

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

На правах рукопису

Журавльов Олександр Юрійович

622.242.5(043)

УДК 62-592.113

ЖСБ

**ОБГРУНТУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО
ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ БУРОВОЇ
ЛЕБІДКИ**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	10
1.1 Режими навантаження стрічково-колодкових гальм бурових лебідок ...	10
1.1.1 Динамічні	10
1.1.2 Теплові	16
1.2 Вплив навантаженості пар тертя гальма на його експлуатаційні параметри	22
1.3 Довговічність фрикційних накладок гальма	30
1.4 Керування навантаженістю фрикційних вузлів гальма	34
1.5 Задачі досліджень	40
РОЗДІЛ 2	
ДИНАМІЧНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ	42
2.1 Стрічково-колодкові гальма з рухомими накладками: конструкція та взаємодія пар тертя	42
2.2 Визначення зусиль натягу гальмівної стрічки та гальмівного моменту нетрадиційного гальма на різних стадіях гальмування	48
2.2.1 Початковій	49
2.2.2 Кінцевій	60
2.3 Розрахунок на міцність основних деталей нетрадиційного гальма	63
2.3.1 Гальмівної стрічки та шківа, фрикційної накладки	69
2.3.2 Пружних елементів	74
2.4 Вплив жорсткості гальмівної стрічки на експлуатаційні параметри гальма	85

РОЗДІЛ 3	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ	
	94
3.1	94
3.2	95
3.3	102
3.4	105
А. Вимірювання і визначення динамічних параметрів при роботі гальма	105
Б. Вимірювання величини спрацювання фрикційних накладок	107
3.5	109
нетрадиційного гальма	109
3.5.1	109
3.5.2	117
РОЗДІЛ 4	
КЕРУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНІСТЮ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ	
	126
4.1	126
4.2	133
нетрадиційного гальма	133
4.2.1	133
4.2.2	146
4.3	151
стрічково-колодкових гальм	151
4.3.1	151
4.3.2	156
4.4	156

стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок	161
4.5 Задачі подальших досліджень	170
ВИСНОВКИ	173
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	177
ДОДАТКИ	190

ВСТУП

Інтенсифікація робіт нафтової промисловості нерозривно пов'язана з техніко-економічними показниками бурових робіт. Необхідність застосування в бурових установках високоякісних вузлів та механізмів, а також велика їхня вартість вимагають проведення широких всебічних досліджень з метою вибору раціональних їхніх параметрів при розробці та створенні сучасного бурового обладнання.

Найбільш відповідальним механізмом бурової установки є його гальмівна система. Підвищення продуктивності спорудження свердловин за рахунок збільшення швидкості колони бурильних труб та її прискорення в процесі гальмування призводить до зростання динамічних навантажень і, як наслідок,, до значних деформацій та інтенсивних вібрацій деталей пар тертя гальма, що зменшує їхню втомну міцність та підвищує теплову навантаженість. Висока поверхнева температура, що розвивається при цьому в парах тертя, призводить до інтенсивного спрацювання робочих поверхонь шківів і накладок, зниження надійності та безпеки процесу гальмування. Тому при удосконаленні конструкції гальма, створенні методики розрахунку має бути особлива увага приділена динамічній навантаженості його фрикційних вузлів та ефективним засобам їхнього охолодження.

Актуальність теми. Вирішення важливої для нашої держави проблеми забезпечення паливно-енергетичного комплексу енергоресурсами вимагає збільшення обсягу бурових робіт, удосконалення нафтогазового обладнання та найбільш повного використання його можливостей. Ефективність експлуатації бурової установки в значній мірі залежить від досконалості її гальмівної системи.

Аналіз літературних джерел показав, що характерні для стрічково-колодкового гальма різке захоплення шківів фрикційними накладками, недостатня гнучкість гальмівної стрічки, з'єднаної з її фрикційними

накладками, обмежена площа контакту робочої поверхні фрикційних накладок із шківом призводять до підвищеного рівня динамічної і, як наслідок, теплової навантаженості фрикційних вузлів. Це негативно впливає на працездатність гальма, продуктивність та безпеку експлуатації бурової установки. Результати досліджень, що отримані під час виконання наукової роботи дають можливість спроектувати гальмо бурової лебідки, конструкція якої дозволяє забезпечити необхідну його працездатність.

Тому задачі, що поставлені в дисертаційній роботі і спрямовані на підвищення ефективності дії гальма бурової лебідки, є актуальними, розв'язок яких має не тільки наукове, але і важливе народогосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт з розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах держбюджетних науково-дослідних робіт “Наукові обґрунтування раціональних режимів роботи та вибір основних параметрів бурового обладнання”, номер державної реєстрації №0195U026337, які входять до координаційного плану Міністерства освіти “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини”. Цей план входить в національну програму “Нафта і газ України до 2010 року”.

Мета дослідження. Розробка методики динамічного розрахунку стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками та високоефективних конструкцій пристроїв для систем охолодження його пар тертя.

Мета досягається шляхом селекції основних теоретичних положень та проведенням експериментальних досліджень конструкції нетрадиційного гальма.

Об'єкт дослідження. Нове стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки та особливості його конструкції.

Предмет дослідження. Динамічні процеси в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки.

Методи дослідження. Дослідження проводилися з допомогою чисельних методів з використанням загальновідомих і оригінальних методик експериментальних досліджень. Під час теоретичних досліджень використовувалися основи теорій: тертя гнучких елементів, що охоплюють шків, - при обґрунтуванні особливостей процесу гальмування; коливань повзуна при стрибкоподібній зміні сил тертя - для визначення розрахункових залежностей пружних елементів; деформування стрижнів малої кривизни - при визначенні експлуатаційних параметрів гальма з врахуванням жорсткості гальмівної стрічки; кінетостатики – при оцінці динамічної навантаженості фрикційних вузлів; розрахунку та конструювання стрічково-колодкових гальм бурових лебідок і прийняття оптимальних рішень – при розробці пристроїв та систем високоефективного охолодження фрикційних вузлів гальма.

Наукова новизна. Вперше дано теоретичне обґрунтування особливостей процесу гальмування нетрадиційного стрічково-колодкового гальма, отримано силові залежності з урахуванням пружного з'єднання фрикційних накладок. Дістали подальший розвиток реалізація керування режимами гальмування та розробка конструкції охолоджувальних пристроїв і систем, що базуються на термоелектричному ефекті.

Практичне значення одержаних результатів. На основі розробки основних положень дисертації створено алгоритми робочих процесів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок. Рекомендації, викладені в роботі, можуть бути використані в конструкторських бюро заводів нафтового обладнання при проектуванні нових та удосконаленні існуючих конструкцій гальм даного типу.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень, а також методика розрахунку основних динамічних параметрів стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок використано в ВАТ “Карпатнафтомаш” (м. Калуш, Івано-Франківської обл.) та в навчальному процесі кафедри механіки машин при читанні лекцій з дисципліни “Основи теорії, розрахунку та переміщення вантажів” (розділ “Стрічково-колодкові гальма”).

Особистий внесок здобувача.

1. Встановлено і теоретично досліджено особливості процесу гальмування стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками, який складається з кількох стадій. Сформульовано умови, за яких працездатність фрикційних пар тертя є найвищою для певного режиму гальмування [24, 53].

2. Отримано аналітичні залежності для визначення динамічної навантаженості деталей стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками з урахуванням їхнього пружного з'єднання [25, 36].

3. Отримано аналітичну залежність для визначення гальмівного моменту для стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками з урахуванням жорсткості гальмівної стрічки [26].

4. Проаналізовано вплив режимів гальмування на працездатність стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками із залученням отриманих аналітичних залежностей сумарної роботи сил тертя у фрикційних парах [22].

5. Розроблено нові схеми конструкцій нетрадиційних стрічково-колодкових гальм з покращеними експлуатаційними параметрами [23].

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались та обговорювались на: IV Міжнародному симпозіумі з трибології фрикційних матеріалів (м.Ярославль, 2000 р.); міжнародній конференції “Зносостійкість та надійність вузлів тертя машин” (м.Хмельницький, 2000 р.); міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми розвитку піднімально-транспортної

техніки” (м.Луганськ, 2000 р.); науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу (м.Івано-Франківськ, 2000 р.); на розширеному засіданні кафедри технічної механіки Кубанського державного технологічного університету (м.Краснодар, 2001 р.); механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м.Івано-Франківськ, 2001р.); загально-інженерних дисциплін Бережанського агротехнічного інституту Київського національного аграрного університету (м.Бережани, Тернопільської обл., 2001 р.); деталей машин національного університету “Львівська політехніка” (м.Львів, 2001 р.); на розширеному науковому семінарі за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості (м.Івано-Франківськ, 2001 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 8 наукових праць, з них двоє тез доповідей та одноосібна стаття.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація містить: вступ, чотири розділи, висновки, список використаної літератури з 124 найменувань, додатки, і викладена на 207 стор. машинописного тексту з 44 рисунками та 7 таблицями.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Режими навантаження стрічково-колодкових гальм

1.1.1. Д и н а м і ч н і. Оцінювання триботехнічних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок проводять з урахуванням динамічного і теплового навантаження їхніх пар тертя. Значення триботехнічних параметрів залежать від стохастичної природи фізичних процесів, які відбуваються на поверхнях тертя фрикційних вузлів, а також від великої кількості нестабільних і взаємозв'язаних параметрів. Так, закономірності зміни питомих навантажень визначають: характер взаємодії пар тертя та їхні деформації, які породжують коливання гальмівної стрічки з фрикційними накладками; величину гальмівного моменту, що реалізується в процесі гальмування, а також сталого або змінного коефіцієнта тертя [8], і, як наслідок, закономірності та інтенсивність спрацювання пар тертя.

Характерною особливістю роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок в умовах інтенсивного динамічного і теплового навантаження є те, що при дисипації механічної енергії в теплову пару тертя гальм значно нагріваються з великим градієнтом температур як по товщині робочих елементів, так і по їхніх поверхнях тертя. Це призводить до зміни: реологічних характеристик матеріалів, фізико-механічних властивостей матеріалів фрикційних накладок (вигорянню зв'язуючого компонента) та гальмівного шківів (структурні перетворення), а також зносо-фрикційних властивостей взаємодіючих пар. Це, в свою чергу, зумовлює чергування руху робочих елементів гальма з відносним ковзанням та спокоєм поверхонь тертя, що негативно впливає на експлуатаційні параметри гальма. Крім того, невдалий

вибір основних параметрів пар тертя стрічково-колодкових гальм призводить до підвищення динамічних і теплових навантажень, які діють на них. Невдалий вибір зносо-фрикційних властивостей пар тертя призводить до виникнення фрикційних автоколивань та пов'язаних з цим шумів. Всі перелічені фактори спричинюють зниження ефективності та надійності гальм. Більш того, динамічні процеси у фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм лебідки породжують додаткові динамічні навантаження в спуско-піднімальних агрегатах бурової установки. Так, при гальмуваннях довантажуються піднімальний вал та його корінні підшипники, талева канатна система і трансмісія.

Розрахунку жорсткості конструкції стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з урахуванням пружних властивостей його робочих деталей присвячена робота [109]. Взаємодіючим фрикційним вузлам гальма при гальмуванні передається значна кінетична енергія, яка сприяє виникненню додаткових навантажень в них, що зумовлює виникнення пружних коливань деталей, зміну гальмівного моменту та підвищене спрацювання фрикційних пар. Наведена аналітична залежність для визначення гальмівного моменту, який розвивається гальмом, при наступних припущеннях: сила тертя вздовж гальмівної стрічки розподіляється за законом Ейлера, значення коефіцієнтів тертя у фрикційних вузлах є сталим. Перелічені припущення суттєво впливають на точність отримуваних результатів, оскільки вказані вище параметри є змінними. Окрім того, слід зауважити, що розподілення сили тертя вздовж гальмівної стрічки за законом Ейлера є справедливим лише для гнучкої нитки.

Дослідженню силової навантаженості стрічково-колодкових гальм бурової лебідки присвячена робота [8]. В останній розглянуті деформації елементів гальма (гальмівного шківів, стрічки, фрикційних накладок та піднімального вала), а також коливання деталей фрикційного вузла. При цьому використовувались напівбезмоментна теорія оболонки, закон Гука та енергетичний баланс коливних пар тертя гальма. Приймалась умова, що окремі

навантаження збільшувались від першої фрикційної накладки збігаючої гілки стрічки до двадцятої накладки її набігаючої гілки. Питомі навантаження на набігаючій поверхні накладки були меншими, ніж на її збігаючій поверхні. Крім того, питомі навантаження на збігаючій поверхні попередньої накладки порівнювали питомим навантаженням на набігаючій поверхні наступної накладки. Це дозволило розглядати змінні величини як питомих навантажень, так і коефіцієнта тертя на взаємодіючих поверхнях фрикційних вузлів гальма. Однак, в згаданій роботі не врахована умова того, що більші питомі навантаження розвиваються на набігаючій поверхні накладки, ніж на збігаючій її поверхні, а максимальні – в середній поздовжній частині.

Вплив експлуатаційних параметрів (зусилля на гальмівній рукоятці та роботи тертя при гальмуванні) на коефіцієнт тертя на модельному стрічково-колодковому гальмі в стендових умовах описаний в роботі [52]. При обробці отриманих експериментальних даних використовувались деякі принципи теорії навчання та самоорганізації. На основі отриманих математичних моделей за чотирма підблоками побудовані поверхні відгуків складної геометричної конфігурації, які встановлюють залежність коефіцієнта тертя від прикладеного зусилля на гальмівній рукоятці і роботи тертя при гальмуванні. При цьому не враховано вплив жорсткості гальмівної стрічки на величину роботи тертя при замиканні гальма.

Зносо-фрикційним властивостям пар тертя стрічково-колодкового гальма в лабораторних умовах на машині тертя мод. МІ-1М приділена увага в роботі [105]. Показано, що зі збільшенням питомих навантажень на контактні пари тертя при поверхневих температурах 150-250 °С спостерігалось підвищення коефіцієнта тертя. Із подальшим зростанням питомих навантажень в парі тертя мало місце збільшення поверхневої температури, яка є одним з основних чинників, що впливають на зміну коефіцієнта тертя. Однак, в дослідженнях [105] розходження отриманих даних в стендових умовах з експлуатаційними (промисловими) випробуваннями є суттєвим.

Експериментальні дослідження закономірності впливу ширини шківа на гальмівний момент, виконані на машині тертя мод. МИ-1М, наведені в роботі [105]. Досліджувалась пара тертя ФК-24А-сталь 40Х. Результати дослідів показали, що при питомих навантаженнях 0,6 та 1,2 МПа і поверхневих температурах 30-100 °С при товщині диска 5-20 мм спостерігалось збільшення гальмівного моменту від 620 до 3740 Нм. Проте, добитися збільшення гальмівного моменту більше, ніж в 6-ть разів на стрічково-колодковому гальмі в промислових умовах практично неможливо.

В роботі [109] до розрахунку стрічково-колодкового гальма бурової лебідки наведена залежність для уточнення коефіцієнта запасу гальмівного моменту, яка враховує величину статичного натягу каната, значення суми загальмованих мас та динаміку спуско-піднімального комплексу. Вказується, що значна частка надлишкового гальмівного моменту витрачається на гасіння кінетичної енергії його обертальних мас. Цим і пояснюється низький к.к.д. стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Визначенню сили тертя між фрикційними накладками та шківом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки присвячена робота [4]. В ній запропоновані аналітичні залежності для знаходження сили натягу набігаючої та збігаючої гілок стрічки гальма, різниця яких і дорівнює силі тертя. Співставлення результатів дослідів і розрахунків показало, що відхилення значень сил тертя не перевищувало 10%. Однак, в цих дослідженнях не враховувались сили тертя, які виникають між неробочою поверхнею накладок і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки.

В роботі [62] приділена увага підбору нових матеріалів для фрикційної пари стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. При цьому одним з основних критерієв була плавність процесу гальмування (без зривів і стрибків) при контактуванні взаємодіючих поверхонь. Контакт робочих поверхонь має бути пружним, особливо під час утримання колони бурильних труб в підвішеному стані при спуско-піднімальних операціях і нарощуванні колони в

процесі буріння. Тому при дослідженні нових матеріалів пар тертя гальма важливо знати співвідношення між пружними та пластичними деформаціями статичного контакту фрикційних пар гальма шляхом дослідження механічних властивостей матеріалів в контактній області. Для цього шляхом моделювання досліджувався контакт на границі ковзання, а також оцінювались критерії зміни сили тертя (зі стрибками та без них). Насамкінець визначався модуль пружного зсуву. Знати останній необхідно тому, що пружні деформації складають значну частину в загальному деформативному процесі, який протікає на контакті. Введено поняття коефіцієнта в'язкості контакту і визначена його величина. Відношення цього коефіцієнта до модуля пружності характеризує тривалість релаксації контакту нових фрикційних матеріалів пар тертя гальма.

Таблиця 1.1

Коефіцієнти для оцінки працездатності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

Коефіцієнти	Розрахункова залежність	Умовні позначення
Стабільності гальмівного моменту	$\alpha_{ст} = \frac{M_{T.cр}}{M_{T.max}}$	$M_{T.min}$, $M_{T.cр}$, $M_{T.max}$ – мінімальний, середній та максимальний гальмівні моменти;
Коливання гальмівного моменту	$\gamma = \frac{M_{T.min}}{M_{T.max}}$	$\alpha_{ст}$ – кут перекриття пар тертя;
Ефективності гальмування	$\beta_{еф} = \frac{\alpha_{ст}}{t_T^2}$	t_T , n – тривалість та кількість однакових гальмувань;
Зведена ефективність гальма	$\mathcal{E}_{еф.z} = \frac{\beta_{еф} \cdot n}{h} = \frac{\alpha_{ст} \cdot n}{h \cdot t_T^2}$	h – лінійне спрацювання

В табл. 1.1 наведені коефіцієнти, запропоновані професором Чичинадзе А.В., які дозволяють якісно оцінити працездатність фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма та співставити режими їх навантаження.

Максимальному значенню $\mathcal{G}_{ef,z}$ в конкретних умовах експлуатації гальма відповідають найкращі фрикційні пари. Проте, в реальних умовах зазначені коефіцієнти і зведена ефективність гальма не дозволяють якісно оцінити його конструкцію та використані фрикційні матеріали з точки зору динамічної та теплової навантаженості фрикційних вузлів.

Експериментальні дослідження динамічної навантаженості стрічково-колодкового гальма в лабораторних умовах на стенді виконані в роботі [8]. При цьому на гальмівну стрічку встановлювалось вісім фрикційних накладок серійного гальма бурової лебідки У-5-5. Дослідження показали таке: питомі навантаження в парах тертя “шків-накладка” і “накладка-стрічка” відрізняються в середньому в 2-2,5 рази (натяг збігаючої гілки стрічки складав 400 та 800 Н); нерівномірність зміни питомих навантажень вздовж ширини фрикційних накладок досягала 0,009 МПа на першій накладці і 0,023 – на восьмій, тобто на набігаючій гілці стрічки; деформації фрикційних накладок в 16-18 разів є більшими за деформації гальмівного шківа та в 8-10 разів меншими за деформації стрічки; збільшення амплітуди радіальної віброшвидкості на набігаючій гілці гальмівної стрічки призводить до зменшення рівня натягів ділянок її збігаючої гілки на 5-8%; при збільшенні питомих навантажень в парі тертя “шків-накладка” від 0,2 до 2 МПа максимум амплітуди радіальної віброшвидкості дещо зменшується (приблизно на 9%) і зміщується з високочастотної в низькочастотну область спектра; збільшення швидкості ковзання від 5 до 15 м/с призвело до зростання амплітуди приблизно на 10% зі зміщенням її максимуму в більш високочастотну область. Встановлено, що зародження низькочастотних коливань відбувається на збігаючій гілці гальмівної стрічки, тобто починаючи з першої фрикційної накладки, і розвивається до кінця набігаючої гілки гальмівної стрічки.

До теперішнього часу відсутнє чітке пояснення природи виникнення вібраційних коливань пар тертя фрикційних вузлів. Так, Г.Блок, А.Ю.Ішлинський, І.В.Крагельський, Я.Г.Пановко, Ю.І.Костерін, Ю.В.Петров,

Д.Тикаморя та ін. пояснюють релаксаційні автоколивання, як наслідок перевищення сили тертя спокою над силою тертя ковзання. В той же час Н.Л.Кайдановські, С.Е.Хитрик, Д.К.Йегер, А.П.Амосов, А.І.Левін та ін. трактують вказане явище, як спадаючу залежність сили тертя від швидкості ковзання.

Вібрації, які діють на фрикційний вузол, чинять вплив на контактну взаємодію поверхонь тертя, а отже, змінюють вихідні зносо-фрикційні параметри пар тертя. Крім того, з вирішенням проблеми зниження вібрацій фрикційних вузлів в стрічково-колодкових гальмах, розв'язується проблема усунення їхнього вібраційного шуму.

Практика експлуатації деталей вузлів тертя показує, що вібраційні навантаження викликають інтенсивне спрацювання поверхонь тертя. Результати експериментальних досліджень показують, що для підвищення зносостійкості необхідно знижувати динамічні навантаження.

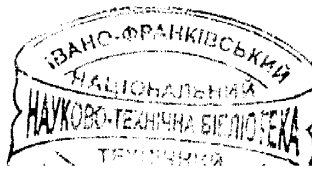
Таким чином, з аналізу робіт [4, 8, 62, 105, 109] та ін. випливає, що динамічна навантаженість фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є змінною і залежить від багатьох як об'єктивних, так і суб'єктивних факторів. Це значно ускладнює, а в деяких випадках і унеможливує процес керування нею. Наслідком же високої динамічної навантаженості гальм, окрім іншого, є підвищений тепловий стан їхніх пар тертя.

1.1.2. Т е п л о в і. Розподіл теплоти між робочими елементами пари тертя фрикційного вузла залежить від теплофізичних параметрів матеріалів та геометричних параметрів зазначених елементів. При цьому неметалевий та металевий фрикційні елементи гальма поглинають, відповідно, приблизно 10% та 90% генерованої на фрикційному контакті теплоти. Тому вузли тертя, особливо їхні робочі поверхні, зазнають впливу аперіодичних процесів нагрівання та природного охолодження, інтенсивність яких визначається

темпами нагрівання і охолодження їхніх пар тертя [18]. Теплова навантаженість пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок оцінюється такими температурами: спалаху, поверхневої та об'ємної. В більшості експериментальних та розрахункових методів звертають увагу на поверхневі температури пар тертя гальм, які найбільш впливають на їхні експлуатаційні параметри. Слід зауважити, що теплова навантаженість фрикційних вузлів за тривалістю в тисячі разів перевищує динамічну навантаженість. Це пов'язано з тим, що темп природного охолодження пар тертя (конвективного, кондуктивного та радіаційного) в тисячі разів є меншим за темп їхнього нагрівання.

Стрічково-колодкові гальма бурових лебідок працюють в напруженому аперіодичному повторно-короткочасному режимі гальмування. Відомо, що при спусканні в свердловину колони бурильних труб розвивається велика кінетична енергія. Так, наприклад, при масі бурильної колони 2000 т і довжині 5000 м при її переміщенні в свердловині тільки на 37,5 м робота, яка поглинається гальмом бурової лебідки, дорівнює 15 млн.Нм [68]. Оскільки на гальмо припадає приблизно 10% цієї роботи, то протягом 10 с потужність, яка поглинається ним, становить 750 кВт. При цьому поверхнева температура фрикційних пар гальма сягала 900°C , що значно вище допустимої температури (390°C) для матеріалу фрикційних накладок ФК-24А. Ще більша поверхнева температура пар тертя гальма (940°C) була зареєстрована при глибині забою свердловини 3880 м на серійній буровій установці "Уралмаш ЗД-67" [77].

В роботі [51] досліджений тепловий режим пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, на основі чого запропонований фрикційний матеріал Б-42 для накладок, який містить азбокаучукову композицію. Новий матеріал має гарну припрацьовуваність, однак застосування не знайшов через низьку допустиму температуру, вище якої мало місце катастрофічне падіння коефіцієнта тертя, і спостерігалось інтенсивне спрацювання робочих поверхонь накладок.



Запропоновано новий матеріал для фрикційних накладок – бетиметалік [113, 118], який містить до 70% металовати та порошкового заліза, а також велику кількість графіту, органічних та неорганічних волокон (вуглецевих, шлаковати, мінеральної вовни, скловати та поліамідних ниток). Кількість компонентів складає 10-20. Матеріал використовується в Німеччині для виготовлення фрикційних накладок гальмівних колодок та дисків зчеплення на нових моделях легкових автомобілів. Довговічність та вартість вказаних накладок, відповідно, на 50 і 30% вище, ніж азбестових серійних накладок. Основним недоліком накладок є те, що різко спадає коефіцієнт тертя при малих питомих навантаженнях.

Дослідженню закономірностей розподілу об'ємної температури по товщини ободу шківа методом Е.Шмідта присвячена робота [76]. Умовно обід гальмівного шківа розбивали на десять шарів однакової товщини, при цьому поверхнева температура кожного шару змінювалась від 80 до 830 °С. Зроблено висновок про те, що при роботі гальма циклічність і висока інтенсивність процесу теплотворення спричинює виникнення в матеріалі ободу шківа деформацій, що перевищують межу його пружності, а також появу термічних напружень.

В роботах [5, 96, 113] та ін. показано, що шківні стрічково-колодкових гальм бурових лебідок зазнають високих теплових напружень. Циклічність останніх сприяє термічній втомі матеріалів шківів [5, 98]. Показано, що при роботі шківа на його залишкові напруження накладаються додаткові, що виникають від дії зовнішніх сил і від градієнта температури по товщині шківа. При цьому знаки залишкових і додаткових напружень однакові, тому сумарні їхні значення можуть досягати границі міцності матеріалу шківа.

Причини розриву шківів бурових лебідок розглянуті в роботі [113]. Встановлено, що в матеріалі шківа виникають значні залишкові напруження, зумовлені незворотними його об'ємними змінами за рахунок пластичних деформацій при аперіодичному нагріванні та природному охолодженні тіла

ободу шків. Пластичні деформації в шківі виникають під дією стискальних напружень, які складаються з напружень в шківі від динамічної взаємодії з фрикційними накладками та температурного градієнта, зумовленого різницею поверхневих температур шківів та його фланця.

Дослідження впливу теплонавантаженості на експлуатаційні параметри барабанно-колодкових гальм транспортних засобів розглянуто в роботі [75]. При цьому об'єктом досліджень був автомобіль ЗИЛ-130. Для оцінки фрикційних властивостей матеріалів накладок використовувався показник "фрикційна теплостійкість", який характеризує зміну коефіцієнта тертя і величини спрацювання при підвищених температурах в зоні контакту поверхонь тертя. Досліджувались три типи фрикційних матеріалів накладок: 6КХ-1Б, 6КХ-4Б і ФК-24А в парі з чавуном СЧ 21 (матеріал ободу барабана). Встановлено найбільш раціональний інтервал поверхневих температур, що становить 50-150 °С для вказаних пар тертя, при якому коефіцієнти тертя досягають максимуму і майже не змінюються. При цьому найбільші величини коефіцієнтів тертя спостерігались на набігаючій поверхні самопритискної гальмівної колодки (мали місце мінімальні значення питомих навантажень), а найменші – на її збігаючій поверхні. Найбільші зміни коефіцієнтів тертя мали місце на набігаючих поверхнях фрикційних накладок, що є основною причиною у виникненні їхніх власних коливань. Встановлено, що механічні деформації ободу барабана переважали за величиною його теплові деформації при значних питомих навантаженнях, які діють в парах тертя при працюючому гальмі. Після завершення гальмувань за рахунок пружних властивостей матеріалу ободу барабана відбувалось його повернення з деякими залишковими явищами у початковий стан, з якого починалося чергове гальмування. Теплові деформації ободу барабана збільшувались зі зростанням його об'ємної температури. Необхідно зауважити, що дія теплових деформацій триває набагато довше, ніж механічних. Крім того, механічні і теплові деформації ободу гальмівного барабана є причиною нерівномірного ^рспрацювання пар тертя

гальма. Інтенсивність спрацювання фрикційних матеріалів накладок є різною і залежить від поверхневої температури. Найбільш високою вона встановлена для матеріалу 6КХ-4Б, дещо меншою – для 6КХ-1Б і мінімальною – для ФК-24А.

Підвищення стабільності коефіцієнта тертя термостійких полімерних композицій, які працюють в умовах високих температур, розглянуто в роботі [43]. Показано, що термічна обробка фрикційного матеріалу при температурі 500-600⁰С без окислювального середовища призводить до значної стабілізації коефіцієнта тертя. Аналогічний результат отриманий при обпалюванні матеріалу ФК-24А.

В роботі [69] показано суттєвий вплив на спрацювання фрикційних пар наявності продуктів спрацювання в зоні тертя. Наприклад, інтенсивність спрацювання композиції 6КХ-1Б без видалення продуктів спрацювання із зони тертя складала $57 \cdot 10^{-10}$, з видаленням кожних 3 хвилини – $4 \cdot 10^{-10}$, і з неперервним видаленням продуктів спрацювання – $0,72 \cdot 10^{-10}$. Інтенсивність спрацювання чавуну, відповідно, складала 1,5; 0,08 і навіть менше, ніж 0,015. Таким чином, непер^{ер}вне видалення продуктів спрацювання із зони тертя підвищує зносостійкість пари тертя в 80 і більше разів. Однак, відмітимо, що такий високий результат отриманий в легких умовах тертя (швидкість 0,2 м/с, тиск 0,1 МПа, поверхнева температура нижча 120 ⁰С) і для “м’якого” фрикційного матеріалу.

В роботі [3] на машині тертя МІ-1М були виконані дослідження фрикційних накладок, виготовлених із чавуну і матеріалу ФК-24А. В тіло фрикційної накладки встановлювався теплообмінник, в якому циркулював теплоносій. При цьому фрикційні накладки взаємодіяли з диском. Встановлено, що чавун, як фрикційний матеріал, має низькі зносо-фрикційні властивості. Застосування накладки з теплообмінником дозволило знизити температуру поверхні диска на 25-30% порівняно з його природним охолодженням.

Актуальним є питання про вплив і частку теплового фактора в спрацюванні термостійких полімерних композицій. Для азбестосмоляної композиції після випробування її на фрикційну теплостійкість були відтворені температурні умови тертя на нерухомих зразках [70]. Визначені зміни маси зразків в результаті тертя (фрикційне спрацювання) в результаті нагрівання без тертя поверхонь таких же зразків з такою ж зміною у часі температури (теплове руйнування). Відношення теплового руйнування до фрикційного спрацювання при температурах 80-200 °С склало 50-90%. Це означає, що 0,5÷0,9 частина величини спрацювання при терті зумовлена нагріванням, а 0,1÷0,5 – механічним руйнуванням композиції. При температурах 170-280 °С зміна маси зразків при нагріванні склала 25-40% від спрацювання при терті. Перший максимум частки теплового спрацювання зумовлений видаленням вологи та низькомолекулярних продуктів поліконденсації смоли з азбестосмоляної композиції. При температурах 310-420 °С частка теплового спрацювання склала 50-70% (зростання зумовлене термоокислювальною деструкцією смоли). При температурах 900-1100 °С частка теплового спрацювання склала 25-40% від спрацювання при терті, тобто 60-75% спрацювання викликано механічним руйнуванням композиції.

В роботі [69] досліджені теплове та фрикційне спрацювання трьох термостійких полімерних матеріалів шифрів ФК-24А, 145-40 і Т-266. Тертя перелічених матеріалів проводилось по чавуну СЧ 15 при температурах 200, 400 і 600 °С на машині тертя И-47 послідовно по 60 хвилин при кожній із зазначених температур. Фрикційне спрацювання термостійких полімерних композицій при 400 °С було в 4-6 разів більшим, а при 600 °С – в 12-20 разів більшим порівняно зі спрацюванням за масою при 200 °С. Спрацювання чавуну вказаними композиціями при 400 °С було в 3-20 разів більшим, а при 600 °С – в 8-250 разів більшим за спрацювання при 200 °С. Нагріванням поверхонь зразків без тертя визначена інтенсивність теплового руйнування тих же термостійких полімерних композицій. Для матеріалів ФК-24А, 145-50 і Т-266

величина теплового руйнування (у відсотках від фрикційного спрацювання) відповідно складала: при 200 °С – 37,29 і 34%; при 400 °С – 18; 20 і 17; при 600 °С – 30; 16 і 22%. Це означає, що при 200 °С близько 1/3 втрат маси термостійких полімерних композицій при терті зумовлено впливом температури і близько 2/3 – механічними руйнуваннями. При 400 і 600 °С частка теплового спрацювання термостійких полімерних композицій складала від 1/6 до 1/3, а частка механічного руйнування внаслідок тертя з металом складала від 2/3 до 5/6.

Проведений аналіз теплової навантаженості стрічково-колодкових гальм бурової лебідки при опусканні бурильного інструменту в свердловину показав, що зростання поверхневих температур вище допустимої для застосовуваних фрикційних матеріалів [1, 16] викликає спадання його фізико-механічних властивостей, сприяє нерівномірному спрацюванню поверхонь накладок, що негативно відбивається на ефективності роботи гальма і призводить до дестабілізації гальмівного моменту.

1.2. Вплив навантаженості пар тертя гальма на його експлуатаційні параметри

Функціональна працездатність стрічково-колодкових гальм бурових лебідок в значній мірі залежить від їхньої динамічної навантаженості та характеру розподілу теплової енергії між основними деталями гальма, що, в свою чергу, зумовлює зміни зносо-фрикційних властивостей пар тертя при гальмуванні.

Відомо, що основним дестабілізуючим параметром на процеси, які відбуваються в зоні взаємодії пар тертя гальма, є нестационарне температурне поле. Це зумовлює нерівномірне нагрівання окремих ділянок поверхні тертя фрикційних накладок гальмівних стрічок, колодок або дисків і об'єму

металевих фрикційних елементів (гальмівного шківа, ободу барабана або дисків). При цьому пари тертя нерівномірно пружно деформуються, в результаті чого змінюється топографія їхньої взаємодії. При цьому контакт спряжених поверхонь відбувається, в основному, по вершинах пружних мікрохвиль. Виникнення макродеформації металевого фрикційного елемента, який ковзає по поверхні тертя нерухомої фрикційної накладки, спричинює її інтенсивне спрацювання і приробку, що зумовлює перерозподіл питомих навантажень на взаємодіючих поверхнях, зменшення площі контактування і, як наслідок, зростання питомих навантажень.

Згідно з табл. 1.2 фрикційні матеріали стрічково-колодкових гальм бурової лебідки та її муфта зчеплення працюють в широкому інтервалі швидкостей ковзання (до 20 м/с), питомих навантажень (до 20 МПа), поверхневих температур (до 1200 °С).

Аналіз наведених в табл. 1.2 даних підтверджує залежність величини спрацювання від температури нагрівання поверхонь тертя. При температурах, які сягають температур розкладу і фазових перетворень (плавлення, сублимації, випаровування) інтенсивність спрацювання наближається до значення, яке дорівнює 10^{-3} . Тому до фрикційних матеріалів і висуваються підвищені вимоги, які іноді носять суперечливий характер: високий коефіцієнт тертя поряд з мінімальним спрацюванням, значна енергоємність гальмівного пристрою при малих габаритних розмірах і т.ін. при заданій ефективності та високій надійності.

В залежності від температури на контактній поверхні фрикційні вузли гальм поділяють на такі групи: з досить легким режимом роботи – до 100 °С; з легким – до 250 °С; з середнім – до 600 °С; з важким – до 1000 °С; з надважким – вище 1000 °С. Згідно з табл.1.2 фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурової лебідки відносяться до надважкого режиму роботи за рівнем теплової навантаженості.

Таблиця 1.2

Експлуатаційні параметри фрикційних вузлів бурової лебідки

Вид машини	Тип гальма	Матеріали фрикційних вузлів	Вид тертя	Режими роботи гальма	Питомі навантаження МПа	Швидкість ковзання м/с	Поверхневі температури, °С	Робота гальмування, Дж
Лебідка бурової установки	Стрічковий	АС-метал	Сухе	Циклічний	До 2,0	До 20	До 1200	$10^8 - 10^9$
Муфта зчеплення бурової лебідки	Стрічково-колодковий	АК-метал	Сухе	Коротко-часний	До 1,0	До 15	До 400	10

Умовні позначення: АС – матеріали на основі термореактивних смол (азбосмоляні матеріали)

АК – матеріали на каучуковому отвердлювачі (азбокаучуки)

Поточні значення питомих навантажень на фрикційному контакті пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки повинні забезпечувати регламентовані гальмівні моменти, а разом з тим ефективну і надійну його роботу. Цього можливо досягнути тільки із застосуванням інтенсивного охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма.

Поряд з іншими видами нетрадиційного вимушеного охолодження пар тертя (термоелектричного, магнітного, електромагнітного, електрогідравлічного, багатострумінних ежекторів та ін.) гальмівних пристроїв в наш час все ширшого застосування в охолодженні стрічково-колодкових гальм бурових лебідок знаходить ефект “теплової труби”. Теплова труба являє собою герметичний пристрій, який працює за замкнутим циклом для передачі теплового потоку за допомогою теплоносія. Зазначений пристрій стає працездатним навіть при малих перепадах температури між зонами випаровування та конденсації. Вказані зони – це частини теплової труби, в яких під дією теплоти, що підводиться і відводиться, відбуваються процеси кипіння, випаровування та конденсації теплоносія. Принцип роботи теплової труби ґрунтується на тому, що теплоносії, випаровуючись на одному кінці теплової труби, поглинає теплоту, а потім, конденсуючись на другому кінці, віддає її. В якості теплоносія використовують воду, аміак, метиловий спирт, рідкий метал та інші рідини. Внутрішня поверхня труби покрита капілярною структурою, тобто фітилем, і частково заповнена теплоносієм, що дозволяє вакуумувати залишковий її об’єм. Наявність капілярної структури в тепловій трубі забезпечує циркуляцію теплоносія по її артеріях в різних фазах під дією капілярних сил або сили тяжіння. Між зонами випаровування та конденсації труби знаходиться транспортна зона. Крім того, внутрішня частина труби має паровий канал, по якому пара переміщується від випаровувальної зони до конденсаційної за рахунок різниці його тисків. Ефективність роботи теплової труби в значній мірі залежить від її орієнтації в просторі, тобто від положення відносно поля масових сил. Під полем масових сил розуміють гравітаційне,

електричне, магнітне, акустичне, поле відцентрових сил і т.н. При цьому розрізняють додатню ($+ \varphi$) і від'ємну ($- \varphi$) орієнтації теплової труби, при яких переміщення теплоносія від конденсаційної зони до випарувальної проходить, відповідно, зі зменшенням або збільшенням його потенційної енергії.

Теплові труби бувають таких видів: криогенні, низькотемпературні, середньотемпературного діапазону, високотемпературні (температура пари при роботі яких змінюється від 200 до 750 К), регульовані (змінюється термічний опір), газорегульовані (стабілізацію температури частини корпусу труби досягають з використанням газу, що не конденсується), діодні (працюють при передачі теплового потоку тільки в одному напрямі). При цьому можливі їхні різноманітні комбінації.

В табл.1.3 наведено перелік розробок конструкцій стрічково-колодкових гальм, робочі деталі яких запропоновано охолоджувати пристроєм типу "теплова труба". З аналізу конструкцій пристроїв і систем для вимушеного охолодження стрічково-колодкових гальм випливає, що теплові труби мають різну форму і розміри і можуть розташовуватись над гальмівною стрічкою з неробочими поверхнями фрикційних накладок або мати вигляд камер в накладках і в шквіві. При цьому будівельні об'єми теплових труб заповнені теплоносієм з різною теплою пароутворення, теплофізичні властивості і кількість якого визначають здатність акумулювати та розсіювати теплоту в навколишнє середовище. В одинадцятій конструкції охолоджувальної системи (див. табл. 1.4) реалізована можливість нерівномірного зниження поверхневої температури гальмівного шквіва з метою рівномірного спрацювання робочих поверхонь пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

В табл.1.4 наведені особливості конструкції стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками. Останні між собою з'єднані за допомогою пружних елементів, завдяки чому утворюють кільце, яке насаджене на шків та обертається разом з ним. Замикання гальма здійснюється за

Таблиця 1.3

Стрічково-коладкові гальма з охолодженням типу "теплова труба"

№ пп.	Номер	Назва	Особливості конструкції	
			Авторського свідоцтва, патента або позитивно-го рішення	
1	2	3	4	
1.	А.с. 41338 ССССР, М.кл. F 16d 65/80	Стрічкове гальмо	Теплова труба виконана у вигляді зигзагоподібних циліндричних трубок, встановлених в пазах фрикційних накладок і послідовно з'єднаних між собою через отвори гальмівної стрічки	
2.	А.с. 531948 ССССР, М.кл. ² . F 16 D 65/813	Колодка стрічкового гальма	Теплова труба виконана у вигляді камери у фрикційній накладці, герметизованої зверху кришкою з вусиками, і заповненою легкоплавким металом	
3.	А.с. 588418 ССССР, М.кл. ² . F 16 D 65/813	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплові труби виконані у вигляді кільцевої камери прямокутного перерізу під шківом. При цьому камери з'єднані з циліндричними тепловими трубами клапанного типу, з'єднаними між собою сепараторами	
4.	А.с. 903620 ССССР, М.кл. ² . F 16 D 65/813	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплова труба виконана у вигляді еліпсоподібної камери і розташована на допоміжній теплопровідній стрічці	
5.	А.с. 1004684 ССССР, М.кл. ³ . F 16 D 65/813; 49/14	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплова труба виконана у вигляді циліндричної труби, встановлена під гальмівною стрічкою і через вирізи в ній герметично з'єднана з камерами теплопровідних накладок	

Продовження табл. 1.3

1	2	3	4
6.	А.с. 1161732 ССРСР, М.кл. F 16 D 65/813	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплова труба виконана у вигляді кільцевої камери прямокутного перерізу під шківом. В своїй середній частині переходить в конічну камеру з оребрінням на її зовнішній поверхні
7.	А.с. 1218198 ССРСР, М.кл. F 16 D 65/813	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплова труба виконана у вигляді камери конічної форми, в ній знаходиться підпружинена кільцева перфорована перегородка, яка виготовлена з пористого матеріалу
8.	А.с. 1626015 А1 ССРСР, М.кл. F 16 D 63/813	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплова труба виконана у вигляді кільцевої камери прямокутного перерізу під шківом, виготовленої з термомагнітного матеріалу
9.	А.с. 1649160 А1 ССРСР, М.кл. F 16 d 65/813	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплові труби виконані у вигляді циліндричних трубок, розташовані в продольних пазах кільцевого зазору вздовж ширини шківів і з'єднані в своїй середній частині по його периметру
10.	А.с. 1732069 А1 ССРСР, М.кл. F 16 D 65/80	Охолоджуване стрічкове гальмо	Теплові труби виконані в шківі у вигляді циліндричних кілець з камерами, верхня з яких приєднана до камери лівої реборди, середня – до камери правої реборди, а нижня – до камери фланця шківів. Камери мають різний об'єм і заповнені теплоносієм з різною теплою пароутворення
11.	А.с. 1820075 А1 ССРСР, М.кл. F 16 D 65/80; E 21 B 19/08	Стрічкове гальмо переважно бурових лебідок	Теплові труби виконані в шківі у вигляді циліндричної камери і з'єднані між собою радіальними трубками з різним поперечним перерізом

Таблиця 1.4

Стрічково-колодкові гальма з рухомими фрикційними накладками

NN нп.	Номер		Назва	Особливості конструкції
	Авторського свідоцтва, патента або позитивно- го рішення	Назва		
1	2	3		
1.	А.с. 576455 СССР, м.кл. ² . F 16d 49/08	Стрічкове гальмо	Фрикційні накладки з'єднані між собою, підпружинені до робочої поверхні шківів і обертаються разом з ним. При цьому коефіцієнт тертя між неробочою поверхнею накладок та гальмівною стрічкою є більшим, ніж в робочій парі тертя (шків-робоча поверхня накладки)	4
2.	А.с. 1481529 А1 СССР, м.кл. ⁴ . F 16D 49/08	Стрічкове гальмо	У фрикційні накладки встановлені стрічкові стрижні, які виступають за їхні торцові поверхні та закріплені плоскими магнітними пластинами з магнітопровідного матеріалу, а пружини розтягу розміщені концентрично магнітним стрижням	
3.	А.с. 1243151 А1 СССР, м.кл. ⁵ . F 16D 49/08	Стрічкове гальмо	У фрикційних накладках встановлено пружний елемент у вигляді кільця з матеріалу з ефектом пам'яті форми, яке закріплене в них магнітними стрижнями з голівками, що взаємодіють з гальмівною стрічкою, виконаною з магнітного матеріалу	
4.	А.с. 1613736 А1 СССР, м.кл. ⁵ . F 16D 49/08	Стрічкове гальмо	Теплова труба виконана у вигляді кільцевої пружної напівеліпсоподібної труби, яка контактує з увігнутою поверхнею фрикційних накладок. При цьому її плоска зовнішня поверхня покрита фрикційним еластичним матеріалом	

допомогою гальмівної стрічки. Дана кінематична схема гальма дає можливість використовувати дві поверхні кожної накладки, що в підсумку підвищує ефективність гальмувань. Завдяки запропонованій схемі досягається рівномірне спрацювання обох поверхонь накладки і виникає можливість інтенсифікації природного охолодження поверхонь накладок. Необхідно зауважити, що для даного типу гальма ще немає теоретичного обґрунтування його працездатності і ефективності. Крім того, відсутні розробки ефективного вимушеного охолодження його пар тертя, якими є внутрішня поверхня гальмівної стрічки-зовнішня поверхня фрикційної накладки та внутрішня поверхня фрикційної накладки-зовнішня поверхня гальмівного шківа.

Окрім того, цілком зрозуміло, що ефективність стрічково-колодкового гальма в значній мірі залежить від можливості керування його навантаженістю.

1.3. Довговічність фрикційних вузлів

У втомному спрацюванні для гальмівних пристроїв вирішальну роль відіграють механічний та тепловий фактори. Теплова втома утворюється аперіодичним нагріванням і природним охолодженням, що сприяє виникненню циклічних напружень в робочих деталях фрикційного вузла, а також надмірних теплових градієнтів по їхній товщині. Окремим випадком теплової втоми є теплове розтріскування, яке виникає в результаті разового надмірного навантаження. Механічна втома пояснюється повторними напруженнями в матеріалах деталей фрикційного вузла. Аналіз мікрорізу вказує на раптове руйнування фрикційного матеріалу, попередньо ослабленого тепловим впливом, який найбільш ймовірний при підвищених поверхневих температурах в режимі різкого гальмування.

Довговічність пар тертя фрикційних муфт і гальмівних пристроїв з урахуванням нерівномірності розподілу питомих навантажень на їхніх

взаємодіючих поверхнях розглянуто в роботах М.П.Александрова [1, 94], С.М.Борисова [13], О.Л.Ільського [59], В.М.Федосєєва [99], Г.М.Шахмалієва [105] та ін. стосовно піднімально-транспортного обладнання, дорожніх та будівельних машин, а також транспортних засобів.

Статистичні дані по відмовах гальмівних шківів та заміні фрикційних накладок стрічково-колодкових гальм бурових лебідок наведені в роботі [4]. Показано, що при бурінні свердловини від 1001 до 2000 м і від 3001 до 4000 м було вилучено 1 і 14 гальмівних шківів і проведено 125 і 504 заміни комплектів фрикційних накладок, відповідно. Наведені дані підтверджують ту обставину, що фрикційні накладки гальма працюють у вельми напруженому динамічному та тепловому режимі.

Вплив нерівномірності розподілу питомих навантажень на робочій поверхні фрикційних накладок по дузі охоплення гальмівною стрічкою шківа на довговічність пар тертя (ФК-24А-сталь 40Г2) стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 показано в роботі [2]. Дослідження зводились до визначення сумарної площі контакту фрикційних накладок при сталих значеннях допустимих питомих навантажень ($p = 0,8$ МПа) і коефіцієнті тертя $f = 0,3$. Необхідно зауважити, що в реальних умовах експлуатації як перший, так і другий параметри в парах тертя гальма є змінними.

Оцінка характеру спрацювання накладок стрічково-колодкового гальма при експлуатації в промислових умовах наведена в роботі [61]. В результаті проведення теоретичних досліджень отримано рівняння, яке визначає характер спрацювання накладок в залежності від співвідношення натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки, радіуса гальмівного шківа та кута охоплення шківа стрічкою. Недоліком даної залежності є те, що вона є справедливою лише для визначених параметрів конкретного гальма.

Конструктивне рішення для стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, коли накладки встановлюються на стрічку зі змінним кроком, знайшло відображення в роботі [55]. Розташування накладок на стрічці з кроком, який

збільшується за заданим законом у напрямку до збігаючої гілки гальмівної стрічки, сприяє більш рівномірному розподілу питомих навантажень по її довжині і більш рівномірному спрацюванню накладок, хоча в загальному питоми навантаження в зоні контакту зросли. Експериментальні дослідження удосконалених та серійних стрічок з накладками показали, що їхня витрата скоротилась в 2,17 рази. Необхідно зауважити, що наведені результати є незовсім коректними, оскільки зі збільшенням кроку монтування накладок на стрічці зменшилася їхня загальна кількість у гальмі.

В роботі [74] запропоновано набирати на гальмівну стрічку накладки з різним ступенем зносостійкості. З найбільшою зносостійкістю накладки встановлювались на набігаючій гілці стрічки, а з меншою – на збігаючій гілці. Конструкція гальмівної стрічки такого типу вимагає ретельного підбору матеріалу для кожної накладки за зносо-фрикційними властивостями, що вимагає використання широкого асортименту фрикційних матеріалів. Так, в роботі [7] вказана задача вирішувалась набиранням на гальмівні стрічки фрикційних накладок, виготовлених з матеріалів ФК-24А (12 шт.) та 6КХ-1Б (10 шт.), які встановлювались на буровій лебідці У2-5-5. Витрата фрикційних матеріалів комбінованих та серійних стрічок була приблизно однаковою. Недоліком даної роботи є те, що не досліджувалося спрацювання гальмівних шківів, тобто не враховувався різний ступінь впливу на спрацювання робочої поверхні шківа комбінованої та серійної гальмівних стрічок при однаковій роботі тертя фрикційного вузла.

Збільшення ресурсу фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма можна досягти шляхом використання накладок різної товщини [87]. Для цього основи гілок стрічок з'єднують між собою внапусток, а товщина накладок на набігаючій гілці більше за їхню товщину на збігаючій гілці на величину товщини стрічки.

Реверсні стрічки для муфт і гальм, які дозволяють більш повно використати товщину матеріалу фрикційних накладок, запропоновані в роботі

[74]. Встановлено, що при циклічному навантаженні реверсної стрічки гальма фрикційні накладки, які розташовані в її середній частині, спрацьовуються менше, ніж на кінцях стрічки. При цьому отримане співвідношення спрацювань накладок різних гілок стрічки, яке складає 0,7-0,75.

В роботі [73] порушена класична схема стрічково-колодкового гальма: фрикційні накладки не кріпляться до гальмівної стрічки, а з'єднані пружними елементами в кільце і підпружені до бігової доріжки шківів. Кільце, що складене з накладок, обертається разом зі шківом. При цьому коефіцієнт тертя в парі “накладки-стрічка” більше, ніж в парі “шків-накладки”. При замиканні гальма в першу чергу спрацьовує пара тертя “накладки-стрічка”.

Вивченню впливу газового середовища на зносостійкість фрикційних пар присвячена робота [101]. Величина спрацювання фрикційного матеріалу БКХ-1Б на повітрі, в середовищі азоту та вуглекислого газу склала 1,0; 0,2 та 0,02 (через 50 годин після початку випробувань). В середовищі азоту спрацювання матеріалу було в 5 разів меншим, а в середовищі вуглекислого газу – в 50 разів меншим для того ж матеріалу порівняно з його роботою в повітряному середовищі (при неповному коефіцієнті взаємного перекриття пар тертя). При повному перекритті взаємодіючих поверхонь коефіцієнт тертя і величина спрацювання матеріалу від технологічного середовища майже не залежали.

