпадають, при великих тисках $\Delta V \neq 0$ (з цією можливістю доводиться рахуватися і в тих випадках, коли абсолютна величина Δn невелика). Наприклад, якщо для реакції $\text{CO}_2 + \text{H}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + \text{H}_2\text{O} (\text{г})$ при $T = 900 \text{ }^\circ\text{C}$

$$(K_\gamma)_{p=1} = \frac{\gamma_{CO} \gamma_{H_2O}}{\gamma_{CO_2} \gamma_{H_2}} = \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 1,0;$$

то

$$(K_\gamma)_{p=50} = \frac{1,26 \cdot 0,76}{1,15 \cdot 1,12} = 0,74,$$

тобто рівновага реакції зміщується в бік утворення CO і H₂O (г) [зміщення за рахунок конденсації пара виключено, так як $(T_{кр_{H_2O}}) < 900^\circ \text{C}$].

Вплив p на γ_i іноді доводиться враховувати і при незначних тисках, особливо якщо реакція протікає без зміни об'єму на початку електротермомеханічної фрикційної взаємодії мікрровиступів пар тертя. У цьому випадку зміна виходу може бути викликано порівняно невеликою зміною p .

Розрахунок такої рівноваги слід проводити ретельніше, ніж для випадків з $\Delta n \neq 0$, коли шляхом незначної зміни тиску легко зрушити рівновагу в бажаному напрямку і тим самим «виправити» обчислення.

Зміна ступеня дисперсності і компактності фаз у верхньому шарі полімерної накладки суттєво впливає на хімічну активність його речовин. Тому при розрахунку рівноваги реакцій, в яких беруть участь дрібнокристалічні, аморфні і склоподібні речовини, необхідно враховувати додаткову зміну енергії Гіббса $dG_{\text{пов}} = \sum d(\sigma_i \omega_i)$ (де σ_i – поверхневий натяг бокових поверхонь мікрровиступів пар тертя; ω_i – i -а термодинамічна ймовірність), і рівновага відповідає умові $dG + dG_{\text{пов}} = 0$ (де dG - зміна енергії Гіббса без урахування даного фактора).

Так як поверхневий натяг в ході реакції можна вважати постійним, зміна енергії Гіббса, викликана варіюванням величини всіх поверхонь розділу мікрровиступів, і тому отримуємо:

$$dG_{\text{пов}} = \sum \sigma_i \Delta \omega_i = \Delta H_{\text{пов}} - T \Delta S_{\text{пов}} = RT \ln(K_\alpha / K_\alpha), \quad (4.12)$$

де R - універсальна газова стала; K_α , K_α - константа хімічної рівноваги і її значення з урахуванням впливу поверхневої енергії; $\Delta H_{\text{пов}}$ і $\Delta S_{\text{пов}}$ - зміна

ентальпії і ентропії одиниці площі поверхні, віднесеної до одного моля даної фази.

Для отримання максимального виходу продуктів реакції з верхнього шару накладки при електротермомеханічній фрикційній взаємодії з металевим елементом тертя потрібна стехіометрична суміш вихідних речовин. Для досягнення максимального ступеня протікання реакції перетворення потрібен надлишок вихідних речовин. Тому якщо витрата одного з них за експлуатаційними міркуваннями обмежена, то зростання вихідної концентрації інших реагентів збільшує число молей продуктів, що утворяться і тим самим ступінь протікання реакції. При цьому слід враховувати легкість видалення з отриманої суміші, ще не прореагованого надлишку реагентів з міжконтактного зазору пар тертя за рахунок омивання їх потоками циркулюючого повітря.

Збільшення ступеня перетворення можна також домогтися, якщо видаляти з однієї зони продукти реакції, зв'язуючи їх в малодісоційовані важкорозчинні або нелегкі речовини. Подібний підхід досить раціональний з огляду на те, що відпадає необхідність у великому надлишку реагенту. Так, якщо при утворенні CO_2 без зміни парціального тиску водяної пари, що знаходиться між мікрівиступами міжконтактного зазору пар тертя, то зі зменшенням концентрації цього газу суміш збагатиться воднем [74].

Наявність продуктів реакції у вихідній суміші призводить до зменшення ступеня перетворення верхнього шару полімерної накладки.

Розглянемо вплив інертних газів (Ar - аргону, Ne - неону, He - гелію, Kr - криптону, Xe - ксенону, Rn - родона) [82] на початку і в кінці електротермомеханічного тертя, коли на деякий час можна вважати, що питомі навантаження в парі тертя постійні ($p = \text{const}$). Інертні гази виконують роль розчинника інших газів (H_2 , O_2 , N_2 , CO і CO_2) на початку гальмування, що знаходяться у міжконтактному зазорі. До кінця гальмування міжконтактний зазор зменшується, оскільки збільшується питоме навантаження, і ефект розбавлення інертними газами знижується, Добрим

засобом видалення інертних газів з міжконтактного зазору є продування його повітрям навколишнього середовища.

Отже, для хімічних реакцій крекінгу верхнього шару полімерної накладки, що протікають зі зменшенням об'єму газів, що виділяються, ефект розбавлення інертними газами небажаний. При зростанні об'єму суміші, розбавленої інертними газами, збільшується час протікання реакції.

4.4. Нанорідинні потоки в умовах теплообміну в камері системи охолодження обода шківів

Будь-який стабільний структурно-фазовий стан існує досить короткий час, переходячи до нового рівня нестабільності внаслідок процесів, явищ і ефектів, що збільшують загальну ентропію і, відповідно, зменшують вільну енергію матеріалів.

Фрикційна взаємодія пар тертя стрічково-колодкового гальма сприяє безперервному росту середньомасової ентальпії потоку по довжині внутрішньої поверхні нижньої частини ободу шківів. Якщо потік нанорідин термічно рівноважний, то масовий паровміст однозначно пов'язаний із середньомасовою ентальпією потоку \bar{i} :

$$\bar{i} = i''x + i'(1 - x) = i' + xr, \quad (4.13)$$

де \bar{i} і i'' - ентальпії нанорідини і пара на лінії насичення; $r = i'' - i'$ - теплота пароутворення.

У загальному випадку потік може бути незрівноважним, так що масовий паровміст потоку не збігається з величиною, яка визначається формулою (4.13).

Тоді величину, яка отримується із умови теплового балансу

$$x_{\bar{o}} = (\bar{i} - i')/r, \quad (4.14)$$

називають відносною ентальпією потоку, або балансовим нанопаровмістом. Його слід відрізняти від дійсного значення масового паровмісту x . Значення

x_0 можуть бути, очевидно, і від'ємними.

Якщо на внутрішню поверхню стінки нижньої частини обода шківів, що обертається, надходить нанорідина, недогріта до температури насичення T_s , то по його довжині можна виділити наступні характерні області.

На рис. 4.10 біля z зображена стрілка \rightarrow , яка вказує на те, що необхідно розглядати складений обід шківів з боку заземленого його краю і до вільного краю.

Область I (рис. 4.10) - область однофазного конвективного теплообміну, всередині якої можна в свою чергу, виділити ділянки теплової і гідродинамічної стабілізації. Розрахунок параметрів потоку нанорідини в цій області проводиться відповідно до рекомендацій відомих методик [60, 61]. В кінці області I температура внутрішньої стінки обода шківів досягає значення T_s (якому відповідає ентальпія нанорідин на лінії насичення i').

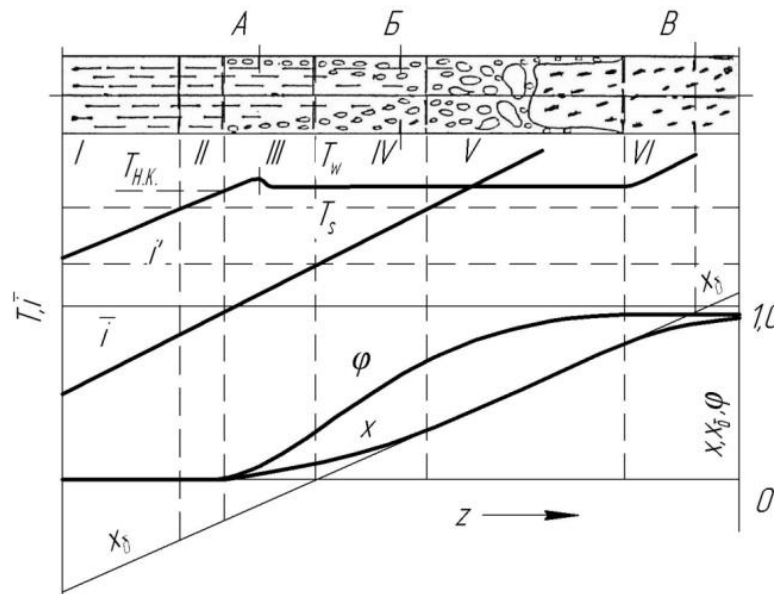


Рисунок 4.10 – Режимы руху і зміна параметрів нанорідини і пари по довжині внутрішньої стінки обода шківів

Область II охоплює ділянку внутрішньої поверхні стінки обода шківів від перерізу, де температура стінки T_w досягла T_s до перерізу, де тим чи іншим методом зафіксовано початок кипіння, тобто дійсний нанопаровміст в потоці став відмінним від нуля. Температура стінки в кінці області II дорівнює температурі початку кипіння $T_{п.к.}$ і при цьому $T_w = T_{п.к.}$, а

средньомасова ентальпія потоку i залишається менше ентальпії насичення i' , тобто нанорідина в середньому як і раніше недогріта до T_s . Параметри потоку в області II з достатньою точністю можна розраховувати (як і в області I) за формулами однофазного теплообміну. Очевидно, що в областях I і II відносна ентальпія $x_\delta < 0$.

Область III розташована між перерізом початку кипіння і перерізом, де середньомасова ентальпія потоку стає рівною ентальпії насичення, тобто $x_\delta = 0$. В області III потік є суттєво незрівноважним: відносна ентальпія потоку x_δ залишається негативною, тоді як масовий нанопаровміст x (і відповідний йому справжній об'ємний нанопаровміст $\varphi = V''/V_{cm}$, де V'' - об'єм нанопара; V_{cm} - об'єм нанопарорідинної суміші вже відмінний від нуля і наявність нанопарової фази в потоці виявляється експериментально. Всередині цієї області іноді виділяють переріз (переріз A - рис. 4.10), що відповідає початку інтенсивного нанопароутворення, після якого помітно підвищується інтенсивність тепловіддачі, зростає гідравлічний опір, а температура стінки або залишається постійною, або навіть дещо зменшується. Границя областей III і IV не відображає будь-які фізичні зміни, що відбуваються з нанопотоком.

Область IV починається в перерізі з $x_\delta = 0$ і закінчується перерізом, що характеризується тим, що середня температура нанорідини стає рівною T_s , після чого потік стає практично термічно зрівноважним. Всередині області IV виділяють переріз B , в якому сходяться пристінні двофазні шари. При цьому, однак, у всій області IV , незважаючи на те, що середньомасова ентальпія стає більше ентальпії насичення i' ($x_\delta > 0$). Потік залишається незрівноваженим: насичений нанопар рухається з недогрітою нанорідиною. В області IV режим руху суміші, як правило, бульбашковий.

Області $V - VI$ - це області рівноважної течії суміші, що починається від перерізу, де середня температура нанорідини зрівнялася з T_s , і закінчується перерізом, де настає нова нерівноважність: в потоці рухаються

перегрітий нанопар і нанорідина при температурі насичення. У цій області відбувається послідовна зміна режимів течії - від бульбашкового далі до дисперсно-кільцевого. Значення x і x_{δ} в області V співпадають.

Область VI - це область руху суміші, де потік зазвичай є незрівноважним (краплі нанорідини в перегрітій парі), причому ця незрівноважність може бути суттєвою - великі перегриви пари відносно T_s . При дуже великих значеннях теплового потоку на стінці можлива так звана подвійна незрівноважність: недогріта нанорідина в перегрітій парі. Всередині області VI може знаходитись переріз B , в якому $x_{\delta} = 1$, хоча дійсне значення $x < 1$.

У практичних випадках, очевидно, набір областей по довжині стінки далеко не обов'язково є повним, а довжина цих областей залежить від параметрів нанопотоку і густини теплового потоку, які залежать від режимів гальмування.

Розрахунок параметрів двофазного потоку, особливо в областях III , IV , VI відрізняються суттєвою незрівноваженістю, є надзвичайно складним і в даний час проводиться за емпіричними або напівемпіричними методиками.

4.5. Визначення оптимальних конструктивних і експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з накладками, розташованими на:

4.5.1. Гальмовій стрічці

В якості прикладу розглянемо задачу оптимального проектування серійної фрикційної пари стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 з однією парою поверхонь тертя. Пара утворена біговою доріжкою ободу шківа зі сталі 35ХНЛ та фрикційними накладками шифру ФК-24А. Її основні конструктивні та експлуатаційні параметри наведені в табл. 4.1

Спуск колони бурильних труб здійснювався на глибину 4108,0 м.

Колона бурильних труб набиралася з 102 свічок, з яких 6 свічок ОБТ (обважнені бурові труби), інші свічки ЛБТ (легкі) з загальною вагою 962,23 кН. Гідравлічне гальмо включали п'ять разів. Температура навколишнього середовища була 20,2 °С, атмосферний тиск - 0,0982 МПа.

Робота тертя задана в інтервалі (50,0 - 100,0) кДж. Початковий динамічний коефіцієнт тертя $f_0 = 0,27$, кутова швидкість шківа $\omega_0 = 30,0 \text{ с}^{-1}$ максимальні питомі навантаження $p = 1,0 \text{ МПа}$, мінімальні - 0,3 МПа, зовнішній діаметр гальмового шківа $d_3 = 1450,0 \text{ мм}$. За наведених нижче параметричних і функціональних критеріальних обмежень отримані наступні параметри оптимізації:

Таблиця 4.1

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^*
$k_{вз}$	0,6	0,73	F_T , кН	30,0	75,0	50,0
B , мм	240,0	250,0	$f_{ср}$	0,25	0,37	0,3
			p , МПа	0,3	1,0	0,8
δ_1 , мм	30,0	15,0	t_n , °С	100,0	650,0	450,0
			L , кДж	50,0	100,0	65,0
δ_2 , мм	30,0	10,0	τ_l , с	6,0	12,0	10,0
			m_1 , кг	430,0	454,0	435,6
l_2 , мм	90,0	150,0	m_2 , кг	2,2	1,46	1,85
d , мм	145,0	135,0	A_0/A_H	2,64	2,55	2,59
ρ	0,9	0,94	ξ_H , мм	10,0	15,0	12,35
k , Вт/(м ² ·К)	3,3	32,0	$\xi_{ш}$, мм	0,8	1,0	0,95

$k_{вз}=0,702$; $B=247,0 \text{ мм}$; $\delta_1=19,0 \text{ мм}$; $\delta_2=25,6 \text{ мм}$; $l_2=120,0 \text{ мм}$; $d_3=1377,5 \text{ мм}$; $\rho=0,902$; $k=12,52 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$;

В розрахунках послідовно задавали число пробних точок $N'=32$, 64 та 128. Результати розрахунків показали, число пробних точок $N'=32$ в

достатній мірі задовольняє отримані параметри оптимізації.

Таким чином, отримані результати оптимального проектування конструктивних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм дозволяють підтримувати при переважаючих режимах їхнього навантаження раціональні експлуатаційні параметри прямими парами тертя.

4.5.2. Гальмовому шківі

В якості прикладу розглянемо задачу оптимального проектування багатопарних вузлів тертя модельного стрічково-колодкового гальма. Фрикційні вузли мають дві пари поверхонь тертя. Розглядалися як зовнішні так і внутрішні пари тертя. Зовнішні пари тертя утворені внутрішньою поверхнею гальмової стрічки зі сталі 30ХГСА та поверхнями зовнішніх накладок шифру ФК-24А. Внутрішні пари тертя утворені внутрішніми поверхнями накладок шифру ФК-24А та робочою поверхнею гальмового шківя зі сталі 65Г. В подальшому величини параметрів, які відносяться до зовнішніх та внутрішніх пар тертя будуть записані, відповідно, в чисельнику та знаменнику. Робота тертя задана в інтервалі $\frac{L_1}{L_2} = \frac{3,0}{10,0}$ кДж.

Початковий динамічний коефіцієнт тертя $f_1/f_2=0,25/0,35$ та лінійна швидкість $V_1/ V_2=6,0/2,0$ 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 $m_1=30,5$ кг; маса фрикційних накладок, встановлених на шківі, $m_{н1}=42,9$ кг; зовнішній діаметр фрикційних елементів $d_1=541,0$ мм. При наведених нижче параметричних та функціональних критеріальних обмеженнях отримані наступні параметри оптимізації:

$k_{\epsilon 31}= 0,91$; $B_1=247,0$ мм; $\delta_2=24,0$ мм; $\delta_3=37,5$ мм; $l_2=120,0$ мм; $d_1=495,0$ мм; $\rho_1=0,92$; $k_1= 7,5$ Вт/(м²·К).

В розрахунках послідовно задавали число пробних точок $N^\circ=32, 64$ та 128 . Результати розрахунків показали, число пробних точок $N^\circ=32$ в достатній мірі задовільняє отримані параметри оптимізації.

Таблиця 4.2

Основні конструктивні і експлуатаційні параметри стрічково-колодкового гальма з накладками, розташованими на гальмовому шківі

Конструктивні параметри	$\underline{\alpha}_i$	$\overline{\alpha}_i$	Експлуатаційні параметри	\underline{c}_i	\overline{c}_i	Φ_v^*
$k_{вз}$	$\frac{0,852}{0,904}$	$\frac{0,97}{1,0}$	F_T , кН	$\frac{2,0}{3,0}$	$\frac{4,0}{6,0}$	$\frac{2,75}{5,5}$
B , мм	240,0	250,0	$f_{сп1}$	$\frac{0,25}{0,3}$	$\frac{0,3}{0,35}$	$\frac{0,27}{0,33}$
			p_1 , МПа	$\frac{0,3}{0,4}$	$\frac{0,4}{0,6}$	$\frac{0,32}{0,51}$
δ_1 , мм	30,0	15,0	t_n , °С	$\frac{200,0}{250,0}$	$\frac{200,0}{250,0}$	$\frac{220,0}{260,0}$
			L , кДж	$\frac{3,0}{6,0}$	$\frac{6,0}{10,0}$	$\frac{4,0}{8,0}$
δ_2 , мм	30,0	15,0	τ_T , с	$\frac{2,5}{7,5}$	$\frac{3,0}{7,0}$	$\frac{2,8}{7,2}$
			m'_1 , кг	140,0	151,3	145,6
l_2 , мм	90,0	150,0	$m_{н1}$, кг	3,3	3,0	3,2
d_1 , мм	485,0	500,0	$m'_1/m_{н1}$	42,4	50,4	45,6
ρ_1	0,9	0,96	$\zeta'_{н}$, мм	$\frac{4,0}{8,0}$	$\frac{6,0}{120}$	$\frac{4,7}{9,9}$
k , Вт/(м ² ·К)	$\frac{2,935}{3,329}$	$\frac{4,033}{12,517}$	ζ_l , мм	$\frac{0,2}{0,4}$	$\frac{0,3}{0,7}$	$\frac{0,26}{0,5}$

Таким чином, отримані результати оптимального проектування конструктивних параметрів зовнішніх та внутрішніх пар тертя багатопарних вузлів тертя стрічково-колодкових гальм гальм дозволяють підтримувати при переважаючих режимах їхнього навантаження раціональні експлуатаційні параметри.

