

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

На правах рукопису

**Вольченко Дмитро Олександрович**

622.242.5(043)

УДК ~~62-592.113~~

872

**ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ  
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ  
ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК**

**Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості**

**Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук**

**Науковий керівник:  
заслужений діяч науки і  
техніки України, доктор технічних  
наук, професор  
Крижанівський Євстахій Іванович**



**Івано-Франківськ – 2003**

# ЗМІСТ

Стор.

<b>ВСТУП .....</b>	<b>5</b>
--------------------	----------

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ

<b>ДОСЛІДЖЕНЬ .....</b>	<b>11</b>
-------------------------	-----------

1.1 Типи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та особливості їхньої експлуатаційної навантаженості .....	11
1.2 Аналіз сучасних досліджень динамічної та теплової навантаженості різних типів фрикційних вузлів гальм .....	18
1.2.1 З нерухомими фрикційними накладками .....	18
1.2.2 З рухомими фрикційними накладками .....	28
1.3 Довговічність фрикційних вузлів гальм .....	32
1.4 Методи і засоби покращення працездатності різних типів фрикційних вузлів гальм .....	37
1.5 Висновки і задачі досліджень .....	44

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ

### ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ

### ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ

<b>СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК .....</b>	<b>47</b>
---	-----------

2.1 Обґрунтування придатності фізичних моделей тертя стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками .....	47
2.2 Вплив на рівень експлуатаційних параметрів гальм .....	53
2.2.1 Величини співвідношення динамічних параметрів їхніх фрикційних вузлів .....	53



2.2.2 Конструктивних і експлуатаційних параметрів пар тертя .....	60
2.3 Аналітичне визначення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм .....	64
2.3.1 Зусиль натягів гілок гальмівної стрічки .....	64
2.3.2 Деформацій гальмівної стрічки .....	74
2.3.3 Загальної деформації елементів гальмівної системи .....	81
2.4 Засоби покращення основних експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм .....	86
ВИСНОВКИ .....	90

### РОЗДІЛ 3

#### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

##### НАВАНТАЖЕНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ

<b>СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК .....</b>	<b>92</b>
3.1 Задачі та методика експериментальних досліджень .....	92
3.2 Вимоги до гальмівного стенда для дослідження фрикційних вузлів гальм та його робота .....	93
3.3 Порівняльна оцінка умов роботи різних типів фрикційних вузлів гальм .....	103
3.4 Вимірювання і визначення у фрикційних вузлах гальм параметрів навантаженості .....	114
3.4.1 Динамічних .....	114
3.4.2 Теплових .....	121
3.5 Результати експериментальних досліджень навантаженості фрикційних вузлів гальм .....	123
3.5.1 Динамічної .....	123
3.5.2 Теплової .....	130
3.6 Довговічність накладок різних типів фрикційних вузлів гальма .....	133
ВИСНОВКИ .....	137

## РОЗДІЛ 4

### МЕТОДИ І ЗАСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ

<b>СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК .....</b>	<b>140</b>
4.1 Засоби покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з накладками, розташованими .....	140
4.1.1 На гальмівній стрічці .....	140
4.1.2 На гальмівному шківі .....	146
4.2 Конструктивні рішення з керування навантаженістю фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма .....	156
4.2.1 Динамічною .....	156
4.2.2 Тепловою .....	165
4.3 Методи розрахунку експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок .....	171
4.4 Перспективні типи гальм та їхніх фрикційних вузлів для лебідок бурових установок .....	175
4.5 Деякі тенденції теорії, розрахунку та конструювання фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок .....	181
4.6 Задачі подальших досліджень .....	186
<b>ВИСНОВКИ .....</b>	<b>187</b>
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....</b>	<b>189</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>192</b>
<b>ДОДАТКИ .....</b>	<b>206</b>

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Вирішення важливої для України проблеми забезпечення паливно-енергетичного комплексу енергоресурсами вимагає прискорення темпів проходки свердловин із застосуванням нових та удосконалених конструкцій нафтогазового обладнання, яке відповідало б регламентованим нормам його експлуатаційної надійності. Працездатність та ефективність бурової установки в значній мірі залежить від правильного вибору конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма.

Збільшення швидкості буріння досягається шляхом інтенсифікації спуско-піднімальних операцій, що, в свою чергу, веде до значної динамічної навантаженості фрикційних пар стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, і як наслідок, до високого теплового стану їхніх пар тертя. Тому важливу роль в даній проблемі відіграє низка методів і засобів покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, як використання в них двох поверхонь тертя, так і зменшення кількості вмикань в роботу допоміжного гідродинамічного гальма, а разом з тим і часу, який відводиться на одне його вмикання.

**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. Виконання цих робіт передбачене координаційним планом Міністерства освіти і науки в галузі “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних

продуктів і необхідної сировини”. Даний план входить до складу національної програми “Нафта і газ України до 2010 року”.

**Мета і задачі дослідження.** Мета роботи – покращення експлуатаційних параметрів нових та удосконалених існуючих конструкцій фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок шляхом керування їхньою динамічною та тепловою навантаженістю.

На захист виносяться наступні задачі:

- провести системний аналіз закономірностей зміни величин експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм;

- встановити закономірності зміни величин основних експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм;

- оцінити деформації набігаючої та збігаючої гілок стрічки і встановити їхній вплив на кутове переміщення кривошипа колінчастого вала гальма бурової лебідки;

- запропонувати методику розрахунку кутового переміщення рухомих накладок на шківі для встановлення його впливу на стан пружних елементів у фрикційних вузлах нетрадиційного гальма при різних режимах гальмування;

- розробити методику визначення раціональної величини кроку фрикційних накладок і спосіб їхнього розміщення по довжині стрічки для забезпечення прогнозованого перерозподілу питомих навантажень між парами тертя у фрикційних вузлах серійного гальма;

- запропонувати конструкцію охолоджувального термоелектричного пристрою та спосіб вирівнювання теплонавантаженості пар тертя по довжині стрічки у серійному гальмі;

- оцінити довговічність фрикційних накладок в нових та удосконалених конструкціях фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

**Об’єкт дослідження.** Фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, особливості конструкції та умови роботи.

**Предмет дослідження.** Закономірності зміни експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок при різній динамічній і тепловій навантаженості.

**Методи дослідження.** Дослідження проводилися з використанням числових методів, методів математичної статистики і регресійного аналізу, а також загальновідомих і оригінальних методик експериментальних досліджень. Зокрема, використовувались методики розрахунку: деформацій елементів гальмівної системи; тертя гнучких елементів, що охоплюють гальмівний шків та його фрикційні накладки; кінетостатики при оцінюванні динамічної навантаженості та переміщення елементів фрикційних вузлів; динамічної та теплової навантаженості при прийнятті оптимальних рішень при конструюванні різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з покращеними експлуатаційними параметрами.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Теоретично обґрунтована та практично підтверджена низка методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, що зумовило можливість цілеспрямованого досягнення квазівирівнювання динамічної і теплової навантаженості в їхніх парах тертя. При цьому:

- вперше запропоновані методики розрахунку основних експлуатаційних параметрів (зусиль натягів і деформацій гальмівної стрічки, загальної деформації елементів гальмівної системи, відстані між накладками, охоплених і неохоплених гальмівною стрічкою при завершенні процесу гальмування) гальма з рухомими фрикційними накладками;

- вперше встановлені закономірності зміни експлуатаційних параметрів гальма з рухомими фрикційними накладками в залежності від їхньої ширини;

- дістали подальший розвиток елементи теорії перерозподілу питомих навантажень та вирівнювання теплонавантаженості в парах тертя набігаючої та збігаючої гілки стрічки серійного гальма;

- удосконалено та запропоновано пристрої для: підвищення ефективності затягування гальмівної стрічки; збільшення коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя та високоефективного їхнього охолодження.

**Практичне значення одержаних результатів.** Запропоновані методи та низка засобів покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Рекомендації, викладені в роботі, можуть бути використані в конструкторських бюро заводів нафтогазового обладнання при проектуванні нових та удосконаленні існуючих фрикційних вузлів гальм. Результати теоретичних і експериментальних досліджень динамічної та теплової навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, а також уточнена методика розрахунку їхніх основних експлуатаційних параметрів використані у ВАТ “Карпатнафтомаш” (м. Калуш, Івано-Франківської обл.), в асоціації “Автобус” (м. Львів), а також в навчальному процесі кафедри нафтогазового обладнання ІФНТУНГ при читанні лекцій з дисциплін “Бурові машини і комплекси”, “Машини і обладнання для буріння нафтогазових свердловин”, “Бурове обладнання”, а також в курсовому та дипломному проектуванні.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення і результати дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно і полягають в наступному:

- оцінено динамічну і теплову навантаженість різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [32, 56, 58, 64, 65];

- запропоновано засоби керування динамічною і тепловою навантаженістю різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [21, 30];

- встановлено вплив на працездатність фрикційних вузлів гальм: величин співвідношення їхніх динамічних, конструктивних та експлуатаційних параметрів [19, 20, 22, 63];

- розроблено уточнену методику розрахунку основних динамічних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [19, 57];

- оцінено довговічність робочих поверхонь накладок різних типів фрикційних вузлів гальм [18, 60];

- розроблено нові типи фрикційних вузлів гальмівних пристроїв з покращеними експлуатаційними параметрами [33, 82, 83, 84].

**Апробація роботи.** Основні положення роботи доповідались та обговорювалися на: науково-технічній конференції з прикладної механіки (м.Дніпропетровськ, 1999р.); міжнародних конференціях “Зносостійкість та надійність вузлів тертя машин” (м.Хмельницький, 2000р. та 2003р.); міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми розвитку піднімально-транспортної техніки” (м.Луганськ, 2000р.); міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу” (м.Дніпропетровськ, 2002р.); науково-технічній конференції “Перспективи розвитку піднімально-транспортної техніки” (м.Одеса, 2002р.); III-ій міжнародній науково-технічній конференції “Модульні технології та конструкції при виробництві машин [Жешув (Польща), 2002р.]; 7-ій міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України 2002” (м.Київ, 2002р.); 4-ому та 6-ому міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків (м.Львів, 1999 та 2003 рр.); V-му міжнародному симпозіумі з трибології фрикційних матеріалів (м.Ярославль, Росія, 2003р.); розширеному науковому семінарі за спеціальністю 05.05.12 (машини нафтової і газової промисловості) національного технічного університету нафти і газу (м.Івано-Франківськ, 2004р.).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 18 наукових праць, з них – три патенти на винаходи Росії дві – матеріали конференцій, решта – статті у фахових виданнях України та інших країн.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 127 найменувань, і додатків. Текстова частина дисертаційної роботи викладена на 146 сторінках комп'ютерного набору і містить 39 рисунків і 10 таблиць.



## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 1.1 Типи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та особливості їхньої експлуатаційної навантаженості

Працездатність стрічково-колодкових гальм бурових лебідок в значній мірі залежить від правильного вибору його конструктивних і експлуатаційних параметрів.

В лебідках бурових установок застосовуються два види стрічково-колодкових гальм: гальмо, в якого навантаження прикладається безпосередньо до кінців набігаючої і збігаючої гілки гальмівної стрічки, і гальмо, в якому навантаження прикладені до башмаків. Стрічково-колодкові гальма першого виду отримали широке застосування в бурових установках БУ75Бр, БУ75БрЕ, БУ-2500Е, Уралмаш-3Д, Уралмаш-5Д та ін. Але на даний час в ряді установок (БУ80БрЕУ, БУ80БрЕ-1, БУ80БрДГУ і ін.) застосовуються стрічково-колодкові гальма з башмаками. Головною перевагою другого виду гальма є великий кут охоплення гальмівною стрічкою шківів у порівнянні з першим видом гальма. Це призводить до того, що зусилля набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки зміщені від її осі, оскільки прикладені до башмаків.

В якості досліджуваних об'єктів були прийняті різні типи фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки (рис.1.1 *а, б, в*), які використовуються на даний час і будуть застосовуватися в бурових установках з важким режимом роботи.

Фрикційні пристрої розрізняють за ознаками виду контактування. За цією ознакою фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм відносяться до другого роду, оскільки коефіцієнт взаємного перекриття їхніх пар тертя  $K_{\text{вз}} \leq 1$ .

Найслабшою ланкою в гальмівному вузлі є фрикційні накладки. Вони виготовляються у вигляді окремих деталей, які можуть кріпитися різними

способами (наприклад, за допомогою вусиків) до відносно гнучкої сталевій стрічки. По дузі охоплення гальмівною стрічкою шківа встановлюють фрикційні накладки зі сталим і змінним кроком. При встановленні на стрічці накладок зі сталим кроком їхня кількість завжди є парною (12; 16; 18; 20; 22; 26). При змінному ж кроці це число може бути і непарним. Вибір парної кількості фрикційних накладок на гальмівній стрічці зумовлений тим, що їхня одна половина умовно відноситься до набігаючої гілки, а друга – до збігаючої гілки стрічки.

Згідно з кінематичною схемою (див. рис.1.1 *а*) фрикційні накладки 3 встановлені на гальмівних стрічках 2, які одним кінцем (з боку збігаючої гілки (II) стрічки) прикріплені до балансира 11, а другим (зі сторони набігаючої гілки (I) стрічки) – до мотильових шийок 6 і 9 колінчастого вала 10.

Серійні стрічково-колодкові гальма бурової лебідки працюють наступним чином. Переміщенням важеля 1 здійснюється поворот колінчастого вала 10, в результаті якого бурильник затягує гальмівні стрічки 2 з фрикційними накладками 3 і вони сідають на гальмівні шківни 4. Процес гальмування в стрічково-колодковому гальмі (див. рис.1.1 *б, в*) характеризується наступними стадіями: початковою (першою), проміжною (другою) і заключною (третьою). Зупинимось на кожній з стадій зокрема.

В початковій стадії гальмування фрикційні накладки 3, розміщені в середній частині гальмівної стрічки 2, взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківа 4. Фронт взаємодії поширюється в бік фрикційних накладок 3 набігаючої гілки (I) гальмівної стрічки 2.

Проміжна стадія гальмування характеризується подальшим розповсюдженням фронту взаємодії в бік фрикційних накладок 3 збігаючої гілки (II) гальмівної стрічки 2.

Кінцева стадія гальмування характеризується тим, що майже нерухомі накладки 3 гальмівної стрічки 2 взаємодіють з робочою поверхнею шківа 4, який обертається. Під час пригальмовувань послідовність входження

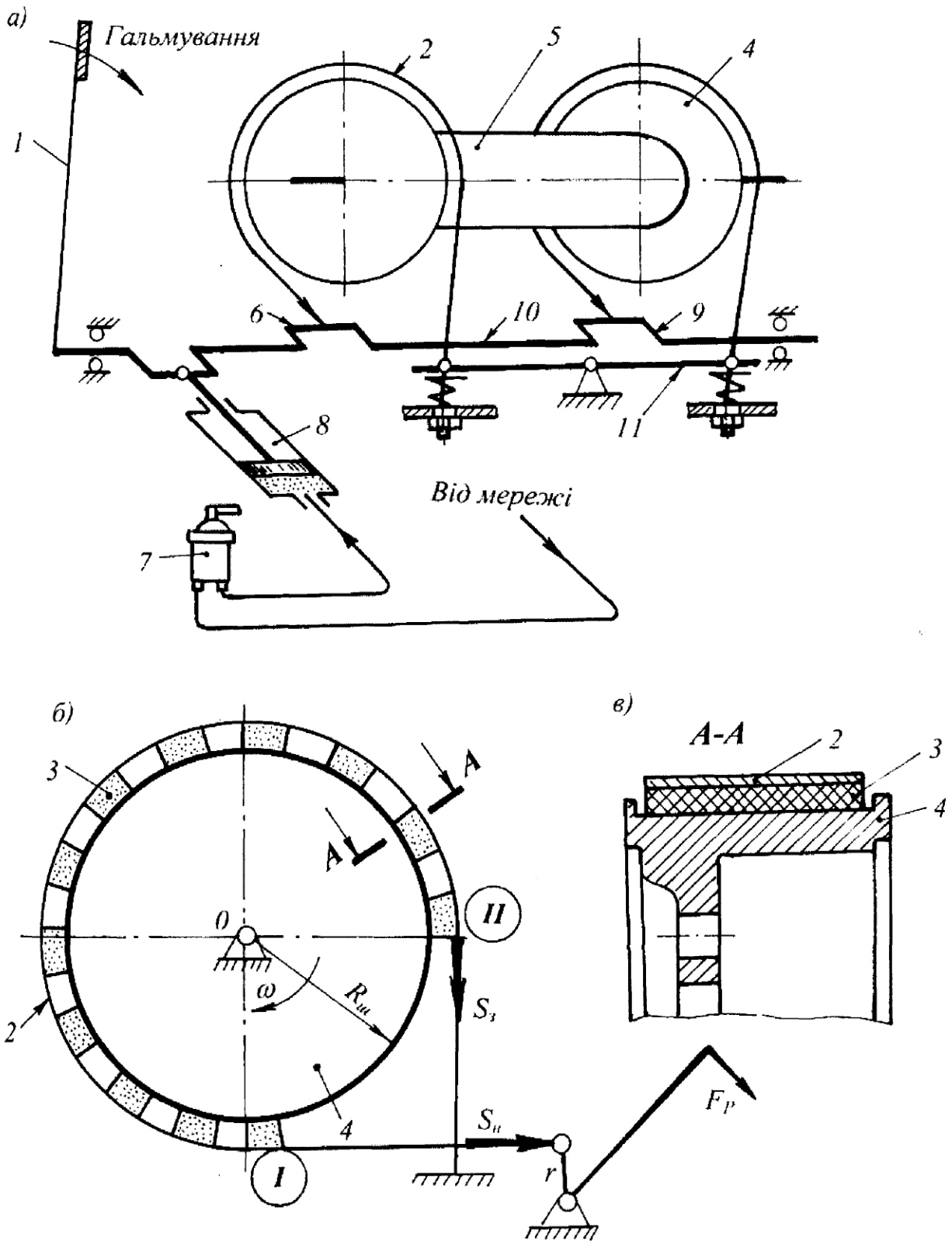


Рис.1.1 а, б, в Кінематичні схеми стрічково-колодкових гальм (а, б) та їхній фрикційний вузол (в) бурової лебідки У2-5-5: 1 – важіль керування; 2, 4 – гальмівні стрічки та шківів; 3 – фрикційні накладки; 5 – барабан; 6, 9, 10 – мотильові шийки колінчастого вала; 7 – кран бурильника; 8 – пневматичний циліндр; 11 – балансір

поверхонь тертя у контакт повторюється. Повний цикл гальмування завершується зупинкою гальмівних шківів 4 з барабаном 5. Зупинити гальмівні шківі 4 з барабаном 5 можна також подачею стисненого повітря через кран 7 бурильника в пневматичний циліндр 8, шток якого з'єднаний з однією з мотильових шийок колінчастого вала 10 гальма. Величину тиску стисненого повітря в пневмоциліндрі 8 регулюють поворотом крана 7 бурильника.

При нерівномірному зношуванні фрикційних накладок 3, встановлених на стрічках 2, балансир 11 в момент гальмування дещо відхиляється від горизонтального положення і вирівнює навантаження на збігаючій гілці (II) гальмівних стрічок 2, забезпечуючи при цьому рівномірне і одночасне охоплення ними гальмівних шківів 4. Завдяки кульовим шарнірам реалізація навантажень від гальмівних стрічок 2 до балансира 11 при цьому не змінюється.

На рис.1.2 наведена схема стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, яке містить рухомі фрикційні накладки. Фрикційні накладки 1 насилені на циліндричні стрижні 2, а між ними встановлені циліндричні пружини розтягу 3. Циліндричні стрижні 2 на своїх кінцях мають муфти (на рис. не показані), які забезпечують посадку внутрішніх поверхонь 4 накладок 1 на робочу поверхню 5 гальмівного шківа 6 з певним, наперед заданим натягом. При розімкненому гальмі накладки 1 обертаються разом із шківом 6. Накладки 1 разом із стрижнями 2 та пружинами 3 утворюють бандаж. При замиканні гальмівною стрічкою 7 шківа 6 накладки 1 за рахунок вищезгаданих сил натягу деякий період часу продовжують обертатися разом із шківом 6. Зовнішні вузли тертя утворені внутрішньою поверхнею 8 стрічки 7 і зовнішніми поверхнями 9 накладок 1. При подальшому затикуванні гальмівної стрічки 7 накладки 1 стають майже нерухомими відносно неї. При цьому внутрішні фрикційні вузли утворюються внутрішніми поверхнями 4 накладок 1 та робочою поверхнею 5 гальмівного шківа 6. Почергове вмикання зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма можливе за умови, коли  $f_2 > f_1$ , де  $f_2$  і  $f_1$  – коефіцієнти тертя між

внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки і зовнішньою поверхнею фрикційних накладок і внутрішньою поверхнею фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківа. Необхідно зауважити, що перед початком роботи гальма повинна дотримуватися умова нерівності питомих навантажень на його поверхнях тертя, тобто  $p_1 > p_2$ . Виконання цієї умови забезпечується створенням попереднього натягу за рахунок розтягу з'єднувальних пружин при посадці бандажа з фрикційних накладок на робочу поверхню шківа.

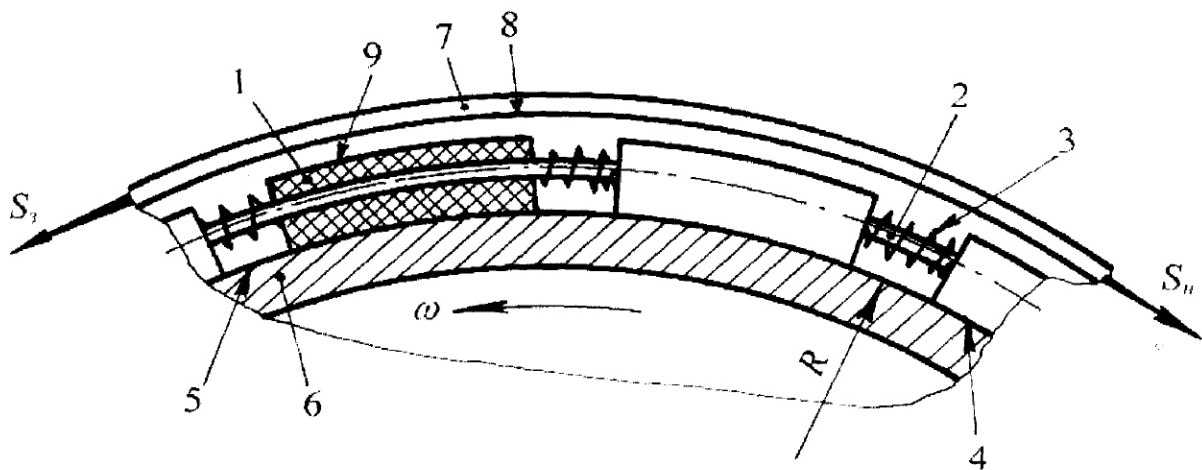


Рис.1.2 Схема стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: 1, 4, 9 – накладки з внутрішніми і зовнішніми поверхнями тертя; 2, 3 – циліндричні: стрижні та пружини; 5, 6 – робоча поверхня гальмівного шківа; 7, 8 – гальмівна стрічка та її внутрішня робоча поверхня

Згідно з основними результатами робіт [21, 48, 49] в даному типі гальма розрізняють наступні стадії гальмування:

- початкова (перша) тривалістю  $t_{II}$ , коли сила тертя  $F_1 \gg F_2$ ;
- перехідна (друга) тривалістю  $t_{IIp}$ , коли  $F_1 > F_2$ ;
- кінцева (третья) тривалістю  $t_K$ , коли сила тертя  $F_2 \gg F_1$ .

Тобто, на відміну від серійного стрічково-колодкового гальма, в якому динамічні і теплові навантаження сприймаються тільки його внутрішніми парами тертя (робочою поверхнею гальмівного шківа і внутрішніми поверхнями фрикційних накладок), в даному виді гальма має місце

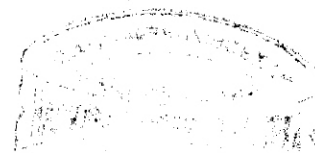
перерозподілення навантаженості між його зовнішніми та внутрішніми фрикційними вузлами. Це позитивно впливає на покращення працездатності стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками бурової лебідки.