В роботі [102] запропоновано використання в якості технологічного середовища вихлопних газів двигунів внутрішнього згорання з метою зменшення спрацювання фрикційних накладок з полімерних композицій. Так, лабораторні модельні та стендові дослідження показали, що в середовищі відпрацьованих газів спостерігалось підвищення зносостійкості композицій в 2-8 разів для службових гальмувань при незначному зниженні коефіцієнта тертя. В шино-пневматичних муфтах бурових установок зносостійкість накладок з полімерної композиції підвищилась майже в 7 разів.

1.4. Керування навантаженістю фрикційних вузлів гальм

Для підвищення ефективності та надійності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок необхідно мати можливість керувати рівнями їхньої динамічної та теплової навантаженості. Вирішення проблеми підвищення надійності гальмівних пристроїв може йти по двох напрямках. При реалізації першого напрямку необхідно знижувати динамічні навантаження до допустимого рівня, забезпечуючи при цьому задану втомну міцність та зносостійкість їхніх пар тертя. Якщо перший напрямок не реалізується або реалізується недостатньо, то необхідно знижувати теплові навантаження нижче допустимого рівня, забезпечуючи роботу пар тертя гальм в інтервалі температур, нижчих за допустимі значення для застосовуваних фрикційних накладок шляхом інтенсивного їхнього охолодження.

Важливе місце в проблемі підвищення ефективності і надійності гальмівних пристроїв відводиться керуванню процесами тепловиділення в їхніх фрикційних вузлах при гальмуваннях і в інтервалі часу між ними. Від цього в значній мірі залежать експлуатаційні параметри фрикційних вузлів і, в підсумку, безпека обслуговуючого персоналу та ефективність спуско-піднімальних операцій бурової установки.

Зупинимось на роботах [35, 37, 42], присвячених керуванню навантаженістю фрикційних вузлів гальмівних пристроїв.

Гальмівна система транспортного засобу, як система автоматичного керування, розглянута в роботі [37]. Доведена необхідність регулювання розподілу сумарної гальмівної сили, котра зумовлена як зміною осьової ваги при зміні статичного навантаження, так і її динамічним перерозподілом в процесі гальмування. Початковою інформацією для створення системи автоматичного регулювання гальмівних сил були: залежності динамічної осьової ваги від параметрів, які характеризують ефективність гальмування; закономірності зміни осьових гальмівних сил в залежності від необхідної

ефективності гальмування; залежності, які пов'язують початкові та кінцеві параметри кожного елемента гальмівної системи. Вводяться поняття внутрішніх (гальмівний механізм) та зовнішніх (осьові ваги та навантаження на колеса даної осі) збурень. В подальшому для забезпечення сталості раціонального розподілу сумарної гальмівної сили, а також для підвищення точності слідкуючої дії розглядаються регулятори гальмівних сил. Показано способи регулювання гальмівних сил, а також наведено аналітичний і графічний опис законів їхнього регулювання. Представлені структурні схеми програмного регулювання гальмівних сил і величини збурення.

Недоліком є те, що в системах програмного регулювання як гальмівних сил, так і величини збурення відсутній контроль результатів регулювання. Між тим внутрішні збурення, на які ці системи не реагують (зміна характеристик елементів гальмівної системи), можуть чинити настільки великий вплив на кінцеві параметри гальмівної системи, що дійсне співвідношення між осьовими гальмівними силами буде сильно відрізнятись від раціонального. Для зменшення внутрішніх збурень в гальмівному механізмі пропонується звести до мінімуму вплив теплових та силових деформацій на його елементи.

В роботі [42] розглянуті питання синтезу антиблокуючих систем (АБС) гальм як об'єктів автоматизованого керування. Розглядаються гальмівні системи автотранспортних засобів. АБС починає працювати у складі гальмівної системи тоді, коли блокують одне або декілька коліс. При цьому водій не бере участі у керуванні системою, і подальший процес гальмування відбувається автоматично у відповідності до програми, закладеної в регулятор. Останній містить систему датчиків, які вимірюють реактивну силу колеса, обчислювальний пристрій (логічний блок), який формує команди на керування об'єктом, та виконавчі органи. Об'єкт керування складається з наступних ланок: гальмівного приводу, гальмівного механізму, колеса з шиною та її контакту з шляховим покриттям. При синтезі структури регулятора беруть до

уваги динамічні характеристики об'єкта керування. Керуючими параметрами були: умовне сповільнення колеса, його кутова швидкість та величина відносного проковзування, величина гальмівної сили, невідповідність між лінійним прискоренням транспортного засобу та прискоренням колеса, зміна знаку похідної гальмівної сили по швидкості ковзання та ін. Показано, що об'єкт керування в цілому є нестійким через нестабільність характеристики однієї з ланок – контакту колеса з шляховим покриттям. В подальшому проведений математичний опис процесу гальмування одного колеса при незмінній лінійній швидкості його осі і сталого вертикального навантаження, а також по кутовому сповільненню колеса. Це дозволило отримати графічні залежності: зміни моменту гальмівної сили від величини відносного проковзування та режиму роботи АБС. В завершенні зазначеної роботи зроблено висновок про те, що при створенні адаптивних гальмівних систем навіть найпростішого типу для побудови структур регулятора та визначення моментів часу зміни цих структур необхідним є знання параметрів, які відображають динаміку об'єкта на кожному етапі в залежності від знаку відхилення регульованої величини та її похідних.

Дослідженню електризації фрикційних матеріалів “Ретинакс” марок ФК-24А та ФК-24Л в процесі тертя по металу з неперервною реєстрацією струму електризації, моменту тертя та поверхневої температури присвячена робота [104]. Показано, що в парах тертя з електропровідною термостійкою полімерною композицією можна керувати їхніми зносо-фрикційними властивостями, використовуючи електричний струм від зовнішнього джерела електроенергії. Для успішної реалізації даного способу керування запропоновано вводити в рецептуру термостійких полімерних композицій електропровідні компоненти.

Для оцінювання величини електризації у фрикційних парах вивчена поверхнева електропровідність в термостійких полімерних композиціях в процесі тертя по металу [103]. Встановлена пропорційність зміни температури

та потужності тертя, поверхневої електропровідності та швидкості спрацювання полімерних композицій.

Дані роботи [103] нашоувхнули дослідників на ідею термоелектричного охолодження пар тертя гальмівних пристроїв, за допомогою якого керуванням рівня теплонавантаженості досягається покращення експлуатаційних параметрів гальм.

Пристрій та спосіб для охолодження стрічково-колодкового гальма бурової лебідки запропоновано в роботі [35]. Пристрій для зниження поверхневих температур пар тертя гальма має охолоджуючі вузли, виконані у вигляді термобатарей, які складаються з термоелементів з електронною та дірковою провідністю. Вказані термоелементи виконані у вигляді стрижнів, які встановлені в тілі фрикційних накладок та проходять через отвори в гальмівній стрічці. З бічними сторонами термоелементів над гальмівною стрічкою контактує теплова труба прямокутного перерізу. Охолодження здійснюється за рахунок того, що термобатарей, встановлені на набігаючій гілці гальмівної стрічки, працюють в режимі термоелектроохолодильника, а термобатарей, встановлені на збігаючій гілці гальмівної стрічки, працюють в режимі термоелектрогенератора. Керування термоелектронавантаженістю фрикційних вузлів гальма здійснюється за рахунок під'єднання термоелемента з електронною провідністю, який знаходиться на набігаючій гілці гальмівної стрічки, до позитивної клеми джерела постійного струму, а термоелемент з дірковою провідністю – до від'ємної клеми. Завдяки такому з'єднанню відбувається збільшення сили струму термоелектроохолодильників, який виробляється термоелектрогенераторами. Відведення теплоти від холодних спаїв термоелементів термоелектрогенераторів та від гарячих спаїв термоелементів термоелектроохолодильників здійснюється за допомогою теплової труби.

Особливістю роботи термобатарей в режимах термоелектрогенераторів та термоелектроохолодильників є наступне. При першому режимі на холодних

спаях термоелемента із n-провідністю накопичуються електрони, а з р-провідністю – дірки. При другому режимові в термоелементах з n- та р-провідністю накопичуються електрони, відповідно, на гарячому та холодному спаях. Останні поглинають та виділяють теплоту. При замиканні кола в ньому з'являється електричний струм, зумовлений різницею температур між кінцями гілки, тобто має місце ефект Зеебека. Термобатарея працює в режимі теплоелектрогенератора. Якщо через термобатарею пропустити струм в зворотньому напрямку за умови, що температури між кінцями гілки є рівними, то це призведе до перепаду температур на її спаях. В цьому випадку гарячий спай термоелементів теплоелектрогенератора стає холодним, а холодний – гарячим, і термобатарея працює в режимі термоелектрохолодильника.

Процес керування теплонавантаженістю пар тертя стрічково-колодкового гальма описаний в роботі [34]. Метою керування було вирівнювання поверхневих температур в зоні контакту робочих деталей гальма.. При цьому було запропоновано два рішення. В першому поверхневі температури накладок гілок гальмівних стрічок обмежували гранично допустимим для використовуваного матеріалу значенням. Термобатареї, вмонтовані в набігаючі поверхні накладок, працюють в режимах термоелектрогенераторів та термоелектрохолодильників, з'єднаних між собою паралельно. Вказані термобатареї живляться від додаткового джерела електричного струму. Друге рішення передбачало роботу термобатарей в звичайному режимі охолодження накладок. При цьому у випадку перевищення рівня допустимої температури на переважній більшості накладок відбувалось повне вирівнювання поверхневих температур до рівня, передбаченого відповідними нормами. В результаті досліджень встановлено, що перший розв'язок задачі дозволяє обмежити поверхневу температуру накладок значенням допустимої для їхніх матеріалів температури. При чому це виконується при невеликому (в межах 50 °С) перепаді поверхневих температур. Другий забезпечує повне вирівнювання поверхневих температур, при чому їхня верхня границя дорівнює допустимій

температурі. Необхідно зауважити, що лінійне спрацювання фрикційних накладок зменшилось більше, ніж на 11%.

Незважаючи на різноманітність існуючих конструкцій стрічково-колодкових гальм їм притаманні наступні суттєві недоліки:

- розвиваються значні згинальні зусилля, які деформують гальмівний вал. Ці сили за величиною дорівнюють геометричній сумі натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки;

- різке захоплення гальмівного шківів фрикційними накладками, яке супроводжується поштовхами та значними вібраціями;

- понижена ефективність при зміні напрямку обертання гальмівного шківів;

- недостатня гнучкість гальмівної стрічки, що значно утруднює вирівнювання питомих навантажень на взаємодіючих поверхнях гальма;

- нерівномірне спрацювання фрикційних накладок;

- обрив сталеві гальмівної стрічки при екстремальних режимах експлуатації гальма;

- недостатня ефективність природного охолодження.

Для усунення деяких з вищенаведених недоліків звернулись до нової конструкції стрічково-колодкового гальма. В ній фрикційні накладки посаджені на циліндричні стрижні та підпружені між собою. Утворене таким чином кільце одягається на шків з деяким натягом і обертається разом з ним. Таким чином, гальмівна стрічка звільнена від фрикційних накладок та її гнучкість підвищується, а опір згину стає майже сталим. В стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками стадії гальмування суттєво відрізняються від серійного гальма.

На основі вищенаведеного перейдемо до розгляду задач досліджень даної роботи.

1.5. Задачі досліджень

Недоліки існуючих методів розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів серійних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [1, 2, 3, 4, 5, 8, 18, 51, 52, 62, 68, 105, 109] та ін., оригінальні розробки конструкцій стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками [73, 96], а також проблема керування їхньою навантаженістю [34, 35, 37, 42, 103] визначили задачі даної роботи:

- виконати порівняльний аналіз працездатності серійних та стрічково колодкових гальм із рухомими фрикційними накладками для встановлення закономірностей зміни експлуатаційних параметрів останніх;
- дати теоретичне обґрунтування процесу гальмування нетрадиційного гальма та визначити умови, за яких його параметри набувають найбільш раціональних величин;
- провести теоретичні дослідження динамічної навантаженості фрикційних вузлів гальма для визначення силових залежностей з врахуванням пружного з'єднання фрикційних накладок та жорсткості гальмівної стрічки;
- провести розрахунок пружного елемента, який пов'язує фрикційні накладки в новому стрічково-колодковому гальмі, виходячи з умови його міцності та забезпечення необхідного співвідношення періодів гальмування;
- провести експериментальні дослідження в лабораторних умовах для оцінки спрацювання фрикційних накладок, розподілу питомих навантажень на їхніх поверхнях та деформацій гальмівної стрічки та накладок;
- оцінити вплив режимів гальмування на працездатність нетрадиційного стрічково-колодкового гальма;
- розробити методику розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм із рухомими фрикційними накладками для оцінки ефективності їхньої дії;

- запропонувати конструкції стрічково-колодкових гальм із рухомими фрикційними накладками з елементами керування їхньою навантаженістю.

РОЗДІЛ 2

ДИНАМІЧНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ

2.1. Стрічково-колодкові гальма з рухомими фрикційними накладками: конструкція та взаємодія пар тертя

В традиційних стрічково-колодкових гальмах необхідність нерухомого з'єднання фрикційних накладок з гальмівною стрічкою призводить до збільшення їхньої взаємної жорсткості. Накладки, вигинаючись, втрачають початковий радіус кривини, в результаті чого збільшується нерівномірність їхнього прилягання до поверхні шківа. Як наслідок, підвищується питомий тиск між шківом і накладкою, нерівномірність спрацювання їхніх поверхонь, а також інтенсивність нагрівання пар тертя. По мірі спрацювання накладок металеві елементи, що з'єднують їх зі стрічкою, дотикаються до поверхні шківа, утворюючи на ній задири та інші макропошкодження.

При ремонті, пов'язаному із заміною спрацьованих накладок, гальмівна стрічка деформується, в наслідок чого суттєво погіршуються умови прилягання накладок до поверхні шківа. В процесі гальмування бере участь тільки внутрішня сторона накладки, в результаті чого відбувається інтенсивне її спрацювання і нагрівання.

В запропонованій конструкції гальма накладки не з'єднані зі стрічкою і є рухомими як по відношенню до шківа, так і до стрічки, що дає можливість використати в процесі гальмування не тільки внутрішні, а й зовнішні їхні поверхні. Завдяки цьому підвищується ефективність та надійність гальма.

Розглянемо нетрадиційну конструкцію гальма [73], що має рухомі накладки по відношенню до гальмівної стрічки. При цьому вони з'єднані між собою пружними елементами і у вигляді кільця одягаються на бігову доріжку шківа. Замикання гальма здійснюється гальмівною стрічкою (рис.2.1).

Стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками працює наступним чином: в незамкненому стані шків 1 вільно обертається разом з підпружиненими до нього накладками 3. На початку гальмування до певного часу накладки вільно обертаються разом зі шківом 1. При цьому робочою поверхнею є поверхня 5. Зі збільшенням сили натягу стрічки рух накладок припиняється і робочою стає поверхня 4. Натяг пружного елемента можна відрегулювати так, щоб в процесі гальмування робочими ставали по чергово відповідні контактуючі поверхні стрічки і накладки та накладки і шківа.

Розглянемо умови, за яких можливе таке чергування. Процес гальмування починається із замиканням гальмівної стрічки. Нижче дано теоретичне обґрунтування процесу гальмування нетрадиційним гальмом.

На рис.2.2 показана схема сил, що діють на i -ту фрикційну накладку.

Знайдемо залежність між F_{i1} та F_{i2} .

$$N_{i2} = \frac{F_{i2}}{f_2},$$

де f_2 - коефіцієнт тертя ковзання між взаємодіючими поверхнями стрічки і накладки.

На схемі використані такі позначення:

N_{i1} і N_{i2} - нормальні сили, що діють на накладку з боку шківа і гальмівної стрічки;

F_{i1} та F_{i2} - сили тертя між накладкою і, відповідно, шківом та гальмівною стрічкою;

S_{II} - сила розтягу пружини.

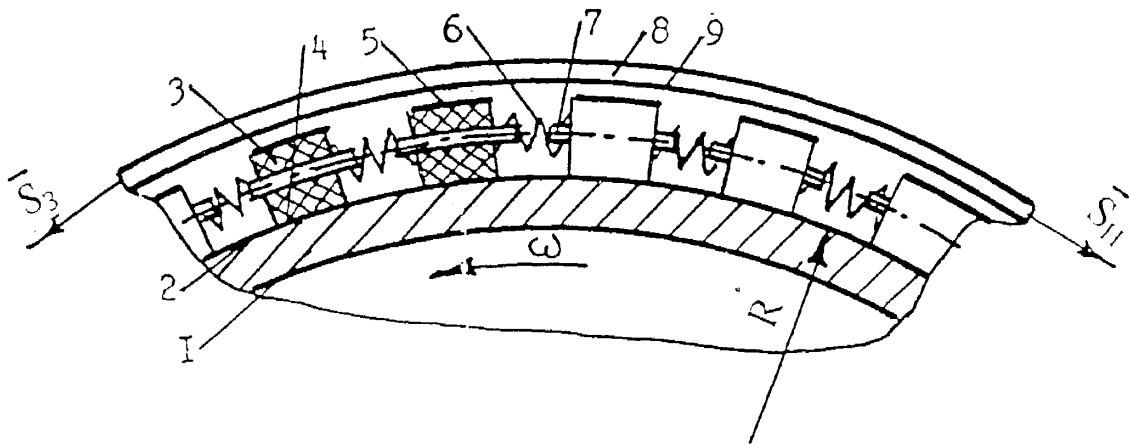


Рис.2.1 Схема стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками: 1, 2 – гальмівний шків та його робоча поверхня; 3, 4, 5 – фрикційна накладка з внутрішньою та зовнішньою поверхнями; 6 – циліндрична пружина; 7 – стрижень; 8, 9 – гальмівна стрічка з робочою поверхнею

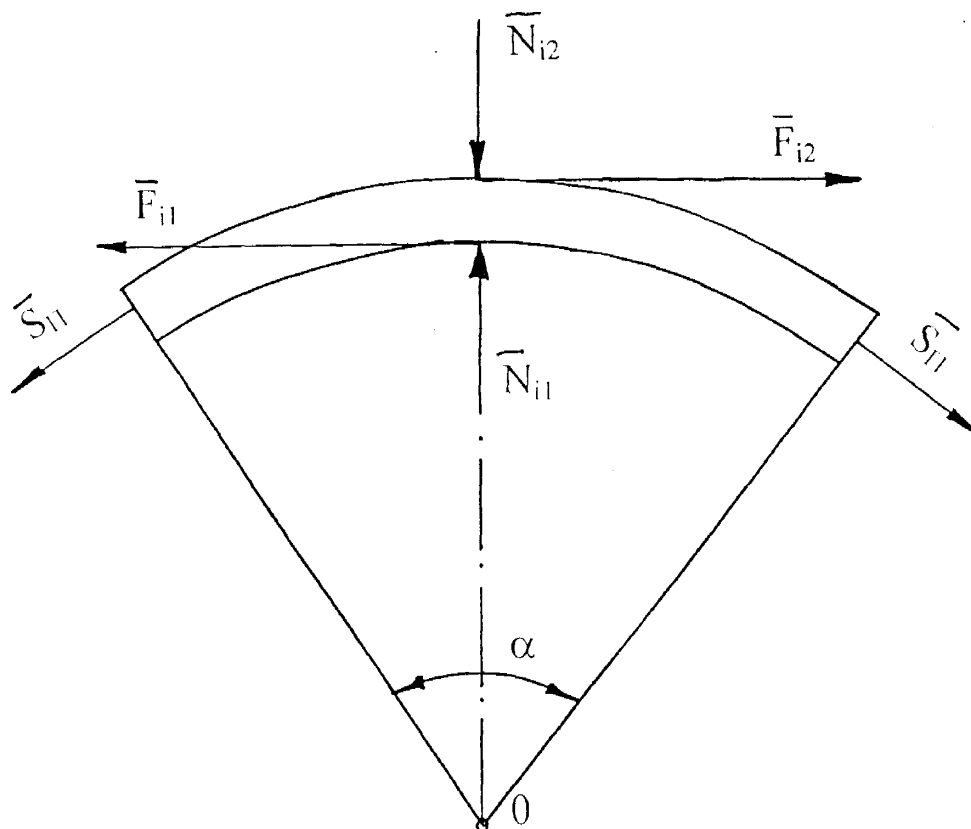


Рис.2.2 Схема сил, що діють на i -ту фрикційну накладку

З умови рівноваги

$$N_{i1} = N_{i2} + 2S_{II} \cdot \sin \frac{\alpha}{2},$$

де α - центральний кут накладки.

Тоді

$$F_{i1} = N_{i1} \cdot f_1 = (N_{i2} + 2S_{II} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}) \cdot f_1 = F_{i2} \cdot \frac{f_1}{f_2} + 2 \cdot S_{II} \cdot f_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (2.1)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя ковзання між взаємодіючими поверхнями шківа та накладки.

Враховуючи, що сумарні сили тертя для всіх накладок на зовнішній та внутрішній їх поверхнях $F_1 = \sum F_{i1}$; $F_2 = \sum F_{i2}$, на підставі рівняння (2.1) запишемо:

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{f_1}{f_2} + 2 \cdot S_{II} \cdot f_1 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (2.2)$$

де m - загальна кількість накладок, що розташовані на шківі.

В залежності від режиму гальмування закономірність зміни сил тертя з часом може бути різною. Запишемо її в загальному вигляді

$$F_2 = a \cdot t^v, \quad (2.3)$$

де a і v - величини, що залежать від режиму гальмування.

Тоді, позначивши $2 \cdot S_{II} \cdot f_1 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = b'$, одержимо із (2.2)

$$F_1 = a \cdot \frac{f_1}{f_2} \cdot t^v + b'. \quad (2.4)$$

Моменти сил тертя відносно центру шківів

$$\begin{aligned} M_1 &= F_1 \cdot R; \\ M_2 &= F_2 \cdot (R + \delta), \end{aligned} \quad (2.5)$$

де R - радіус барабана;

δ - товщина накладки.

Враховуючи, що $\delta \ll R$, можна записати

$$M_2 \approx F_2 \cdot R. \quad (2.6)$$

Тоді, якщо в процесі гальмування опиниться, що $M_1 > M_2$, або з урахуванням (2.5) і (2.6) – $F_1 > F_2$, то накладки будуть нерухомими відносно шківів і разом з ним обертаються, тобто рухатимуться відносно стрічки. Робочими парами в цьому випадку є контактуючі поверхні стрічки та накладки.

Кількість накладок, не охоплених гальмівною стрічкою, може змінюватися від однієї накладки для досліджуваного гальма до $\frac{1}{10}m$ і більше для існуючих типів стрічкового-колодкових гальмівних механізмів бурових лебідок.

Якщо $M_2 > M_1$, тобто $F_2 > F_1$, то накладки стають нерухомими відносно стрічки, і шків повертається відносно них. Робочими парами в цьому разі стають контактуючі поверхні шківів і накладки.

При $M_2 = M_1$ (при цьому $F_2 = F_1$) здійснюється перехід від однієї робочої пари до іншої.

На рис. 2.3 зображено графічні залежності сил тертя (2.3) і (2.4). Величини v і a змінюються в залежності від режимів гальмування, але при цьому $v \geq 1$, $a > 0$.

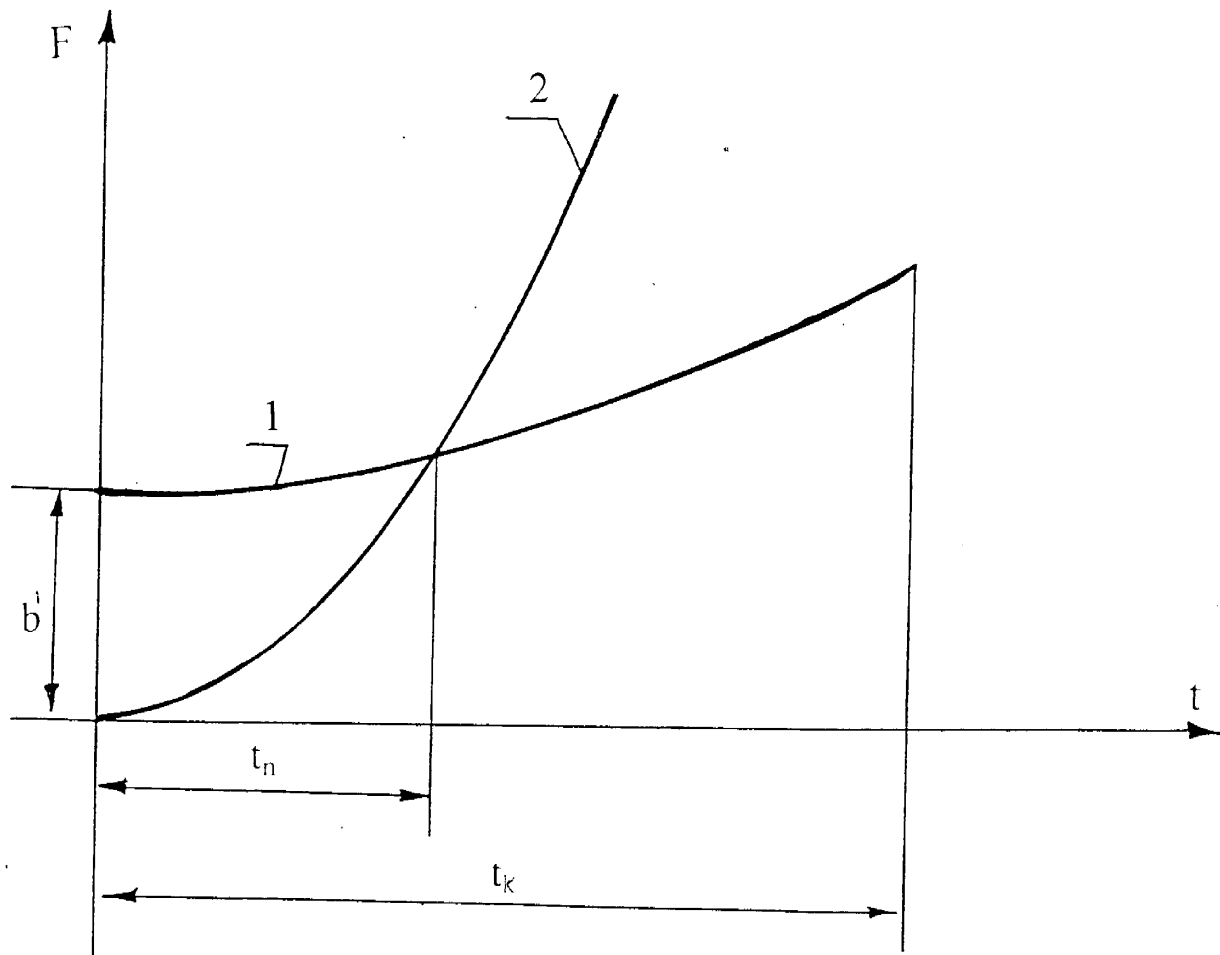


Рис.2.3 Графічні залежності сил тертя для фрикційних пар:

- 1 – “робоча поверхня шківів – внутрішні поверхні накладок”
- 2 – “робоча поверхня стрічки – зовнішні поверхні накладок”

Перетин кривих 1 і 2 можливий за умови, коли $f_2 > f_1$. В цьому разі $a > a \cdot \frac{f_1}{f_2}$, тому крива 2 залежності (2.3) зростає швидше за криву 1 залежності (2.4) і в якийсь час t_n перетне її.

Отже в процесі гальмування стрічково-колодковим гальмом з рухомими накладками можливі такі стадії: початкова, коли $F_1 > F_2$; перехідна, коли $F_1 = F_2$ і кінцева, коли $F_1 < F_2$ з відповідними робочими парами тертя.

Аналіз режимів гальмування для визначення найбільш раціонального співвідношення періодів, що відповідають цим стадіям, та необхідної величини сили розтягу пружини проведено в п.2.3.2.

В кінцевій стадії гальмування стрічково-колодкове гальмо з рухомими накладками працює подібно до традиційного стрічково-колодкового гальмівного механізму. Виконання фрикційних накладок рухомими позбавляє необхідності їх з'єднань зі стрічкою, що зменшує жорсткість останньої і, як наслідок, збільшує гальмівний момент [1], підвищуючи, таким чином, ефективність та надійність досліджуваної конструкції у порівнянні з традиційною.

2.2. Визначення зусиль натягу гальмівної стрічки та гальмівного моменту нетрадиційного гальма на різних стадіях гальмування

Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки є складною динамічною системою з огляду на те, що ділянку гальмівної стрічки разом з фрикційною накладкою при взаємодії останньої з робочою поверхнею шківів можна розглядати, як окреме гальмо [93]. Тобто гальмівна стрічка з певною кількістю фрикційних накладок є системою з такою ж кількістю гальм.

При цьому стрічка має збігаючу і набігаючу гілки, різниця натягів яких зумовлює виникнення гальмівного моменту даного гальма. Фрикційний матеріал, що використовується в даний час у стрічково-колодкових гальмах

бурових лебідок, має схильність до зменшення коефіцієнта тертя зі зростанням поверхневої температури. Оскільки величина гальмівного моменту, яку реалізує гальмо, є степеневою функцією в залежності від коефіцієнта тертя, то навіть незначне спадання f призводить до різкого зменшення гальмівного моменту, і як наслідок, катастрофічно інтенсивної втрати гальмом ефективності дії.

На основі вищевикладеного, зупинимось на визначенні зусиль натягів гальмівної стрічки та гальмівного моменту з урахуванням геометричних параметрів його основних елементів.

2.2.1. П о ч а т к о в і й. На рис 2.4 наведена розрахункова схема для визначення зусиль та гальмівного моменту.

На рис. 2.4 використані такі позначення:

$S_i; S_{i+1}$ - зусилля на збігаючій та набігаючій гілках стрічки над i -тою фрикційною накладкою;

S_z і S_H - зусилля на збігаючій та набігаючій гілках стрічки гальма;

α_i - центральний кут i -тої фрикційної накладки

β^* - кут між бічними поверхнями сусідніх фрикційних накладок;

R, R_0 - радіуси робочих поверхонь шківа та гальмівної стрічки;

δ, h - товщини фрикційної накладки та гальмівної стрічки.

Визначимо гальмівний момент, який розвиває гальмо з рухомими накладками.

В існуючих конструкціях стрічково-колодкових гальм бурових лебідок $h \ll R_0$; $\beta^* \ll \alpha$, тому можна вважати, що вектори зусиль S_i і S_{i+1} є дотичними до зовнішньої поверхні накладки.

Оскільки в нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі фрикційні накладки не з'єднані з гальмівною стрічкою, то жорсткість останньої є незначною.

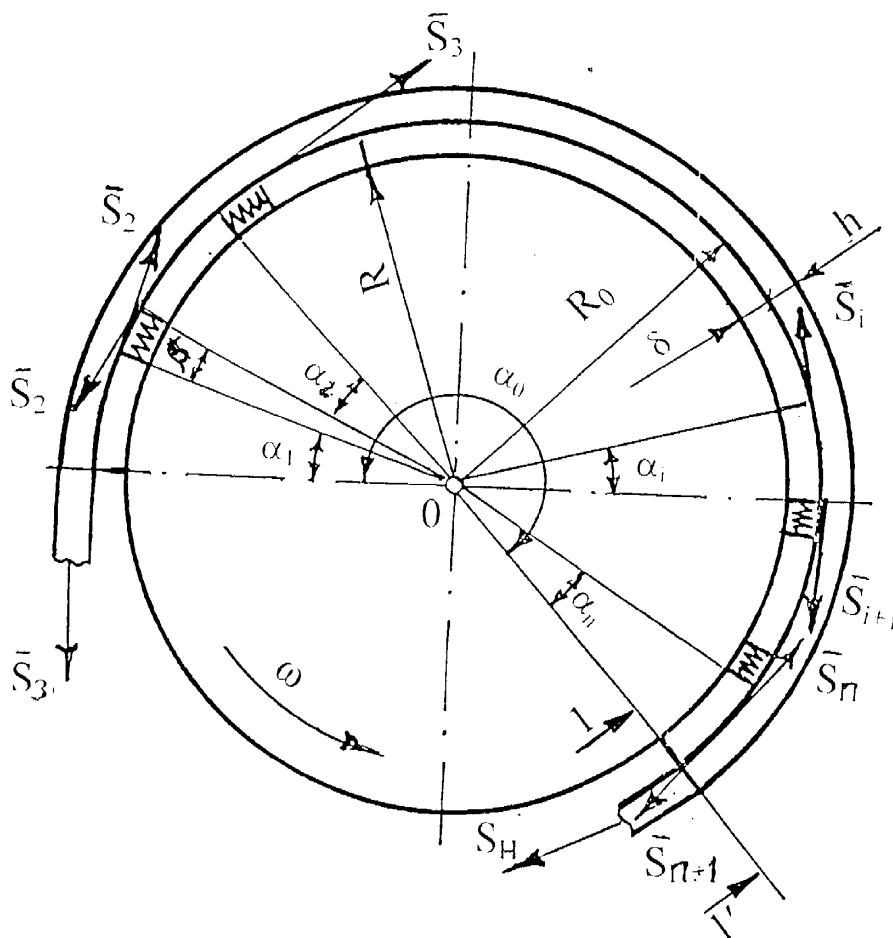


Рис.2.4 Розрахункова схема для визначення зусиль натягу гальмівної стрічки та гальмівного моменту на початковій стадії гальмування

Тому на відміну від традиційної конструкції стрічково-колодкового гальма для визначення зусиль в стрічці з достатнім ступенем точності для практичних розрахунків можна скористатися залежністю Ейлера [1], яку для ділянки стрічки над i -тою фрикційною накладкою можна записати у вигляді

$$S_{i+1} = S_i \cdot e^{f_i \cdot \alpha_i},$$

де f_i - коефіцієнт тертя між поверхнями взаємодії;

e - основа натурального логарифму.

Тоді набігаюче зусилля ділянки стрічки над першою фрикційною накладкою, враховуючи, що $S_1 = S_3$, дорівнює

$$S_2 = S_1 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1} = S_3 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1}.$$

Над другою фрикційною накладкою

$$S_3 = S_2 \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2} = S_3 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2}.$$

Над i -тою фрикційною накладкою

$$S_{i+1} = S_i \cdot e^{f_i \cdot \alpha_i} = S_3 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2} \cdot \dots \cdot e^{f_i \cdot \alpha_i}. \quad (2.7)$$

Тобто натяг набігаючої гілки стрічки гальма дорівнює

$$S_n = S_n \cdot e^{f_n \cdot \alpha_n} = S_3 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2} \cdot \dots \cdot e^{f_n \cdot \alpha_n} = S_3 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1 + f_2 \cdot \alpha_2 + \dots + f_n \cdot \alpha_n}.$$

Якщо прийняти, що $\alpha_i = \alpha = \text{const}$ та $f_i = f = \text{const}$, то отримуємо:

$$S_i = S_3 \cdot (e^{f \cdot \alpha})^{j-1}; \quad (2.8)$$

$$S_{i+1} = S_3 \cdot (e^{f \cdot \alpha})^j.$$

Тоді

$$S_H = S_3 \cdot e^{f_2 \cdot \alpha n};$$

$$F_2 = S_H - S_3 = S_3 \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha n} - 1). \quad (2.9)$$

Для визначення сумарних нормальних навантажень при взаємодії робочих поверхонь стрічки з m -ою кількістю фрикційних накладок розглянемо рівновагу частини стрічки над i -тою накладкою. Розрахункова схема наведена на рис.2.5.

З рівняння рівноваги

$$\sum M_0 = S_i \cdot R_0 + F_i \cdot R_0 - S_{i+1} \cdot R_0 = 0 \quad \checkmark$$

визначаємо

$$F_i = S_{i+1} - S_i, \quad (2.10)$$

де $F_i = N_i \cdot f_i$ - сила тертя між накладкою і шківом;

N_i - сумарне нормальне навантаження, яке діє з боку стрічки на накладку.

Із залежності (2.10) отримуємо

$$N_i = \frac{S_{i+1} - S_i}{f_i} = \frac{S_i \cdot e^{f_i \cdot \alpha_i} - S_i}{f_i}.$$

З урахуванням (2.8) маємо

$$N_i = \frac{S_3}{f} (e^{f \cdot \alpha})^{j-1} \cdot (e^{f \cdot \alpha} - 1).$$

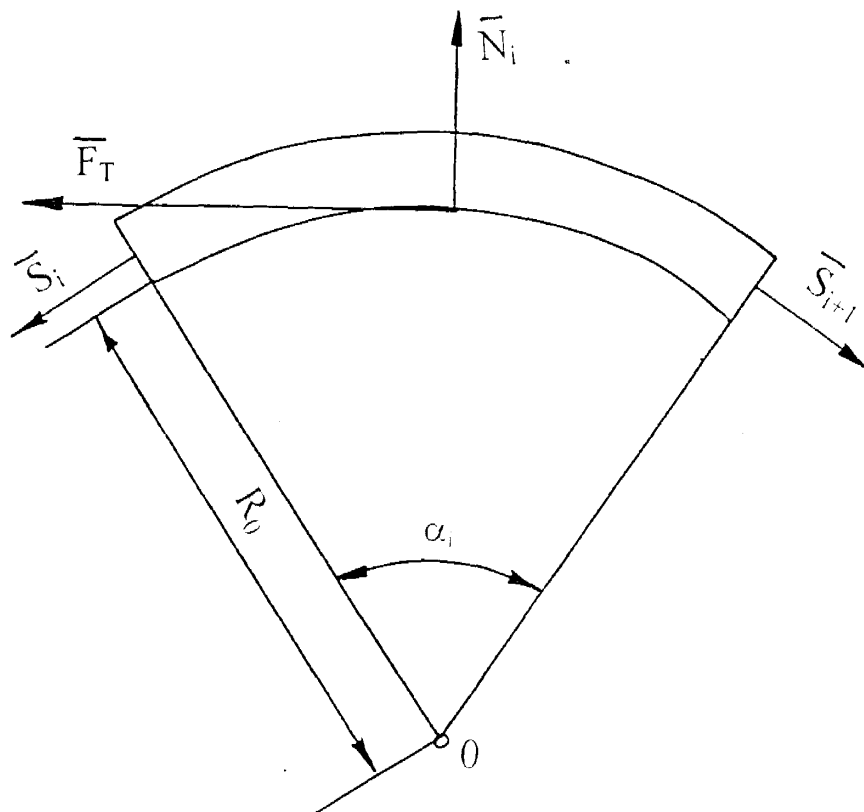


Рис.2.5 Схема сил, що діють на ділянку стрічки над i -тою фрикційною накладкою

Тобто нормальні навантаження, що діють на i -ту накладку, є більшими за аналогічні навантаження першої накладки в $\xi = \frac{N_i}{N_1} = e^{f \cdot \alpha \cdot (i-1)}$ разів.

На основі вищевикладеного гальмівний момент, який розвиває розглядуване гальмо з n -ою кількістю накладок, охоплених гальмівною стрічкою, на початковій стадії гальмування описується залежністю

$$M_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n (S_{i+1} - S_i) \cdot R_0,$$

де $\sum_{i=1}^n (S_{i+1} - S_i) = S_n - S_3 = F_2$ - сумарна сила тертя між стрічкою і накладками.

Після підстановки (2.7) і перетворень отримаємо

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} = S_3 \cdot R_0 \cdot & \left[(e^{f_1 \cdot \alpha_1} - 1) + e^{f_1 \cdot \alpha_1} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha_2} - 1) + \right. \\ & + e^{f_1 \cdot \alpha_1} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2} \cdot (e^{f_3 \cdot \alpha_3} - 1) + \dots + \\ & \left. + e^{f_1 \cdot \alpha_1} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2} \cdot \dots \cdot e^{f_{n-1} \cdot \alpha_{n-1}} (e^{f_{n-1} \cdot \alpha_{n-1}} - 1) \right]. \end{aligned}$$

Якщо $f_1 = f_2 = \dots = f_n = f$, $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_n = \alpha$, то

$$M_{\Gamma} = S_3 \cdot R_0 \cdot (e^{f \cdot \alpha} - 1) \cdot (1 + e^{f \cdot \alpha} + e^{2 \cdot f \cdot \alpha} + \dots + e^{(n-1) \cdot f \cdot \alpha}). \quad (2.11)$$

Таким чином, гальмівний момент стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками збільшується зі зростанням натягу збігаючої гілки стрічки, радіуса гальмівного шківів та кількості фрикційних накладок на гальмівній стрічці за умови, що кут взаємного перекриття гальмівного шківів кожною фрикційною накладкою і коефіцієнт тертя між накладкою і гальмівною стрічкою є сталими величинами.

Дослідимо вплив товщини накладки на величину сил, що діють на стрічку.

На рис.2.6 наведена розрахункова схема для визначення зусиль, що діють на гальмівну стрічку з урахуванням товщини фрикційної накладки у випадку, коли робочими є контактуючі поверхні шківів і накладок. Нехтуючи в першому наближенні сили натягу пружин, складаємо рівняння рівноваги елементарної частини стрічки з накладкою

$$\sum y = dN - (2S + dS) \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

Приймаючи, що $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$ і нехтуючи величиною другого порядку малості

$\frac{dS \cdot d\alpha}{2}$, отримаємо

$$dN = S d\alpha; \quad (2.12)$$

$$\sum M_0 = (S + dS - S) \cdot R_0 - R \cdot dF = 0,$$

звідки

$$dS = \frac{R}{R_0} dF = f \cdot \frac{R}{R_0} dN. \quad (2.13)$$

З (2.12) і (2.13) отримаємо

$$\frac{dS}{S} = f \cdot \frac{R}{R_0} d\alpha,$$

або

$$\int_{S_i}^{S_{i+1}} \frac{dS}{S} = \int_0^{\alpha_i} f_i \cdot \frac{R}{R_0} d\alpha,$$

звідки

$$S_{i+1} = S_i e^{f_i \cdot \alpha_i \cdot \frac{R}{R_0}}, \quad (2.14)$$

тобто

$$S_2 = S_3 e^{f_1 \cdot \alpha_1 \cdot \frac{R}{R_0}};$$

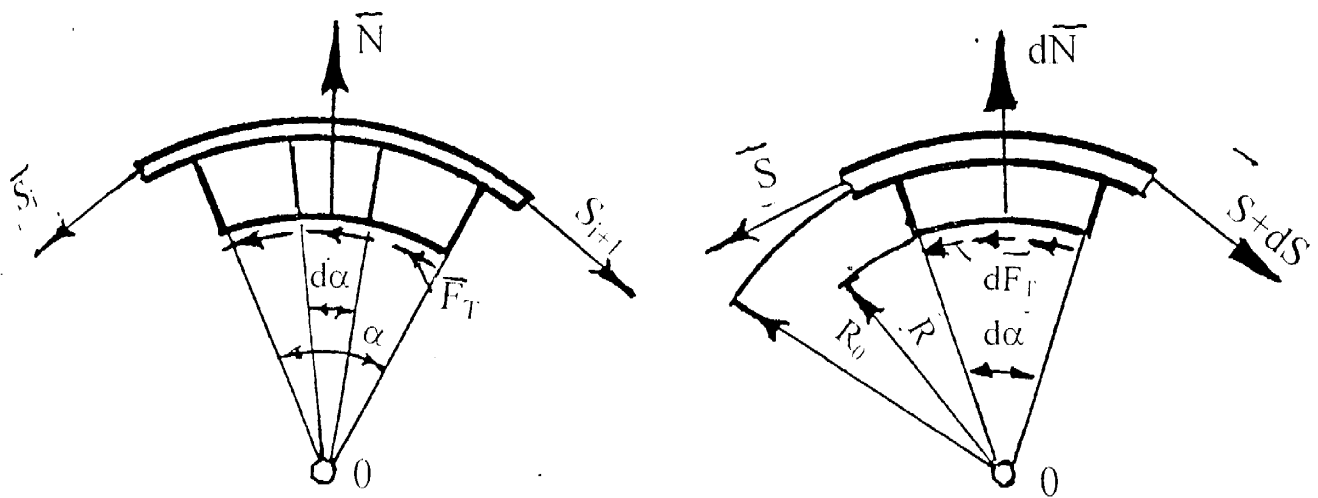


Рис.2.6 Схема сил, що діють на гальмівну стрічку з урахуванням товщини фрикційної накладки

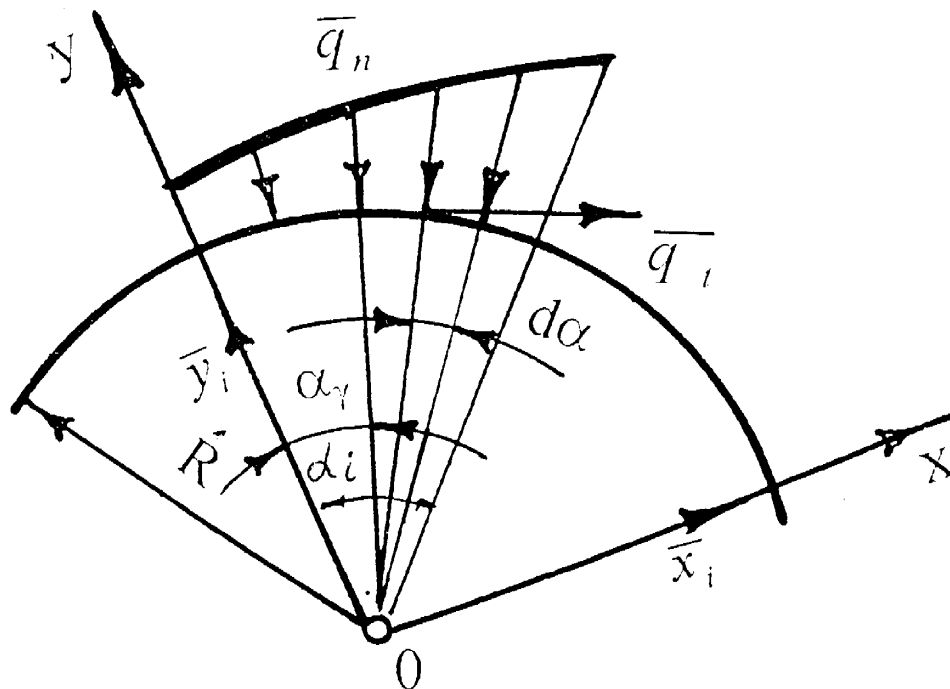


Рис. 2.7 Схема сил на поверхні шківів:
 q_n і q_t – інтенсивність, відповідно, нормальних і дотичних зусиль

$$\begin{aligned}
 S_3 &= S_2 \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2 \cdot \frac{R}{R_0}} = S_3 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1 \cdot \frac{R}{R_0}} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2 \cdot \frac{R}{R_0}}; \\
 S_n &= S_3 \cdot e^{f_1 \cdot \alpha_1 \cdot \frac{R}{R_0}} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2 \cdot \frac{R}{R_0}} \dots \cdot e^{f_n \cdot \alpha_n \cdot \frac{R}{R_0}} = \\
 &= S_3 \cdot e^{\frac{R}{R_0} \cdot (f_1 \cdot \alpha_1 + f_2 \cdot \alpha_2 + \dots + f_n \cdot \alpha_n)} \quad (2.15)
 \end{aligned}$$

З рівняння (2.15) видно, що зі збільшенням товщини накладки зусилля набігаючої гілки стрічки зменшуються.

Визначимо зусилля на поверхні шківа.

На дузі охоплення шківа накладкою виникають розподілені дотичні і нормальні зусилля. Інтенсивність нормальних зусиль в кожній точці

$$q_n = \frac{dN}{dA^*},$$

де dA^* – елементарна площа, що відповідає дузі $d\alpha$;

dN – нормальне зусилля, що діє на площі dA^* (рис.2.7).

З урахуванням (2.12)

$$q_n = \frac{S d\alpha}{b \cdot R d\alpha} = \frac{S}{R \cdot b},$$

де b – ширина фрикційної накладки;

S – зусилля стрічки на довільній відстані α_γ .

Враховуючи, що дотичне зусилля являє собою силу тертя, її інтенсивність становить

$$q_t = q_n \cdot f = \frac{S \cdot f}{R \cdot b}.$$

Якщо (2.14) проінтегрувати від $\alpha = 0$ до $\alpha = \alpha_\gamma$, то для i -ої накладки матимемо

$$S = S_i \cdot e^{f \cdot \alpha_\gamma \cdot \frac{R}{R_0}},$$

тоді

$$q_n = \frac{S_i \cdot e^{f \cdot \alpha_\gamma \cdot \frac{R}{R_0}}}{R \cdot b}; \quad (2.16)$$

$$q_t = \frac{S_i \cdot f \cdot e^{f \cdot \alpha_\gamma \cdot \frac{R}{R_0}}}{R \cdot b}. \quad (2.17)$$

Для визначення реакції, що діє на i -ту накладку, спроеціюємо вектори зусиль на осі X і Y

$$\begin{aligned} X_i &= \int_0^{\alpha_i} (q_n \cdot \sin \alpha_\gamma + q_t \cdot \cos \alpha_\gamma) dA = S_i \int_0^{\alpha_i} e^{\frac{R}{R_0} \cdot f \cdot \alpha_\gamma} \cdot (\sin \alpha_\gamma + f \cdot \cos \alpha_\gamma) d\alpha = \\ &= \frac{S_i}{1 + \left(f \frac{R}{R_0}\right)^2} \left\{ e^{\frac{R}{R_0} \cdot f \cdot \alpha_i} \left[2 \cdot f \frac{R}{R_0} \cdot \sin \alpha_i - \left(1 - \left(f \frac{R}{R_0}\right)^2\right) \cos \alpha_i \right] + \left(1 - \left(f \frac{R}{R_0}\right)^2\right) \right\}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_i &= \int_0^{\alpha_i} (q_n \cdot \cos \alpha_\gamma - q_t \cdot \sin \alpha_\gamma) dA = S_i \int_0^{\alpha_i} e^{\frac{R}{R_0} \cdot f \cdot \alpha_\gamma} (\cos \alpha_\gamma - f \sin \alpha_\gamma) d\alpha = \\ &= \frac{S_i}{1 + \left(f \frac{R}{R_0}\right)^2} \left\{ e^{\frac{R}{R_0} \cdot f \cdot \alpha_i} \left[2 \cdot f \frac{R}{R_0} \cdot \cos \alpha_i + \sin \alpha_i \left(1 - \left(f \frac{R}{R_0}\right)^2\right) \right] - 2 \cdot f \frac{R}{R_0} \right\}. \end{aligned}$$

Реакція, що діє на накладку:

$$P_i = \sqrt{Y_i^2 + X_i^2},$$

нахилена до осі Y під кутом

$$\alpha_p = \operatorname{arctg} \frac{X_i}{Y_i}.$$

Гальмівний момент

$$M_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n (S_{i+1} - S_i) \cdot R,$$

де n – кількість накладок, охоплених стрічкою.

Після підстановки (2.15) в останнє рівняння, одержуємо

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} = S_3 \cdot R \cdot & \left[\left(e^{f_1 \cdot \alpha_1 \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right) + e^{f_1 \cdot \alpha_1 \cdot \frac{R}{R_0}} \cdot \left(e^{f_2 \cdot \alpha_2 \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right) + \right. \\ & + e^{f_1 \cdot \alpha_1 \cdot \frac{R}{R_0}} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2 \cdot \frac{R}{R_0}} \cdot \left(e^{f_3 \cdot \alpha_3 \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right) + \dots + \\ & \left. + e^{f_1 \cdot \alpha_1 \cdot \frac{R}{R_0}} \cdot e^{f_2 \cdot \alpha_2 \cdot \frac{R}{R_0}} \cdot \dots \cdot e^{f_{n-1} \cdot \alpha_{n-1} \cdot \frac{R}{R_0}} \left(e^{f_{n-1} \cdot \alpha_{n-1} \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Якщо $f_1 = f_2 = \dots = f_n = f$, $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_n = \alpha$, то

$$M_{\Gamma 2} = S_3 \cdot R \cdot \left(e^{f \cdot \alpha \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right) \cdot \left(1 + e^{f \cdot \alpha \cdot \frac{R}{R_0}} + e^{2 \cdot f \cdot \alpha \cdot \frac{R}{R_0}} + \dots + e^{(n-1) \cdot f \cdot \alpha \cdot \frac{R}{R_0}} \right).$$

Отже, знаючи натяг збігаючої гілки гальмівної стрічки, за залежностями (2.16) і (2.17) можна визначити інтенсивність дотичних та нормальних зусиль в довільній точці зовнішньої поверхні накладки нетрадиційного стрічково-колодкового гальма, а також сумарну реактивну силу (2.18), що діє на накладку. При цьому припускаємо, що нормальні і дотичні зусилля по ширині стрічки є сталими, а $R=R_0$.