4.6. Трибоелектричний метод підбору матеріалів пар тертя гальмових пристроїв

Фізичною основою трибоелектричних явищ вважаються контактні явища, при яких в момент фрикційної взаємодії пар «метал - метал», «метал -

полімер», «полімер - полімер», «напівпровідник -напівпровідник» та інших від їх поверхонь спостерігається перехід електронів та іонів від одного елемента тертя до іншого. При цьому на границі розділу тіл, що труться, утворюється стрибок потенціалу, який рівний різниці енергетичних рівнів Фермі двох матеріалів ($F_1 - F_2$) при їх контактуванні. Цей стрибок потенціалу перешкоджає переважаючому переходу електронів провідності від одного елемента пари тертя до іншого, в результаті чого, між робочими поверхнями цих елементів виникає контактна різниця потенціалів, що дорівнює різниці робіт виходу електронів з цих матеріалів. «ФК-24А-сталь 35ХНЛ»).

Розглянемо зв'язок роботи виходу електронів та іонів з робочих поверхонь металополімерних пар тертя і їх поверхневої температури від імпульсних питомих навантажень, що діють на плями контактів мікрориступів (рис. 4.11 *а, б, в, г*). При цьому поверхневі температури полімерних накладок були нижче (рис. 4,11 *а, б, в*) і вище (рис. 4.11 *г*) допустимої для їх матеріалів, незважаючи на те, що в контактах взаємодії температури були однаковими.

Проведемо аналіз температур, що виникають на поверхні плям мікрориступів при різних типах контакту в процесі фрикційної взаємодії (рис. 4.11 *а*). Ділянка *I* відповідає, в основному, області пружної деформації поверхневих шарів матеріалів елементів тертя, а ділянки *II* та *III* - переважно, області пластичних деформацій процесів без і з насиченою густиною дислокацій.

Ділянка *I* на рис. 4.11 *в* зміщена вліво, а на рис. 4.11 *г* ділянка *I* взагалі відсутня, розширюючись при цьому на ділянці *II*. Пояснюється це тим, що в першому випадку починаються деструктивні процеси вигорання сполучних компонентів матеріалів з поверхневих шарів полімерної накладки і має місце утворення плям рідини на її поверхні, а в другому випадку - деструктивні процеси закінчуються збільшенням кількості плям рідини на робочій поверхні полімерної накладки. Третя ділянка на всіх рисунках характеризується динамічною рівновагою між процесами розмноження і

ангіляції дефектів з утворенням мікропар і мікротріщин в поверхневих шарах металополімерних пар тертя. При цьому товщина теплового шару при великих імпульсних питомих навантаженнях в металополімерних парах тертя на один-два порядки перевищує товщину поверхневого і приповерхневого шару їх елементів.

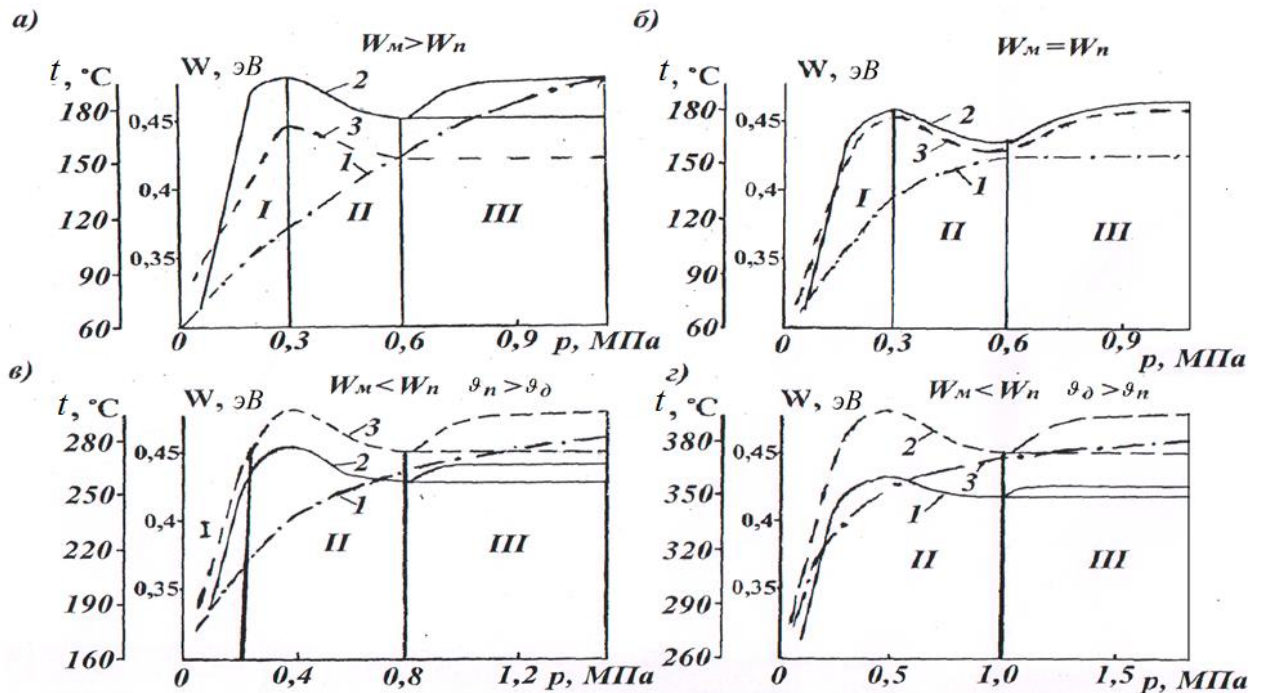


Рисунок 4.11 а, б, в, з - Закономірності зміни роботи виходу електронів та іонів з робочих поверхонь металополімерних пар тертя (крива 1) і їх поверхневої температури нижче (а, б, в) і вище допустимої (з) для матеріалів накладки (крива 2) від імпульсних питомих навантажень (крива 3), що діють, на плями контакту мікровиступів

Проілюструємо, як впливають зазначені вище три ділянки на зміну поверхневої температури, питомих навантажень і роботу виходу електронів та іонів з робочих поверхонь металополімерних пар тертя. Останній параметр є визначальним і в значній мірі впливає на перших два параметра. На ділянці I (рис. 4.11 а) спостерігається збільшення роботи виходу як електронів, так і іонів з ростом питомих імпульсних навантажень.

В результаті змін, які відбуваються на робочих поверхнях металополімерних пар тертя, робота виходу електронів та іонів з поверхонь тертя зменшується (рис. 4.11 *a, б, в*). Що стосується графічних залежностей, наведених на рис. 4.11 *г*, то наявність рідкої фази викликає збільшення питомих навантажень в парах тертя. Робота виходу іонів на них більша роботи виходу електронів в зв'язку з ефектом спорідності до електрону (перетворення електронів в іони). Як видно з рис. 4.11 *a, б, в, г*, поверхнева температура монотонно збільшується в даному діапазоні питомих навантажень, не має екстремумів і корелює з роботою виходу електронів та іонів.

Однак на *III*-ій ділянці (рис. 4.11 *б, г*) при $W_M = W_{II}$ і $W_M < W_{II}$ в інтервалі температур, відповідно, нижче і вище допустимої для матеріалів полімерної накладки мали місце постійна і термостабілізаційна температура. Перша виникає тоді, коли короточасна кількість теплоти, що генерується на поверхнях тертя, відводиться від матових поверхонь металевого фрикційного елемента в навколишнє середовище. Термостабілізаційний стан металевого фрикційного елемента настає на тривалий час тоді, коли градієнт температури мінімальний по товщині ободу.

Однак проведені дослідження не дають відповіді на питання як впливає: кожен окремо легуючий елемент на роботу виходу електронів; той чи інший теплофізичний параметр легуючого елемента на стан фрикційної накладки.

На першому етапі роботи були досліджені зразки чистих металів: від найлегшого - алюмінію, до найважчого - нікелю. В якості еталонного металу використовували стрижні з Al, Ni, Fe і Cu. Відомо, що ці метали мають різну роботу виходу електронів, густину вільних носіїв і енергію Фермі [8, 62].

У табл. 4.3 наведені усереднені експериментальні значення трибоЕРС металів для перерахованих вище еталонів. Крім того, для використаних металів, в табл. 4.3 наведені значення роботи виходу електронів ϕ_F , енергія Фермі E_F і густина електронів провідності N/V .

З наведених у табл. 4.3 даних видно, що величина і знак трибоЕРС для всіх контрольованих металів різні і залежить від їх природи і еталонного металу. Найменші значення контактної різниці потенціалів виявилися для алюмінієвого еталона, а найбільші - для міді.

У табл. 4.3 використані наступні позначення: ϕ_F , - робота виходу електронів; E_F - енергія Фермі; N/V - густина електронів провідності.

Відомо [8, 62, 67], що абсолютна величина трибоелектричного потенціалу пропорційна різниці робіт виходу електронів $\delta\phi_F$ з фрикційної взаємодії матеріалів, Так, якщо різниця $\delta\phi_F$ для нікелю, по відношенню до алюмінію, становить 0,25 еВ, то трибоЕРС у цих металів різниться на 50мкВ. Однак в деяких випадках контактна ЕРС напряму залежить від роботи виходу електронів.

Таблиця 4.3

Трибоелектричні і електронні властивості металів

Метал	ϕ_F , еВ	E_F , еВ	N/V , $\times 10^{28} \text{ м}^3$	ТрибоЕРС, мкВ, для еталонів із Cu, Fe, Ni, Al			
				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	17,0	+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

У табл. 4.3 використані наступні позначення: ϕ_F , - робота виходу електронів, еВ; E_F - енергія Фермі; N/V - густина електронів провідності.

Відомо [8, 62, 67], що абсолютна величина трибоелектричного потенціалу пропорційна різниці робіт виходу електронів $\delta\phi_F$ з фрикційної взаємодії матеріалів, Так, якщо різниця $\delta\phi_F$ для нікелю, по відношенню до алюмінію, становить 0,25 еВ, то трибоЕРС у цих металів різниться на 50мкВ. Однак в деяких випадках контактна ЕРС напряму залежить від роботи виходу електронів.

У табл. 4.4 наведені теплофізичні характеристики металів, які часто зустрічаються в якості добавок в матеріалах металополімерних пар тертя гальмових пристроїв.

Наприклад, для заліза і молібдену роботи виходу електронів близькі (4,31 і 4,30 еВ, відповідно), а трибоЕРС сильно різняться, як для мідного, так і для нікелевого еталонів.

Порівняння величин трибоЕРС для всіх досліджуваних металів дало можливість скласти ряд, в якому всякий наступний метал більш електронегативний, ніж попередній. Для еталона з нікелю ряд має такий вигляд: Fe, Mo, Zn, Al, Cu, Ti, Pb. Цей ряд помітно відрізняється від рядів Фарадея, Вольта, і Гезехуса [8, 62].

Таблиця 4.4

Теплофізичні характеристики металів

Метали	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c, \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
Fe	0	7900	0,44	74,5	21,42
	400	9100	0,523	48,5	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
	1000	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	265	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

Таким чином, аналіз трибоелектричних характеристик металів показав, що в сплавах на основі заліза, можна очікувати зміну трибоЕРС в залежності від типу легуючих елементів і їх кількості в сплаві.

Зіставлення величин від максимальних до мінімальних параметрів (ρ - густина; c - теплоємність; λ , α - коефіцієнтів теплопровідності і температуропровідності) для всіх досліджуваних металів дозволило скласти ряди. Перший (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.

Таким чином, знання рядів трибоЕРС і теплофізичних характеристик різних металів дозволяє застосовувати новий підхід до рецептури легуючих елементів металевих фрикційних виробів.

Висновки

1. Запропоновано принципи енергетичних процесів, явищ та ефектів в механічних, теплових, електричних, хімічних та електромагнітних полях фрикційної взаємодії пар тертя гальмових пристроїв, які базуються на градієнтній теорії фізико-хімічних властивостей матеріалів пар тертя та їх експлуатаційних параметрів. На основі сучасних уявлень про ієрархічні енергетичні рівні трибоспряжень запропонована класифікація, яка включає такі складові: теплові потоки – види теплообміну – потенціали – струми омиваючого середовища – градієнти – темпи протікання процесів.

2. Встановлено, що у виникненні потенціалів на границях фаз важливу роль відіграють подвійні електричні шари, які формуються на поверхнях пар тертя «метал - полімер» при їх фрикційній взаємодії, а також при розімкненому стані елементів тертя. В металополімерних парах тертя на границях фаз діють адсорбційні та дифузійні потенціали, які суттєво підсилюють трибоефект.

3. Розглянуто крекінг-процес у верхніх шарах фрикційних накладок для випадку коли поверхнева температура для їх матеріалів перевищує

допустиму, тобто 390°C. Встановлено, що на крекінг-процес впливають такі фактори – температура, питомі навантаження, коефіцієнт взаємного перекриття, інертні гази та хімічні властивості компонентів поверхневого шару полімерної накладки. Крекінг процес суттєво впливає на нанотрибологію параметрів фрикційної взаємодії пар тертя гальма та їх ефективність гальмування.

4. Для режимів гальмування пар тертя гальма та вільного обертання шківів сформовано новий підхід до нанорідинного охолодження ободу шківа, який розбивався за допомогою перерізів на шість ділянок від защемленого краю до вільного де утворилися квазікільцеві зони за рахунок різних режимів руху та зміни параметрів нанорідини і пари в камері із-за різних глибинних градієнтів температури по довжині ободу, що призвело в зонах: першій – однофазний конвективний теплообмін нанорідини з макроділянками теплової та гідродинамічної стабілізації; другий – початок кипіння нанорідини; третій – відповідає початку інтенсивного нанопароутворення, після якого суттєво підвищується інтенсивність тепловіддачі; четвертій, в котрій зникаються пристінні двофазні шари; при цьому режим руху суміші, як правило, бульбашковий; в п'ятій та шостій коли в кільцевому потоці рухається перегрітий пар та нанорідина при температурі насичення; відбувається послідовна зміна режимів течії – від бульбашкового і далі до дисперсно-кільцевого.

5. Здійснено визначення оптимальних конструктивних та експлуатаційних параметрів одно- та двопарних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма при розміщенні накладок на гальмовій стрічці та на біговій доріжці шківа. При оптимізації використовувався багатокритеріальний метод. В першому випадку було задіяно вісім основних параметрів, а в другому – дев'ять параметрів. Отримано в двох випадках по вісім параметрів, які відповідають переважачим режимам навантаження пар тертя гальма.

6. Запропоновано трибоелектричний метод підбору матеріалів для пар тертя гальма на основі рядів по трибоЕРС, електронними властивостями та теплофізичними характеристиками металів з величинами, які змінювалися від мінімуму до максимуму. Варіювання величинами параметрів металів дозволило знизити їх сумарний трмбоефект в парах тертя гальмівних пристроїв галузевого машинобудування.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Уперше за результатами теоретичних й експериментальних досліджень із застосуванням багатокритеріального методу оптимізовано конструктивні та експлуатаційні параметри вузлів тертя і доведено ефективність камерного нанорідинного охолодження шківів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки при електротермомеханічній фрикційній взаємодії в єдиному динамічному і тепловому полі. При цьому зроблено таке:

- сформульовано енергетичні принципи перебігу процесів, явищ та ефектів у механічних, електричних, теплових, хімічних та електромагнітних полях фрикційної взаємодії пар тертя гальмівних пристроїв, в основу яких покладено градієнтну теорію фізико-хімічних властивостей матеріалів пар тертя та їх експлуатаційних параметрів. З урахуванням результатів теоретичних досліджень стосовно ієрархічних енергетичних рівнів у трибоспряженнях запропоновано класифікацію, яка об'єднує всі процеси, а саме: інтенсивність і розподіл теплових потоків, види теплообміну, потенціали, струми омиваючого середовища, градієнти, темпи перебігу процесів;

- у системі охолодження складеного гальмового шківів отримано малий термічний опір тепловіддачі від нанорідини до внутрішніх поверхонь стінок камери, що зменшило його в сотні разів, але зато збільшило в десятки разів коефіцієнти теплопередачі крізь досліджувану багат шарову структуру;

- на основі теплової моделі пар тертя стрічково-колодкового гальма розроблено метод оцінки теплового балансу складеного шківів з повітряно-нанорідинною системою охолодження. При цьому враховано вплив подвійних електричних шарів, які виникають на границях фаз і супроводжуються адсорбційними і дифузійними процесами, що суттєво підсилюють трибоефект;

- введено нове поняття першої та другої допустимої густини теплового потоку й визначено температури (відповідно, 110 і 150 °С), за яких у нанорідині камери виникають бульбашковий і плівковий режими кипіння. Установлено, що за таких режимів значно знижується інтенсивність теплообмінних процесів.

2. Змодельовано нанорідинне охолодження складеного шків в лабораторних стендових умовах. За результатами досліджень установлено режими обтікання нанорідиною стінок камери, які залежать від енергонавантажності пар тертя гальма і режиму гальмування.

3. Установлено, що інтенсивність і схеми циркуляції нанорідини в камері зумовлені неоднорідністю полів швидкості та розподілу об'ємної температури. Від них залежать сили внутрішнього тертя, швидкість конвективного переміщення наночастинок і загальні сили інерції потоку, які відповідають його турбулентному режиму за Рейнольсом.

4. Доведено, що за наявності інтенсивного теплообміну і дифузії виникають тепловий і дифузійний пограничний шари. У першому температура зменшується у напрямку від стінки камери до внутрішнього потоку. У дифузійному пограничному шарі змінюється концентрація парорідинної суміші. Установлено, що динамічний, тепловий і дифузійний пограничні шари простягаються у радіальному напрямку.

5. Застосовано новий підхід у дослідженні ефективності нанорідинного охолодження ободу шків. Його умовно перерізами ділили на п'ять ділянок у напрямку від защемленого краю до вільного. Дослідження показали, що у першому перерізі має місце однофазний конвективний теплообмін нанорідини з макроділянками внутрішньої поверхні ободу, які характеризуються тепловою і гідродинамічною стабілізацією. У другій зоні починається кипіння нанорідини, у третій спостерігається початок інтенсивного нанопароутворення, унаслідок чого ефективність тепловіддачі стрімко зростає. У четвертій зоні зникаються пристінкові двофазні шари, режим руху нанопарової суміші бульбашковий. У кільцевому потоці п'ятої

зони рухається перегрітий пар, тут відбувається послідовна зміна режимів течії від бульбашкового до дисперсно-кільцевого, інтенсивність тепловіддачі зростає.