Стрічково-колодкові гальма бурових лебідок працюють, як правило, в аперіодичному повторно-короткотривалому режимі, який характеризується наявністю аперіодично повторюваних процесів гальмування і пауз в роботі гальма.

В залежності від того, до якої глибини проводиться спуск колони бурильних труб, час гальмування є різним, але в більшості випадків інтервал часу між гальмуваннями в процесі спуско-піднімальних операцій є невеликим. Це призводить до того, що температура поверхонь тертя за такий короткий проміжок часу не встигає помітно знизитися. Тому кожне наступне гальмування починається при більш високій температурі, ніж попередні. З підвищенням теплового стану гальмівного механізму збільшується не тільки перепад температур його поверхонь тертя та зовнішнього середовища, але й тепловіддача від гальма в довкілля. Дослідженнями встановлено, що після деякого числа циклів гальмувань встановлюється теплова рівновага.

При зупинці бурильної колони механічним гальмом на поверхнях тертя його фрикційних вузлів розвиваються питомі навантаження, що досягають величини  $1,2 \text{ МПа}$ , при цьому робота гальмування складає приблизно  $4 \cdot 10^5 \text{ кДж}$ . Температури на контактній поверхні фрикційного вузла досягають  $800 \text{ }^\circ\text{C}$  і більше. Тому режим роботи таких пар тертя фрикційних вузлів, що працюють при повторно-короткотривалому навантаженні, відноситься до класу важкого.

Процес гальмування внаслідок дискретності контакту і нестабільності зносо-фрикційних властивостей матеріалів має стохастичний характер. Температура, що виникає на поверхнях тертя фрикційних вузлів, є інтегральною величиною. При цьому її значення характеризуються значним розсіюванням (деколи до 30%) [10].



На рис.1.3 наведена графічна залежність величини відношення динамічних параметрів (зусиль натягів на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки) від кута охоплення  $\alpha$  внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки зовнішніх поверхонь фрикційних накладок і коефіцієнта тертя  $f$  у зовнішньому фрикційному вузлі нетрадиційного гальма. Дана залежність є зручною у користуванні, оскільки з її використанням за відомими  $\alpha$  і  $f$  значно спрощується визначення  $S_n$ . Проте її недолік полягає у деякій схематизації процесу тертя, а зона графіка вузьких накладок з кутом охоплення меншим  $50^\circ$  (прямі 1-3, див. рис.1.3) потребує більш детальних досліджень.

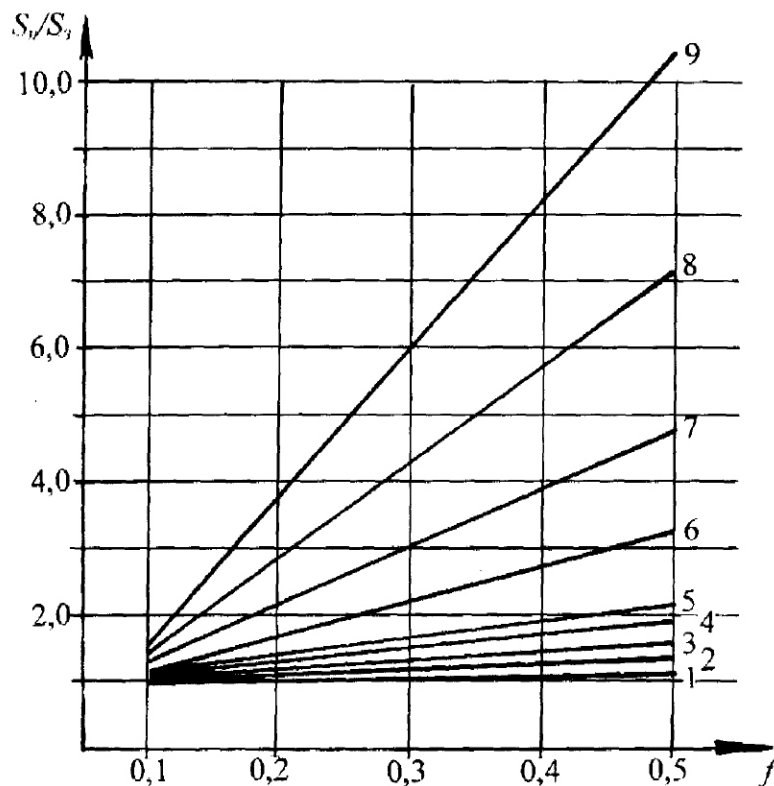


Рис.1.3 Залежність величини відношення динамічних параметрів  $S_n/S_3=e^{\alpha f}$  від кута охоплення внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки зовнішніх поверхонь фрикційних накладок (1 –  $9,48^\circ$ ; 2 –  $37,5^\circ$ ; 3 –  $50^\circ$ ; 4 –  $75^\circ$ ; 5 –  $90^\circ$ ; 6 –  $135^\circ$ ; 7 –  $180^\circ$ ; 8 –  $225^\circ$ ; 9 –  $270^\circ$ ) та коефіцієнта тертя між ними в нетрадиційному гальмі

Для того щоб мати уяву про динамічне і теплове навантаження різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, необхідно знати: різницю натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмівної

стрічки, питомі навантаження на контурній площі контакту; початкову швидкість ковзання; тривалість гальмувань і пауз між ними; коефіцієнти взаємного перекриття елементів пар тертя і їхні поверхневі температури; теплопоглинаючу і теплорозсіювальну властивості металевих елементів фрикційних вузлів. За наявності цих параметрів виникає можливість розробки рекомендацій з удосконалення і підвищення працездатності різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

## **1.2 Аналіз сучасних досліджень в галузі динамічної і теплової навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок**

1.2.1 **З нерухомими фрикційними накладками.** В серійних стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок здійснюють монтаж нерухомих фрикційних накладок зі сталим кроком по дузі охоплення гальмівною стрічкою.

Особливо важливу роль у формуванні та реалізації необхідного рівня експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма відіграють величини натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки. Різниця вказаних натягів ( $S_H - S_3$ ) визначає силу тертя в зоні взаємодії внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з робочою поверхнею гальмівного шківа, яка зумовлює величину нормальної сили  $N$  між ними. За значенням  $N$  визначають питомі навантаження та коефіцієнти тертя, які розвиваються в зоні взаємодії пар тертя гальма.

На рис.1.4 *а, б, в* [1, 53, 54] наведені розрахункові схеми взаємодії елементів фрикційних вузлів серійних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок при визначенні зусиль натягу набігаючої (*а*) та збігаючої (*б*) гілок гальмівної стрічки. На куті охоплення ( $\varphi$ ) накладками шківа наведена нерівномірність розподілу питомих навантажень ( $p$ ) при замиканні гальма. З



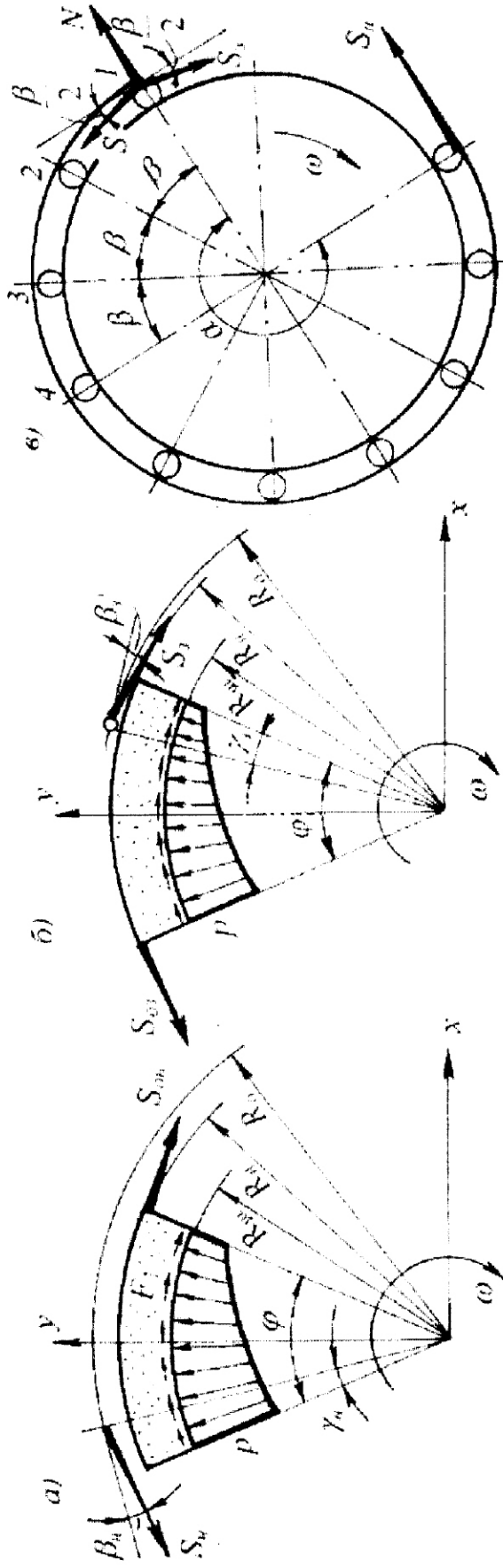


Рис.1.4 а, б, в Розрахункові схеми взаємодії елементів фрикційних вузлів при визначенні зусиль натягу набігаючої (а) та збігаючої (б) гілки гальмівної стрічки (в):  $S_{об}$ ,  $S_{ос}$ ,  $S_{от}$  – натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки та її ділянки між точками 1 і 2;  $S_{от1}$ ,  $S_{от2}$ ,  $S_{от3}$  – додаткові натяги стрічки від її взаємодії при переміщенні накладки;  $\rho$  – питомі навантаження при взаємодії пари шків-накладка;  $N$  – нормальна реакція фрикційної накладки;  $F$  – сила тертя в парі шків-накладка;  $\omega$  – кутова швидкість шківа;  $\varphi$  – кути охоплення: стрічкою та накладкою шківа;  $\beta_3$  і  $\beta_4$ ;  $\beta$ ;  $\gamma_3$  і  $\gamma_4$  – кути: між збігаючими та набігаючими кінцями стрічки і тангенційною лінією; між серединами суміжних накладок; прикладання тангенційної сили на збігаючих та набігаючих ділянках поверхонь накладок;  $R_{об}$ ,  $R_{ос}$ ,  $R_{от}$  – радіуси: гальмівного шківа; зовнішньої поверхні фрикційної накладки; серединної лінії стрічки

епюр розподілу питомих навантажень впливає, що на набігаючій ділянці поверхні фрикційної накладки діють більші питомі навантаження, ніж на її збігаючій ділянці. При цьому їхня величина залежить від того, на якій гілці гальмівної стрічки знаходиться розглядувана накладка. Априорі було прийнято, що зусилля на збігаючій ділянці поверхні кожної попередньої накладки дорівнює зусиллю на набігаючій ділянці поверхні кожної наступної фрикційної накладки. Але дослідження показали, що при переході від однієї до другої накладки мають місце стрибки зусиль. При цьому в зв'язку з тим, що зусилля натягу гальмівної стрічки зменшується в напрямку її збігаючої гілки, стрибки питомих навантажень при переході від накладки до накладки будуть більшими, ніж між граничними ділянками однієї накладки по її ширині. Крім того, зміна питомих навантажень між збігаючою ділянкою поверхні попередньої накладки та набігаючою ділянкою поверхні наступної накладки буде тим суттєвішою, чим меншою буде ширина накладки.

Поява кутів  $\beta_3$  та  $\beta_H$  між збігаючими та набігаючими кінцями стрічки і тангенційною лінією зумовлена нерівномірним розподілом питомого навантаження по ширині фрикційних накладок, що знаходяться на зазначених гілках стрічки. Це призводить до нерівномірного зношування внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, причому з боку набігаючої гілки стрічки ця нерівномірність є більшою, ніж з боку збігаючої гілки. При цьому кут  $\beta_H$  збільшується, а кут  $\beta_3$  – зменшується. При аналітичних дослідженнях зміни величин експлуатаційних параметрів гальм в більшості випадків приймають, що різниця зношування накладок біля їхніх протилежних сторін є однаковою, в цьому випадку кути  $\beta_3$  та  $\beta_H$  на гілках стрічок є рівними між собою.

Таким чином, із всього вищевикладеного впливає, що при вивченні ступеня силової навантаженості ділянок стрічки над кожною фрикційною накладкою необхідно чітко усвідомлювати, з якого кінця стрічки ведеться відлік при заданому напрямкові обертання гальмівного шківів. Розгляд бажано розпочати з набігаючого кінця стрічки, при цьому необхідно виходити з

умови, що кожна її збігаюча ділянка буде набігаючою для наступної сусідньої з нею ділянки. Це дозволить чітко і однозначно вийти на збігаючий кінець гальмівної стрічки. В противному разі виникає небезпека одержання некоректної розрахункової схеми стрічки з двома збігаючими кінцями.

Наявність фрикційних накладок на гальмівній стрічці (див. рис.1.4 в) замість суцільного облицювання її внутрішньої поверхні фрикційним матеріалом призводить до деяких змін в розрахункових залежностях. При рівномірному розміщені на стрічці  $n$  накладок, шарнірно з'єднаних зі сталеву стрічкою, одержуємо центральний кут  $\beta$  – кут між осями суміжних накладок. Для спрощення розрахункової схеми при  $n \leq 16$  тіло накладки можна розглядати як матеріальну точку. Визначення натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки проводиться за залежностями (1.1) і (1.2), наведеними в табл.1.1, у випадку дотикання її в окремих точках з гальмівним шківом, що обертається. По мірі збільшення числа фрикційних накладок (числа точок контакту) результати обчислень за формулою (1.2) все ближче співпадають з результатами, що отримані при використанні залежності Ейлера. Особливо це помітно в тому випадку, коли число фрикційних накладок на гальмівній стрічці стає рівним шістнадцяти. Це в повній мірі відноситься і до залежності (1.3) (див. табл.1.1).

При зношуванні фрикційних вузлів гальмівних пристроїв сила тертя може бути сталою або змінюватись з часом за лінійним чи параболічним законами. Відповідно швидкість ковзання зменшується за тими ж законами. Інтенсивність тепловіддачі виражається многочленами першого, третього і п'ятого ступенів [5].

Визначенню сили тертя між накладками і шківом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки присвячена робота [4]. В ній отримані аналітичні залежності для знаходження сил натягу набігаючої і збігаючої гілок стрічки гальма, різниця яких і визначає силу тертя. Співставлення результатів експериментів і розрахунків показало, що відхилення значень сил тертя не

Залежності для визначення натягів гілок гальмівної стрічки та гальмівних моментів в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

№ п/п	Автор	Розрахункові залежності
1	Костицин В.Г. [1]	<p>зусилля натягу гілок гальмівної стрічки При <math>n=1,2,3...16</math></p> $S_n = S_3 \left( \frac{\cos \frac{\beta}{2} + f \sin \frac{\beta}{2}}{\cos \frac{\beta}{2} - f \sin \frac{\beta}{2}} \right)^n; \quad (1.1)$ <p>При <math>n \rightarrow \infty</math></p> $S_n = S_3 \left( \frac{1 + \frac{f\alpha}{2n}}{1 - \frac{f\alpha}{2n}} \right)^n. \quad (1.2)$
2	Александров М.П. [2]	$S_n = S_3 \left( 1 + 2f \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right)^n. \quad (1.3)$
3	Журавльов О.Ю. [49]	$S_n = S_3 e^{f\alpha n \frac{R}{R_0}}. \quad (1.4)$
4	Александров М.П. [2]	<p>гальмівного моменту</p> $M_{\Gamma} = S_n R \left( \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} \right). \quad (1.5)$ $M_{\Gamma} = S_3 \left( \frac{1 - 4EI}{S_3 D_u^3} \right) e^{f\alpha} - 1. \quad (1.6)$
5	Ільський О.Л. [54]	$M_{\Gamma} = S_n R \left\{ 1 - \frac{\left[ \cos \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right) \right]^n}{\left[ \cos \left( \frac{\varphi}{2} - \rho \right) \right]^n} \right\}. \quad (1.7)$ $M_{\Gamma} = S_3 R_0 (q^n - 1). \quad (1.8)$
6	Іткіс М.Я. [59]	$M_{\Gamma} = S_3 R (e^{nf\psi} - 1). \quad (1.9)$
7	Аскеров Т.М. [5]	$M_{\Gamma} = S_3 R [\exp k(\varphi_0) - 1]. \quad (1.10)$
8	Алієв А.М. [4]	$M_{\Gamma} = S_3 R_0 \left( e^{\frac{Rfn\varphi}{1+f^2(1-R)(1-2R)}} - 1 \right). \quad (1.11)$
9	Раджабов С.А. [90]	<p>на першій стадії гальмування</p> $M_{\Gamma_1} = S_3 R_0 \left( e^{f_1 \alpha n_1 \frac{R}{R_0}} - 1 \right). \quad (1.12)$ <p>на третій стадії гальмування</p> $M_{\Gamma_3} = \left[ S_3 (e^{f_2 \alpha n_1} - 1) \frac{f_1}{f_2} + 2S_{II} f_1 m \sin \frac{\alpha}{2} \right] R. \quad (1.13)$

перевищує 10%. Необхідно зауважити, що в даних дослідженнях не враховувались сили тертя між зовнішньою поверхнею фрикційної накладки і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки при можливих відносних переміщеннях фрикційної накладки.

Встановлено [1, 2, 3], що для стрічково-колодкового гальма формула Ейлера не зовсім відповідає реальним умовам, тому на даний час створена велика кількість розрахункових залежностей для визначення головних експлуатаційних параметрів гальма. Оскільки більшість параметрів, як було показано вище (натяг гілок стрічок, сила тертя, питоме навантаження, коефіцієнти тертя і гальмівний момент), взаємопов'язані, розглянемо аналітичні залежності для розрахунку одного з найважливіших експлуатаційних параметрів – гальмівного моменту (див. табл.1.1). В останній для всіх представлених робіт введені однакові позначення параметрів:  $S_3, S_H$  і  $S_i, S_{i+1}$  – натяги збігаючої і набігаючої гілок стрічки над  $i$ -ою фрикційною накладкою;  $S_{II}$  – сила розтягу пружини;  $E_c$  – модуль пружності матеріалу гальмівної стрічки;  $I$  – момент інерції поперечного перерізу стрічки;  $R, R_0$  і  $r$  – радіуси: гальмівного шківів, точок прикладання зусиль натягів стрічки (радіус середнього кола стрічки при гальмуванні) і відносний радіус ( $r=R_0/R$ );  $\varepsilon$  – середній радіальний установчий зазор між стрічкою і шківом при розімкненому гальмі;  $f_1, f_2$  і  $\rho$  – коефіцієнти тертя у зовнішніх і внутрішніх парах тертя і кут тертя в радіанах,  $\operatorname{tg}\rho=f$ ;  $\varphi_0, \psi$  – кути: які характеризують точки прикладання сил  $S_i$  і  $S_{i+1}$  і між осями симетрії;  $n, m$  – число накладок на стрічці і гальмівному шківі.

В залежності (1.5) головні параметри взяті з формули Ейлера, а рівняння (1.6) являє собою формулу Ейлера з урахуванням впливу згинальної жорсткості гальмівної стрічки. Зі збільшенням жорсткості останньої гальмівний момент зменшується.

Для отримання формул (1.8)–(1.11) були прийняті майже однакові припущення, тому вигляд залежностей для визначення гальмівного моменту майже однаковий. Це пов'язано з тим, що при їхньому виведенні рівнодійну

сил тертя і нормального тиску помилково приклали в точці перетину сил  $S_i$  і  $S_{i+1}$ . В дійсності положення рівнодійних повинно визначатися з умови рівності нулю головного моменту сил, що діють на фрикційну накладку. Таким чином, внаслідок прийнятих у вищезазначених роботах припущень, отримані залежності для визначення гальмівного моменту дають прийнятливий результати тільки у випадку співпадання  $R$  і  $R_0$ , тобто коли товщина накладки дорівнює нулю. При цьому значення гальмівного моменту, обчислені за залежністю (1.8), є близькими до результатів, отриманих за формулою Ейлера. Крім того, при виведенні формули (1.8) була прийнята гіпотеза про прямопропорційну залежність між поточним значенням кута ( $\varphi$ ) і питомим навантаженням, що відповідає йому  $(p)-p=p_0+k\varphi$ , де  $k$  – коефіцієнт пропорційності. Така передумова відповідно призвела до похибки в розрахунках, бо насправді залежність питомого навантаження від кута охоплення шківів гальмівною стрічкою не є прямопропорційною.

В залежності (1.10), як і в раніше зазначених рівняннях (1.7)–(1.11), виведення виразу для визначення гальмівного моменту базується на розв'язанні трьох рівнянь статички. При цьому розглядалась рівновага елементарної ділянки фрикційної накладки з урахуванням сил, які діють на досліджувану елементарну ділянку з боку відкинутих частин накладки.

В роботі [107] досліджувалося силове навантаження гальма механізму піднімання мостових кранів загального призначення в умовах нормальної експлуатації, що дозволило оцінити діапазон зміни і закони розподілу факторів, які характеризують енергонавантаженість їхніх фрикційних вузлів. Наведені результати дослідження впливу факторів силової навантаженості на зносо-фрикційні властивості вузлів тертя, за якими отримані адекватні інтерполяційні моделі гальмівних пристроїв для визначення коефіцієнтів тертя і інтенсивності зношування фрикційних накладок, виготовлених з матеріалів 6KB-10 і 8-229-63.

При проектуванні фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм вибір фрикційних матеріалів і призначення допустимих питомих навантажень

повинні проводитися з урахуванням режиму роботи і експлуатаційної навантаженості вузла і, в першу чергу, його температурного режиму. Відомо, що у високошвидкісних і важконавантажених вузлах тертя питомі навантаження, коефіцієнти тертя і, як наслідок, інтенсивність зношування матеріалу фрикційних накладок залежать від режиму роботи обладнання. В зв'язку з цим розглянемо роботи, присвячені вивченню теплонавантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Як зазначалося вище, стрічково-колодкові гальма бурових лебідок працюють в напруженому аперіодичному повторно-короткочасному режимі гальмування. Відомо, що при спуску в глибоку свердловину колони бурильних труб розвивається величезна кінетична енергія. Так, наприклад, при вазі бурильної колони 2 МН і довжині 5000 м при її переміщенні у свердловині тільки на довжину однієї свічки робота, що поглинається гальмом бурової лебідки, досягає 15 млн. Нм [67]. Оскільки на частку механічного гальма припадає біля 10% цієї роботи протягом 10 с, то потужність, що поглинається гальмом, складає 750 кВт. При цьому поверхнева температура пар тертя гальма досягає 900 °С.

Нагрівання фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурової лебідки при виконанні спуско-піднімальних операцій являє собою складний комплекс механічних, теплових і гідродинамічних явищ. Величина теплових напружень, що виникають в парах тертя фрикційних вузлів в процесі роботи, визначається інтенсивністю теплоутворення за один цикл, частотою гальмування, конструкцією фрикційного вузла і теплофізичними властивостями матеріалів пари тертя.

На теплову навантаженість робочих деталей стрічково-колодкового гальма впливає низка факторів. Поряд з конструктивними, геометричними і теплофізичними факторами на інтенсивність нагрівання і природного охолодження деталей гальма впливають і фізико-механічні характеристики матеріалів його пар тертя. При гальмуванні в робочому шарі поверхонь, що

туться, мають місце поточні явища, залишкові ж проявляються після завершення процесу гальмування, тобто при їхньому природному охолодженні.

Дослідженню теплової навантаженості фрикційних вузлів шино-пневматичних муфт і стрічково-колодкових гальм бурових лебідок присвячені роботи [5, 7]. Шино-пневматичні муфти піднімального комплексу бурової установки працюють в повторно-короткочасному режимі навантаження (100-200 і більш вмикань при проведенні спуску або піднімання колони бурильних труб) [5]. При буксуванні муфт на контактній поверхні тертя виділяється велика кількість теплоти, при цьому накладки нагріваються до температури 400 °С. Вказується, що тепловий режим пар тертя муфти чинить суттєвий вплив на довговічність її фрикційних накладок, гальмівного шківів і гумокордового балона.

Результати експериментальних досліджень теплонавантаженості пар тертя стрічково-колодкового гальма на серійній буровій установці Уралмаш ЗД-67 наведені в роботі [77]. При глибині вибою свердловини 3880 м були зареєстровані максимальні температури поверхні тертя – 940 °С, спалаху – 1280 °С, об'ємна температура гальмівного шківів становила 250 °С.