Для оцінки придатності залежності (2.11) було проведено її співставлення з подібним виразом роботи [8] за таких початкових даних: радіус шківа 0,725 м; товщина накладки і стрічки, відповідно $\delta=0,02$ м та $h=0,005$ м.; кут охоплення фрикційною накладкою гальмівного шківа $\alpha=10^\circ$; кут зазору між бічними поверхнями суміжних фрикційних накладок $\beta^*=3^\circ$, кількість накладок $n=22$ шт.; коефіцієнт тертя $f=0,35$; натяг збігаючої гілки стрічки 30 кН. Відхилення результатів розрахунків не перевищило 10%, що свідчить про коректність зроблених нами припущень.

2.2.2 К і н ц е в і й. На кінцевій стадії гальмування фрикційні накладки стають майже нерухомими по відношенню до гальмівної стрічки, і основна робота тертя здійснюється при взаємодії спряжених поверхонь накладок та шківа.

Гальмівний момент в цьому разі залежить від сил тертя між вказаними поверхнями та радіуса шківа: $M_{\Gamma 1} = F_1 \cdot R$

З врахуванням (2.2) гальмівний момент описується залежністю

$$M_{\Gamma 1} = \left(F_2 \cdot \frac{f_1}{f_2} + 2 \cdot S_n \cdot f_1 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) \cdot R.$$

Враховуючи, що

$$F_2 = S_n - S_3 = S_3 \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1),$$

отримуємо

$$M_{\Gamma 1} = \left[S_3 \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) \cdot \frac{f_1}{f_2} + 2 \cdot S_n \cdot f_1 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right] \cdot R. \quad (2.19)$$

Оскільки під час зміни робочих поверхонь фрикційних накладок на перехідній стадії гальмування

$$F_1 = F_2, \quad (2.20)$$

то, підставивши (2.2) і (2.9) в (2.20), запишемо

$$\left[\frac{S_{3n}}{f_2} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) + 2 \cdot S_{II} \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right] \cdot f_1 = S_{3n} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1), \quad (2.21)$$

де S_{3n} - натяг збігаючої гілки гальма під час перехідної стадії гальмування.

Оскільки на кінцевій стадії гальмування $F_1 < F_2$, то гальмівний момент обмежується силою F_1 , а найбільший гальмівний момент, який створюється наприкінці гальмування, з (2.19) дорівнює

$$M_{Гк} = \left[S_{3к} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) \cdot \frac{l}{\kappa} + 2 \cdot S_{II} \cdot f_1 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right] \cdot R.$$

Звідки натяг збігаючої гілки стрічки наприкінці гальмування

$$S_{3к} = \frac{\frac{M_{Гк} \cdot \kappa}{R} - 2 \cdot S_{II} \cdot f_1 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1}, \quad (2.22)$$

де $\kappa = \frac{f_2}{f_1}$.

З (2.21) натяг збігаючої гілки стрічки в перехідній стадії становить

$$S_{3n} = \frac{2 \cdot S_{II} \cdot f_2 \cdot m \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{(e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) \cdot (\kappa - 1)}. \quad (2.23)$$

В процесі гальмування S_3 змінюється від 0 до $S_{3к}$.

Виходячи з вищенаведеного, визначаємо силу розтягу пружини, яка забезпечує відповідне співвідношення періодів початкової та кінцевої стадії гальмування.

Приймаючи зміну зусилля у часі $S_3 = f(t)$ лінійною залежністю, вказане співвідношення позначимо

$$c = \frac{t_n}{t_k} = \frac{S_{3n}}{S_{3k}}, \quad (2.24)$$

де t_n - початковий період гальмування;

t_k - повний період гальмування.

Підставляючи вирази (2.22), (2.23) в залежність (2.24), після перетворень отримаємо

$$S_{II} = \frac{c \cdot M_{2k} \cdot (k-1) \cdot k}{2 \cdot R \cdot f_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot m \cdot (1 + k \cdot c - c)}.$$

Визначимо співвідношення c , при якому здійснюється однакове спрацювання робочих поверхонь накладок.

За критерій рівності спрацювання внутрішньої і зовнішньої поверхонь фрикційних накладок приймаємо рівність робіт сил тертя на початковій та кінцевій стадіях гальмування

$$A_1 = A_2. \quad (2.25)$$

В свою чергу,

$$A_2 = \int_0^{S_{u2}} F_2 dS, \quad (2.26)$$

де S_{u2} - шлях, на якому діє сила F_2 , тобто шлях точки поверхні шківів за період початкової стадії гальмування.

Підставляючи (2.9) в (2.26), отримаємо

$$A_2 = \int_0^{S_{u2}} S_3 \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) dS. \quad (2.27)$$

Вважаючи рух рівномірно-сповільненим, визначаємо шлях, який проходить точка за час t

$$S_{ш} = V_0 \cdot t - \frac{W \cdot t^2}{2},$$

де V_0 - швидкість точок поверхні шківів на початку гальмування;

W - дотичне прискорення точки.

Оскільки в кінці гальмування швидкість точки $V = 0$, а час $t = t_K$, з виразу $V = V_0 - W \cdot t$ отримаємо

$$W = \frac{V_0}{t_K}.$$

Тоді

$$S_{ш} = V_0 \cdot \left(t - \frac{t^2}{2 \cdot t_K} \right),$$

звідки

$$dS = V_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_K} \right) dt. \quad (2.28)$$

Аналогічно до (2.24) зусилля на збігаючій гілці

$$S_3 = S_{3K} \cdot \frac{t}{t_K}. \quad (2.29)$$

Введемо позначення $(e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) = a$; $2 \cdot S_{II} \cdot m \cdot f_1 \cdot \sin \alpha = b$.

Підставляючи (2.28) і (2.29) в (2.27), після перетворень отримаємо

$$A_2 = \int_0^{t_2} a \cdot S_{3K} \cdot \frac{V_0}{t_K} \cdot \left(t - \frac{t^2}{t_K} \right) dt = \frac{S_{3K}}{t_K} \cdot a \cdot V_0 \cdot \left(\frac{t_2^2}{2} - \frac{t_2^3}{3 \cdot t_K} \right); \quad (2.30)$$

$$A_I = \int_{S_{u2}}^{S_{шк}} F_I dS = \int_{S_{u2}}^{S_{шк}} \left(a \cdot S_3 \cdot \frac{f_1}{f_2} + b \right) dS,$$

де $S_{шк}$ - шлях точки поверхні шківів від початку до кінця гальмування.

Враховуючи (2.28), (2.29), також те, що $\kappa = \frac{f_2}{f_1}$, отримаємо

$$A_I = \int_{t_2}^{t_K} V_0 \cdot \left(\frac{a}{\kappa} \cdot S_{3K} \cdot \frac{t}{t_K} + b \right) \cdot \left(1 - \frac{t}{t_K} \right) dt.$$

Після інтегрування маємо

$$A_I = V_0 \cdot \left[\frac{a \cdot S_{3K}}{\kappa \cdot t_K} \cdot \left(\frac{t_K^2}{2} - \frac{t_K^3}{3 \cdot t_K} - \frac{t_2^2}{2} - \frac{t_2^3}{3 \cdot t_K} \right) + b \cdot \left(t_K - \frac{t_K^2}{2 \cdot t_K} - t_2 + \frac{t_2^2}{2 \cdot t_K} \right) \right].$$

Після підстановки (2.24) та перетворень одержуємо

$$A_I = t_K \cdot V_0 \cdot \left[\frac{a \cdot S_{3K}}{6 \cdot \kappa} \cdot (1 - 3 \cdot c^2 + 2 \cdot c^3) + \frac{b}{2} \cdot (1 - 2 \cdot c - c^2) \right].$$

З (2.30) з урахуванням (2.24) одержимо

$$A_2 = \frac{a \cdot S_{3K} \cdot t_K \cdot V_0 \cdot c^2}{6} \cdot (3 - 2 \cdot c).$$

На підставі умови (2.25) маємо

$$\frac{a \cdot S_K}{6 \cdot \kappa} \cdot (1 - 3 \cdot c^2 + 2 \cdot c^3) + \frac{b}{2} \cdot (1 - 2 \cdot c - c^2) = \frac{a \cdot S_{3K}}{6} \cdot c^2 (3 - 2 \cdot c).$$

Підставивши значення a і b , після перетворень одержуємо

$$\begin{aligned} & \frac{S_{зк} \cdot (e^{f \cdot \alpha \cdot n} - 1)}{b} \cdot \left[\left(\frac{3 \cdot c^2 - 2 \cdot c^3 - 1}{\kappa} \right) + c^2 \cdot (3 - 2 \cdot c) \right] = \\ & = S_{\Pi} \cdot m \cdot f_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot (1 - c)^2. \end{aligned}$$

Звідси, а також з умови, що $A_1 = A_2$, необхідна сила натягу пружини дорівнює

$$\begin{aligned} S_{\Pi} &= \frac{S_{зк} \cdot (e^{f \cdot \alpha \cdot n} - 1) \cdot [3 \cdot c^2 - 2 \cdot c^3 - 1 + \kappa \cdot c^2 \cdot (3 - 2 \cdot c)]}{b \cdot \kappa \cdot m \cdot f_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot (1 - c)^2} = \\ &= \frac{S_{зк} \cdot (e^{f \cdot \alpha \cdot n} - 1) \cdot [(3 - 2 \cdot c) (\kappa + 1) \cdot c^2 - 1]}{b \cdot \kappa \cdot m \cdot f_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot (1 - c)^2} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Визначимо необхідну силу натягу пружини з умови $F_1 = F_2$.

З (2.23) маємо

$$S_{\Pi} = \frac{S_{зп} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) \cdot (\kappa - 1)}{2 \cdot m \cdot f_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}$$

але з (2.24) $S_{зп} = S_{зк} \cdot c$, тоді

$$S_{\Pi} = \frac{S_{зк} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1) \cdot (\kappa - 1) \cdot c}{2 \cdot m \cdot f_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (2.32)$$

Представимо (2.31) і (2.32) у вигляді

$$S_{\Pi} = \frac{S_{зк} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1)}{2 \cdot m \cdot f_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot U_2; \quad (2.33)$$

$$S_{II} = \frac{S_{зк} \cdot (e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n} - 1)}{2 \cdot m \cdot f_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot U_1; \quad (2.34)$$

де

$$U_1 = (\kappa - 1) \cdot c; \quad U_2 = \frac{(3 - 2 \cdot c) \cdot (\kappa + 1) \cdot c^2 - 1}{3 \cdot (1 - c)^2}. \quad (2.35)$$

Результати обчислень коефіцієнтів U в залежності від значень $\kappa = f(c)$, а також співвідношень $k = \frac{f_2}{f_1}$ і $c = \frac{t_n}{t_k}$, наведені в додат. 1.

Оскільки змінними в (2.33) і (2.34) є U_1 і U_2 , будемо графіки функцій $U_1 = f_1(c, \kappa)$; $U_2 = f_2(c, \kappa)$, що наведені на рис.2.8.

Необхідний натяг пружного елемента має задовільняти умовам (2.20) і (2.25).

Оскільки параметри процесу коливання накладок в даній роботі нами не досліджуються, в методиці розрахунку пружин, що з'єднують фрикційні накладки, приймаємо $\kappa = 1,1 \div 1,3$.

Точки перетину двох відповідних кривих U_1 і U_2 є розв'язком задачі для заданих співвідношень коефіцієнтів тертя f_1 і f_2 , який задовільняє умовам $A_1 = A_2$ і $F_1 = F_2$. Підставивши значення U_1 і U_2 , що відповідають точкам перетину, в рівняння (2.33) або (2.34), визначаємо необхідну силу розтягу пружного елемента (додат. 2).

Для даного співвідношення коефіцієнтів тертя гальмівний момент, таким чином, набуває виразу:

$$M_{\Gamma} = S_{зк} \cdot \left(e^{\frac{f_2 \cdot \alpha \cdot n \cdot R}{R_0}} - 1 \right) \cdot (1 + U) \cdot \frac{R}{\kappa}.$$

В процесі експлуатації стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками положення останніх відносно гальмівної стрічки та шківів постійно змінюється.

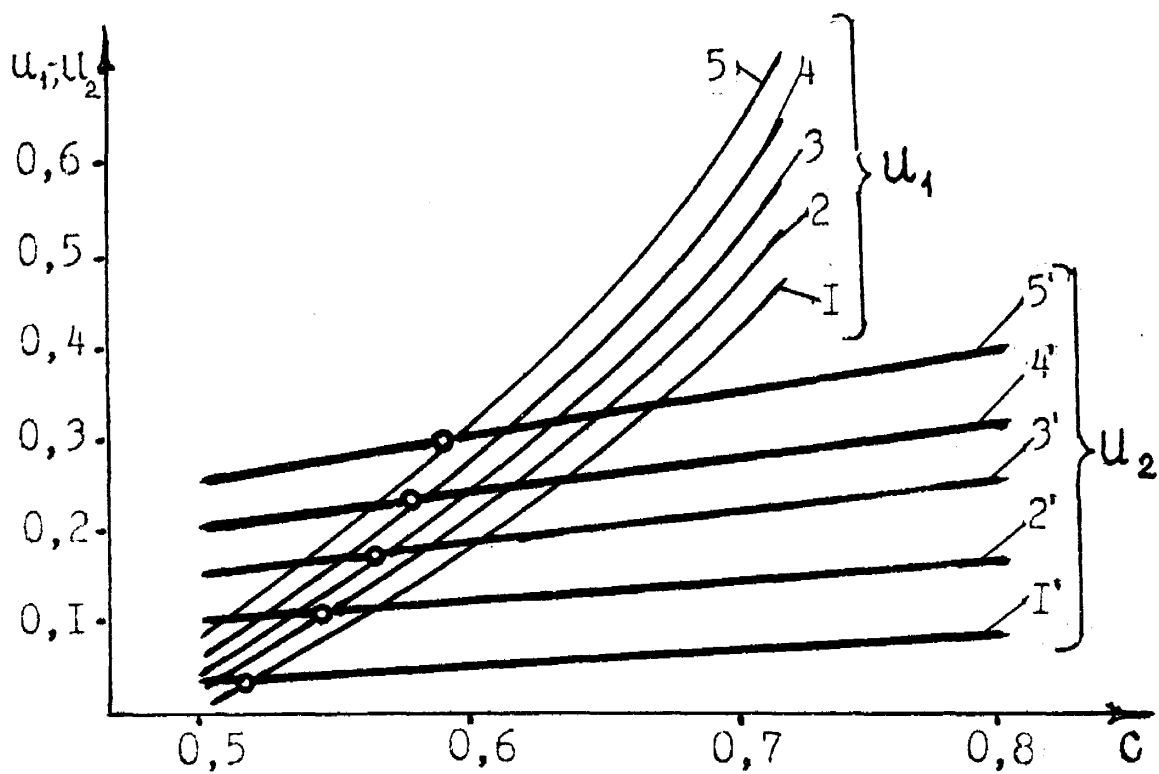


Рис. 2.8 Графічні залежності $U_1 = f_1(c, \kappa)$ і $U_2 = f_2(c, \kappa)$. Відповідно 1' і 1 – для $\kappa = 1,1$; 2' і 2 – для $\kappa = 1,2$; 3' і 3 – для $\kappa = 1,3$; 4' і 4 – для $\kappa = 1,4$; 5' і 5 – для $\kappa = 1,5$

Це сприяє рівномірному спрацюванню робочих поверхонь накладок, розміщених по периметру шківів. Окрім того, обертання накладок разом зі шківом сприяє кращому природному охолодженню зовнішніх поверхонь накладок.

Треба зауважити, що кінцева стадія гальмування в статичних умовах починається, коли сила тертя між накладкою і стрічкою досягає величини, що дорівнює силі тертя спокою між накладкою і шківом. Потім ця сила стрибкоподібно зменшується до сили тертя ковзання, і такий стрибок є збудником коливань. Але в зв'язку з тим, що процес гальмування супроводжується вібраціями, практично перехід процесу тертя із зовнішніх робочих поверхонь накладок на їхні внутрішні робочі поверхні не є миттєвим.

Умова невідривності накладки від шківів має вигляд

$$S_{II} \geq \frac{m^* \omega_0^2 R}{2 \sin \frac{\alpha}{2}},$$

де ω_0 – кутова швидкість шківів в початковий момент гальмування;
 α – центральний кут накладки;
 m^* – маса накладки.

Відцентрова сила майже не впливає на величину сили тертя, яка утворюється на робочих поверхнях фрикційних пар досліджуваного гальма. Це випливає з прийнятої умови невідривності накладки від поверхні шківів для випадку, коли робочою є поверхня 5 накладки. (рис.2.1). Необхідно зауважити, що сила інерції відсутня для випадку, коли робочою стає поверхня 4. Вплив сили інерції, яка є пропорційною до квадрату кутової швидкості шківів, на силу тертя у внутрішній фрикційній парі з плином часу різко зменшується і наприкінці процесу гальмування стає майже відсутнім. Виходячи з вищевикладеного, в першому наближенні впливом сил інерції накладок на величину роботи тертя можна знехтувати.

Припустимо, що амплітуда сили інерції накладки $\Phi_{0i} < f_0 \cdot N_{i2}$ і накладка не відривається від шківа. Тоді рух накладки відносно шківа починається під дією сили $F_{min} < F_{01}$, де F_{01} – сила тертя спокою між робочими поверхнями шківа і накладки. $F_{min} + \Phi_0 = F_{01}$, або $F_{min} = F_{01} - \Phi_0 = N_{i2} \cdot f_0 - \Phi_0$.

Величина $f_0^* = \frac{F_{min}}{N_{i2}}$ називається ефективним коефіцієнтом тертя.

$f_0^* = f_0 \cdot \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_0 \cdot N_{i2}}\right)$, з чого випливає, що $f_0^* < f_0$. При певних комбінаціях значень N_{i2}, f_0, Φ_0 , рух накладки відносно шківа може початися не тільки при $F_2 = F_{k1} < F_{01}$, але навіть при $F_2 < F_{k1}$, де F_{k1} – початкова сила тертя ковзання накладки по шківу.

Якщо зрушення накладки починається при $F_2 < F_{k1}$, то перехідна стадія характеризується нестабільністю, доки f_i^* не досягне величини коефіцієнта тертя ковзання f_{ki} і F_2 перевершить $F_1 = F_{k1}$. Отже, в реальних умовах перехід від однієї стадії гальмування до іншої відбувається більш плавно, ніж за прийнятих умов, коли F_1 дорівнює силі тертя спокою.

2.3. Розрахунок на міцність основних деталей нетрадиційного гальма

Важливу роль при експлуатації стрічково-колодкового гальма відіграє знання його основних геометричних параметрів з точки зору сприйняття ними динамічного і теплового навантаження. В зв'язку з цим розглянемо розрахунок геометричних параметрів з умови міцності та зносостійкості.

2.3.1. Гальмівної стрічки, шківа та фрикційної накладки. Визначимо розміри гальмівної стрічки з умови її міцності при змінних напруженнях. Вважаємо, що в ненавантаженому стані в поперечних перерізах стрічки немає напруження.

Позначимо: h і b - висота і ширина поперечного перерізу стрічки;

E - модуль пружності під час згину;

R_0 - радіус нейтрального шару стрічки при згині під час гальмування;

Δ - зазор між шківом та накладками при розімкнутому гальмі.

При гальмуванні в поперечному перерізі гальмівної стрічки діють напруження згину $\sigma_{зг}$ та напруження розтягу σ_p .

Звичайно для гальмівної стрічки $h = 0,003 \dots 0,020$ м тобто $h \ll R$, тому стрічку можна вважати стрижнем малої кривини. Тоді згинальний момент в перерізах стрічки при замиканні гальма дорівнює

$$M = \frac{E \cdot I}{R_0} - \frac{E \cdot I}{R_0 + \Delta},$$

де I - момент інерції відносно нейтральної осі перерізу.

Напруження згину

$$\sigma_{зг(max)} = \frac{M}{W},$$

де W - момент опору відносно нейтральної осі перерізу.

Враховуючи, що $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$ і $W = \frac{b \cdot h^2}{6}$;

$$\sigma_{зг(max)} = \frac{\Delta E \cdot h}{2 \cdot R_0 \cdot (R_0 + \Delta)}.$$

Напруження розтягу

$$\sigma_{p(max)} = \frac{S_H}{b \cdot h}.$$

Тоді напруження в небезпечних точках перерізу 1-1 (див. рис 2.4) на початку криволінійної частини стрічки з боку набігаючої гілки становлять

$$\sigma_{max} = \sigma_{zg(max)} + \sigma_{p(max)} = \frac{\Delta E \cdot h}{2 \cdot R_0 \cdot (R_0 + \Delta)} - \frac{S_H}{b \cdot h}. \quad (2.36)$$

Вважаємо, що під час гальмування напруження змінюються за нульовим циклом. Тоді коефіцієнт запасу міцності [58] дорівнює

$$\eta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_{\sigma}}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (2.37)$$

де σ_{-1} - границя витривалості циклу;

σ_a - амплітуда циклу;

σ_m - середнє напруження циклу;

K_{σ} - коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень;

ε - коефіцієнт, що враховує розміри поперечного перерізу;

β - коефіцієнт, що враховує чистоту обробки поверхні;

ψ_{σ} - коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до асиметрії циклу.

При нульовому циклі

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}, \quad (2.38)$$

тоді з (2.37):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{-1}}{n_{\sigma} \cdot \left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \right)}. \quad (2.39)$$

Позначавши

$$\frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{n_{\sigma} \cdot \left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \right)} = k',$$

з рівняння (2.36) з урахуванням залежностей (2.38) і (2.39) отримаємо

$$\frac{E \cdot \Delta \cdot u^2}{2 \cdot R_0 \cdot (R_0 + \Delta)} \cdot b^3 - k' \cdot u \cdot b^2 + S_H = 0,$$

де $u = \frac{h}{b}$.

Позначимо $\frac{E \cdot \Delta \cdot u^2}{2 \cdot R_0 \cdot (R_0 + \Delta)} = a'$; $-k' \cdot u = c'$.

Тоді

$$a' \cdot b^3 + c' \cdot b^2 + S_H = 0. \quad (2.40)$$

Після підстановки $b = x - \frac{c'}{3 \cdot a'}$ в (2.40), маємо

$$x^3 + p \cdot x + q = 0, \quad (2.41)$$

де

$$p = -\frac{c'^2}{3 \cdot a'^2}; \quad q = \frac{2 \cdot c'^3}{27 \cdot a'^3} + \frac{S_H}{a'}. \quad (2.42)$$

Ширину стрічки визначаємо з (2.40) після визначення коренів рівняння (2.41) [53]:

$$x_1 = u + v; \quad x_2 = \varepsilon_1 \cdot u + \varepsilon_2 \cdot v; \quad x_3 = \varepsilon_2 \cdot u + \varepsilon_1 \cdot v,$$

де $u = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}};$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}};$$

ε_1 і ε_2 - корені рівняння $x^2 + x + 1 = 0$.

Для наближених розрахунків b можна визначити графічно.

З (2.40) маємо $a' \cdot b^3 = -c' \cdot b^2 - S_H,$

або

$$y = a' \cdot b^3;$$

$$y = -c' \cdot b^2 - S_H = k' \cdot u \cdot b^2 - S_H.$$

Побудувавши графіки функцій (2.42), отримаємо точку перетину графіків. Додатне значення b є розв'язком задачі. З конструктивних міркувань вибирають дійсну ширину перерізу стрічки $b_c \geq b$.

Висота перерізу $h = u \cdot b_c = (0,08 \dots 0,1) b_c$. Ширина накладок $b_n = b_c - 3 \dots 5$ мм. Ширина шківа $b_{ш} = b_c + 10 \dots 15$ мм.

Радіус шківа визначаємо з умови забезпечення необхідного гальмівного моменту:

$$R = \frac{M_{\Gamma}}{S_H - S_3}.$$

Виконаємо обчислення розмірів поперечного перерізу гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма, якщо радіус $R_0 = 0,725$ м; зусилля натягу в набігаючій гілці $S_H = 40$ кН; коефіцієнт запасу міцності $n_{\sigma} = 3$; границя міцності матеріалу гальмівної стрічки $\sigma_{mn} = 500$ МПа; $k_{\sigma} = 1,2$; $\varepsilon = 0,85$; $\beta = 0,81$; $\Delta = 3$ мм.

Визначаємо коефіцієнти в рівняннях (2.40) і (2.41).

Границя витривалості при симетричному циклі $\sigma_{-1} = 0,28 \cdot \sigma_{mц} = 0,28 \cdot 500 = 140$ МПа; в залежності від $\sigma_{mц}$, $\psi_{\sigma} = 0,05$.

$$k' = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{n_{\sigma} \cdot \left(\frac{k \cdot \sigma}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi \right)} = \frac{2 \cdot 140}{3 \cdot \left(\frac{1,2}{0,85 \cdot 0,81} + 0,05 \right)} = 52,1.$$

Прийнявши $u = 0,02$, визначаємо $c' = -k' \cdot u = -52,1 \cdot 0,02 = -1,042$.

$$a' = \frac{E \cdot \Delta \cdot u^2}{2 \cdot R_0 \cdot (R_0 + \Delta)},$$

де для сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

$$a' = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,02^2}{2 \cdot 0,75 \cdot (0,75 + 3 \cdot 10^{-3})} = 0,21;$$

$$p = -\frac{c^2}{3 \cdot a^2} = \frac{(-1,042)^2}{3 \cdot 0,21^2} = -8,2;$$

$$q = \frac{2 \cdot c^3}{27 \cdot a^3} + \frac{S_H}{a} = \frac{2 \cdot (-1,042)^3}{27 \cdot 0,21^3} + \frac{40 \cdot 10^{-3}}{0,21} = 8,85.$$

За цими даними будь-яким методом, відомим з математики, наприклад, графічним (рис.2.9), одержимо $b = 0,201 \text{ м} \approx 200 \text{ мм}$.

Підставивши b в рівняння (2.40), переконуємося в правильності розв'язку

$$0,21 \cdot 0,2^3 - 1,042 \cdot 0,2^2 + 40 \cdot 10^{-3} = 0.$$

Висота перерізу стрічки $h = b \cdot u = 200 \cdot 0,02 = 4 \text{ мм}$.

Таким чином, проведено оцінку конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм з рухомими накладками.

2.3.2. П р у ж н и х е л е м е н т і в. Надійність зчеплення фрикційних накладок з робочою поверхнею гальмівного шківа забезпечується силами натягу пружних елементів та визначається необхідними питомими навантаженнями на їхніх поверхнях контактування.

Питомі навантаження повинні бути такими, щоб сили тертя на вказаних вище поверхнях були більшими за зовнішні сили зсуву, якими є сили тертя, що виникають при взаємодії внутрішньої поверхні гальмівної стрічки із зовнішніми поверхнями фрикційних накладок.

Отже, пружні елементи, що з'єднують між собою фрикційні накладки та забезпечують натяг при посадці їх на шків (рис 2.10), є відповідальними ланками досліджуваного гальма.

Від правильного вибору конструктивної схеми, типу пружних елементів та точності їх розрахунку в значній мірі залежить працездатність гальма.

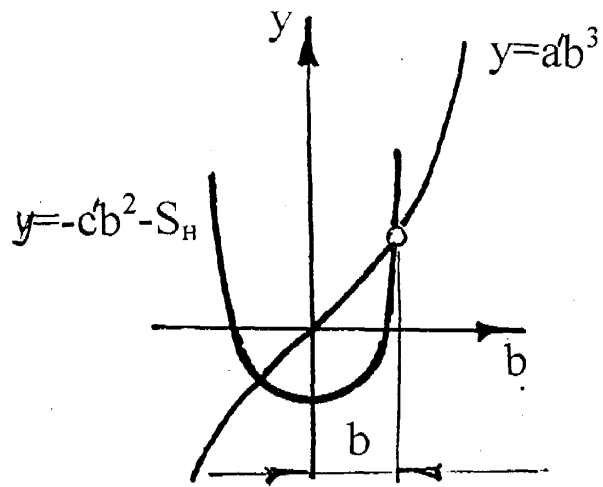


Рис. 2.9 Графічні залежності для визначення ширини стрічки

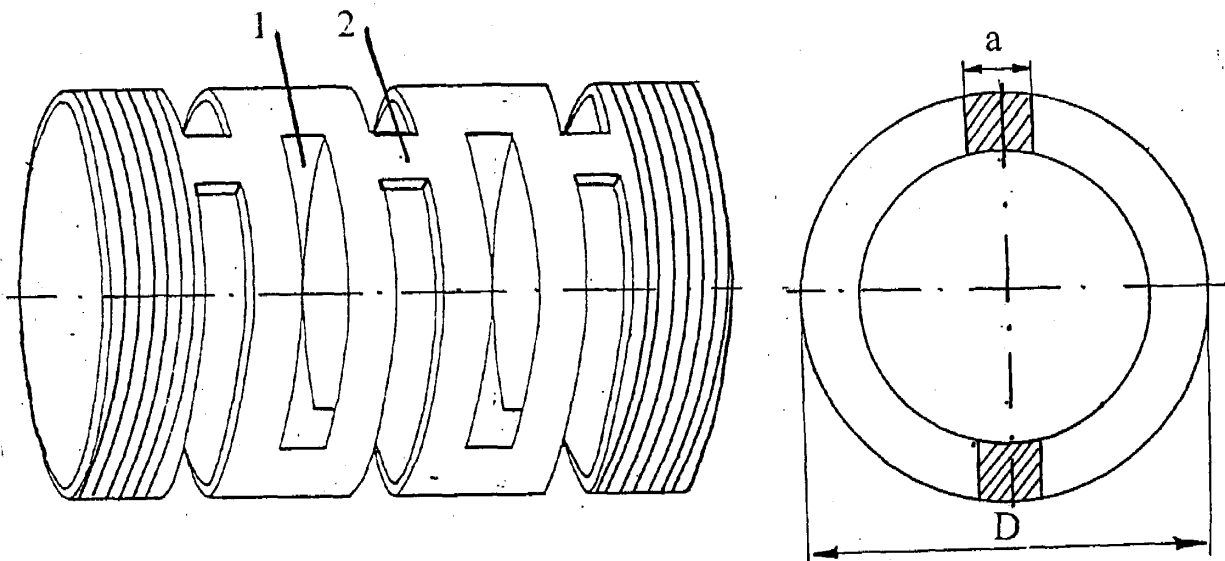


Рис.2.10 Загальний вигляд прорізної пружини та її поперечний переріз:

1 – наскрізні прорізи; 2 – перемички

В зв'язку з конструктивними особливостями стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками та режимами його роботи пружні елементи повинні бути достатньо жорсткими і міцними при невеликих їхніх поперечних розмірах. В найбільшій мірі даним вимогам відповідають прорізні та гвинтові пружини розтягу з малим кроком навивання.

Відомо, що формою поперечного перерізу витків гвинтової циліндричної пружини може бути круг, квадрат та прямокутник. При розрахунку гвинтових циліндричних пружин визначають максимальні осьові сили, які здатні сприйняти їхні витки, максимальні дотичні напруження, які вони витримують, оцінюють жорсткість пружини і знаходять переміщення її торців. Методики розрахунку вказаних пружин наведені в роботі [86].

Прорізні пружини (рис.2.10), як відомо з [86], виготовляють з циліндричних труб шляхом фрезування наскрізних прорізів 1. При цьому утворюються плоскі кільця, які з'єднуються між собою перемичками 2. Прорізні пружини належать до класу жорстких пружин. На кінцях стандартних пружин виконують нарізку. Отже, накладки з пружинами можуть бути з'єднані за допомогою нарізки, що дозволяє зробити натяг пружини регульованим, а процес гальмування, як наслідок, в значній мірі керованим. При розрахунках пружин приймають припущення, що перемички є абсолютно жорсткими, а їхня товщина є малою величиною, значенням якої нехтують.

В поперечних перерізах плоского кільця прорізної пружини виникають згинальний та крутний моменти, які досягають максимальних значень в перерізах, суміжних з перемичками

$$M_{\max} = \frac{F \cdot R_l}{2 \cdot n'} \cdot (1 - \chi) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha'}{4};$$

$$T_{\max} = \frac{F \cdot R_l}{2 \cdot n'} \cdot \chi,$$

де R_l - середній радіус циліндра пружини;

n' - кількість прорізів по периметру кола;

$$\alpha' = \frac{2 \cdot \pi}{n'} - \text{центральний кут прорізу.}$$

Відносне осьове переміщення торців пружини

$$\lambda = \frac{F \cdot R_I^3}{n' \cdot \beta'} \cdot i \cdot \mathcal{G};$$

де β' - жорсткість поперечного перерізу кільця під час згину відносно осі, яка є паралельною до його площини.

$$\beta' = E \cdot I;$$

де E - модуль пружності матеріалу пружини під час згину;

I - момент інерції поперечного перерізу кільця відносно центральної осі, яка є паралельною до його площини;

i - кількість витків пружини.

Значення коефіцієнтів \mathcal{G}, χ залежать від співвідношення сторін перерізу кільця і наведені в [86].

В зв'язку з тим, що при гальмуванні спостерігається коливання накладок, навантаження на пружини циклічно змінюється. Через те їх необхідно перевірити на витривалість.

Коефіцієнт запасу міцності n^* для гвинтових пружин визначається за допомогою залежності вигляду :

$$\frac{1}{n^*} = \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_M},$$

де τ_a - амплітуда циклу;

τ_{-1} - границя витривалості при симетричному циклі навантаження;

τ_M - границя міцності при симетричному циклі навантаження;

τ_m - середнє навантаження циклу.

В свою чергу

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} ; \quad \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} .$$

Умова міцності $n_I \geq [n]$, де $[n] = 1,5-2,25$. Вибір конкретного значення $[n]$ залежить від точності розрахунку сил, що діють на пружину, та ступеня відповідальності розглядуваної пружної ланки в гальмівному механізмі. Окрім того, перевіряють запас міцності по текучості матеріалу пружини.

$$n_T = \frac{\tau_T}{\tau_{max}} \geq [n],$$

де τ_T - границя текучості матеріалу пружини.

Для визначення максимальних і мінімальних навантажень на пружину та напружень, які вони викликають в її витках, необхідно розглянути вимушені коливання фрикційних накладок при гальмуванні стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками.

Під час кінцевої стадії гальмування відбувається процес коливань фрикційних накладок, що не перекриті гальмівною стрічкою. Рівняння руху k вказаних накладок можна записати у вигляді рівнянь переміщень в канонічній формі

$$\begin{aligned} s_1 &= \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \dots + \delta_{1i} \cdot X_i + \dots + \delta_{1k} \cdot X_k ; \\ s_2 &= \delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \dots + \delta_{2i} \cdot X_i + \dots + \delta_{2k} \cdot X_k ; \\ &\dots\dots\dots ; \\ s_k &= \delta_{k1} \cdot X_1 + \delta_{k2} \cdot X_2 + \dots + \delta_{ki} \cdot X_i + \dots + \delta_{kk} \cdot X_k , \end{aligned}$$

де s_1, s_2, \dots, s_k - переміщення вказаних накладок;

X_i - сила, яка діє на i -ту накладку та викликає відповідне переміщення кожної з них;

$\delta_{1i}, \delta_{2i}, \dots, \delta_{ki}$ - переміщення $1, 2, \dots, k$ -ої накладок від дії одиничної сили, що статично прикладена до i -тої накладки, тобто, коли умовно прийнято, що $X_i = 1$.

Тому переміщення від одиничної сили визначається жорсткістю пружного елемента. Координату s будемо відлічувати від положення статичної рівноваги накладки. При цьому вважаємо, що такий же додатний напрямок мають швидкість \dot{s} і прискорення \ddot{s} .

Основним збудником пружних коливань фрикційних накладок є стрибкоподібний перехід від тертя спокою до тертя ковзання під час гальмування при взаємодії внутрішньої поверхні накладок з робочою поверхнею шківа. Загальні методи розв'язку вказаних рівнянь наведені в [6]. Розглянемо коливання фрикційної накладки, яка не перекрита гальмівною стрічкою і знаходиться в неексплуатаційному режимі (не виконє роботи тертя).

На рис.2.11 наведена розрахункова схема фрикційної накладки для визначення її переміщення по шківу. Товщину накладки вважаємо малою величиною у порівнянні з радіусом шківа R , тому приймаємо, що $R_0 \approx R$.

На кінцевій стадії гальмування фрикційні накладки, перекриті гальмівною стрічкою, стають нерухомими відносно неї, але при цьому проковзують відносно робочої поверхні шківа. Інші накладки деякий час рухаються разом зі шківом за рахунок сил тертя між ними, які викликані початковим натягом пружин S_{II} . Такий рух накладок продовжується до тих пір, поки сумарна сила пружності пружин F_{II} , які з'єднані з накладкою, що рухається зі шківом, не зрівноважиться найбільшою силою тертя спокою F_c . В цей час відбувається зсув робочої поверхні накладки відносно шківа. При цьому сила тертя спокою F_c стрибкоподібно зменшується до сили тертя ковзання F_k , їхня ж різниця складає ΔF . Остання і є збудником вимушених коливань накладок. В зв'язку з тим, що положення накладки визначається однією координатою s , система має один ступінь вільності.

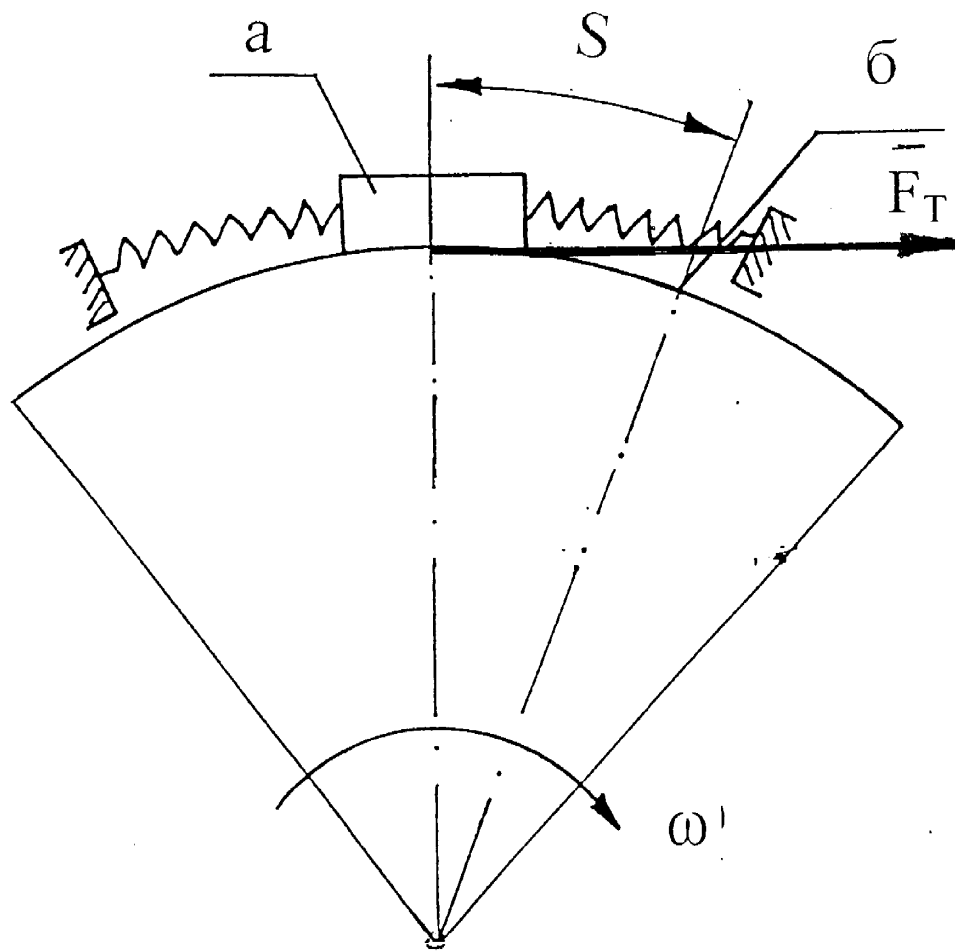


Рис.2.11 Розрахункова схема переміщення фрикційної накладки
 а – накладка знаходиться в стані статичної рівноваги;
 б – положення накладки під час її зсуву відносно шківів.

Тому після зсуву накладки відносно шківів її переміщення описується рівнянням

$$s = \delta_{II} \cdot X ,$$

де на підставі принципу Даламбера

$$X = F_{II} = F_k - m^* \cdot \ddot{s} ;$$

$$m^* \cdot \ddot{s} = F_k - F_{II} , \quad (2.43)$$

де m^* - маса фрикційної накладки;

\ddot{s} - прискорення фрикційної накладки.

Сумарна сила пружності пружин, що діє на накладку

$$F_{II} = S_1 - S_2 = S_{II} + \Delta S_1 - (S_n - \Delta S_2) ,$$

де S_1, S_2 - сила пружності пружин під час переміщення накладки на величину s від положення її статичної рівноваги;

S_{II} - сила натягу пружини в стані статичної рівноваги;

$\Delta S_1, \Delta S_2$ - приріст сил натягу пружин від переміщення накладки.

$$\Delta S_1 = c_1 \cdot s ; \quad \Delta S_2 = c_2 \cdot s ;$$

$$F_{II} = \Delta S_1 + \Delta S_2 = s \cdot (c_1 + c_2) ,$$

де c_1 і c_2 - жорсткості пружин.

Після введення позначення $c^* = c_1 + c_2$ рівняння (2.43) набуває вигляду

$$m^* \cdot \ddot{s} = F_k - c^* \cdot s ,$$

звідки $\ddot{s} + \frac{c^*}{m^*} \cdot s = \frac{F_k}{m^*}$, або

$$\ddot{s} + \lambda^2 \cdot s = \frac{F_k}{m^*} , \quad (2.44)$$

де $\lambda = \sqrt{\frac{c^*}{m^*}}$ - частота власних коливань пружини.

Розв'язком одержаного рівняння (2.44) є

$$s = A^{**} \cdot \sin(\lambda \cdot t + \Theta) + \frac{F_k}{m^* \cdot \lambda^2}.$$

Оскільки $\frac{F_k}{m^* \cdot \lambda^2} = \frac{F_T}{c^*} = s_k$ - координата, значення якої є пропорційним до сили тертя ковзання, рівняння переміщення накладки набуває вигляду

$$s = A^{**} \cdot \sin(\lambda \cdot t + \Theta) + s_k. \quad (2.45)$$

Тоді рівняння швидкості і прискорення накладки мають вигляд

$$\dot{s} = A^{**} \cdot \lambda \cdot \cos(\lambda \cdot t + \Theta); \quad (2.46)$$

$$\ddot{s} = -A^{**} \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\lambda \cdot t + \Theta).$$

Величини A^{**} і Θ знаходимо з початкових умов при $t=0$, $s = s_c = \frac{F_c}{c}$, $\dot{s} = V_0$, де s_c - координата під час зсуву накладки відносно шківів; V_0 - швидкість накладки під час її зсуву, яка дорівнює швидкості шківів.

Тоді з рівнянь (2.45) і (2.46) маємо:

$$s_c = A^{**} \cdot \sin \Theta + s_k, \quad (2.47)$$

$$V_0 = A^{**} \cdot \lambda \cdot \cos \Theta. \quad (2.48)$$

Розв'язавши сумісно рівняння (2.47) і (2.48), отримуємо

$$A^{**} = \sqrt{s_c - s_k^2 + \frac{V_0^2}{\lambda^2}};$$

$$\Theta = \operatorname{arctg} \frac{(s_c - s_k) \cdot \lambda}{V_0}.$$

Визначимо час, коли зміщення пружини досягає максимального значення, виходячи з умови, що $\dot{s} = 0$.

Тоді із залежності (2.46) отримуємо, що

$$A^{**} \cdot \lambda \cdot \cos(\lambda t + \Theta) = 0.$$

Оскільки $A^{**} \neq 0$, $\lambda \neq 0$, то $\cos(\lambda t + \Theta) = 0$, звідки $\lambda t + \Theta = \frac{\pi}{2}$. Тоді

$$t = \frac{\frac{\pi}{2} - \Theta}{\lambda}. \quad (2.49)$$

Підставивши (2.49) в (2.45), отримуємо

$$s_{max} = s_k + A^{**}.$$

Тоді максимальна розрахункова осьова сила пружини

$$F_{max} = S_{II} + s_{max} \cdot \frac{c}{2} = S_{II} + \left(s_k + A^{**} \right). \quad (2.50)$$

Необхідна кількість пружин, що з'єднують дві суміжні фрикційні накладки, визначається з умови міцності

$$k^* = \frac{F_{max}}{[F]},$$

де $[F]$ – допустима сила на одну пружину, яка визначається із залежностей, що наведені в [86].

Блок-схема алгоритму розрахунку пружних елементів та результати обчислень її основних геометричних параметрів наведені в додат. 3 і 4.

Залежність (2.50) отримана за умови однакової жорсткості всіх пружин, що з'єднують фрикційні накладки.

На основі вищевикладеного визначимо максимальну допустиму силу та переміщення витків гвинтової та прорізної циліндричних пружин, що мають однакові габаритні розміри, якщо середній радіус циліндра пружини $R = 10$ мм, кількість прорізів $n = 2$, розміри поперечного перерізу $a = b = 3$ мм; $[\sigma] = 400$ МПа, $[\tau] = 0,7 \cdot [\sigma]$.

Гвинтова пружина квадратного поперечного перерізу

З умови міцності $\tau_{max} = \frac{F \cdot r}{W_k} \leq [\tau]$ визначаємо допустиме осьове навантаження, яке дорівнює $[F] = \frac{[\tau] \cdot W_k}{r}$,

де момент опору $W_k = 0,208 \cdot a^3$.

$$\text{Тоді } [F_{max}] = \frac{0,208 \cdot a^3}{R} \cdot [\tau] = \frac{0,208 \cdot 3^3 \cdot 0,7 \cdot 400}{10} = 157,25 \text{ Н.}$$

Переміщення одного витка пружини

$$\lambda_{max} = 5,567 \cdot \frac{F_{max} \cdot D^3}{G \cdot a^4} = 5,567 \cdot \frac{157,25 \cdot 20^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 3^4} = 1,086 \text{ мм.}$$

Прорізна пружина

Допустиме осьове навантаження

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{a^3} = \frac{6 \cdot F_{max} \cdot R}{4 \cdot a^3} \cdot (1 - \chi) = \frac{6 \cdot F_{max} \cdot 10}{4 \cdot 3^3} \cdot (1 - 0,32) = 0,377 \cdot F_{max}.$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{0,208 \cdot a^3} = \frac{\chi \cdot F_{max} \cdot R}{4 \cdot 0,208 \cdot a^3} = \frac{0,32 \cdot F_{max} \cdot 10}{4 \cdot 3^3 \cdot 0,208} = 0,142 \cdot F_{max}.$$

Згідно з четвертою теорією міцності

$$\sigma_4 = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = F_{max} \cdot \sqrt{0,376^2 + 3 \cdot 0,142^2} = 0,45 \cdot F_{max} \leq [\sigma],$$

тобто
$$[F] = \frac{[\sigma]}{0,45} = \frac{400}{0,45} = 888,9 \text{ Н.}$$

Переміщення для одного кільця пружини

$$\lambda = \frac{9 \cdot F_{max} \cdot R^3}{n' \cdot \beta'} = \frac{9 \cdot F_{max} \cdot R^3}{n' \cdot E \cdot I} = \frac{9 \cdot F_{max} \cdot R^3 \cdot 12}{n' \cdot E \cdot a^4};$$

$$\lambda = \frac{0,161 \cdot 888,9 \cdot 10^3 \cdot 12}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3^4} = 0,053 \text{ мм.}$$

Таким чином, з отриманих результатів обчислення випливає, що для з'єднання рухомих фрикційних накладок між собою в стрічково-колодковому гальмі доцільніше використовувати прорізні пружини, оскільки при однакових габаритних розмірах порівняно з гвинтовими пружинами вони є більш міцними та жорсткими. Більш того, застосування різьбового з'єднання у вузлах “прорізні пружини-фрикційні накладки” дозволяє зробити натяг пружин регульованим, а процес гальмування – керованим.

2.4. Вплив жорсткості гальмівної стрічки на експлуатаційні параметри гальма

Відомо, що на величину гальмівного моменту, що розвиває будь-яке стрічково-колодкове гальмо, впливають закономірності зміни співвідношення

зусиль на набігаючій та збігаючій гілках стрічки, а також радіус робочої поверхні гальмівного шківa [1, 94].

На відміну від традиційного стрічково-колодкового гальма в нетрадиційному з рухомими фрикційними накладками останні не з'єднані з гальмівною стрічкою і тому її жорсткість є порівняно невелика. Тому, для практичних розрахунків гальмівного моменту з достатньою точністю використовують формули Ейлера. Але по мірі збільшення жорсткості гальмівної стрічки точність розрахунків знижується. Як і будь-яке реальне тіло, гальмівна стрічка чинить опір згину. Це впливає на дійсний характер співвідношення зусиль на збігаючій (S_3) та набігаючій (S_n) гілках стрічки. Тому розглянемо вплив жорсткості гальмівної стрічки на величину вказаного співвідношення. На рис. 2.12 та 2.13 наведені схеми сил, що діють на ділянку стрічки над i -ою накладкою з урахуванням згинальної жорсткості. При цьому вважаємо, що шків є абсолютно твердим тілом, а деформації розтягу – невеликими у порівнянні з деформаціями згину.

Отже, при охопленні стрічкою фрикційних накладок подальшої зміни радіуса R не відбувається, незважаючи на збільшення зусилля S_3 на збігаючій гілці стрічки. Тобто деформації згину і відповідні їм згинальні моменти в поперечних перерізах стрічки залишаються сталими.

На рис.2.12 позначено: 1 – стрічка в незамкнутому стані; 2 – стрічка в замкнутому стані; R_0 і R – радіуси геометричної осі стрічки в незамкнутому та замкнутому стані; Δ – зазор між стрічкою і накладками в незамкнутому стані; q_0 , F – питомі навантаження та сила тертя між гальмівною стрічкою та фрикційними накладками.

Для гнучкого тіла згинальний момент $M=0$, а зусилля натягу (S_0) зумовлюють виникнення питомих навантажень між стрічкою і накладкою при певних силах тертя між ними. В реальному тілі, яким є гальмівна стрічка, на це витрачається лише частина зусилля натягу. Інша частина S_0 іде на деформації згину.