6. При комбінуванні теплоносіїв у камері складеного гальмового шківів досягнуто зниження енергонавантаженості його ободу на 21%, а також поверхневих і глибинних температурних градієнтів, що повністю виключає можливість виникнення мікротріщин на поверхні тертя. При цьому:

- обґрунтовано вибір типу наночастинок з урахуванням їх фізико-хімічних властивостей. Установлено, що для досягнення максимального ефекту охолодження коефіцієнт теплопровідності наночастинок має бути значно більшим, ніж матеріалу ободу шківів та стінок камери;

- покращено основні експлуатаційні параметри пар тертя гальма: динамічного коефіцієнта тертя на 16%, гальмового моменту на 15%;

- довговічність металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма зросла на 25-30%, величина зносу фрикційних накладок зменшилася на 12-14%.

7. Досліджено перебіг крекінг-процесу у шарах робочих поверхонь фрикційних накладок при високих температурах, що значно перевищують допустиму. Установлено, що на інтенсивність крекінг-процесу впливають температура, питомі навантаження, коефіцієнт взаємного перекриття, присутність інертних газів та хімічні властивості компонентів поверхневого шару полімерної накладки.

8. Із залученням багатокритеріального методу визначено оптимальні конструктивні й експлуатаційні параметри одно- і двопарних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма при розміщенні накладок на біговій доріжці шківів і гальмовій стрічці.

9. Запропоновано трибоелектричний метод підбору металів для пар тертя гальма на основі значень їх трибоЕРС, а також з урахуванням електронних властивостей і теплофізичних характеристик. Це дозволяє створювати пари тертя з високим трибоелектром.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М. П. Грузоподъемные машины. М.: Высшая школа, 2000. 550 с.
2. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении. М.: Машиностроение, 1965. 674 с.
3. Алексеевский Г. В. Буровые установки Уралмашзавода. М.: Недра, 1981. 528 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 – машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности. Баку, 1985. 144 с.
5. Алиев А. М. Системный подход к средствам и методам оценки работоспособности и долговечности подъемного комплекса для бурения нефтяных и газовых скважин: автореф. дисс. ... на соиск. научн. степени докт. техн. наук: 05.02.13 – машины и агрегаты нефтяной промышленности. Баку, 2008. 42 с.
6. Ахметов Н. М. Исследование динамики торможения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки: дисс. ... канд. техн. наук: 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры. Атырау (Казахстан), 2002. 105 с.
7. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. Гомель: ИММС НАНБ, 1999. 220 с.
8. Белокур И. П. Дефектоскопия материалов и изделий / И. П. Белокур, В. А. Коваленко. К.: Наукова думка. 1989. 192 с.
9. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
10. Браун Э. Д., Евдокимов Ю. А., Чичинадзе А. В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. М.: Машиностроение, 1982. 191 с.

11. Винницький М. М. Рациональное управление спуско-подъемными операциями. М.: Недра, 1978. 250 с.
12. Возний А. В. Контактно-імпульсна та контактна фрикційна взаємодія металополімерних пар тертя: дис. ... канд. техн. наук : 05.02.04 – тертя та зношування в машинах / Нац. авіац. ун-т. Київ, 2015. 159 с.
13. Вольченко А. И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.02 – машиноведение и детали машин; 05.05.05 – подъемно-транспортные машины. Ленинград, 1988. 496 с.
14. Вольченко Д., Скрышнык В., Чуфус В. Тепловой баланс пар трения ленточно-колодочного тормоза при их принудительном охлаждении. Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі: матеріали міжнар. наук.-техн. інтернет-конференції (27–28 лютого 2017, м. Переяслав-Хмельницький). Переяслав-Хмельницький, 2017. С. 284.
15. Вольченко Д. О. Снижение энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок. *Научно-техн. журнал: Проблемы тертя та зношування*. Київ: НАУ. №3(64). 2014. С. 17–30.
16. Вольченко Д. О. Наукові основи керування зносо-фрикційними властивостями металополімерних пар тертя гальм для недопущення термостабілізаційного явища: дис. ... докт. техн. наук: 05.02.04 – тертя та зношування в машинах. Київ, 2012. 424 с.
17. Вольченко Н. А. Динамика многопарных фрикционных узлов. Ростов-на-Дону: Северо-Кавказский науч. центр высш. школы, 2005. 238 с.
18. Гайдучок В. М. Експлуатаційне зміцнення поверхонь тертя ковзання в активному середовищі. Львів: Вид-во держ. агроун-ту, 1998. 112 с.
19. Гаркунов, Д.Н. Триботехника: учебник для втузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.
20. Генерирование термоэдс на пятнах микровыступов и ее влияние на явление массопереноса в трибосопряжении / М.В. Киндрачук, Д.А.

Вольченко, В.С. Скрипнык [и др.]. Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. журн. К.: НАУ, 2015. Вип. 3(68). С. 4–20.

21. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 475 с.

22. Григорьев С. В. Применение термоэлектрического метода сортировки промышленных сталей / С. В. Григорьев, Н. В. Русанова, В. М. Ершов. - Сборник научных трудов ДонГТУ. Алчевск: Ладос. 2008. №27. С. 324 - 329.

23. Дербизов Г. П. Голованов Г. В. К вопросу о ленточном тормозе буровых лебедок ЛБУ-170. 1985. №8. С. 7–10.

24. Джанахмедов А. Х., Дышин О. А., Джавадов М. Я. Синергетика и фракталы в трибологии. Баку: Апострофф, 2014. 504 с.

25. Джанахмедов А. Х. Нефтяная трибология. Баку: Элм, 2003. 326 с.

26. Динамика омывания жидкостью поверхностей стенок камер составного тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза / Д.А. Вольченко, В.С. Скрипнык, В.М. Чуфус, И.О. Бекиш // Science initiative «Universum» Scientific thought transformation. Proceedings of X International scientific conference, Morrisville. - Sep. 22, 2017. P. 17-21.

27. Диплом №444 на открытие «Явление тепловой стабилизации в металлополимерных парах трения» от 18.01.2013 г. авторов А. И. Вольченко, М.В. Киндрачука, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко. М.: Международ. академ. авторов научн. открыт. и изобрет. экспертиза заявки на открытие № А-558 от 05.09.2012 г.

28. Диплом №462 на открытие «Закономерность изменения износотрибционных характеристик поверхностных слоев металлополимерных пар трения при их контактно-импульсном взаимодействии» от 28.12.2013 г. авторов А. И. Вольченко, А. М. Пашаева, А. Х. Джанахмедова и др. М.: Международ. академ. авторов научн. открыт. и изобрет. экспертиза заявки на открытие № А-588 от 07.09.2013 г.

29. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход. М.: Мир, 1981. 454 с.
30. Дунаев А. В. Нетрадиционная триботехника. Модификация поверхностей трения. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 270 с.
31. Закономерности изменения характеристик процессов, явлений и эффектов в рабочих слоях металлополимерных пар при электротермомеханическом трении / А.М. Пашаев, А.Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко [и др.]. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку, 2014. №6(1). С. 7–24.
32. Измерение коэффициента теплоотдачи наножидкости на основе воды и частиц окиси меди / А. В. Минаков, В. Я. Рудяк, Д. В. Гузей, А. С. Лобасов // ТВТ, том 53, вып 2. 2015. С. 258-263.
33. Интенсификация вынужденного охлаждения фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, М.В. Киндрачук, А.В. Возный, В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2016. Вип. 4(73). С. 27-41.
34. К вопросу определения контактного электротермического сопротивления в трибосопряжениях металлополимерных пар трения тормозных устройств / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, В.С. Скрыпник, В.Я. Малык. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 1(74). С. 21–34.
35. Киндрачук М. В. Вольченко Д. А., Скрыпник В. С. Снижение энергонагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* К.:НАУ. 2016. Вип. 3 (72). С. 13–24.
36. Колесников В. И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. М.: Наука, 2003. 279 с.
37. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 394 с.
38. Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1986. 480 с.

39. Криштопа С. І. Розвиток наукових основ підвищення зносо-фрикційних властивостей гальм нафтогазового обладнання та технологічного транспорту: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12 / Криштопа Св'ятослав Ігорович. Івано-Франківськ. 2016. 438 с.
40. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание): в 2 т. / Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, С.И. Крыштопа [и др.]. Прикар.нац. ун-т им. Стефаника, 2013. Т. 2. 441 с.
41. Мамедов Р. К. Контакты металл-полупроводник с электрическим полем пятен. Баку: БГУ, 2003. 231 с.
42. Мусалимов В. М., Валетов В. А. Динамика фрикционного взаимодействия. Монография. Санкт-Петербург: СПб ГУ ИТМО, 2006. 191 с.
43. Наножидкости в системах принудительного охлаждения пар трения тормозных устройств / Д.А. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.Ю. Журавлев, В.М. Чуфус, А.Л. Головин // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* К.:НАУ. 2019. Вип. 4 (85). С. 96–102.
44. Носко А. П. Метод расчета температур в области контакта элементов пар трения тормозных устройств подъемно-транспортных машин: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.04 – дорожные и строительные машины и 05.02.04 – трение и износ в машинах. М., 2010. 135 с.
45. О возможности интенсификации теплопередачи во фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза лебедки / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко, В.С. Скрипнык. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб.* К.: НАУ. 2016. Вип. 2 (71). С. 14–37.
46. Оптимизационное проектирование составного шкива ленточно-колодочного тормоза с воздушно-жидкостной системой охлаждения / Д.А. Вольченко, В.С. Скрипнык, И.О. Бекиш, В.М. Чуфус // *Материалы X-ой международной научно-практ. конф. студентов и молодых ученых «Новые вызовы. Новые достижения»*, г. Краматорск, 15.09.2017 г. С. 31–35.
47. Пат. 2221175 С1 Российская Федерация, МПК⁷ F16D 65/813. Система для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / А.И. Вольченко,

А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, А.Ю. Журавлев, Д.А. Вольченко, П.Ю. Пургал; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. №20021116172/11; заявл. 19.06.02; опубл. 10.01.04, Бюл. №1.– 18 с.

48. Пат. 2279579 С2 Российская Федерация МПК F16D 65/813. Способ нагревания и охлаждения тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при оценке их теплового баланса / А. И. Вольченко, А. А. Петрик, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, П. Ю. Пургал, Л. И. Криштопа. заявитель и патентообладатель Кубанск. государств. технолог. ун-т. №2004126381/11; заявл. 30.08.2004; опубл. 10.02.2006, Бюл. №19. 8 с.

49. Пат. 2502900 С2 Российская Федерация, МПК F16D 49/08. Способ электродинамического установления закономерностей изменения эксплуатационных параметров металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровой лебедки / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, П. А. Поляков, А. В. Возный. заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск, национал, техн. ун-т нефти и газа. №20125664/11; заявл. 20.02.2012; опубл. 27.12.2013, Бюл № 36. 11с.

50. Пат. 2534158 С2 Российская Федерация, МПК F16D 49/08. Способ определения геометрических параметров тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (варианты) / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев, А. В. Возный. заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. ун-т нефти и газа. №2012106530/11; заявл. 22.02.2012; опубл. 27.11.2014, Бюл. №33. 20 с.

51. Пат. 2602111 С1 Российская Федерация F16D 65/813, F16D 49/08. Система охлаждения типа “тепловая труба” узлов трения ленточно-колодочного тормоза / П. С. Красин, Н. А. Вольченко, В. С. Скрышник, Д. Ю. Журавлев, О. Б. Стадник. заявитель и патентообладатель Кубанск.

государств, технолог, ун-т. №2015122699/11; заявл. 11.06.2015; опубл. 10.11.2016, Бюл. №16. 10 с.

52. Пат. 2647338 С2 МПК F16D 49/08. Способ оценки внешних и внутренних параметров узлов трения при испытаниях в стендовых условиях / Н. А. Вольченко, А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, В. С. Скрипник, С. И. Криштопа, Д. Ю. Журавлев, А. Ю. Журавлев, И. О. Бекиш, И. Я. Захара, Н. А. Кашуба, А. В. Возный, П.С. Красин, О. Б. Стаднык. заявитель и патентообладатель Вольченко Николай Александрович. №2015122719; заявл. 11.06.2015; опубл. 15.03.2018, Бюл. №8. 103 с.

53. 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 – підйомно-транспортні машини. Харків, 2007. 24 с.

54. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть I) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, Н.А. Вольченко, В.С. Витвицкий, В.М. Чуфус // *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку. 2017. № 9(3). С. 18-30.

55. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть II) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, В.С. Скрыпник, В.М. Чуфус // *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку. 2017. № 9(4). С. 7-18.

56. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть III) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, В.С. Скрыпник [и др.]. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку. 2018. №1(10). С. 16–27.

57. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки (часть IV) / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Э.С. Пирвердиев, Д.А. Вольченко, В.С. Скрыпник,

В.М. Чуфус [и др.]. *Вестник Азербайджанской инженерной академии*. Баку. 2018. №2(10). С. 7–19.

58. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Стандарт / А.Х. Джанахмедов, Д.А Вольченко, В.С. Скрыпник [и др.]; под общ. ред. акад. А. Х. Джанахмедова. Баку: Апострофф, 2016. 312 с.

59. Р60-54-97-88. Расчет температур и прогнозирование характеристик трения фрикционных устройств и муфт / А.Х. Джанахмедов, Э.Д. Браун, А.Г. Гинзбург, А.М. Алиев. Государств. комитет СССР по стандартам. М., 1988. 21 с.

60. Рудяк В. Я., Белкин А. А. Моделирование коэффициентов переноса наножидкостей / В. Я. Рудяк, А. А. Белкин // *Наносистемы: физика, химия, математика*. 2010. Т. 1. №1. С. 156.

61. Рудяк В Я., Краснолуцкий С. Л. Моделирование коэффициентов теплопроводности наножидкости с малыми частицами методом молекулярной динамики / В. Я. Рудяк, С. Л. Краснолуцкий // *Журнал технической физики*. Том 87. Вып. 10. 2017. С. 1450-1458.

62. Самсонов Г. В. Свойства элементов. Физические свойства. Справочник / Г. В. Самсонов. М. Металлургия. 1976. 600 с.

63. Система для снижения энергонагруженности элементов фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Н.А. Вольченко, Н.В. Кашуба, П.С. Красин, В.М. Чуфус // *Центр наукових технологій, «Наукові дослідження: Перспективи інновацій у суспільстві і розвитку технологій. Матеріали VI Всеукраїнської науково-практичної конференції (13-14 жовтня 2017 р.). - Харків*. С. 57 – 61.

64. Скрипник В. С. Науково-методологічні засади системотехніки при дослідженні фрикційних гальм бурових лебідок: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.05 / Скрипник Василь Степанович. Одеса. 2019. 278 с.

65. Скрыпник В. С. Оптимизационное проектирование составных шкивов ленточно-колодочного тормоза при их воздушно-жидкостном

охладжении. *Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал*. Одеса: Одеський національний політехнічний ун-т, 2017. Вип. 3(55). С.21–32.

66. Снижение энергонагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, В.С. Скрыпник, И.О. Бекиш, В.М. Чуфус. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.:НАУ. Київ, 2016. №3(72). С. 13–24.

67. Сопронок П. М. Диагностика материалов и сред. Энергетические характеристики поверхностных слоев / П. М. Юзевыч. — Львов: ФМИ им. Г. В. Карпенко НАН Украины, из-во «СПОЛОМ». 2005. 292 с. На укр. яз.

68. Стрічково-колодкові гальма: монографія: у 2-х т. / Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко [та ін.]. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. Т. 1. 230 с.

69. Стрічково-колодкові гальма: монографія: у 2-х т. / Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, М.О. Вольченко, Д.О. Вольченко [та ін.]. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2007. Т. 2. 215 с.

70. Теплообмен развитых поверхностей самовентилируемых дисково-колодочных тормозов транспортных средств / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, В.С. Скрыпник, Е.С. Федотов, Л.Б. Малык, В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.:НАУ. Київ. 2020. №1(86). С. 4–14.

71. Терехов В. И., Калинина С. В., Леманов В. В. Механизмы теплопереноса в наножидкостях: современное состояние проблемы. Ч.2. Конвективный теплообмен // *Теплофизика и аэромеханика*, 2010. №2. С. 173.

72. Тимошенко С. П., Герс Дж. Механика материалов. М.: Мир, 1976. 669 с.

73. Трение и износ в экстримальных условиях: справочник / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. М.: Машиностроение, 1986. 350 с.

74. Трение, изнашивание и смазка: справочник. В 2 кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алишина. М.: Машиностроение, 1978. Кн. 1. 400 с.; 1979. Кн. 2. 358 с.

75. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 575 с.
76. Трибология /А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко [и др.]. Киев – Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. 371 с.
77. Трибологія: підруч. / М. В. Кіндрачук, В. Ф. Лабунець, М. І. Пашечко, Є. В. Корбут. К.: НАУ-друк, 2009. 392 с.
78. Узлы трения в машиностроении / А.Х. Джанахмедов, Н.А. Вольченко, В.С. Скрыпник, Н.М. Фидоровская [и др.]; под общ. ред. акад. А.Х. Джанахмедова. Баку: Апострофф, 2018. 438 с.
79. Федосеев В. Н. Методы и средства рационального проектирования типоразмерных рядов фрикционных пар тормозных устройств повторнократковременного режима работы: дисс. ... докт. техн. наук: 05.02.04 – трение и износ в машинах. М., 1997. 360 с.
80. Фоменко В. С. Эмиссионные свойства материалов. Справочник / В. С. Фоменко. К. Наукова Думка. 1981. 336 с.
81. Циганов В. В. Науково-методологічні засади формування зносостійких поверхонь деталей при багатоконтактній термоконтатній дії: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.02.04 – трение и износ в машинах. Київ, 2007. 39 с.
82. Чичинадзе А. В., Белоусов В. Я., Богатчук И. М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. Львов: Изд-во при Львов. гос. ун-те, 1989. 142 с.
83. Чичинадзе А. В. Практична реалізація теплової динаміки і моделювання тертя і зносу при сухому і граничному терті / А. В. Чичинадзе // практична трибологія. Світовий досвід. Том 1. М.: Центр: Наукова техніка. 1994. С. 67-72.
84. Чуфус В. М. К вопросу оценки теплового баланса составных шкивов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при их воздушно-жидкостном охлаждении / В.М. Чуфус // *Підійомно-транспортна техніка:*

наук.-техн. та виробн. журнал. Одеса: Одеський національний політехнічний університет. 2017. Вип. 2(54). С. 73-83.

85. Чуфус В.М. Энергонагруженность пар трения ленточно-колодочного тормоза при их воздушно-жидкостном охлаждении в буровой лебедке / В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 1(74). С. 35-48.

86. Шлыков Ю. П., Ганин Е. А., Царевский С. Н. Контактное термическое сопротивление. М.: Энергия, 1977. 328 с.

87. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть первая) / А.И. Вольченко, В.С. Скрыпник, В.Я. Малык, В.М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 2(75). - С. 13-23.

88. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть вторая) / А.И. Вольченко, В.С. Скрыпник, В.М. Чуфус [и др.]. *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 3(76). С. 4-16.

89. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть третья) / М.В. Киндрачук, В.С. Скрыпник, И.О. Бекиш, В. М. Чуфус // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. журн.* К.: НАУ. 2017. Вип. 4(77). С. 16–28.

90. 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. журн.* К.: НАУ. 2018. Вип. 4(81). С. 21–31.

91. Энергетические уровни различных типов контактов микровыступов пар трения / М. В. Киндрачук, А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник, А. В. Возный // *Физ.-хим. механика*

материалов. 2018. №6. С. 83 - 90.

92. Baker L. J., Parker J. D., Daniel S. R. The use of internal friction techniques as a quality control tool in the mild steel industry. *Journal of Materials Processing Technology*, 2003. Vol. 143-144. P. 442–447.

93. Calculation of drawworks band-shoe brake performance/ B. Storozh, R.Karpyk, Y.Storozh. Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, *Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology*. Baia Mare, 2004. P. 255–263.

94. Dynamics of fluid washing of the walls surfaces of the chambers of the composite brake pulley of the band-block brake / D.O. Volchenko, V.S. Skripnik, V.M. Chufus, I.O. Bekish. Proceedings of X International scientific conference “Scientific thought transformation”. Morrisville, Lulu Press., 2017. P. 17–21.

95. 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.

96. Jka A. K., Prasad B. K., Modi O. P., Das S., Yegneswaran A. H.. Correlating microstructural features and mechanical properties with abrasion resistance of a high strength low alloy steel. *Wear*, 2003. 254. P. 120-128.

97. Krauser R., Kohlgruber K. Temperaturberechnung in Scheibenbremsen. *Automobile Industrie*, 4/1976. P. 37–48.

98. Ojala N., Valtinen K., Heino V., Kallio M., Aaltonen J., Siitonen P., Kuokkala V-T. Effects of composition and microstructure on the abrasive wear performance of quenched wear resistant steels. *Wear*, 2014. 317. P. 225-232.

99. Ratia V., Miettunen I., Kuokkala V-T. Surface deformation of steels in impact-abrasion: the effect of sample angle and duration. *Wear*, 301. 2013. P. 94-101.

100. Shevelya V. V., Sokolan Yu. S. Dynamic relaxation processes in steel friction under the action of heat treatment. *Strength of Materials*, 2015. Vol. 47. No. 4. P. 524–531.
101. Shevelya V. , Sokolan J. , Kupiec B. , Korenivskiy M. Effect of Viscoelastic Properties of Treated Steel on the Rheology and Dissipative Properties of Frictional Contact. *Archives of Foundry Engineering*, 2014. Vol. 14, Special Issue 1. P. 193–198.
102. The characteristic analysis of changes in the processes, phenomena and effects with in working layers of metal polymer pairs during electro-thermo-mechanical friction / A. Kh. Janahmadov, A. I. Volchenko, D. A. Volchenko [et al.]. *Science&Applied Engineering quarterly*. London (UK), 2014. №02. P. 6–17.
103. The frictional interaction in electrical and thermal fields of metal friction pairs / A.Kh. Janahmadov, A.I. Volchenko, D.A. Volchenko [et al.]. *Science&Applied Engineering quarterly*. London (UK), 2014. №03. P. 5–19.
104. Tribologia. Tribotechnika / Redakcyja naukova. V. Szezerek, M Wisniewsky. Radom: Polskie Tonaizystwo trubologiczne, 2000. 728 p.
105. Volchenko A. I., Janahmadov A. Kh., Pirverdiev E. S. Nano-tribological processes at electric discharge of discrete ohmic contacts of metal-polymer pairs. *Science&Applied Engineering quarterly*. London (UK), 2016. issue 10. P. 16–21.
106. Volchenko D. A., Miralamov G. F., Voznyi V. R. Application of water-flooding method to improve the potential oil recovery. *Science&Applied Engineering quarterly*. London (UK), 2016. №8. P. 18–21.

ДОДАТКИ

Додаток А

Особливості конструкції і робота фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма

Основні вузли гальмового стенда змонтовані на двох двотаврових балках 4 (рис. А.1 *а, б, в*), які, в свою чергу, анкерними болтами прикріплені до бетонної основи. Модельне гальмо має гальмову стрічку 2. При цьому 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 марки 2ПН225МУ4 потужністю 15,0 кВт. Застосування двигуна цієї марки дозволило плавно регулювати обертовий 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 шківка 4 регулювалося навантажувальним пристроєм 11.

Тяговий двигун 7 гальмового шківка 4 (ДПС) живиться постійним струмом з номінальною напругою обмотки якоря (ЯД) 110 В, в якості джерела її живлення було використано аналогічний двигун постійного струму 8 (ГПС), який працював в 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 автотрансформатори ЛАТР-1М і ЛАТР-2М.

У табл. А.2 наведено основні параметри пар тертя модельного стрічково-колодкового гальма.

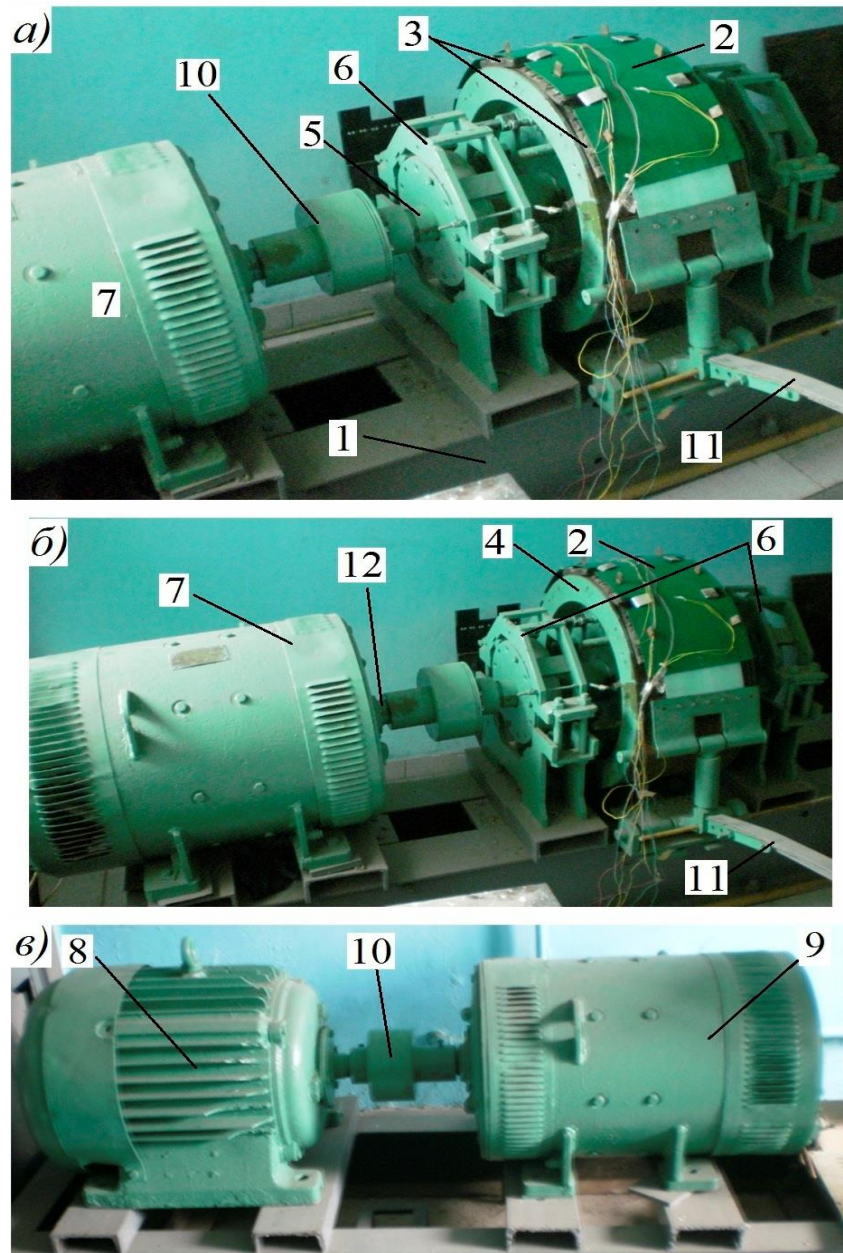


Рисунок А.1 *а, б, в, г* – Загальний вигляд станда з модельним стрічково-колодковим гальмом (*а*), навантажувальним пристроєм (*б*), двигунами постійного і змінного струму (*в*): 1 – двотаврові балки; 2 – гальмова стрічка; 3 - фрикційні накладки; 4 - гальмовий шків; 5 – вал з підшипниками; 6 – опори вала; 7, 8 і 9 – електродвигуни: постійного і змінного струму; 10 – пальцева муфта; 11 – навантажувальний пристрій; 12 – вал електродвигуна

Таблиця А.1

**Конструктивні параметри і теплофізичні властивості матеріалів
основних елементів модельного стрічково-колодкового гальма**

Гальмова стрічка	
матеріал.....	сталь 50
модуль пружності, $\times 10^5$, МПа.....	2
коефіцієнт Пуассона, ν	0,30
товщина, мм.....	5,0
ширина, мм.....	220,0
кут обхвату шківів, град.....	270,0
Фрикційна накладка	
матеріал.....	ретинакс марки ФК-24А
питома вага, $\text{кг/м}^3 \times 10^{-3}$	2,3
теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	1,02
теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	0,75
температуропровідність, $\text{м}^2/\text{с} \times 10^{-6}$	0,32
твердість, $\text{Н}/\text{мм}^2$	470,0
модуль пружності E_n , МПа, $\times 10^3$	6,9
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 охоплення накладкою шківів, град.....	6,75
кут між накладками, град.....	2,207
Гальмовий шків	
Радіус робочої поверхні $R_{ш}$, мм.....	250,0
матеріал.....	сталь 20
питома вага, $\text{кг/м}^3, \times 10^{-3}$	7,8
теплоємність, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	0,5
теплопровідність, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	45,4
температуропровідність, $\text{м}^2/\text{с}, \times 10^{-6}$	10,3
твердість, $\text{Н}/\text{мм}^2$	4300,0

Завдання дослідження, умови проведення випробувань і реальні можливості визначили об'єкт випробувань – фізичну модель стрічково-колодкових гальм бурової лебідки з масштабом:

– геометричної подібності для її основного розмірного параметра – радіуса шківів

$$m_l = \frac{l_H}{l_M}, \quad (\text{A.1})$$

$m_l = 2, 2,45$ і $2,9$ для $R_{ш} = 500, 612,5$ і 725 мм, відповідно,

де l_H і l_M – радіуси гальмового шківа натурі 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 натурі і моделі, кН.

Зауважимо, що масштаби подібності змінюються, якщо змінюються параметри натурі або моделі, наприклад, натяги гілки стрічки.

Для проведення випробувань модель обладнувалася:

– гальмовими стрічками із сталі 50 шириною 200,0 мм ($m_s = \frac{220}{200} = 1,1$),

товщиною $\delta_{л} = 2,0, 3,0$ і $3,7$ мм ($m_{\delta} = 2,0, 1,67$ і $1,62$ для товщини стрічки натурі 4,0, 5,0 і 6,0 мм, відповідно), с довжиною проміжку $2L_n$ ділянки стрічки між накладками ($L_n = 30,0-90,0$ мм, $m_{L_n} = 1,0$);

– фрикційними накладками з ретинакса 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 найбільшою частотою 200 хв^{-1} , найвища лінійна швидкість ковзання точок робочої 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 гальмових шківах бурових лебідок m_v уточнюється).

Геометричні параметри конструкції модельних гальмових шківів і термодинамічні характеристики повітряно-рідинного теплоносія системи непрямого охолодження їхніх конструктивних елементів

Геометричні параметри рідинної камери гальмового шківів відіграють істотну роль в ефективності зниження енергонавантаженості пар тертя модельного стрічково-колодкового гальма. У якості робочого тіла в камері використано воду. Об'єм камери склав 966,5 см³, вода займає 2/3 л об'єму, що дорівнює 644,3 см³.

У табл. А.2 наведено основні геометричні характеристики елементів тертя фрикційних вузлів модельного багатопарного стрічково-колодкового гальма

Таблиця А.2

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	24360	27360	
Площа робочої поверхні всіх накладок, мм ²	316680	355680	
Маса гальмової стрічки, кг	9,654		
Товщина гальмової стрічки, мм	3		
Ширина гальмової стрічки, мм	230		
Кут охоплення гальмовою стрічкою поверхонь фрикційних накладок, град	270		
Площа робочої поверхні, мм ²	гальмової стрічки	282600	
	гальмового шківів	376800	
Маса гальмового шківів, 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

Додаток Б

Прилади й датчики для вимірювання досліджуваних параметрів

Для забезпечення прискорених випробувань пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з метою підбору матеріалів на кафедрі технічної мезаніки Івано-Франківського національного технічного університета нафти і газу спільно з кафедрою «Транспортної механіки і матеріалознавства» Азербайджанської національної авіаційної академії був розроблений, виготовлений і застосований комплекс датчиків і приладів для випробування на тертя і знос зразків, деталей і вузлів тертя в стендових умовах. При цьому був запропонований метод оцінки зовнішніх і внутрішніх параметрів фрикційних вузлів гальма у лабораторних умовах [48, 49, 50, 51, 52].

Для дослідження в лабораторних умовах матеріалів і деталей; контролю етапів обробки робочих поверхонь пар тертя і їх властивостей, параметрів мікронерівностей і товщини шарів; визначення типів структур, дослідження зон термічного впливу в ободі шківів; перевірки глибин загартування; аналізу складу структурної композиції матеріалів; оцінки причин виходу з ладу робочих поверхонь пар тертя з модифікованих матеріалів і для вирішення різних дослідницьких задач використовується прилад-мікроскоп Axiovert 40 MAT, загальний вигляд якого проілюстровано на рис. Б.1.

Прилад-мікроскоп Axiovert 40 MAT має такі тестери: трибологічні й механічні; вм'ятин і подряпин. Трибологічні й механічні тестери діагностують топографію, томографію, метрологію для широкого діапазону параметрів шорсткості і мікровиступів поверхонь. Для метрології поверхонь призначений оптичний мікроскоп Countor GT-K 3D, він дає оцінку шорсткості мікровиступів поверхні в межах 2D/3D. Інтуїтивний доступ до великої бібліотеки за допомогою перепрограмування фільтрів і аналізу отриманих результатів забезпечує датчик підтримки Contour GT-K. Універсальний механічний тестер UMT має ряд взаємозамінних приводів і режимів, що дозволяє перебувати зразкам в будь-якому положенні на елиній тестувальній платформі. Остання забезпечує налаштування тестера за рахунок

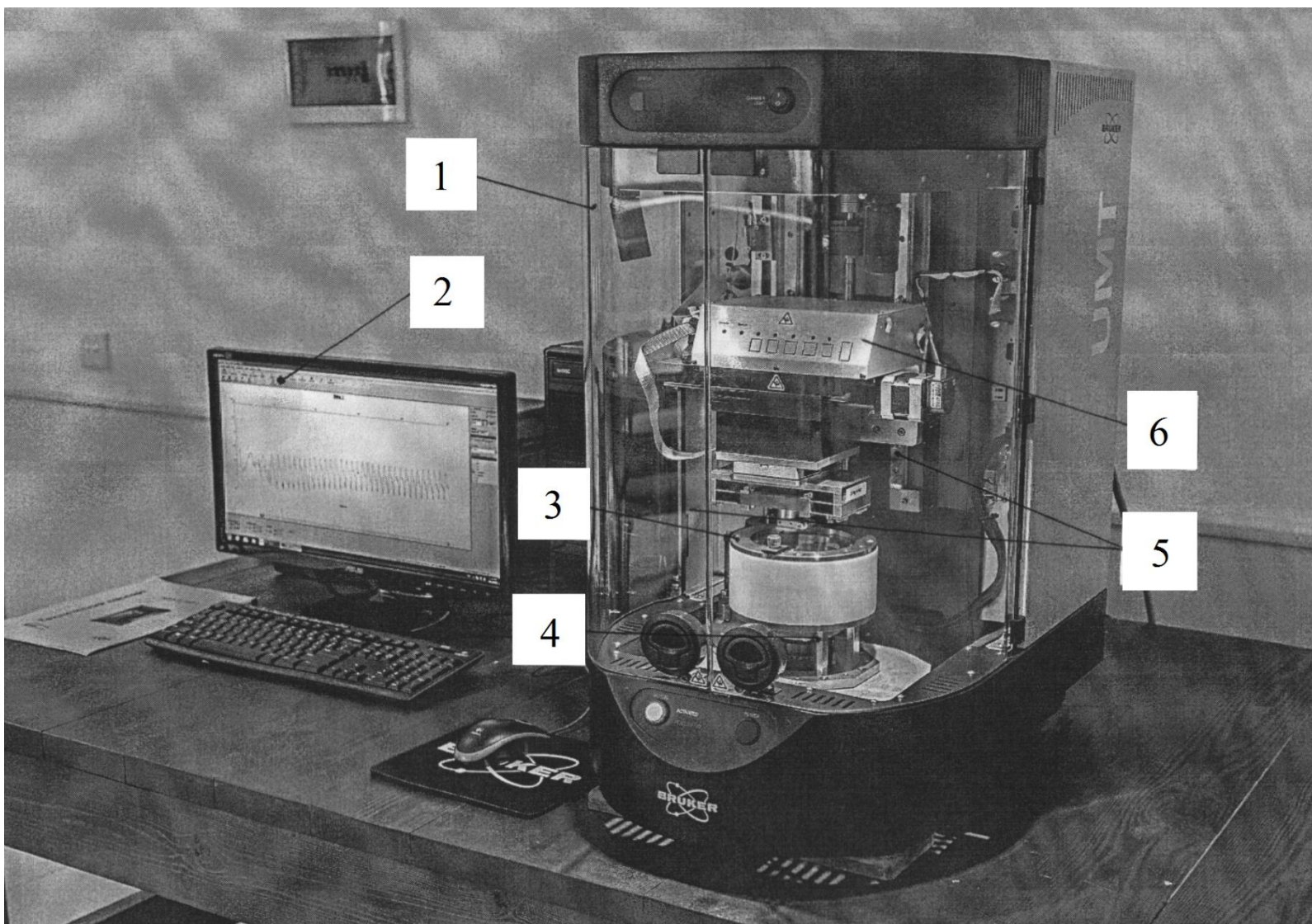


Рисунок Б.1 – Загальний вигляд приладу мікроскопа Axiovert 40 MAT (1) з комп'ютерним керуванням (2): 3 – тестуюча платформа; 4 – приводи платформи; 5 – вертикальні лінійки; 6 – система мікроскопів

X і Y лінійних приводів, а також горизонтальних і вертикальних приводів. UMT і його приводи й аксесуари можуть бути налаштовані на виконання понад 20-ти стандартів ASTM, ISO або DIN трибологічних тестів. При цьому зразки піддаються навантаженню від 2,0 кН до 5,0 кН.