Дослідженню закономірностей розподілу об'ємної температури по товщині ободу шківів присвячена робота [78]. В ній показано, що при роботі гальма циклічність теплоутворення викликає в матеріалі шківів деформації, які перевищують границю його пружності, що призводить до появи термічних напружень. Дослідження проводилися за методом Е.Шмідта. Умовно обід гальмівного шківів розбивали на десять шарів однакової товщини. Залишкова поверхнева температура шківів перед кожним черговим спуском свічки в свердловину була в межах 80 °С. При цьому температура поверхні тертя шківів змінювалася від 80 до 830 °С.

Аналітичне визначення температур поверхні тертя гальма бурової лебідки при спуску бурильної колони в свердловину проводилося на основі рівняння Фур'є при заданих початкових фізичних і крайових умовах в припущенні, що



теплота на поверхні тертя шківа розподіляється рівномірно [52]. Отримано вираз для знаходження поверхневих температур посередині ободу шківа. Співставлення значень поверхневих температур, отриманих розрахунковим і експериментальним шляхом при спуску 20-ої і 80-ої свічок, показали, що їхнє відхилення не перевищує 6,95 і 15,8% відповідно.

Шківи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок установок, призначених для буріння глибоких свердловин, піддаються високим тепловим навантаженням [3]. Умови виникнення і величина теплових напружень шківа, що призводять до термічної втоми його матеріалу, розглянуті в роботах [8, 103]. Показано, що при роботі шківа на його залишкове навантаження накладаються додаткові навантаження від зовнішніх сил того ж самого знаку, тому їхні сумарні значення можуть досягати границі міцності. Таким додатковим тепловим навантаженням можуть бути напруження від температурного градієнта по товщині шківа.

Причини розриву шківів гальмівних механізмів бурових лебідок проаналізовані в роботі [55]. При експлуатації гальма в шківах виникають значні залишкові напруження, які спричинені незворотними об'ємними змінами в їхніх матеріалах за рахунок пластичних деформацій при циклічному нагріванні і охолодженні. Пластичні деформації в шківі виникають під дією стискальних напружень, що складаються з напруження в шківі від силової дії накладок, а також температурного градієнта на його поверхнях і фланці, коли об'ємна температура ободу шківа є більшою, ніж фланця.

Визначенню раціональних співвідношень основних геометричних розмірів гальмівного шківа, при яких теплові напруження будуть мінімальними, присвячена робота [113]. В якості головного геометричного параметра шківа розглядається відношення ширини до радіуса його робочої поверхні. Встановлено, що раціональна величина відношення знаходиться в межах 0,7-0,75, дотримання якої дозволить зменшити термічні напруження на 30-35%. Зазначено, що подальше збільшення значення згаданого відношення є

недоцільним, оскільки сприяє ускладненню конструкції гальма і зниженню ефекта відносного зменшення навантаження. Слід відмітити, що дане конструктивне рішення з переходом на глибоке і зверхглибоке буріння є малоефективним, оскільки воно дозволяє знизити поверхневі температури не більше, як на 5-8%.

В роботі [45] показано, що одним з основних факторів, який визначає експлуатаційні режими стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, є теплова навантаженість його вузла тертя. Надійність гальма в значній мірі визначає швидкість прокладання свердловин. Для підвищення надійності гальма розроблена конструкція шківів раціональної геометрії і запропоновано спосіб охолодження деталей пар тертя шляхом нанесення на одну з них пористого покриття.

Проведений аналіз теплової навантаженості стрічково-колодкових гальм бурових лебідок при спуску бурильного інструменту в свердловину показує, що виникнення температур на робочих поверхнях тертя, які перевищують допустиму для використовуваних фрикційних матеріалів [2, 5, 7, 67, 77, 78 та ін.], спричинює в них негативну зміну фізико-механічних властивостей і зумовлює нерівномірне зношування накладок. Це, в свою чергу, негативно позначається на ефективності роботи гальма, зокрема, призводить до дестабілізації гальмівного моменту. Оптимальним шляхом зниження теплонавантаженості пар тертя і підвищення їхніх зносо-фрикційних властивостей є інтенсифікація природного і використання примусового охолодження деталей стрічково-колодкових гальм.

1.2.2 З р у х о м и м и ф р и к ц і й н и м и н а к л а д к а м и. Специфіка роботи стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, в якому на першій і третій стадіях гальмування вступають у взаємодію по чергово зовнішні і внутрішні фрикційні вузли, зумовлює необхідність розробки

відповідної методики розрахунку їхніх експлуатаційних параметрів. Одним з основних експлуатаційних параметрів гальма є зусилля натягу однієї з гілок гальмівної стрічки. В табл.1.1 в залежності (1.4) для визначення зусилля натягу набігаючої гілки стрічки в нетрадиційному гальмі використані наступні позначення:  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях тертя робочої фрикційної пари;  $n_1$  – кількість накладок, охоплюваних стрічкою. Наведена залежність (1.4) відрізняється від класичної тим, що в ній враховано радіус робочої поверхні гальмівного шківів і товщину фрикційної накладки. Це дозволило визначити кількість накладок і основні геометричні параметри елементів, з яких формуватиметься бандаж на шків.

Зусилля натягу набігаючої гілки стрічки є змінним під час процесу гальмування в зв'язку з тим, що сили тертя у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах весь час змінюються. При розгляді розрахункової схеми для визначення зусилля натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки для першої стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками необхідно враховувати те, що накладка своєю внутрішньою поверхнею діє на робочу поверхню шківів, а зовнішньою – на внутрішню поверхню гальмівної стрічки. При цьому система сил знаходиться в рівновазі за умови, що  $F_1 \gg F_2$ , а  $\omega_H = \omega_{ш}$  (кутові швидкості накладок і шківів).

На третій стадії гальмування в нетрадиційному гальмі необхідно розглядати рівновагу нерухомої системи гальмівна стрічка-фрикційна накладка. При цьому між внутрішньою поверхнею стрічки і зовнішньою поверхнею фрикційної накладок діє сила тертя  $F_2$ , а між робочою поверхнею шківів і внутрішньою поверхнею фрикційної накладок – сила тертя  $F_1$ . Гальмування на третій стадії відбувається за умови, що  $F_2 \gg F_1$ , а кутова швидкість накладок дорівнює нулю ( $\omega_H = 0$ ).

Відсутність фрикційних накладок на дузі охоплення гальмівною стрічкою шківів призведе до збільшення деформації її набігаючої гілки. Ця обставина спричинює загальне збільшення деформацій пружних елементів гальма. Поряд

зі зростанням деформації збігаючої гілки стрічки матиме місце видовження тяги, а також збільшення деформації кручення гальмівного вала, що спричинить неконтрольоване переміщення балансира. Це, в кінцевому підсумку, призведе до компенсаційного повороту кривошипа колінчастого вала. Тому за вищенаведеною послідовністю необхідно провести розрахунок пружних елементів гальма з рухомими фрикційними накладками на предмет визначення величини їхнього переміщення, що дозволить встановити значення кута повороту кривошипа для порівняння одержаної величини з параметрами натурального гальма.

Для виконання вищенаведених розрахунків необхідно мати величини гальмівних моментів, які розвиває даний вид гальма.

В табл.1.1 в залежностях (1.12) і (1.13 ) для визначення гальмівного моменту, відповідно, на першій і третій стадіях гальмування в нетрадиційному гальмі використані наступні позначення:  $f_1$  і  $f_2$  – коефіцієнти тертя ковзання у внутрішніх і зовнішніх фрикційних вузлах;  $m$  – кількість накладок, розташованих на шківі;  $S_{II}$  – сила натягу пружини.

У формули (1.12) і (1.13 ) увійшло зусилля натягу збігаючої гілки стрічки, яке в роботі [49] визначалося за залежністю (1.4). Зазначений параметр необхідно аналітично визначити для першої і третьої стадій гальмування, що було зазначено вище.

Встановлено, що надійність зчеплення фрикційних накладок з робочою поверхнею гальмівного шківів забезпечується силами натягу пружних елементів і 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 робочими поверхнями фрикційних накладок. При цьому коефіцієнт тертя ( $f_2$ ) між робочою поверхнею стрічки і зовнішньою поверхнею накладки є більшим за  $f_1$  між її внутрішньою поверхнею і шківом.

Таким чином, пружні елементи, які з'єднують між собою фрикційні накладки у бандаж і забезпечують натяг при його посадці на шків, є відповідальними ланками гальма з рухомими накладками. Від правильного вибору конструктивної схеми пружних елементів і точності їх розрахунку значною мірою залежить працездатність гальма.

В роботі [20] наведені особливості конструкції та розрахунку циліндричних прорізних і гвинтових пружин. Визначена їхня необхідна кількість для з'єднання суміжних накладок у бандаж з умови міцності при обчисленій розрахунковій осьовій силі, яка діє на одну пружину. Показано, що основним збудником пружних коливань накладок, які не перекриваються гальмівною стрічкою, є стрибкоподібний перехід від тертя спокою до тертя ковзання під час третьої стадії гальмування при взаємодії внутрішніх поверхонь накладок з робочою поверхнею гальмівного шківа. Однак в даних дослідженнях використовувалися бандажі, зібрані з накладок, встановлених зі сталим кроком. Окрім того, не враховані переміщення з'єднувальних циліндричних пружин під час реалізації тієї чи іншої стадії гальмування.

Ефективна робота нетрадиційного гальма залежить не тільки від його конструкції, а також від режимів навантаження, які характеризуються певною зміною гальмівного моменту, значеннями усталеної кутової швидкості перед початком гальмування та власне інтенсивністю гальмування. Раціональний підбір перелічених вище експлуатаційних параметрів визначає величину роботи тертя, яку виконує нетрадиційне гальмо, і є найоб'єктивнішим критерієм його працездатності.

В роботі [21] режими навантаженості стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками зведено до трьох тахограм: лінійної, параболічної та косинусоїдальної. Аналітично описано роботу, яку виконує гальмо на різних стадіях гальмування, проведено аналіз отриманої залежності з точки зору можливості керування навантаженістю гальмівних механізмів.

Стосовно теплової навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками в роботі [66] зазначено, що зовнішні пари сприймають 20...25% теплоти від загальної її кількості, а решта теплоти генерується і акумулюється у внутрішніх парах тертя.

Таким чином, розгляд елементів теорії динамічної і теплової навантаженості фрикційних вузлів серійних і нетрадиційних гальм бурових лебідок дозволяє зупинитися на аналізі довговічності їхніх пар тертя.

### **1.3 Довговічність фрикційних вузлів гальм**

Довговічність пар тертя фрикційних муфт і гальмівних пристроїв з урахуванням нерівномірності розподілу питомих навантажень на їхніх взаємодіючих поверхнях розглянута в працях М.П.Александрова [1, 2, 3], О.І.Вольченка [28, 29], В.І.Самусі [13], О.Л.Ільського [54], М.Г.Шахмалієва [113] та ін. Зазначені роботи стосуються піднімально-транспортних машин, а також стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

У втомному зношуванні матеріалів для гальм виділені тепловий і механічний фактори. Д.Мур вважає [36, 68], що на особливу увагу з боку дослідників заслуговує теплове зношування, оскільки його інтенсивність залежить від багатьох тепло-фізичних процесів: теплового розкладання (піролізу), окислення, подрібнення, вибуху, плавлення, випаровування і сублімації. Швидкість цих реакцій експоненційно збільшується із зростанням об'ємної температури фрикційного матеріалу накладок.

Піроліз виникає, головним чином, в центральних частинах тіла накладок і колодок, в меншій мірі – на кутах і ребрах. Окислення ж найінтенсивніше відбувається в кутах і на краях. Вибухові реакції виникають в умовах неправильного функціонування гальм, коли швидкість виділення теплоти є настільки високою, що тверді речовини перетворюються в гази глибоко під

поверхнею. Утворені гази мають об'єм, значно більший, ніж заміщені ними тверді речовини, і створюють миттєвий тиск, який руйнує накладку вибухом.

Теплова втома спричинюється повторними нагріваннями і охолодженнями, які створюють циклічні напруження в матеріалі приповерхневого шару і надмірні теплові градієнти. Окремим випадком теплової втоми є теплове розтріскування, яке може виникнути в результаті одноразового надмірного навантаження.

Теплове зношування можна зменшити шляхом інтенсивного примусового охолодження пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Механічна втома спричинюється повторними динамічними навантаженнями матеріалу накладок. Аналіз мікрорізу вказує на відносно раптове руйнування фрикційного матеріалу, попередньо ослабленого тепловою дією. Цілком зрозуміло, що такий вид зношування є найбільш вірогідним при підвищених температурах в умовах різкого гальмування.

Дослідженнями встановлено, що передчасне руйнування фрикційних накладок до вироблення ними ресурсу по зношуванню зумовлене спільною дією механічних навантажень і термічної втоми фрикційного матеріалу [37].

Проведений аналіз процесів, що відбуваються в приповерхневих шарах фрикційного матеріалу накладок, дозволив встановити вплив кожного з них на термічну втому матеріалу.

На фрикційні матеріали у вузлах тертя діють інтенсивні однобічні поверхневі теплозміни, частота і інтенсивність яких визначається умовами експлуатації обладнання. Тепловий режим роботи характеризується поверхневою і об'ємною температурами, а також температурним поверхневим градієнтом, який залежить від величини сумарного теплового потоку (питомої роботи тертя) і питомого теплового потоку (питомої потужності тертя).

Теоретичні дослідження впливу нерівномірності розподілу питомих навантажень на фрикційних накладках по дузі охоплення гальмівною стрічкою

на довговічність пар тертя розглянуті в роботі [45] для пари тертя ФК-24А-сталь 40Г2 стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Дослідження зводилися до визначення сумарної площі контакту фрикційних накладок при допустимому питомому навантаженні  $p=0,8 \text{ МПа}$  і сталому коефіцієнтові тертя  $f=0,3$ . Останній, як відомо, в парах тертя гальма є змінним.

В роботі [53] дано оцінку характеру зношування накладок стрічково-колодкового гальма при його експлуатації. В основу розрахунку величини зношування покладена гіпотеза про пружнопластичний контакт при взаємодії поверхонь, що труться, з урахуванням лінійного співвідношення між силою тертя  $F$  і нормальним навантаженням  $N$ , зв'язаних залежністю  $F=aN^n$ , де  $a$  і  $n$  – сталі, які залежать від площі взаємодії і основних зносо-фрикційних властивостей матеріалу. В результаті теоретичних досліджень отримано рівняння, що дозволяє визначити інтенсивність зношування накладок в залежності від співвідношення навантажень набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки, радіуса гальмівного шківів і кута охоплення шківів стрічкою при експлуатації гальма. Недоліком методики є те, що вона не є узагальненою, оскільки при користуванні ступеневою залежністю необхідно при розрахунках визначати значення параметрів  $a$  і  $n$  для конкретного фрикційного матеріалу і умов роботи гальма, спираючись при цьому на великий експериментальний матеріал.

Якщо прийняти в першому наближенні, що зношування фрикційного матеріалу є пропорційним до питомих навантажень, то згідно з рівнянням  $S_{max}=S_{min}e^{fa}$  зношування фрикційного матеріалу є функцією величини  $e^{fa}$ , тобто буде нерівномірним по дузі охоплення. Практика експлуатації підтверджує цю залежність і вказує на те, що при майже повністю зношуваних фрикційних накладках набігаючої гілки гальмівної стрічки накладки на збігаючій її гілці ще придатні до експлуатації. З метою більш повного використання фрикційного матеріалу в деяких конструкціях гальм передбачена можливість реверсування



стрічки, тобто такого її перевстановлення, при якому набігаюча гілка займає місце збігаючої.

Реверсійні стрічки для муфт і гальм, які дозволяють більш повно використовувати фрикційний матеріал накладок, запропоновані в роботі [3]. При циклічному навантаженні реверсійної стрічки гальма фрикційні накладки, розміщені в її середній частині, зношуються менше на 25-30%, ніж на кінцях стрічки.

Конструктивне рішення для стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, в якому накладки на стрічку встановлюються зі змінним кроком, знайшло відображення в роботі [50]. Встановлено, що розміщення накладок на стрічці з кроком, який збільшується за заданим законом в напрямку збігаючої гілки стрічки, сприяє деякому вирівнюванню питомих навантажень на взаємодіючих поверхнях. Недоліком даного заходу є то, що це може призвести до інтенсивних коливань стрічки з накладками. Експериментальні дослідження удосконалених і серійних стрічок з накладками показали, що при змінному крокові витрати фрикційного матеріалу зменшились на 60%, а його відходи – в 2,17 рази.

Випробування комбінованих і серійних гальмівних стрічок на буровій лебідці У2-5-5 з метою визначення інтенсивності тріщиноутворення на робочій поверхні шківів докладно описані в роботі [8]. Комбінована стрічка з урахуванням дії нерівномірних питомих навантажень по її довжині набиралась з фрикційних накладок, виготовлених з матеріалів ФК-24А (12 шт.) і БКХ-І (10 шт.). Випробування проводилися одночасно на стрічково-колодковому гальмі, при цьому величина зношування робочої поверхні шківа, який працює з комбінованою стрічкою, була меншою на 1,0...1,5 мм. Витрата фрикційних матеріалів для комбінованих і серійних стрічок є приблизно однаковою. Неповнота зазначених експериментальних досліджень полягає в тому, що до уваги не бралася інтенсивність зношування робочої поверхні шківа при його

роботі з комбінованою і серійною гальмівними стрічками за умови однакової роботи тертя.

В роботі [4] показано, що зношування першої фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма, яка знаходиться на набігаючій гілці стрічки, є в 3,2 рази більшим, ніж двадцять другої накладки, встановленій на збігаючій її гілці. На основі статистичних даних з відмовлень гальмівних шківів і частоти замін фрикційних накладок стрічково-колодкових гальм бурових лебідок в роботі [4] показано, що при бурінні свердловин в інтервалах з 1001 до 2000 м і з 3001 до 4000 м вийшло з ладу, відповідно, 1 і 14 гальмівних шківів і було замінено 125 і 504 комплектів накладок, відповідно.

Суттєвого збільшення ресурсу фрикційних накладок досягнуто при їхній роботі в нетрадиційному модельному стрічково-колодковому гальмі [49, 66], в якому фрикційні накладки були встановлені на шківі зі сталим кроком.

Як показано в роботі [72], збільшення ресурсу фрикційних накладок досягнуто тим, що з їхніми поверхнями почергово взаємодіють внутрішня поверхня гальмівної стрічки і робоча поверхня гальмівного шківа. В розімкненому стані гальма накладки обертаються разом із шківом, що сприяє інтенсифікації їхнього природного охолодження.

В роботі [49] на гальмівному стенді на модельному стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками досліджувалася довговічність зовнішніх протягом першої стадії гальмування і внутрішніх протягом третьої стадії гальмування поверхонь тертя накладок. Випробування проводили при 150-ти циклах гальмувань. Тривалість першої та третьої стадій гальмування становила, відповідно, 2,0 та 9,0 с. Час пауз між циклами не перевищував 2 с, зусилля натягу збігаючої та набігаючої гілки стрічки дорівнювало, відповідно, 400 та 800 Н. В результаті експериментальних досліджень було встановлено наступне: зношування внутрішньої поверхні накладки з початкової товщини 30,0 мм є більшим в 2,1 рази, ніж її зовнішньої поверхні, а з початкової товщини 15,0 мм – в 2,35 рази; зношування накладок з початкової товщини 30,0

та 15,0 мм при 150-ти циклах гальмувань з однаковою інтенсивністю гальмування показало, що відносне відхилення зношувань внутрішніх і 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 спостерігалось повне припрацювання поверхонь тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма.

Необхідно зауважити, що в розглянутих роботах [49, 66, 72] не досліджувався вплив змінного кроку встановлення на шківі фрикційних накладок на їхню довговічність.

Таким чином, на основі вищевикладеного перейдемо до розгляду методів та засобів покращення працездатності різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

#### **1.4 Методи і засоби покращення працездатності різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок**

Термін працездатність фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок передбачає такий їхній технічний стан, при якому пари тертя здатні виконувати покладені на них функції зі збереженням регламентованого рівня основних експлуатаційних параметрів гальма, таких як: гальмівні моменти, питомі навантаження, коефіцієнти тертя тощо.

Методи забезпечення працездатності та підвищення її рівня полягають в уточненні та розробці сучасних методик розрахунку динамічних і теплових параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які б в повній мірі відповідали реальним умовам експлуатації гальма.

Під засобами покращення працездатності різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм розуміємо комплекс конструктивних і

технологічних рішень, пов'язаних з їхнім удосконаленням на стадіях проектування, розробки та випробувань. При експлуатації гальма в реальних умовах за основу беремо створення можливості ефективного керування його динамічною і тепловою навантаженістю.

Вирішення проблеми покращення працездатності різних типів фрикційних вузлів будь-яких схем гальм традиційними методами не завжди є ефективним. Системний підхід до даної проблеми передбачає створення та впровадження не одиничних гальм за їхніми типами, а рядів типорозмірів гальм з широким використанням найрізноманітніших конструктивних схем, які дозволяють багаторазово використовувати окремі блоки, вузли і деталі в якості модулів як по вертикалі (між типорозмірами), так і по горизонталі при проектуванні гальмівного пристрою одного виду з різними типами фрикційних вузлів. При цьому останні можуть мати конструктивні особливості з урахуванням вимог різних галузей машинобудування, в яких експлуатуватиметься обладнання з певним типом гальмівного простору.

Пошук технічно раціональної конструкції гальмівних пристроїв та їхніх фрикційних вузлів ускладнюється нестационарним характером динамічних і теплових процесів, а також наявністю великої (більше 50-ти) кількості конструктивних, навантажувальних і матеріалознавських факторів, які визначають ці процеси.

В зв'язку з цим задача створення високоефективних гальм, що водночас характеризуються великим ресурсом, повинна вирішуватися комплексно з урахуванням можливостей раціонального конструювання їхніх фрикційних вузлів і оптимального вибору відповідних матеріалів. Намагання йти шляхом збільшення коефіцієнта тертя в нових матеріалах повинно вирішуватися паралельно з питаннями ефективного тепловідведення, в протилежному разі виріб стає нерівномісним. Таке рішення може бути здійснене тільки на основі диференційованого підходу до розробки, випробування і всебічної дослідної

перевірки створюваних фрикційних вузлів гальмівних пристроїв, а також нових фрикційних і теплопоглинаючих матеріалів.

Розглянемо методи і засоби покращення працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які пов'язані як з удосконаленням їхніх окремих елементів, так і з роботою гальмівної стрічки, на дузі охоплення якої встановлені фрикційні накладки зі сталим і змінним кроком.