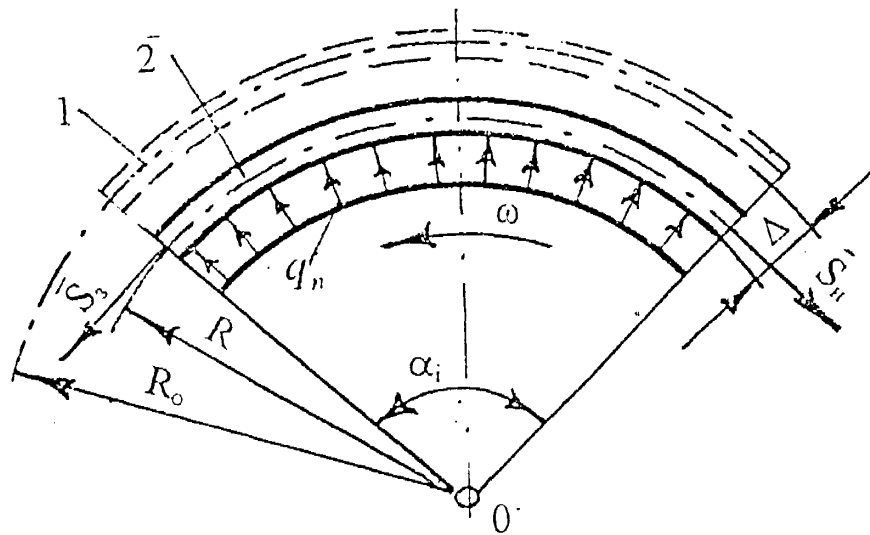


Рис.2.12 Сили, що діють на ділянку гальмівної стрічки над i -тою фрикційною накладкою з урахуванням її жорсткості

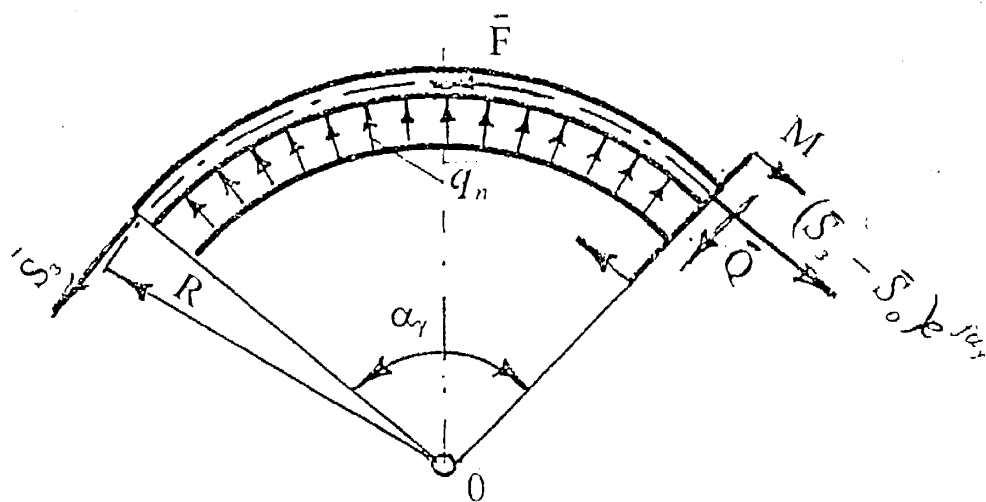


Рис.2.13 Схема сил для визначення співвідношення між згинальним моментом (M) та зусиллям натягу (S_0)

Тобто, якщо до збігаючої гілки прикладена сила S_3 , то на набігаючій гілці

$$S_H = (S_3 - S_0)e^{f\alpha_i},$$

де f – коефіцієнт тертя між гальмівною стрічкою та накладкою;

α_i – центральний кут i -ої накладки.

Тоді для гальмівної системи, яка містить n накладок, охоплених стрічкою,

$$S_H = (S_3 - S_0)e^{fn}. \quad (2.50)$$

Сила тертя між стрічкою та накладками

$$F = S_H - S_3' \quad (2.51)$$

Частина зусилля на збігаючій гілці стрічки, яка зумовлює виникнення питомих навантажень, дорівнює

$$S_3' = S_3 - S_0. \quad (2.52)$$

Підставивши (2.50) і (2.52) в (2.51), отримуємо

$$F = (S_3 - S_0)e^{fn} - (S_3 - S_0) = (S_3 - S_0)(e^{fn} - 1) = S_3 \left(1 - \frac{S_0}{S_3}\right) (e^{fn} - 1). \quad (2.53)$$

Для визначення співвідношення між згинальним моментом M та силою S_0 , що породжує його, розглянемо зусилля в довільному перерізі стрічки, коли радіус геометричної осі стрічки досягає величини R (рис. 2.13). Силу на збігаючій гілці стрічки запишемо у вигляді

$$S_3 = S_3 - S_0 + S_0 = (S_3 - S_0) + S_0. \quad (2.54)$$

В загальному випадку в поперечному перерізі при плоскому згині діють згинальний момент M , поперечна сила Q та осьова сила $(S_3 - S_0)e^{f\alpha_r}$. Запишемо рівняння рівноваги частини стрічки під дією прикладених до неї сил (див. рис.2.13)

$$\sum M_o = S_3 R + FR - M - (S_3 - S_0)e^{f\alpha_r} R = 0$$

або з урахуванням (2.54)

$$[(S_3 - S_0) + S_0]R + FR - M - (S_3 - S_0)e^{f\alpha_r} R = 0,$$

звідки

$$M = -(S_3 - S_0)(e^{f\alpha_r} - 1)R + FR + S_0 R,$$

але

$$(S_3 - S_0)(e^{f\alpha_r} - 1) = F,$$

тоді $M = S_0 R$, тобто

$$S_0 = \frac{M}{R}. \quad (2.55)$$

Оскільки $\frac{R_0}{h_0} \gg 5$, стрічку вважаємо стрижнем малої кривини, для якого справедливі ті ж самі залежності, що і для прямого бруса. Тоді

$$M = \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right) EI, \quad (2.56)$$

де E – модуль пружності під час згину;

I – момент інерції поперечного перерізу стрічки.

На підставі рівнянь (2.55) і (2.56) запишемо

$$S_0 = \frac{(R_0 - R)EI}{R^2 \cdot R_0}, \quad (2.57)$$

але $R_0 - R = \Delta$, а $I = \frac{bh^3}{12}$, тому

$$S_0 = \frac{\Delta b h^3}{12 R^2 R_0}, \quad (2.58)$$

де b і h – ширина та висота перерізу гальмівної стрічки.

Підставивши (2.58) в (2.52), одержимо

$$F = S_3 \left(1 - \frac{\Delta b h^3 E}{12 R^2 R_0 S_3} \right) (e^{f \alpha n} - 1). \quad (2.59)$$

Гальмівний момент

$$M_2 = FR = S_3 \left(1 - \frac{\Delta b h^3 E}{12 R^2 R_0 S_3} \right) \cdot (e^{f \alpha n} - 1) R. \quad (2.60)$$

Як видно з (2.60), найбільший вплив на величину гальмівного моменту чинять такі геометричні параметри стрічки, як висота перерізу та радіус кривини стрічки. Оцінимо розбіжність в результатах, отриманих із залежності (2.60) та залежності для визначення гальмівного моменту. Згадана залежність одержана з припущенням абсолютної гнучкості стрічки і має вигляд

$$M_2' = S_3 (e^{f \alpha n} - 1) R. \quad (2.61)$$

$$\varepsilon^* = \frac{M_2' - M_2}{M_2'} \cdot 100\%. \quad (2.62)$$

Підставивши (2.60) і (2.61) в (2.62), одержимо

$$\varepsilon^* = \frac{S_3 (e^{f \alpha n} - 1) R - S_3 (e^{f \alpha n} - 1) \left(1 - \frac{\Delta E b h^3}{12 R^2 R_0 S_3} \right) R}{S_3 (e^{f \alpha n} - 1) R} \cdot 100\% = \frac{\Delta E b h^3}{12 R^2 R_0 S_3} \cdot 100\%.$$

Побудуємо залежності $\varepsilon^* = f(h)$ і $\varepsilon^* = f(R)$ (рис.2.14 та 2.15 відповідно). Приймаємо $S=40$ кН; $E=2 \cdot 10^8$ кН/м²; $b=0,1$ м; $\Delta=0,003$ м; $R \approx R_0$.

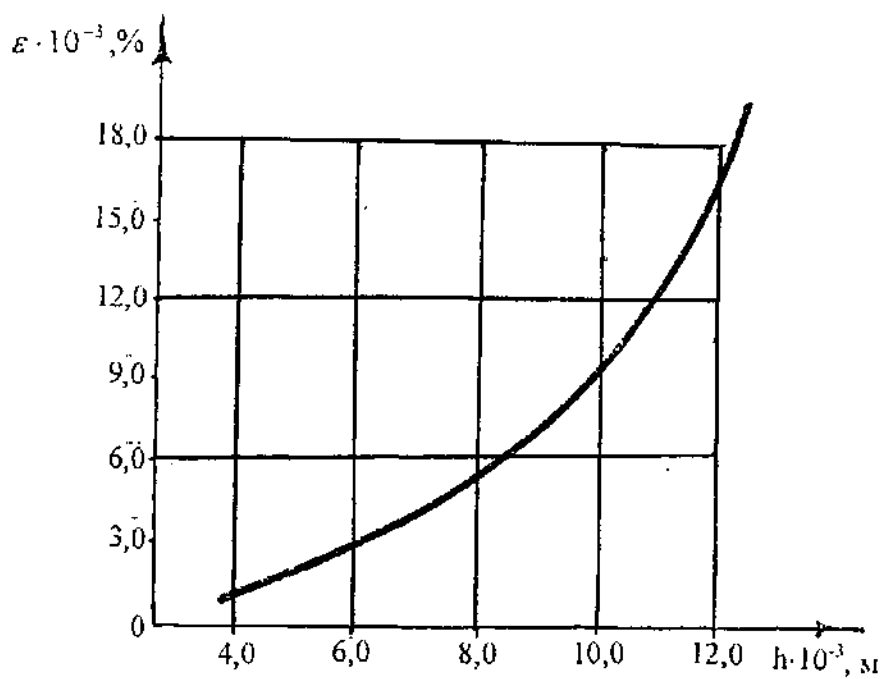


Рис.2.14 Графічна залежність розбіжності між M_2 і M_2' від h при $R = 0,5 \text{ м}$

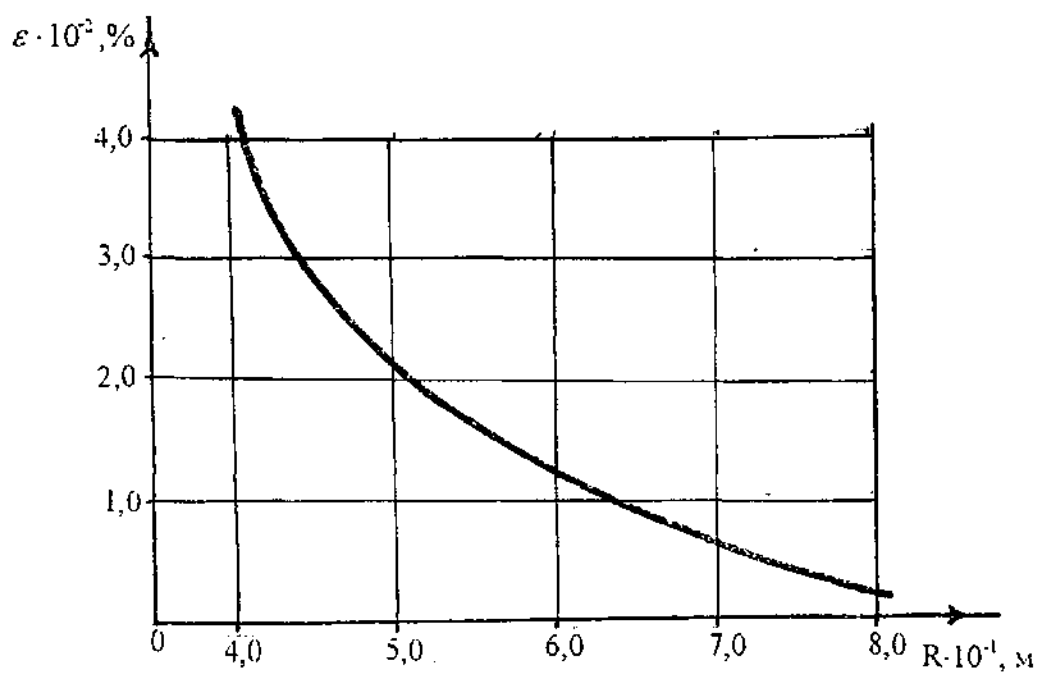


Рис. 2.15 Графічні залежності $\varepsilon^r = f(R)$ при $h = 0,006 \text{ м}$

Отже, збільшення висоти перерізу стрічки та зменшення радіуса її кривизни негативно впливають на величину гальмівного моменту. Тому бажано товщину гальмівної стрічки приймати $h < 10$ мм, а $R > 0,5$ м.

Таким чином, показано вплив жорсткості гальмівної стрічки на гальмівний момент, котрий може реалізувати стрічково-колодке гальмо з рухомими фрикційними накладками та встановлені її (гальмівної стрічки) раціональні геометричні параметри.

Висновки

1. В результаті теоретичних досліджень особливостей конструкції стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками і динамічних процесів, що відбуваються в парах тертя його фрикційних вузлів доведена працездатність конструкції досліджуваного гальма. При цьому встановлено, що повний цикл гальмування складається з трьох стадій: початкової, перехідної та кінцевої, а питомі навантаження на внутрішніх парах тертя є більшими за питомі навантаження на зовнішніх парах тертя. Це зумовлене попереднім натягом між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок та робочою поверхнею гальмівного шківа, зумовленого пружним з'єднанням накладок. При цьому коефіцієнти тертя в зовнішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма є більшими, ніж у внутрішніх парах тертя.

2. Математичний опис динаміки основних вузлів нетрадиційного гальма дозволив отримати залежності для визначення:

- зусиль натягу збігаючої та набігаючої гілок гальмівної стрічки при сталій та змінній величині коефіцієнтів тертя в зовнішніх парах тертя з урахуванням товщини накладок та їхньої кількості, охоплюваної гальмівною стрічкою в початковій стадії гальмування;

- гальмівного моменту, котрий реалізується на зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів в залежності від радіуса гальмівного шківа, натягу

збігаючої гілки стрічки та кількості накладок, охоплених нею в початковій та кінцевій стадіях гальмування;

- гальмівного моменту з урахуванням жорсткості гальмівної стрічки. При цьому встановлено, що її товщина не повинна перевищувати 10,0 мм;

- сили розтягу пружних елементів при з'єднанні системи фрикційних накладок в кільце, які забезпечують їхнє щільне прилягання до робочої поверхні гальмівного шківів.

3. Проведено розрахунки на міцність гальмівної стрічки, гвинтової та прорізної пружин з метою визначення їхніх основних геометричних параметрів.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ

3.1. Задачі стендових експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є створення банку даних основних показників динамічної навантаженості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками при його роботі в стендових умовах.

У відповідності з цим програмою досліджень передбачено розгляд наступних задач:

- встановлення закономірностей зміни експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма на зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів на різних стадіях гальмування (першій та третій), а саме:
 - питомих навантажень;
 - деформацій гальмівної стрічки та фрикційних накладок;
 - коефіцієнтів тертя;
 - часу гальмування;
- вивчення впливу жорсткості гальмівної стрічки та величини попереднього натягу у з'єднанні “робоча поверхня гальмівного шківів–внутрішні поверхні фрикційних накладок” на ефективність роботи стрічково-колодкового гальма;
- розробка конструктивних заходів з покращення експлуатаційних параметрів гальма:

- оцінка ресурсу зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок гальма.

Мета і задачі експериментальних досліджень динамічної навантаженості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок визначили вибір об'єктів досліджень, необхідного обладнання, вимірювальних приладів та реєструючої апаратури.

Експериментальні дослідження були проведені на модельному гальмівному стенді в лабораторних умовах.

Етапи та умови проведення випробувань, а також перелік реєстрованих та визначуваних при цьому параметрів наведені в табл.3.1.

3.2. Вибір методів вимірювання експлуатаційних параметрів гальма

Виходячи із задач досліджень, умов проведення випробувань і реальних можливостей, в якості об'єктів випробувань була вибрана геометрична модель стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 з масштабом геометричної подібності

$$\gamma = l_n / l_m = 3,45,$$

де l_n, l_m – довжини між подібними точками натури і моделі.

Обчислення вимірних сил F , лінійних переміщень Δl і відносних деформацій ε , а також визначених моментів M та напружень σ проводили за наступними залежностями

$$F_n = \beta / F_m; \quad \Delta l = \Delta l_m \left(\frac{E_m}{E_n} \right) \left(\frac{\beta}{\alpha} \right); \quad \varepsilon_n = \varepsilon_m \left(\frac{E_m}{E_n} \right) \left(\frac{\beta}{\alpha} \right)^2; \quad M_n = \alpha \cdot \beta \cdot M_m; \quad \sigma_n = \sigma_m \cdot \beta / \alpha^2,$$

Таблиця 3.1
 Вирішення задач досліджень з динамічної навантаженості стрічково-колоткового гальма з рухомими фрикційними накладками в лабораторних умовах

Найменування етапів досліджень	Умови проведення випробувань	Параметри, які вимірюються та розраховуються
1	2	3
1. Дослідження роботи стрічково-колоткового гальма з рухомими фрикційними накладками	<p>Фрикційні накладки в кількості 12 шт. з геометричними параметрами $(a \times b \times h = 232 \times 60 \times 20 \text{ мм})$ набиралися на два циліндричних стрижня $\varnothing 6,0 \text{ мм}$. Накладки набиралися з рівномірним кроком $80,0 \text{ мм}$. Між ними встановлені циліндричні пружини, виготовлені з дроту $\varnothing 0,75 \text{ мм}$ з зовнішнім діаметром $\varnothing 12,0 \text{ мм}$. Циліндричні стрижні вигнуті по дузі кола радіусом $r = R + \frac{h}{2}$ (R – радіус шківів) на їхніх кінцях нарізана ліва і права різь.</p> <p>Утворене пружинами і фрикційними накладками кільце встановлювалися на гальмівний шків. На кінці циліндричних стрижнів нагвинчувались муфти. Останні підискають фрикційні накладки їхньою внутрішньою поверхнею до робочої поверхні гальмівного шківів. Гальмівна стрічка шириною $b_{\text{п}} = 65 \text{ мм}$ та товщиною $h_{\text{п}} = 2,0 \text{ мм}$ має кут обхвату $\beta = 270^\circ$ зовнішніх поверхонь фрикційних накладок. При цьому коефіцієнт тертя між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та зовнішньою поверхнею фрикційних накладок був більшим за коефіцієнт тертя між внутрішньою поверхнею фрикційних накладок та робочою поверхнею гальмівного шківів.</p>	<p>1. Натяг збіжної гілки гальмівної стрічки. 2. Швидкість затягування гальмівної стрічки. 3. Час гальмування.</p>
2. Встановлення закономірностей зміни питомих навантажень стрічково-колоткового гальма з рухомими накладками	<p>Закономірності зміни питомих навантажень на зовнішніх (перша стадія гальмування) та внутрішніх (третя стадія гальмування) парах тертя фрикційних вузлів стрічково-колоткового гальма з рухомими фрикційними накладками встановлювалися наступним чином:</p>	<p>1. Натяг збіжної гілки гальмівної стрічки. 2. Час гальмування. 3. Питомі навантаження.</p>

1	2	3
<p>внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів в залежності від швидкості обертання гальмівного шківів, натягу збіжної гілки гальмівної стрічки та часу гальмування на різних стадіях гальмування</p> <p>3. Визначення взаємозв'язаних раціональних значень питомих навантажень і коефіцієнтів тертя, які реалізуються у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах нетрадиційного гальма</p> <p>4. Оцінювання величини спрацювання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок стрічкового колодкового гальма</p> <p>5. Реалізація конструктивних рішень з покращення</p>	<p>- при різних, але сталих значеннях натягів збіжної гілки гальмівної стрічки при однаковій кутовій швидкості обертання гальмівного шківів (один цикл гальмування);</p> <p>- виконання ряду циклічних гальмувань при вищеперелічених умовах.</p> <p>Виконують циклічні гальмування в кількості 150-ти з метою падання різниці питомих навантажень, що виникають між внутрішніми і зовнішніми парами тертя, до значення, меншого 0,1 МПа при умові забезпечення мінімального натягу між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківів.</p> <p>Визначення: за допомогою резисторних датчиків величини спрацювання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок стрічкового-колодкового гальма в лабораторних умовах та мікрометрування спрацювання відпрацьованих фрикційних накладок по довжині після їхнього зняття з гальмівного шківів.</p> <p>Покращення експлуатаційних параметрів стрічкового-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками досягалось за рахунок:</p>	<p>4. Коефіцієнти тертя.</p> <p>Те саме.</p> <p>1. Час навантаження. 2. Товщина спрацьованого матеріалу фрикційних накладок по їхній довжині.</p>

Продовження табл. 3.1

1	2	3
експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками	<ul style="list-style-type: none">- зміни кута обхвату гальмівною стрічкою шківа в удосконаленій конструкції гальма;- використання ефектів термоелектричного і “теплової труби” для інтенсивного примусового охолодження внутрішніх і зовнішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма.	

де $\beta = F_n / F_m$ – масштаб силової подібності; E_n, E_m – модулі пружності матеріалів натури та моделі.

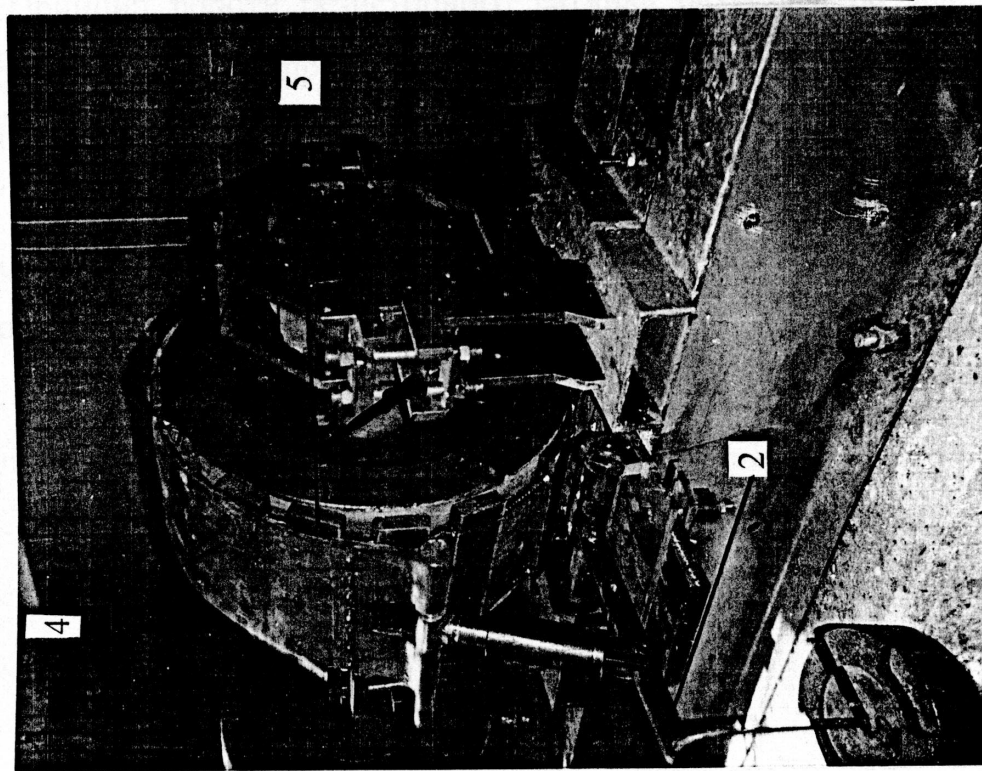
Для проведення випробувань модель стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками встановлювалася на гальмівний стенд (рис.3.1 а, б), який спеціально був створений для дослідження динамічної навантаженості його деталей.

Відомо, що деформації ділянок гальмівної стрічки та фрикційних накладок можна виміряти наступним чином: використанням крихких тензочутливих покриттів, методами муарових смуг та сіток, використанням оптично чутливих покриттів, голографічної інтерферометрії, використанням поляризаційного оптичного методу дослідження на просвічуваних моделях, визначенням полів деформацій за вимірами в окремих точках [50]. Кожний з перелічених методів має певні переваги і недоліки. Виходячи з цього, для дослідження деформацій ділянок гальмівної стрічки та фрикційних накладок було обрано метод визначення деформацій за вимірами в окремих точках. Для цього використовувалися терморезистори. Базу останніх вибирають за напрямком найбільшої деформації гальмівної стрічки, визначеної з умови її симетрії, за даними теоретичних досліджень розподілу деформацій [79]. Аналогічним чином поступаємо при визначенні деформацій фрикційних накладок.

Деформація в датчиках сили вимірюється пасивними дротяними потенціометрами, тензодатчиками, струнами, що коливаються, індуктивними та ємнісними чутливими елементами або активними п'єзодатчиками [79]. Для вимірювання нормальних сил, які виникають при взаємодії робочої поверхні гальмівної стрічки із зовнішньою поверхнею фрикційних накладок були використані п'єзодатчики, номінальна потужність яких становила 50 пКл/Н [91].

Для вибору методів вимірювання спрацювання фрикційних накладок нетрадиційного гальма були проаналізовані переваги і недоліки кожного з них.

а)



б)

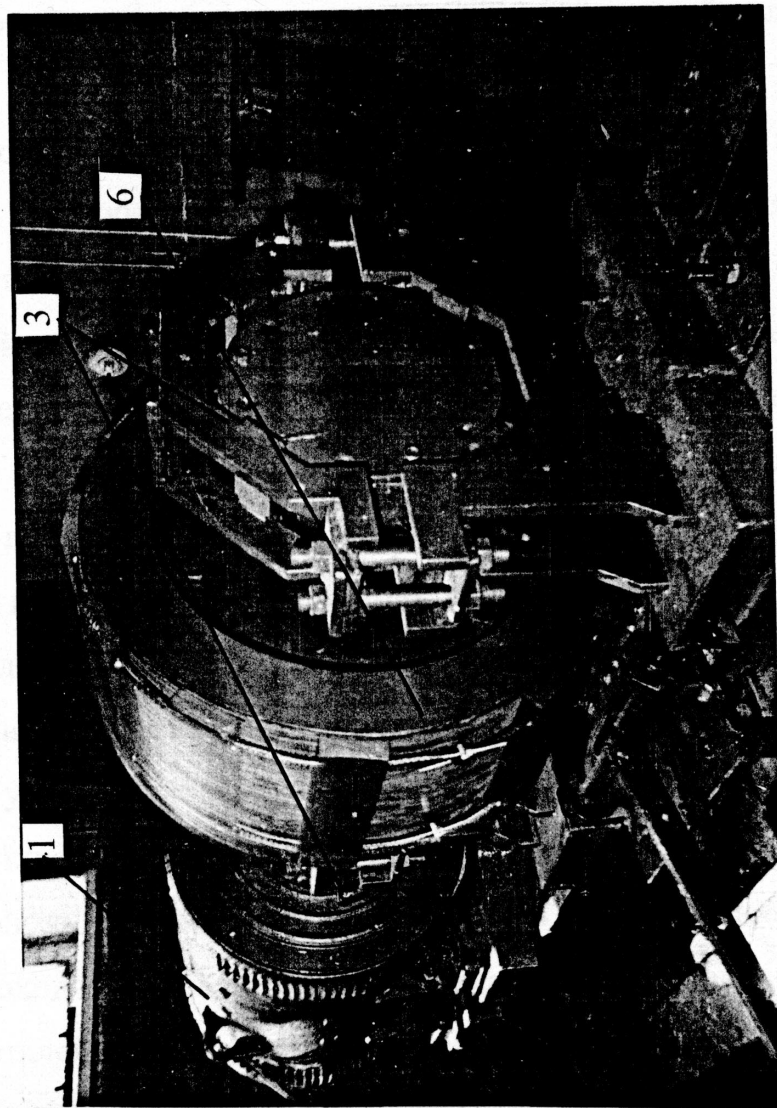


Рис.3.1 а, б Загальний вигляд гальмівного стелда: а – в робочому положенні при таруванні; б – з розімкненою гальмівною стрічкою; 1 – привідний електродвигун постійного струму; 2 – навантажувальний пристрій; 3 – опори гальмівного вала; 4 – гальмівна вала; 5 – фрикційні накладки; 6 – гальмівний шків

При цьому розглядали наступні методи: конденсаторний, ультразвуковий та резисторний.

Суть конденсаторного методу полягає в тому, що до виводів конденсатора, утвореного металевим елементом тертя (шківом) та спеціальними пластинами, встановленими у фрикційну накладку, під'єднують вимірювальний прилад, наприклад, міст змінного струму. Це дає можливість визначити величину наробки фрикційного вузла гальма. Нульовому спрацюванню відповідає нова накладка. Вираховуючи з величини гранично допустимого напрацювання, яке дорівнює мінімально допустимій товщині спрацьованої накладки, показ результату вимірювання на шкалі приладу, отримують величину залишкового ресурсу фрикційного вузла гальма.

Ультразвуковий метод базується на властивостях ультразвукових хвиль. Відомо, що ультразвукові хвилі мають властивість проникати всередину матеріалу, а їхнє розповсюдження підпорядковується законам геометричної оптики. В зв'язку з чим ультразвукові хвилі, які збуджені ультразвуковим датчиком, проходять крізь фрикційну накладку. Підійшовши до межі розділу накладки з металевим елементом тертя, відбиваються та повертаються.

Принцип роботи резисторного датчика базується на збільшенні опору резисторного шару при зменшенні товщини останнього в результаті спрацювання матеріалу фрикційної накладки.

Основною перевагою резисторного датчика спрацювання фрикційних накладок нетрадиційного гальма є простота конструкції та можливість його стаціонарного встановлення.

На основі вищевикладеного розглянемо конструкцію модельного гальмівного стенда та нетрадиційного гальма.

3.3. Конструкція і робота гальмівного стенда

Виходячи із задач досліджень, вибору методів вимірювання параметрів роботи гальма і реальних можливостей щодо умов проведення експерименту, в якості одного з об'єктів випробувань була вибрана геометрична модель стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. БУ-2500ЕП. Для досліджень зазначену модель переобладнали в нетрадиційне гальмо, що містить рухомі фрикційні накладки.

Випробування такої моделі на гальмівному стенді в лабораторних умовах дозволило в загальному оцінити працездатність удосконаленого стрічково-колодкового гальма. Окрім того, були встановлені закономірності зміни експлуатаційних параметрів нетрадиційного стрічково-колодкового гальма на зовнішніх та внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів на першій і третій стадії гальмування. До них належать: питомі навантаження, що виникають між робочою поверхнею гальмівної стрічки та зовнішніми поверхнями фрикційних накладок (зовнішні фрикційні вузли), а також між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківа (внутрішні фрикційні вузли); деформації гальмівної стрічки (її видовження) і фрикційних накладок (радіальні); коефіцієнти тертя між зазначеними вище поверхнями взаємодії; час гальмування і величина спрацювання зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок. В подальшому був встановлений вплив жорсткості гальмівної стрічки і величини попереднього натягу у з'єднанні "робоча поверхня гальмівного шківа–внутрішні поверхні фрикційних накладок" на ефективність роботи нетрадиційного гальма. Апробовано конструктивні рішення з покращення експлуатаційних параметрів гальмівного механізму. Зміну експлуатаційних параметрів досліджуваного гальма досягали шляхом зміни кута обхвату гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок, а також застосуванням двостороннього інтенсивного охолодження зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма.

Для проведення досліджень з динамічної навантаженості модель гальма встановлювали на стенд (див. рис.3.1 а, б), який складається з двох двотаврових балок, прикріплених до бетонної основи анкерними болтами. На балках встановлено гальмівний шків 6, який насаджено на вал. Останній змонтовано в опорах 3. Гальмівний шків 6 охоплює 12-ть фрикційних накладок 5, які посаджені на циліндричні стрижні 2 (рис. 3.2): Між собою накладки з'єднані циліндричними пружинами 3. Вал приводиться в обертання привідним електродвигуном 1 постійного струму марки 2ПН 225МУ 4 потужністю 15 кВт через пружну пальцеву муфту. Використання двигуна зазначеної марки дозволило плавно регулювати момент обертання на привідному валу і підтримувати його стабільним при зміні частоти обертання гальмівного вала. Частоту обертання останнього вимірювали цифровим електронним тахометром марки 7ТЕ. Зусилля притискання фрикційних накладок до гальмівного шківа реєстрували пристроєм навантаження 2.

До фланця гальмівного шківа 3 прикріплені махові маси загальною вагою 1950 Н.

Електрична схема гальмівного стенда наведена на рис.3.3. В зв'язку з тим, що номінальна напруга обмотки якоря (ЯД) використовуваного електродвигуна складає 110 В при струмові 120 А, в якості джерела живлення обмотки якоря був використаний такий самий двигун, але в генераторному режимі з обмотками якоря (ЯГ) і збудження (ОВГ). Вал генератора приводився в обертання асинхронним двигуном змінного струму (ДП). Напруга на обмотках збудження генератора (ОВГ) і двигуна (ОВД) регулювалася лабораторними автотрансформаторами Т1 і Т2. З останніх напруга змінного струму подавалася на випрямлювальні мости, що зібрані на діодах VD1-VD4 і VD5-VD8, з яких постійна напруга поступає на обмотки ОВГ і ОВД.

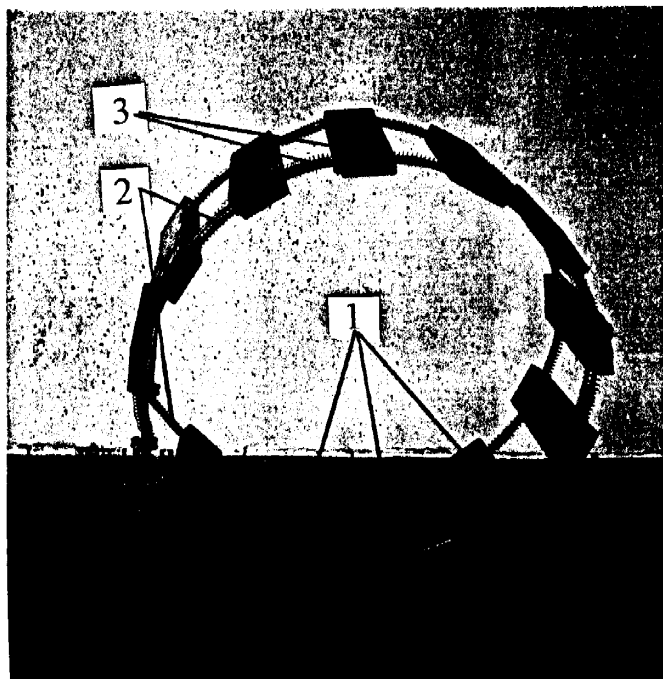


Рис.3.2 Система фрикційних накладок в зібраному вигляді: 1 – фрикційні накладки з отворами; 2 – напрямні циліндричні стрижні; 3 – циліндричні пружини

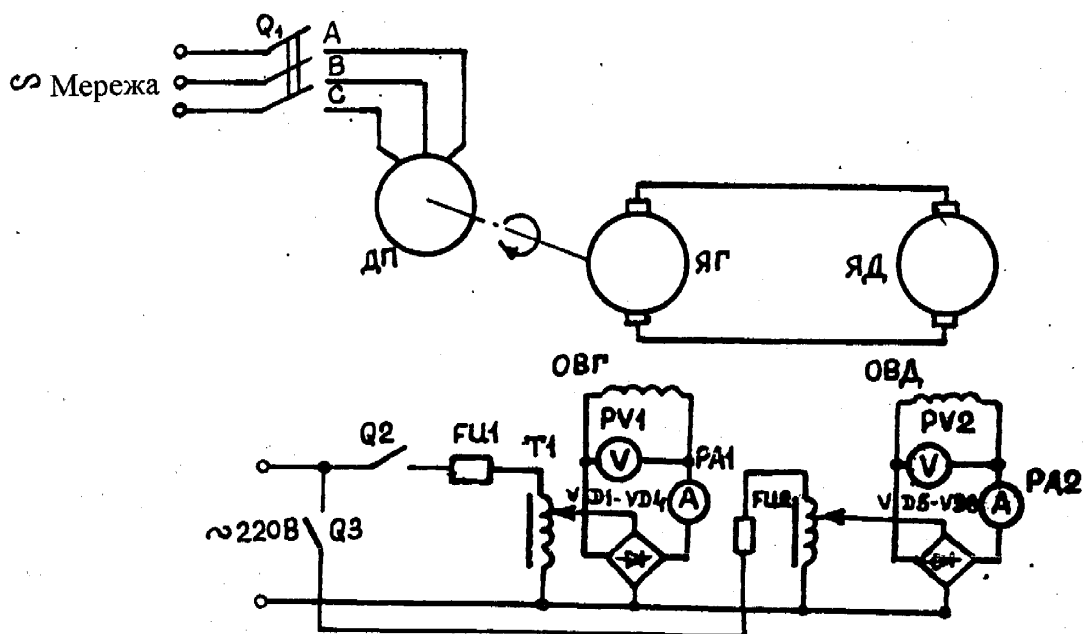


Рис.3.3 Принципова електрична схема гальмівного стенда

3.4. Вимірювальна апаратура

А. Вимірювання і визначення динамічних параметрів при роботі гальма

Деформації гальмівної стрічки та її ділянок визначали тензорезисторним методом. В якості тензодатчиків використовували терморезистори ПКБ-20-150 з базою 20 мм і опором 150 Ом. З'єднання датчиків проводилося за мостовою схемою (рис.3.4), в якій два тензорезистора є активними, а два – компенсаційними для зменшення найбільш суттєвішої для тензодатчиків температурної похибки. На основі рівності сигналів тензометричного мосту і поточного значення деформації виконувалася перевірка апаратури безпосередньо в процесі вимірювання. До складу вимірювальної апаратури входив тензометричний підсилювач “Топаз-4”. За рахунок градуювання тензодатчиків з одночасним контролем чутливості підсилювача і встановлення нуля перед кожним вимірюванням похибка знижувалася до 0,2-0,5% при статичних і до 1,0-1,5% при динамічних вимірюваннях.

Тарування тензодатчиків було проведене шляхом розтягування гальмівної стрічки заданими зусиллями при закріпленні її набігаючої гілки. На рис.3.5 показано встановлення датчиків на набігаючій гілці гальмівної стрічки. Електричний сигнал, пропорційний величині натягу стрічки, реєстрували за допомогою стрілочного індикатора тензометричного підсилювача.

Експерименти проводили при навантаженні навантажувального пристрою тягарами вагою 400 і 800 Н при сталій частоті обертання шківів – 200 хв^{-1} , при цьому плече важеля становило 256, 0 мм.

Питомі навантаження при взаємодії пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма визначали наступним чином. Спочатку (на першій стадії гальмування) із застосуванням п'єзоелектричних датчиків визначали нормальне зусилля притискання робочої поверхні стрічки до

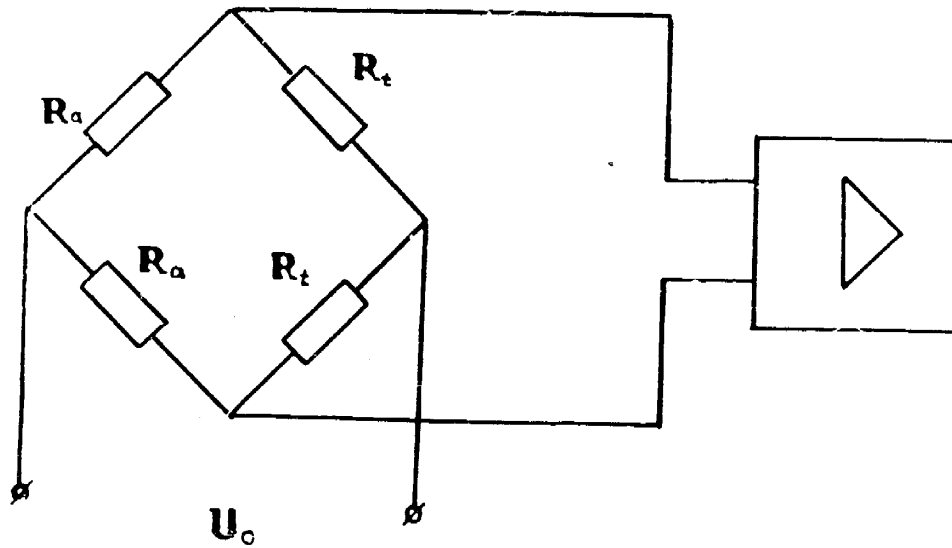


Рис.3.4. Мостова схема підключення тензодатчиків активні (R_a) та компенсаційні (R_t) опори



Рис.3.5. Тензодатчики набігаючої гілки гальмівної стрічки: 1 - гальмівна стрічка; 2 - запобіжна кришка; 3 - з'єднувальний дріт

зовнішньої поверхні фрикційних накладок. Потім по вимірних зусиллях з урахуванням площі поверхні дотику кожного датчика знаходили питомі навантаження безпосередньо під досліджуваною ділянкою фрикційної накладки.

На рис.3.6 наведена схема встановлення п'єзоелектричних датчиків на деталі стрічково-колодкового гальма. Перед встановленням зазначених датчиків їх піддавали статичному таруванню під дією вагового навантаження.

Б. Вимірювання величини спрацювання фрикційних накладок

Для оцінки інтенсивності спрацювання зовнішніх і внутрішніх робочих поверхонь фрикційних накладок і визначення допустимої величини спрацювання їхньої внутрішньої поверхні в лабораторних умовах випробування стрічково-колодкового гальма використовувалися датчики резисторного типу.

На рис.3.7 показана конструкція датчика даного типу. Точність вимірювання спрацювання цим датчиком є дещо нижчою у порівнянні з іншими методами (ультразвуковим, електричним, електромагнітним, магнітним, газовим та ін.). Проте основною його перевагою є простота і надійність, що є дуже важливим при випробуваннях в умовах значних вібрацій і поштовхів.

Принцип дії датчика полягає у збільшенні опору резисторного шару (графітного стрижня) при зменшенні його товщини в результаті спрацювання зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційної накладки. Електрична схема під'єднання датчика спрацювання поверхонь фрикційних накладок наведена на рис 3.8.

Для оцінки довговічності фрикційних накладок встановлювали сталий натяг збігаючої гілки стрічки гальма на стенді при максимальному навантаженні на навантажувальному пристрої 800 Н. При цьому, як зазначалося вище, частота обертання гальмівного шківів становила 200 хв^{-1} . Після 15-ти

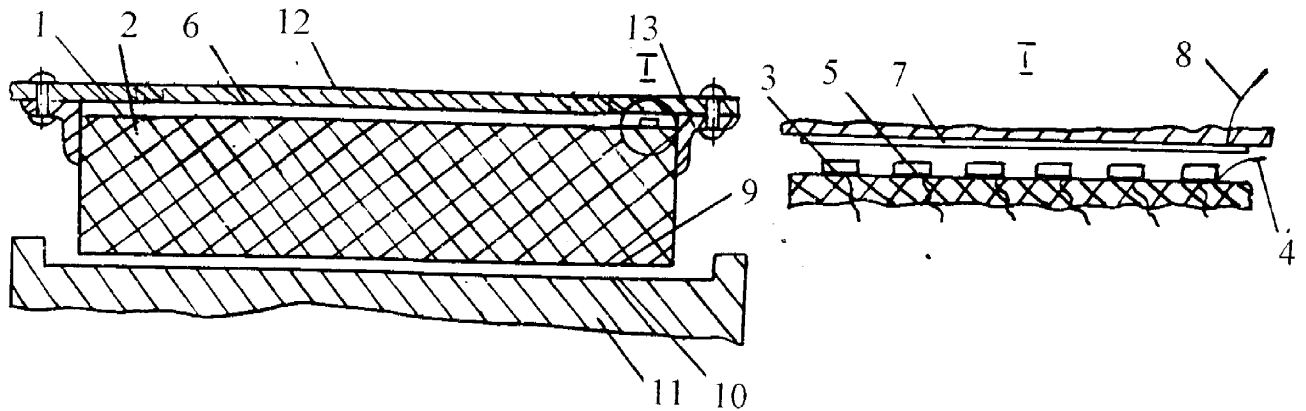


Рис.3.6. Схема установки п'єзоелектричних датчиків на зовнішню поверхню фрикційних накладок гальма: 1, 2, 9 - фрикційна накладка та її зовнішня і внутрішня поверхні; 3 - шар клею; 4, 8 - відвідні дроти; 5 - п'єзоелектричні датчики; 6, 12 - робота та неробоча поверхні гальмівної стрічки; 7 - станіолева прокладка; 10, 11 - гальмівний шків та його робоча поверхня; 13 - напрямні кутники.

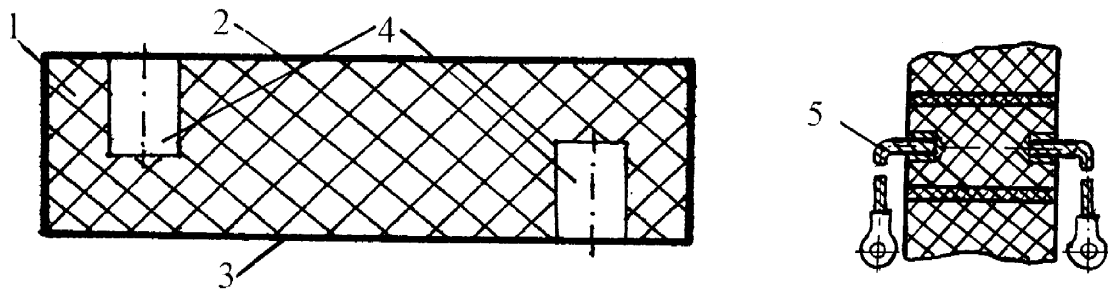


Рис.3.7. Пристрій для вимірювання зношення зовнішньої та внутрішньої поверхонь фрикційних накладок; 1, 2, 3 - фрикційна накладка та її зовнішня і внутрішня поверхні; 4 - графітові стрижні; 5 - вивідні дроти.

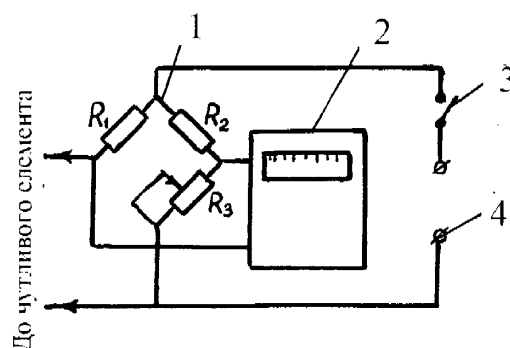


Рис.3.8. Електрична схема під'єднання пристрою: 1 - регулювальний міст; 2 - реєструючий прилад; 3 - перемикач; 4 - клєми напруги.

циклів гальмування вимірювали спрацювання восьми фрикційних накладок в трьох точках на їхніх набігаючих поверхнях [18].

Випробування, проведені за розробленою нами методикою експериментальних досліджень динамічної навантаженості стрічково-колодковго гальма з рухомими фрикційними накладками в лабораторних умовах, дозволяють перейти до аналізу отриманих результатів

3.5. Результати стендових експериментальних досліджень нетрадиційного гальма

3.5.1. Динамічної навантаженості фрикційних вузлів. Зупинимося на результатах експериментальних досліджень динамічної навантаженості модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками. Перш за все проаналізуємо питомі навантаження у фрикційних вузлах і деформації робочих деталей (гальмівної стрічки і фрикційних накладок).

За одержаними експериментальними даними після їхньої статистичної обробки згідно з вимогами РД 50-690-89 при довірливій вирогідності 0,95 були побудовані графічні залежності, що наведені на рис.3.9 д, е, ж, з, а також на рис.3.11 г, д, е. На рис.3.9 а, б, в, г наведені закономірності зміни питомих навантажень на внутрішніх парах тертя модельного стрічково-колодкового гальма з нерухомими фрикційними накладками [8].

Проаналізуємо результати експериментальних досліджень питомого навантаження у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма з нерухомими фрикційними накладками. З рис. 3.9 а, б випливає, що при натягові збігаючої гілки стрічки 400 Н питоме навантаження змінюється від 0,101 МПа на збігаючій гілці до 0,281 МПа на набігаючій, тобто по довжині стрічки воно збільшилося в 2,78 рази. При натягові збігаючої гілки стрічки 800 Н зміна питомого навантаження склала від 0,205 МПа до 0,581 МПа, тобто воно

Внутрішні пари тертя фрикційних вузлів

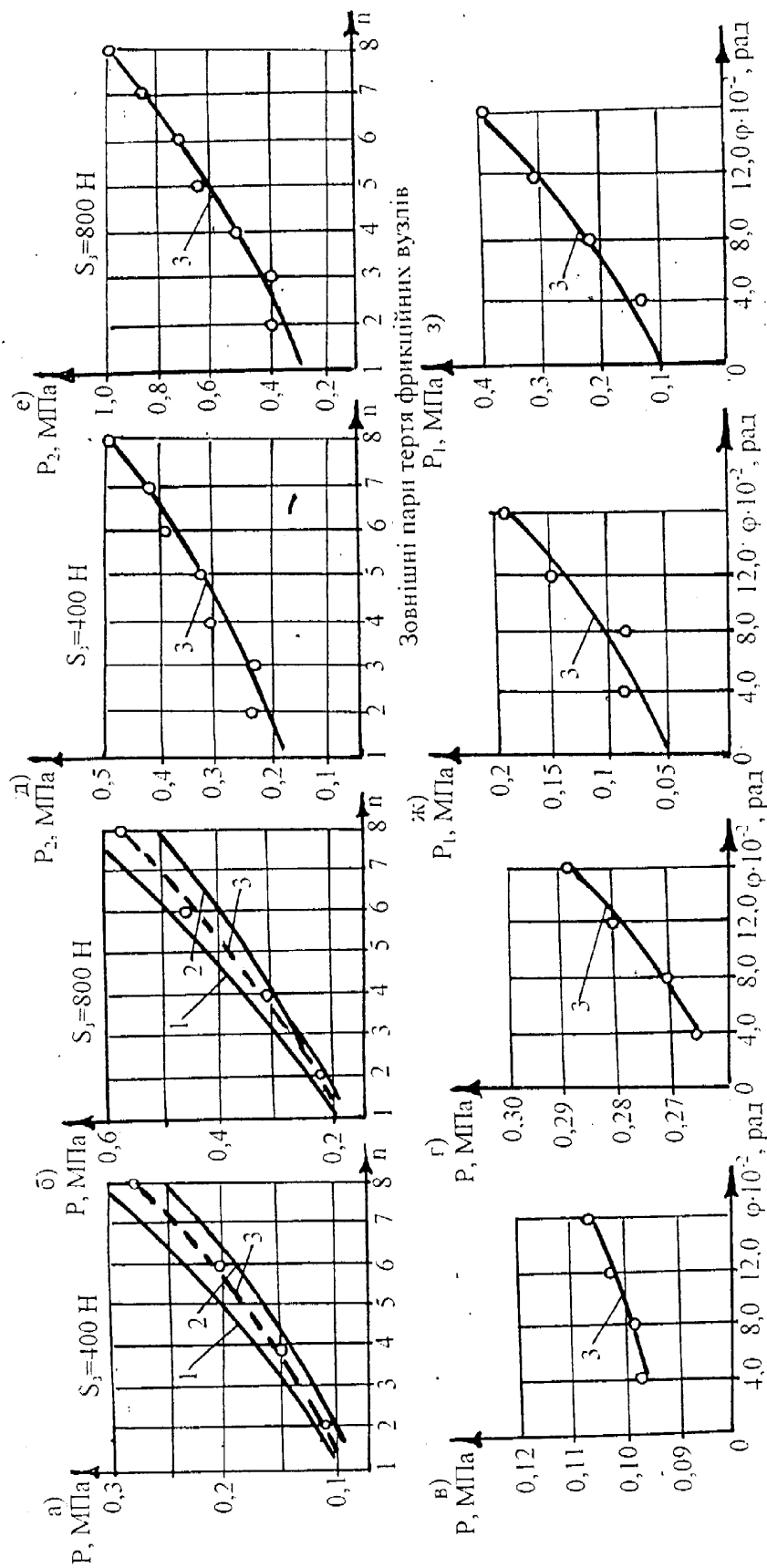


Рис.3.9а, б, в, г, д, е, ж, з Закономірності зміни питомих навантажень у внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлах стрічково-колових гальм з нерухомими (а, б, в, г) та рухомими (д, е, ж, з) фрикційними накладками

Примітка: розрахункові (1, 2) та експериментальні (3) значення при $f_1 = 0,3$ ($S_3 = 400 \text{ H}$),

$f_2 = 0,35$ ($S_3 = 800 \text{ H}$)

збільшилося в 2,82 рази. Після обробки одержаних значень питомих навантажень методом регресивного аналізу були визначені розрахункові значення коефіцієнтів тертя. Так, при натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н було отримано осереднене значення коефіцієнта тертя, що дорівнює 0,326; при натягові 800 Н – 0,35.

На рис.3.9 в, г наведена зміна питомого навантаження на першій і восьмій фрикційних накладках. На першій накладці питома навантаження плавно змінювалося з 0,098 МПа до 0,107 МПа, його зміна склала 0,009 МПа. На восьмій накладці питома навантаження змінилося з 0,266 до 0,298 МПа, тобто на 0,023 МПа. При порівнянні по мінімальних і максимальних значеннях питомих навантажень одержуємо, відповідно, що зазначені навантаження на восьмій фрикційній накладці є в 2,71 і в 2,78 разів більшими за першу накладку.