Наявність тестерів вм'ятин і подряпин дозволяє на нано-, мікро- і макрорівнях досліджувати тріщини за допомогою томографічного 3D оптичного профілювання, оптичних й атомно-силового мікроскопів.

У лабораторних умовах досліджувалася статична пара тертя «фрикційна накладка (ФК-24А) - металева пластина (сталь 30ХНМ)», що є моделлю фрикційної пари стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5, яка піддавалася динамічному і тепловому навантаженню.

За результатами вимірювань і контролю параметрів тертя, зношування й механічних властивостей матеріалів пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма робилися висновки про правильність підбору матеріалів елементів тертя. У ході лабораторних досліджень:

- вимірювали інтенсивність зношування й контролювали зміну механічних властивостей матеріалів пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки на мікро-, макро- і нанорівні;
- визначали поверхневі властивості пар тертя фрикційних вузлів, глибину мікронерівностей, вимірювали товщину шарів мікронерівностей у парі тертя «стрічка - накладка» і «накладка - шків»;
- стежили за складом сполучних компонентів матеріалу накладки.

Прилади й датчики, які використовувалися при експериментальних дослідженнях, пройшли метрологічну атестацію згідно з [3].

В якості датчиків температур поверхні тертя серійного і удосконаленого фрикційного вузла гальма використовувалися термопари типу ХА» (хромель-алюмель). Кожна термопара, виготовлена з дроту з діаметром робочого спаю 0,4 і 0,2 мм (чутливий елемент), захищена арматурами. Перед установленням в деталі й вузли кожен термопару перевіряли у всьому діапазоні вимірів термоЕРС за показами контрольної

термопар. Точність градування термопарі відповідала вимогам ГОСТ Р 8.585-2001, розсіювання показаних термопар склав $\pm 1,0$ [58].

На рис. Б.2 *а, б* показано чутливий елемент і захисна арматура, а також різні конструкції застосовуваних датчиків температури.

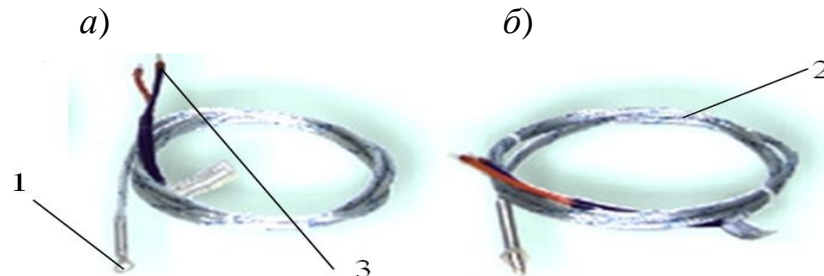


Рисунок Б.2 *а, б* – Термопарі, які використовуються для заміру температур:
а – у тілі ободу гальмового шків; *б* – на поверхні тертя фрикційного вузла; 1 – чуттєвий елемент; 2 – захисна арматура; 3 – термоелектроди

Термопарі, установлені на поверхні тертя фрикційного вузла, підключалися через аналого-цифровий перетворювач до ноутбука для реєстрації показів. Дані з термопар реєструвалися за допомогою програми PIC18F2550 USB HID Oscilloscope DR1r1 (рис. Б.3).

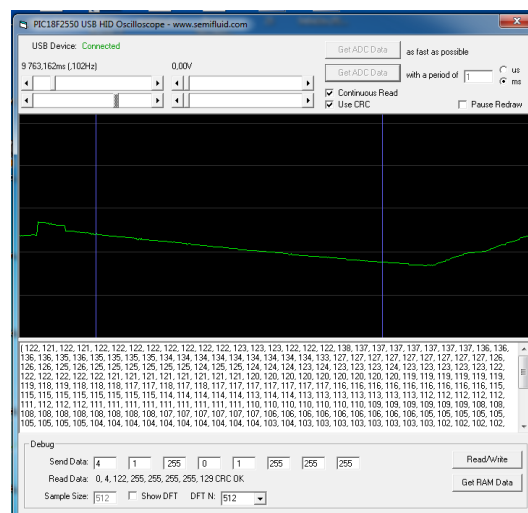


Рисунок Б.3 – Програма PIC18F2550 USB HID Oscilloscope DR1r1 для реєстрації термо-ЕРС

Для реєстрації температур гальмового шків і його кріпильного виступу в експлуатаційних умовах обрано безконтактний термометр фірми «Балтех» (рис. Б.4). У табл. Б.1 наведені його основні характеристики.

Таблиця Б.1

Основні характеристики безконтактного термометра фірми «Балтех»



Рисунок Б.4 – 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
Повторюванність показів, °C	±1,0
Напруження показів, В	9
Лазерний вказівник	Є, відключований
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

Сумарна середньоквадратична похибка при вимірюванні температури даним методом не перевищує 1,5% [58]. Це дозволило обґрунтовано підійти до вибору їхнього типу й конструктивного виконання, принципової схеми установлення термопар, а також реєструючої апаратури для оцінки фактичної енергонавантаженості металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма при різних нормативних режимах їх нагрівання.

Величину мікрострумів, які генеруються на плямах мікрровиступів пар тертя стрічково-колодкових гальм, визначали за допомогою мікроамперметра Ф 195 (рис. Б.5).



Рисунок Б.5 – Мікроамперметр Ф 195: 1 – діапазон вимірювань у наноамперах; 2 – діапазон вимірювань у мікроамперах; 3 – діапазон вимірювань у міліамперах; 4 – перемикач режимів шкали

У табл. Б.2 наведені основні характеристики мікроамперметра Ф 195.

Таблиця Б.2

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 зміни потенціалів у контактах пар тертя на персональному комп'ютері контактні поверхні під'єднували до ноутбука через аналого-цифровий перетворювач USB Oscilloscope (рис. Б.6 а). Потенціал у контактах пар тертя реєстрували за допомогою програмного забезпечення аналого-цифрового перетворювача USB Oscilloscope (рис. Б.6 б). У табл. Б.3 наведені основні його характеристики.

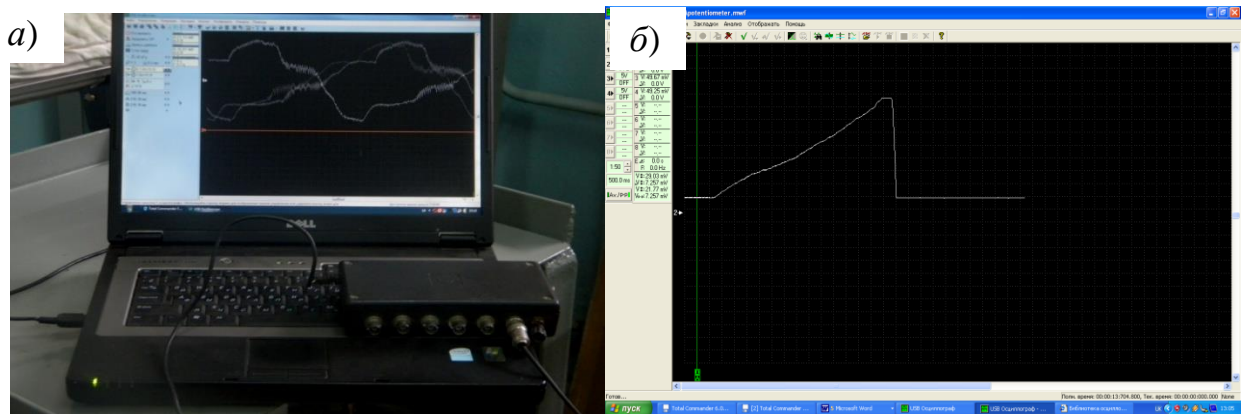


Рисунок Б.6 а, б – Аналого-цифровий перетворювач USB Oscilloscope (а) і його програмне забезпечення (б)

Таблиця Б.3

Основні характеристики аналого-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
Діапазони вимірювань потенціала, мВ	0,1...15000
Діапазони вимірювань частоти, кГц.	0...500

Для вимірювання кутової швидкості гальмового шківів в процесі гальмування, яку необхідно знати для визначення роботи тертя, використовували індуктивний датчик (рис. Б.7 а). Його робота заснована на принципі електромагнітної індукції. Він має магнітну котушку 1 з осердям 7 і постійний магніт 3. У площині, перпендикулярній до торця осердя 7, обертається ротор 8, закріплений на осі. Ротор 8 має прорізи по периферії зубців. Останні симетрично нарізані по колу ротора 8 з однаковим кроком. У момент проходження зубців навпроти осердя 7 у котушці 1 наводиться ЕРС індукції й виробляється змінний струм. Зі збільшенням частоти обертання ротора 8 збільшується кількість імпульсів, що виходять з датчика.

Зовнішній вигляд датчика кутової швидкості, встановленого на модельному гальмовому стенді, показано на рис. Б.7.

Для визначення інтенсивності зношування робочих поверхонь накладок серійних і удосконалених гальмових стрічок при проведенні випробувань застосовували метричний глибиномір. Ним вимірювали глибини отворів у фрикційних накладках на їхніх збігаючих і набігаючих ділянках (рис. Б.8). У табл. Б.4 наведено основні характеристики мікрометричного глибиноміра «Місрон».

На рис. Б.9 наведено геометричні параметри отворів, які висвердлювали у фрикційних накладках по їх довжині (по ширині накладки міжцентрова відстань отворів 100,0 мм).

Умовами проведення випробувань серійних і удосконалених гальмових стрічок з фрикційними накладками в складі фрикційних вузлів гальма є:

- після монтажу накладок на стрічки модельного й серійного гальма в промислових умовах проводиться припрацювання їхніх робочих поверхонь протягом 4,5 год;

- після завершення процесу припрацювання гальмові стрічки з накладками знімають і вимірюють зношування накладок у восьми місцях згідно з рис. Б.9;

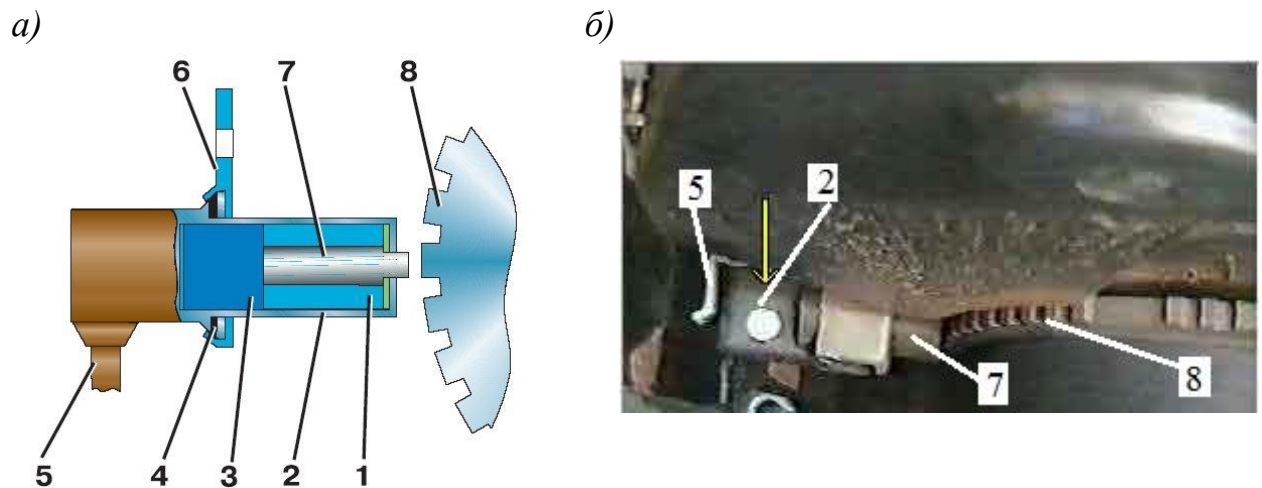


Рисунок Б.7 а, б – Конструкція давача (а) кутової швидкості гальмового шківів і його загальний вигляд (б): 1 – обмотка; 2 – корпус; 3 – магніт; 4 – ущільнююче кільце; 5 – дріт; 6 – кронштейн; 7 – осердя; 8 – ротор з зубцями

Таблиця Б.4

Основні характеристики мікрометричного глибиноміра «Micron»

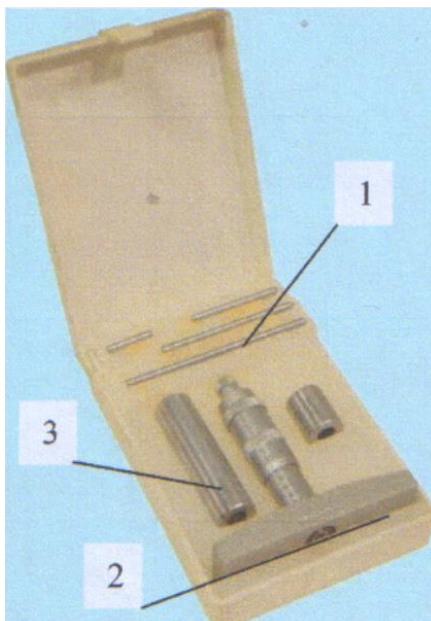


Рисунок Б.8 – Глибиномір мікрометричний «Micron»: 1- стрижні різної довжини; 2 - глибиномір; 3 – калібрувальна втулка

Назва характеристики	Показники
1	2
Ціна поділки шкали глибиноміра, мм	0,01
Довжина і ширина основи, мм	100 x 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

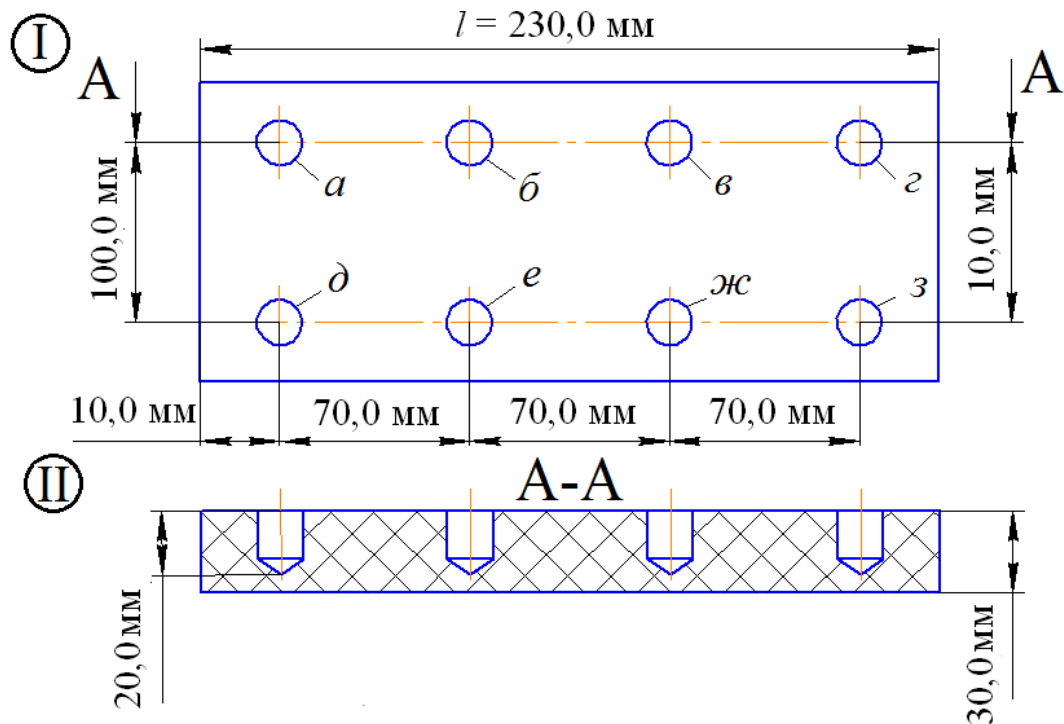


Рисунок Б.9 – Геометричні параметри розташування отворів (а - з), виконаних у фрикційній накладці: I, II – набігаюча і збігаючі ділянки накладки

- 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 5000 м;

- після завершення основного етапу випробувань фрикційних накладок гальмові стрічки знімають і вимірюють товщину накладок у восьми місцях згідно з рис. Б.9 і визначають їхнє зношування з урахуванням зносу на етапі припрацювання;

- контролюють працездатність серійних і удосконалених вузлів тертя на етапі припрацювання і на основному етапі, оцінюють інтенсивність зношування робочих поверхонь накладок.

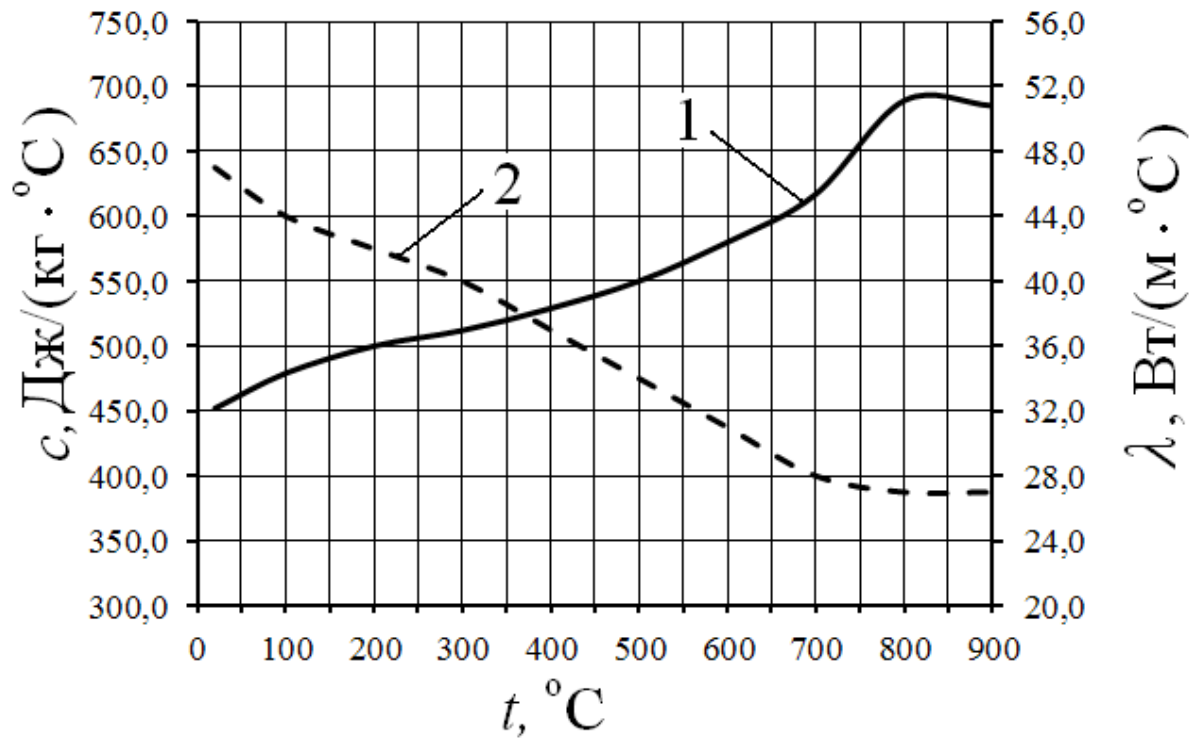


Рисунок Б.10 – Закономірності зміни теплофізичних властивостей сталі 35ХНЛ залежно від температури: крива 1 – теплоємності; крива 2 – коефіцієнта теплопровідності

Додаток В

Складний теплообмін у багат шаровій трибосистемі фрикційного вузла та її теплова модель

При роботі в режимах вільного обертання гальмового шківів або фрикційної взаємодії пар тертя стрічково-колодкового гальма мають місце такі види теплообміну:

- у першому режимі - конвективні повітряний і рідинний, кондуктивний, а також променистий з робочої й неробочої полірованих поверхонь ободу гальмового шківів;

- у другому режимі - конвективні повітряний і рідинний, кондуктивний, а також променистий з полірованої неробочої поверхні ободу гальмового шківів.