Проаналізуємо існуючі методики розрахунку експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, наведені в роботах [21, 35, 45, 54]. На рис.1.5 *а, б* наведені схеми: розміщення фрикційних накладок на гальмівному шківі (*а*) та стрічково-колодкового гальма з епюрою питомих навантажень в парах тертя по дузі охоплення (*б*). Зазначені схеми складені проф. О.Л.Ільським [54]. Розрахунок натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки виконувався за формулою Ейлера  $S_H/S_3=e^{\int \alpha}$ . Коефіцієнт тертя у внутрішніх фрикційних вузлах розраховувався в залежності від різниці натягів ділянок гальмівної стрічки над кожною фрикційною накладкою за методикою, викладеною в роботі [9]. В гальмі, наведеному на рис.1.5 *б*, фрикційні накладки складені з різної кількості серійних накладок, розміри яких становлять  $120 \times 230 \times 30$  мм. Перша фрикційна накладка містить 6,75; друга – 5,81; третя – 5,71; четверта – 6,22; п'ята – 4,11; шоста – 3,6 серійних накладок, отже зібрані фрикційні накладки мають різний кут охоплення шківів. Нормальна сила, яка виникає при взаємодії внутрішньої поверхні фрикційної накладки з робочою поверхнею гальмівного шківів, визначалася за залежністю вигляду  $N=(S_H-S_3)/f$ . В табл.1.2 наведені розрахунки експлуатаційних параметрів даного типу фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Проаналізуємо отримані розрахункові величини експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Найбільший кут охоплення ( $\varphi=32,2^\circ$ ) робочої поверхні гальмівного шківів, площу поверхні взаємодії ( $A=0,9 \text{ м}^2$ ) і коефіцієнт взаємного перекриття ( $k_{\text{вз}}=0,715$ ) має шоста фрикційна накладка, яка знаходиться на кінці набігаючої

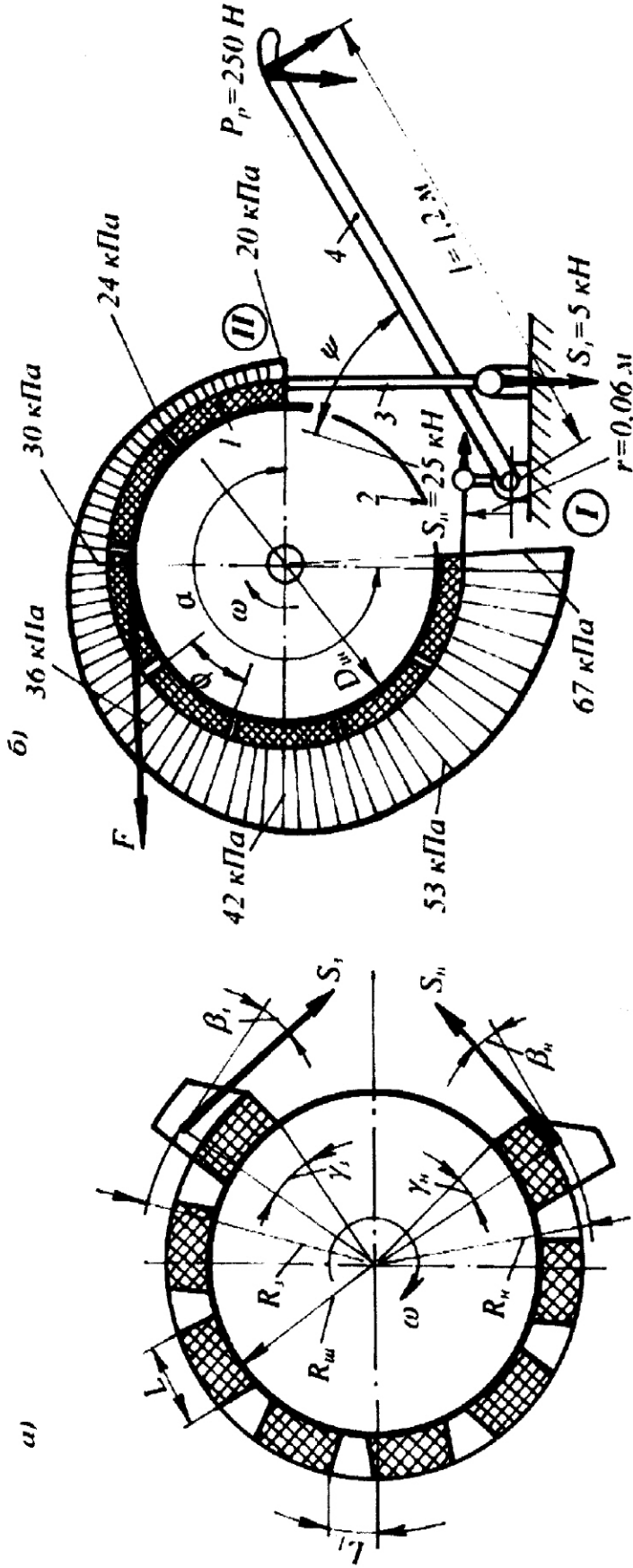


Рис. 1.5 а, б Схеми: розміщення фрикційних накладок на гальмівному шківі (а) та стрічково-коловодкового гальма з опорою питомих навантажень в парах тертя по дузі охоплення (б): 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків; 3 – гальмівна стрічка з набігаючою (I) та збігаючою (II) гілками;  $\psi$  – кути охоплення; стрічкою та накладкою шківа;  $\beta_3$  і  $\beta_n$  – кути: між збігаючими та набігаючими кінцями стрічки і тангенційною лінією; прикладання тангенційної сили на збігаючих та набігаючих ділянках накладок;  $r$ ,  $R_u$ ,  $R_n$ ,  $R_3$  – радіуси: кривошипа, гальмівного шківа, зовнішніх поверхонь набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки;  $L$ ,  $L_1$  – ширина накладки та зазору між накладками

Таблиця 1.2  
 Експлуатаційні параметри та їхні відношення у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

Гальмівна стрічка з гілками		Величини параметрів та їхні відношення																	
Номер	$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	$A_2$ М <sup>2</sup>	$k_{es}$	$k_{es}^*$	$k_{es}^{**}$	$f$	$f^*$	$f^{**}$	$\rho^a$	$S, \text{кН}$	$S^*$	$S^{**}$	$N, \text{кН}$	$N^*$	$N^{**}$	$P, \text{кПа}$	$P^*$	$P^{**}$
1	45	6,75	0,188	0,15			0,4			1,3689	5,0			4,60			24,48		
2	90	12,56	0,35	0,28	2,71		0,38	1,11		1,8167	1,71			10,74	4,05	12,8	30,69	1,49	
3	135	18,27	0,51	0,406		4,77	0,36		1,57	2,3354				18,61			36,49		2,67
4	180	24,49	0,68	0,544			0,35			3,0	1,66			28,54	2,06		41,97		
5	225	28,6	0,80	0,635	1,314		0,348	1,023		3,922				42,18			52,73	1,56	
6	270	32,2	0,90	0,715			0,342			5,011	25,0	1,66	5,0	58,88	42,18	12,8	65,42		

\*Примітка – характеризують відношення максимальної до мінімальної величини параметрів, відповідно, на набігаючій та збігаючій гілці \* і на гальмівній стрічці \*\*

гілки стрічки.  $k_{\text{вз}}$  на збігаючій і набігаючій гілках стрічки складає, відповідно, 2,71 та 1,314, при цьому їхнє відношення становить 4,77. Коефіцієнт тертя в напрямку від збігаючої гілки стрічки до набігаючої зменшується від 0,4 до 0,342, відношення дорівнює 1,57. Відношення максимальної до мінімальної величини коефіцієнтів тертя на збігаючій та набігаючій гілках стрічки мало різняться між собою (1,11 і 1,023). Зусилля натягу від збігаючої до набігаючої гілки стрічки змінюється від 5 до 25 кН, а їхнє відношення по гілках, відповідно, дорівнює 1,71 та 1,66. Нормальне зусилля при взаємодії робочої поверхні шківа з внутрішніми поверхнями фрикційних накладок по довжині стрічки змінюється від 4,6 до 58,88 кН, а їхнє відношення складає 12,8. При цьому відношення максимальної до мінімальної величини нормального зусилля по гілках становить 4,05 та 2,06. Питомі навантаження по довжині стрічки змінюються від 24,48 до 65,42 кПа, їхнє відношення дорівнює 2,67. Відношення максимальної до мінімальної величини питомих навантажень на збігаючій та набігаючій гілці стрічки складає, відповідно, 1,49 та 1,56.

Таким чином, аналіз величин відношень максимальних до мінімальних значень коефіцієнтів тертя, зусиль натягу та питомих навантажень на збігаючій та набігаючій гілках гальмівної стрічки показав, що гілки стрічки є майже рівнонавантаженими. При цьому необхідно зауважити, що оцінювання величин експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм повинно проводитись окремо для гілок стрічки і фрикційних накладок. При проектуванні фрикційних вузлів гальма розміри поверхні тертя ( $k_{\text{вз}}$ ) вибирають такими, щоб забезпечити не тільки дотримання допустимих питомих навантажень при їхній взаємодії, але й ефективний гальмівний момент і прийнятний тепловий режим. Проте останнє можна забезпечити тільки введенням примусового високоефективного охолодження фрикційних вузлів гальма.

В останні роки багато робіт з'явилося з різних видів примусового охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.



Переважно примусове охолодження реалізується за допомогою пристроїв і систем, які працюють з використанням наступних ефектів: термоелектричного, магнітоелектричного, акустичного, магнітного, електрогідравлічного, а також ефекту теплового насоса і теплової трубки [34, 66]. Розробка і створення пристроїв і систем примусового охолодження фрикційних вузлів гальм повинна вестись за умови неперевищування ними критичного рівня теплонавантаженості, який характеризується значеннями допустимої для фрикційних матеріалів температури. Тільки в цьому випадку температури, що розвиваються на поверхнях тертя, не перевищуватимуть допустимих для використовуваних матеріалів. Проектуванню зазначених пристроїв і систем передували теоретичні дослідження ефективності примусового охолодження фрикційних вузлів гальм, які в даному випадку розглядалися не тільки як механічна, але й теплофізична системи. Це стало можливим тільки при комплексному підході, коли теоретичні розробки тісно пов'язані з питаннями конструювання пристроїв і систем для інтенсифікації охолодження, вибору ефективного теплоносія, технології виробництва матеріалів та їхнього раціонального підбору, а також з умовами експлуатації обладнання.

В роботі [71] проблема збільшення ресурсу фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма вирішується шляхом використання накладок різної товщини. При цьому основи гілок стрічки з'єднані між собою внапусток, а товщина накладки на набігаючій гілці є більшою за товщину накладки на збігаючій гілці стрічки на величину товщини стрічки. Такий підхід є нераціональним, оскільки значно розширює номенклатуру фрикційних накладок і збільшує тривалість їхньої заміни.

Для підвищення загального ресурсу фрикційних накладок стрічково-колодкового гальма в [72] запропоновано ставити їх на стрічку з різною зносостійкістю і розміщувати в наступній послідовності: від найбільшої зносостійкості на набігаючій гілці до найменшої – на збігаючій. Недоліком є те, що конструкція такого типу потребує ретельного підбору матеріалу для кожної

накладки за зносо-фрикційними властивостями, що потребує використання широкого асортименту фрикційних матеріалів.

В роботі [45] на основі дослідження теплового режиму пар тертя стрічково-колодкового гальма запропоновано використовувати для накладок новий фрикційний матеріал Б-42, який має азбокаучукову композицію. Даний фрикційний матеріал має добру припрацьовуваність з майже однаковими питомими навантаженнями по всій площі контакту, але застосування не знайшов через низьку допустиму температуру, вище якої спостерігається стрімке спадання коефіцієнта тертя і інтенсивне руйнування накладок.

Промисловому випробуванню фрикційних накладок з рівномірним і нерівномірним кроком кріплення до гальмівної стрічки при глибині буріння 4880 м присвячена робота [45]. Крок встановлення накладок збільшувався в напрямку від набігаючої гілки гальмівної стрічки до збігаючої, при цьому кількість накладок зменшилась з 22 до 16-ти. Поверхневі температури накладок знизилися приблизно на 30...40 °С у порівнянні з рівномірним їхнім встановленням на дузі охоплення гальмівної стрічки. Але в даній роботі не сформульовані принципи раціонального розміщення фрикційних накладок на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки з метою прогнозованого перерозподілу питомих навантажень по її довжині.

Критичний аналіз існуючих методів та засобів покращення працездатності різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволив сформулювати висновки і задачі досліджень.

## **1.5 Висновки і задачі досліджень**

1. Відсутність єдиної системи оцінки придатності і ефективності методів і засобів підвищення працездатності різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок часто призводить до неспівставлюваності

отриманих результатів досліджень. Спроби проаналізувати розрізнені дані за відомими методиками оцінювання величин експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальм, а також за результатами випробувань і оцінки знософрикційних властивостей фрикційних матеріалів, виконаних вітчизняними [2, 3, 29, 45, 54 та ін.] і закордонними [120, 123, 125] дослідниками, дозволили отримати узагальнений матеріал з даної проблеми, який, нажаль, має вкрай суперечливі тлумачення. Це зумовлено тим, що досліджувані параметри гальмівних пристроїв вивчалися і аналізувалися відокремлено, а не в комплексі. Все це призвело до того, що навіть за такої кількості аналітико-експериментальних досліджень на даний час відсутня повна картина взаємозв'язку і взаємовпливу основних експлуатаційних параметрів гальм. Відомо, що зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки над кожною фрикційною накладкою є змінним, що призводить до непрогнозованих змін питомих навантажень і коефіцієнтів тертя у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах, а також до нерівномірного зношування їхніх фрикційних накладок.

2. Необхідність детального окремого і комплексного розгляду силової навантаженості набігаючої і збігаючої гілок стрічки з метою аналізу і реалізації необхідних величин експлуатаційних параметрів гальма є очевидною. При цьому потрібно мати на увазі, що до складу кожної з гілок стрічки входить множина елементарних гальмівних пристроїв різної ефективності.

На основі вищенаведеного сформулюємо задачі досліджень:

- провести системний аналіз закономірностей зміни величин експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм;
- встановити закономірності зміни величин основних експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм;

- оцінити деформації набігаючої та збігаючої гілок стрічки і встановити їхній вплив на кутове переміщення кривошипа колінчастого вала гальма бурової лебідки;

- запропонувати методику розрахунку кутового переміщення рухомих накладок на шківі для встановлення його впливу на стан пружних елементів у фрикційних вузлах нетрадиційного гальма при різних режимах гальмування;

- розробити методику визначення раціональної величини кроку фрикційних накладок і спосіб їхнього розміщення по довжині стрічки для забезпечення прогнозованого перерозподілу питомих навантажень між парами тертя у фрикційних вузлах серійного гальма;

- запропонувати конструкцію охолоджувального термоелектричного пристрою та спосіб вирівнювання теплонавантаженості пар тертя по довжині стрічки у серійному гальмі;

- оцінити довговічність фрикційних накладок в нових та удосконалених конструкціях фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

#### 2.1 Обґрунтування придатності фізичних моделей тертя стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками

Необхідного техніко-економічного рівня нафтогазопромислового, бурового, геолого-розвідувального обладнання із забезпеченням його конкурентноспроможності на міжнародному ринку можна досягти тільки за умов прийняття максимально досконалих розрахунково-конструкторських і технологічних рішень. Останні формулюють і перевіряють на різних етапах створення устаткування. Рівень досконалості конструкції фрикційного вузла, а також її відповідності певним умовам експлуатації обладнання в значній мірі визначають його якість і надійність. Аналіз відповідних статистичних даних показує, що майже 85% обладнання та машин загального призначення виходить з ладу через зношування елементів тертя, що порушує нормальну роботу рухомих спряжень. В буровому ж обладнанні цей показник досягає 90%. Непередбачуваний вихід з ладу гальмівного механізму може стати причиною аварії, яка на буровій супроводжується тяжкими наслідками. На ліквідацію останніх витрачаються значні кошти, що призводить до збільшення собівартості видобутої сировини і зниження рентабельності нафтогазовидобувної галузі в цілому. В зв'язку з цим існує нагальна необхідність забезпечення необхідного рівня працездатності гальмівних вузлів обладнання будь-якого призначення.

Важливе місце в цій проблемі відводиться питанням розробки методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-

колодкових гальм бурових лебідок. При цьому для існуючих і запропонованих нами конструкцій стрічково-колодкових гальм бурових лебідок має виконуватися одна з основних вимог: поверхневі температури їхніх фрикційних вузлів не повинні перевищувати допустимої температури для матеріалу фрикційних накладок. В протилежному разі відбувається їхнє швидке зношування, а в окремих випадках і теплове розтріскування гальмівних шківів. Для запобігання цьому необхідно мати можливість прогнозування теплових режимів гальмівних механізмів для певних умов експлуатації обладнання.

Експериментальні дослідження зносо-фрикційних властивостей фрикційних вузлів нетрадиційних стрічково-колодкових гальм можна проводити як в промислових, так і в лабораторних умовах на гальмівному стенді. При цьому необхідно зауважити, що в зв'язку з надзвичайно високим рівнем відповідальності бурової лебідки в комплексі бурової установки дослідження її гальм в експлуатаційних умовах є вкрай небажаними і пов'язані з великим ризиком. Особливо це стосується нових конструкцій і схем гальмівних механізмів. Окрім того, повний цикл дослідження нетрадиційного гальма вимагає довготривалих випробувань з метою докладного вивчення закономірностей зміни теплонавантаженості його зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів. В зв'язку з цим зазначені експериментальні дослідження доцільно проводити в лабораторних умовах, що дозволить встановити закономірності зміни поверхневих і об'ємних температур елементів тертя гальма, вивчити процес теплоутворення і теплорозсіювання в ньому, а також визначити інтенсивність природного і примусового охолодження його пар тертя. Необхідно зауважити, що працездатність зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів на другому етапі експериментальних досліджень нетрадиційного стрічково-колодкового гальма оцінювалася за одним з найважливіших критеріїв – за рівнем його теплонавантаженості. Такі дослідження потребують проведення великої кількості випробувань, виконуваних послідовно, де кожний наступний етап являє собою все реальніше

наближення до дійсних умов роботи фрикційних вузлів досліджуваного нетрадиційного гальма.

В основу теоретичних досліджень покладена молекулярно-механічна модель тертя, яка враховує вплив на процеси тертя і зношування режимів роботи нетрадиційного гальма, а також зміни, які відбуваються в матеріалах робочих елементів пари тертя.

З урахуванням вищевикладеного, а також основних положень методик [49] і результатів статистичного аналізу експериментальних даних з динамічної і теплової навантаженості серійного і нетрадиційного стрічково-колодкового гальма (рис.2.1 *а, б, в, г, д, е, ж*) перейдемо до математичного опису явищ, що відбуваються у фрикційних вузлах останнього.

На рис.2.1 *а* для зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма використані наступні позначення основних геометричних характеристик елементів тертя (гальмівної стрічки, бандажа, набраного з фрикційних накладок, і гальмівного шківів):  $V_{1,2,3}$  – об'єми;  $A_{\alpha 1,2,3}$  – номінальні площі взаємодії;  $A_{\alpha 1}, A_{\alpha 2}, A_{\alpha 3}$  – поверхні тепловіддачі;  $e$  – зазор між зовнішніми поверхнями фрикційних накладок і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки в розімкненому гальмі;  $k_{\text{вз } 1,2}$  – коефіцієнти взаємного перекриття у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах, а також динамічних параметрів при роботі розглядуваного нетрадиційного гальма ( $G_{1,2,3}$  – вага зазначених вище елементів тертя;  $S_n, S_z$  – натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки;  $p_{1,2}$  – питомі навантаження у фрикційних вузлах;  $M_{1,2}$  – гальмівні моменти;  $t$  – час гальмування;  $\omega_{1,2}$  – кутові швидкості;  $L_T 1,2$  – робота тертя;  $W_M 1,2$  – механічні деформації).

На рис.2.1 *б, д* представлені моделі процесів макротеплоутворення, теплопровідності та тепловіддачі в доквілля при роботі зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма. Априорі встановлено, що кількість теплоти, генерованої внутрішніми фрикційними вузлами, майже вдвічі перевищує цей показник для зовнішніх фрикційних вузлів гальма [66].

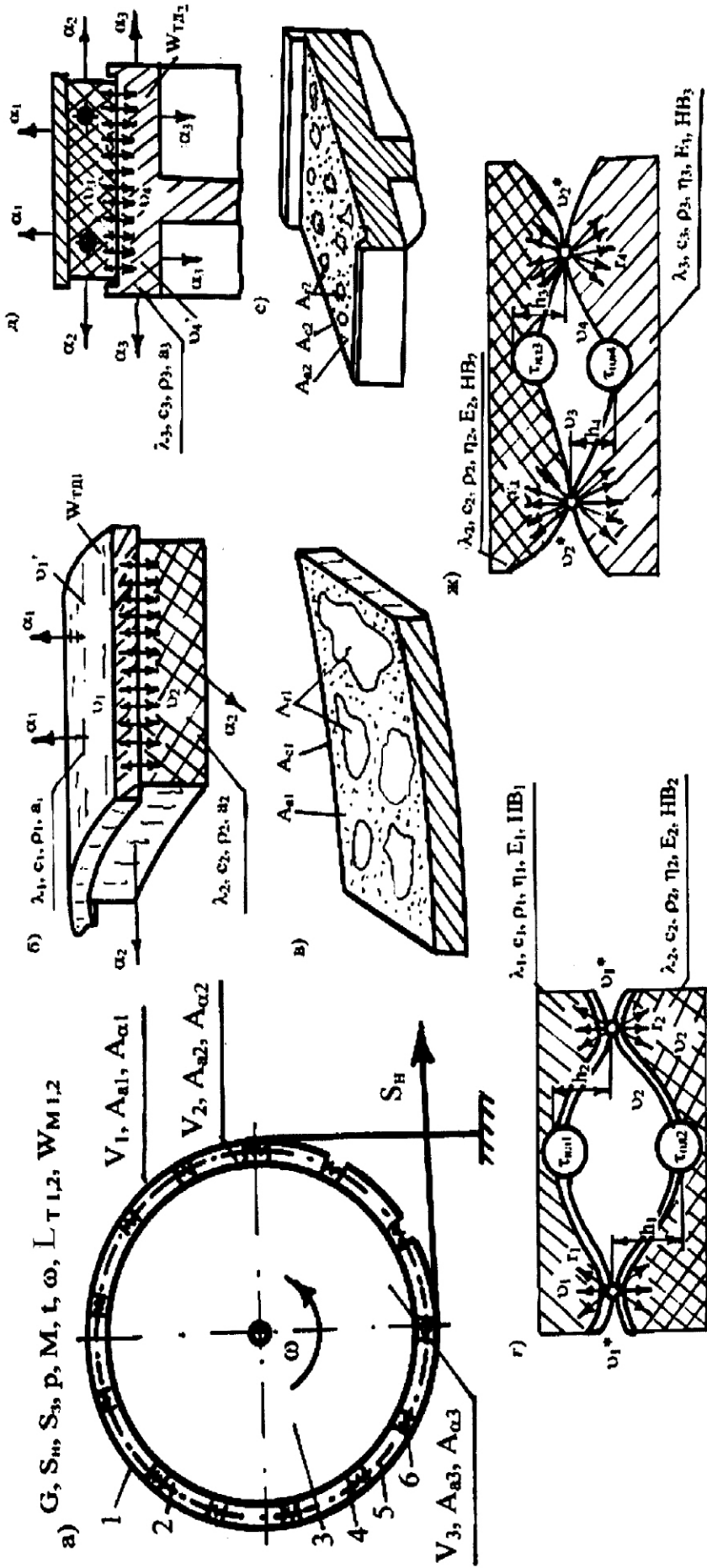


Рис.2.1 а, б, в, г, д, е, ж Загальний вигляд нетрадиційного стрічково-колодкового гальма (а): 1 – гальмівна стрічка; 2, 4 – фрикційні накладки з отворами; 3 – гальмівний шків; 5, 6 – циліндричні стрижні та пружини; фізичні моделі зчеплення зовнішніх (внутрішня поверхня гальмівної стрічки-зовнішні поверхні фрикційних накладок) (б, в, г) і внутрішніх (внутрішні поверхні фрикційних накладок-робоча поверхня гальмівного шківа) (д, е, ж) пар тертя його фрикційних вузлів



Розподілення теплових потоків  $q_{III, 1,2}$  зумовлене наступними теплофізичними властивостями матеріалів робочих елементів фрикційних вузлів:  $\lambda_{1,2,3}$  – коефіцієнтами теплопровідності;  $c_{1,2,3}$  – питомими теплоємностями;  $\rho_{1,2,3}$  – густинами;  $a_{1,2,3}$  – коефіцієнтами температуропровідності. Інтенсивність теплообміну між елементами фрикційних вузлів і навколишнім середовищем визначається коефіцієнтом тепловіддачі ( $\alpha_{1,2,3}$ ). Температури поверхонь тертя ( $\nu_{1,2,3,4}$ ), а також об'ємні температури ( $\nu'_{1,4}$ ) робочих елементів фрикційних вузлів залежать від динамічної навантаженості їхніх зовнішніх і внутрішніх пар тертя, а також температури довкілля. Рівень теплових напружень, а отже і теплових деформацій  $W_{ТД, 1,4}$  в металевих елементах гальма визначається величиною саме об'ємної температури, а також її градієнтом.