На рис. 3.9 наведені результати експериментальних досліджень питомих навантажень у внутрішніх (д, е) і зовнішніх (ж, з) фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками. Проведений аналіз отриманих експериментальних даних спочатку для внутрішніх, а потім для зовнішніх фрикційних вузлів гальма. При натягові збігаючої гілки стрічки 400 Н питома навантаження змінюється від 0,190 МПа на збігаючій гілці до 0,5 МПа на набігаючій гілці стрічки, тобто воно збільшилося у 2,63 рази. Щодо натягу збігаючої гілки стрічки 800 Н, то відбулася зміна питомого навантаження від 0,245 МПа до 1,0 МПа, тобто воно збільшилось у 4,08 рази. Після обробки отриманих значень питомих навантажень методом регресивного аналізу були знайдені розрахункові значення коефіцієнтів тертя. Так, при натягові збігаючої гілки стрічки 400 Н було отримане усереднене значення коефіцієнта тертя, яке дорівнює 0,35, а при 800 Н – 0,38. Як відомо, внутрішні фрикційні вузли нетрадиційного гальма працюють на кінцевій стадії гальмування, тому розглянемо початкову стадію гальмування (робота тертя реалізується зовнішніми фрикційними вузлами). Питомі навантаження, що розвиваються зовнішніми фрикційними вузлами

нетрадиційного гальма наведені на рис.3.9 ж, з. В якості фрикційних накладок для випадку завершення першої стадії гальмування були вибрані перша і восьма фрикційні накладки. При натягові збігаючої гілки стрічки 400 Н питоме навантаження на першій накладці плавно змінювалось від 0,5 до 0,19 МПа і його зміна склала 0,14 МПа. При натягові збігаючої гілки стрічки 800 Н питоме навантаження на восьмій накладці змінювалось від 0,1 до 0,4 МПа, а його зміна склала 0,3 МПа. При порівнянні по мінімальних і максимальних значеннях питомих навантажень одержуємо, відповідно, що зазначені навантаження на восьмій фрикційній накладці є в 1,9 і в 2,85 разів більшими за першу накладку.

Таким чином, на основі отриманих експериментальних даних по встановленню закономірностей, із зміни питомих навантажень у внутрішніх і зовнішніх фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками впливає наступний висновок.

У нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі у внутрішніх фрикційних вузлах (розглядалося вісім фрикційних накладок, охоплених гальмівною стрічкою) при зусиллі натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н питомі навантаження на її набігаючій гілці є більшими у 2,63 рази (в 2,78 рази – у гальмі з нерухомими фрикційними накладками), ніж на збігаючій гілці стрічки. При збільшенні зусилля натягу збігаючої гілки стрічки до 800 Н отримуємо, відповідно, відміну в 4,08 і 2,82 рази, тобто перша величина у 1,44 рази більша за другу. Пояснюється це тим, що посадка внутрішніх поверхонь фрикційних накладок на робочу поверхню гальмівного шківів зі збільшенням величини натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки призводить до збільшення попередніх питомих навантажень у внутрішніх фрикційних вузлах.

Щодо закономірностей зміни питомих навантажень у зовнішніх фрикційних вузлах нетрадиційного гальма, то їхні величини порівнянню не підлягають, оскільки експериментальні дані по таких типах гальм відсутні. Проте, потрібно констатувати той факт, що зовнішні фрикційні вузли гальма починають гальмівний процес (тобто інтенсивно працюють на першій стадії

гальмування) і тим самим дещо розвантажують внутрішні фрикційні вузли нетрадиційного гальма.

На основі проведених експериментальних досліджень, які стосуються питомих навантажень, що розвиваються на поверхнях тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма, а також за результатами виконаних розрахунків з оцінки коефіцієнтів тертя в їхніх парах тертя вдалося встановити взаємозв'язок між раціональними значеннями перелічених вище експлуатаційних параметрів досліджуваного гальма (рис.3.10 а, б).

З рис.3.10 а випливає, що для забезпечення ефективної роботи нетрадиційного стрічково-колодкового гальма має бути різниця між питомими навантаженнями, що розвиваються на робочих поверхнях внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлів. У внутрішніх фрикційних вузлах питомі навантаження є більшими, ніж питомі навантаження у зовнішніх фрикційних вузлах на величину питомих навантажень, які створюються попереднім натягом внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з робочою поверхнею гальмівного шківа. Зі збільшенням питомих навантажень у внутрішніх фрикційних вузлах гальма зростає їхня різниця між внутрішніми і зовнішніми фрикційними вузлами. Це пояснюється тим, що при високих питомих навантаженнях (від 0,6 до 1,5 МПа) у внутрішніх фрикційних вузлах відбувається швидкий перехід від початкової стадії гальмування до кінцевої.

На рис.3.10 б проілюстровано взаємозв'язок раціональних величин коефіцієнтів тертя між парами тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма. Тут спостерігається протилежна картина, оскільки коефіцієнт тертя в парах тертя зовнішніх фрикційних вузлів більший за коефіцієнт тертя в парах тертя внутрішніх фрикційних вузлів гальма. Різниця величин коефіцієнтів тертя між зовнішніми і внутрішніми парами тертя фрикційних вузлів на всьому інтервалі їхньої зміни коливається від 0,05 до 0,1, що дає можливість завжди реалізувати початкову стадію гальмування нетрадиційного гальма.

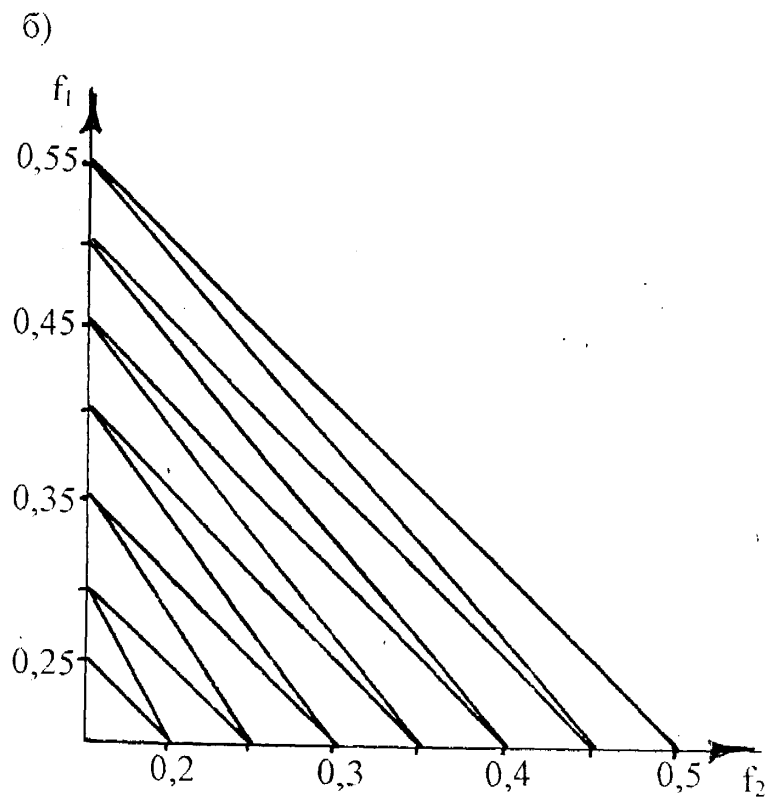
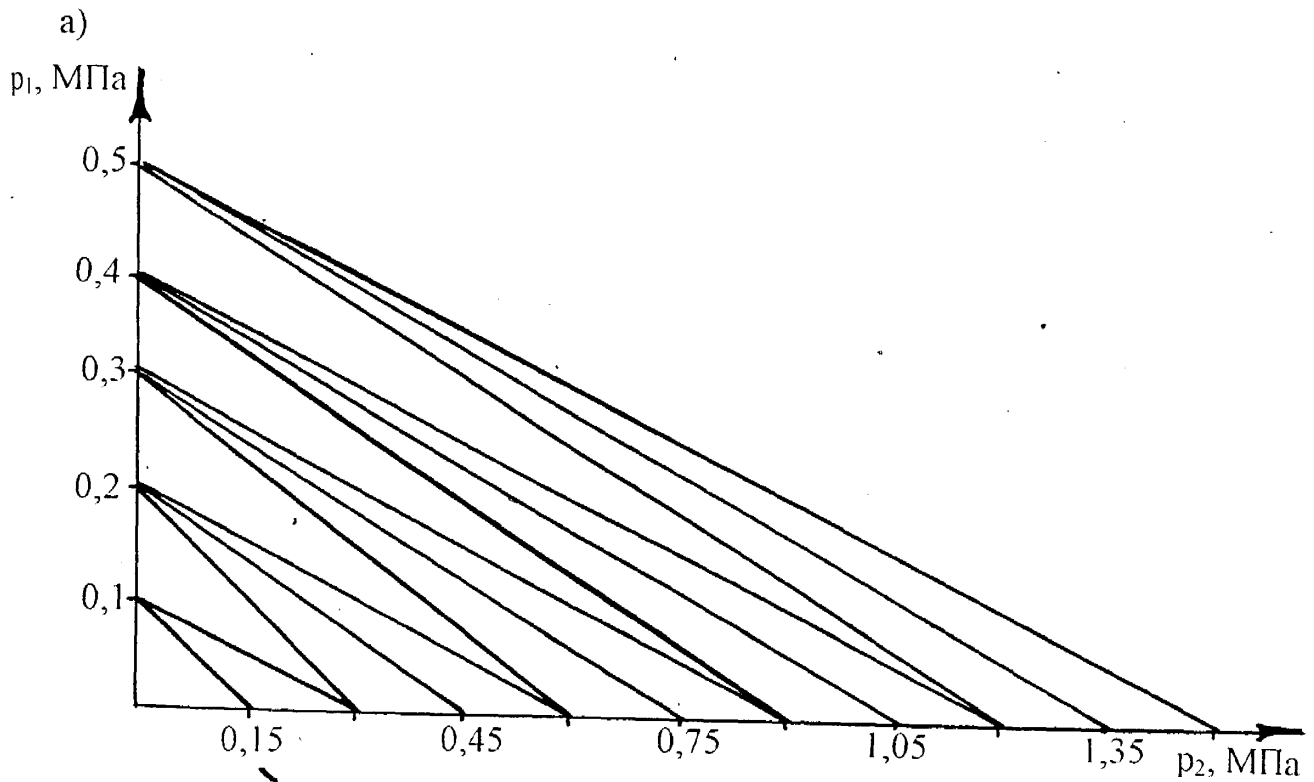


Рис.310а, б Взаємозв'язок раціональних значень питомих навантажень (а) та коефіцієнтів тертя (б), які реалізуються у зовнішніх (p_1 , f_1) та внутрішніх (p_2 , f_2) фрикційних вузлах нетрадиційного гальма

На рис.3.11 а, б, в наведені закономірності зміни деформацій гальмівної стрічки (а, б) та фрикційних накладок (в) модельного стрічково-колодкового гальма з нерухомими фрикційними накладками [18]. Деформації гальмівної стрічки – це її видовження, вимірювані при натягові збігаючої гілки стрічки 400 Н (рис.3.11 а) і 800 Н (рис.3.11 б). На рис.3.11 в наведені закономірності зміни радіальних деформацій фрикційних накладок при натягові збігаючої гілки гальмівної стрічки 800 Н. Закономірності зміни вказаних графічних залежностей є аналогічними до рис.3.9 а, б, оскільки характер зміни питомих навантажень у внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма визначають деформації гальмівної стрічки і фрикційних накладок. Результати обробки експериментальних даних дозволили отримати наступні значення коефіцієнтів тертя: $f=0,329$; $0,326$ і $0,327$, відповідно для рис.3.9 а, б, в.

На рис. 3.11 г, д, е проілюстровані закономірності зміни деформацій гальмівної стрічки (г, д) і фрикційних накладок (е) модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками. Деформації гальмівної стрічки – це її видовження, вимірювані при натягові збігаючої гілки стрічки 400 Н (рис.3.11 г) і 800 Н (рис.3.11 д). На рис.3.11 е наведені закономірності зміни радіальних деформацій фрикційних накладок при натягові збігаючої гілки гальмівної стрічки 800 Н.

При порівнянні величин деформацій гальмівної стрічки і фрикційних накладок в модельному стрічково-колодковому гальмі з нерухомими фрикційними накладками з конструкцією нетрадиційного гальма з рухомими фрикційними накладками при натягові збігаючої гілки гальмівної стрічки 400 і 800 Н видовження гальмівної стрічки були в середньому на 25,0-30,0% більшими над першою, другою та третьою фрикційними накладками. Щодо радіальної деформації фрикційних накладок при натягові збігаючої гілки гальмівної стрічки у 800 Н, то вони були в середньому на 10,0-15,0% більшими у першій, другій та третій фрикційних накладках. Результати обробки експериментальних даних дозволили отримати наступні значення коефіцієнтів

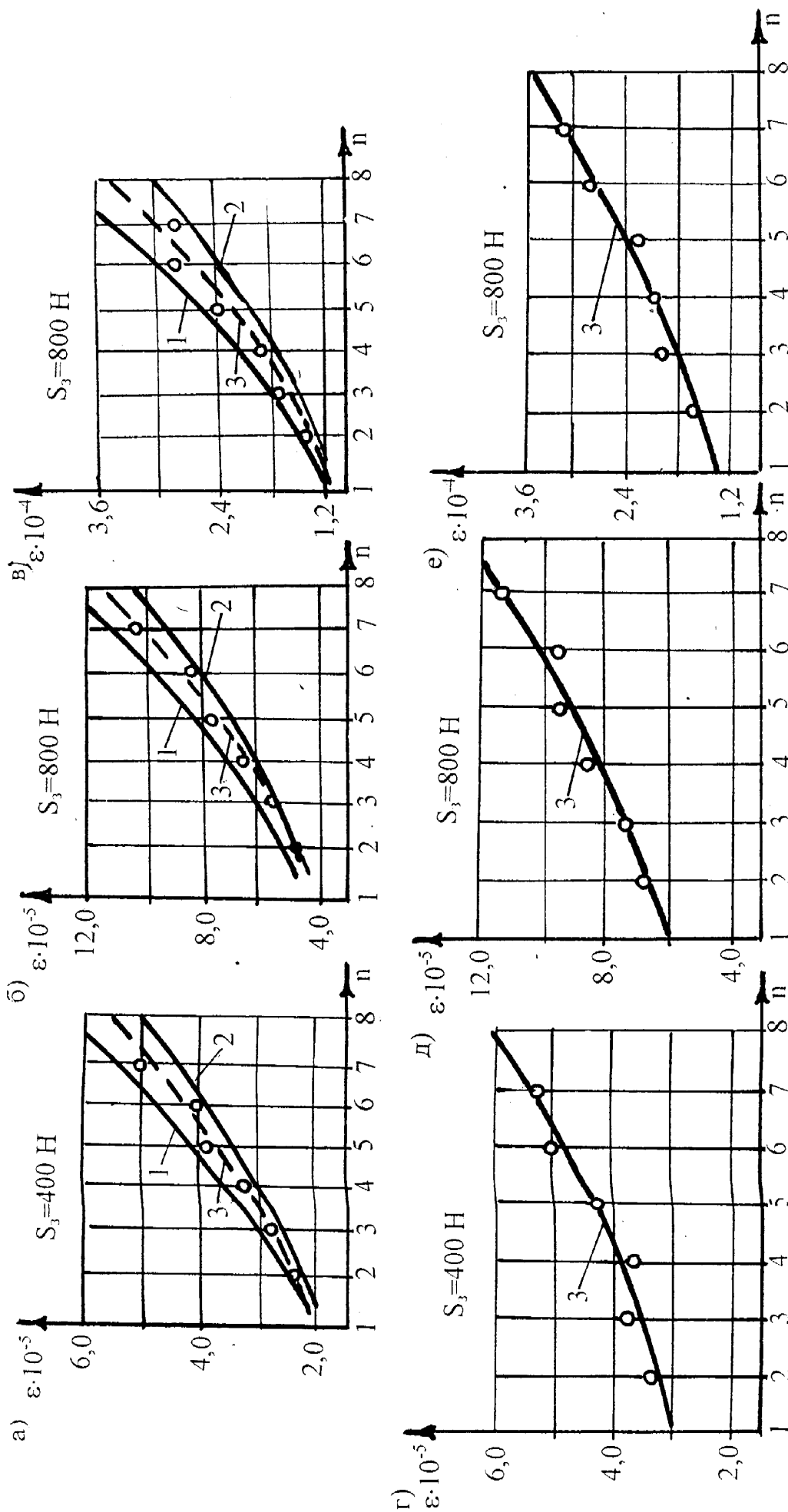


Рис.3.11а, б, в, г, д, е Законмірності зміни деформації деталей модельного стрічково-колодкового гальма з нерухомими (а, б, в) та рухомими (г, д, е) фрикційними накладками: а, б, г, д - гальмівної стрічки; в, е - фрикційних накладок

Примітка: розрахункові (1, 2) та експериментальні (3) значення при $f_1 = 0,3$ ($S_3 = 400$ H),

$f_2 = 0,35$ ($S_3 = 800$ H)

тертя: для пар тертя зовнішніх фрикційних вузлів: $f=0,341; 0,339$ і $0,337$; для пар тертя внутрішніх фрикційних вузлів: $f=0,328; 0,329$ і $0,33$.

В результаті узагальнення режимів роботи модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками були отримані раціональні інтервали часу роботи зовнішніх (t_1) і внутрішніх (t_2) пар тертя його фрикційних вузлів (рис.3.12). З цього рисунку випливає, що при невеликій навантаженості нетрадиційного стрічково-колодкового гальма час роботи пар тертя зовнішніх фрикційних вузлів може досягати 35% від часу роботи пар тертя внутрішніх фрикційних вузлів. При великій навантаженості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками час роботи пар тертя зовнішніх фрикційних вузлів суттєво зменшується і стає не більшим 20% від часу роботи пар тертя внутрішніх фрикційних вузлів гальма.

Час роботи стрічково-колодкового гальма на початковій та кінцевій стадіях гальмування суттєво впливає на величини спрацювання зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок.

3.5.2. Спрацювання поверхонь фрикційних накладок.

З метою оцінки ресурсу фрикційних накладок модельного нетрадиційного гальма, що мають неоднакове спрацювання робочих поверхонь, проводилися експерименти з визначення величини їхнього спрацювання в лабораторних умовах.

В роботі [8] при експериментальних дослідженнях спрацювання нерухомих фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма в лабораторних умовах був обраний довготривалий режим навантаження пар тертя. Враховуючи специфіку роботи нетрадиційного гальма з рухомими фрикційними накладками, довелося провести експериментальні дослідження з визначення кількості гальмувань, при яких різниця питомих навантажень між внутрішніми та зовнішніми фрикційними вузлами гальма досягне величини, меншої $0,1$ МПа, що спричинить відсутність першої стадії гальмування. При

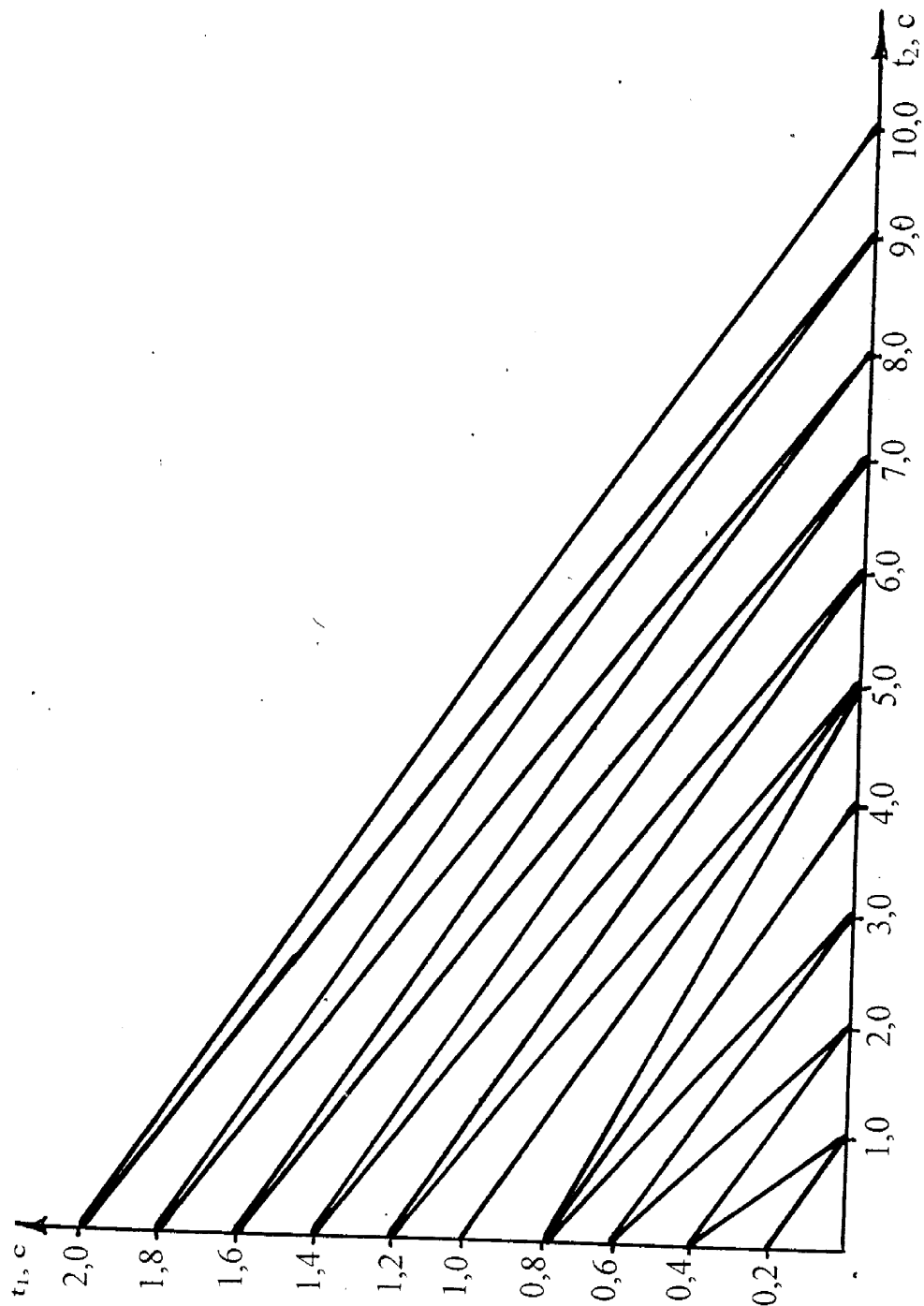


Рис.3.12 Рациональні інтервали часу роботи зовнішніх (t_1) та внутрішніх (t_2) фрикційних вузлів нетрадиційного гальма

цьому гальмо буде працювати тільки на третій стадії гальмування (кінцевій). На рис.3.13 наведені закономірності зміни різниці питомих навантажень ($p_2 - p_1$) між внутрішніми та зовнішніми фрикційними вузлами модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками в залежності від кількості гальмувань. З графічної залежності випливає, що за перші 75 циклів навантаження гальма (тривалість першої та третьої стадії гальмування склала, відповідно, 2,0 і 9,0 с, а інтервал між повними циклами гальмування склав 12,0 с) спостерігалось зменшення питомих навантажень тільки на 0,1 МПа, а від 75 до 150-ти циклів навантаження гальма зменшення питомих навантажень склало 0,3 МПа. Пояснюється це тим, що інтенсивність спрацювання внутрішніх поверхонь фрикційних накладок помітно зростає, а ефект натягу різко зменшується.

На рис.3.14 а, б показана інтенсивність спрацювання зовнішньої (а) та внутрішньої (б) робочих поверхонь фрикційної накладки модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками від кількості гальмувань на стенді при вантажі 800 Н на навантажувальному приладі. При цьому тривалість початкової стадії гальмування склала 2,0 с, а кінцевої – 9,0 с. Спрацювання накладки вимірювалось на відстані 10 мм від краю по її довжині у трьох точках. Експерименти проводилися на прокалених фрикційних накладках з початкової товщини 30 і 15 мм (рис.3.14 а, б, криві 1, 1' та 2, 2') з припрацьованими внутрішніми поверхнями накладок до поверхні шківів. З наведених графічних залежностей випливає, що інтенсивність спрацювання зовнішніх (криві 1, 2) та внутрішніх (криві 1', 2') поверхонь однієї з фрикційних накладок нетрадиційного стрічково-колодкового гальма при циклічному режимі навантаження носить параболічний характер і не залежить від її початкової товщини (15 або 30 мм). Проводились експериментальні дослідження з оцінки її ресурса. При цьому інтенсивність спрацювання внутрішньої поверхні фрикційної накладки з її початковою товщиною 30 мм є вищою в середньому у 2,1 рази, ніж її зовнішньої поверхні. В той же час

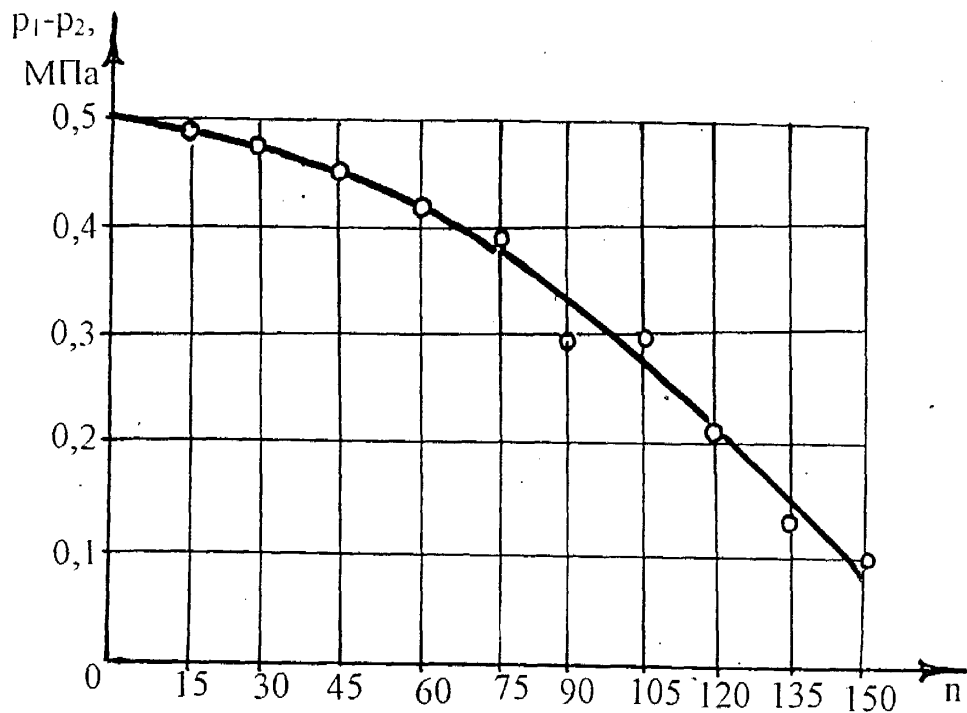


Рис.3.13 Закономірності зміни різниці питомих навантажень (p_2-p_1) між внутрішніми та зовнішніми фрикційними вузлами модельного стрічково-колодкового гальма в залежності від кількості гальмувань (n) при $S_3=800$ Н

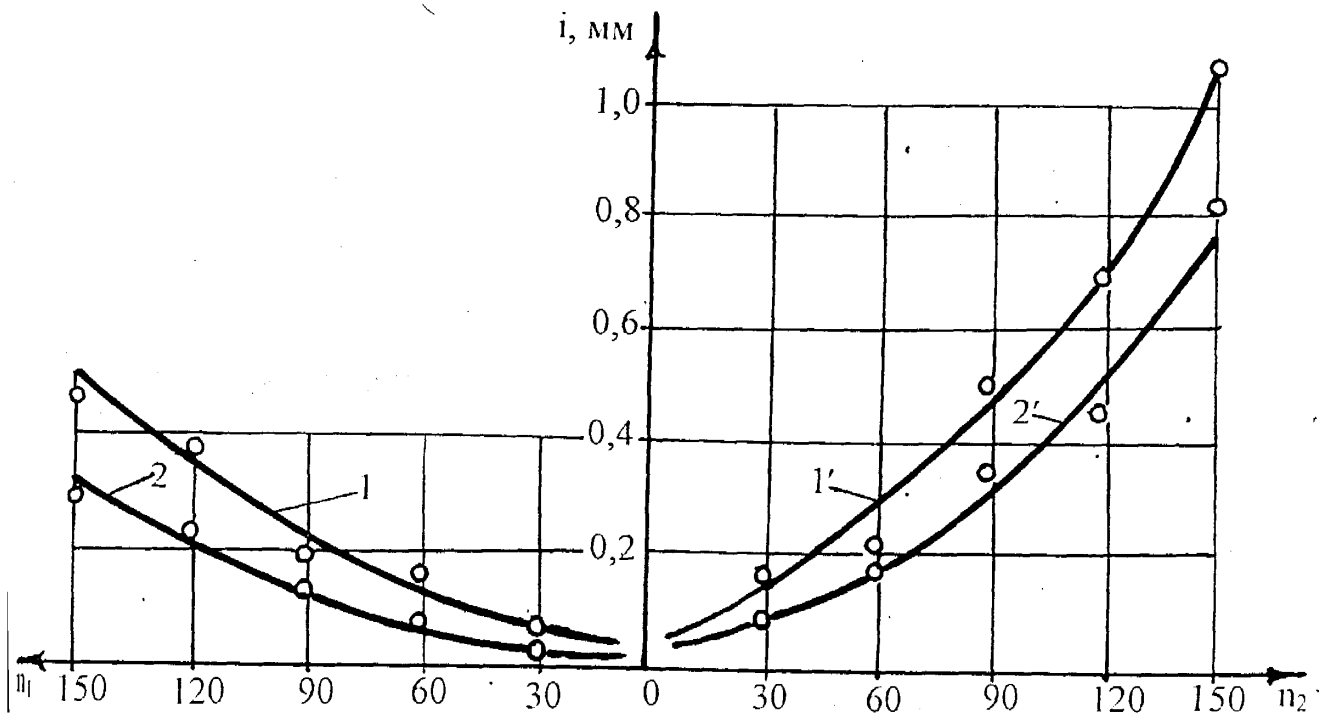


Рис.3.14 а, б Інтенсивність \bar{s} спрацювання (i , мм) зовнішньої (а) та внутрішньої (б) робочих поверхень фрикційної накладки при початковій товщині i 30 мм (криві 1 і 1') та 15 мм (криві 2 і 2') модельного стрічково-колодкового гальма в залежності від кількості гальмувань (n) при $S_3=800$ Н

порівняння величини спрацювання внутрішньої і зовнішньої поверхонь накладки з початковою товщиною 15 мм показує, що зазначені величини різняться в 2,53 рази. Відомо, що в класичному стрічково-колодковому гальмі з нерухомими фрикційними накладками останні, розташовані на гальмівній стрічці з боку її набігаючої гілки, завжди на 5-15% мають більше спрацювання робочої поверхні, ніж накладки, що знаходяться на середині гілки і з боку її збігаючої гілки. Причому вказана різниця для накладок з товщиною 15 мм більша в середньому на 10-30% [8].

З роботи [8] і з рис.3.15 а випливає, що в обох випадках спрацювання робочих поверхонь нерухомих фрикційних накладок, розташованих на гальмівній гілці, збільшувалося від збігаючої до набігаючої гілки гальмівної стрічки. Аналогічна картина спостерігалась на набігаючій і збігаючій ділянках кожної фрикційної накладки. Максимальне спрацювання накладок, що знаходяться на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, складало 25-30%, що пояснюється нерівномірністю розподілу питомих навантажень в парах тертя. На четвертій і сьомій накладках різниця у зношенні між набігаючими та збігаючими ділянками досягла максимальної величини і була рівною 0,6 мм (при дослідженні спрацювання накладок з початковою товщиною 30 мм). Мінімальною величина спрацювання була на третій накладці і дорівнювала 0,25 мм (при дослідженні спрацювання накладок з початковою товщиною 15 мм). При цьому загальне спрацювання накладок товщиною 30 мм на 7-10% є більшим, ніж спрацювання накладок товщиною 15 мм. Пояснюється це добрим припрацюванням фрикційних накладок до шківів, що зменшує нерівномірність розподілу питомих навантажень між парами тертя гальма.

На рис.3.15 б наведені закономірності зміни спрацювання робочих поверхонь рухомих фрикційних накладок, що потрапляють під гальмівну стрічку модельного стрічково-колодкового гальма з початковою товщиною 30 і 15 мм при 150-ти циклічних гальмуваннях з однаковою інтенсивністю. При цьому помітно зменшується спрацювання робочих поверхонь накладок, котрі

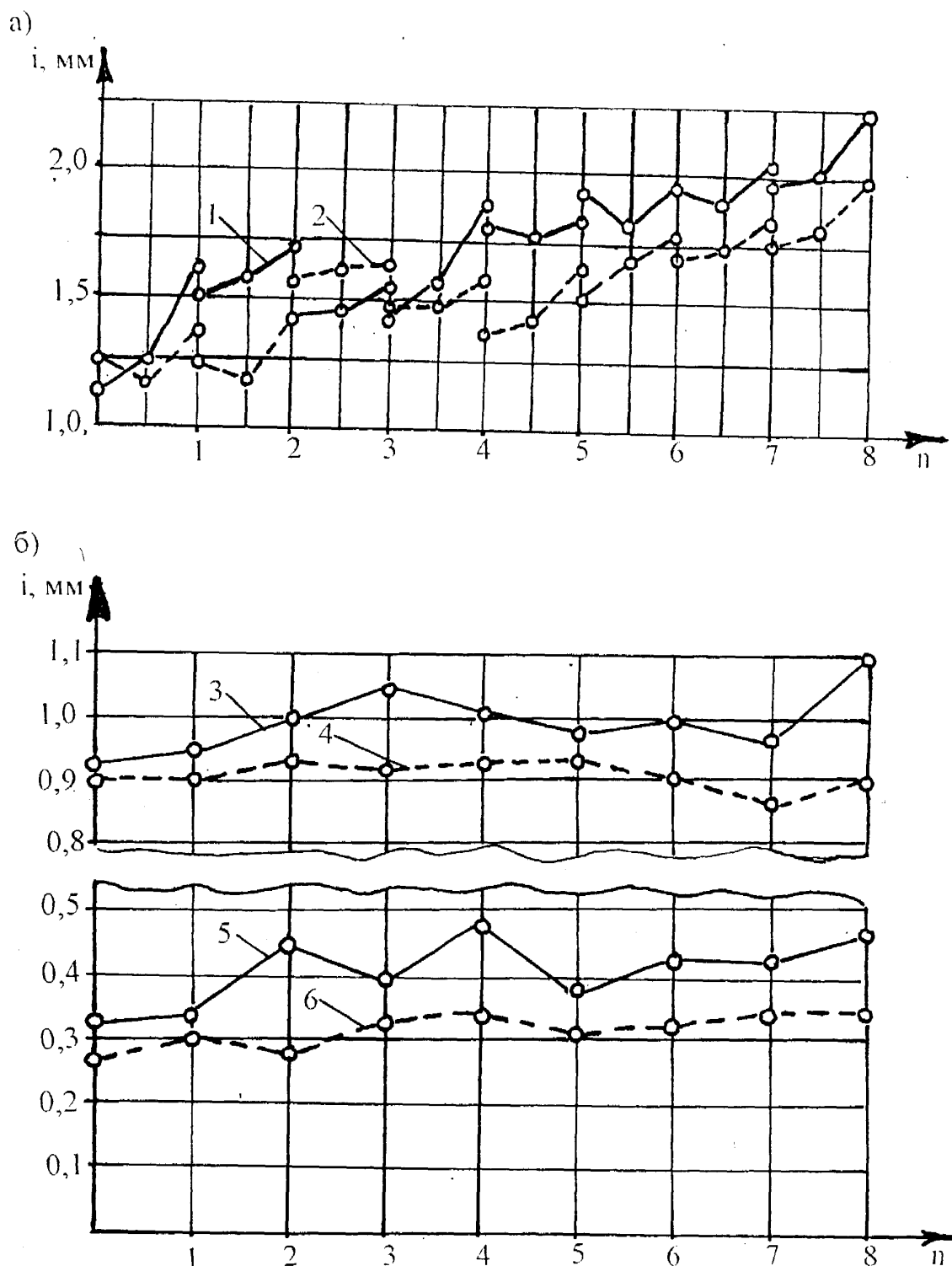


Рис.3.15. а, б Закономірності зміни величини спрацювання поверхонь фрикційних накладок при випробуваннях в лабораторних умовах стрічково-колодкових гальм з нерухомими (а) і рухомими (б) фрикційними накладками: 1, 2, 3, 4 (внутрішньої) та 5,6 (зовнішньої) - з початковою товщиною накладок 30 і 15 мм при 150-ти гальмуваннях з однаковою інтенсивністю при $S_3 = 800$ Н

довільно потрапляють під збігаючу та набігаючу гілки гальмівної стрічки. Це пояснюється тим, що в цьому випадку нівелюється поняття набігаючої та збігаючої ділянок кожної фрикційної накладки в зв'язку з тим, що під час гальмувань вони весь час потрапляють під різні гілки гальмівної стрічки. Положення фрикційних накладок, що обертаються разом зі шківом (тобто є рухомими відносно гальмівної стрічки), змінюється в інтервалі часу між гальмуваннями. З графічних залежностей (див. рис.3.15 б) випливає, що при спрацюванні фрикційних накладок з початковою товщиною 30 мм, що довільно потрапляють під будь-яку гілку гальмівної стрічки, максимальне відносне відхилення спрацювань внутрішніх та зовнішніх поверхонь накладок склало, відповідно, 18,9 і 46,1%. Остання цифра вийшла достатньо великою, тому що було відсутнє припрацювання зовнішніх поверхонь фрикційних накладок до гальмівної стрічки. При спрацюванні фрикційних накладок з початковою товщиною 15 мм максимальне відносне відхилення величин спрацювання внутрішніх та зовнішніх поверхонь накладок суттєво зменшилось і склало, відповідно, 7,5 і 3,4%. Ця обставина пояснюється тим, що при робочій товщині кожної фрикційної накладки 15 мм спостерігалось повне припрацювання внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлів гальма.

На основі експериментальних даних, які стосуються працездатності стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, створена передумова переходу до вивчення можливості керування режимами роботи досліджуваного гальмівного механізму.

Висновки

1. Експериментальні дослідження динамічної навантаженості деталей модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками показали, що його ефективна робота і висока працездатність можливі за наступних умов: різниця між питомими навантаженнями, які

виникають у внутрішніх та зовнішніх фрикційних вузлах, повинна бути не меншою 0,1 МПа при різниці між коефіцієнтами тертя, не меншій 0,05. У випадку, коли перша різниця досягає величини, меншої 0,1 МПа в процесі гальмування буде відсутня перша стадія. Коли ж друга різниця стає величиною, меншою за 0,05 – буде відсутня третя стадія гальмування. Вказані явища є надзвичайно небажаними, оскільки в цих випадках стрімко зростають навантаження на один з фрикційних вузлів. В першому випадку вся робота тертя виконується внутрішніми фрикційними вузлами, в другому – зовнішніми, що взагалі є неприпустимим, особливо на великих глибинах вибою.

2. Встановлені закономірності зміни питомих навантажень в зовнішніх та внутрішніх парах фрикційних вузлів нетрадиційного гальма при різних натягах набігаючої гілки стрічки показали наступне:

- зовнішні фрикційні вузли гальма починають гальмівний процес (перша стадія гальмування) і тим самим розвантажують частково внутрішні фрикційні вузли гальма;

- при зусиллі натягу збігаючої гілки стрічки 400 Н питомі навантаження на її набігаючій гілці більше в 2,63 рази (при 2,78 рази в класичному гальмі), ніж на збігаючій гілці стрічки. При збільшенні зусилля натягу збігаючої гілки стрічки до 800 Н отримали, відповідно, відмінність в 4,08 та 2,82 рази. Тобто, перша величина в 1,44 рази є більшою за другу. Пояснюється це тим, що при посадці внутрішніх поверхонь накладок на шків з натягом зі збільшенням натягу збігаючої гілки стрічки в першій стадії гальмування має місце збільшення питомих навантажень у внутрішніх фрикційних вузлах гальма. Стосовно деформацій (видовження) гальмівної стрічки, то закономірності їхньої зміни є подібними до зміни питомих навантажень на зовнішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма.

3. Встановлені загальні закономірності зміни питомих навантажень, коефіцієнтів тертя та часу гальмування при реалізації початкової та кінцевої стадій гальмування зовнішніми та внутрішніми парами тертя фрикційних вузлів

нетрадиційного гальма. Так, зі збільшенням питомих навантажень на внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів зростають величини різниці даного параметра між внутрішніми та зовнішніми фрикційними вузлами. Пояснюється це тим, що при великих питомих навантаженнях (від 0,6 до 1,5 МПа) для даного типу гальма відбувається швидкий перехід від початкової до кінцевої стадії гальмування. Різниця величин коефіцієнтів тертя між зовнішніми та внутрішніми парами тертя фрикційних вузлів на всьому діапазоні їхньої зміни коливається від 0,05 до 0,1, що є гарантом реалізації початкової стадії гальмування нетрадиційним гальмом. При невеликій навантаженості останнього, час роботи зовнішніх фрикційних вузлів може досягати до 35,0% від часу роботи пар тертя внутрішніх фрикційних вузлів. При великій навантаженості гальма вказаний час становить всього 20%.

4. Змінність положення зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок по відношенню до гальмівної стрічки та гальмівного шківів на першій ($t_1=2,0$ с) та третій ($t_3=9,0$ с) стадіях циклічного гальмування (перерва між гальмівними циклами становила 12,0 с) при натягові збігаючої гілки стрічки в 800 Н дозволили отримати наступні дані по їхньому ресурсу:

- спрацювання внутрішньої поверхні фрикційної накладки з початковою товщиною 30,0 мм є більшим в 2,1 рази, ніж її зовнішньої поверхні. При спрацюванні накладок з початковою товщиною 15,0 мм вищевказана відмінність становить 2,35 рази. В класичному гальмі з нерухомими фрикційними накладками нерівномірність спрацювання робочих поверхонь фрикційних накладок може перевищувати 30%;

- спрацювання фрикційних накладок з початковою товщиною 30,0 та 15,0 мм при 150-ти циклічних гальмуваннях з однаковою інтенсивністю показало, що відносне відхилення зношень внутрішніх та зовнішніх поверхонь накладок склало, відповідно, 18,9; 46,1% та 7,5; 3,4%. Це пояснюється тим, що при робочій товщині кожної фрикційної накладки 15,0 мм мала місце повна приробка зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма.

РОЗДІЛ 4

КЕРУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНІСТЮ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З РУХОМИМИ ФРИКЦІЙНИМИ НАКЛАДКАМИ

4.1. Загальні принципи керування працездатністю нетрадиційного гальма

Одним з шляхів підвищення ефективності та надійності гальмівних пристроїв є керування їхніми експлуатаційними параметрами визначеною зміною режимів динамічної та теплової навантаженості. Керування динамічною навантаженістю фрикційних вузлів гальм є проблемою надзвичайно складною, тому зупинимося на зниженні теплонавантаженості їхніх пар тертя за рахунок високоефективного охолодження.

На рис 4.1 наведена схема взаємозв'язків між структурними складовими гальмівних пристроїв різних типів (барабанно-, дисково- і стрічково-колодкових) при оцінці їх теплонавантаженості. На рис. 4.1 використані наступні позначення для стрічково-колодкового гальма бурової лебідки: ΣK_{π} – спільність конструктивних параметрів елементарної пари тертя та стрічково-колодкового гальма бурової лебідки в цілому; $\Sigma P_m, P_v$ – режими: навантаженості стрічково-колодкового гальма та швидкісного спуску колони бурильних труб в свердловину; $T_{\text{пс}}, T_{\text{пт}}$ – термодинамічні параметри омиваючого фрикційні пари середовища та теплоносія, який подається примусово на поверхні тертя гальма; N – кількість свічок, які спускаються в свердловину; α – коефіцієнт тепловіддачі від бігової доріжки шківа в навколишнє середовище; Q, t – кількість теплоти та температура, яка генерується та розвивається на поверхні тертя гальма.

На рис. 4.2 наведена загальна схема керування динамічною та тепловою навантаженістю фрикційних вузлів гальм. Керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм бурових лебідок зводиться до регулювання режимів їхньої навантаженості при різних режимах гальмування. Суть керування тепловою навантаженістю гальма полягає в обмеженні температурного режиму нижче допустимого рівня для фрикційних матеріалів накладок шляхом обміну інформацією між підсистемами першого та другого рівня по каналах прямого та зворотного зв'язку (контруправління). Таким чином, мова йде про системний підхід до керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм бурових лебідок через обмеження їхніх режимів навантаженості.

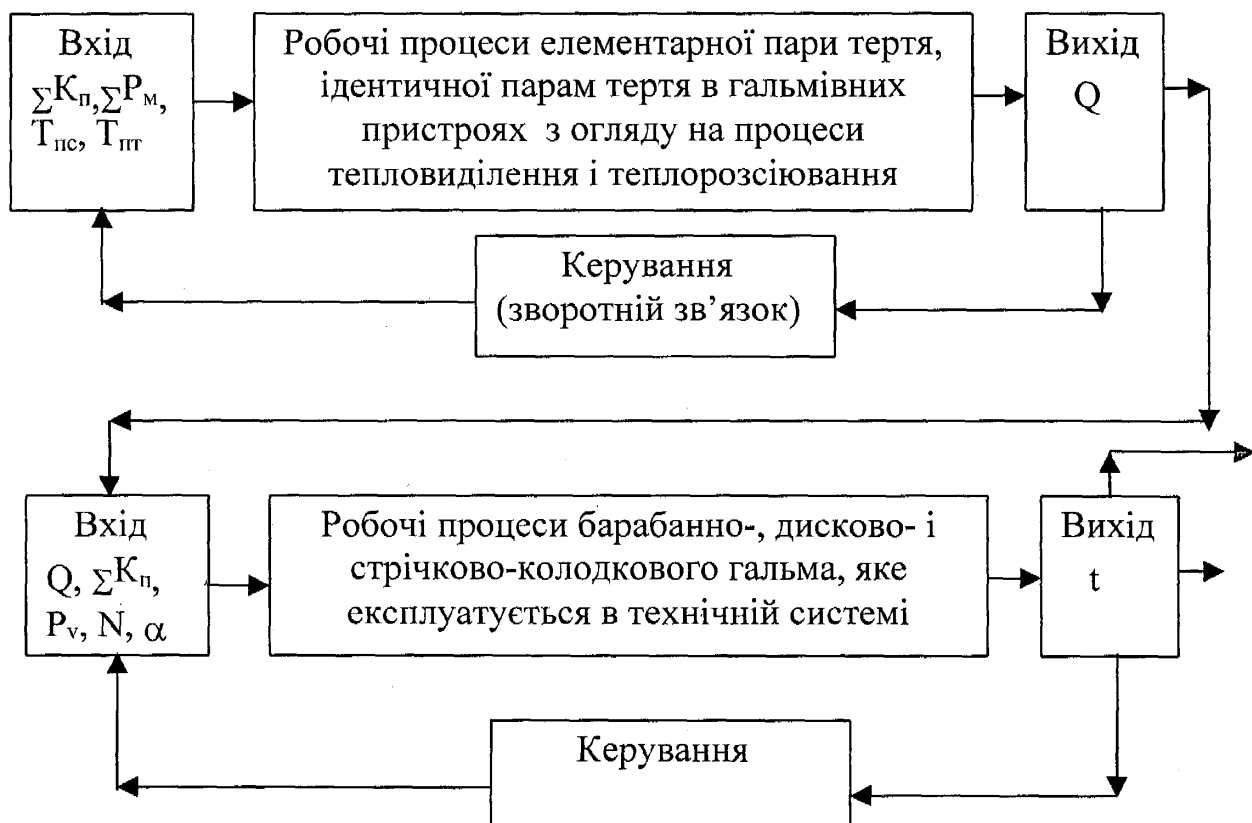


Рис. 4.1 Схема взаємозв'язків між структурними складовими гальмівних пристроїв та оцінювання їхньої теплонавантаженості

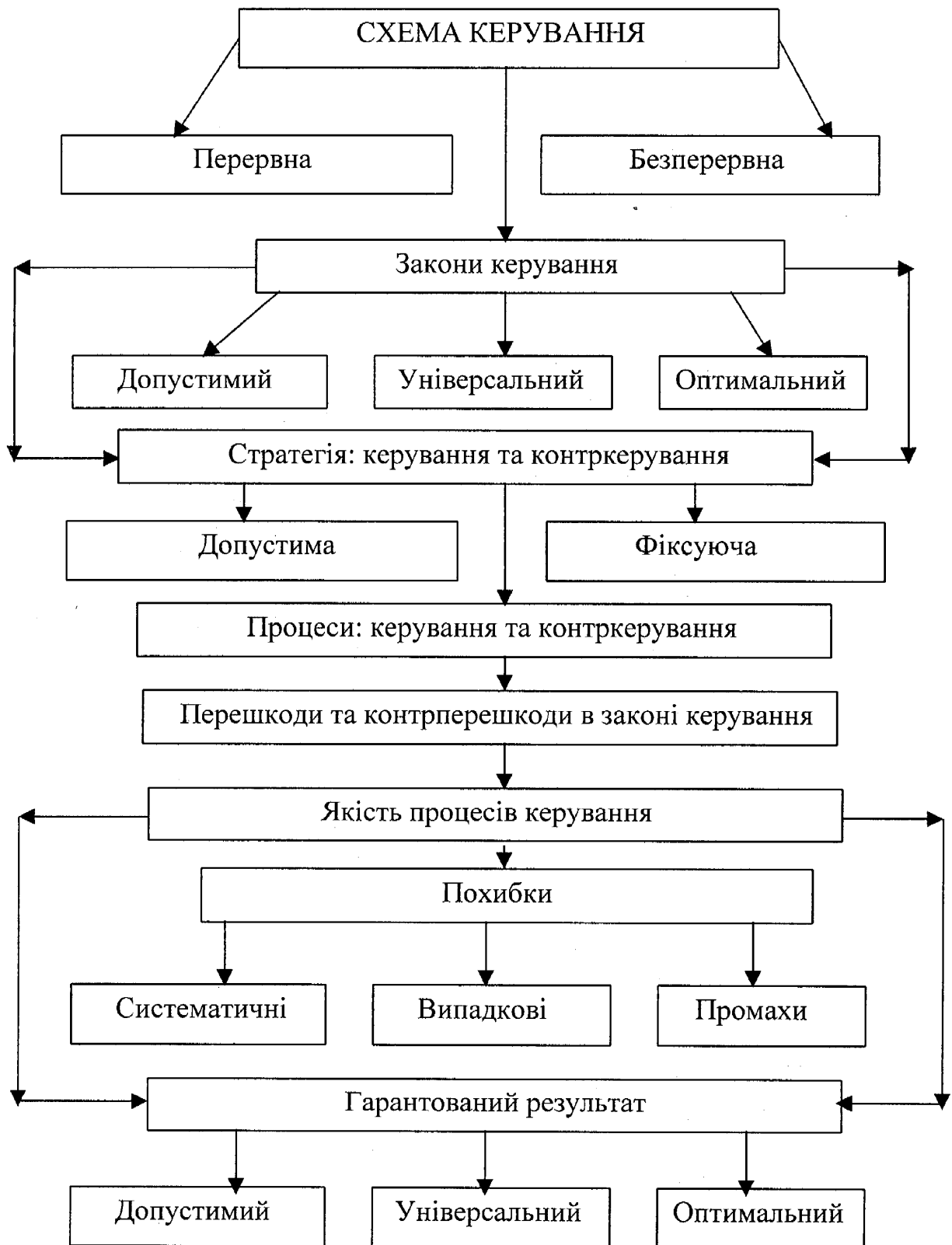


Рис.4.2 Загальна схема керування експлуатаційними параметрами гальмівних пристроїв технічних систем

Системний підхід є грою на ієрархічній структурі, в котрій експлуатаційні параметри гальма не в однаковій мірі впливають на його ефективність та надійність, що і є стратегією керування. Контрстратегія – це перехід до другого різновиду теорії ігр, зокрема: стохастичного, позиційного, диференційного, безкоаліційного та ін. [67].

Схема керування теплонавантаженістю пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок може бути як безперервною, так і перервною. До моменту досягнення парами тертя гальма допустимої поверхневої температури використовується перервна схема керування, а після її перевищення – безперервна [96].