Зазначені види теплообміну в неоднаковій мірі впливають на зниження теплового стану пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, проте разом ефективно зменшують їхню енергонавантаженисть і, як наслідок, підвищують довговічність робочих поверхонь.

Існуючі види теплообміну кондуктивний (теплопровідністю), конвективний і радіаційний у природі окремо не зустрічаються, у гальмовому вузлі вони відбуваються в комбінації, і їхня ефективність залежить від термодинамічного стану матових і полірованих поверхонь складених гальмових шківів, які взаємодіють з різними типами теплоносіїв.

Розглянемо інтенсивність охолодження полірованої неробочої поверхні ободу гальмового шківів, розташованої над рідиною.

Аналіз інтенсивності теплообміну від металевих елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма вказує на те, що коефіцієнти тепловіддачі різняться за модулем і знаком зміни й залежать від лінійної швидкості робочої поверхні ободу гальмового шківів. Окрім того, на ефективність теплообміну впливають механічний стан поверхонь металевих елементів тертя (матові чи поліровані), а також хімічний склад й

термодинамічні параметри середовища, з яким вони контактують. З поверхонь металевго елемента тертя здійснюється тепловіддача випромінюванням омиваючому їх повітрю. Згідно із законом Стефана-Больцмана коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням визначається з виразу:

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{C_B \left[\left(\frac{T_H}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 \right]}{T_H - T_{\text{п}}}, \quad (\text{В.1})$$

де T_H – температура нагрівання поверхонь металевго елемента тертя, К; $T_{\text{п}}$ – температура навколишнього середовища, К; C_B – коефіцієнт випромінювання, Вт/(м² К⁴).

Результати розрахунку за формулою (В.1) представлено на рис. В.1 а, б, з якого випливає, що коефіцієнт α_B збільшується з підвищенням температури.

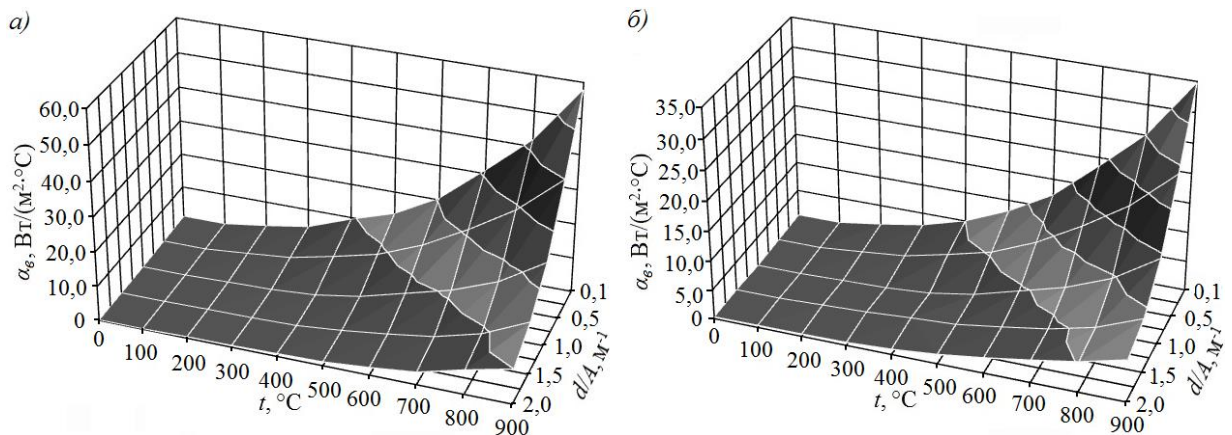


Рисунок В.1 а, б – Закономірності зміни коефіцієнтів тепловіддачі α_B випромінюванням з матових (а) і полірованих (б) поверхонь металевих елементів тертя від температури нагрівання t при різних значеннях відношення діаметрів плям контактів поверхні тертя до їхніх площ d/A

Природний, вимушений та радіаційний теплообмін поверхонь гальмового шківa бурової лебідки У2-5-5 представлено в додатку В, табл. В.2-В.4.

Початкові дані та результати обчислень коефіцієнтів теплопередачі крізь елементи пар тертя та розподілення теплових потоків між їхніми

поверхнями фрикційної взаємодії серійного та нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 наведено в додатку В, табл. В.5-В.6.

Установлено, що величина відношення коефіцієнтів випромінювання з матової і полірованої поверхонь повинна дорівнювати відношенню площ охолоджуваної поверхні до повної поверхні металевого елемента тертя, що нагрівається. За її значенням можна судити про настання його усталеного теплового стану.

У вигляді співвідношень одержуємо: для стрічково-колодкового гальма без урахування (В.2) і з урахуванням (В.3) площі неробочої полірованої поверхні ободу гальмового шків (гальмовий шків виготовлений із сталі):

$$\frac{C_{B_M}}{C_{B_{П}}} = \frac{5,0}{1,512} = 3,31; \quad \frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{2,767}{1,048} = 2,64 \quad (В.2)$$

$$\frac{C_{B_M}}{C_{B_{П}}} = \frac{5,0}{1,512} = 3,31; \quad \frac{A_{охл}}{A_{нагр}} = \frac{3,467}{1,139} = 3,04 \quad (В.3)$$

У табл. В.1 наведено значення площ поверхонь теплообміну серійного гальмового шків стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У 2-5-5.

Таблиця В.1

Площі поверхонь теплообміну серійного гальмового шків стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

Площі поверхонь, що беруть участь у різних видах теплообміну з навколишнім середовищем, і бічної стінки фланця барабана лебідки, м ²				Маса конструктивних елементів гальмового шків, кг		
Площі поверхонь гальмового шків:			Площа поверхонь виступу ободу шків, яка стикується з фланцем барабана	ободу	кріпильного виступу	фланця барабана
полірованої	матових					
	внутрішньої	зовнішньої				
1,048*/0,091	1,405	0,73	0,541	324,48	31,98	72,54

*Примітка: Площа робочої поверхні гальмового шків: у чисельнику – перекрита накладками, у знаменнику – не перекрита накладками.

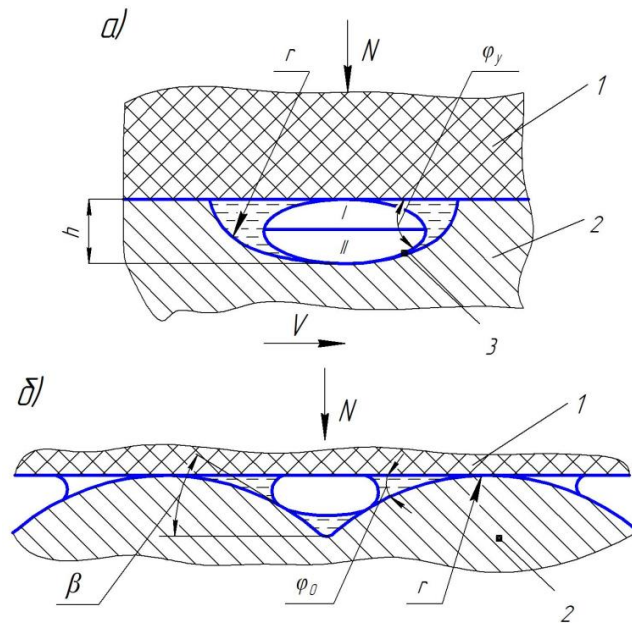


Рисунок В.2 *а, б* - Розтікання води між: парами тертя (*а*) і їх мікроставупами (*б*): 1 - фрикційна накладка; 2, 2'- обід шківів та його мікроставупи; 3 - адсорбційний шар води

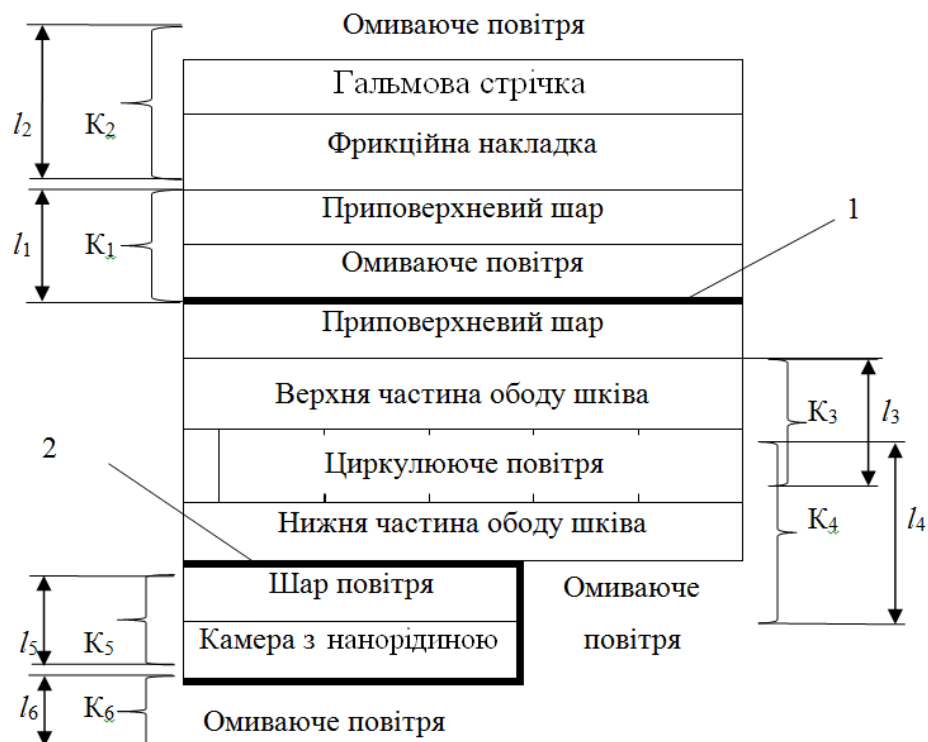


Рисунок В.3 – Схематична теплова модель повітряно-рідинної системи охолодження фрикційних вузлів гальма: 1, 2 – поліровані поверхні ободу шківів: робоча, неробоча; K_i – коефіцієнт теплопередачі в теплообмінних процесах крізь багат шарові об'єкти

Відомо, що на змочуваність поверхні бігової доріжки тертя ободу шківа впливає форма і рельєф канавок, частота і їх розташування і ефективна ширина. Цим збільшується безконтактна площа взаємодії, але зате зменшується коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма. Водяну канавку у фрикційному вузлі можна розглядати як закритий канал з кутом профілю φ_y (рис. В.2).

Із збільшенням радіуса канавки r і зменшенні її глибини h кут φ_y зменшується і тому змочуваність і швидкість розтікання верхнього шару води поперек канавки збільшується [36, 37, 38]. При цьому формуються подвійні електричні шари - перший - «верхній напівшар води - робоча поверхня накладки»; другий - «нижній напівшар води - поверхня канавки ободу». Між напівшарами води виникає різниця потенціалів коли $\varphi_I - \varphi_{II} > 0$ і нижній напівшар води нібито прилипає до поверхні канавки. Крім того, мікрогеометрія канавок на біговій доріжці тертя ободу шківа впливає на теплоту десорбції нижнього напівшару води, що робить його більш невіддатливим.

В якийсь момент часу встановлюється динамічна рівновага між енергетичним рівнем поверхні бігової доріжки тертя ободу шківа і станом на ній водяної плівки, яка залежить від експлуатаційних параметрів пар тертя гальма. Оскільки поверхнева енергія істотно залежить від мікрогеометрії і напружено-деформованого стану поверхневого шару, то в процесі тертя вони є змінними. Таким чином, відбудеться зміна стану водяної плівки, а отже, і поверхневої енергії бігової доріжки тертя ободу шківа.

З енергетичної точки зору попадання води на бігову доріжку тертя ободу шківа є не вигідним, оскільки з одного боку знижує динамічний коефіцієнт тертя фрикційного вузла, і як наслідок, реалізований гальмовий момент. З іншого боку падає трибоефект, а з ним і робота тертя, що є позитивними ознаками. В процесі фрикційної взаємодії пар тертя гальма відбувається два взаємозалежних процеса: перший-відбувається активація металевої поверхні тертя і збільшення її вільної поверхневої енергії; другий -

водяна плівка за рахунок екранування намагається звести до мінімуму вільну поверхневу енергію.

З використанням теплової моделі фрикційного вузла (стрічка + накладка + обід, що складається із двох частин, які з'єднані між собою перемичками, + камера з рідиною) (рис. В.3) визначають коефіцієнти теплопередачі в теплообмінних процесах крізь такі багат шарові об'єкти:

– середовище міжконтактної зони – металевий елемент (верхня частина ободу шківа) – омиваюче повітря:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (\text{В.4})$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від: міжконтактного середовища до робочої (полірованої) поверхні металевого елемента тертя; зовнішньої (матової) його поверхні до омиваючого повітря; δ_1, λ_1 – товщина верхньої частини ободу шківа й коефіцієнт теплопровідності його матеріалу;

– середовище міжконтактної зони – приповерхневий шар фрикційної накладки – тіло фрикційної накладки – гальмова стрічка:

$$K_2 = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_h}{\lambda_h} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right) + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1}, \quad (\text{В.5})$$

де α_3 – коефіцієнт тепловіддачі матової поверхні гальмової стрічки до омиваючого повітря; $\delta_n, \delta_h, \delta_c$ – товщина: приповерхневого шару та самої фрикційної накладки й гальмової стрічки; $\lambda_n, \lambda_h, \lambda_c$ – коефіцієнти теплопровідності: приповерхневого шару та самої накладки й гальмової стрічки.

За значеннями коефіцієнтів теплопередачі в парах тертя, що перебувають у замкненому або розімкненому станах, визначають коефіцієнти

розподілу теплоти $\alpha_{T.П.}$ й $\alpha'_{T.П.}$ між їхніми елементами в процесі гальмування

$$\alpha_{T.П.} = \frac{K_1}{K_1 + K_2}, \quad (B.6)$$

$$\alpha'_{T.П.} = \frac{K_1}{K_1 + K_2}, \quad (B.7)$$

де K_1 – середня величина коефіцієнта теплопередачі в теплообмінному процесі крізь «середовище міжконтактної зони – металевий елемент тертя – омиваюче його повітря» за цикл гальмування; K_2 – середня величина коефіцієнта теплопередачі в теплообмінному процесі багат шарового об'єкта крізь «середовище міжконтактної зони – приповерхневий шар фрикційної накладки – гальмову стрічку – омиваюче її повітря» за цикл гальмування.

Відомо, що градієнтна теорія поширюється на гальмові моменти, питомі навантаження, механічні й температурні напруження, поверхневі й об'ємні температури. Проте дотепер ні у вітчизняній, ні в закордонній технічній літературі не існує поняття «градієнт коефіцієнта теплопередачі крізь багат шаровий об'єкт».

Згідно з тепловою моделлю повітряно-рідинної системи охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма (див. рис. В.3) між коефіцієнтами теплопередачі повинна дотримуватися умова $K_2 < K_1 > K_3$; $K_4 < K_5 > K_6$, що гарантує зменшення теплового потоку. При цьому коефіцієнт теплопередачі K_5 має властивість збурюючого фактора. Це пояснюється тим, що рідина, яка знаходиться в камері, може перебувати в різних фазових станах. Числові величини коефіцієнтів теплопередачі в багат шаровому об'єкті трибосистеми визначають після проведення експериментальних досліджень.

Запропоновані технічні рішення доповнюють й розширюють можливості теплової динаміки з регулювання й керування тепловими потоками в багат шаровій трибосистемі шляхом правильного вибору матеріалу нижньої частини ободу шківів й підбору рідини для камери з високою енергоємністю.