З аналізу кінематичних схем [1, 2], а також отриманих експериментальним шляхом кривих нагрівання та природного охолодження фрикційних вузлів нетрадиційного і серійного гальм [49, 66] впливає, що різниця у процесах теплоутворення полягає в наступному:

- в нетрадиційному гальмі теплоутворення відбувається в двох фрикційних вузлах протягом I-ої і III-ої стадій гальмування, при цьому зовнішній фрикційний вузол дещо розвантажує внутрішній. В серійному гальмі теплота утворюється тільки в одному фрикційному вузлі на III-ій стадії гальмування;

- робоча поверхня гальмівного шківів і внутрішні поверхні накладок нетрадиційного гальма в кожний момент часу мають однакову поверхневу температуру незалежно від режиму гальмування, в той час як в серійному – тільки під час гальмування;

- в нетрадиційному гальмі між значеннями поверхневої і об'ємної температур гальмівного шківів майже немає різниці, в той час як в серійному гальмі ця різниця є суттєвою, особливо під час гальмування;

- в нетрадиційному гальмі гальмівна стрічка поряд з іншими функціями відіграє роль теплопередавального пристрою, в той час як в серійному гальмі в процесах теплопередачі вона участі не бере.

На рис.2.1 *г* представлена модель процесу контактування реальних поверхонь тертя зовнішнього фрикційного вузла. Оскільки взаємодія поверхонь тертя для будь-якого фрикційного вузла є дискретною, то при проведенні аналітичних досліджень користуються поняттями номінальної площі ( $A_d$ ) елемента тертя, контурної площі дотику ( $A_c$ ) і фактичної площі ( $A_r$ ) контакту, яка являє собою суму елементарних плям дотику (див. рис.2.1 *в, е*).

На рис.2.1 *ж* наведена модель процесу контактування поверхонь тертя внутрішнього фрикційного вузла. В представлених схемах використані наступні позначення:  $r_{1,2,3,4}$  – радіуси одиничних мікронерівностей;  $h_{1,2,3,4}$  – висоти мікронерівностей. На мікровиступах, які знаходяться в контакті, виникають температури спалаху ( $v_{1,2}^*$ ). На формування контакту при деформаціях тертя впливають поверхневі плівки, що утворюються на робочій поверхні кожного з елементів фрикційної пари. При цьому виконується фрикційним вузлом робота тертя характеризується величиною опору руйнуванню цих плівок ( $\tau_{nl\ 1,2,3,4}$ ), а також піддатливістю ( $\delta_{2,3}$ ), пружністю ( $E_{1,2,3}$ ), твердістю ( $HB_{1,2,3}$ ), пластичністю ( $\Pi_{1,2,3}$ ) і в'язкістю ( $\eta_{1,2,3}$ ) контактуючих матеріалів. Перелічені властивості матеріалів в значній мірі залежать від поверхневої температури, що виникає в зоні контакту пар тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма. При цьому до уваги беруться середні температури поверхонь взаємодії ( $(v_1+v_2)/2$ ,  $(v_3+v_4)/2$ ), температури спалаху ( $v_{1,2}^*$ ), а також градієнт температури по периметру робочої поверхні  $\left(\frac{\partial v_{1,2,3,4}}{\partial n_{1,2,3,4}}\right)$ .

Окрім цього, в наведених моделях враховано той факт, що контактна зона поверхонь тертя є реологічним середовищем, що в повній мірі відповідає реальним умовам експлуатації важконавантажених гальм.

Виходячи з вищенаведеного, розглянемо вплив на працездатність фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок величин їхніх динамічних параметрів.

## 2.2 Вплив на рівень експлуатаційних параметрів гальм

2.2.1 Величини співвідношення динамічних параметрів їхніх фрикційних вузлів. Вимоги, які ставляться до окремих важконавантажених фрикційних вузлів і гальмівних пристроїв в цілому, що працюють в умовах високих питомих навантажень, швидкостей ковзання і поверхневих температур, можуть бути забезпечені тільки реалізацією великих гальмівних моментів при мінімальних габаритах гальмівного вузла, плавністю зношування, високоефективним тепловідведенням і рівномірним зношуванням його фрикційних накладок. Все це може бути досягнуто досконалою конструкцією фрикційного вузла з правильним вибором матеріалів його пар тертя з урахуванням раціональних величин відповідних параметрів, які гарантують надійну і ефективну роботу гальма. При цьому значну роль відіграють зносо-фрикційні властивості матеріалу фрикційних накладок.

Принцип дії серійного стрічково-колодкового гальма і особливості роботи нетрадиційного докладно розглянуті в першому розділі даної роботи.

При цьому особливістю конструкції стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками є наступне (див. рис.2.1 а). Фрикційні накладки 2, 4, які насилені на циліндричні стрижні 5, підпружинені між собою пружними елементами, тобто циліндричними пружинами 6 однакової жорсткості. Міцність з'єднання фрикційних накладок з робочою поверхнею гальмівного шківів 3 досягається за рахунок натягу пружних елементів і визначається необхідними питомими навантаженнями на робочих поверхнях, що взаємодіють, тобто внутрішніх поверхонь фрикційних накладок і робочій поверхні гальмівного шківів. Відмічені питомі навантаження повинні бути такими, щоб сили тертя на спряжених поверхнях були більшими за зовнішні сили зсуву (сили тертя  $F_T$ ), які виникають при взаємодії внутрішньої поверхні гальмівної стрічки 1 із зовнішніми робочими поверхнями фрикційних накладок.

Величину питомих навантажень в зоні взаємодії визначають за наступною залежністю

$$p_1 = \frac{kF_{T1}}{f_1 A_1 n},$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу зчеплення внутрішніх поверхонь фрикційних накладок з поверхнею гальмівного шківа ( $k=1$ );  $A_1$  – площа поверхні взаємодії однієї фрикційної накладки з робочою поверхнею гальмівного шківа;  $n$  – кількість фрикційних накладок.

Величина коефіцієнта запасу зчеплення залежить від геометричних параметрів гальмівного шківа і фрикційних накладок. При цьому значну роль відіграють зносо-фрикційні властивості матеріалу фрикційних накладок.

Виходячи з особливостей роботи фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма будь-якого типу, на стадії їхнього проектування виникає необхідність аналізу величини співвідношення  $\frac{S_H}{S_3} = e^{f\alpha}$  (де  $S_H$ ,  $S_3$  – натяги набігаючої і збігаючої гілки гальмівної стрічки;  $e$  – основа натурального логарифма;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $\alpha$  – кут охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок). Співвідношення величин  $S_H/S_3 = e^{f\alpha}$  представлено у вигляді графічних залежностей від кутів охоплення і коефіцієнтів тертя (рис.2.2). При цьому розглядалася тільки одна фрикційна накладка. З рис.2.2 випливає, що зі збільшенням коефіцієнта тертя від 0,25 до 0,5, тобто в два рази, і незмінних кутах охоплення величина співвідношення  $S_H/S_3$  зростає, відповідно, на 0,547; 0,313 і 0,196. При зміні ж вказаних кутів охоплення від  $75^\circ$  до  $37,5^\circ$ , тобто в два рази, величина співвідношення  $S_H/S_3$  при коефіцієнті тертя 0,25 зросла на 0,186, а при  $f=0,5$  – на 0,537.

Проведений аналіз динаміки зміни величини співвідношення  $S_H/S_3$  при почерговій зміні  $f$  і  $\alpha$  показав, що ці параметри надзвичайно сильно впливають на працездатність стрічково-колодкового гальма бурової лебідки будь-якого

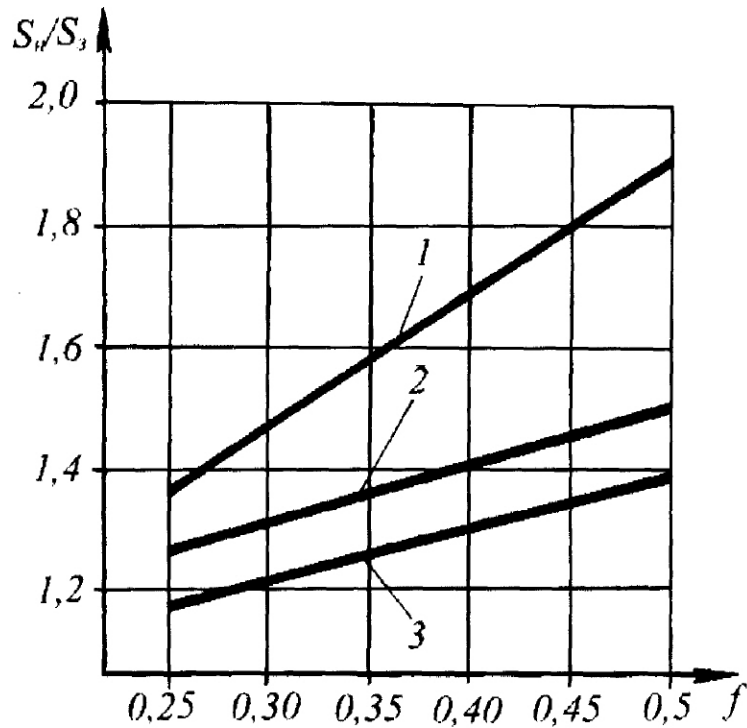


Рис.2.2 Залежність відношень динамічних величин  $S_n/S_3 = e^{f\alpha}$  від кута охоплення внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки зовнішніх поверхонь фрикційних накладок (1 –  $\alpha = 75^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 50^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 37,5^\circ$ ) і коефіцієнтів тертя між ними в нетрадиційному гальмі

типу і можуть бути використані для керування нею, особливо на стадії проектування гальмівного механізму.

З експоненціальної функції  $e^{f\alpha}$  випливає, що навіть мала зміна коефіцієнта тертя і кута охоплення спричинює значну зміну гальмівного моменту ( $M_T = (S_n - S_3)R_0$ , де  $R_0$  – радіус гальмівної стрічки).

Збільшення кута охоплення однією фрикційною накладкою робочої поверхні гальмівного шківів призводить до зростання гальмівного моменту, що розвивається внутрішніми фрикційними вузлами, і сприяє більш рівномірному розподілу питомих навантажень на їхніх поверхнях тертя.

При проектуванні стрічково-колодкових гальм бурових лебідок необхідно також оцінювати величину функції  $F_0/\Delta S = \mu(f)$  (де  $F_0$  – колове зусилля на гальмівному шківі;  $\Delta S = S_n - S_3$ ), яка характеризує динаміку процесу замикання гальмівної стрічки, відповідним коефіцієнтом безпеки гальма.

Якщо прийняти в першому наближенні, що інтенсивність зношування фрикційного матеріалу накладок є пропорційною до питомих навантажень, які розвиваються у фрикційних вузлах гальма, то згідно із залежністю  $S_H = S_3 \cdot e^{f\alpha}$ , величина зношування фрикційного матеріалу є функцією виразу  $e^{f\alpha}$ . Це вказує на нерівномірність зношування фрикційних накладок по дузі охоплення їх гальмівною стрічкою. Необхідно зауважити, що зазначена нерівномірність буде значно меншою при встановленні фрикційних накладок на робочій поверхні гальмівного шківів за рахунок їхнього попадання під різні ділянки гальмівної стрічки при обертанні накладок разом зі шківом.

Для встановлення закономірностей впливу  $n$ -ої кількості фрикційних накладок на величину динамічного співвідношення  $S_H/S_3$  виконаємо розрахунки їхніх величин за залежністю вигляду [2]

$$S_H = S_3 \left( 1 + 2fg \frac{\beta}{2} \right)^n, \quad (2.1)$$

де  $\beta$  – кут між осями суміжних фрикційних накладок;  $n$  – кількість фрикційних накладок.

Результати обчислень наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Співвідношення динамічних величин  $S_H/S_3$  в залежності від: кількості ( $n$ ), кута ( $\beta$ ) між осями суміжних накладок і коефіцієнтів тертя ( $f$ ) у внутрішніх фрикційних вузлах при  $S_3 = 400 \text{ Н}$  в нетрадиційному гальмі

$n$	$\beta^\circ$	$f$					
		0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
Величина співвідношення $S_H/S_3$							
4	90	5,06	6,55	8,35	10,5	13,03	16,0
6	60	4,58	5,96	7,66	9,76	12,31	15,40
8	45	5,1	5,9	7,67	9,87	12,61	16,0

З табл.2.1 випливає, що зі збільшенням коефіцієнта тертя в два рази, тобто від 0,25 до 0,5, величина динамічного співвідношення  $S_H/S_3$  при різних

значеннях  $n$  і  $\beta$  зростає, відповідно, в 3,16; 3,36 і 3,13 рази. Таким чином, з проведеного аналізу випливає, що при великих кутах між осями суміжних фрикційних накладок та їхній незначній кількості ( $n < 10$ ) залежністю (2.1) для рухомих накладок нетрадиційного гальма користуватися неможна. Це зумовлено тим, що на відміченому інтервалі зміни коефіцієнта тертя співвідношення динамічних величин  $S_H/S_3$  є майже сталим.

Суттєвий вплив на працездатність стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками мають сили тертя (рис.2.3 а, б, в).

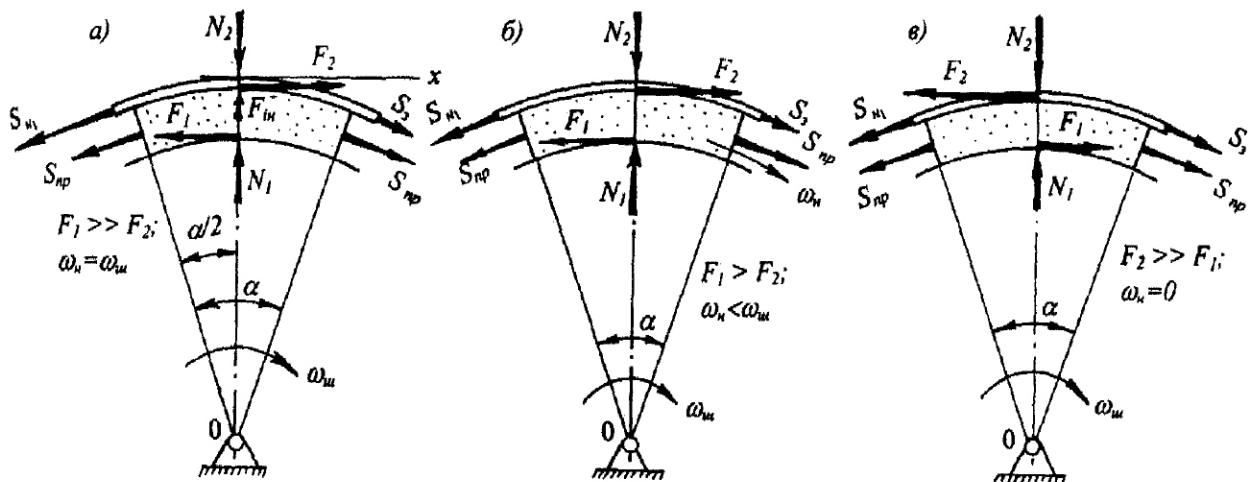


Рис.2.3 а, б, в Розрахункові схеми для визначення сил натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки для першої (а), другої (б), третьої (в) стадій гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками

Згідно з рис.2.3 а, якщо в процесі гальмування  $M_1 > M_2$ , тобто  $F_{T1} > F_{T2}$ , то фрикційні накладки відносно шківів будуть нерухомими і обертатимуться разом з ним, рухаючись відносно гальмівної стрічки. В цьому випадку працюють зовнішні фрикційні вузли гальма (початкова стадія гальмування).

Якщо  $M_2 > M_1$ , тобто  $F_{T2} > F_{T1}$ , то фрикційні накладки стають нерухомими відносно гальмівної стрічки, і в цьому випадку гальмівний шків повертається відносно робочих поверхонь фрикційних накладок (проміжна стадія гальмування).

При  $M_1=M_2$  (в цьому випадку  $F_{T1}=F_{T2}$ ) дія гальма переноситься від зовнішніх до внутрішніх фрикційних вузлів.

В роботі [49] встановлено, що зі збільшенням товщини фрикційної накладки зусилля натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки зменшується. В цій роботі визначені зусилля, які діють з боку гальмівної стрічки через тіло фрикційної накладки на робочу поверхню гальмівного шківа.

Сила розтягу пружини визначається з умови забезпечення відповідного співвідношення тривалостей початкової і кінцевої стадій гальмування. При цьому необхідним є дотримання умови

$$c = \frac{t_n}{t_k} = \frac{S_{3n}}{S_{3k}},$$

де  $t_n, t_k$  – тривалості гальмування в початковій і кінцевій стадіях;  $S_{3n}, S_{3k}$  – натяги збігаючої гілки гальмівної стрічки за вищезазначені періоди гальмування.

Величина зношування робочих поверхонь фрикційних накладок залежить від роботи сил тертя. Оскільки робочими для нетрадиційного гальма є зовнішня і внутрішня поверхні накладки, то інтерес становить величина роботи тертя у початковій і заключній стадіях гальмування.

Необхідно відмітити, що кінцева стадія гальмування в статичних умовах починається тоді, коли сила тертя між зовнішньою поверхнею накладки і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки досягає величини, яка дорівнює силі тертя спокою між внутрішньою поверхнею накладки і шківом. Після чого ця сила стрибкоподібно зменшується до сили тертя ковзання, і такий стрибок є збудником коливань. В цей час процес гальмування супроводжується вібраціями, тому перехід процесу тертя із зовнішніх робочих поверхонь накладок на їхні внутрішні робочі поверхні не є миттєвим.

На кінцевій стадії гальмування фрикційні накладки, перекриті гальмівною стрічкою, стають нерухомими відносно неї, але при цьому вони проковзують відносно робочої поверхні шківа. Інші накладки деякий час рухаються разом зі



шківом за рахунок сил тертя, які спричинені початковим натягом, відповідним до жорсткості з'єднувальних пружин  $S_{II}$ . Такий рух накладок продовжується до тих пір, поки сумарна сила пружності пружин  $F_{II}$  не врівноважиться найбільшою силою тертя  $F_c$ . В цей час відбувається зсув внутрішньої робочої поверхні накладки відносно шківа. При цьому сила тертя спокою  $F_c$  стрибкоподібно зменшується до сили тертя ковзання  $F_{ck}$ , їхня різниця складає  $\Delta F$ . Остання і є збудником вимушених коливань накладки.

Умова невідривності внутрішньої поверхні фрикційної накладки від робочої поверхні гальмівного шківа має вигляд

$$S_{II} \geq \frac{m\omega_0^2 R}{2 \sin \frac{\beta'}{2}},$$

де  $m$  – маса накладки;  $\omega_0$  – кутова швидкість шківа в початковий момент гальмування;  $R$  – радіус робочої поверхні шківа;  $\beta'$  – центральний кут накладки.

Відцентрова сила майже не впливає на величину сили тертя, яка розвивається на робочих поверхнях фрикційних вузлів досліджуваного гальма. Це впливає з прийнятої умови невідривності внутрішньої поверхні робочої накладки від поверхні шківа, в той час, як неробочі накладки, не притиснуті до шківа стрічкою, при великих кутових швидкостях шківа можуть і не прилягати до його поверхні. Необхідно відмітити, що відцентрова сила відсутня у зовнішніх фрикційних вузлах гальма, оскільки в цьому випадку фрикційні накладки стають нерухомими. Вплив відцентрової сили, яка є пропорційною до квадрата кутової швидкості шківа, на силу тертя у внутрішньому фрикційному вузлі з часом різко зменшується, а в кінці процесу гальмування зовсім зникає. Зважаючи на те, що тривалість гальмування є незначною, в першому наближенні впливом сил інерції накладок на величину роботи тертя можна знехтувати.

На основі вищевикладеного перейдемо до розгляду впливу на працездатність фрикційних вузлів гальма їхніх конструктивних і експлуатаційних параметрів.

2.2.2 Конструктивних і експлуатаційних параметрів пар тертя. При розробці нових конструкцій гальмівних вузлів немалу роль відіграє правильний вибір величини коефіцієнта взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма. Цей коефіцієнт являє собою відношення добутку контактних площ тертя обох фрикційних елементів пари  $A_1$  і  $A_2$  до квадрату загальної площі  $A_0$

$$k_{\text{вз}} = \frac{A_1 A_2}{A_0^2}. \quad (2.2)$$

Даний коефіцієнт суттєво впливає на величини: питомих навантажень в зоні контакту поверхонь, що взаємодіють; коефіцієнтів тертя між ними; поверхневої і об'ємної температур робочих деталей; температурних градієнтів по товщині і ширині фрикційних елементів; швидкості виникнення проміжного робочого тіла між парами тертя фрикційних вузлів.

Експериментальні дослідження показали [1], що коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя фрикційних вузлів гальма є не менш важливим фактором, ніж інтенсивність теплових потоків, утворюваних при терті. Вказаний фактор поряд з іншими повинен враховуватися при оцінці зносо-фрикційних властивостей матеріалу фрикційних накладок, як найслабшого елемента пари тертя гальма. Крім того, встановлення закономірностей зміни коефіцієнта тертя в залежності від поверхневої температури і температурного градієнта у зовнішніх і внутрішніх парах тертя фрикційних вузлів гальма можна проводити лише в тому випадку, якщо фрикційний матеріал має низький коефіцієнт теплопровідності, а в зоні тертя виникають такі поверхневі температури, які здатні спричинити зміну фізико-механічних властивостей поверхонь, що

взаємодіють. В той же час при взаємодії фрикційного матеріалу накладок з гальмівною стрічкою і гальмівним шківом, матеріали яких мають різні значення коефіцієнтів теплопровідності ( $\lambda$ ), в тій парі тертя, де  $\lambda$  буде більшим, поверхнева температура буде меншою. При цьому температурний градієнт у фрикційному матеріалі накладки буде найвищим. Для даної пари тертя значення коефіцієнта тертя і зносостійкості будуть відповідно вищими. Цілком зрозуміло, що якщо коефіцієнт тертя зменшується зі збільшенням температури, то найбільший коефіцієнт тертя буде при мінімальній поверхневій температурі і мінімальному температурному градієнтові. Таке твердження є справедливим лише в тому випадку, якщо гальмівний вузол має коефіцієнт взаємного перекриття поверхонь, що труться, меншим одиниці. Ідентичність проведених досліджень зносо-фрикційних властивостей зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма при циклічних режимах його навантаження вдалося витримати за рахунок рівності швидкостей ковзання, питомих навантажень, об'ємної і поверхневої температури, а також температурних градієнтів після кожного циклу досліджень.

Враховуючи специфіку динамічних процесів гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками оцінимо вплив поверхневої температури внутрішніх пар тертя на їхні зносо-фрикційні властивості.

Внутрішні пари тертя фрикційних вузлів гальма характеризуються наявністю довготривалої зони достатньо стабільних значень коефіцієнта тертя при досягненні критичної температури, що встановлюється на їхніх поверхнях при мінімальному температурному градієнтові по товщині ободу гальмівного шківа [28]. Вказана зона називається зоною депресії [1]. Тривалість останньої залежить від швидкості ковзання і від коефіцієнта взаємного перекриття внутрішніх фрикційних вузлів гальма. Зменшення коефіцієнта взаємного перекриття у внутрішньому фрикційному вузлі зумовлює збільшення питомих навантажень в ньому і, як наслідок, підвищення поверхневої температури. В

зв'язку з цим коефіцієнт тертя зменшується, хоча його значення по периметру робочої поверхні шківа є більш стабільним. Спадання коефіцієнта тертя спричинює зниження ефективності гальма, оскільки зменшується його гальмівний момент. Збільшення ж коефіцієнта взаємного перекриття поверхонь тертя призводить до скорочення зони депресії і водночас до зменшення питомих навантажень. Це супроводжується збільшенням зон фактичного контакту і підвищенням коефіцієнта тертя. При високих поверхневих температурах, що перевищують допустиму температуру для матеріалу фрикційних накладок, спостерігається наявність тривалої зони низьких і достатньо стабільних значень коефіцієнтів тертя. На останні в умовах високих поверхневих температур величина коефіцієнта взаємного перекриття суттєво не впливає.

Таким чином, обидва фактори: поверхневі температури, що здатні змінити механічні властивості контактуючих поверхонь, і коефіцієнти тертя, значення яких зумовлюють динаміку гальмування, – є взаємопов'язаними.

Отже, з усього вищевикладеного випливає, що при решта рівних умовах більший коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів гальма призводить до зростання загальної температури і зменшенню температурного градієнта. Це, в свою чергу, призводить до зменшення коефіцієнта тертя і зростання інтенсивності зношування внутрішніх пар тертя. Збільшення температурного градієнта за рахунок зміни конструктивних параметрів внутрішніх фрикційних вузлів (наприклад, за рахунок зміни коефіцієнта взаємного перекриття) і умов тепловіддачі від металевих елементів тертя при інших рівних умовах призводить до збільшення коефіцієнта тертя і зносостійкості. Тому одним з основних оціночних факторів щодо кількості поглинутої та відведеної теплоти як в процесі гальмування, так і при природному охолодженні гальма, є відношення площі його елементів, які беруть ефективну участь у теплопоглинанні, до питомої теплоємності їхнього матеріалу. В стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними

накладками такими елементами є гальмівна стрічка і обід гальмівного шківа з фланцем.