Закони керування ґрунтуються на принципах реалізації навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм зі збереженням високої ефективності та надійності, і як наслідок, безпечною експлуатацією технологічного обладнання в цілому, до складу якого вони входять. При роботі гальма повинні підтримуватися регламентовані норми екології навколишнього середовища. Більш того, при функціонуванні гальма в граничних режимах навантаженості може відбутися непередбачувана зміна його експлуатаційних параметрів, які описуються певними закономірностями і чітко пов'язані між собою. Їм властиві повторення в процесах нагрівання та природного охолодження фрикційних вузлів. При цьому теплова навантаженість пар тертя гальма може мати стійкий рівень, який характеризується усталеною поверхневою температурою та критичною усталеною температурою, відповідно, накладки та металевого елемента тертя. Керування режимами навантаженості гальма спрямоване на зменшення механічних і теплових деформацій, зниження рівня вібрацій і теплонавантаженості його деталей і ступеня спрацювання їхніх поверхонь. Впровадження примусового охолодження пар тертя гальма зумовить зменшення

теплових деформацій до заданого рівня, відносну стабілізацію гальмівного моменту i , найголовніше, можливість прогнозування ефективності гальма.

Перешкоди в законах керування можуть бути викликані впливом зовнішнього середовища на характер взаємодії пар тертя гальма, а також сумісною дією механічних навантажень та термічної втоми фрикційного матеріалу. “Теплове” спрацювання містить в собі піроліз (тепловий розклад), окислення, дроблення, вибух, плавлення, випаровування та сублімацію (фазовий перехід першого порядку). Теплова втома є причиною аперіодичних нагрівань та охолоджень, які створюють циклічні напруження в матеріалах поверхні та значні теплові градієнти на ній. Окремим випадком теплової втоми є теплове розтріскування гальмівних шківів в результаті температурного перенавантаження пар тертя гальма. Механічна втома виникає внаслідок дії повторних напружень в матеріалі. При високих температурах на поверхнях тертя гальма домінує мікрозріз, який за певних умов може стати причиною раптового руйнування фрикційного матеріалу накладок, попередньо ослабленого тепловою дією. Контрперешкодою у керуванні тепловою навантаженістю пар тертя гальм є їхня робота в ізоляції від навколишнього середовища (наприклад, в герметизованому гальмівному механізмі при постійному тиску робочого середовища в ньому), а також при використанні фрикційних матеріалів накладок з властивостями відштовхувати воду. При розробці стратегії керування необхідно враховувати той факт, що якість керування процесами навантаженості фрикційних вузлів гальм тісно пов’язана з наявністю в них перешкод. В той же час, при розгляді стратегії контркерування навантаженістю пар тертя гальм необхідно також брати до уваги і наявність контрперешкод.

Якість процесів керування навантаженістю пар тертя гальм, окрім іншого, оцінюється точністю вимірів того чи іншого контрольованого параметра.

Гарантованою якістю керування теплонавантаженістю фрикційних вузлів гальм є обмеження рівня поверхневих та об'ємних температур. При цьому критерієм є допустима температура для матеріалу фрикційних накладок. Необхідно зауважити, що умова неперевищування допустимої температури по всій поверхні контакту фрикційних пар є достатньо жорсткою, тому доцільно розглянути інтервал робочих поверхневих температур для фрикційних матеріалів накладок, середньою величиною якого є допустима температура. При цьому вказана температура згідно з ідеологією керування являє собою мінімізацію гарантованого результату процесу керування.

Таким чином, керування навантаженістю фрикційних вузлів гальм дозволяє реалізовувати їхнім парам тертя прогнозовані експлуатаційні параметри без критичних станів матеріалів робочих елементів. Це досягається зниженням ступеня нагрівання пар тертя гальма шляхом керованого примусового їхнього охолодження.

Для теплового розрахунку пристроїв та систем примусового охолодження фрикційних вузлів гальмівних механізмів, котрі відводять теплоту від їхніх пар тертя, лімітуючим параметром є допустима поверхнева температура фрикційних матеріалів накладок. Перевищення останньої в парах тертя гальмівних пристроїв призводить до дестабілізації їхніх експлуатаційних параметрів (питомих навантажень, коефіцієнтів тертя, гальмівних моментів, механічних та теплових деформацій, зносостійкості). В зв'язку з чим необхідні розробка і створення пристроїв та систем обмеження рівня теплонавантаженості пар тертя гальма, котрий не перевищує допустимої температури для використовуваних матеріалів фрикційних накладок.

Теоретичні дослідження примусового охолодження гальмівних пристроїв вимагають розгляду гальмівного механізму не тільки як механічної, але і як теплофізичної системи. В рамках запропонованих досліджень це є можливим

тільки при комплексному підході, коли теоретичні розробки тісно пов'язані з питаннями конструювання пристроїв та систем для інтенсифікації охолодження, вибору ефективного теплоносія, технології виробництва матеріалів та їхнього раціонального вибору, умов експлуатації з визначенням переважаючих режимів навантаження гальмівних пристроїв.

При проектуванні охолоджуючих пристроїв та систем гальм перевагу необхідно надавати системному підходу до даної проблеми. Він передбачає створення та впровадження не одиничних конструкцій для примусового охолодження фрикційних вузлів, а типорозмірних рядів у відповідності до типів і розмірів гальмівних механізмів з можливістю багаторазового повторного використання в них окремих блоків, вузлів і деталей. При цьому системи охолодження гальм можуть бути одного типу, але різними за конструктивним виконанням з урахуванням типів гальм, а також умов їхньої експлуатації.

Пошук технічно раціональної конструкції пристрою чи системи того чи іншого типу для примусового охолодження гальм з достатньо високою ефективністю повинен вирішуватися комплексно з урахуванням раціонального їх конструювання, правильного вибору теплоносія або теплопоглинаючих і тепловідвідних матеріалів в залежності від рівня теплонавантаженості гальма, а також фізико-механічних властивостей матеріалів його фрикційних вузлів. Це є можливим тільки на основі диференційованого підходу до розробки, теоретичного обґрунтування та всебічної дослідної перевірки створених конструкцій для примусового охолодження гальм і нових фрикційних та теплопоглинаючих-теповідвідних матеріалів.

При цьому створення технічно раціональної конструкції пристрою та системи для примусового охолодження фрикційних вузлів гальм ускладнюється нестационарним характером трибологічних процесів та наявністю великої кількості конструктивних, динамічних, теплових та матеріалознавчих факторів,

які визначають процеси тепло- і масопереносу як в самих фрикційних вузлах, так і від їхніх поверхонь.

На основі вищенаведеного перейдемо до розгляду конструкцій нетрадиційних стрічково-колодкових гальм з елементами керування їхньою навантаженістю.

4.2. Керування режимами гальмування механічного нетрадиційного гальма

4.2.1. **Без гідродинамічного гальма.** Режимми гальмування, зумовлюючи тепловий стан фрикційних вузлів гальма, суттєво впливають на його працездатність. Підвищення ефективності роботи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є однією з актуальних задач сучасного нафтового машинобудування. В роботі [73] розглянуто конструктивні особливості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, які під час гальмування одночасно можуть взаємодіяти своїми зовнішніми та внутрішніми поверхнями, відповідно з гальмівною стрічкою та біговою доріжкою шківа. Але ефективна робота нетрадиційного гальма залежить не тільки від його конструкції, а також від режимів навантаження, котрі характеризуються зміною гальмівного моменту, значенням усталеної кутової швидкості перед початком гальмування, а також інтенсивністю гальмування. Раціональний підбір перелічених вище експлуатаційних параметрів гарантує високу ефективність і надійність гальмівного механізму навіть в екстремальних режимах його експлуатації.

Розглянемо вплив зміни швидкості обертання гальмівного шківа на експлуатаційні параметри гальма. Зміна гальмівного моменту залежить від форми тахограми, тобто від закономірності зміни кутової швидкості гальмівного шківа

(від усталеної ω_0 на початку процесу гальмування до зупинки шківів, тобто до нуля). Різноманітність режимів навантаження гальма можна звести до трьох основних законів зміни основних параметрів: лінійного, параболічного та косинусоїдального, тахограми котрих описуються такими рівняннями

$$\omega_1 = \omega_0 \left(1 - \frac{t}{t_k} \right); \quad \omega_2 = \omega_0 \left(1 - \frac{t^3}{t_k^3} \right); \quad \omega_3 = \omega_0 \cos^2 \frac{\pi t}{2t_k}, \quad (4.1)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3; t$ – поточні значення кутової швидкості гальмівного шківів, котрі відповідають вищевказаним тахограмам, та час її зміни;

t_k – тривалість процесу гальмування.

Робота під час гальмування гальмівного шківів визначається рівнянням

$$A = \int_0^{t_k} M_{\Gamma} \omega dt; \quad (4.2)$$

де M_{Γ} – поточне значення гальмівного моменту;

ω – поточне значення кутової швидкості шківів.

Процес гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками характеризується трьома стадіями [53], основними з яких є початкова та кінцева.

Тоді для даної конструкції гальма рівняння (4.2) можна записати у вигляді

$$A = A_1 + A_2,$$

де A_1 і A_2 – робота сил тертя під час кінцевої та початкової стадій гальмування.

$$A_1 = \int_{t_n}^{t_k} M_{\Gamma 1} \omega dt; \quad (4.3)$$

$$A_2 = \int_0^{t_n} M_{\Gamma 2} \omega dt, \quad (4.4)$$

де $M_{\Gamma 1}$ і $M_{\Gamma 2}$ – гальмівні моменти під час кінцевої та початкової стадії гальмування; t_n – період початкової стадії гальмування.

$$M_{\Gamma 2} = F_2 R; \quad (4.5)$$

$$M_{\Gamma 1} = F_1 R = \left(\frac{F_2}{f_2} + 2S_{II} m \sin \frac{\alpha}{2} \right) f_1, \quad (4.6)$$

де F_1 – сила тертя при взаємодії внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з біговою доріжкою шківів на кінцевій стадії гальмування;

F_2 – сила тертя при взаємодії зовнішніх поверхонь фрикційних накладок з гальмівною стрічкою на початковій стадії гальмування;

R – радіус гальмівного шківів;

m – кількість фрикційних накладок на шківі;

α – центральний кут, що відповідає коефіцієнту перекриття накладкою гальмівного шківів;

S_{II} – сила натягу пружного елемента, що з'єднує між собою накладки;

f_1 – коефіцієнт тертя між шківом та внутрішньою поверхнею накладки;

f_2 – коефіцієнт тертя між гальмівною стрічкою і зовнішньою поверхнею накладки.

Введемо позначення $\frac{f_2}{f_1} = k$; $\frac{t_n}{t_k} = c$.

Тоді

$$F_2 = S_3 \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right), \quad (4.7)$$

де S_3 – сила натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки за час t ;

n – кількість накладок, охоплених гальмівною стрічкою.

Значення S_{II} та залежність між k і c знаходимо з умови

$$A_1 = A_2; \quad (4.8)$$

$$F_1 = F_2. \quad (4.9)$$

Умова (4.9) виконується при $t = t_n$. Визначаємо роботу сил тертя для різних форм тахограм, враховуючи те, що гальмівний момент збільшується зі зменшенням кутової швидкості гальмівного шківів.

Для лінійної форми тахограми

$$S_3 = S_{3K} \frac{t}{t_k},$$

де S_{3K} – сила натягу збігаючої гілки стрічки в кінці третьої стадії гальмування.

Підставивши залежності (4.5)–(4.7) в (4.3) та (4.4), одержали

$$\begin{aligned} A_2 &= \int_0^{t_n} S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \frac{t}{t_k} \omega_0 \left(1 - \frac{t}{t_k} \right) R dt = S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \omega_0 R \left(\frac{t_n^2}{2t_k} - \frac{t_n^3}{3t_k} \right) = \\ &= \frac{1}{6} S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) R t_k \omega_0 \left(3c^2 - 2c^3 \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_1 &= \int_{t_n}^{t_k} \left[S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \frac{f_1}{f_2} \frac{t}{t_k} + 2S_{II} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} \right] R \omega_0 \left(1 - \frac{t}{t_k} \right) dt = \\
&= \omega_0 R \left[S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \frac{f_1}{f_2} \left(\frac{t_k^2 - t_n^2}{2t_k} - \frac{t_k^3 - t_n^3}{3t_k^2} \right) + 2S_{II} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} \left(t_k - t_n - \frac{t_k^2 - t_n^2}{2t_k} \right) \right] = \\
&= \omega_0 R t_k \left[S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \frac{f_1}{6f_2} (3c^2 - 2c^3) + S_{II} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} (1 - 2c + c^2) \right].
\end{aligned}$$

Тоді з умови (4.8) визначаємо

$$S_{II} = \frac{S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \left[3c^2 - 2c^3 - \frac{1}{k} (1 - 3c^2 + 2c^3) \right]}{6m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} (1 - 2c + c^2)}.$$

В свою чергу, з умови (4.9) знаходимо

$$S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \frac{t_n}{t_k} = S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \frac{f_1}{f_2} \frac{t_n}{t_k} + 2S_{II} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2},$$

або після перетворень

$$k = \frac{1 + 3c^2 - c^3 - 3c}{9c^2 - 5c^3 - 3c}.$$

Робота за весь час гальмування

$$A = A_1 + A_2 = 2A_2 = \frac{S_{3K}}{3} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) (3c^2 - 2c^3) \omega_0 R t_k.$$

Оскільки t_k – величина, якою практично неможливо керувати, доцільно при розрахунках ввести поняття середньої інтенсивності зменшення швидкості, яка характеризується сталим кутовим прискоренням

$$\varepsilon_m = \frac{\omega_0}{t_K}.$$

Тоді

$$A = \frac{S_{3K}}{3} (e^{f_2 \alpha n} - 1) (3c^2 - 2c^3) \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m} R.$$

Для параболічної форми тахограми

$$\begin{aligned} A_2 &= \int_0^{t_n} S_{3K} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \omega_0 R \frac{t^3}{t_K^3} \left(1 - \frac{t^3}{t_K^3}\right) dt = S_{3K} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \omega_0 R \left(\frac{t_n^4}{4t_K^3} - \frac{t_n^7}{7t_K^6}\right) = \\ &= \frac{S_{3K}}{28} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \omega_0 R t_K c^4 (7 - 4c^3), \\ A_1 &= \int_{t_n}^{t_K} \left[\frac{S_{3K} (e^{f_2 \alpha n} - 1) t^3}{f_2 t_K^3} + 2S_{II} m \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1 R \omega_0 \left(1 - \frac{t^3}{t_K^3}\right) dt = \\ &= f_1 R \omega_0 t_K \left[\frac{S_{3K} (e^{f_2 \alpha n} - 1)}{28 f_2} (3 - 7c^4 + 4c^7) + \frac{1}{2} S_{II} m \sin \frac{\alpha}{2} (3 - 4c + c^4) \right]. \end{aligned}$$

З умови (4.8) маємо

$$S_{II} = \frac{S_{3K} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \left[c^4 (7 - 4c^3) - \frac{1}{k} (3 - 7c^4 + 4c^7) \right] k}{14 f_2 m (3 - 4c + c^4) \sin \frac{\alpha}{2}}.$$

З умови (4.9) отримуємо

$$S_{3K} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{t_n^3}{t_K^3} = S_{3K} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1 t_n^3}{f_2 t_K^3} + 2S_{II} f_1 m \sin \frac{\alpha}{2},$$

звідки після перетворень

$$k = \frac{3 - 2lc^3 - 2lc^4 - 3c^7}{-2lc^3 + 35c^4 - 11c^7}.$$

Робота за період гальмування

$$A = A_1 + A_2 = \frac{S_{3\kappa}}{14} S_{3\kappa} (e^{f_2 \alpha n} - 1) c^4 (7 - 4c^3) R \frac{\omega_0^2}{\varepsilon_m}.$$

Для косинусоїдальної форми тахограми

$$\begin{aligned} A_2 &= \int_0^{t_n} S_{3\kappa} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \omega_0 R \sin^2 \frac{\pi t}{2t_\kappa} \cos^2 \frac{\pi t}{2t_\kappa} dt = \\ &= S_{3\kappa} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \omega_0 R \frac{t_\kappa}{\pi} \frac{1}{8} \left(\frac{\pi t_n}{2t_\kappa} - \frac{1}{4} \sin \frac{4\pi t_n}{2t_\kappa} \right) = \\ &= S_{3\kappa} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \omega_0 R \frac{t_\kappa}{8\pi} \left(\pi c - \frac{1}{2} \right) \sin 2\pi c; \\ A_1 &= \int_{t_n}^{t_\kappa} S_{3\kappa} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \sin^2 \frac{\pi t}{2t_\kappa} + 2S_n \sin \frac{\alpha}{2} m f_1 \left[R \omega_0 \cos^2 \frac{\pi t}{2t_\kappa} dt = \right. \\ &= \frac{R \omega_0 2t_\kappa}{\pi} \left\{ \frac{1}{8} S_{3\kappa} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \left[\frac{\pi}{2t_\kappa} (t_\kappa - t_n) - \frac{\sin 4 \frac{\pi t_\kappa}{2t_\kappa}}{4} + \frac{\sin 4 \frac{\pi t_n}{2t_\kappa}}{4} \right] + \right. \\ &\quad \left. + 2S_n m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} \left[\frac{\pi}{4t_\kappa} (t_\kappa - t_n) + \frac{\sin 2 \frac{\pi t_\kappa}{2t_\kappa}}{4} + \frac{\sin 2 \frac{\pi t_n}{2t_\kappa}}{4} \right] \right\} = \\ &= \frac{R \omega_0 2t_\kappa}{\pi} \left\{ \frac{1}{8} S_{3\kappa} (e^{f_2 \alpha n} - 1) \frac{f_1}{f_2} \left[\pi(1-c) + \frac{1}{2} \sin 2\pi c \right] + \right. \\ &\quad \left. + 2S_n m f_1 \sin \frac{\alpha}{2} \left[\pi(1-c) - \sin \pi c \right] \right\} \end{aligned}$$

З умови (4.8) маємо

$$S_{II} = \frac{S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \left(1 - \frac{1}{k} \right) k \sin^2 \frac{\pi c^2}{2}}{m f_2 \sin \frac{\alpha}{2}}$$

З умови (4.9) маємо

$$S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \sin^2 \frac{\pi}{2 t_K} t = S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) \frac{f_1}{f_2} \sin^2 \frac{\pi}{2 t_K} + 2 S_{II} m f_1 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Після перетворень

$$k = \frac{\pi(1-c) + 5 \sin 2\pi c - \sin^2 \frac{\pi c}{2}}{\pi c - 5 \sin 2\pi c - 4[\pi(1-c) - \sin \pi c] \sin^2 \frac{\pi c}{2}}$$

Робота за весь час гальмування дорівнює

$$A = A_1 + A_2 = \frac{S_{3K} \left(e^{f_2 \alpha n} - 1 \right) R \omega_0^2}{4 \varepsilon_m \pi} \left(\pi c - \frac{1}{2} \sin 2\pi c \right). \quad (4.10)$$

Результати обчислень величини роботи сил тертя нетрадиційного гальма при різних закономірностях зміни середнього кутового прискорення гальмівного шківів наведені в додат. 5.

На рис.4.3 наведені графічні залежності роботи сил тертя при гальмуванні стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками для різних форм тахограм: а – лінійної; б – параболічної; в – косинусоїдальної; 1;1' і 1'' – $\omega_0=40 \text{ с}^{-1}$; 2;2';2'' – $\omega_0=20 \text{ с}^{-1}$; 3;3';3'' – $\omega_0=10 \text{ с}^{-1}$.

Проведено аналіз отриманих результатів розрахунків. Найменша робота сил тертя є при параболічній формі тахограми при $\omega=10; 20$ та 40 с^{-1} . Найбільша

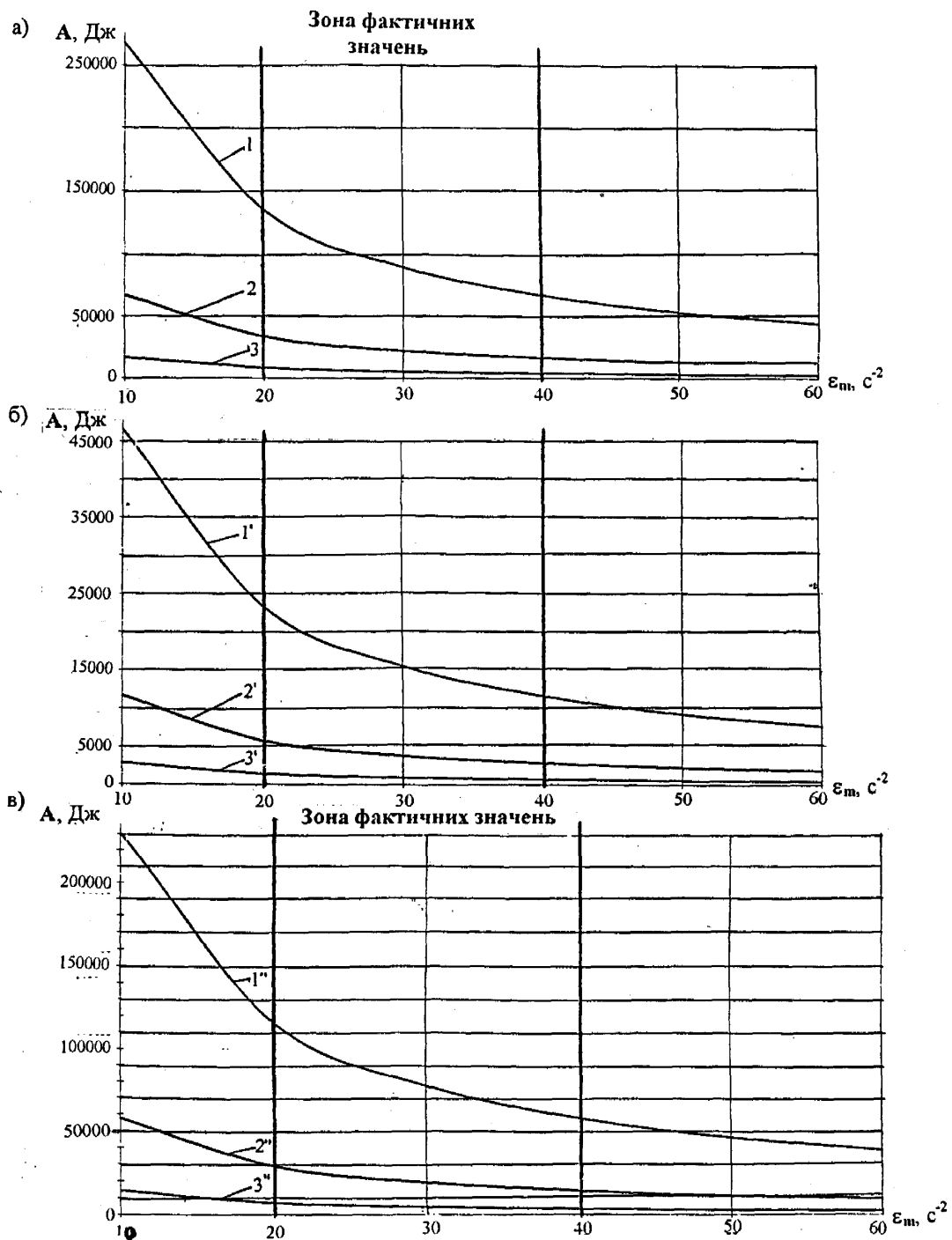


Рис.4.3 Графічні залежності роботи сил тертя при гальмуванні стрічково-колодковим гальмом з рухомими фрикційними накладками від середнього кутового прискорення шківів:
 а – для лінійної; б – параболічної; в – косинусоїдальної форми тахограми; 1; 1' і 1'' – $\omega_0 = 40$ с; 2; 2'; 2'' – $\omega_0 = 40$ с – $\omega_0 = 20$ с; 3; 3'; 3'' – $\omega_0 = 10$ с

робота сил тертя є при лінійній формі зміни тахограм при $\omega=10; 20$ та 40 с^{-1} . Сума робіт сил тертя при гальмуванні рухомимим фрикційними накладками стрічково-колодкового гальма за параболічною та косинусоїдальною формами тахограм при $\omega=10; 20$ та 40 с^{-1} відрізняється тільки на 3,42% від суми робіт з лінійною формою тахограм. При $\omega=10; 20$ та 40 с^{-1} робота сил тертя для лінійної та косинусоїдальної форм тахограм, відповідно, в 5,74 та 4,94 рази є більшою, ніж для параболічної форми тахограм. Якщо порівняти роботу сил тертя для лінійної та косинусоїдальної форм тахограм, то їхнє відхилення складає 14,0% (при $\omega=10; 20$ та 40 с^{-1}). При порівнянні роботи сил тертя при $\omega=40 \text{ с}^{-1}$ та 60 с^{-1} відносна зміна сил тертя складає 33,0%.

Таким чином, за рахунок почергової зміни поверхонь взаємодії рухомих фрикційних накладок з метою дотримання певного режиму обертання гальмівного шківа, який відповідав би визначеній формі його тахограм, можна досягти раціонального режиму навантаження фрикційних пар стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Необхідно зауважити, що рівень виникаючих при цьому питомих навантажень і поверхневих температур не перевищує регламентованих значень.

Питомі навантаження, які виникають в парах тертя стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, необхідно розглядати у взаємозв'язку з розтягом набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки. Величина розтягу останньої в нетрадиційному гальмі суттєво впливає на тривалість початкової та кінцевої стадії гальмування. Так, при невеликих за величиною розтягах гальмівної стрічки, тобто при плавному прикладанні бурильником зусилля до рукоятки гальма, працюють зовнішні фрикційні вузли. Це відбувається під час пригальмовувань (в процесі посадки колони бурильних труб на стіл ротора). При різкому збільшенні розтягу гальмівної стрічки тривалість першої стадії гальмування, тобто робота зовнішніх фрикційних вузлів,

є незначною. В такому режимі основну роботу тертя виконують внутрішні фрикційні вузли гальма, що зумовлює миттєвий зрив точок контакту їхніх взаємодіючих пар.

В конструкції досліджуваного гальма є та особливість, що гальмівна стрічка має більший коефіцієнт взаємного перекриття із зовнішньою поверхнею фрикційних накладок внаслідок меншої жорсткості у порівнянні з серійною гальмівною стрічкою. Ця обставина спричинює те, що питомі навантаження у зовнішніх фрикційних вузлах є значно меншими, ніж у внутрішніх фрикційних вузлах гальма.

Пояснюється це ще й тим, що додаткове притискання внутрішніх поверхонь фрикційних накладок до робочої поверхні гальмівного шківів забезпечується пружними елементами, котрі з'єднують всі накладки між собою та сприяють посадці їх з деяким натягом на робочу поверхню шківів. При цьому основна відмінна дуже позитивна особливість роботи нетрадиційного гальма полягає в тому, що питомі навантаження, котрі діють в його зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлах в 1,8- 2,0 рази є меншими, ніж в парах тертя серійного стрічково-колодкового гальма.

На рис.4.4 наведені закономірності зміни питомих навантажень в парах тертя “гальмівна стрічка-зовнішня поверхня накладки” (а), та “внутрішня поверхня накладки-робоча поверхня гальмівного шківів” (б) для кожної накладки нетрадиційного гальма в залежності від коефіцієнтів тертя в кожному фрикційному вузлі.

На рис.4.5 наведені закономірності зміни гальмівних моментів, які розвивають пари тертя “гальмівна стрічка-зовнішня поверхня накладки” (а) та “внутрішня поверхня накладки-робоча поверхня гальмівного шківів” (б) в нетрадиційному гальмі в залежності від коефіцієнтів тертя в кожному фрикційному вузлі. Закономірності зміни питомих навантажень та гальмівних

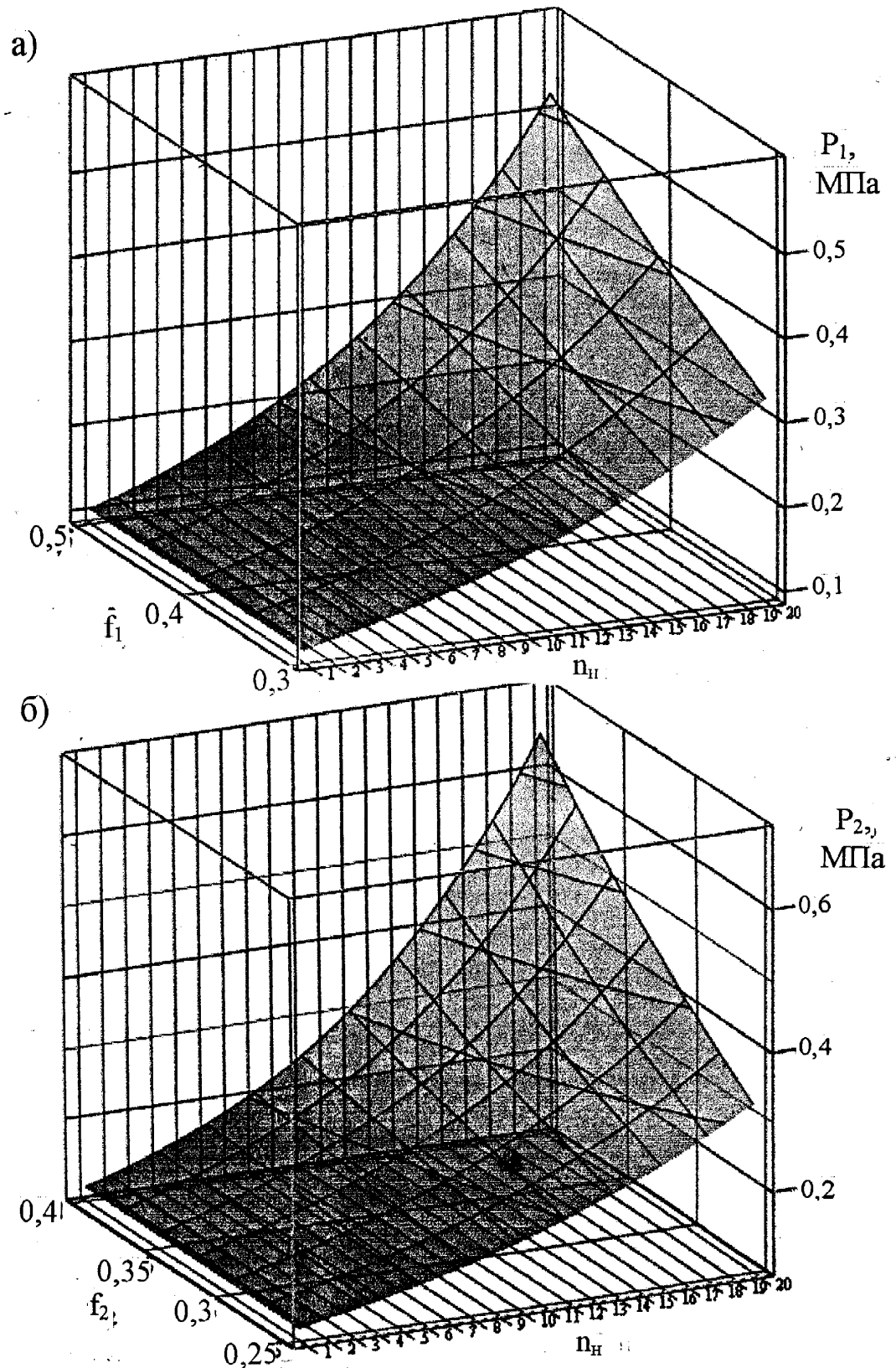


Рис.4.4 Закономірності зміни питомих навантажень в парах тертя “гальмівна стрічка – зовнішня поверхня накладки” (а), та “внутрішня поверхня накладки – робоча поверхня гальмівного шківів” (б) на кожній накладці стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками в залежності від коефіцієнтів тертя в кожному фрикційному вузлі

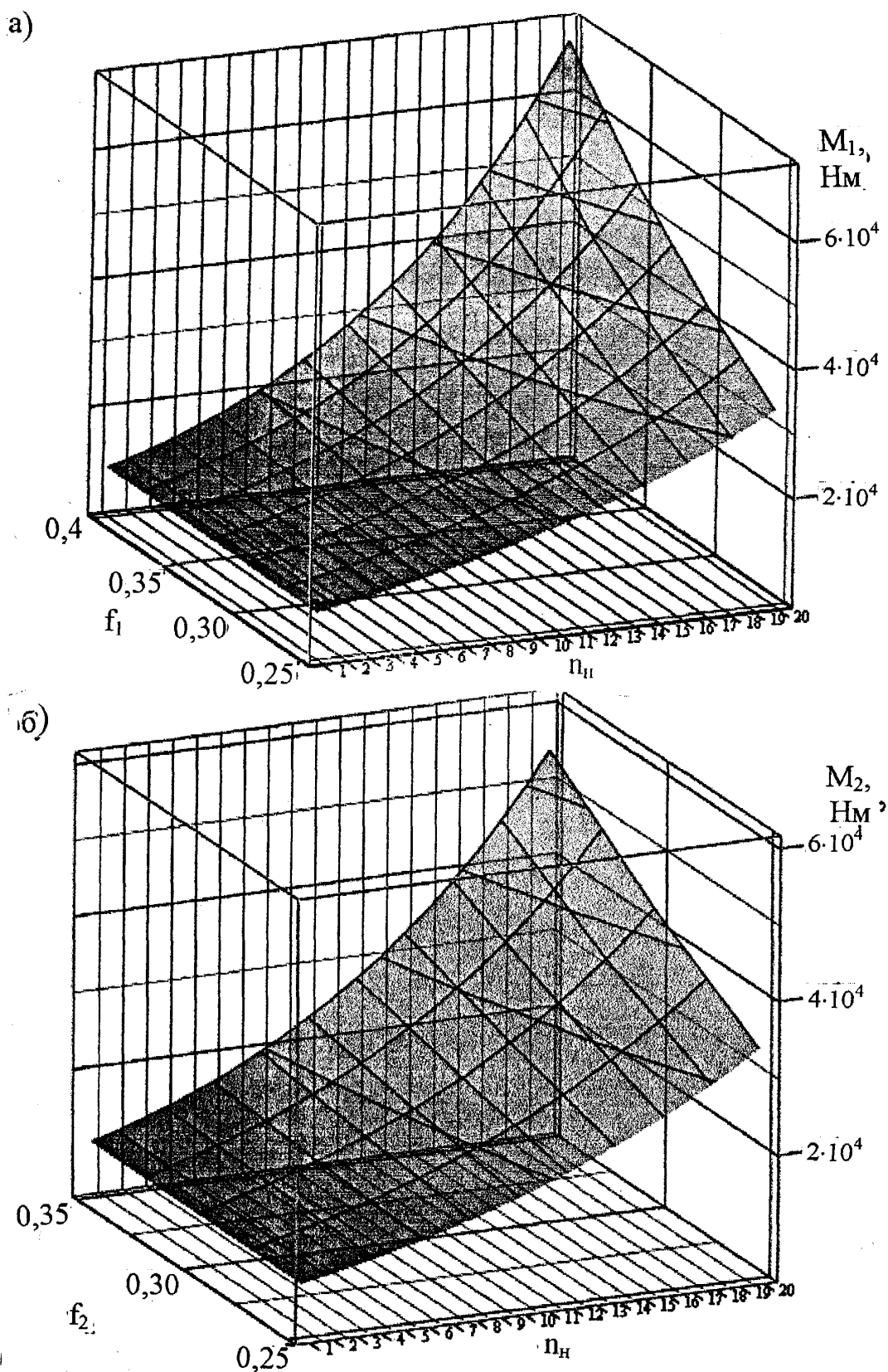


Рис.4.5 Закономірності зміни гальмівних моментів, які розвивають пари тертя “гальмівна стрічка – зовнішня поверхня накладки” (а) та “внутрішня поверхня накладки – робоча поверхня гальмівного шків” (б) в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками в залежності від коефіцієнтів тертя в кожному фрикційному вузлі

моментів, наведені на згаданих графічних залежностях, представлені для кінцевих моментів часу початкової та заключної стадій гальмування.

Проведемо аналіз графічних залежностей розподілу питомих навантажень та гальмівних моментів на кожній накладці гальма. В основу побудови графічних залежностей, наведених на рис.4.4 та 4.5 прийнята лінійна форма тахограм. Зупинимося спочатку на закономірностях зміни питомих навантажень на поверхнях взаємодіючих фрикційних вузлів (рис.4.4). З цих графічних залежностей видно, що питомі навантаження на зовнішній робочій поверхні накладки збільшуються з віддаленням її від збігаючої гілки гальмівної стрічки.

При коефіцієнті тертя $f_2 = 0,25$ та $k = \frac{f_2}{f_1} = 1,1$ співвідношення питомих навантажень на 20-ій та 1-ій накладці досягає майже 20-ти кратної величини. Що стосується зміни питомих навантажень на внутрішніх поверхнях фрикційних накладок, то вони на 15-20% є більшими, ніж на їхніх зовнішніх поверхнях внаслідок з'єднання між собою фрикційних накладок пружними елементами. При цьому питомі навантаження мало залежать від коефіцієнта тертя на 1-ій фрикційній накладці, тоді як на 20-ій при зміні f_2 з 0,25 до 0,35 вони збільшуються приблизно в 1,5 рази.

Згідно з рис. 4.5 гальмівний момент, який створюють фрикційні вузли “гальмівна стрічка-зовнішні поверхні накладок” більший за гальмівний момент, котрий розвивають внутрішні фрикційні вузли. Пояснюється це тим, що існує різниця сил тертя на зовнішніх та внутрішніх поверхнях фрикційних вузлів. Ця обставина і дозволяє фрикційним накладкам залишатися нерухомими по відношенню до гальмівної стрічки.

4.2.2. З урахуванням дії гідродинамічного гальма. При опусканні бурильних труб на значну глибину утворюється велика кінетична

енергія рухомих мас, яку має поглинути гальмівна система. Тому її елементи нагріваються до високих температур, які можуть перевищити допустимі значення. Це негативно впливає на фрикційні характеристики пар тертя: “гальмівна стрічка-накладка” та “накладка-гальмівний шків”; відбувається інтенсивне спрацювання їхніх робочих поверхонь, зменшується жорсткість пружних елементів. В зв'язку з цим бурильнику необхідно прикладати більших зусиль до важеля гальма. Надійність гальмування при цьому знижується. Зменшення швидкості опускання бурильної колони для обмеження температурного режиму є не вигідним для бригади, оскільки призводить до збільшення часу, що витрачається на операцію опускання інструменту. Проте, в подібних ситуаціях переважаючим фактором є правила техніки безпеки. Тому при великих глибинах свердловин використання тільки стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, як і традиційного, особливо на завершальних етапах опускання інструменту, є неприпустимим.

Для підвищення ефективності процесу гальмування в сучасних гальмівних системах використовуються окрім основного механічного гальма допоміжне – гідродинамічне, яке поглинає переважну частину енергії і забезпечує необхідну швидкість усталеного руху колони при опусканні інструменту. При цьому спрацювання поверхонь робочих пар тертя основного гальма зменшується до мінімуму і, таким чином, збільшується термін їхньої експлуатації, полегшуються умови праці оператора.

В зв'язку з тим, що в стрічково-колодковому гальмі з рухомими накладками останні почергово контактують в процесі гальмування зі стрічкою і шківом, температурний режим в зоні контакту та умови роботи контактуючих поверхонь є більш сприятливими у порівнянні з аналогічними параметрами традиційного стрічково-колодкового гальма, в якому відбувається постійний

однобічний контакт між накладкою і шківом впродовж всього періоду гальмування.

Це дозволяє більш інтенсивно навантажувати досліджуване гальмо, тобто швидкість усталеного руху колони труб та її сповільнення при гальмуванні розглядуваним гальмом можуть бути більшими, ніж при використанні традиційного гальма, що зумовить збільшення продуктивності праці спуско-піднімальних операцій.

Визначимо гальмівний момент стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками з урахуванням дії гідродинамічного гальма при основних режимах гальмування. Гальмівний момент гідродинамічного гальма при незмінному його наповненні рідиною визначається у відповідності з [14]:

$$M_{2\partial} = A_2 \cdot \omega^2, \quad (4.11)$$

де A_2 – стала гідрогальма.

При усталеному русі колони труб, коли кутлова швидкість гальмівного шківа досягає ω_0 , а енергія поглинається лише гідродинамічним гальмом, рівняння (4.11) записується у вигляді:

$$M_{2\partial} = A_2 \cdot \omega^2 = M_G, \quad (4.12)$$

де M_G – момент на валу лебідки від ваги бурової колони.

Підставляючи (4.1) в (4.11) і з урахуванням (4.12), отримаємо гальмівний момент гідродинамічного гальма при сповільненому русі бурильної колони для трьох режимів гальмування:

лінійного

$$M_{2\partial} = M_G \cdot \left(1 - \frac{t}{t_k}\right)^2, \quad (4.13)$$

косинусоїдального

$$M_{2\partial} = M_G \cdot \cos^2 \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k}, \quad (4.14)$$

параболічного

$$M_{2\partial} = M_G \cdot \left(1 - \frac{t^3}{t_k^3} \right)^2. \quad (4.15)$$

Під час сповільненого руху колони вмикають основне гальмо для пригальмовувань і в момент посадки її на стіл ротора. Тоді сумарний гальмівний момент з урахуванням моменту сил інерції барабана лебідки та ротора гідродинамічного гальма становить

$$M_{\Sigma} = M_G - I_{\partial} \cdot \varepsilon, \quad (4.16)$$

де I_{∂} – сумарний момент інерції барабана лебідки та ротора гідродинамічного гальма;

ε – кутове прискорення вала лебідки.

Для лінійного, косинусоїдального та параболічного режимів гальмування на підставі (4.1) маємо:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{d\omega_1}{dt} = -\frac{\omega_0}{t_k}; \\ \varepsilon_2 &= \frac{d\omega_2}{dt} = -\frac{\omega_0 \cdot \pi}{2 \cdot t_k} \cdot \sin \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k}; \\ \varepsilon_3 &= \frac{d\omega_3}{dt} = -\frac{3 \cdot \omega_0 \cdot t^2}{t_k^3}. \end{aligned}$$

Оскільки $M_{\Sigma} = M_{2\partial} + M_{\Gamma}$, то

$$M_{\Gamma} = M_{\Sigma} - M_{2\partial} = M_G - M_{2\partial} - I_{\varepsilon} \cdot \varepsilon.$$

Підставляючи в (4.16) значення $M_{2\partial}$ і ε , отримаємо функції від часу гальмівного моменту основного гальма для розглядуваних режимів гальмування:

$$M_{\Gamma 1} = M_G \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{t}{t_k} \right)^2 \right] + \frac{I_{\varepsilon} \cdot \omega_0}{t_k};$$

$$M_{\Gamma 2} = M_G \cdot \left(1 - \cos^2 \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k} \right) + \frac{I_{\varepsilon} \cdot \omega_0 \cdot \pi}{2 \cdot t_k} \cdot \sin \frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_k};$$

$$M_{\Gamma 3} = M_G \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{t^3}{t_k^3} \right)^2 \right] + \frac{I_{\varepsilon} \cdot \omega_0 \cdot 3 \cdot t^2}{t_k^3}.$$

Оскільки $\frac{\omega_0}{t_k} = \varepsilon_m$ – середнє прискорення вала лебідки при гальмуванні, то

наприкінці гальмування, коли $t = t_k$, гальмівні моменти набувають значень

$$M_{\Gamma 1} = M_G + I_{\varepsilon} \cdot \varepsilon_m;$$

$$M_{\Gamma 2} = M_G + \frac{\pi}{2} \cdot I_{\varepsilon} \cdot \varepsilon_m;$$

$$M_{\Gamma 3} = M_G + 3 \cdot I_{\varepsilon} \cdot \varepsilon_m.$$

Отримані залежності дозволяють визначити гальмівний момент основного гальма не тільки від статичного навантаження, що діє на канат, але й врахувати динаміку обертальних мас барабана лебідки та ротора гідрогальма. При цьому більша частина гальмівного моменту витрачається на гасіння кінетичної енергії вказаних мас. Зменшення моменту інерції, а отже збільшення швидкості можна

досягнути зменшенням діаметра шківів, але це зумовить зменшення гальмівного моменту і погіршить умови теплообміну.

З огляду на інтенсивність динамічних навантажень та витрат часу на гальмування прискорення в процесі гальмування приймають в межах $1,5 \dots 2 \text{ м/с}^2$, що зумовлює виникнення незначних навантажень на елементи гальмівної системи. Необхідно зауважити, що збільшення величини прискорення майже не впливає на скорочення часу проведення спуско-піднімальних операцій [109].

4.3. Конструктивні рішення по керуванню навантаженістю стрічково-колодкових гальм

4.3.1. Д и н а м і ч н о ю. Одним з шляхів зниження динамічної навантаженості традиційного стрічково-колодкового гальма бурових лебідок є автоматичне керування кутом охоплення гальмівною стрічкою шківа. Використання такого конструктивного розв'язку з механічним або електромагнітним приводом гальмівних стрічок з фрикційними накладками дозволить: зменшити зусилля на гальмівний вал та його опори, реалізувати повільне захоплення гальмівного шківа стрічкою з фрикційними накладками, уникнути втрати ефективності при зміні напрямку обертання гальмівного шківа, вирівняти питомі навантаження по всій поверхні пар тертя і, як наслідок, забезпечити майже рівномірне спрацювання фрикційних накладок.

Зупинимось на конструктивних розв'язках з автоматичного керування кутом охоплення шківа гальмівною стрічкою.

На рис 4.6 а наведене стрічково-колодке гальмо з пристроєм для регулювання кута охоплення шківа стрічкою, загальний вигляд; на рис. 4.6 б –

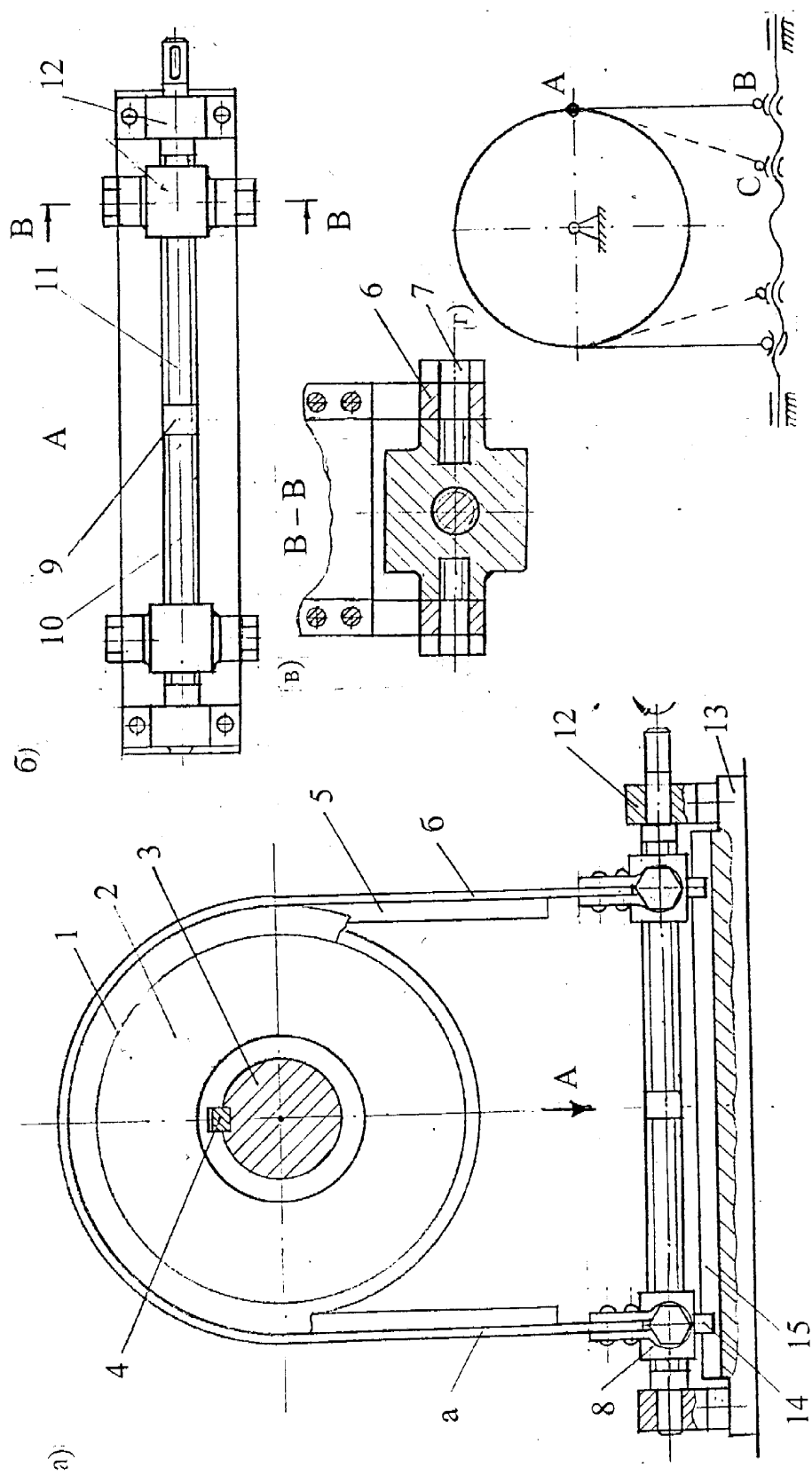


Рис.4.6. Стрічково-колодкове гальмо з пристроєм для регулювання кута охоплення стрічкою шківів:

1 - гальмівний шків; 2 - барабан; 3,4 - вал зі шпонкою; 5,6 - гальмівна стрічка з вушками;

7 - болти; 8,14 - гайки з виступами; 9,10,11 - гвинт з ділянками лівої та правої різьби;

12 - опори з підшипниками; 13,15 - рама з пазом

загальний вигляд по стрілці; на рис. 4.6 в – переріз В-В; на рис. 4.6 г – кінематична схема гальма.

Стрічково-колодкове гальмо складається з шківів 1, встановлених на барабані 2, закріпленому на валу 3 лебідки за допомогою шпонки 4. Шків 1 охоплює гальмівну стрічку 5, кінці якої за допомогою пружини 6 і болтів 7 прикріплені до гайок 8. Останні переміщуються по гвинту 9, який має ділянку з лівою 10 і правою 11 різьбою. Гвинт 9 встановлений в опорах підшипників 12, які кріпляться до рами 13.

Для забезпечення поступального переміщення гайки 8 мають знизу виступи 14, які поміщені в паз 15 рами 13.