Додаток В

Результати розрахунків темпів нагрівання елементів стрічково-колодкового гальма в процесі гальмування

до елементів стрічково-колодкового гальма:

ободу шківів

Таблиця В.2

τ, c	$\Delta t, ^\circ C$	$a_{ш}, M^2/c$	$b_{ш.эф}, M$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{ш.эф}}, \frac{^\circ C}{M}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ C}{c}$
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

фрикційної накладки

Таблиця В.3

τ, c	$\Delta t, ^\circ C$	$a_{н}, M^2/c$	$b_{н.эф}, M$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{н.эф}}, \frac{^\circ C}{M}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ C}{c}$
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 в процесі гальмування до елементів стрічково-колодкового гальма:

ободу шків

Таблиця В.4

τ, c	$\Delta t, ^\circ C$	$a_{ш}, M^2/c$	$b_{ш.эф}, M$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{ш.эф}}, \frac{^\circ C}{M}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ C}{c}$
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

фрикційної накладки

Таблиця В.5

τ, c	$\Delta t, ^\circ C$	$a_n, M^2/c$	$b_{н.эф}, M$	$\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{н.эф}}, \frac{^\circ C}{M}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ C}{c}$
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 В.6

Результати розрахунків темпів нагрівання ободу гальмового шківів в залежності від його конструктивних та експлуатаційних параметрів

$A_{ш}, \text{м}^2$	$\frac{\lambda, \text{Дж}}{(с \cdot \text{м} \cdot ^\circ\text{C})}$	$\frac{с, \text{Дж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})}$	$m_{ш}, \text{кг}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$l_{ш}, \text{м}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{с}$
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 В.7

Результати розрахунків темпів нагрівання фрикційної накладки в залежності від її конструктивних та теплофізичних параметрів

$A_n, \text{м}^2$	$\frac{\lambda, \text{Дж}}{(с \cdot \text{м} \cdot ^\circ\text{C})}$	$\frac{с, \text{Дж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})}$	$m_n, \text{кг}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$l_n, \text{м}$	$\frac{d\Delta t}{d\tau}, \frac{^\circ\text{C}}{с}$
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

Додаток В

Таблиця В.8

Природний теплообмін поверхонь гальмового шківa бурової лебідки У2-5-5

$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	Час вимушеного конвективного теплообміну металевого елемента тертя гальм, с										
		60	120	180	240	300	360	420	480	540	600	
		Кількість теплоти, що відводиться, Q_3 , кДж										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
100	20,0	308,04	616,08	924,12	1232,16	1540,2	1848,24	2156,28	2464,32	2772,36	3080,4	
150		500,57	1001,14	1501,71	2002,28	2502,85	3003,42	3503,99	4004,56	4505,13	5005,7	
200		693,10	1386,2	2079,3	2772,4	3465,5	4158,6	4851,7	5544,8	6237,9	6931,0	
250		885,63	1771,26	2656,89	3542,52	4428,15	5313,78	6199,41	7085,04	7970,67	8856,3	
300		1078,16	2156,32	3234,48	4312,64	5390,8	6468,96	7547,12	8625,28	9703,44	10781,6	
350		1270,68	2541,36	3812,04	5082,72	6353,4	7624,08	8894,76	10165,44	11436,12	12706,8	
400		1463,21	2926,42	4389,63	5852,84	7316,05	8779,26	10242,47	11705,68	13168,89	14632,1	
450		1655,74	3311,48	4967,22	6622,96	8278,7	9934,44	11590,18	13245,92	14901,66	16557,4	
500		1848,27	3696,54	5544,81	7393,08	9241,35	11089,62	12937,89	14786,16	16634,43	18482,7	
550		2040,80	4081,6	6122,4	8163,2	10204,0	12244,8	14285,6	16326,4	18367,2	20408,0	
600		2233,32	4466,64	6699,96	8933,28	11166,6	13399,92	15633,24	17866,56	20099,88	22333,2	
650		2424,85	4851,7	7277,55	9703,4	12129,25	14555,1	16980,96	19406,8	21832,65	24258,5	
			$n=150 \text{ хв}^{-1}; \alpha_2=40,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$									
100			591,89	1183,78	1775,67	2367,56	2959,45	3551,24	4143,23	4735,12	5327,01	5918,9
150			961,81	1923,62	2885,43	3847,24	4809,05	5770,86	6732,67	7694,48	8656,29	9618,1
200			1331,74	2663,48	3995,22	5326,96	6658,7	7990,44	9322,18	10653,92	11985,66	13317,4
250		1701,67	3403,34	5105,01	6806,68	8508,35	10210,02	11916,69	13613,36	15315,03	17016,7	
300		2071,6	4143,2	6214,8	8286,4	10358,0	12429,6	14501,2	16572,8	18644,4	20716,0	
350		2441,53	4883,06	7324,59	9766,12	12207,65	14649,18	17090,71	19532,24	21973,77	24415,3	
400		2811,46	5622,92	8434,38	11245,84	14057,3	16868,76	19680,22	22491,68	25303,14	28114,6	
450		3181,39	6362,78	9544,17	12725,56	15906,95	19088,34	22269,73	25451,12	28632,51	31813,9	
500		3551,32	7102,64	10653,95	14205,28	17756,6	21307,92	24859,24	28410,56	31961,88	35513,2	
550		3921,25	7842,5	11763,75	15685,0	19606,25	23527,5	27448,75	31370,0	35291,25	39219,5	
600		4291,17	8582,34	12873,51	17164,68	21455,85	25747,02	30038,19	34329,36	38620,53	42911,7	
650		4661,1	9322,2	13983,3	18644,4	23395,5	27966,6	32627,7	37288,8	41949,9	46611,0	

Додаток Д

Таблиця Д.1

Вимушений теплообмін поверхонь гальмового шківa бурової лебідки У2-5-5

$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	Час вимушеного конвективного теплообміну металевго елемента тертя гальма, с										
		60	120	180	240	300	360	420	480	540	600	
		Кількість теплоти, що відводиться, Q_4 , кДж при $n=50 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha_2=17,36 \text{ Вт/м}^2\cdot^\circ\text{C}$)										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
100	20,0	254,65	509,3	763,95	1018,6	1273,25	1527,9	1782,55	2037,2	2291,85	2546,5	
150		413,81	827,62	1241,43	1655,24	2069,05	2482,86	2896,67	3310,48	3724,29	4138,1	
200		572,96	1145,92	1718,88	2291,84	2864,8	3437,76	4010,72	4583,68	5156,64	5729,6	
250		732,12	1464,24	296,36	2928,48	3660,6	4392,72	5124,84	5856,96	6589,08	7321,2	
300		891,28	1782,56	2673,84	3565,12	4456,4	5347,68	6238,96	7130,24	8021,52	8912,8	
350		1050,43	2100,86	3151,29	4201,72	5252,15	6302,58	7353,01	8403,44	9453,87	10504,3	
400		1209,59	2419,18	3628,77	4338,36	6047,95	7257,54	8467,13	9676,72	10886,31	12095,9	
450		1368,75	2737,50	-	5475,0	6843,75	8212,5	9581,25	10950	12318,75	13687,5	
500		1527,90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
550		1687,06	3374,12	5061,18	6748,24	8435,3	10122,36	11809,42	13496,48	15183,54	16870,6	
600		1846,22	3692,44	5538,66	7384,88	9231,1	11077,32	12923,54	14769,76	16615,98	18462,2	
650		2005,37	4010,74	6016,11	8021,48	10026,85	12032,22	14037,59	16042,96	18048,33	20053,7	
			$n=100 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha_2=29,84 \text{ Вт/м}^2\cdot^\circ\text{C}$)									
100			438,01	876,02	1314,03	1752,04	2190,05	2628,06	366,07	3504,08	3942,09	4380,1
150			711,77	1423,54	2135,31	2847,08	3558,85	4270,62	4982,39	5694,16	6405,93	7117,7
200			985,52	1971,04	2956,56	3942,08	4927,6	5913,12	6898,64	7884,16	8869,68	9855,2
250			1259,28	2518,56	377,84	5037,12	6296,4	7555,68	8814,96	10074,24	11333,52	12592,8
300		1534,04	3066,08	4599,12	6132,16	7665,2	9198,24	10731,28	12264,32	13797,36	15330,4	
350		1806,79	3613,58	5420,37	7227,16	9033,95	10840,74	12647,53	14454,32	16261,11	18067,9	
400		2080,55	4161,1	6241,65	8322,20	10402,75	12483,3	14563,85	16644,4	18724,95	20805,5	
450		2354,31	4708,62	7062,93	9417,24	11771,55	14125,86	16480,17	18834,48	21188,79	23543,1	
500		2628,06	5256,12	7884,18	10512,24	13140,3	15768,36	18396,42	21024,48	23652,54	26280,6	
550		2901,82	5803,64	8705,46	11607,28	14509,1	17410,92	20312,74	23214,56	26116,38	29018,2	
600		3175,58	6351,16	9526,74	12702,32	15877,9	19053,48	22229,06	25404,64	28580,22	31755,8	
650		3449,33	6898,66	10347,39	13797,32	17246,65	20695,98	24145,31	27594,64	31043,97	34493,3	

Продовження табл. Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		$n=200 \text{ хв}^{-1}; \alpha_2=51,23 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°C}$)									
100	20,0	751,48	1502,96	1254,44	3005,92	3757,4	4508,88	5260,36	6011,84	6763,32	7514,8
150		1221,16	2442,32	3663,48	4884,64	6105,8	7326,96	8548,12	9769,28	10990,44	12211,6
200		1690,84	3381,68	5072,52	6763,36	8454,2	10145,04	11835,88	13526,72	15217,56	16908,4
250		2160,51	4321,02	6481,53	8642,04	10802,55	12963,06	15123,57	17284,08	19444,59	21605,1
300		2630,19	5260,38	7890,57	10520,76	13150,95	15781,14	18411,33	21041,52	23671,71	26301,9
350		3099,87	6199,74	9299,61	12399,48	15499,35	18599,22	21699,09	24798,96	27898,83	30998,7
400		3569,54	7139,08	10708,62	14278,16	17847,7	21417,24	24986,78	28556,32	32125,86	35695,4
450		4039,2	8078,44	12117,66	16156,88	20196,1	24235,32	28274,54	32313,76	36352,98	40392,2
500		4508,9	9017,8	13526,7	18035,6	22544,5	27053,4	31562,3	36071,2	40580,1	45089,0
550		4978,57	9957,14	14935,71	19914,28	24892,82	29871,42	34849,99	39828,56	44807,13	49785,7
600		5448,25	10836,5	16344,75	21793,0	27241,25	32689,5	38137,75	43586,0	49034,25	54482,5
650		5917,93	11835,86	17753,79	23671,72	29589,65	35507,58	41425,51	47343,41	53261,37	59179,3

Таблиця Д.2

**Радіаційний теплообмін від поверхонь гальмового шківa бурової
лебідки У2-5-5 за час $\tau=60$ с**

$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	Кількість теплоти (кДж), що відводиться від поверхонь металевого елемента тертя гальма		
		Полірованої, Q_2^n	Матової, Q_2^m	Сумарна, Q_2
100	20,0	11,33	74,42	85,75
150		23,30	148,91	172,21
200		40,35	257,90	298,25
250		63,76	407,52	471,28
300		94,94	606,80	701,74
350		135,44	865,66	1001,1
400		186,96	1194,95	1381,91
450		251,34	1650,95	1902,29
500		330,54	2112,71	2443,25
550		426,71	2727,39	3154,1
600		542,10	3464,91	4007,01
650		679,12	4340,65	5019,77

Таблиця Д.3

Початкові дані та результати обчислень коефіцієнтів теплопередачі крізь елементи пар тертя та розподілення теплових потоків між їхніми поверхнями фрикційної взаємодії серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5

Поверхневі температури: Полірованої ($t_{П}$) / матової ($t_{М}$)	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
ободу гальмового шківа, °С	50	90	160	210	250	340	400	425	470	510	560	590
матової гальмової стрічки, °С	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
Товщина: зведена ободу гальмового шківа δ_o , мм;	28,0											
гальмової стрічки δ_c , мм;	6,0											
приповерхневого шару фрикційної накладки $\delta_{ш1}$, мкм;	5,6	8,2	11,4	14,4	15,8	19,6	22,8	25,6	28,4	30,72	34,0	36,4
фрикційної накладки $\delta_{Н1}$, мм;	30,0											
Коефіцієнти теплопровідності матеріалів елементів фрикційної пари, Вт/(м·°С):												
ободу гальмового шківа (λ_o);	48,85											
гальмової стрічки (λ_c);	53,94											
фрикційної накладки ($\lambda_{Н1}$);	0,736											
приповерхневого шару накладки ($\lambda_{шн}$).	1,02											
Коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь, Вт/(м ² ·°С): полірованої (α_4)												
та матової (α_5) ободу шківа;	6,67			9,82	11,1	12,5	17,5	23,33	24,58	32,08	41,67	
гальмової стрічки (α_6).	6,67		9,73	15,1	25,0	37,5	45,1	57,08	73,75	89,17	111,67	
	6,67											
Коефіцієнти теплопередачі крізь поверхні пар тертя, Вт/(м ² ·°С):												
обід гальмового шківа (κ_2);	3,329	3,329	3,329	3,948	5,93	7,653	9,325	12,517	16,405	18,243	23,278	32,78
фрикційну накладку (κ_3).	2,935	2,935	2,935	2,935	3,417	3,56	3,693	4,033	4,279	4,319	4,504	4,655
Коефіцієнти розподілення теплових потоків в елементах пари тертя:												
металевому ($\alpha_{Т.П.1}$);	0,531	0,531	0,531	0,574	0,634	0,683	0,716	0,756	0,793	0,809	0,838	0,876
неметалевому ($\alpha_{Т.П.2}$).	0,469	0,469	0,469	0,426	0,366	0,317	0,284	0,244	0,207	0,191	0,162	0,124

Таблиця Д.4

Початкові дані та результати обчислень коефіцієнтів теплопередачі крізь елементи пар тертя та розподілення теплових потоків між їхніми поверхнями фрикційної взаємодії нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5

Поверхневі температури, °С: полірованої (t_{II})/матової (t_M) ободу шківа		100/40	150/80	200/160	250/210	300/250	350/340	400/400	450/425
полірованої (t_{II})/матової (t_M) гальмової стрічки		-	-	100/95	150/140	200/185	250/240	210/200	200/185
1		2	3	4	5	6	7	8	9
Товщина:									
зведена ободу гальмового шківа δ_o , мм		28,0							
гальмової стрічки δ_c , мм		6,0							
фрикційної накладки (розрахункова) δ_{H1} , мм		15,0							
приповерхневих шарів накладки	зовнішнього $\delta_{Ш3}$, мкм	-	-	5,6	8,2	15,0	14,4	-	-
	внутрішнього $\delta_{Ш1}$, мкм	5,6	8,2	11,4	14,4	15,86	19,6	22,8	25,6
Коефіцієнти теплопровідності матеріалів елементів фрикційної пари, Вт/(м·°С):									
ободу гальмового шківа (λ_o);		48,85							
гальмової стрічки (λ_c);		53,94							
фрикційної накладки (λ_{H1});		0,736							
зовнішнього або внутрішнього приповерхневого шару накладки ($\lambda_{шн}$).		1,02							
Коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь, Вт/(м ² ·°С):									
полірованої (α_4)		6,67			9,82	11,1	12,5	17,5	23,33
та матової (α_5) ободу шківа;		6,67	9,73	15,1	25,0	37,5	45,1	57,08	
полірованої (α_6) та		6,67							
матової (α_7) гальмової стрічки.		6,67					9,71	-	

Продовження табл. Д.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Коефіцієнти теплопередачі крізь поверхні пар тертя, Вт/(м ² ·°С): зовнішні: гальмову стрічку (K_4); фрикційну накладку (K_5); внутрішні: обід гальмового шківів (K_2); фрикційну накладку (K_3).									
	-		3,334			3,952		-	
	2,935						-		
	3,329	3,329	3,329	3,948	5,93	7,653	9,325	12,517	
	2,935	2,935	2,935	2,935	3,417	3,56	3,693	4,033	
Коефіцієнти розподілення теплових потоків в елементах пар тертя: зовнішніх: металевому ($\alpha_{Т.П. 5}$); неметалевому ($\alpha_{Т.П. 6}$); внутрішніх: металевому ($\alpha_{Т.П. 3}$); неметалевому ($\alpha_{Т.П. 4}$).									
	-		0,532			0,574		-	
	0,468						0,426		
	0,531	0,531	0,531	0,574	0,634	0,683	0,716	0,756	
	0,469	0,469	0,469	0,426	0,366	0,317	0,284	0,244	

Таблиця Д.5

Позначення поверхонь, назва різних вилів теплообміну та ефективність примусового повітре-рідинного охолодження складеного шківа гальма

Позначення	Назва поверхонь систем охолодження:	Вид теплообміну	Площі, м ²	Ефективність, у %	
				від	до
<i>вільне і вимушене повітряне</i>					
А	полірована (робоча) ободу шківа	радіаційно-конвективний	1,1108	6,5	8,0
Б	матова неробоча ободу шківа	радіаційно-конвективний	0,1348	5,0	6,5
В	матові кріпильного виступу ободу шківа	радіаційно-конвективний	0,4316	1,0	2,0
Г	матові реборд обода шківа	радіаційно-конвективний	0,8657	0,5	1,0
Д	матові конічних і циліндричних отворів ободу шківа	радіаційно-конвективний	0,0216	0,25	0,5
Е	матові кільцевих камер ободу шківа	радіаційно-конвективний	0,693	5,0	6,5
<i>кондуктивне (теплопровідністю)</i>					
Є	матові кріпильного виступу ободу шківа з фланцем барабана	кондуктивно-конвективний	0,4362	2,0	5,0
Ж	матові стінки рідинної камери з нижньою частиною ободу шківа	кондуктивно-радіаційний	0,1044	3,0	6,0
<i>примусове рідинно-повітряне (вільне і вимушене)</i>					
З і И	полірованої неробочої ободу шківа: через шар повітря з рідиною; з омиваючою рідиною	радіаційно-конвективний	0,8064	10,0	20,0
		конвективний		15,0	25,0
І	матової камери з омиваючою рідиною	конвективний	1,2406	20,0	30,0
К	матової зовнішньої камери з омиваючим повітрям	радіаційно-конвективний	1,4092	5,0	10,0

Додаток Е

Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його різній ширині $B_{ш}$, м під дією імпульсної нормальної сили N , кН при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{вз}=0,5$) пар тертя стрічково-колоткового гальма

Таблиця Е.1

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару δ_n ободу, 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

Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його різній ширині $B_{ш}$, м під дією імпульсної нормальної сили N , кН при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{вз}=0,6$) пар тертя стрічково-колодкового гальма

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару δ_n ободу, мм									
		0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
		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

Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його різній ширині $B_{ш}$, м під дією імпульсної нормальної сили N , кН при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{вз}=0,7$) пар тертя стрічково-колодкового гальма

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару δ_n ободу, мм									
		0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
		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

Результати розрахунків механічних напружень у приповерхневому шарі ободу гальмового шківa при його різній ширині $B_{ш}$, м під дією імпульсної нормальної сили N , кН при сталому коефіцієнті взаємного перекриття ($K_{вз}=0,8$) пар тертя стрічково-колодкового гальма

$B_{ш}$, м	N , кН	Товщина приповерхневого шару δ_n ободу, мм									
		0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	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 Ж

Таблиця Ж.1

Основні експлуатаційні параметри для оптимізаційного проектування складених гальмових шківів стрічково-колодкового гальма

№ п/п	Експлуатаційні параметри	Пари тертя стрічково-колодкового гальма:		
		серійні	нові	
1.	Динамічний коефіцієнт тертя, f	0,33	0,38	
	Стабільність, $\alpha_{cm} = f_{cp}/f_{max}$	0,90	0,926	
	Коливання, $\alpha_k = f_{min}/f_{max}$	0,79	0,83	
2.	Гальмування: ефективність, $\beta_{ef} = \alpha_{cm}/\tau^2, 1/c^2$	0,00625	0,00643	
	зведена ефективність, $H_{ef.m.} = \alpha_{cm}/(\tau^2 \cdot \Delta g), 1/(c^2 \cdot \Gamma)$	$1,036 \cdot 10^{-2}$	$1,227 \cdot 10^{-2}$	
3.	Питомі навантаження, p , МПа	1,2	1,2	
4.	Гальмовий момент, M_{Γ} , кНм	174,3	200,7	
5.	Температури та їх градієнти, °C/(°C/мм)	шківа	складеного шківа	
			верхньої	нижньої
			частини	
	поверхневі;	390/5,0	390/4,5	390/3,5
	об'ємні	358/2,4	340/4,39	270/6,5
6.	Температурні напруження/їх градієнти, МПа/(МПа/мм)	796,85/4,61	406,56/9,24	189,79/3,04
7.	Зношування накладок, Δg , г	60,3	52,4	

Додаток Ж

Оптимізаційне проектування складеного шківів гальма

Для вирішення завдань проектування елементів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма застосовують математичний апарат нелінійного програмування, реалізованого в модулі оптимізації. Зміст останньої полягає в знаходженні таких величин конструктивних параметрів гальмового шківів, стрічки і фрикційної накладки, за яких деяка величина, іменована цільовою функцією, приймає екстремальне (максимальне або мінімальне) значення. При цьому ряд експлуатаційних і конструктивних параметрів фрикційних вузлів гальма, що перебувають у цьому діапазоні, або функціональних залежностей повинні задовільняти обмеженням у вигляді рівностей/нерівностей. Оптимізаційний алгоритм, який реалізується в Ansys Workbench, має універсальність, достатню для вирішення типових завдань, але в той же час містить ряд особливостей, які обов'язково необхідно врахувати. Блок-схему алгоритму наведено на рис. Ж.1

Із збільшенням маси елемента, в якому розподіляється теплота, зростає площа поверхні тепловіддачі. Вибір конструкції фрикційного вузла виконують з урахуванням вимог до його габаритів, енергонавантажності поверхневих і приповерхневих шарів пар тертя, допустимого питомого навантаження на контакт, контактної твердості елементів пари тертя, гальмового моменту, що розвивається, і допустимої поверхневої температури для робочих шарів полімерної накладки.