Проведемо якісний аналіз величин вказаного вище оціночного фактора для нетрадиційного і серійного стрічково-колодкового гальма. В нетрадиційному гальмі зміна кута охоплення не спричинює зміни коефіцієнта непокриття поверхонь, що взаємодіють, на відміну від серійного гальма. В нетрадиційному гальмі при гальмуванні отримуємо більший коефіцієнт непокриття, в зв'язку з чим більша частина поверхонь тертя залишається відкритою, що значно покращує умови тепловіддачі. Однак зі зміною кута охоплення спостерігається зміна не тільки коефіцієнта непокриття, але й питомих навантажень при сталому і змінному гальмівному моменті. Тому неможна вести мову про пряму пропорційну залежність між коефіцієнтом непокриття і поверхневою температурою у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах. Коефіцієнт непокриття має неоднозначний вплив на поверхневі температури зовнішніх фрикційних вузлів при різних діаметрах гальмівних шківів. Крім того, в процесі гальмування і в інтервалі часу між ними, тобто при природному охолодженні, зовнішня і внутрішня поверхні гальмівної стрічки беруть участь в процесах теплообміну. Виходячи з вищевикладеного, при рівних інших параметрах, що входять у вищезгадану оціночну характеристику, нетрадиційне гальмо буде мати величину термодинамічних параметрів більшу, ніж серійне гальмо.

Таким чином, встановлені загальні закономірності впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів на працездатність нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, що дозволяє перейти до дослідження в ньому динамічних процесів.

## **2.3 Аналітичне визначення експлуатаційних параметрів різних типів стрічково-колодкових гальм**

2.3.1 Зусиль натягів гілок гальмівної стрічки. Одним з методів покращення працездатності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з рухомими фрикційними накладками є аналітичне визначення зусиль натягів гальмівної стрічки при різних режимах роботи його фрикційних вузлів. При цьому важливу роль відіграє правильний підбір фрикційних матеріалів накладок з урахуванням значень питомого навантаження і контактного зміщення, величина якого залежить від фізико-механічних і хімічних процесів, що відбуваються в контактній області. Контактне зміщення в парах тертя зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів гальма в залежності від властивостей контакту може змінюватися за аперіодичним і періодичним законами. Сила тертя в зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма залежить від того, яке статичне чи кінетичне тертя реалізується в їхніх парах.

Закономірності зміни параметрів статичного тертя (зокрема, коефіцієнта тертя) є важливими характеристиками фрикційних матеріалів накладок, що визначають можливість їхнього використання в умовах експлуатації фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

При зміні питомих навантажень в зоні взаємодії фрикційних вузлів величина коефіцієнта тертя спокою є більшою за величину коефіцієнта тертя ковзання. В зв'язку з цим перехід від статичного тертя з коефіцієнтом тертя спокою до кінетичного відбувається не плавно, а стрибкоподібно. Це зумовлено:

- пружністю контакту пари тертя накладка-шків, які ковзають одне відносно одного на третій стадії гальмування при періодичному чергуванні явищ зародження, розвитку та зникнення пружних напружень, спричинених релаксаційними коливаннями;

- тривалою нерухомістю контакту пар тертя на першій стадії гальмування, що сприяє інтенсивному зростанню сили тертя спокою за рахунок збільшення фактичної площі їхнього контакту. Ця сила є більшою за силу тертя при усталеному відносному русі фрикційних елементів гальма;

- інтенсивним зменшенням сили тертя ковзання внаслідок високих швидкостей ковзання при миттєвому входженні в роботу внутрішніх фрикційних вузлів.

Попередніми дослідженнями встановлено, що різниця між величинами коефіцієнта тертя спокою та коефіцієнта тертя руху при швидкості ковзання 1,0-1,5 см/с досягає 5-10%, а в окремих випадках 15-30% [97]. Таким чином, величини статичних гальмівних моментів значно перевищують величини гальмівних моментів, обчислених за регламентованими значеннями коефіцієнта тертя ковзання для внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма.

Впливати на амплітуду, частоту і час перебігу релаксаційних коливань можна відповідним підбором матеріалів пар тертя з урахуванням ступеня їхнього нагрівання. Оскільки тертя ковзання супроводжується виділенням значної кількості теплоти на парах тертя фрикційних вузлів, то зміна фізико-механічних властивостей матеріалів під впливом процесів нагрівання та природного охолодження, які безупинно чергуються, призводить до зміни коефіцієнта тертя спокою, який протягом гальмування також змінюється.

Процеси стрибкоподібного переходу від тертя спокою до тертя ковзання повторюються, оскільки нетрадиційне модельне гальмо працює в циклічному режимі навантаження. Це зумовлює появу квазістабільного коефіцієнта тертя у внутрішніх фрикційних вузлах, тобто  $f_{сп} \cong f_k$ .

Визначення зусиль натягів гальмівної стрічки, як одного із основних параметрів стрічково-колодкового гальма для нетрадиційного гальма проводилося за наступних припущень:

- сили натягу пружин та пружності кільцевих циліндричних стрижнів забезпечують непорушення контакту поверхонь пар тертя внутрішніх

фрикційних вузлів, що дозволяє знехтувати впливом відцентрової сили інерції накладки;

- друга стадія гальмування триває малий проміжок часу, тому ним можна знехтувати при визначенні співвідношень основних параметрів гальма між першою та третьою стадіями гальмування;

- гальмівна стрічка є абсолютно гнучким тілом.

Зважаючи на конструктивну специфічність зазначеного гальма, розглянемо особливості визначення його основних експлуатаційних параметрів.

У першій стадії гальмування робота тертя виконується зовнішніми фрикційними вузлами. При цьому сила тертя у внутрішніх фрикційних вузлах (між внутрішньою поверхнею фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківа) за модулем значно перевищує силу тертя у зовнішніх фрикційних вузлах. Саме це явище забезпечує нерухомість бандажа з фрикційних накладок відносно шківа. Величина сили тертя у внутрішніх фрикційних вузлах зумовлена коефіцієнтом тертя спокою, а також силою натягу пружин, які встановлені між накладками. Покажемо всі сили, що діють у фрикційному вузлі, при цьому фрикційну накладку з ділянкою шківа під нею і стрічки над нею вважатимемо окремим гальмом, в якому сила натягу збігаючої ділянки стрічки для кожної наступної накладки є силою натягу набігаючої ділянки стрічки кожної попередньої фрикційної накладки. На рис.2.3 *а, б, в* зображені розрахункові схеми для кожної з стадій гальмування, при цьому використані наступні позначення:  $F$  – сили тертя,  $N$  – нормальні сили (індекс “1” відноситься до внутрішнього, індекс “2” – до зовнішнього фрикційного вузла);  $S_{n_i}, S_{z_i}$  – сили натягу набігаючої і збігаючої ділянок гальмівної стрічки над  $i$ -ою накладкою ( $i=1, 2, \dots, n$ , де  $n=4, 6$  і  $8$  для модельного гальма із серійними накладками, для яких кут охоплення становить  $\alpha=300^\circ$ );  $S_{np}$  – сила натягу з’єднувальної пружини,  $F_{in}$  – відцентрова сила інерції (сприймається криволінійними стрижнями бандажа). За прийнятих умов сила натягу збігаючої



ділянки стрічки для першої накладки дорівнює силі натягу збігаючої гілки стрічки гальма в цілому, тобто

$$S_{3_1} = S_3;$$

$$S_{н_1} = S_{3_2}$$

і т.д.

В загальному сила тертя дорівнює  $F=Nf$ ,

де  $f$  – коефіцієнт тертя.

Силу тертя  $F_1$ , яка виникає між накладкою і шківом, в зв'язку із взаємною відносною нерухомістю цих елементів на першій стадії гальмування можна перенести в розряд внутрішніх сил,  $F_2$  – сила тертя між гальмівною стрічкою і фрикційною накладкою.

Сила  $N_2$  зумовлена зусиллям замикання гальма і дорівнює

$$N_2 = (S_n + S_3) \sin \alpha / 2,$$

тоді

$$F_2 = f_2 (S_n + S_3) \sin \alpha / 2.$$

З умови рівноваги гальмівного вузла (див. рис.2.3 а)

$$N_1 = N_2 + 2S_{np} \sin \alpha / 2 = \sin \alpha / 2 (S_n + S_3 + 2S_{np}).$$

Спроекціюємо всі сили, що діють на гальмівну стрічку, на вісь  $x$  (див. рис.2.3 а):

$$\Sigma X_i = -S_n \cos \alpha / 2 + F_2 + S_3 \cos \alpha / 2 = 0,$$

або з урахуванням вищенаведеного

$$-S_n \cos \alpha / 2 + (S_n + S_3) f_2 \sin \alpha / 2 + S_3 \cos \alpha / 2 = 0.$$

Звідки зусилля натягу набігаючої ділянки стрічки над першою фрикційною накладкою гальма дорівнює:

$$S_{н_1} = S_3 \frac{f_2 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_2}.$$

Ввівши позначення

$$\frac{f_2 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_2} = k,$$

маємо

$$S_{H_1} = kS_3.$$

Для другої фрикційної накладки гальма

$$S_{3_2} = S_{H_1} = kS_3,$$

тоді

$$S_{H_2} = S_{3_1} k = k^2 S_3.$$

Отже, для гальма, що містить  $n$  накладок, зусилля натягу набігаючої гілки стрічки становить

$$S_n = k^n S_3. \quad (2.3)$$

Для другої стадії гальмування, коли працюють обидва фрикційні вузли (тертя відбувається між внутрішньою поверхнею фрикційної накладки і робочою поверхнею гальмівного шківів, а також між зовнішньою поверхнею фрикційної накладки і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки), рівняння суми проєкцій всіх сил на вісь  $x$  має вигляд (див. рис.2.3 б)

$$\Sigma x_i = -S_{H_1} \cos \frac{\alpha}{2} + F_2 - F_1 + S_3 \cos \frac{\alpha}{2} = 0,$$

або

$$-S_{H_1} \cos \frac{\alpha}{2} + (S_{H_1} + S_3) f_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - (S_{H_1} + S_3 + 2S_{np}) f_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + S_3 \cos \frac{\alpha}{2} = 0.$$

Звідки

$$S_{H_1} = S_3 \frac{f_2 - f_1 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - 2f_1 \frac{S_{np}}{S_3}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_2 + f_1},$$

або з урахуванням позначення

$$\frac{f_2 - f_1 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - 2f_1 \frac{S_{np}}{S_3}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_2 + f_1} = a$$

$$S_H = a^n S_3. \quad (2.4)$$

На третій (кінцевій) стадії гальмування робота тертя виконується внутрішніми фрикційними вузлами, при цьому бандаж з фрикційних накладок є нерухомим, і гальмування відбувається як в традиційному стрічково-колотковому гальмі – нерухомі фрикційні накладки щільно притиснуті до гальмівної стрічки, а їхня внутрішня поверхня контактує з робочою поверхнею гальмівного шківів (див. рис.2.3 в). Для цього випадку сила тертя  $F_2$  переходить до розряду внутрішніх сил. Тоді, розглядаючи рівновагу фрикційної накладки, маємо

$$\sum x_i = -S_{H_1} \cos \frac{\alpha}{2} + F_1 + S_3 \cos \frac{\alpha}{2} = 0;$$

$$-S_{H_1} \cos \frac{\alpha}{2} + (S_{H_1} + S_3 + 2S_{np})f_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + S_3 \cos \frac{\alpha}{2} = 0;$$

$$S_{H_1} = S_3 \frac{f_1 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} + 2f_1 \frac{S_{np}}{S_3}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_1}.$$

$$S_H = b^n S_3, \quad (2.5)$$

де

$$b = \frac{f_1 + \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} + 2f_1 \frac{S_{np}}{S_3}}{\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - f_1}.$$

Аналіз залежностей (2.3)–(2.5) показує, що найбільш ефективно гальмо працює на першій стадії гальмування, саме на цій стадії різниця між натягами набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки є найбільшою, найменшим

гальмівний момент є на другій (перехідній) стадії гальмування. Ефективність дії гальма на першій стадії гальмування не залежить від сили натягу з'єднувальних пружин. Головною умовою при цьому є те, щоб ця сила забезпечила нерухомість бандажа з фрикційних накладок відносно гальмівного шківа у початковій стадії. Величина гальмівного моменту у другій і третій стадіях гальмування залежить від сили натягу з'єднувальних пружин. У другій стадії по мірі розтягування пружин ефективність дії гальма спадає, найбільшій ефективності воно досягає при максимально стиснутих пружинах. У третій стадії, навпаки, гальмівний момент зростає з видовженням з'єднувальних пружин тих накладок, які на момент гальмування перебувають під гальмівною стрічкою.

Для встановлення області використання отриманих залежностей (2.3)–(2.5) були визначені зусилля натягів набігаючої гілки гальмівної стрічки модельного і натурального стрічково-колодкового гальма бурової лебідки установки БУ-2500 ЕП з малими та великими кутами охоплення рухомими фрикційними накладками робочої поверхні шківа при різних зусиллях натягів збігаючої гілки стрічки та зусиллях розтягу пружин, які знаходяться між накладками.

Результати розрахунків на різних стадіях гальмування зазначених вище гальм наведені в додатках З–Ц до роботи в табл.3.1–Ц.1.

В табл.2.2 і 2.3 наведені відношення  $S_H/S_3$  (в чисельнику) для модельного і натурального стрічково-колодкового гальма бурової лебідки установки БУ-2500 ЕП з мінімальним і максимальним кутами охоплення однією рухомою фрикційною накладкою та великими кутами їхнього охоплення гальмівного шківа. Значення  $S_H$  і  $S_3$  отримані за залежністю Ейлера при змінних величинах натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки на першій і третій стадіях гальмування.

Таблиця 2.2

Величини відношення  $S_H/S_3$  для модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками на різних стадіях гальмування при зміні  $S_3$  від 0,4 до 1,0 кН

Стадії гальмування									
перша					третя				
$f_2$	$\alpha=9,48^\circ$	$\alpha=75,0^\circ$	$\alpha=132,7^\circ$	$\alpha=225,0^\circ$	$f_1$	$\alpha=9,48^\circ$ ; $S_{np}=3,0$ Н	$\alpha=75,0^\circ$ ; $S_{np}=20,0$ Н	$\alpha=132,7^\circ$ ; $S_{np}=3,0$ Н	$\alpha=225,0^\circ$ ; $S_{np}=20,0$ Н
	відношення $S_H/S_3$					відношення $S_H/S_3$			
0,25	$\frac{1,04}{1,04^*}$	$\frac{1,47}{1,33}$	$\frac{1,79}{1,80}$	$\frac{3,21}{2,67}$	0,20	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,75}{1,30}$	$\frac{2,14}{1,60}$	$\frac{5,38}{2,19}$
	0,30	$\frac{1,05}{1,05}$	$\frac{1,60}{1,48}$	$\frac{2,01}{2,03}$		$\frac{4,08}{3,25}$	0,25	$\frac{1,07}{1,04}$	$\frac{2,05}{1,33}$
0,35	$\frac{1,06}{1,06}$	$\frac{1,73}{1,58}$	$\frac{2,25}{2,23}$	$\frac{5,22}{3,95}$	0,30	$\frac{1,08}{1,05}$	$\frac{2,44}{1,48}$	$\frac{3,05}{2,03}$	$\frac{14,45}{3,25}$
	0,40	$\frac{1,07}{1,07}$	$\frac{1,90}{1,63}$	$\frac{2,53}{2,57}$		$\frac{6,71}{4,81}$	0,35	$\frac{1,09}{1,06}$	$\frac{2,96}{1,58}$
0,45	$\frac{1,08}{1,08}$	$\frac{2,05}{1,80}$	$\frac{2,84}{2,90}$	$\frac{8,68}{5,85}$	0,40	$\frac{1,11}{1,07}$	$\frac{3,72}{1,63}$	$\frac{4,36}{2,57}$	$\frac{51,60}{4,81}$
	0,50	$\frac{1,09}{1,09}$	$\frac{2,24}{1,92}$	$\frac{3,20}{3,25}$		$\frac{11,31}{7,12}$	0,45	$\frac{1,13}{1,08}$	$\frac{4,91}{1,80}$

\*Примітка: Величини відношення  $S_H/S_3$  отримані за формулою Ейлера вигляду  $S_H/S_3 = e^{f\alpha}$ .

Таблиця 2.3

Величини відношення  $S_H/S_3$  для натурального стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової установки БУ-2500 ЕП на різних стадіях гальмування при зміні  $S_3$  від 5,0 до 17,0 кН

Стадії гальмування									
перша					третя				
$f_2$	$\alpha=9,48^\circ$	$\alpha=75,0^\circ$	$\alpha=132,7^\circ$	$\alpha=225,0^\circ$	$f_1$	$\alpha=9,48^\circ;$ $S_{np}=3,0 \text{ Н}$	$\alpha=75,0^\circ;$ $S_{np}=20,0 \text{ Н}$	$\alpha=132,7^\circ;$ $S_{np}=3,0 \text{ Н}$	$\alpha=225,0^\circ;$ $S_{np}=20,0 \text{ Н}$
	відношення $S_H/S_3$					відношення $S_H/S_3$			
0,25	$\frac{1,04}{1,04^*}$	$\frac{1,47}{1,33}$	$\frac{1,79}{1,80}$	$\frac{3,21}{2,67}$	0,20	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,76}{1,30}$	$\frac{2,14}{1,60}$	$\frac{5,45}{2,19}$
	0,30	$\frac{1,05}{1,05}$	$\frac{1,60}{1,48}$	$\frac{2,01}{2,03}$		$\frac{4,08}{3,25}$	0,25	$\frac{1,07}{1,04}$	$\frac{2,06}{1,33}$
0,35	$\frac{1,06}{1,06}$	$\frac{1,73}{1,58}$	$\frac{2,25}{2,23}$	$\frac{5,22}{3,95}$	0,30	$\frac{1,08}{1,05}$	$\frac{2,45}{1,48}$	$\frac{3,06}{2,03}$	$\frac{14,72}{3,25}$
	0,40	$\frac{1,07}{1,07}$	$\frac{1,90}{1,63}$	$\frac{2,53}{2,57}$		$\frac{6,71}{4,81}$	0,35	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{2,98}{1,58}$
0,45	$\frac{1,08}{1,08}$	$\frac{2,05}{1,80}$	$\frac{2,84}{2,90}$	$\frac{8,68}{5,85}$	0,40	$\frac{1,11}{1,07}$	$\frac{3,75}{1,63}$	$\frac{4,39}{2,57}$	$\frac{51,90}{4,81}$
	0,50	$\frac{1,09}{1,09}$	$\frac{2,24}{1,92}$	$\frac{3,20}{3,25}$		$\frac{11,31}{7,12}$	0,45	$\frac{1,13}{1,08}$	$\frac{4,95}{1,80}$

\*Примітка: Величини відношення  $S_H/S_3$  отримані за формулою Ейлера вигляду  $S_H/S_3 = e^{f\alpha}$ .

Проведемо порівняльний аналіз величини відношень  $S_H/S_3$  на першій стадії гальмування модельним стрічково-колодковим гальмом при зміні натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки від 0,4 до 1,0 кН (див. ліву частину табл.2.2).

При зміні коефіцієнта тертя  $f_2$  від 0,25 до 0,50 при куті охоплення однією накладкою  $\alpha=9,48^\circ$  та зусиллі розтягу пружини  $S_{np}=3,0$  Н одержали однакові величини відношень  $S_H/S_3$ , обчислені за залежністю (2.3) і формулою Ейлера. В той же час при зміні коефіцієнта тертя від 0,25 до 0,50, при куті охоплення однією накладкою  $\alpha=75,0^\circ$  та зусиллі розтягу пружини  $S_{np}=20,0$  Н величини відношень  $S_H/S_3$ , обчислених за виразом (2.5), на 1,105-1,166 перевищують їхні значення, отримані за формулою Ейлера. При куті охоплення  $\alpha=132,7^\circ$  та  $S_{np}=3,0$  Н і зміні  $f_2$  від 0,25 до 0,50 відношення  $S_H/S_3$  є майже однаковими. При куті ж охоплення  $\alpha=225,0^\circ$ ,  $S_{np}=20,0$  Н та зміні  $f_2$  від 0,25 до 0,50 отримали значення відношень  $S_H/S_3$ , які на 1,20-1,59 перевищують відповідні величини, обчислені за формулою Ейлера.

Наведені вище порівняння є справедливими для стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки установки БУ-2500 ЕП на першій стадії гальмування при зміні  $S_3$  від 5,0 до 17,0 кН (див. ліві частини табл.2.2 і табл.2.3). При порівнянні величин відношень  $S_H/S_3$  (див. табл.2.2 і табл.2.3 (праві частини)) на третій стадії гальмування модельного і натурального гальма при різних зусиллях натягу збігаючої гілки стрічки встановлено наступне.

При кутах охоплення однією накладкою  $\alpha=9,48^\circ$ ,  $75,0^\circ$ , зміні  $f_1$  від 0,2 до 0,45 і значеннях  $S_{np}=3,0$ ;  $20,0$  Н відношення величин  $S_H/S_3$ , отримані по залежності (2.5) і за формулою Ейлера, мають майже однакові значення. Така ж картина спостерігається і для кута охоплення  $\alpha=132,7^\circ$ , зусиллі розтягу пружини  $S_{np}=3,0$  Н про інтервал зміни від 1,33 до 1,86 величини відношення  $S_H/S_3$ . Стосовно модельного і натурального гальма при  $\alpha=225,0^\circ$ ,  $S_{np}=20,0$  Н і зміні  $f_1$  від 0,20 до 0,45 відношення величин  $S_H/S_3$  становило відповідно 2,45-20,29 і

2,48-20,95. При цьому необхідно зауважити, що за таких умов гальмування формула Ейлера є непридатною.

Таким чином, результати аналітичних досліджень, проведених за виразами (2.3)–(2.5) для визначення натягів набігаючої гілки гальмівної стрічки, підтвердили правильність вибору нами фізичної моделі стрічково-колодкового гальма. При цьому встановлено, що формулою Ейлера можна користуватися на першій і третій стадіях гальмування в стрічково-колодкових гальмах з рухомими фрикційними накладками при куті їх охоплення стрічкою, що не перевищує  $135,0^\circ$ . Залежності (2.3) і (2.5) дозволяють визначати дійсну величину натягів набігаючої гілки гальма, яка є основною складовою при визначенні гальмівного моменту і деформацій гальмівної стрічки.

**2.3.2 Деформації гальмівної стрічки.** Одним з основних критеріїв працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є жорсткість гальмівної стрічки [54], від якої залежить повнота прилягання внутрішніх поверхонь фрикційних накладок до робочої поверхні гальмівного шківа.

Виходячи з вищевикладеного, розглянемо аналітичний метод визначення деформацій ділянок набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки по дузі охоплення якої встановлені фрикційні накладки зі змінним кроком.

На рис.2.4 наведена схема стрічково-колодкового гальма зі змінним кроком встановлення фрикційних накладок на гальмівній стрічці, на рис.2.5 – схеми сил, що діють у вузлі накладка-стрічка (*a*) і на ділянці стрічки над *i*-ою накладкою (*б*), на рис.2.6 – розрахункова схема для визначення деформацій ділянок гальмівної стрічки.