Пристрій для регулювання кута охоплення шківів стрічкою працює наступним чином. При обертанні гвинта 8, наприклад, за годинниковою стрілкою (див. рис. 4.6 а) гайки 9 будуть переміщуватись до його середини, що викличе збільшення натягу гілок *a* і *b* гальмівної стрічки 5 і кута охоплення нею шківів 1. Для підтвердження наведеного розглянемо два положення шарнірів стрічки 5, пов'язаних з гайками 8 (див. рис. 4.6 г). З трикутника АВС випливає, що $AC > AB$. При цьому кут охоплення може бути близьким до 360° . Ця обставина значно збільшує гальмівну силу і, як наслідок, ефективність гальмувань. Крім вказаної вище переваги, в запропонованому гальмі величина зусилля приводу не залежить від напрямку прикладеного до шківів 1 моменту обертання. Відомо, що при зміні напрямку моменту обертання на шківі 1 відбувається зміна зусилля натягу в гілках *a* і *b* стрічки 5, що сприяє нерівномірному спрацюванню фрикційних накладок. Однак, в запропонованій конструкції стрічково-колодкового гальма момент тертя в гвинтових парах залишається незмінним за рахунок однакових оточуючих сил, помножених на зведений радіус гвинта і, як наслідок, незмінним буде привідне зусилля. Якщо дане гальмо застосувати в буровій лебідці, то момент від ваги

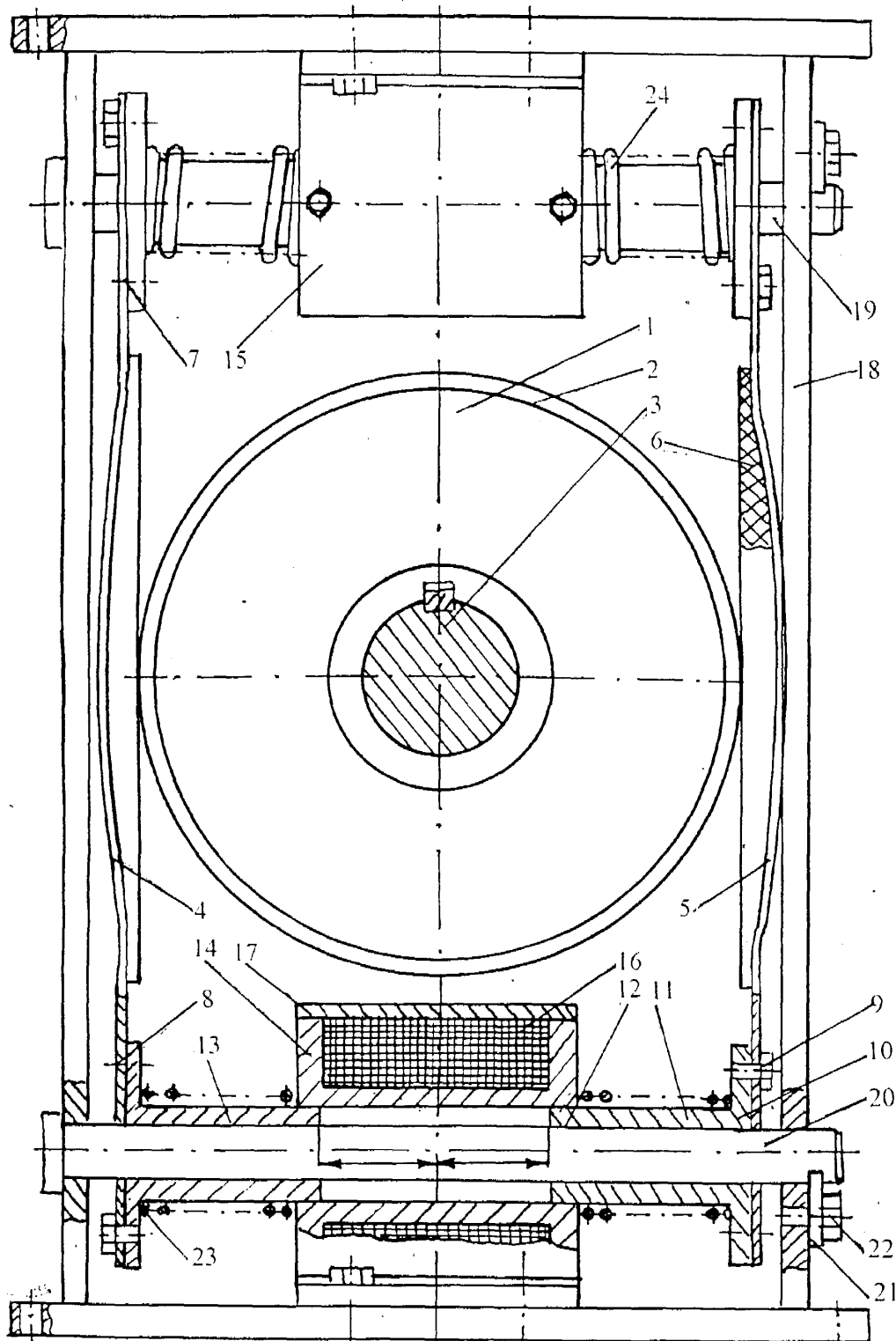
колони бурильних труб, яка спускається в свердловину, зрівноважується моментом тертя гальма. Крім того, помітно підвищується плавність гальмувань.

На рис. 4.7 наведене стрічково-колодкове гальмо з електромагнітним приводом гальмівних стрічок (в неробочому стані). Стрічково-колодкове гальмо містить барабан 1 зі шківом 2, розташований на валу 3. Шків 2 охоплюють ліва 4 і права 5 гальмівні стрічки з фрикційними накладками. Верхній 6 та нижній 7 кінець стрічок 4 та 5 за допомогою, наприклад, болтів 8 прикріплені до фланців 9 з втулками 10, які є втяжними якорями 11 та 12 електромагнітів 13 і 14. Останні містять магнітопроводи 15 та корпуси 16, який закріплено на рамі 17 гальма.

В свою чергу, втяжні якорі 11 та 12 встановлені з можливістю переміщення по осях 18 та 19, які утримуються в рамі 17 стопорними планками 20 та болтами 21.

Стрічки 4 та 5 утримуються в неробочому стані пружинами 22 і 23, встановленими між фланцями 9 та корпусами електромагнітів 16. Пружини 22 та 23 підібрані з такою жорсткістю, щоб стрічки 4 і 5 з фрикційними накладками не контактували з поверхнею шківа 2 барабана 1.

Магнітопроводи 15 з'єднані з елементами керування, наприклад, перемикачем з реостатом, під'єднаним до джерела електричного струму (на рис. 4.7 не показаний). Електромагнітний привід гальмівних стрічок гальма працює наступним чином. При подачі струму в магнітопроводи 15 в них виникає електромагнітна сила, яка сприяє переміщенню втяжних якорів 11 і 12, а разом з ними і гальмівних стрічок 4 і 5 з накладками, що охоплюють гальмівний шків 2. При цьому відбувається натяг стрічок 4 і 5 і їхнє притискання до шківа 2 із зусиллям, пропорційним до величини електричного струму. В результаті чого виникає гальмівний момент, який зрівноважує момент зовнішнього навантаження. В зв'язку з тим, що натискання стрічок на шків 2 відбувається з протилежних боків, зусилля зрівноважуються і навантаження на опори і вал практично



4.7. Стрічково-колодкове гальмо з електромагнітним приводом
 гальмівних стрічок: 1,2 - гальмівний барабан зі шківом; 3 - вал; 4,5,6,7 - ліва та
 права гальмівні стрічки з верхніми та нижніми кінцями; 8 - болти, 9,10 - фланці
 з втулками або втяжні якорі 11 та 12; 13, 14, 15, 16 - електромагніти з
 магнітопроводами в корпусах; 17 - рама, 18-19 осі втяжних якорів; 20,21 -
 стопорні планки та болти; 22,23 - циліндричні пружини

відсутнє. Кут охоплення шківів 2 стрічками 4 і 5 можливо забезпечити близьким до 300° .

Запропоноване стрічково-колодкове гальмо має підвищену ефективність дії і працює з рівномірним розподілом навантажень на опори і вал.

4.3.2. Т е п л о в о ю . Одним з шляхів підвищення ефективності та надійності важконавантажених фрикційних вузлів гальмівних пристроїв є інтенсивне примусове охолодження їхніх пар тертя. Найбільш ефективним типом охолодження вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками може бути термоелектричне. В роботах [32,33, 34, 35] були проведені дослідження по охолодженню пар тертя гальма. Особливий інтерес становить робота [35], в якій розглянута дія термобатарей в режимах термоелектрогенератора і термоелектроохолодильника, за допомогою яких розв'язана задача по вирівнюванню теплонавантаженості пар тертя гальма. При цьому термобатареї встановлювались з боку фрикційних накладок гальмівної стрічки. Але більш ефективно працюють термобатареї, які вмонтовані безпосередньо в тіло гальмівного шківів. В даній конструкції гальма з термоелектричною системою охолодження досягається не тільки зниження, але й вирівнювання поверхневих температур фрикційних вузлів гальма.

Розглянемо конструкцію стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, обладнаного системою комбінованого охолодження.

На рис. 4.8 а зображене стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками, обладнаними термоелектричним охолодженням, загальний вигляд; на рис.4.8 б – вузол А, положення фрикційних накладок на робочій поверхні шківів при розімкненій і замкненій гальмівній стрічці; на рис. 4.8 в – поперечний переріз по Б-Б фрикційних вузлів гальма; на рис. 4.8 г –

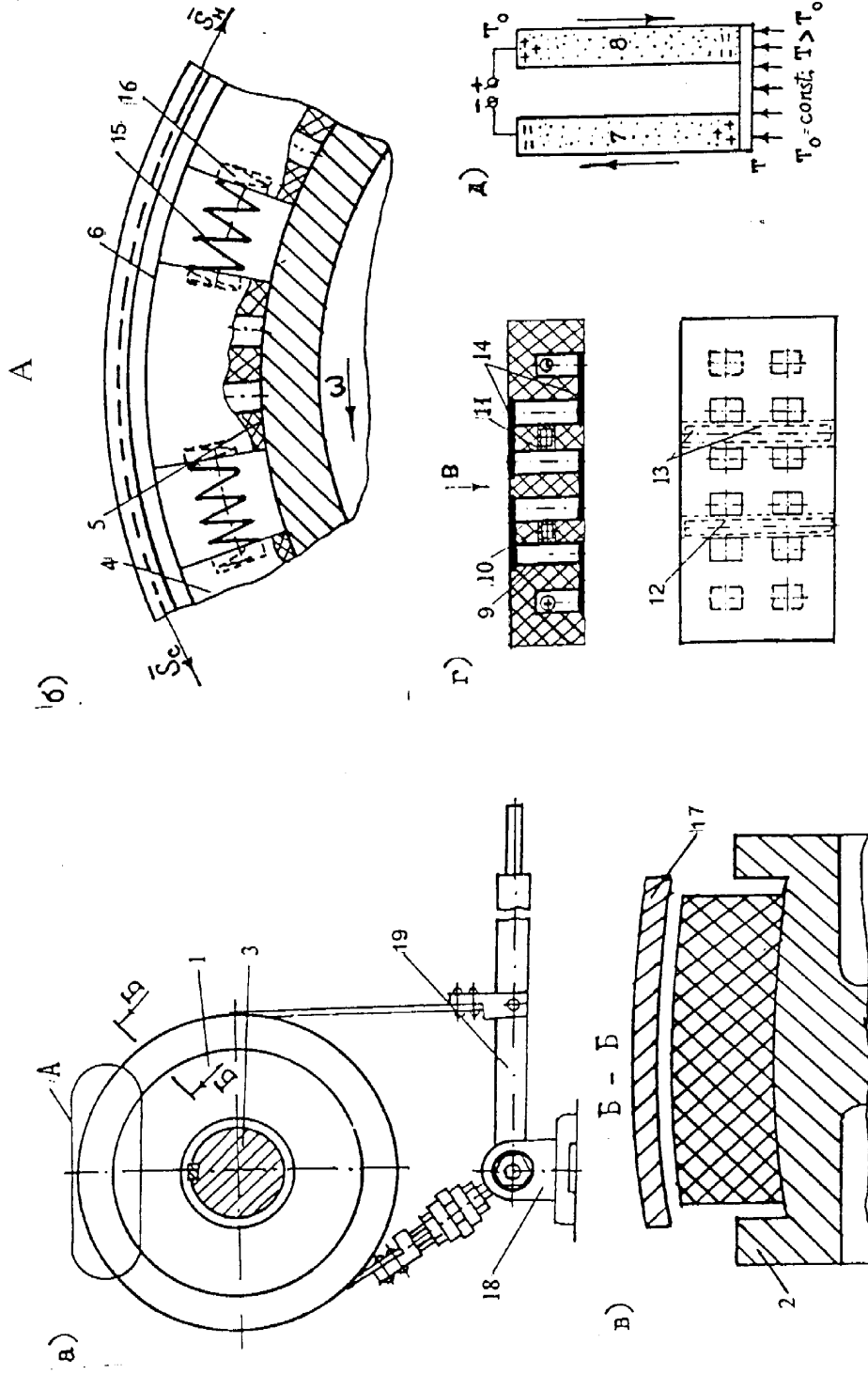


Рис. 4,8 Система для охолодження пар тертя стрічково – колдкового гальма з рухомими фрикційними накладками:
 1,2 – гальмівний шків з ребордами; 3 – вал; 4,5,6 – фрикційні накладки з внутрішніми та зовнішніми
 робочими поверхнями; 7,8 – напівпровідникові стрижні прямокутного перерізу; 9,11,16 – отвори в
 накладках: вертикальні, горизонтальні та торцові; 10,12,13 – теплові труби прямокутного перерізу з
 зонами випаровування та конденсації; 14 – з'єднувальні містки; 17 – гальмівна стрічка; 18 – корпус
 опори; 19 – привідний важіль

поздовжній переріз фрикційної накладки з термобатарейми і вигляд В на неї зверху; на рис. 4.8 д наведена схема термобатарей-термоелектрогенератора.

Стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками і з системою охолодження пар тертя містить гальмівний шків 1 з ребордами 2, закріплений на валу 3 механізму. На робочій поверхні шківів 1 рівномірно розміщені фрикційні накладки 4, які мають внутрішню 5 і зовнішню 6 робочі поверхні. В кожну накладку 4 в її середній частині по довжині встановлено два ряди по вісім напівпровідникових стрижнів 7 і 8 прямокутного перерізу, які пропущені через вертикальні отвори 9. Напівпровідникові стрижні 7 і 8 встановлені врівень із внутрішньою 5 та зовнішньою 6 поверхнями накладок 4, крім першого стрижня і восьмого. Останні не доходять до величини допустимого спрацювання зовнішньої робочої поверхні 6 накладок 4. Між напівпровідниковими стрижнями 7 і 8 в середній частині по товщині накладок 4 в горизонтальні отвори 11 встановлені прямокутні теплові труби 10, які дотикаються до бічних поверхонь термоелементів. Теплова труба 10 виконана з теплопровідного матеріалу, заповнена на $2/3$ об'єму теплоносієм, наприклад, метиловим спиртом, вакуумована та герметизована. Вона має зони випаровування 12 та конденсації 13. Напівпровідниковий стрижень 7 має електронну (n-типу) провідність, а стрижень 8 – діркову (p-типу) провідність. Кінці стрижнів 7 і 8 з боку як внутрішньої 5, так і зовнішньої 6 робочих поверхонь накладок 4 з'єднані між собою металевим містком 14, і таким чином утворюють термобатарей. При цьому кількість термобатарей з боку внутрішньої робочої поверхні 5 накладок 4 є на одну більшою, ніж з її зовнішньої робочої поверхні 6. З'єднувальний місток 14 може бути як гарячим, так і холодним спаєм термобатарей. Накладки 4 з'єднані одна з другою за допомогою циліндричних пружин 15, які можуть бути як заформовані в тіло накладок, так і заведені в торцові напрямні отвори 16 накладок 4 і під'єднані до спеціальних захватів (на рис. 4.9 не показані). Гальмівна стрічка

17 з боку її опори 18, а іншим, тобто кінцем набігаючої гілки – з привідним важелем 19. Фрикційні накладки 4 зі своїми зовнішніми робочими поверхнями 6 встановлені із можливістю взаємодії з робочою поверхнею гальмівної стрічки 17, утворюючи зовнішні пари тертя.

Спосіб охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками полягає в наступному. При взаємодії зовнішніх або внутрішніх фрикційних вузлів гальма температура з'єднувального містка 14 збільшується порівняно з температурою холодних кінців напівелементів ($T > T_0$) і тепла енергія атомів гарячого кінця напівпровідників збільшується. Ця енергія виконує роботу переходу електронів у вільний стан. У зв'язку з цим в напівелементі 7 на гарячому кінці з'являється більше вільних електронів і з більш високою тепловою енергією, ніж на холодному. Тому вони переходять до холодного кінця, заряджаючи його негативно. Внаслідок теплового руху атомів в напівелементі 8 деяка частина електронів уноситься із гарячої зони. На їхньому місці з'являються вільні (незайняті) місця – дірки, які мають позитивний заряд. Напрямок переміщення дірок, як додатніх зарядів, співпадає з напрямком електричного поля, тому їхній рух прискорюється. При цьому зайняти місця, які звільнилися (дірки), можуть електрони, які мають близькі до дірки значення енергії. Але електрони, які рухаються проти електричного поля, сповільнюються і переходять в зону менших швидкостей, а на їхньому місці утворюються нові дірки. Таким чином, відбувається переміщення дірок до холодного кінця напівелемента 8, і він заряджається позитивно. При замиканні електричного кола в ньому з'являється електричний струм, зумовлений саме різницею температур. Фактично має місце ефект Зеєбека, а сама термобатерея є термоелектрогенератором. Кількість термобатарей з боку внутрішніх пар тертя є більшою на одну, ніж з боку зовнішніх пар тертя. Це пояснюється значими тепловими потоками з боку внутрішніх пар тертя, які передаються

термобатарейми. Наявність першого і восьмого вкорочених напівпровідникових стрижнів 7 і 8 спричинює замикання термобатарей на себе при одному з гальмівних режимів роботи гальма. При цьому до початку гальмування температура спаїв термобатарей є однаковою і дорівнює температурі навколишнього середовища.

Стрічково-колодкове гальмо з описаними системою та способом охолодження працює таким чином.

В розгальмованому стані шків 1 вільно обертається разом з фрикційними накладками 4, з'єднаними між собою за допомогою циліндричних пружин 15. При цьому робоча поверхня шківа 1 поперечними потоками повітря, яке циркулює між торцевими поверхнями фрикційних накладок 4 охолоджується недостатньо ефективно. В процесі гальмування на поверхнях тертя гальма генерується значна кількість теплоти, що спричинює зміну фізико-механічних властивостей в матеріалах фрикційних накладок 4 (вигорання зв'язуючого компонента) і гальмівного шківа 1 (структурні перетворення). При всіх трьох режимах гальмування температура з'єднувальних містків 14 за рахунок тертя ковзання підвищується, внаслідок чого на спаях термобатарей, тобто напівпровідникових стрижнів 7 і 8, виникає термо-ЕРС, тобто електричний струм.

При першому режимі гальмування гарячими спаями термобатарей є з'єднувальні містки 14 зовнішньої пари тертя, від яких електричний струм через напівпровідникові стрижні 7 і 8, тобто деяка кількість теплоти, передається зоні випаровування 12 теплової труби 10. В останній теплоносій, нагріваючись, перетворюється в пару і переміщується в зону конденсації 13, а потім повертається знову в зону випаровування 12. В подальшому циклі в тепловій трубі 10 повторюються. Частина теплоти, яку не встигла поглинути теплова труба 10 внаслідок швидкоплинності процесу гальмування, надходить на з'єднувальні містки 14 внутрішньої пари тертя і разом з робочою поверхнею гальмівного шківа

1 виконують роль холодних спаїв термобатарей. Теплота ними поглинається і розсіюється в навколишнє середовище. Такий теплообмін триватиме до тих пір, поки термо-ЕРС, генерована зовнішньою парою тертя, не буде перевищувати термо-ЕРС внутрішньої пари тертя. При реалізації третього режиму гальмування гарячими спаями термобатарей є з'єднувальні містки 14 внутрішньої пари тертя. Всі процеси теплообміну проходять аналогічно до наведених вище, тільки в зворотному напрямку, тобто від внутрішньої пари тертя до зовнішньої. В цьому випадку роль холодних спаїв термобатарей виконують з'єднувальні містки 14 зовнішньої пари тертя і гальмівна стрічка 17. Цими елементами теплота поглинається, а потім від їхніх поверхонь розсіюється в навколишнє середовище.

В процесі експлуатації стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками їхнє положення відносно гальмівної стрічки постійно змінюється, що забезпечує рівномірне спрацювання як зовнішніх, так і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, завдяки їхньому розташуванню по периметру гальмівного шківів. Інтенсивне охолодження внутрішніх пар тертя гальма дозволяє підвищити його експлуатаційні параметри, знизити термічні напруження в гальмівному шківі, а також збільшити ресурс пар тертя. При цьому суттєво підвищується ефективність дії гальма.

4.4. Методика розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок

На основі проведених досліджень пропонуємо наступну методику вказаного розрахунку.

А. Визначення найбільшого гальмівного моменту

Гальмо бурових лебідок має задовільняти необхідну ефективність за величиною гальмівного моменту.

На основі принципу Даламбера

$$M_{\Gamma} = M_p, \quad (4.18)$$

де M_{Γ} – гальмівний момент;

M_p – момент рушійних сил (з урахуванням інерційних сил).

$$M_p = F_T \cdot r_H,$$

де F_T – натяг талевого канату;

r_H – радіус навивки талевого канату на барабан лебідки.

Оскільки під час гальмування, скерованого на сповільнення колони бурильних труб, яка опускається в свердловину, діє багато факторів як об'єктивних, так і суб'єктивних, що важко піддаються не тільки урахуванню, але й математичному опису, то величину прискорення фактично неможливо визначити навіть приблизно. Тому найбільший гальмівний момент, котрий реалізує гальмо, визначимо, виходячи з допустимого навантаження $[F_T]$, що діє на талевий канат.

Тоді

$$M_{p(max)} = [F_T] \cdot r_{H \max}, \quad (4.19)$$

але

$$[F_T] = \frac{F_{Tp}}{[k_e]},$$

де F_{Tp} – руйнівне навантаження талевого каната;

$[k_e]$ – коефіцієнт запасу міцності каната.

Згідно з правилами безпеки для спуско-піднімальних робіт $[k_e]=3$.

Тоді

$$M_{p(max)} = \frac{F_{Tp} r_{H \max}}{[k_e]}. \quad (4.20)$$

Відстань між центрами перерізів витків каната в суміжних шарах навивання [60]

$$a = \frac{d_k}{2} \sqrt{3 - \frac{2m_1}{d_k}},$$

де m_1 – допустима відстань між витками каната;

d_k – діаметр перерізу каната.

В сучасних лебідках кількість шарів навивання каната на барабан $z=2\dots3$.

Тоді

$$r_{Hmax} = r_\delta + a(z-1), \quad (4.21)$$

де r_δ – радіус барабана лебідки.

Для лебідок, що призначені для великої кількості циклів спусків та піднімання колони бурильних труб, приймають $r_\delta = (25\dots30)r_k$ [94].

Із (4.18), (4.20), (4.21) визначаємо основний розрахунковий параметр – гальмівний момент

$$M_{\Gamma max} = \frac{F_{Tp}}{[k_e]} [r_\delta + a(z-1)]. \quad (4.22)$$

Руйнівне навантаження F_{Tp} вибирають в залежності від матеріалу і діаметра каната (табл. 4.1) [59].

Таблиця 4.1

Руйнівне навантаження для матеріалу ЧМТУ 105-64

Діаметр каната d_k , мм	28	32	35	38
Руйнівне навантаження F_{Tp} , кН	51,6...58	63,2...71	76,7...86	91,3...102

Визначення основних геометричних параметрів.

Радіус (R) і ширину (b) гальмівного шківця можна визначити за такими емпіричними залежностями

$$R = 1,22r_{\delta} + 0,233;$$

$$b = (0,35 \dots 0,45) \cdot R.$$

Ширину накладки і гальмівної стрічки приймаємо

$$b_H = b_c = b - 5 \text{ мм},$$

або розраховуємо за рівнянням (2.40). Не бажано, щоб гальмівна стрічка була дуже широкою, тому приймаємо

$$b_H = b_c \leq 100 \text{ мм}.$$

Товщину стрічки h , розраховану за рівнянням (2.42), приймаємо не більшою 10 мм, оскільки зростання h призводить до збільшення жорсткості стрічки, що погіршує умови її рівномірного притискання до накладок.

Б. Перевірний розрахунок

Після вибору основних геометричних параметрів гальмівної стрічки та гальмівного шківця необхідно перевірити деякі параметри.

Перевірка величини зусилля, що прикладається до гальмівного важеля. Гальмівний момент на шківці стрічкового гальма з рухомими фрикційними накладками [53] становить

$$M_{\Gamma} = S_3 (e^{f_2 \sin R/R_0} - 1) (1 + U) \frac{R}{k}, \quad (4.32)$$

де $k = \frac{f_2}{f_1}$ – співвідношення коефіцієнтів тертя.

$$U = (k - 1)c,$$

де c – співвідношення періодів першої стадії (t_n) гальмування до всього періоду гальмування (t_k).

Прийнявши $k=1,05\dots 2$, $c = \frac{t_n}{t_k} = 0,5\dots 0,9$, вибирають такі пари значень k і c ,

які задовільняють рівнянню, що випливає із [53]

$$(k - 1)c = \frac{(3 - 2c)(k + 1)c^2 - 1}{3(1 - c^2)}.$$

З визначених пар k і c для розрахунку треба прийняти такі їхні значення, за яких U є найбільшою величиною.

Звичайне гальмо містить два гальмівних шківів. Тоді для одного шківів

$$M'_{\Gamma max} = \frac{M_{\Gamma max}}{2}. \quad (4.24)$$

З (4.23) і (4.24) маємо:

$$S_3 = \frac{F_{Tp}}{2[K_e]} \cdot \frac{k[r_0 + a(z - 1)]}{\left(e^{f_2 \alpha \cdot n \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right) (1 + U) R}. \quad (4.25)$$

Між зусиллями S_3 і силою, прикладеною до гальмівного важеля F_p , існує наступна залежність

$$S_3 = F_p \cdot i_\zeta, \quad (4.26)$$

де i – передавальне відношення механізму керування гальмом.

Для еліптичного зубчастого або кулачкового приводу найбільше значення $i \approx 40-50$; к.к.д. системи керування $\zeta \approx 0,9$. Тоді із (4.25) і (4.26) маємо

$$F_p = \frac{F_{Tp}}{2[K_e]} \cdot \frac{k[r_\delta + a(z-1)]}{\left(e^{f_2 \alpha n} \frac{R}{R_0} - 1 \right) (1+U)R \cdot i_\zeta}$$

Має виконуватись умова: $F_p \leq [F_p]$, де допустима сила при ручному керуванні $[F_p] = 350 \dots 400 \text{ Н}$.

Перевірка міцності гальмівної стрічки

Найбільші напруження виникають на набігаючій гілці стрічки. Вважаючи, що напруження змінюються за нульовим циклом, визначимо коефіцієнт запасу міцності

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_\delta}{\varepsilon \cdot \beta} + \psi_\delta \cdot \sigma_m},$$

де σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі;

$K_\delta \approx 1,3$ – ефективний коефіцієнт концентрації напруження;

ψ_σ – коефіцієнт, що залежить від матеріалу;

ε і β – коефіцієнти, що враховують розміри поперечного перерізу стрічки і обробку її поверхні.

При границі міцності $\sigma_u = 600 - 750 \text{ МПа}$ $\psi_\sigma = 1,05$.

Максимальне напруження з урахуванням розтягу та згину стрічки

$$\sigma_{max} = \frac{\Delta E \delta}{2R_0(R_0 + \Delta)} + \frac{S_{II}}{b \cdot \delta},$$

де Δ – зазор між стрічкою та накладками в незамкнутому стані, $\Delta \approx 2 \dots 3 \text{ мм}$;

R_0 – радіус нейтрального шару стрічки при згині;

E – модуль пружності при згині.

Амплітуда та середнє напруження циклу

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}.$$

Умова міцності $n \geq [n]$, де нормативний коефіцієнт запасу міцності $[n] \approx 2$.

Зусилля на набігаючій гілці [36]

$$S_H = S_3 \left(e^{f_2 \alpha n \frac{R}{R_0}} - 1 \right),$$

де S_3 визначається за формулою (4.25).

В. Перевірка середнього питомого навантаження на накладках

Із залежностей, наведених в [53], випливає, що найбільше та найменше питоме навантаження на накладках мають такі значення:

$$p_{max} = q_{nmax} \frac{2S_H}{R \cdot b}; \quad p_{min} = q_{nmin} \frac{2S_3}{R \cdot b}.$$

Середнє значення питомого навантаження

$$p_m = \frac{p_{max} + p_{min}}{2} = \frac{S_3}{R \cdot b} \left(1 + e^{f_2 \alpha \cdot n \cdot \frac{R}{R_0}} \right).$$

Перевірка полягає в виконанні умови

$$p_m \leq [p_m],$$

де $[p_m]$ – допустиме значення середнього питомого навантаження.

Для найбільш поширеного матеріалу фрикційних накладок “Ретинакс” $[p_m] = 1,2$ МПа.

Г. Перевірка потужності, яка поглинається гальмом

Перевірка виконується, щоб попередити перегрівання та інтенсивне спрацювання пар тертя.

Потужність, яка поглинається гальмом

$$P_r = p_m A_T f_1 V_m \cdot 10^3,$$

де V_m – колова швидкість поверхні шківів;

A_T – теоретична площа дотику поверхонь накладок і шківів.

$$A_T = mbR\alpha,$$

де α – кут охоплення шківів накладкою в радіанах;

m – кількість накладок.

$$V_m = V_{зк} i \frac{R}{r_{Hmax}},$$

де $V_{зк}$ – середня швидкість спуску навантаженого гаку, яка залежить від довжини свічі і вибирається з табл.4.2 [59]. Тоді

$$P_r = \frac{p_m m R^2 b \alpha \cdot f_1 V_{зк} \cdot i \cdot 10^3}{r_{Hmax}}.$$

Питома потужність

$$P_{rm} = \frac{P_r}{A_T} = \frac{p_m R \cdot f_1 V_{зк} \cdot i \cdot 10^3}{r_{Hmax}},$$

або після підстановок та перетворень

$$P_{rm} = \frac{F_{TP}}{2[K_e]} \frac{\left[r_\delta + a(z-1) \left(e^{\frac{f_2 \alpha n R}{R_0}} + 1 \right) \right] f_2 V_{зк} \cdot i \cdot 10^3}{R b \left(e^{\frac{f_2 \alpha n R}{R_0}} - 1 \right) (1+U) r_{Hmax}}.$$

Перевірка полягає у виконанні умови $P_{rm} \leq [P_{rm}]$

Для сучасних бурових лебідок $[P_{rm}] = 8000 \frac{\kappa Bm}{M^2}$.

Таблиця 4.2

Швидкість спуску навантаженого гаку

Довжина однієї свічки, м	12	18	24	27	36
Середня швидкість гака V_{2K} , м/с	2,2	2,7	3,0	3,2	3,5

Блок-схема алгоритму програми методики розрахунку геометричних і динамічних параметрів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками та програма методики розрахунку наведені в додат. 6 і 7.

4.5. Задачі подальших досліджень

Теоретичні та експериментальні дослідження динамічних параметрів та величини спрацювання робочих поверхонь рухомих фрикційних накладок стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволили намітити задачі подальшої роботи:

- створення конструкцій багат шарових гальм з рухомими фрикційними накладками, встановленими з різним кроком;
- вивчення впливу сил інерції рухомих накладок з пружними елементами на експлуатаційні параметри гальма;
- встановлення закономірностей розсування фрикційних накладок в секторах та в кільці при їхньому з'єднанні пружними елементами зі змінними характеристиками. Дослідження впливу величини розсування накладок на основні експлуатаційні параметри гальма;
- оцінювання теплового балансу зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів;

- визначення поверхневих температур зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів;
- оцінювання інтенсивності природного та примусового охолодження зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів.

Висновки

1. Запропоновано загальні принципи керування працездатністю нетрадиційного гальма на основі схем, законів і стратегії стосовно до конкретних стадій гальмування. Описані шляхи та методи оцінювання якості керування. Висока якість керування динамічною і тепловою навантаженістю досліджуваного гальма дозволить реалізувати його фрикційними парами прогнозовані експлуатаційні параметри на різних стадіях гальмування. При цьому встановлено:
 - що більша частина енергії, яка поглинається гальмом, утворюється обертальними масами лебідки та ротора гідродинамічного гальма;
 - закономірності зміни кутової швидкості гальмівного шківів (ω_0) (від усталеної ω_0 на початку гальмування до нуля), тобто одержані різні форми тахограм (лінійна, параболічна та косинусоїдальна) на різних стадіях гальмування без гідродинамічного гальма та з урахуванням його дії. Проаналізовано вплив кутової швидкості шківів на величини гальмівних моментів, що реалізуються нетрадиційним гальмом. Шляхом комбінацій тахограм гальмівного шківів та за рахунок зміни поверхонь взаємодії за умови підтримування на їхніх поверхнях допустимих питомих навантажень і поверхневих температур забезпечується раціональний режим навантаження фрикційних пар гальм бурових лебідок.
2. Розроблено конструктивні схеми нетрадиційних стрічково-колодкових гальм з керованим кутом охоплення гальмівною стрічкою фрикційних накладок та

керованим примусовим відведенням теплоти від пар тертя фрикційних вузлів при їхньому охолодженні термоелектричним способом та ефектом “теплової труби”.

3. Запропоновано методику розрахунку стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки, яка дозволяє визначати раціональні геометричні параметри його фрикційних вузлів та прогнозувати їхні динамічні параметри.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання теоретичних та експериментальних досліджень нового стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки розроблено методику динамічного розрахунку та високоефективні конструкції пристроїв систем охолодження його пар тертя.

1. Теоретичні дослідження особливостей роботи і динамічних процесів в парах тертя стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками дозволили встановити, що повний цикл гальмування відбувається протягом трьох стадій: початкової, перехідної та кінцевої. При цьому на досліджуване гальмо накладено такі обмеження: різниця між питомими навантаженнями, які виникають у внутрішніх і зовнішніх фрикційних вузлах, повинна бути не меншою 0,1 МПа, різниця між коефіцієнтами тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів повинна дотримуватися не меншою 0,05. У випадку, коли перша різниця буде меншою за 0,1 МПа, в процесі гальмування буде відсутня перша стадія. Якщо друга різниця стає величиною, меншою за 0,05, буде відсутня третя стадія гальмування.

2. Математичний опис динамічних процесів нетрадиційного гальма дозволив отримати залежності для визначення:

- зусиль натягу збігаючої та набігаючої гілок гальмівної стрічки при сталому і змінному коефіцієнті тертя у зовнішніх фрикційних вузлах з урахуванням товщини та кількості накладок, охоплених гальмівною стрічкою в початковій стадії гальмування;

- гальмівного моменту, котрий реалізується зовнішніми та внутрішніми фрикційними вузлами в залежності від радіуса гальмівного шківів, натягу збігаючої гілки стрічки та кількості охоплених нею накладок в початковій та кінцевій стадіях гальмування, а також з урахуванням жорсткості гальмівної стрічки;

- сили розтягу пружних елементів, що з'єднують систему фрикційних накладок в кільце, забезпечуючи натяг між внутрішніми парами тертя, в початковій та кінцевій стадіях гальмування;

- основних геометричних параметрів гальмівної стрічки, гвинтової та прорізної пружини з умови міцності.

3. В результаті проведених експериментальних досліджень встановлені загальні закономірності зміни питомих навантажень, коефіцієнтів тертя та часу гальмування при реалізації початкової та кінцевої стадій гальмування.. Зі збільшенням питомих навантажень у внутрішніх фрикційних вузлах зростає їхня різниця між внутрішніми та зовнішніми фрикційними вузлами. Пояснюється це тим, що при великих питомих навантаженнях (від 0,6 до 1,5 МПа) для даного типу гальма відбувається швидкий перехід від початкової до кінцевої стадії гальмування. Різниця величин коефіцієнтів тертя між зовнішніми та внутрішніми фрикційними вузлами на всьому діапазоні їхньої зміни коливається від 0,05 до 0,1, що є гарантом реалізації початкової стадії гальмування. При невеликій навантаженості гальма час роботи зовнішніх фрикційних вузлів може досягати 35,0% від часу роботи внутрішніх фрикційних вузлів. При великій навантаженості гальма вказаний час складає всього 20%.

4. Експериментальні стендові дослідження ресурсу рухомих фрикційних накладок проводили для початкової стадії гальмування, тривалість якої становила $t_1=2,0$ с, і кінцевої тривалістю $t_2=9,0$ с. Перерва між циклами гальмування тривала 12 с. Встановлено наступне:

- спрацювання внутрішньої поверхні фрикційної накладки з початковою товщиною 30,0 мм є більшим в середньому в 2,1 рази, ніж її зовнішньої поверхні, а з початковою товщиною 15,0 мм – в 2,35 рази;

- спрацювання фрикційних накладок з початковою товщиною 30,0 та 15,0 мм при 150-ти циклічних гальмуваннях з однаковою інтенсивністю гальмування показало, що відносне відхилення спрацювань внутрішніх та

зовнішніх поверхонь накладок, склало, відповідно, 18,9, 46,1% та 7,5, 3,4%. Це пояснюється тим, що при робочій товщині кожної фрикційної накладки 15,0 мм мала місце повна приробка зовнішніх та внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма.

5. Запропоновано загальні принципи керування працездатністю нетрадиційного гальма на основі схем, законів і стратегії стосовно конкретних стадій гальмування, а також шляхи і методи оцінювання його (керування) якості.

6. Встановлені закономірності зміни кутової швидкості гальмівного шківів і одержані різні форми його тахограми: лінійна, параболічна та косинусоїдальна без гідродинамічного гальма та з урахуванням його дії на величини гальмівних моментів, що реалізуються нетрадиційним гальмом. Доведено, що шляхом комбінації форм тахограм гальмівного шківів та за рахунок почергової зміни поверхонь взаємодії за умови неперевисування на їхніх поверхнях значень допустимих питомих навантажень і поверхневих температур забезпечується раціональний режим навантаження фрикційних пар гальм бурових лебідок.

7. Розроблено конструкції нетрадиційних стрічково-колодкових гальм з керованим кутом охоплення гальмівною стрічкою фрикційних накладок та керованим примусовим відведенням теплоти від пар тертя фрикційних вузлів при їхньому охолодженні термоелектричним способом та ефектом “теплової труби”.

8. Запропоновано методику розрахунку стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки, яка дозволяє визначати раціональні геометричні параметри його фрикційних вузлів та оцінювати їхні динамічні параметри.

9. Науково обгрунтований підхід до динамічних процесів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками дозволив виявити та встановити наступні переваги нового типу гальма над традиційним:

- повністю зникає рвучкість входження у контакт спряжених робочих поверхонь накладки і шківів. Робота гальма стає плавною в зв'язку з наявністю пружних елементів;
- менша жорсткість гальмівної стрічки зумовлює більш рівномірне розподілення питомих навантажень на поверхнях фрикційних накладок, що, в свою чергу, призводить до збільшення гальмівного моменту;
- з'являється можливість керування повними циклами гальмування за рахунок регулювання сили натягу пружин, що з'єднують накладки;
- збільшується ресурс фрикційних накладок за рахунок: по черговій роботі їхніх зовнішньої та внутрішньої поверхонь; майже повного усунення нерівномірності спрацювання накладок через неперервну зміну їхнього положення в процесі гальмування по відношенню до гальмівної стрічки та гальмівного шківів.

10. Теоретичні та експериментальні засади даної роботи дозволили розробити новий тип багатоступеневих гальм з рухомими фрикційними накладками, а також різні системи їхнього примусового охолодження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1976. - 383 с.
2. Аскеров Т.М. Исследование влияния качества поверхностей тормозной пары механического тормоза буровой лебедки на процесс торможения: Дис... канд. техн. наук: 05.04.07. - Баку, 1971. - 167с.
3. Алиев А.М. Исследование тепловых процессов шинно-пневматических муфт подземного комплекса. //Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2000. №6. - С.22-23.
4. Алиев А.М.Повышение эффективности работы механического тормоза буровой лебедки путем совершенствования конструкции и оптимизации режимных параметров: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. - Баку, 1985. - 144с.
5. Алиханов Н.Р. Анализ режимов работы фрикционных тормозов буровых лебедок и определение путей их совершенствования //Нефть и газ. Баку, - 1983. - N5. С.82-87.
6. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука, 1968. - 546 с.
7. Бабаев С.Г., Седов В.А. Причины низкой работоспособности тормозных шкивов буровых лебедок и пути повышения их долговечности. - М.: ВНИИОЭНГ, 1968. - 68 с.
8. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодковых тормозов буровых лебедок: Дисс... канд.техн.наук: 05.04.07. - Ивано-Франковск, 1993. - 147 с.
9. Белобров В.И. Динамика, нагрев и износ шахтных подъемных машин. - Киев: Наукова думка, 1981. - 200с.
10. Белобров В.И. Научные основы создания тормозных систем шахтных подъемных машин: Дисс... докт. техн. наук: 05.05.06. - Днепропетровск, 1981. - 318 с.

11. Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуса В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин. - Киев: Наукова думка, 1990. - 174 с.
12. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1979. - 702с.
13. Борисов С.М. Пневмо-камерные фрикционные муфты. - М.: Машиностроение, - 1971. - 183с.
14. Веницкий М.М. К вопросу рациональной эксплуатации тормозов буровой лебедки //НТС Машинное и нефтяное оборудование, N11. - М: ВНИИОЭНГ, 1973. - С.8-13.
15. Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: Дисс...докт. техн. наук: 05.02.02 и 05.05.05. - Ленинград, 1988. - 496с.
16. Вольченко А.И. Тепловой расчет тормозных устройств. - Львов: Вища школа, 1987. - 137 с.
17. Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Вольченко Н.А. Об оценке теплонагруженности фрикционных узлов методом электромоделирования при принудительном охлаждении //В зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація «Автобус». - 2000. - Вип.3. - С.20-23.
18. Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Масляк И.Н. Повышение надежности тормозных механизмов. Охлаждение //Автомобильная промышленность. - 1992. - N10. - С.11-14.
19. Вольченко А.И., Вольченко Н.А., Палюх В.М. О термостабилизации нагруженности фрикционных узлов тормозов. //Вестник Харьковского гос. политехнического ун-та. 1999. - Вип.N48. - С.138-143.
20. Вольченко А.И., Вольченко Н.А., Питулей Я.Е. Принудительное охлаждение тяжело нагруженных фрикционных узлов //Гор., электромеханика и автоматика: Межвед. науч.-техч. сб. - Днепропетровск. - 1999. - Вып.2. - С.261- 263.

21. Вольченко А.И., Палюх М.Д., Пургал П.Ю. – К вопросу исследования принудительного охлаждения сжатым воздухом пар трения фрикционных узлов. //В сб.:Труды 4-ого международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. - Ярославль, 2000. - С.59-62.
22. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок. //Проблеми трибології. – Хмельницький, 2001. - Вип. N2. -С.78-82.
23. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Підвищення ефективності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. //В зб. наук пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. - Львів: Асоціація «Автобус». - 2000. Вип.6. - С.39-43.
24. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Розрахунок пружних елементів рухомих фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма. //Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ, держ. міжвідомч. наук.-техн.зб. - Івано-Франківськ, 2001. - Т.4, N38. - С.107-115
25. Вольченко О.І., Журавльов Ю.В., Журавльов О.Ю. Аналіз роботи стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками //Тези наук.техн. кон.проф. – виклад. складу ун-ту. - Івано-Франківськ: Івано-Франківський держ.ун-т нафти і газу.- 2000. - С.39-40.
26. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Журавльов Д.Ю., Пургал П.Ю. Методика розрахунку стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками. //В зб.наук. пр. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. - Львів: Асоціація «Автобус». - 2001. Вип.5 - С.36-40.
27. Вольченко А.И., Михаловски С.И., Вольченко Н.А., Балаболин С.В. Расчет и конструирование ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок. //Тезисы докладов российского научн.-техн.семинара: Современ-

- ный опыт проектирования, испытания, производства и эксплуатации тормозных устройств подъемно-транспортных машин. - М. 1992. - С.13-14.
28. Вольченко А.И., Петрик А.А., Вольченко Н.А., Криштопа С.И. О принципах разработки тормозных устройств с высокоэффективным принудительным охлаждением. //Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. - Львів: Асоціація «Автобус». - Вып. 3. - С.16-20.
29. Вольченко Д.А. Повышение эксплуатационных характеристик тяжело нагруженных фрикционных узлов: Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. – Киев, 1983. - 177с.
30. Вольченко Д.А., Низол И.Ф., Вольченко Н.А. Выбор рациональных параметров ленточно-колодочных тормозов. //Труды 2-го международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. - Ярославль, 1994. - Ч.1. - С.153-155.
31. Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Охлаждение фрикционных узлов: эффект тепловой трубы (часть первая) //Приводная техника. - 1997. - №6. - С.29-31.
32. Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Термоэлектрическое охлаждение фрикционных узлов (часть первая) //Приводная техника. - 1997. - №3. – С.25-26.
33. Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Термоэлектрическое охлаждение фрикционных узлов (часть вторая) //Приводная техника. - 1997. - №4. – С.24-25
34. Вольченко Н.А. Выравнивание тепловой нагруженности фрикционных узлов (часть третья) //Приводная техника. - 1998. - №8/9. - С.41-43.
35. Вольченко Н.А. Интенсификация охлаждения тяжело нагруженных фрикционных узлов: Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. - Краснодар, 1998. - 244с.

36. Вольченко М.О., Рибін Г.П., Журавльов О.Ю., Криштопа С.І. Визначення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. //Вісник Східноукраїнського держ.ун-ту, Луганськ, №6 (28), 2000. - С.27-32
37. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей //Б.Б.Генбом, Г.С.Гудз, В.А.Демьянюк, В.Н.Кобылянский, Э.М.Кизман. - Львов: Вища школа, 1974. - 234с.
38. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины.-К.: Вища школа, 1989. - 326с.
39. Гаркунов Д.Н.. Триботехника. - М.: Машиностроение, 1989. - 328с.
40. Гаркунов Д., Польцер Г. Анализ изнашивания и избирательного переноса при трении //Эффект безызносности и триботехнологии. - М., 1992. - №1. - С.9-11.
41. Геккер Р.Ф. Разработка методов динамических расчетов фрикционных узлов автомобилей и тракторов: Дис... докт. техн. наук: 05.05.03. и 01.02.06. - М., 1988. - 318с.
42. Гредескул А.Б., Федосов А.С., Ломака С.И. Задачи исследования тормозной системы как объекта автоматического управления. - К.: Автомобильный транспорт, 1978. - №4. С.139-143.
43. Георгиевский Г.А., Лебедев Л.А., Бородзинский Э.М. Исследование кинетики электризации при скольжении фрикционных пластмасс по металлу. // Электрические явления при трении, резании и смазке твердых тел. - М.: Наука, 1973. - С.12-20.
44. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. - М.: Машиностроение, 1985. - 225с.
45. Гихман И.И., Скороход А.М., Ядренко М.И. Теория вероятностей и математической статистики. - Киев: Вища школа, 1988. - 439с.
46. ГОСТ 23210-80. Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки фрикционной теплостойкости материалов. - М.: Изд-во стандартов, 1980. - 9с.

47. ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1984. - 17с.
48. ГОСТ 23073-78. Трубы тепловые. Термины, определения и буквенные обозначения. - М.: Изд-во стандартов, 1978. - 7с.
49. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств. - Харьков, 1998. - 137с.
50. Дайчик М.Л., Пригоровский Н.И., Хуршудов Г.Х. Методы и средства натурной тензометрии. М.: Машиностроение, 1989. - 240с.
51. Джанахметов А.Х. Исследование процессов трения в фрикционных узлах буровой лебедки: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. - Баку, 1972.- 176с.
52. Джанахмедов А.Х. Применение метода группового учета аргументов для анализа влияния обобщенных переменных на коэффициент трения при торможении //Нефть и газ. - Баку, 1986. - N5. - С.85-90.
53. Журавльов О.Ю. До оцінки конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Проблеми трибології, Хмельницький. - 2000. - N2. - С.82-88.
54. Журавльов О.Ю. До оцінки конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Тези доповідей міжнар. наук. - техн. конф. "Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин" (ЗНМ-2000). - Хмельницький. - 2000. С.51.
55. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. - М.: Недра, 1977. - 309с.
56. Злобин Б.А. Теория, рациональная конструкция и тормозные режимы ленточно-колодочных тормозов: Дис...канд. техн. наук: 05.04.07. - М., 1959. - 478с.
57. Ибрагимов В.А., Тагиев С.М. Определение температуры поверхности трения механического тормоза буровой лебедки при спуске буровой колонны в скважину //Нефть и газ. - Баку, 1987. - N4. - С.19-22.

58. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1998. - 383с.
59. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. - М.: Недра, 1985. - 452с.
60. Ильский А.Л. Оборудование для бурения нефтяных скважин. - М.: Машиностроение, 1980. - 228с.
61. Иткис М.Я. Расчет и конструирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. - М.: Машиностроение, - 1978. - 262с.
62. Капралова Н.Ф. О контакте тормоза буровой лебедки. - М.: Изв. высш. учебн. заведений, 1969. - N8. - С.99-102
63. Кирсанов А.Н., Зиненко В.П., Кардаш В.Г. Буровые машины и механизмы. - М.: Недра, 1981, - 448с.
64. Крагельский И.В., Гитис Н.В. Фрикционные автоколебания. - М.: Наука, 1987. - 183с.
65. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. Справочник. - М.: Машиностроение, 1984. - 280с.
66. Кудин В.Г. О напряжениях в тормозных шкивах буровых лебедок //РНТС, сер. Машины и нефтяное оборудование. - М.: ВНИИОЭНГ, 1981. - N3. - С.16-19.
67. Красовский Н.Н. Управление динамической системой. - М.: Наука, 1985. - 518с.
68. Курбанов Г.Я. Исследование вопросов контактно-термического нагружения механического тормоза буровой лебедки: Дисс.. канд. техн. наук: 05.04.07. - Баку, 1973. - 156с.
69. Лебедев Л.А. Тепловой и механический факторы износа термостойких полимерных композиций (обзор публикаций). - //Труды 3-его международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. - Ярославль, 1997. - С.291-295.
70. Лебедев Л.А., Захарова И.М. О тепловом и механическом факторах износа фрикционных асбестополимерных материалов. //Триботехника –

- машиностроению. Тезисы докладов II-ой Всесоюзной научно-технической конференции. - М.: Изд-во АН СССР, 1983. - С.80-81.
71. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1990. - 589с.
 72. Лыков А.В. Теория теплопроводности. - М.: Высшая школа, 1967. - 600с.
 73. Ленточный тормоз: А.с.576455 СССР, МКИ F16d 49/08/А.С.Павлюк (СССР). - N2302386/08; Заявлено 19.12.75; Опубл.15.10.77, Бюл.N38.-2с.
 74. Лента тормоза: А.с. 480873 СССР, МКИ F16d 49/08, F16d 65/04/ А.А.Фогель (СССР). - N2006317/27; Заявлено 19.03.74; Опубл. 15.08.75, Бюл. N30. - 2с.
 75. Масляк І.М. Теплонавантаженість фрикційних вузлів та засоби її зниження: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02. - Львів, 1996. - 173с.
 76. Мирзаджанов Д.Б., Аскеров Т.М., Агаева С.Е. О применении метода Е.Шмидта при исследовании процесса распределения температуры по глубине шкива тормоза буровой лебедки //Нефть и газ. - Баку, 1976. - С.95-98.
 77. Мойсенченков Н.Е., Пасуманский З.П., Ледомский В.И. Экспериментальные исследования температурных режимов работы тормозных шкивов буровых лебедок //РНТС Сер. Машины и нефтяное оборудование. - М.: ВНИИОЭНГ, 1977. - N1. - С.7-9.
 78. Некрасов А.О., Чичинадзе А.В. Новые конструкции тормозных механизмов мощных транспортных средств и особенности их расчетов. //Труды 3-его международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. - Ярославль, 1997. - С.5-9.
 79. Основы метрологии и электрические измерения. //Авдеев Б.Я., Антонюк Е.М., Душин Е.М., Исмашов Ш.Ю., Карабанов И.А., Мохненко Д.Н., Преображенский А.А., Старосельцева Е.А., Фремке А.В., Цветков Э.И., Чернявский Е.А. - Л.: Энергоатомиздат, 1987. - 479с.

80. Петрик А.А., Вольченко А.И., Вольченко Н.А. К проблеме управления динамической и тепловой нагруженностью фрикционных узлов тормозных устройств //В зб. наук. пр.: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. - Львів: Асоціація «Автобус»., 1999. - Вип.3. - С.10-13.
81. Петрик А.А., Вольченко Н.А. Нетрадиционные виды охлаждения фрикционных узлов. //Труды 3-ого международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. - Ярославль, 1997. - С.262-265.
82. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Крыштопа С.И. Износо-фрикционные свойства пар трения тяжело нагруженных тормозных устройств //Проблеми трибології, Хмельницький. - 2000. - N1. - С.109-113.
83. Петрик А.А., Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., Вольченко Н.А. Охлаждение фрикционных узлов: эффект тепловой трубы (часть вторая) //Приводная техника. – 1998. - N2. - С.34-35.
84. Полимеры в узлах трения машин и приборов. Справочник //Под ред. Чичинадзе А.В. 2-е изд. - М.: Машиностроение, 1988. - 328с.
85. Поляков А.А. Дислокационно-вакансионный механизм избирательного переноса //Эффект безызносности и триботехнологии. М., 1992. - N3-4. - С.3-10.
86. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1980. - 325с.
87. Рабочий орган ленточного тормоза: А.с.9111063 СССР, МКИ³ F16d 65/04/ Л.И.Брановер, Л.Е. Жемгучов, А.Ф.Крыстя и Ю.Г.Урасов (СССР). - N2194850/08; Заявлено 02.12.75; Оpubл. 07.03.82; Бюл. N9. -2с.
88. Расчет и конструирование тормозных устройств //А.И.Вольченко, З.А.Сачавский, Д.А.Вольченко, С.В.Балаболин. - Ташкент: Мехнат, 1990. - 287с.