Основні параметри діючих бурових лебідок з удосконаленими ободами шківів стрічково-колодкового гальма наведені в додатку Ж, табл. Ж.1 до роботи.

При проектуванні складеного гальмового шківів задавалися такими обмеженнями:

– температура поверхні тертя складеного гальмового шківів не перевищує 390 °С;



Рисунок Ж.1 – Блок-схема алгоритму оптимізації конструктивних параметрів фрикційного вузла

- площа полірованої поверхні нижньої частини ободу шківа повинна становити $2/3$ від площі поверхні тертя верхньої його частини;
- сумарна внутрішня (матова) поверхня кільцевих камер і отворів між ними повинна становити 20-25% від зовнішніх матових поверхонь гальмового шківа. При цьому ефективність повітряного охолодження повинна бути однаковою за рахунок зміни кількості повітря, що попадає всередину гальмового шківа;
- товщина верхньої частини шківа складає 16,0...18,0 мм; нижньої – 8,0...10,0 мм; об'єм рідини в камері повинен забезпечити відведення теплоти в кількості не менш 30% від акумульованої при температурі 390 °С;
- градієнт температури для верхньої частини шківа не повинен перевищувати 25,0 °С/мм; у перегородці камер – 10,0 °С/мм; по товщині стінки камери – 50,0 °С/мм.

На рис. Ж.2 *а, б, в* наведено креслення спроектованого складеного гальмового шківа з рідинною камерою. Слід зазначити, що камера спроектована без впускного й випускного клапанів.

У табл. Ж.2 наведено початкові дані, результати обчислень коефіцієнтів теплопередачі крізь елементи пар тертя та розподілення теплових потоків між поверхнями фрикційної взаємодії стрічково-колодкового гальма (зі складеним гальмовим шківом) бурової лебідки У2-5-5.

При зміні теплонавантаженості робочої (полірованої) поверхні ободу складеного гальмового шківа від 100 до 450 °С мінімальний коефіцієнт теплопередачі був між елементами багат шарової структури «циркулююче повітря в кільцевих циліндричних об'ємах і в отворах перегородок – низ другої частини ободу шківа – омиваюче повітря», при цьому він збільшився від 11,9 до 24,9 Вт/(м²·°С), тобто в 2,1 рази по відношенню до серійного. Максимальний коефіцієнт теплопередачі в інтервалі температур від 100 до 450 °С спостерігався між елементами багат шарової структури «неробоча полірована поверхня другої частини ободу шківа – повітряний зазор у камері – теплоносій у різному фазовому стані», при цьому він збільшився від 114,7 до

152 Вт/(м²·°С), тобто в 1,3 рази. Зростання коефіцієнта теплопередачі пояснюється інтенсивним конвективним і радіаційним теплообмінами неробочої полірованої поверхні ободу шківів. Коефіцієнт тепловіддачі змінювався від 151,2 до 218,9 Вт/(м²·°С)), при цьому спостерігався бульбашковий режим кипіння рідини в камері.

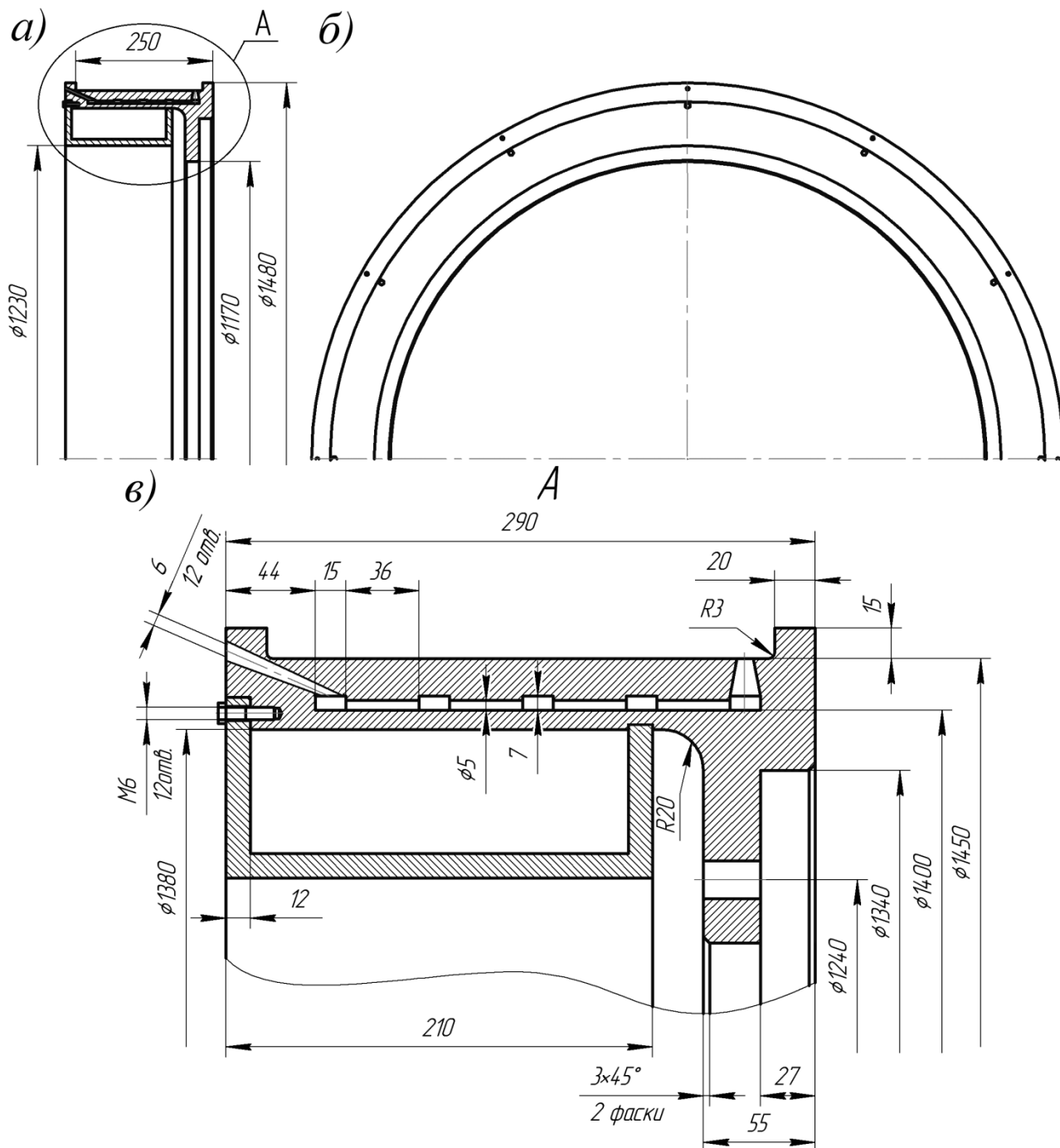


Рисунок Ж.2 а, б, в – Спроектований складений гальмовий шків бурової лебідки з рідинною камерою

Таблиця Ж.2

Початкові дані, результати обчислень коефіцієнтів теплопередачі крізь елементи пар тертя та розподілення теплових потоків між поверхнями фрикційної взаємодії стрічково-колодкового гальма (зі складеним гальмовим шківом) бурової лебідки У2-5-5

Поверхневі температури: полірованої $t_{П}$ /матової $t_{М}$ ободу шківа, °С		100/40	150/80	200/160	250/210	300/250	350/340	400/400	450/425
полірованої $t_{П}$ нижньої частини ободу шківа, °С		80	100	120	150	190	220	240	210
1		2	3	4	5	6	7	8	9
Товщина: зведена ободу гальмового шківа δ_o , мм		35,0							
гальмової стрічки δ_c , мм		6,0							
фрикційної накладки (розрахункова) δ_n , мм		15,0							
приповерхневих шарів накладки	зовнішнього $\delta_{ШЗ}$, мкм	-	-	5,6	8,2	15,0	14,4	-	-
	внутрішнього δ_n , мкм	5,6	8,2	11,4	14,4	15,86	19,6	22,8	25,6
Коефіцієнти теплопровідності матеріалів елементів фрикційної пари, Вт/(м·°С):									
ободу гальмового шківа λ_1 ;		25,8	26,0	26,2	26,4	26,7	26,9	27,2	27,5
гальмової стрічки λ_c ;		27,1							
фрикційної накладки λ_n ;		0,736							
зовнішнього або внутрішнього приповерхневого шару накладки λ_n .		1,02							
Коефіцієнти тепловіддачі від поверхонь, Вт/(м ² ·°С):									
полірованої α_4 матової α_5 ободу шківа;	верхня частина	71,3			92,3	101,4	110,5	118,4	128,5
		32,1		41,1	45,3	50,4	56,0	59,9	64,5
полірованої α_6 матової α_7 ободу шківа.	нижня частина	151,2	165,3	170,8	181,2	193,4	202,2	209,8	218,9
		32,1	35,1	41,4	46,8	52,3	57,4	61,5	66,3

Продовження табл. Ж.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Коефіцієнти теплопередачі крізь елементи пар тертя, Вт/(м ² ·°С) / термічний опір, (м ² ·°С)/ Вт:								
«середовище міжконтактної зони – верхня частина ободу шківів – омиваюче повітря» $K_1; R_{t1}$	<u>19,9</u> 0,050	<u>23,2</u> 0,043	<u>26,5</u> 0,038	<u>29,8</u> 0,034	<u>33,1</u> 0,030	<u>36,4</u> 0,027	<u>39,7</u> 0,025	<u>42,9</u> 0,023
«середовище міжконтактної зони – приповерхневий шар накладки – тіло накладки – гальмова стрічка – омиваюче її повітря» $K_2; R_{t2}$	<u>13,8</u> 0,072	<u>15,4</u> 0,065	<u>16,7</u> 0,060	<u>18,9</u> 0,053	<u>19,1</u> 0,052	<u>20,2</u> 0,050	<u>21,2</u> 0,047	<u>22,1</u> 0,045
«низ верхньої частини ободу шківів – повітря, що циркулює в кільцевих циліндричних об'ємах і в отворах перегородок – верх нижньої частини ободу шківів» $K_3; R_{t3}$	<u>19,8</u> 0,051	<u>22,8</u> 0,044	<u>25,7</u> 0,039	<u>28,7</u> 0,035	<u>31,6</u> 0,032	<u>34,6</u> 0,029	<u>37,5</u> 0,027	<u>40,4</u> 0,025
«омиваюче циркулююче повітря в кільцевих циліндричних об'ємах і в отворах перегородок – низ другої частини ободу шківів – омиваюче повітря» $K_4; R_{t4}$	<u>11,9</u> 0,084	<u>13,8</u> 0,072	<u>15,7</u> 0,064	<u>17,5</u> 0,057	<u>19,4</u> 0,052	<u>21,2</u> 0,047	<u>23,1</u> 0,043	<u>24,9</u> 0,040
«полірована поверхня нижньої частини ободу шківів – повітряний зазор в камері – охолоджувальне середовище в різному фазовому стані» $K_5; R_{t5}$	<u>114,7</u> 0,009	<u>120,5</u> 0,008	<u>126,1</u> 0,008	<u>131,6</u> 0,007	<u>136,9</u> 0,007	<u>142,1</u> 0,007	<u>147,1</u> 0,007	<u>152</u> 0,007
«шар рідини – кільцева стінка камери – омиваюче повітря» $K_6; R_{t6}$	<u>19,8</u> 0,051	<u>23,1</u> 0,043	<u>26,3</u> 0,038	<u>29,59</u> 0,034	<u>32,8</u> 0,030	<u>36,1</u> 0,028	<u>39,3</u> 0,025	<u>42,5</u> 0,024
Сумарний термічний опір складеного шківів, ΣR_t	0,316	0,276	0,246	0,220	0,204	0,188	0,175	0,164
Граденти коефіцієнтів теплопередачі крізь багатозаровні об'єкти трибосистеми гальма, Вт/(м ² ·°С·мм):								
$\Delta K_1 = K_1 - K_2/0,5(l_1+l_2);$	0,44	0,56	0,71	0,78	1,01	1,17	1,33	1,50
$\Delta K_2 = K_1 - K_3/0,5(l_1+l_3);$	0,01	0,03	0,06	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18
$\Delta K_3 = K_3 - K_4/0,5(l_3+l_4);$	0,34	0,38	0,43	0,48	0,52	0,57	0,61	0,66
$\Delta K_4 = K_5 - K_6/0,5(l_5+l_6);$	1,64	1,68	1,72	1,76	1,79	1,83	1,86	1,89

В інтервалі температур від 100 до 450 °С мінімальний градієнт коефіцієнтів теплопередачі був крізь елементи багатошарової структури «середовище міжконтактної зони – верхня частина ободу шківів – циркулююче повітря в кільцевих циліндричних об'ємах і крізь отвори в перегородках», при цьому він збільшився від 0,01 до 0,18 Вт/(м²·°С·мм), тобто у 18,0 разів. З наближенням до рідинної камери градієнт коефіцієнтів теплопередачі зростає і дорівнює 0,34...0,66 Вт/(м²·°С·мм). Найбільший градієнт коефіцієнтів теплопередачі спостерігався в зоні рідинної камери, тобто крізь систему «шар рідини - кільцева стінка камери – повітря, що омиває зовнішні стінки каркаса камери» при великому градієнті температури між омиваючими середовищами каркаса камери, він підвищився від 1,64 до 1,89 Вт/(м²·°С·мм), тобто в 1,15 рази. Таке незначне збільшення градієнта коефіцієнтів теплопередачі пояснюється безупинною зміною термодинамічного стану рідини, що циркулює в камері складеного шківів.

Стосовно термічного опору складеного гальмового шківів, то він знизився на 12,4% по відношенню до серійного гальмового шківів бурової лебідки У2-5-5.

У табл. Ж.3 наведено основні конструктивні й експлуатаційні параметри серійних й удосконалених пар тертя стрічково-колодкових гальм.

Проведений системний аналіз енергонавантажності при сталих питомих навантаженнях у парах тертя серійного й удосконаленого стрічково-колодкового гальма (див. табл. Ж.3) дозволив констатувати таке:

– розроблена конструкція складеного гальмового шківів з примусовою повітряно-рідинною системою охолодження є високоефективною (динамічний коефіцієнт тертя й гальмовий момент збільшилися на 13,1%) за рахунок роботи фрикційної накладки при поверхневих температурах нижче допустимої для її матеріалу, тобто до 390 °С. Проте при цьому збільшилася маса (матеріаломісткість) і момент інерції складеного гальмового шківів, відповідно, на 24,7% і 21,7% у порівнянні з серійним гальмовим шківом;

**Основні експлуатаційні параметри серійних й удосконалених пар
тертя стрічково-колодкових гальм**

№ п/п	Експлуатаційні параметри	Пари тертя стрічково-колодкового гальма:		
		серійні	удосконалені	
1.	Вага гальмового шківа, кН: без камери	4,744	4,508	
	з камерою без рідини	-	5,849	
	з камерою й рідиною	-	6,303	
2.	Момент інерції гальмового шківа, кг·м ² : без камери	233,85	221,89	
	з камерою без рідини	-	278,48	
	з камерою й рідиною	-	298,58	
3.	Динамічний коефіцієнт тертя, f	0,33	0,38	
	стабільність, $\alpha_{cm} = f_{cp}/f_{max}$	0,90	0,926	
	коливання, $\alpha_k = f_{min}/f_{max}$	0,79	0,83	
4.	Гальмування: ефективність, $\beta_{ef} = \alpha_{cm}/\tau^2$, 1/с ²	0,00625	0,00643	
	зведена ефективність, $H_{ef.m.} = \alpha_{cm}/(\tau^2 \cdot \Delta g)$, 1/(с ² ·Г)	$1,036 \cdot 10^{-2}$	$1,227 \cdot 10^{-2}$	
5.	Питомі навантаження, p , МПа	1,2	1,2	
6.	Гальмовий момент, $M_{Г}$, кНм	174,3	200,7	
7.	Температури/їх градієнти, °С/(°С/мм)	шківа	складеного шківа	
			верхньої	нижньої
			частини	
	поверхневі;	390/1,2	390/1,8	390/1,9
	об'ємні	358/2,4	340/4,39	270/6,5
8.	Температурні напруження/їх градієнти, МПа/(МПа/мм)	796,85/4,61	406,56/9,24	189,79/3,04
9.	Зношування накладок, Δg , г	60,3	52,4	

– при однаковій робочій поверхневій температурі порівнюваних шківів об'ємні температури у верхній і нижній частинах складеного шківа на 14,8% є меншими, ніж серійного шківа, проте в першій конструкції спостерігалися більші (на 24,8%) об'ємні температурні градієнти, ніж у серійному шківі;

– градієнт температурних напружень з боку вільного краю ободу в його верхній частині становить 13,03 МПа/мм, з боку його закріпленого

краю – 10,14 МПа/мм. По довжині нижньої частини ободу шківа спостерігаються градієнти температурних напружень, відповідно, 2,51 МПа/мм і 6,59 МПа/мм; у першому випадку це пояснюється недостатньою ефективністю вимушеного охолодження матових поверхонь теплоносієм випарно-конденсаційної рідинної системи, що омиває поліровану поверхню нижньої частини ободу;

– масове зношування накладок на 13,1% є меншим в удосконалених парах тертя, ніж у серійних.

«УЗГОДЖЕНО»

Проректором з наукової роботи
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і
газу

 проф. **І. І. Чудик**
« 18 » 03 2020 р.



«СХВАЛЕНО»

Директор ТзОВ «Надвірнянська
автобаза», Івано-Франківська обл.

 **І. І. Бойко**
« 18 » 03 2020 р.

**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 трибокренінгу при фрикційній взаємодії металополімерних пар тертя. Даний винахід відноситься до випробувальної техніки, що використовується для дослідження процесів трибокренінгу 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 пробую 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