На рис.2.4, рис.2.5 *a, б* і рис.2.6 використані наступні позначення:  $R_0$ ,  $R_0'$  – радіуси серединної лінії гальмівної стрічки і накладки при замкненому гальмі;  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$  – кути: центральний накладки і між торцями суміжних фрикційних



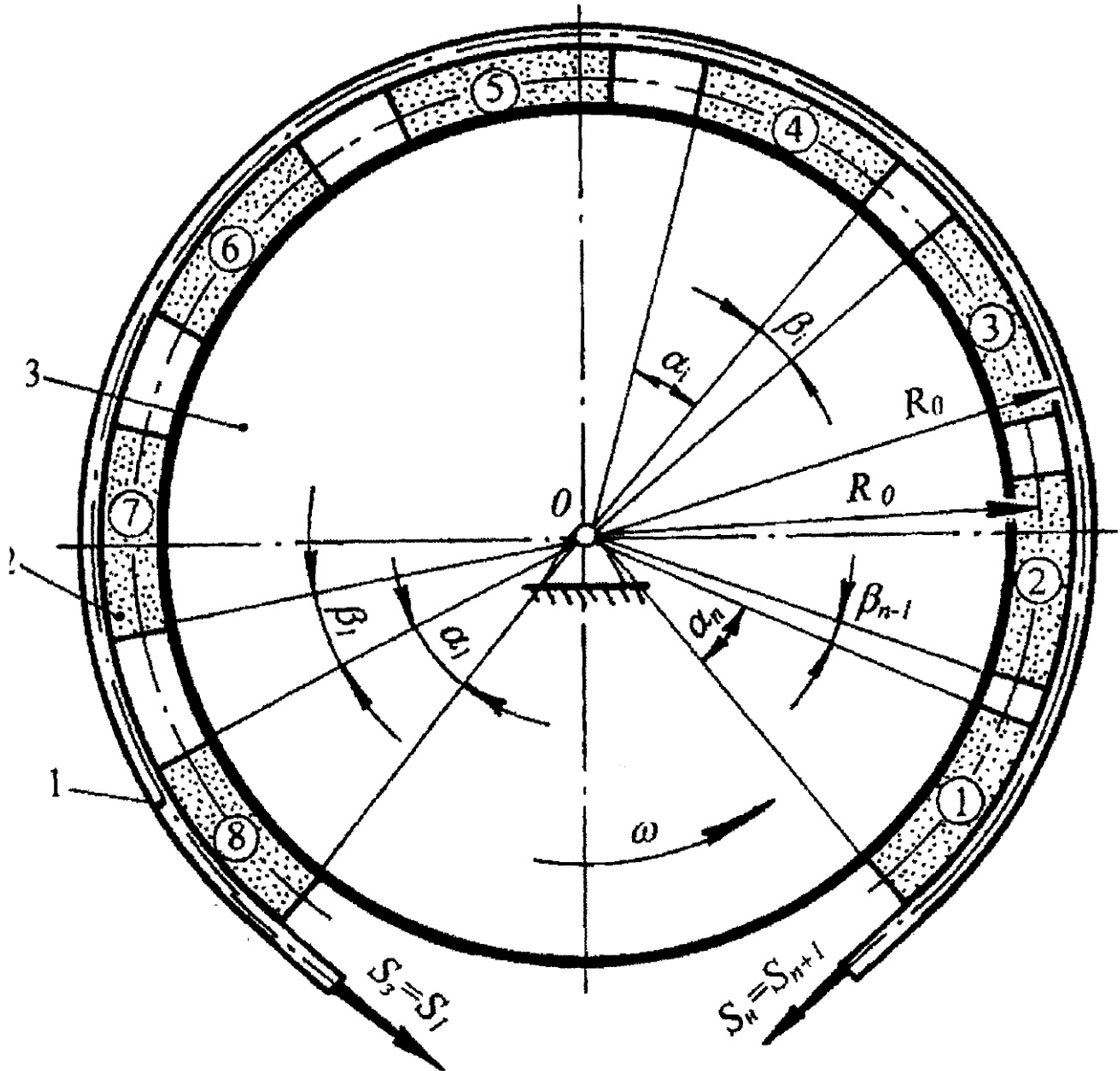


Рис.2.4 Кінематична схема модельного стрічково-колодкового гальма, фрикційні накладки (1-8) якого встановлені на гальмівну стрічку зі змінним кроком: 1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційні накладки; 3 – гальмівний шків

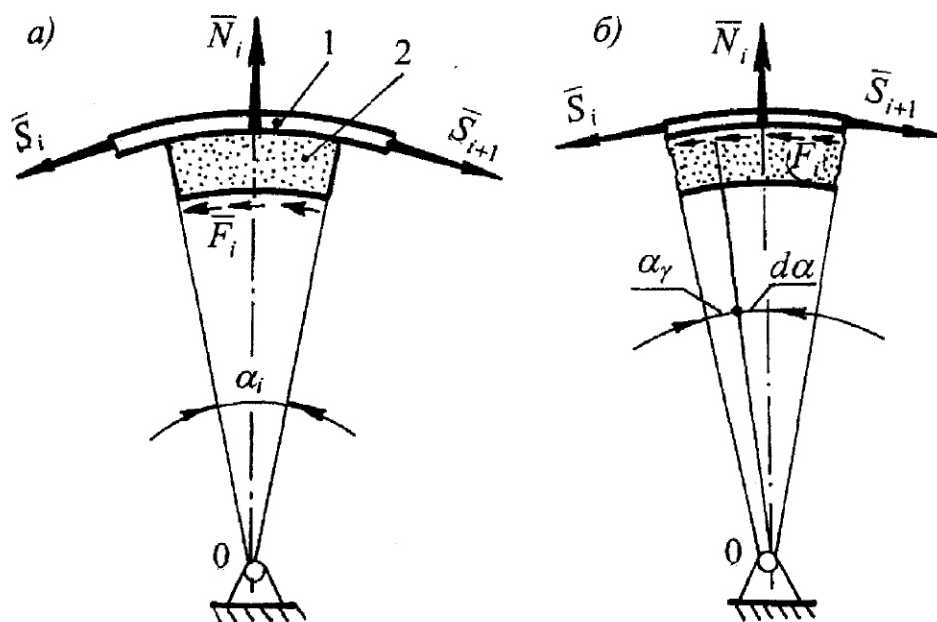


Рис.2.5 а, б Схеми сил, що діють: у вузлі накладка-стрічка (а) і на ділянці гальмівної стрічки над  $i$ -ою накладкою (б): 1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка

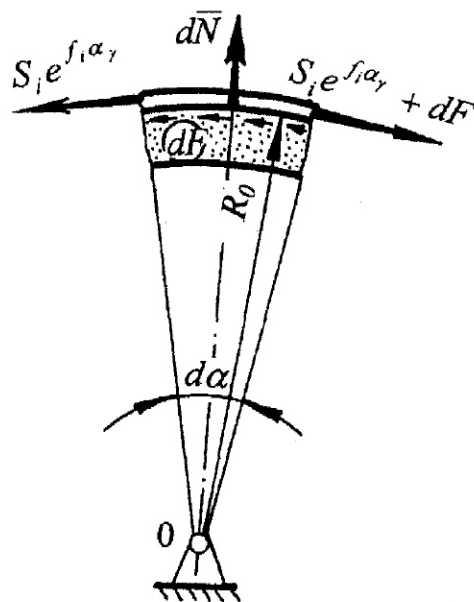


Рис.2.6 Розрахункова схема сил для визначення деформацій ділянок гальмівної стрічки

накладок;  $S_3, S_n$  – зусилля натягу збігаючої та набігаючої гілок гальмівної стрічки;  $F_b, N$  – сили: тертя між шківом і накладкою і нормальна між ними.

Розглядаємо стрічку прямокутного перерізу невеликої товщини, до якої фрикційна накладка кріпиться за допомогою вусиків.

Припустимо, що коефіцієнти тертя у фрикційних парах стрічка-накладка і шків-накладки однакові, тобто  $f_1=f_2=f$  [30].

При розв'язуванні задачі нехтуємо зміною кроку між накладками, спричиненою деформацією стрічки.

Представимо кожну накладку зі шківом як окреме самостійне гальмо, що має збігаючу і набігаючу гілки стрічки (див. рис.2.5 а), де  $S_i, S_{i+1}$  – зусилля на збігаючій і набігаючій гілках стрічки. Оскільки з'єднання накладок із стрічкою не є абсолютно жорстким, їхній вплив на загальну жорсткість стрічки є невеликим.

Товщина стрічки у порівнянні з її радіусом є вельми малою величиною. Тому стрічку розглядаємо як гнучке тіло, а зусилля визначаємо на основі формули Ейлера:

$$S_{i+1} = S_i \cdot e^{f\alpha_i}. \quad (2.6)$$

Позначимо  $S_3$  через  $S_i$ , тоді з другого боку на накладку діє сила  $S_2$ . Для наступної накладки зусилля  $S_2$  буде збігаючим, а  $S_i$  – набігаючим. Для останньої  $n$ -ої накладки збігаючим і набігаючим зусиллями будуть величини  $S_n$  і  $S_{n+1}$ .

Враховуючи викладене, виразимо зусилля, що діють на стрічку, через  $S_3$ , яке, як правило, є відомим на основі (2.6).

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 \cdot e^{f\alpha_1} = S_3 \cdot e^{f\alpha_1}; \\ S_3 &= S_2 \cdot e^{f\alpha_2} = S_3 \cdot e^{f\alpha_1+f\alpha_2}; \text{ і т.д.} \\ S_n &= S_{n+1} = S_n \cdot e^{f\alpha_{n-1}} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Підставивши вираз (2.6) в (2.7), отримуємо

$$S_n = S_3 \cdot e^{f\alpha_1+f\alpha_2+f\alpha_3+\dots+f\alpha_n} = S_3 \cdot e^{f(\alpha_1+\alpha_2+\alpha_3+\dots+\alpha_n)}. \quad (2.8)$$

Для визначення величини видовження стрічки складемо схему сил, що діють на ділянку стрічки над  $i$ -ою накладкою (див. рис.2.5 б).

З умови рівності сила тиску між стрічкою і накладкою теж рівна  $N_i$ , а сила тертя –  $F_i$ .

Силу, що діє в перерізі  $\alpha_\gamma$ , визначаємо за аналогією з (2.6)

$$S_\gamma = S_i \cdot e^{f\alpha_\gamma}.$$

Розглянемо видовження нескінченно малої ділянки  $d\alpha$  стрічки. З умови рівноваги елемента в перерізі справа діє сила  $S_i \cdot e^{f\alpha_\gamma} + dF$  (див. рис.2.6).

Видовження елемента стрічки на підставі закону Гука запишемо у вигляді:

$$\Delta R_0 d\alpha = \frac{S_i \cdot e^{f\alpha_\gamma} \cdot R_0 d\alpha}{EA} + \frac{dFR_0 d\alpha}{2EA}.$$

Нехтуючи величиною другого порядку малості, тобто другим членом останнього рівняння, запишемо:

$$\Delta R_0 d\alpha = \frac{S_i \cdot e^{f\alpha_\gamma} \cdot R_0 d\alpha}{EA}. \quad (2.9)$$

Для визначення видовження стрічки над  $i$ -ою накладкою проінтегруємо рівняння (2.9). Тоді

$$\Delta l_i = \int_0^{\alpha_i} \frac{S_i \cdot e^{f\alpha_\gamma} \cdot R_0}{EA} d\alpha = \frac{S_i R_0}{EAf} \cdot e^{f\alpha_\gamma} \Big|_0^{\alpha_i} = \frac{S_i R_0}{EAf} \cdot (e^{f\alpha_i} - 1), \quad (2.10)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу стрічки;  $A$  – площа поперечного перерізу стрічки.

Повне видовження стрічки дорівнює:

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3, \quad (2.11)$$

де  $\Delta l_1$  – сумарна деформація стрічки над кожною фрикційною накладкою;  $\Delta l_2$  – видовження стрічки між накладками;  $\Delta l_3$  – сумарне видовження збігаючої і набігаючої гілок стрічки.

$$\Delta l_i = \sum_{i=1}^n \Delta l_i, \quad (2.12)$$

де  $n$  – кількість фрикційних накладок, розташованих на гальмівній стрічці.

Підставивши в (2.12) значення (2.10), з урахуванням виразів (2.6), (2.7) і (2.8) після відповідних перетворень отримали

$$\Delta l_1 = \frac{S_3 R_0}{EA f} (e^{f\alpha} - 1) \cdot (1 + e^{f\alpha} + e^{2f\alpha} + \dots + e^{f\alpha(n-1)}).$$

Видовження ділянок між накладками

$$\Delta l_2 = \frac{S_2 R_0 \beta_1}{EA} + \frac{S_3 R_0 \beta_2}{EA} + \dots + \frac{S_n R_0 \beta_{n-1}}{EA}. \quad (2.13)$$

Виразивши  $S_2, S_3, \dots, S_n$  через  $S_3$ , після перетворень з формули (2.13) отримуємо

$$\Delta l_2 = \frac{S_3 R_0 e^{f\alpha}}{EA} \cdot (\beta_1 + e^{f\alpha} \beta_2 + \dots + e^{(n-1)f\alpha} \beta_n).$$

Видовження збігаючої і набігаючої гілок стрічки, жорстко з'єднаних між собою, дорівнює:

$$\Delta l_3 = \frac{S_3 l_3}{2EA} + \frac{S_n l_n}{2EA},$$

але з урахуванням (2.8)

$$\Delta l_3 = \frac{S_3}{2EA} \cdot (l_3 + l_n e^{nf\alpha}).$$

Підставивши значення  $\Delta l_1, \Delta l_2$  і  $\Delta l_3$  в (2.11), отримуємо вираз для визначення повного видовження стрічки

$$\Delta l = \frac{S_3 R_0}{EA} \cdot \left[ \frac{1}{f} (e^{f\alpha} - 1) \cdot (1 + e^{f\alpha} + e^{2f\alpha} + \dots + e^{f\alpha(n-1)}) + e^{f\alpha} (\beta_1 + e^{f\alpha} \beta_2 + \dots + e^{(n-2)f\alpha} \beta_{n-1}) + \frac{1}{2R_0} (l_3 + l_n e^{nf\alpha}) \right], \quad (2.14)$$

де  $l_3$  і  $l_n$  – довжини збігаючої і набігаючої гілок стрічки.

Для гальмівної стрічки з рівномірним кроком розміщення накладок, коли  $\beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_{n-1} = \beta$ , рівняння (2.14) набуває наступного вигляду

$$\Delta l = \frac{S_3 R_0}{EA} \cdot \left[ \frac{1}{f} (e^{f\alpha} - 1) \cdot (1 + e^{f\alpha} + e^{2f\alpha} + \dots + e^{f\alpha(n-1)}) + \beta e^{f\alpha} (1 + e^{f\alpha} + \dots + e^{(n-2)f\alpha}) + \frac{1}{2R_0} (l_3 + l_n e^{nf\alpha}) \right]. \quad (2.15)$$

Таким чином, деформація стрічки, як впливає з рівняння (2.15), в значній мірі залежить від кількості накладок і коефіцієнта тертя між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шків.

Згідно з рис.2.6 абсолютне збільшення ширини елементарної ділянки стрічки над  $i$ -ою фрикційною накладкою, дорівнює

$$\Delta dl = \frac{S_i e^{f\alpha_i} R_0 d\alpha}{EA} \quad (2.16)$$

Тоді відносна деформація гальмівної стрічки в точці перерізу, розташованого на відстані  $\alpha_i$  (див.рис.2.5 б), становить

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta dl}{dl} = \frac{S_i e^{f\alpha_i}}{EA}, \quad (2.17)$$

де  $dl = R_0 \cdot d\alpha$ .

Таким чином, відносна деформація гальмівної стрічки над  $i$ -ою фрикційною накладкою досягає найбільшої величини при  $\alpha_i = \alpha_i$ .

Нижче наведено розрахунок відносних деформацій гальмівної стрічки модельного стрічково-колодкового гальма при наступних вихідних даних:

$R_0 = 500$  мм;  $A = b \times l = 120 \times 5 \cdot 10^{-6} = 6 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;  $f = 0,25$ ;  $b_H = 120$  мм;  $\alpha = 270^\circ$ ;  $\alpha_i = 0,24$  рад;  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $S_3 = 800$  Н.

Враховуючи те, що  $S_1 = S_3$ ; тоді  $S_2 = S_3 \cdot e^{f\alpha_1}, \dots, S_i = S_3 \cdot e^{f\alpha_i}$  за умови  $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ .

Найбільші відносні деформації гальмівної стрічки над відповідними фрикційними накладками становлять

$$\varepsilon_1 = \frac{400 \cdot 10^{-6} \cdot e^{0,25 \cdot 0,24}}{2 \cdot 10^5 \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 3,54 \cdot 10^{-6}; \quad \varepsilon_2 = 3,76 \cdot 10^{-6}; \quad \varepsilon_3 = 3,99 \cdot 10^{-6};$$

$$\varepsilon_4 = 4,24 \cdot 10^{-6}; \quad \varepsilon_5 = 4,50 \cdot 10^{-6}; \quad \varepsilon_6 = 4,78 \cdot 10^{-6}; \quad \varepsilon_7 = 5,17 \cdot 10^{-6}; \quad \varepsilon_8 = 5,47 \cdot 10^{-6}.$$

Відносні деформації гальмівної стрічки між фрикційними накладками

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\Delta l_{1,2}}{l_{1,2}} = \frac{S_2}{EA} = \frac{S_3 e^{f\alpha} R_0 \beta}{EA \cdot R_0 \beta} = \frac{S_3 e^{f\alpha}}{EA}, \quad (2.18)$$

де  $\beta$  – кут між бічними поверхнями двох сусідніх фрикційних накладок (див.рис.2.4).

Згідно з математичними викладками, наведеними вище, одержали, що відносні деформації ділянок гальмівної стрічки над фрикційними накладками дорівнюють відносним деформаціям її ділянок між ними. Це впливає з прийнятого нами припущення про те, що натяг кожної попередньої збігаючої ділянки стрічки дорівнює натягові наступної набігаючої її ділянки. В результаті чого можна записати, що  $\varepsilon_{1,2} = \varepsilon_1$  і аналогічним чином для інших ділянок гальмівної стрічки маємо  $\varepsilon_{2,3} = \varepsilon_2; \dots \varepsilon_{n-1,n} = \varepsilon_{n-1}$ .

Порівняння розрахункових і експериментальних величин відносних деформацій гальмівної стрічки, отриманих на модельному гальмівному стенді в лабораторних умовах наведено в третьому розділі роботи.

Таким чином, запропонований аналітичний метод визначення деформацій гальмівної стрічки в різних типах фрикційних вузлів дозволить в подальшому більш точно прогнозувати загальну деформацію збігаючої гілки гальмівних стрічок бурової лебідки, удосконалити методику розрахунку експлуатаційних параметрів окремих фрикційних вузлів і встановити закономірності їхнього впливу на працездатність гальма.

**2.3.3 Загальної деформації елементів гальмівної системи.** На ефективність роботи різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок впливають деформації його робочих деталей, спричинені натягом набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки.

Розглянемо стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки з рухомими фрикційними накладками в момент завершення першої стадії гальмування. Для цього випадку гальмівний момент визначається за залежністю вигляду [4]

$$M_{\Gamma_1} = S_{з_1} R \left( e^{f_1 \alpha \frac{R}{R_0}} - 1 \right) \left[ 1 + e^{f_1 \alpha \frac{R}{R_0}} + e^{2f_1 \alpha \frac{R}{R_0}} + \dots + e^{(n-1)f_1 \alpha \frac{R}{R_0}} \right],$$

де  $S_{з1}$  – натяг збігаючої гілки гальмівної стрічки в кінці першої стадії гальмування;  $R, R_0$  – радіуси внутрішньої і зовнішньої поверхонь фрикційних накладок;  $f_l$  – коефіцієнт тертя при взаємодії робочої поверхні гальмівної стрічки із зовнішніми поверхнями фрикційних накладок;  $\alpha$  – центральний кут накладки;  $n$  – кількість накладок на гальмівному шківі, охоплених гальмівною стрічкою.

В той же час момент, що створюється на гальмівному валі, рівномірно розподілений між гальмівними стрічками і складає

$$M_{\Gamma_1} = 2S_{з1} r \sin \alpha',$$

де  $r$  – радіус кривошипа;  $\alpha'$  – кут нахилу кривошипа до горизонту (рис.2.7 а, б, в).

Тоді зусилля натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки

$$S_{з1} = \frac{M_{\Gamma_1}}{2r \sin \alpha'} \quad (2.19)$$

Сила тертя між робочою внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки і зовнішніми поверхнями фрикційних накладок дорівнює

$$F_{mp_1} = S_{н1} - S_{з1}, \quad (2.20)$$

при цьому  $S_{н1} / S_{з1} = e^{f_l \alpha_1}$ , де  $\alpha_1$  – кут охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок.

З урахуванням залежності (2.19) отримуємо вираз для визначення натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки

$$S_{н1} = \frac{M_{\Gamma_1} e^{f_l \alpha_1}}{(2r \sin \alpha')} \quad (2.21)$$

Гальмівний момент, який реалізується в момент завершення третьої стадії гальмування, визначається за залежністю вигляду [49]

$$M_{\Gamma_3} = S_{з3} \left( e^{\frac{f_2 \alpha n R}{R_0}} - 1 \right) \left( 1 + \Delta u \right) \frac{R}{k}, \quad (2.22)$$

де  $S_{з3}$  – натяг збігаючої гілки гальмівної стрічки в момент завершення третьої



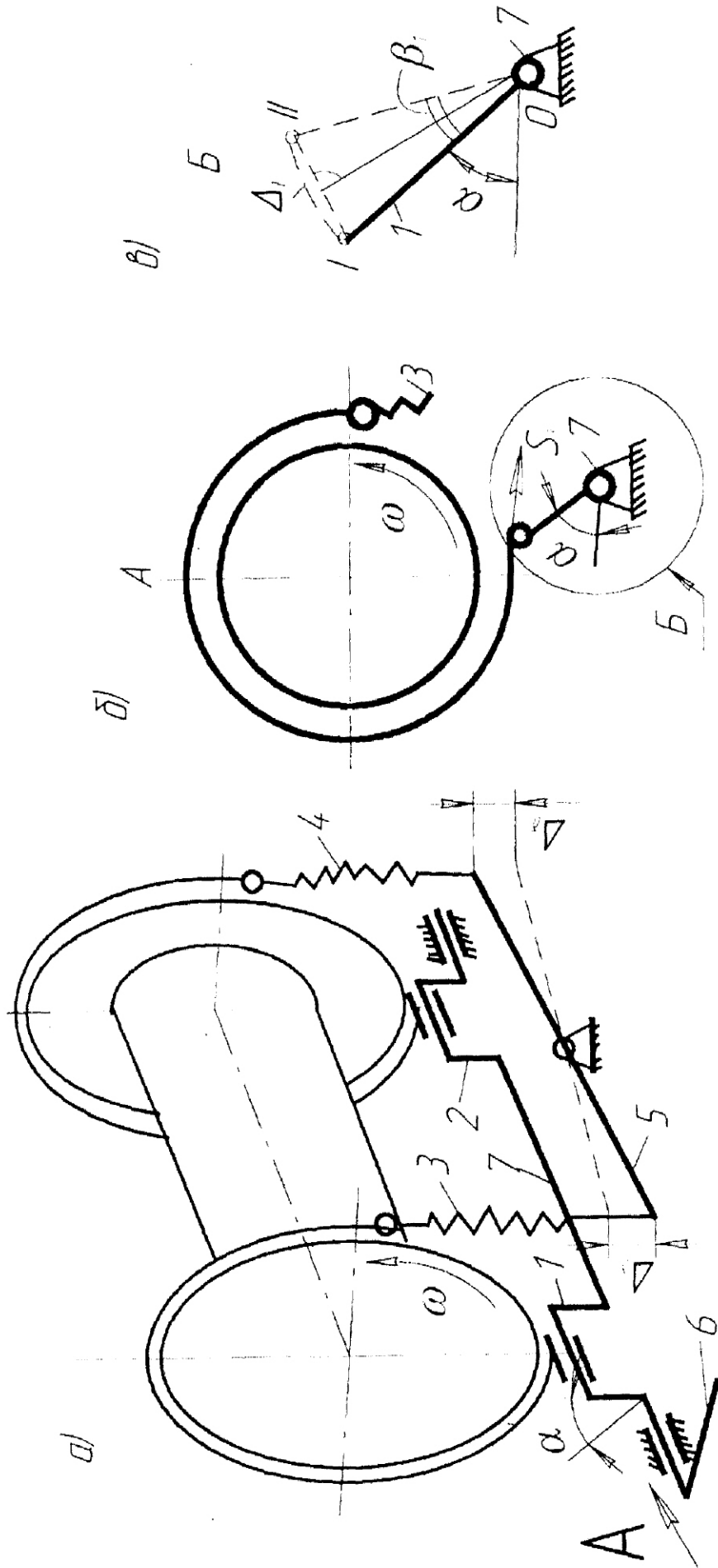


Рис.2.7 а, б, в Схема стрічково-колодкового гальма (а): 1, 2 – кривошипи; 3, 4 – тяги набігаючих гілок лівої та правої гальмівних стрічок; 5 – балансір; 6 – важіль керування гальмом; 7 – гальмівний вал; б – розрахункова схема гальма; в – положення кривошипа в гальмі

стадії гальмування;  $f_2$  – коефіцієнт тертя при взаємодії внутрішньої поверхні фрикційної накладки з робочою поверхнею гальмівного шківів;  $\Delta u = u_1 - u_2$  – комплексні коефіцієнти;

$$u_1 = (k-1)c; \quad u_2 = \frac{(3-2c)(k+1)c^2-1}{3(1-c)^2}; \quad k = \frac{f_2}{f_1}; \quad c = \frac{t_1}{t_3};$$

$t_1, t_3$  – тривалість першої і третьої стадій гальмування.