89. Справочник по триботехнике: в 3-ех томах. Т.1: Теоретические основы /Под общ. ред. М.Хебды и А.В.Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1989. - 400с.
90. Справочник по триботехнике: в 3-х томах. Т.3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства трибо-технических испытаний /Под общей ред. М.Хебды и А.В.Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1992. - 730с.
91. Спектор С.А. Электрические измерения физических величин. - Л.: Энергоатомиздат, 1987. - 319с.
92. Термоэлектрические генераторы //А.С.Охотин, А.А.Ефремов, А.С.Охотин, А.С.Пушкарский. - М.: Атомиздат, 1976. - 320с.
93. Тормозные устройства. / Вольченко А.И., З.А.Сачавский, И.Ф.Низол, С.И.Михаловски. - Луганск: Луганский рабочий, 1993. - 290с.
94. Тормозные устройства. Справочник /М.П.Александров, А.Г.Лысяков, В.Н.Федосеев, Н.В.Новожилов. - М.: Машиностроение. 1985. - 312 с.
95. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 190с.
96. Тормозные механизмы (теория, расчет и конструирование). Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Рыбин Г.П., КрольС.С. - Луганск: Луганский рабочий, 1995. - 285с.
97. Траубе Е.С., Найдено И.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин. М.: Недра, 1980. - 256с.
98. Фараджев Т.Г., Гусейнов И.Б., Алиев А.М. Исследование нестационарной температуры и напряжений фрикционной пары тормоза буровой лебедки. - М.: Из-во высш. учебн. заведений, 1977. - N2. - С.91-95.
99. Федосеев В.Н. Методы и средства рационального проектирования типоразмерных рядов фрикционных пар тормозных устройств повторно-кратковременного режима работы: Дис.... докт. техн. наук: 05.02.04. - М., 1997. - 324с.

100. Фраас А., Осцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. - М.: Атомиздат, 1971. - 356с.
101. Чичинадзе А.В., Зиновьев А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбофрикционных материалов. - М.: Недра, 1978. - 205с.
102. Чичинадзе А.В., Белоусов В.Я., Богатчук И.М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. - Львов: Вища школа, 1989. - 144с.
103. Шаранов В.Б., Параунин Ю.Л. Абляционные эффекты при трении и термическая усталость фрикционных материалов. //Труды 3-ого международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов, Ярославль, 1977. - С.274-278.
104. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Евтушик О.В. Повышение работоспособности фрикционных муфт за счет принудительного жидкостного охлаждения пар трения. //Труды 4-ого международного симпозиума по трибологии фрикционных материалов. - Ярославль, 2000. - С.74-80.
105. Шахмалиев Г.М., Аскеров М.Ю., Бабаев С.Г. Экспериментальное определение влияния ширины тормозного шкива на тормозной момент. - М.: Изд. высш. учебн. заведений, 1970. - N11. - С.30-38.
106. Шекриладзе И.Г., Авалишвили И.Г., Гогишвили Г.Б. Тепловые трубы для систем термостабилизации. - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 176с.
107. Шишков А.И., Самуся В.И. Безаварийная эксплуатация подъемных установок при рабочем торможении //Уголь Украины. - 1984. - N2. - С.24-25.
108. Шпильрайн Э.Э. Тепловые трубы. - М.: Мир., 1972. - 420с.
109. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. - М.: Недра, 1987. - 155с.
110. Anleither M.A. Vibration and Noise in Oil-Immer-Sed Friction Couples. - A Basic Discussion. - SAE Techn. Pap. Ser., 1986, 861202. - P.7.

111. Bochman I. Analisa efektov ctepinych w bolnah hamylcowych ciezkiach pojazdow kotowych. - Konferencija hamulcowa-91. - Lodz, 1991. - P.32-55.
112. Day A.I., Harding P.G. Performance variation of cam operated drum brakes. Braking Road Veh Conf. Loughborough, 22-24 March. 1983. London, 1983. - P.69-77.
113. "KE": Konst. und Elektron, 1986, N5, S.62; 64. Brensen ohne Staub und Gift. Faseraustauschtechnologie fur neue Belageneration.
114. Mariotti V.G. Effectiveness Factors of Vehicle Brakes, Design Engineering Technical Conference, Columbus, Ohio, October 5-6, 1986. - P.101-116.
115. Millner N.A. A Theory of Drum Brake Squeal. - London-New York: Braking Road Vehicles Conf. Loughborough Univ. Technol., 1977. - 395p.
116. Milosavijevic M., Mariotti G., Duboka C. Tribomutation effects on wear in friction mechanisms. Conference Proceedings Science and motor vehicles 95, Paper YU-95354. Yugoslav Society of Automotive Engineers, Belgrade, 1995. - P.188-191.
117. Newcomb T.P. Energy dissipated during braking-wear, 1980, vol.5, N2. - P.401-407.
118. Neuman R.E., Urban I.A., Me Ninch I.H. Performance characterization of dry friction materials, "Braking Road Veh. Conf., Loughborough, 22-24 March, 1983, t.1.
119. Orthwein W.C. Estimating Torque and Lining Pressure for Bendif - Type Drum Brakes. SAE Techn. Pap. Ser., 1984, N841234. - 6p.
120. Osinski Z. Sprzegta i hamulce. Panstwowe Wydawnictwo Naukowe: Warszawa, 1985. - 215p.
121. Pnueli D., Rozeanu L. Thermomechanical instability model for friction failure //Wear, 1985, 102, N1-2. - P.23-29.
122. Quinn T.F.J., Winer W.O. The thermal aspects of oxidative wear //Wear, 1985, 102, N1-2, - P.67-80.

123. Todorovic J.B. Kocenje motornih vozla (Teorija-projektovanje-odrzavanje ispitivanje). - Belgrad, 1988. - 407p.
124. Topfer B. Kennwertberechnung von Trommel-dremsen. VDI-Ber., 1984, N537. - P.477-495.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Будуємо графік $u(c,k)$

$k =$	$c(k) =$
1.05	0.51
1.1	0.52
1.15	0.53
1.2	0.539
1.25	0.548
1.3	0.557

$$u(c, k) := (k - 1)c$$

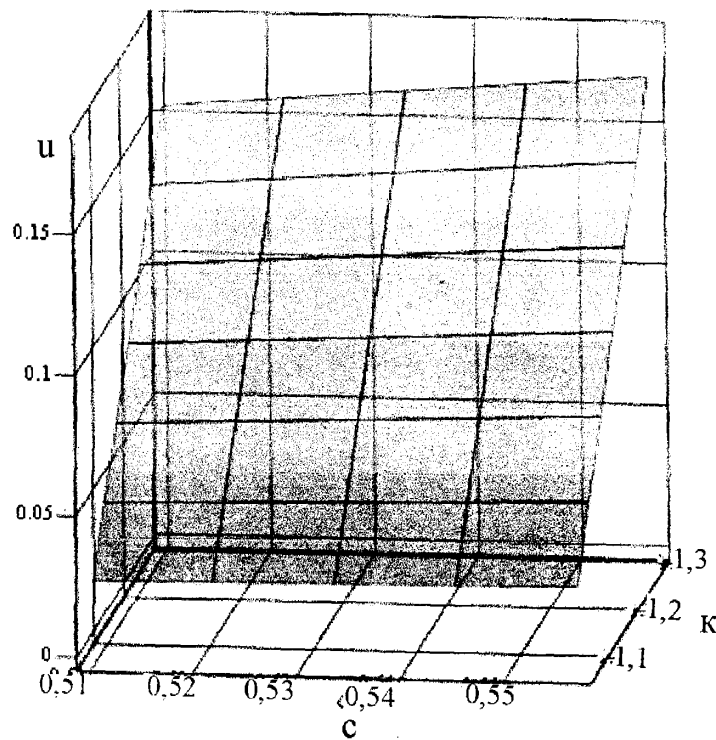


Рис. 1 Графічна залежність коефіцієнта u від коефіцієнтів $k=f_2/f_1$ і $c=t_{\pi}/t_k$

Розрахункова формула

$$\frac{(3 - 2c) \cdot (k + 1) \cdot c^2 - 1}{3 \cdot (1 - c^2)} = (k - 1) \cdot c$$

Обчислюємо змінну "с" і отримуємо функцію c(k)

k := 1.05..1.1..1.3

k =	c(k) =
1.05	0.51
1.1	0.52
1.15	0.53
1.2	0.539
1.25	0.548
1.3	0.557

Перевіряємо отриманий результат

$$\frac{(3 - 2c(k))(k + 1)c(k)^2 - 1}{3(1 - c(k)^2)}$$

0.0255
0.0520
0.0795
0.1079
0.1371
0.1671

$$(k - 1) \cdot c(k)$$

0.0255
0.0520
0.0795
0.1079
0.1371
0.1671

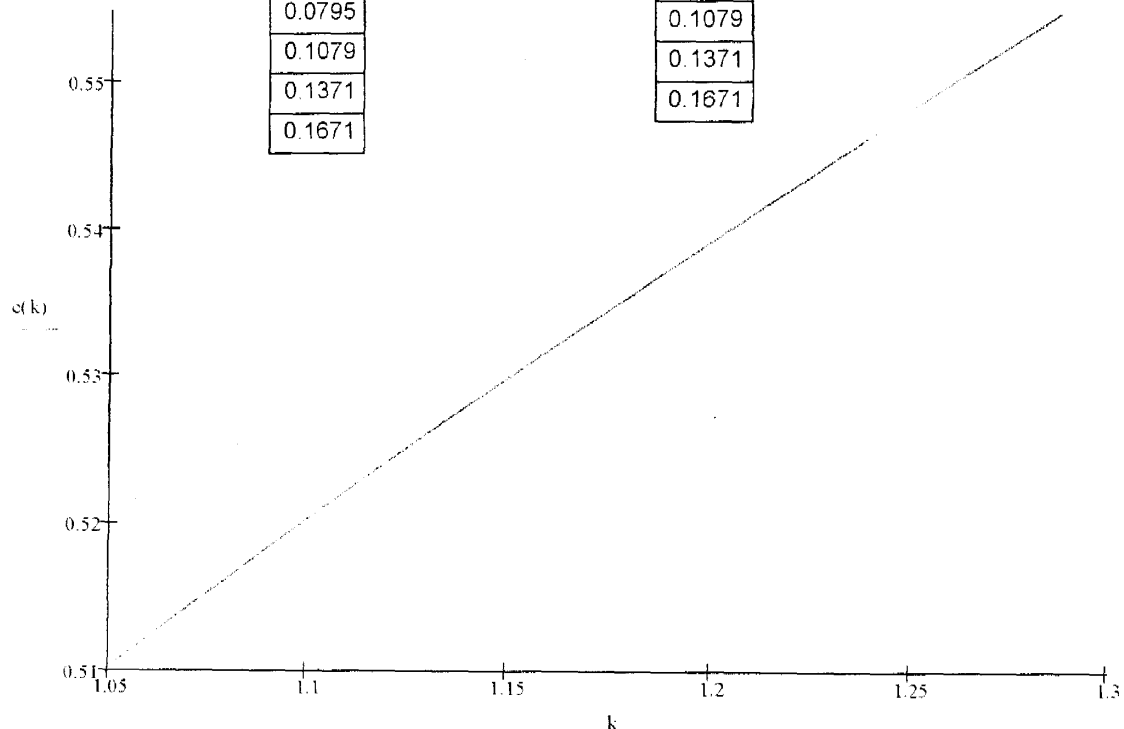


Рис. 2 Графічна залежність між коефіцієнтами $k=f_2/f_1$ і $c=t_{\Pi}/t_k$ для лінійної форми тахограми

k=	f(c)	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c
-3,391	0,1	-1,829	0,2	-1,524	0,3	-2,700	0,4	1,000	0,5	0,178	0,6	0,045	0,7		
-3,095	0,11	-1,765	0,21	-1,535	0,31	-3,328	0,41	0,797	0,51	0,154	0,61	0,040	0,71		
-2,851	0,12	-1,709	0,22	-1,555	0,32	-4,554	0,42	0,648	0,52	0,135	0,62	0,034	0,72		
-2,646	0,13	-1,662	0,23	-1,586	0,33	-7,902	0,43	0,536	0,53	0,117	0,63	0,030	0,73		
-2,472	0,14	-1,622	0,24	-1,632	0,34	-49,891	0,44	0,448	0,54	0,102	0,64	0,026	0,74		
-2,323	0,15	-1,588	0,25	-1,697	0,35	9,859	0,45	0,379	0,55	0,089	0,65	0,022	0,75		
-2,195	0,16	-1,562	0,26	-1,785	0,36	4,175	0,46	0,322	0,56	0,078	0,66	0,019	0,76		
-2,083	0,17	-1,542	0,27	-1,906	0,37	2,524	0,47	0,276	0,57	0,068	0,67	0,016	0,77		
-1,986	0,18	-1,529	0,28	-2,077	0,38	1,744	0,48	0,237	0,58	0,060	0,68	0,014	0,78		
-1,902	0,19	-1,523	0,29	-2,323	0,39	1,292	0,49	0,205	0,59	0,052	0,69	0,012	0,79		

$$k(c) := \frac{1 + 3c^2 - c^3 - 3c}{9c^2 - 5c^3 - 3c}$$

k=f(c)

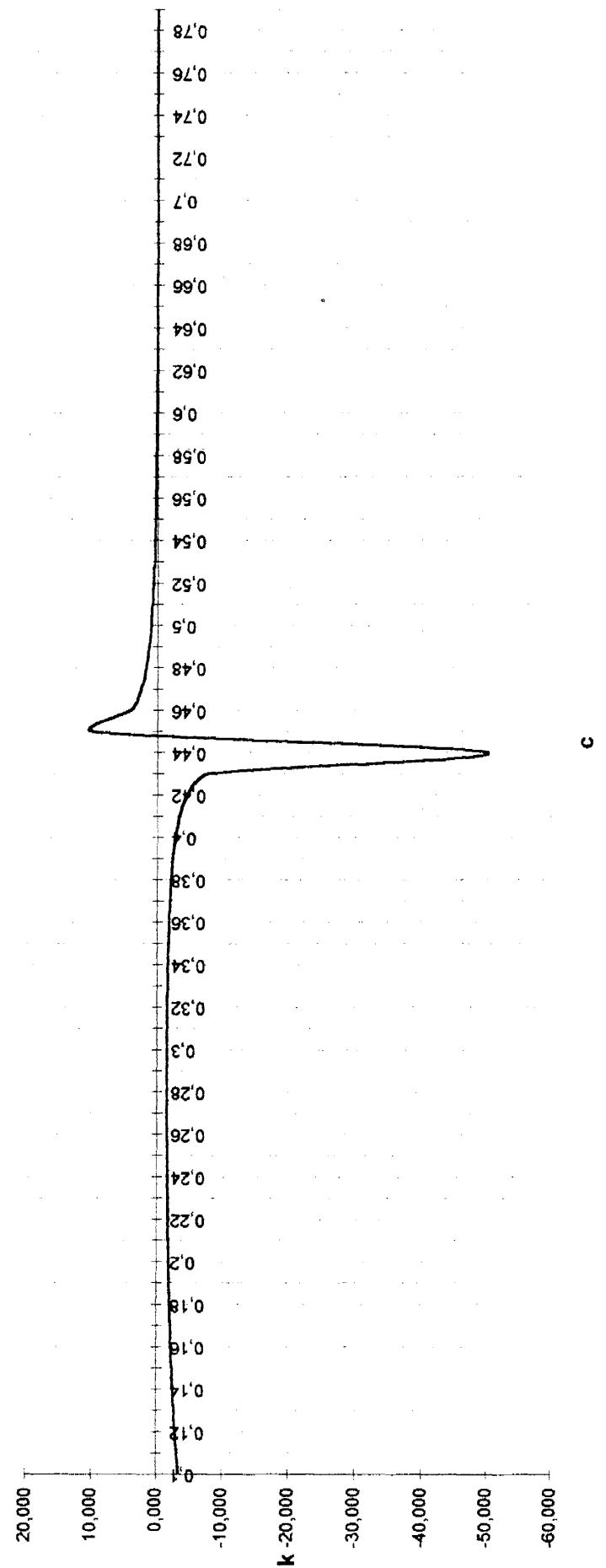


Рис. 3 Графічна залежність k=f(c) для лінійної форми тахограми

k=	f(c)	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c
-170,098	0,1	-24,954	0,2	-7,913	0,3	-2,389	0,4	1,836	0,5	14,099	0,6	-32,220	0,7		
-130,054	0,11	-21,836	0,21	-7,137	0,31	-1,987	0,41	2,387	0,51	17,909	0,61	-26,823	0,71		
-101,926	0,12	-19,220	0,22	-6,435	0,32	-1,593	0,42	2,997	0,52	23,639	0,62	-23,225	0,72		
-81,551	0,13	-17,004	0,23	-5,794	0,33	-1,201	0,43	3,682	0,53	33,251	0,63	-20,664	0,73		
-66,402	0,14	-15,112	0,24	-5,207	0,34	-0,809	0,44	4,462	0,54	52,749	0,64	-18,755	0,74		
-54,885	0,15	-13,482	0,25	-4,664	0,35	-0,412	0,45	5,366	0,55	113,601	0,65	-17,286	0,75		
-45,956	0,16	-12,068	0,26	-4,157	0,36	-0,005	0,46	6,436	0,56	-1955,884	0,66	-16,127	0,76		
-38,917	0,17	-10,831	0,27	-3,682	0,37	0,417	0,47	7,728	0,57	-110,122	0,67	-15,195	0,77		
-33,281	0,18	-9,741	0,28	-3,232	0,38	0,860	0,48	9,329	0,58	-58,878	0,68	-14,436	0,78		
-28,709	0,19	-8,775	0,29	-2,803	0,39	1,330	0,49	11,377	0,59	-41,178	0,69	-13,813	0,79		

$$k(c) := \frac{3 - 21 c^3 - 21 c^4 - 3 c^7}{35 c^4 - 21 c^3 - 11 c^7}$$

k= f(c)

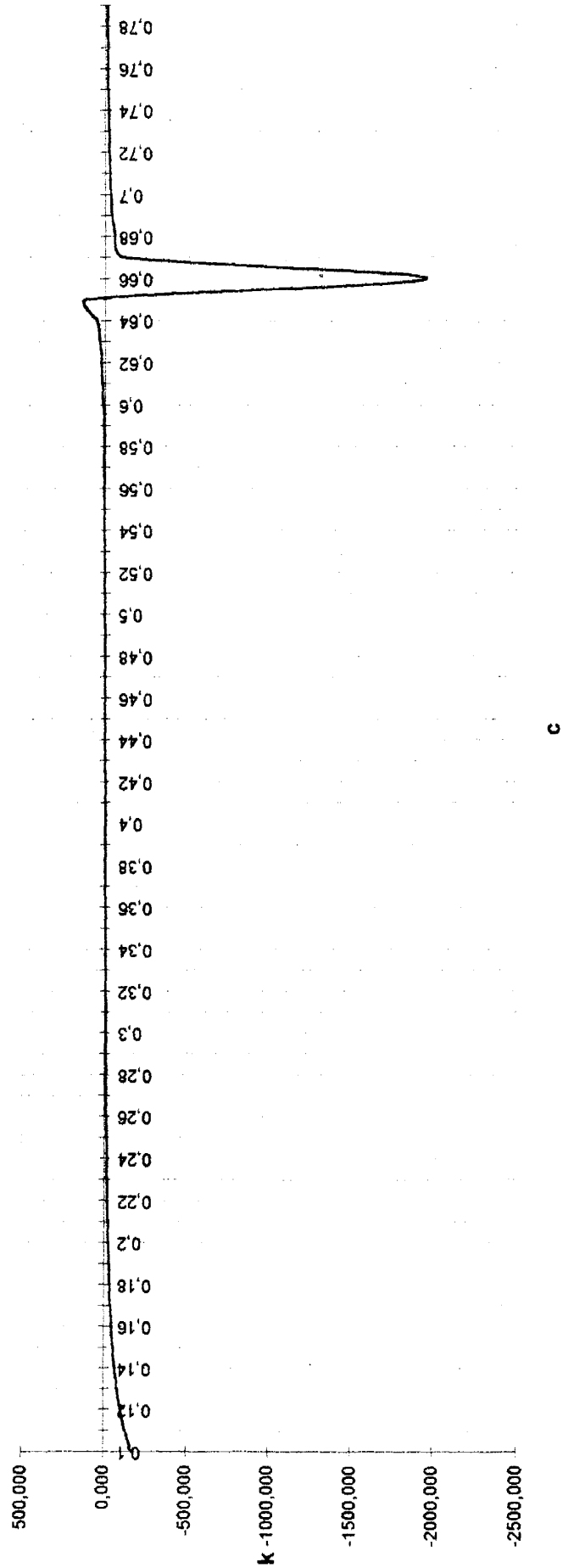


Рис. 4 Графічна залежність $k=f(c)$ для параболічної форми тахограми

Додаток 2

Будуємо графік $S_n(u, f_2)$

$$S_{3к} := 10000\text{N} \quad n := 15 \quad m := 20 \quad \alpha := 0.2\text{rad} \quad \frac{R}{R_0} = 1 \quad R := 1 \quad R_0 := 1 \quad f_2 := 0.4, 0.35, 0.2$$

$$u_{\min} := u(0.51, 1.05) \quad u_{\max} := u(0.557, 1.3)$$

$$u_{\min} = 0.026 \quad u_{\max} = 0.167$$

$$S_n(u, f_2) := \frac{S_{3к} \cdot \left(e^{f_2 \cdot \alpha \cdot n \cdot \frac{R}{R_0}} - 1 \right) \cdot u}{2m \cdot f_2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

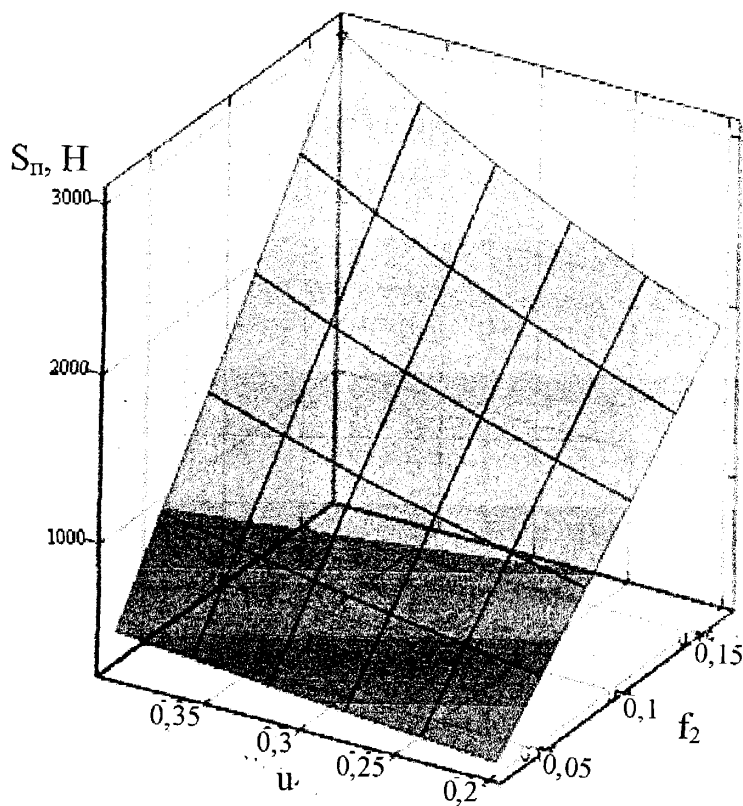
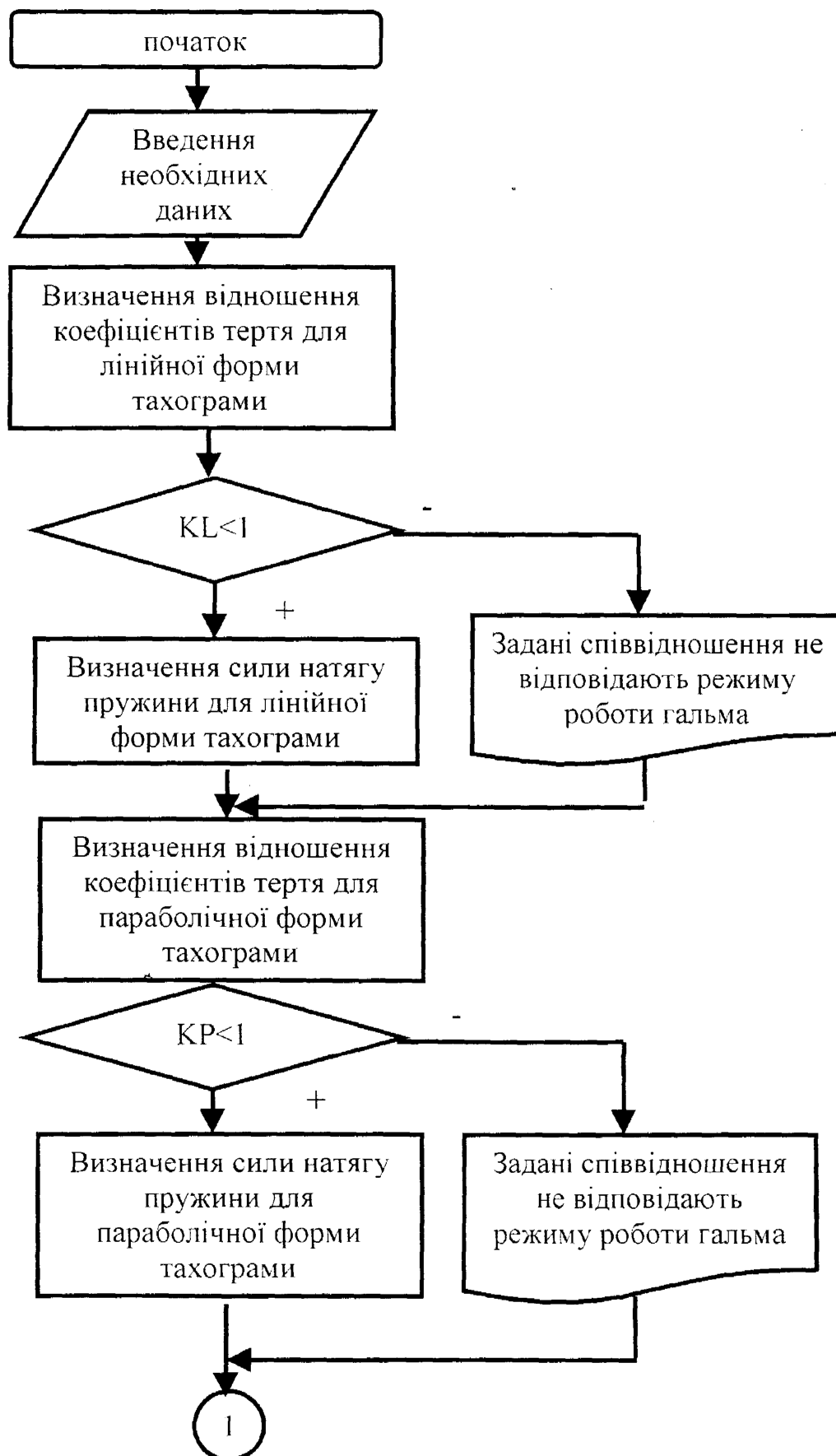
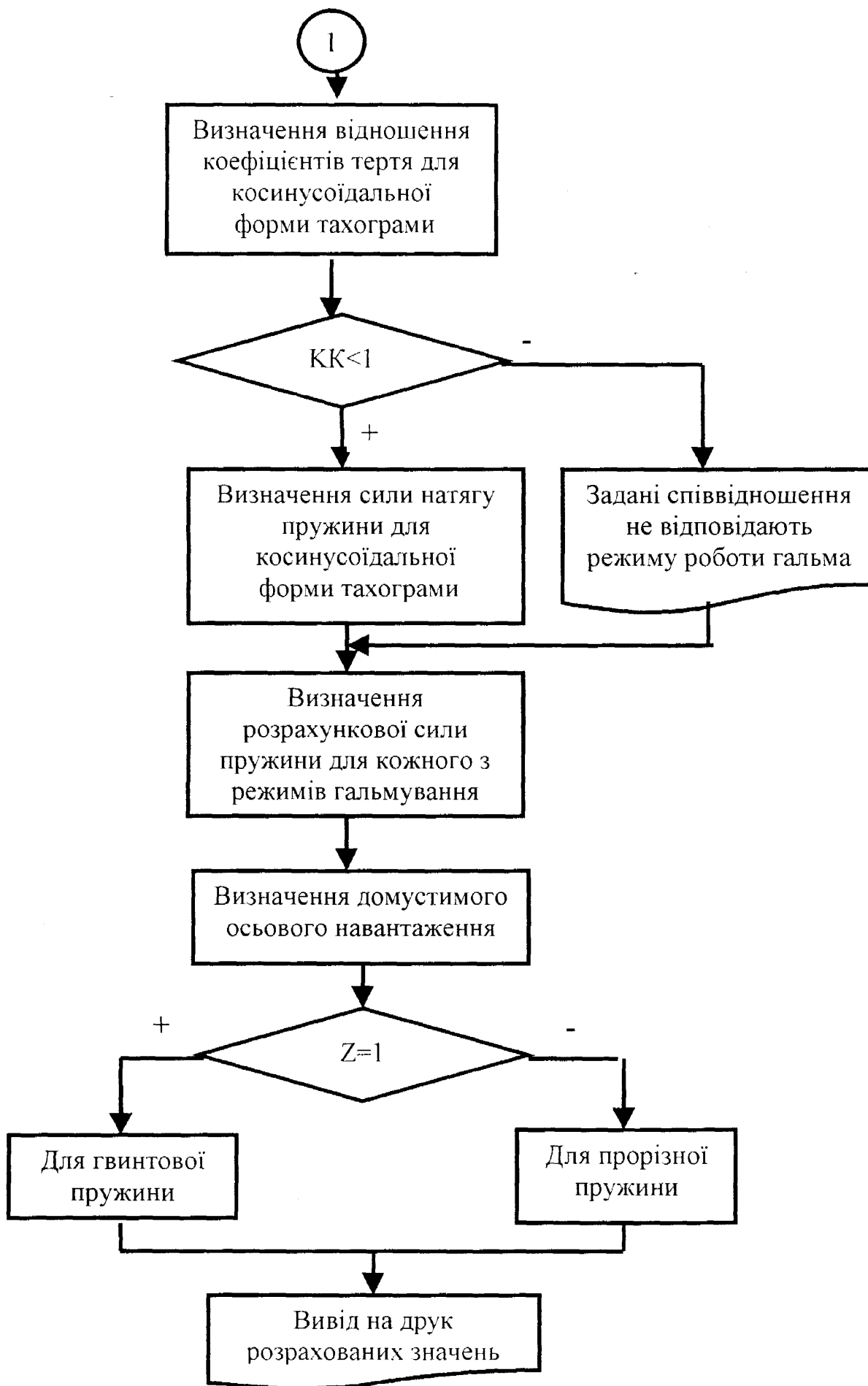


Рис. 5 Графічна залежність необхідної сили натягу (S_n) циліндричної пружини для лінійної форми тахограми в залежності від коефіцієнта тертя (f_2) на поверхнях тертя внутрішніх фрикційних вузлів та коефіцієнта u

Додаток 3

Блок-схема алгоритму розрахунку пружних елементів





Додаток 4

**Програма розрахунку пружних елементів, що з'єднують між собою
фрикційні накладки нетрадиційного гальма**

```

10 CLS
20 REM Програма розрахунку пружних елементів, що з'єднують між
25 REM собою фрикційні накладки
30 PRINT "Введіть значення коефіцієнта тертя для зовнішньої "
35 INPUT "фрикційної пари"; F2
40 INPUT "Введіть значення кута охоплення накладкою шківа "; A1
50 INPUT "Введіть загальну кількість накладок гальма"; N1
60 INPUT " Введіть кількість накладок, що охоплюються стрічкою"; M1
70 PRINT " Введіть значення коефіцієнта тертя ковзання для внутрішньої "
75 INPUT "фрикційної пари"; FK
80 PRINT " Введіть значення коефіцієнта тертя спокою для внутрішньої "
85 INPUT "фрикційної пари"; FC
90 INPUT "Введіть колоду швидкість шківа на початку гальмування"; V0
100 INPUT "Введіть масу накладки"; M1
110 INPUT "Введіть допустиме дотичне напруження пружини"; T
120 INPUT " Введіть допустиме нормальне напруження пружини "; B
130 INPUT "Введіть розмір квадратного перерізу витка пружини"; A
140 INPUT "Введіть довжину пружини"; E
150 INPUT "Введіть середній діаметр циліндра пружини"; D
160 PRINT "Введіть жорсткість пружини"; C1
170 PRINT "Введіть силу натягу збіжної гілки стрічки "
175 INPUT "наприкінці гальмування"; SZK
180 PRINT "Перевірте правильність вводу відповідних даних:"
190 PRINT F2;A1;N1;M;FK;FC;V0;M1;T;B;A;E;D;C1;SZK
200 PRINT "Якщо все правильно-натисніть 0, якщо ні-1"; Q
210 IF Q=0 THEN 20
220 CLS
230 PRINT "Визначення сили натягу пружини"
240 INPUT "Введіть необхідне співвідношення періодів гальмування "; C
250 REM Для лінійного режиму гальмування
270  $KL = (1 + 3 * C^2 - C^3 - 3 * C) / (9 * C^2 - 5 * C^3 - 3 * C)$ 
280 IF KL < 1 THEN 290 ELSE 300
290 SPL = -1: GOTO 340
300  $SPL1 = SZK * (EXP(F2 * A1 * N1) - 1) * (3 * C^2 - 2 * C^3 - (1 - 3 * C^2 + 2 * C^3) / KL)$ 
310  $SPL2 = 6 * M * F2 / KL * SIN(A1 / 2) * (1 - 2 * C^3)$ 
320 SPL = SPL1 / SPL2
330 REM Для параболічного режиму гальмування
340  $KP = (3 - 21 * C^3 - 21 * C^4 - 3 * C^7) / (35 * C^4 - 21 * C^3 - 11 * C^7)$ 
350 IF KP < 1 THEN 360 ELSE 370
360 SPP = -1: GOTO 400
370  $SPP1 = SZK * (EXP(F2 * A1 * N1) - 1) * (C^4 * (7 - 4 * C^3) - (4 - 7 * C^4 + 4 * C^7) / KP) * KP$ 
380  $SPP2 = 14 * M * F2 * SIN(A1 / 2) * (3 - 4 * C + C^4)$ 
390 SPP = SPP1 / SPP2
400 REM Для косинусоїдального режиму роботи

```

```

410 KK1=PI*(1-C)+5*SIN(2*PI*C)-(SIN(PI*C/2))^2
420 KK2=PI*C-5*SIN(2*PI*C)-4*(PI*(1-C)-SIN(PI*C))*(SIN(PI*C/2))^2
430 KK=KK1/KK2
440 IF KK<1 THEN 450 ELSE 460
450 SPK=-1:GOTO 500
460 SPK1=SZK*(EXP(F2*A1*N1)-1)*(1-1/K)*K*(SIN(PI/2*C^2))^2
470 SPK2=M*F2*SIN(A1/2)
480 SPK=SPK1/SPK2
490 PRINT :PRINT :PRINT
500 REM Визначення розрахункової сили пружини
510 N2L=2*SPL*SIN(A1/2):FTL=N2L*FK1:SKL=FTL/C1
520 N2P=2*SPP*SIN(A1/2):FTP=N2P*FK1:SKP=FTP/C1
530 N2K=2*SPK*SIN(A1/2):FTK=N2K*FK1:SKK=FTK/C1
540 LAM=SQR(C1/M1)
550 FSL=N2L*FC:SCL=FSL/C1:A2L=SQR(SCL-SKL^2+(V0^2/LAM^2))
560 FSP=N2P*FC:SCP=FSP/C1:A2P=SQR(SCP-SKP^2+(V0^2/LAM^2))
570 FSK=N2K*FC:SCK=FSK/C1:A2K=SQR(SCK-SKK^2+(V0^2/LAM^2))
580 FML=SPL+(SKL+A2L)*C1/2
590 FMP=SPP+(SKP+A2P)*C1/2
600 FMK=SPK+(SKK+A2K)*C1/2
610 PRINT "Визначення допустимого осьового навантаження"
620 PRINT "Для якої пружини провести розрахунок?"
630 INPUT "Якщо ружина гвинтова-введіть 0, якщо прорізна -1"; Z
640 IF Z=1 THEN FG=.208*A^3*T^2/D ELSE FG=B*4*A^3/(SQR(9+(.32/.416)^2))
650 KNL=FML/FG
660 KNP=FMP/FG
670 KNK=FMK/FG
680 PRINT "*****ПОПЕРЕДЖЕННЯ*****"
690 PRINT "Якщо сила натягу для відповідного режиму гальмування дорівнює -1,"
700 PRINT "то задане співвідношення періодів гальмування не відповідає умовам"
710 PRINT "роботи гальма в заданому режимі, тому на значення інших параметрів"
720 PRINT "для даного режиму не слід звертати уваги"
730 PRINT "*****"
740 PRINT :PRINT
750 PRINT "ДЛЯ ЛІНІЙНОГО РЕЖИМУ ГАЛЬМУВАННЯ: "
760 PRINT "сила натягу пружини";SPL
770 PRINT "максимальна сила";FML
775 PRINT "амплітуда пружини";A2L
780 PRINT "допустиме осьове навантаження для заданої пружини"; FG
790 PRINT "кількість пружин, необхідна для з'єднання двох суміжних "
800 PRINT "накладок"; KNL
810 PRINT "
820 PRINT
830 PRINT "ДЛЯ ПАРАБОЛІЧНОГО РЕЖИМУ ГАЛЬМУВАННЯ: "
840 PRINT "сила натягу пружини";SPP
850 PRINT "максимальна сила";FMP

```

```
860 PRINT "амплітуда пружини";A2P
870 PRINT "допустиме осьове навантаження для заданої пружини"; FG
880 PRINT "кількість пружин, необхідна для з'єднання двох суміжних "
890 PRINT "накладок"; KNP
880 PRINT " _____ "
890 PRINT
900 PRINT " ДЛЯ КОСИНУСОЇДАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ
910 PRINT "сила натягу пружини";SPK
920 PRINT"максимальна сила";FMK
930 PRINT "амплітуда пружини";A2K
940 PRINT "допустиме осьове навантаження для заданої пружини"; FG
950 PRINT"кількість пружин, необхідна для з'єднання двох суміжних "
960 PRINT "накладок"; KNK
970 END
```


Таблиця 1 а, б, в
 Результати розрахунків роботи сил тертя при гальмуванні стрічково-коловим гальмом з рухомими фрикційними накладками при наступних закономірностях зміни середнього прискореного руху гальмівного шківів:

а) лінійній

s	f	L	n	R	c	w	w	w
10000	0,35	0,21	15	0,5	0,5	10	20	40
A=	f(E); (w=10)	A=f(E); (w=20)	A=f(E); (w=40)					
16764,05	10	67056,1945	268224,778					
8382,02	20	33528,09725	134112,389					
5588,02	30	22352,06483	89408,25933					
4191,01	40	16764,04862	67056,1945					
3352,81	50	13411,2389	53644,9556					
2794,01	60	13411,2389	44704,12966					

б) параболічній

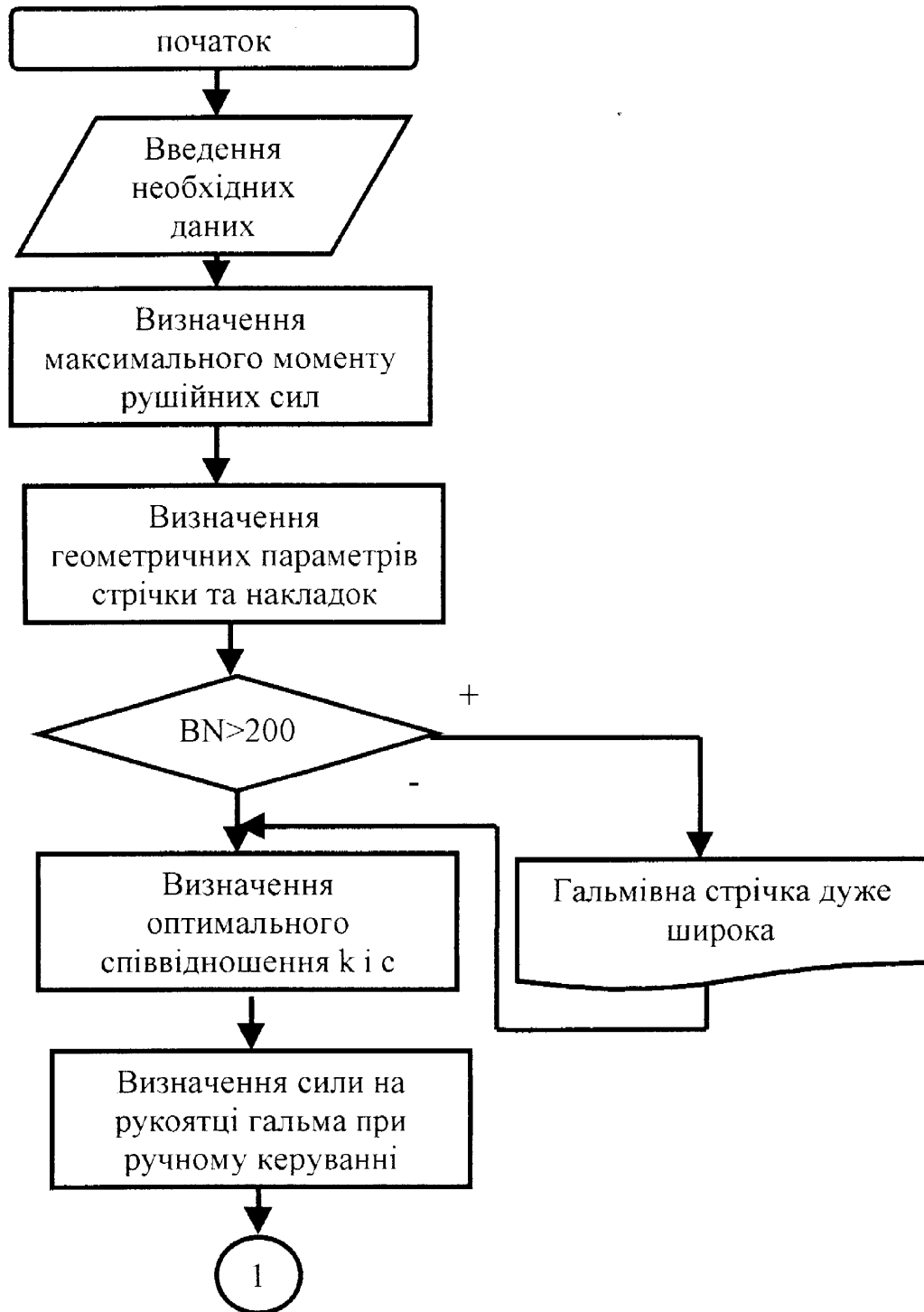
s	f	L	n	R	c	w	w	w
10000	0,35	0,21	15	0,5	0,5	10	20	40
A=	f(E); (w=10)	A=f(E); (w=20)	A=f(E); (w=40)					
2918,74	10	11674,96243	46699,84974					
1459,37	20	5837,481217	23349,92487					
972,91	30	3891,654145	15566,61658					
729,69	40	2918,740609	11674,96243					
583,75	50	2334,992487	9339,969948					
486,46	60	1945,827072	7783,30829					

в) косинусоїдальній

s	f	L	n	R	c	w	w	w
10000	0,35	0,21	15	0,5	0,537	10	20	40
A=	f(E); (w=10)	A=f(E); (w=20)	A=f(E); (w=40)					
14419,29	10	57677,15662	230708,6265					
7209,64	20	28838,57831	115354,3132					
4806,43	30	19225,71887	76902,87549					
3604,82	40	14419,28915	57677,15662					
2883,86	50	11535,43132	46141,7253					
2403,21	60	9612,859437	38451,43775					

$$k(c) := \frac{\left[\pi (1-c) + 5 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot c) - \left(\sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot c\right) \right)^2 \right]^2}{\pi \cdot c - 5 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot c) - 4 \cdot (\pi (1-c) - \sin(\pi \cdot c)) \cdot \left(\sin\left(\frac{\pi}{2} \cdot c\right) \right)^2}$$

Додаток 6

Блок-схема алгоритму програми методики розрахунку конструктивних та динамічних параметрів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками



**Програма методики розрахунку конструктивних та динамічних
параметрів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними
накладками**

```

10 CLS
20 REM Програма методики розрахунку стрічково-колодкових гальм з рухомими
30 REM фрикційними накладками
40 INPUT "Введіть передавальне відношення механізму керування гальмом "; I
50 INPUT "Введіть значення ККД системи керування"; ККД
60 INPUT " Введіть коефіцієнт тертя зовнішньої фрикційної пари"; F2
70 INPUT " Введіть кут охоплення накладкою шківа "; A1
80 INPUT " Введіть кількість накладок, що охоплені стрічкою";N1
90 INPUT " Введіть радіус стрічки"; R0
100 INPUT " Введіть границю витривалості при симетричному циклі"; SIG
110 INPUT " Введіть модуль пружності при згині"; E
120 INPUT "Введіть довжину однієї свічки"; L
130 INPUT "Введіть радіус навивання каната на барабан лебідки"; RN
140 INPUT " Введіть допустиму відстань між витками каната"; M
150 INPUT " Введіть діаметр каната"; DK
160 REM Визначення максимального моменту рушійних сил MRMAX
170 IF DK=28 THEN FTR=58
180 IF DK=32 THEN FTR=71
190 IF DK=35 THEN FTR=86
200 IF DK=38 THEN FTR=102
210 A=DK/2*SQR(3-2*M/DK)
220 RB=30*DK/2
230 RNMAX=RB+A*3
240 MRMAX=FTR*RNMAX/3
250 REM Визначення геометричних параметрів
260 R=1.22*RB+.233
270 B=.45*RN
280 BN=B-5
290 IF BN>200 THEN 300 ELSE 330
300 PRINT"Гальмівна стрічка дуже широка – вибирайте інше значення діаметра каната"
320 REM Визначення раціонального співвідношення k і c
330 U=0
340 FOR C=.5 TO .9 STEP .01
350 FOR K=1.05 TO 2 STEP .05
360 U(K,C)=(K-1)*C
370 IF U(K,C)>U THEN 380 ELSE 390
380 U=U(K,C):C1=C:K1=K
390 NEXT K
400 NEXT C
410 REM Визначення сили при ручному керуванні
420 FR1=FTR*K1*RNMAX
430 FR2=6*(EXP(F2*A1*N1*R/R0)-1)*(1+U)*R*I*ККД
440 FR=FR1/FR2
450 IF FR>400 THEN 460 ELSE 470
460 PRINT "Сила при ручному керуванні вища за допустиму"
470 REM Перевірка міцності гальмівної стрічки
480 SN=FR*I*ККД*(EXP(F2*A1*N1*R/R0)-1)

```


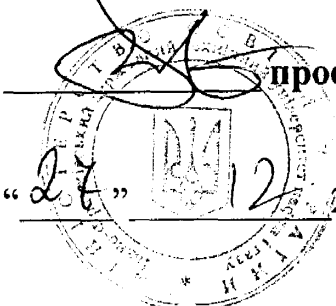
```

490 SIGMAX=3*E*.01*R/2*R0*(R0+3)+SN/(B*.01*R)
500 SIGA=SIGMAX/2
510 N2=SIG/(SIGA*1.3/.85+1.05*SIGA)
520 IF N2<2 THEN 530 ELSE 540
530 PRINT "Не виконується умова міцності"
540 REM Перевірка середнього питомого навантаження на накладках
560 PM=FTR*I*KKD*(1+EXP(F2*A1*N1*R/R0))
570 REM Перевірка енергоємності гальма
580 IF L=12 THEN VKG=2.2
590 IF L=18 THEN VKG=2.7
600 IF L=24 THEN VKG=3!
610 IF L=27 THEN VKG=3.2
620 IF L=36 THEN VKG=3.5
630 PRM=PM*N1*R*R*B*A1*F2/K1*VKG*/RNMAX
640 IF PRM>8 THEN 650 ELSE 660
650 PRINT "Енергоємність гальма перевищує максимально допустиму"
660 PRINT
670 PRINT
680 REM Вивід на друк результатів розрахунків
690 PRINT "Для даного гальма:"
700 PRINT "Максимальний радіус навівання талевого каната на барабан лебідки"; RNMAX
710 PRINT
720 PRINT "Гальмівний момент"; MRMAX
730 PRINT
740 PRINT "Відстань між центрами перерізів канатів в суміжних шарах навівання "; A
760 PRINT
770 PRINT "Радіус шківа"; R
780 PRINT
790 PRINT "Ширина гальмівного шківа"; B
800 PRINT
810 PRINT "Ширина накладки та гальмівної стрічки"; BN
820 PRINT
830 PRINT "Оптимальне співвідношення періодів гальмування"; C1
840 PRINT
850 PRINT "Оптимальне співвідношення коефіцієнтів тертя"; K1
860 PRINT
870 PRINT "Сила при ручному керуванні"; FR
880 PRINT
890 PRINT "Сила натягу набігаючої гілки стрічки"; SN
900 PRINT
910 PRINT "Коефіцієнт запасу міцності"; N2
920 PRINT
930 PRINT "Середнє питоме навантаження на накладках"; PM
940 PRINT
950 PRINT "Швидкість спуску навантаженого гака"; VKG
960 PRINT
970 PRINT "Енергоємність гальма"; PRM
980 END

```

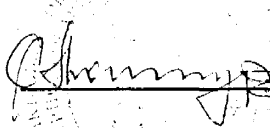
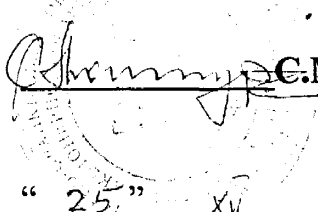
“УЗГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи
Івано-Франківського Національного
технічного університету нафти і газу


проф. О.М. Карпаш
“27” 12 2001р.


“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Технічний директор ВАТ “Карпат-
нафтмаш” Івано-Франківської обл.
Україна


С.М. Мазурик
“25” XV 2001р.


АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Впродовж 1999-2001рр. під керівництвом д.т.н. проф. Вольченко О.І. проводилася держбюджетна робота, що присвячена термоелектричному і комбінованому (термоелектричному і теплової труби) охолодженню фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма (з рухомими фрикційними накладками) бурової лебідки.

В результаті виконання роботи інженером Журавльовим О.Ю. отримані такі показники:

1. Розроблено пристрої та системи, які базуються на засобах роботи термобатарей, примусового охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма (з рухомими фрикційними накладками), що знижує рівень їх теплонавантаженості в середньому на 15-30%.

2. Запропоновані пристрої і системи дозволяють працювати термобатарейам в режимах термоелектрогенераторів та термоелектроохолодильників як по окремим, так і по групі фрикційних накладок набіжної та збіжної гілки гальма, вирівнюючі при цьому їх теплонавантаженість (верхньою границею для яких є допустима температура

фрикційних накладок), що поліпшує зносо-фрикційні властивості пар тертя і як наслідок, експлуатаційні параметри гальма в цілому.

3. На розроблені пристрої і системи подано 2 заявки на винахід.

Економічний ефект досягнуто за рахунок зниження рівня теплонавантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками, що дозволяє збільшити їх ресурс в 1,3-1,4 рази.

Робота прийнята до впровадження у відкритому акціонерному товаристві “Карпатнафтмаш” (м.Калуш, Івано-Франківська обл., Україна).

В результаті впровадження економічний ефект на одному стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками складає 98,5 гривень (дев'яносто вісім гривень 50 коп.) при заміні комплекта фрикційних накладок в кількості 44 шт.

Представники асоціації “Карпатнафтмаш”

Директор з виробництва
Зас. Директора з виробництва

А. О. Левинський
з. Маринів