Діючи за аналогією з першою стадією гальмування, отримуємо вираз для визначення натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки в момент завершення третьої стадії гальмування

$$S_{n_3} = \frac{M_{\Gamma_3} e^{f_2 \alpha_2}}{(2r \sin \alpha')},$$

де  $\alpha_2$  – кут охоплення внутрішніми поверхнями фрикційних накладок, які знаходяться під гальмівною стрічкою, робочої поверхні гальмівного шківів.

Сила  $S_{n_3}$  спричинює деформацію тяги

$$\Delta_T = \frac{S_{n_3}}{c_T} = \frac{M_{\Gamma_3} e^{f_2 \alpha_2}}{(2rc_T \sin \alpha')}, \quad (2.23)$$

де  $c_T$  – жорсткість тяги.

Деформація гальмівної стрічки від дії сили тертя ( $F_{mp_3}$ ) становить

$$\Delta_c = \frac{F_{mp_3} R_c}{AF_c},$$

де  $R_c$  – радіус середньої лінії перерізу гальмівної стрічки.

З урахуванням залежностей (2.19) і (2.20) отримаємо

$$\Delta_c = \frac{M_{\Gamma_3}}{2r \sin \alpha'} (e^{f_2 \alpha_1} - 1) R_c \frac{1}{AE_c}. \quad (2.24)$$

Рівномірний розподіл сил гальмування між гальмівними шківівми забезпечується балансиrom 5, який хитається навколо своєї осі (див. рис.2.7 а).

Загальна деформація збігаючої гілки лівої і правої гальмівних стрічок становить

$$\Delta_1 = \Delta_c + \Delta_T + \Delta_\delta; \quad (2.25) \quad \Delta_2 = \Delta_c + \Delta_T - \Delta_\delta, \quad (2.26)$$

де  $\Delta_\delta$  – переміщення кінців балансира, спричинене його поворотом.

При цьому вважаємо, що кінець балансира в новому положенні є нерухомим, коли переміщення збігаючої гілки стрічки зумовлене подовженням (деформацією) стрічки, подовженням тяги і поворотом балансира.

Переміщення збігаючої гілки гальмівної стрічки зумовить поворот кривошипа, тобто в результаті видовження  $\Delta_l$  кривошип 1 з положення I переміститься в положення II. Трикутник IOII є рівнобедреним, його бічна сторона дорівнює радіусу кривошипа, а основа – величині шуканої деформації (див. рис.2.7 в). Тоді з рис.2.7 б, в

$$\sin \frac{\beta_1}{2} = \frac{\Delta_1}{2r}; \quad \sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{\Delta_2}{2r}.$$

Беручи до уваги те, що  $\beta$  являють собою вельми малі кути,  $\sin\beta$  заміняємо самим кутом. Отже

$$\frac{\beta_1}{2} \approx \frac{\Delta_1}{2r}; \quad \frac{\beta_2}{2} \approx \frac{\Delta_2}{2r} \quad \text{або} \quad \beta_1 \approx \frac{\Delta_1}{r}; \quad \beta_2 \approx \frac{\Delta_2}{r}.$$

З урахуванням виразів (2.25) і (2.26)

$$\beta_1 = \frac{\Delta_c + \Delta_T + \Delta_\delta}{r}; \quad \beta_2 = \frac{\Delta_c + \Delta_T - \Delta_\delta}{r},$$

тобто кут повороту лівого кривошипа є більшим, ніж правого.

$$\begin{cases} \beta_1 + \beta_2 = \frac{2(\Delta_c + \Delta_T)}{r}; \\ \beta_1 - \beta_2 = \frac{2\Delta_\delta}{r}. \end{cases} \quad (2.27)$$

В свою чергу, різниця  $(\beta_1 - \beta_2)$  являє собою кут закручування гальмівного вала, тобто є деформацією кручення,  $\beta_1 - \beta_2 = \frac{M_{кр}l}{GI_p}$ , де  $M_{кр} = M_{Г_2}$ ;  $l$  – відстань між кривошипами;  $GI_p$  – жорсткість перерізу вала при крученні.

Розв'язуючи систему (2.27), отримуємо

$$\beta_1 = \frac{\Delta_c + \Delta_T}{r} + \frac{64M_{кр}l}{G\pi d^4}; \quad (2.28)$$

$$\beta_2 = \frac{\Delta_c + \Delta_T}{r} - \frac{64M_{кр}l}{G\pi d^4}. \quad (2.29)$$

За останніми залежностями (2.28) і (2.29) можна визначати кути  $\beta_1$  і  $\beta_2$  повороту кривошипів колінчастого вала, при яких відбувається компенсація деформацій гальмівних стрічок, тяг їхніх гілок і відповідно гальмівного вала від деформації кручення.

Для прикладу нами визначені деформації гальмівного вала стрічково-колодкового гальма бурової лебідки установки БУ-2500 ЕП, обладнаного фрикційними вузлами з рухомими накладками за наступними вихідними даними:  $l_1=0,22$  м;  $l_2=3,1$  м;  $l_3=0,31$  м;  $r=0,08$  м;  $R=0,59$  м;  $\alpha'=70^\circ$ ;  $A=1,1 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>;  $f_2=0,30$ ;  $E_c=2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $E_n=0,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $c_T=690$  МН/м;  $c_l=0,13$  МН/м;  $S_3=40$  кН.

Гальмівний момент, обчислений за залежністю (2.22), в кінці третьої стадії гальмування досяг величини  $M_{Г_3}=72$  кНм.

При куті охоплення гальмівною стрічкою  $\varphi_0=4,0$  рад і питомих навантаженнях на поверхнях тертя внутрішніх фрикційних вузлів  $p=1,0$  МПа кут повороту кривошипа гальмівного вала склав  $\beta=5,5 \cdot 10^{-5}$  рад (розрахунки виконані за залежністю (2.28)).

Реалізація методів покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволила розробити засоби підвищення їхніх експлуатаційних параметрів.

#### **2.4 Засоби покращення основних експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм**

Одним із головних засобів покращення ефективності зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм є визначення раціональної величини площі тертя, яка під час їхньої роботи має дискретний

характер. При цьому дуже важливим є встановлення взаємозв'язку цієї величини із значеннями розглянутих вище параметрів.

Покажемо це на прикладі аналізу вищеперелічених експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма, які зумовлюють його високу працездатність при дотриманні регламентованих рівнів навантаженості.

Відомо, що різниця натягів ділянок гальмівної стрічки при взаємодії її внутрішньої поверхні зі зовнішньою поверхнею фрикційної накладки визначають силу тертя ( $F_{mp}$ ), яка розвивається між ними. При цьому коефіцієнт тертя визначається за залежністю вигляду

$$f = F_{mp}/N, \quad (2.30)$$

де  $N$  – нормальна сила, яка діє з боку стрічки на зовнішню поверхню фрикційної накладки.

Якщо ліву і праву частини залежності (2.30) помножити на  $A_\rho$ , отримаємо

$$fA_a = \frac{F_{mp}}{p}, \quad (2.31)$$

де  $p$  – питомі навантаження, що діють в зоні взаємодії внутрішніх фрикційних вузлів.

Із залежності (2.2) для визначення коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя знаходимо параметр  $A_{a_1}$  і після підстановки його значення у формулу (2.31), отримаємо

$$f \frac{A_0^2 k_{\text{вз}}}{A_{a_2}} = \frac{F_{mp}}{p}. \quad (2.32)$$

З рівняння (2.32) випливає, що за інших рівних умов більший коефіцієнт взаємного перекриття будь-яких пар тертя фрикційних вузлів гальма призводить до зменшення коефіцієнта тертя і зростання інтенсивності зношування елементів пар тертя. Збільшення температурного градієнта за рахунок зміни конструктивних параметрів внутрішніх фрикційних вузлів (наприклад, за рахунок зміни коефіцієнта взаємного перекриття) і умов

тепловіддачі від металевих елементів тертя при інших рівних умовах призводить до збільшення коефіцієнта тертя і зносостійкості.

Коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя внутрішніх і зовнішніх фрикційних вузлів визначає величину питомих навантажень, які діють на поверхнях їхньої взаємодії. Тому, в розглянутих вище конструкціях гальм можливий один із шляхів керування перерозподілом питомих навантажень в їхніх фрикційних вузлах, який полягає у встановленні фрикційних накладок зі змінним кроком. На стрічці останній має збільшуватися в напрямку від набігаючої до збігаючої гілки. Це конструктивне рішення дасть можливість за рахунок збільшення контактної площі внутрішніх поверхонь накладок зменшити питомі навантаження на набігаючій гілці стрічки і відповідно збільшити їх на збігаючій гілці. Проте, таке розміщення фрикційних накладок на дузі охоплення стрічки може спричинити їхню різну кількість на набігаючій і збігаючих гілках, що призведе до порушення класичного правила наявності однакової кількості накладок на гілках стрічки. Для дотримання вказаного правила рекомендується встановлювати фрикційні накладки зі сталим кроком, але різних розмірів (площ) на набігаючій та збігаючій гілках стрічки. При цьому площа накладок повинна збільшуватися в напрямку від збігаючої до набігаючої гілки гальмівної стрічки.

У фрикційних вузлах нетрадиційного гальма фрикційні накладки обертаються разом зі шківом, і в процесі гальмування відбувається безперервна зміна їхнього положення по відношенню до гілок гальмівної стрічки.

Розглянемо окремо роботу зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів такого гальма. Перерозподіл питомих навантажень у зовнішніх фрикційних вузлах відбувається в залежності від інтенсивності і тривалості першої стадії гальмування. При певній величині зусилля натягу гальмівної стрічки відбувається зрив попереднього натягу між контактуючими поверхнями внутрішніх фрикційних вузлів, і затиснений гальмівною стрічкою бандаж, сформований з фрикційних накладок, стає нерухомим. В цьому випадку

перерозподілу питомих навантажень між гілками стрічки не відбувається. Отже, в нетрадиційному гальмі на першій стадії гальмування нерухомими у відносному русі є зовнішні поверхні накладок, а на третій – внутрішні. Тому виходячи з вищенаведеного, необхідно, щоб серед накладок, які встановлені з натягом на шківі, були б і рухомі, які б на першій стадії гальмування мали можливість автоматично підлаштовуватися під зони найбільших питомих навантажень. Це сприятиме автоматичному раціональному перерозподілу питомих навантажень за рахунок безупинної зміни величини контактної площі зовнішніх поверхонь накладок. Окрім того, положення накладок, які зайняли найвигіднішу позицію у бандажі, при переході на третю стадію гальмування надійно фіксується гальмівною стрічкою притисканням бандажа до робочої поверхні шківів. Все це сприятиме зниженню динамічної навантаженості нетрадиційного гальма при його роботі на різних стадіях гальмування.

Ефективним засобом підвищення основних експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є інтенсифікація тепловідведення із зон тертя шляхом їхнього примусового охолодження. Одним з найбільш перспективних видів зниження теплонавантаженості гальм є охолодження їхніх пар тертя з використанням термоелектричного ефекту. При цьому для охолодження використовуються термобатарей, складені з напівпровідникових елементів (наприклад, циліндричних стрижнів) з  $n$ - та  $p$ -провідністю, які встановлюються в тіло фрикційної накладки. При ковзанні по поверхні шківів на гарячому спаї термобатарей виникає різниця потенціалів і, як наслідок, електрорушійна сила. З'єднання холодних спаїв термоелементів за допомогою дротів та під'єднання до них електробатарей спричинює циркуляцію електричного струму в зовнішньому електричному ланцюгу. В залежності від напрямку руху електроструму в термоелементах можливе використання термобатарей в режимі термоелектроохолодильника або термоелектрогенератора. Так, на першій стадії гальмування при використанні термобатарей, під'єднаних між собою

послідовно, пари тертя зовнішніх фрикційних вузлів працюють в режимі термоелектрогенератора, гальмівний шків при цьому відіграє роль теплорозсіювального елемента. На третій стадії гальмування вже пари тертя внутрішніх фрикційних вузлів працюють в режимі термоелектрогенератора, а гальмівна стрічка є теплорозсіювальним елементом. Для серійного стрічково-колодкового гальма використання термоелектричного виду охолодження є більш складним, оскільки в цьому випадку з метою вирівнювання теплонавантаженості гальма по довжині стрічки необхідно знизити тепловий стан пар тертя, які знаходяться на набігаючій її гілці, і підвищити його для пар тертя збігаючої гілки.

Таким чином, наявність запропонованої низки методів та засобів покращення працездатності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволяє перейти до експериментальних досліджень динамічної і теплової навантаженості нових типів фрикційних вузлів з метою перевірки правомірності викладених теоретичних засад і працездатності даних конструкцій в стендових умовах.

## ВИСНОВКИ

1. В результаті теоретичного обґрунтування доцільності застосування методів і засобів покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок зроблено наступне:

- розроблено фізичну модель тертя, на якій теоретично досліджено перебіг процесів макротеплоутворення, теплопровідності і тепловіддачі в довкілля при роботі зовнішніх і внутрішніх вузлів гальма з рухомими накладками і проаналізовані їхні відмінності;



- встановлено якісний і кількісний вплив на працездатність нетрадиційного гальма величин співвідношення його регламентованих параметрів  $S_H/S_3=e^{f\alpha}$  і  $F_o/\Delta S=\mu(f)$  (де  $S_H$ ,  $S_3$  – зусилля натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки;  $e$  – основа натурального логарифма;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $\alpha$  – кут охоплення стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок;  $F_o$  – колове зусилля на гальмівному шківі;  $\Delta S=S_H-S_3$ ), а також взаємозв'язок між величинами коефіцієнта взаємного перекриття, питомих навантажень, поверхневих температур, температурних градієнтів, коефіцієнтів тертя і зношування поверхонь накладок. При цьому основним конструктивним параметром гальма є коефіцієнт взаємного перекриття його пар тертя.

## 2. Отримані аналітичні залежності для визначення:

- зусиль натягу набігаючої гілки стрічки в різних типах фрикційних вузлів гальма з рухомими накладками з урахуванням коефіцієнтів тертя спокою і тертя ковзання при його роботі в різних стадіях гальмування;
- повного видовження гальмівної стрічки при різному розташуванні на ній накладок (зі змінним і сталим кроками);
- деформації елементів гальма з рухомим накладками (гальмівної стрічки, тяги, гальмівного вала) і встановлено вплив цих деформацій на кутове переміщення кривошипа колінчастого вала гальма.

3. Проаналізовані динамічні (цілеспрямований перерозподіл питомих навантажень по дузі охоплення гальмівною стрічкою накладок при розміщенні останніх зі змінним кроком) і теплові (використання термоелектричного охолодження з різними режимами роботи термобатарей) засоби покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колових гальм бурових лебідок.

### РОЗДІЛ 3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

### 3.1 Задачі та методика експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є одержання банка даних з динамічної і теплової навантаженості модельного (з рівномірним і нерівномірним кроком встановлення накладок на стрічці) і нетрадиційного гальма при їхніх випробуваннях в лабораторних умовах. Схеми модельного гальма різняться конструкцією бандажів, набраних з фрикційних накладок. При цьому останні встановлені зі змінним кроком і підпружинені між собою пружинами змінної жорсткості.

У відповідності з цим програмою досліджень передбачене наступне:

- встановлення впливу на працездатність гальма величини співвідношень основних динамічних, конструктивних і експлуатаційних параметрів пар тертя зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів;
- проведення циклічних випробувань гальма з метою порівнювання умов роботи накладок різної ширини, встановлених на гальмівній стрічці та шківі зі сталим і змінним кроком;
- оцінювання довговічності накладок.

При цьому такі експлуатаційні параметри зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма, як коефіцієнт тертя і інтенсивність його зміни, величини зношування зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, є інтегральними характеристиками, які визначаються комплексом механічних, теплофізичних, хімічних та інших властивостей фрикційних матеріалів. Крім того, всі параметри процесів тертя у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма є взаємопов'язаними: при зміні питомих навантажень та швидкості

ковзання змінюється потужність тертя, і відповідно, і кількість теплоти, яка генерується на робочих поверхнях фрикційних вузлів.

В табл.3.1 наведені шляхи розв'язування задач досліджень з динамічної і теплової навантаженості модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, які і визначили вибір об'єктів дослідження, необхідного обладнання, вимірювальних приладів та реєструючої апаратури.

### **3.2 Вимоги до гальмівного стенда для дослідження фрикційних вузлів гальм та його робота**

Аналіз методів та засобів дослідження динамічної і теплової навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок дозволяє виявити основні тенденції їхнього розвитку і сформулювати вимоги до модельного гальмівного стенда методологічного та конструктивного характеру.

До числа методологічних вимог відноситься: відтворення результатів однотипних навантажень від циклу до циклу при дослідженні фрикційних вузлів без їхнього демонтажу; чутливість до незначної зміни властивостей пар тертя фрикційних вузлів в залежності від режимів випробування; відсутність впливу засобів дослідження на отримувані результати; достовірність та відповідність результатів досліджень промисловим умовам роботи гальма; уніфікація методів і засобів дослідження з метою забезпечення можливості отримання порівнюваних даних; зручність проведення випробувань фрикційних вузлів гальма; відповідність естетичним критеріям.

З вищеперелічених вимог впливають особливості випробувань різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

З вимоги відтворення результатів безпосередньо впливає необхідність дотримання часу, відведеного на повні цикли гальмування серійного і

Таблиця 3.1  
Розв'язування задач дослідження навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колоткових гальм бурових лебідок (в лабораторних умовах)

№ п/п	Найменування етапів досліджень	Умови проведення досліджень	Параметри, що вимірюються або розраховуються
1	2	3	4
1.	<p>Прироблення внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колоткового гальма в лабораторних умовах при його циклічному навантаженні та контрольні виміри параметрів експлуатаційних параметрів гальма.</p>	<p>Серійні фрикційні накладки (8 шт.) встановлювалися на гальмівній стрічці зі сталем та змінним кроками по дузі її охоплення (270°). Сталій крок між накладками на стрічці складав 33 мм. Змінний крок між накладками на стрічці становив: на набігаючій гілці між: 1-2-ою—10 мм; 2-3-ою—16 мм; 3-4-ою—23 мм; 4-5-ою—30 мм; на збігаючій гілці між: 5-6-ою—36 мм; 6-7-ою—43 мм; 7-8-ою—49 мм. Тривалість гальмування складала 10 с, а пауз між гальмуваннями — 10 с. Кількість циклічних гальмувань дорівнювала 150. П'єзоелектричними датчиками вимірювалися нормальні сили взаємодії між робочою поверхнею гальмівної стрічки та неробочими поверхнями фрикційних накладок при фіксованих значеннях натягу збігаючої гілки стрічки і частоти обертання гальмівного шківів. В подальшому проводився розрахунок питомих</p>	<p>1. Натяг набігаючої гілки стрічки, Н. 2. Нормальні сили взаємодії фрикційної пари, Н. 3. Питомі навантаження у фрикційних вузлах, МПа. 4. Коефіцієнти взаємного перекриття накладками набігаючої та збігаючої гілок стрічки робочої поверхні гальмівного шківів. 5. Час гальмування, с. 6. Тривалість пауз між гальмуваннями, с. 7. Кількість гальмувань. 8. Деформації гальмівної стрічки, мм. 9. Поверхневі температури пар тертя, °С.</p>

1	2	3	4
1		<p>взаємного перекриття накладками набігаючої та збігаючої гілок стрічки робочої поверхні гальмівного шківа. Тензорезисторними датчиками вимірювалися деформації розтягу ділянок стрічки між фрикційними накладками від збігаючої до набігаючої її гілок. Поверхневі температури внутрішніх пар тертя гальма вимірювалися хромель-копелевими термопарами.</p>	
2.	<p>Дослідження в лабораторних умовах впливу динамічної та теплової навантаженості внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма на величину його експлуатаційних параметрів.</p>	<p>Умови проведення досліджень є аналогічними до п. 1. Окрім того, проводилися розрахунки коефіцієнтів тертя та гальмівних моментів при різних схемах розташування накладок на гальмівній стрічці при циклічних навантаженнях фрикційних вузлів гальма.</p>	<p>Перелік основних експлуатаційних параметрів гальма наведений в п. 1. Окрім того розраховувалися:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- коефіцієнти тертя у фрикційних вузлах;</li> <li>- гальмівні моменти, які розвивають фрикційні вузли гальма, Н·м.</li> </ul>
3.	<p>Оцінювання величини зношування внутрішніх поверхонь фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма при природному охолодженні.</p>	<p>Визначення за допомогою резисторних датчиків величини зношування внутрішніх поверхонь накладок безпосередньо під час гальмувань, а також мікрометруванням по ширині накладок після їхнього зняття з гальмівної стрічки.</p>	<p>1. Товщина зношеного матеріалу внутрішньої поверхні фрикційних накладок по їхній ширині, мм.</p> <p>2. Кількість циклічних гальмувань.</p>

Продовження табл.3.1

1	2	3	4
4.	<p>Припрацювання зовнішніх та внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічкового колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками при його циклічному навантаженні та контрольні виміри його експлуатаційних параметрів.</p>	<p>Фрикційні накладки з різними геометричними параметрами набиралися на два циліндричних стрижня (<math>\varnothing 6,0</math> мм) з рівномірним та змінним кроками в кількості 4-х, 6-ти і 8-ми шт. Між накладками встановлювалися циліндричні пружини з різними геометричними параметрами та динамічними характеристиками [39]. Утворені таким чином бандажі, основні геометричні параметри яких наведені в табл.3.2, монтувалися по чергово на гальмівний шків. Циліндричні стрижні муфтами зтягували так, щоб створити натяг між внутрішньою поверхнею накладок і робочою поверхнею гальмівного шківа. Гальмівна стрічка шириною <math>b_c=65</math> мм та товщиною <math>h_c=20</math> мм мала кут охоплення <math>\beta=270^\circ</math> зовнішніх поверхонь фрикційних накладок. Питомі навантаження у внутрішніх фрикційних вузлах гальма були більшими за питомі навантаження у зовнішніх фрикційних вузлах на величину натягу, а величини коефіцієнтів тертя між названими вище парами тертя – навпаки.</p>	<p>Вимірюються та визначаються ті ж параметри, що і в п.1, окрім деформацій гальмівної стрічки між фрикційними накладками. Нормальні сили, питомі навантаження, коефіцієнти взаємного перекриття вимірюються та визначаються не тільки для внутрішніх, але й для зовнішніх фрикційних вузлів гальма.</p>

1	2	3	4
5.	Дослідження в лабораторних умовах впливу динамічної та теплової навантаженості зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками на величину його експлуатаційних параметрів.	Умови проведення досліджень є аналогічними до п. 4. Окрім того, обчислювали значення коефіцієнтів тертя та гальмівних моментів для різних схем розташування накладок в бандажах при циклічних навантаженнях фрикційних вузлів гальма. При цьому використовували накладки з різними геометричними параметрами.	Аналізувалися величини експлуатаційних параметрів гальма, наведених в п.4. Окрім того, розраховувалися: - коефіцієнти тертя у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах; - гальмівні моменти, які розвивають фрикційні вузли гальма, Н·м.
6.	Оцінювання величини зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма при природному та примусовому охолодженні його фрикційних вузлів.	Визначення за допомогою резисторних датчиків величини зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь накладок бандажа безпосередньо під час роботи гальма, а також мікрометруванням по ширині накладок після зняття з гальмівного шківа.	1. Товщина зношеного матеріалу зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційних накладок по їхній ширині, мм. 2. Кількість циклічних гальмувань.

нетрадиційного гальма, а також їхньої кількості. Задачею найближчого майбутнього є використання ЕОМ для забезпечення автоматизованого керування послідовністю і тривалістю циклів гальмування.

З вимогою чутливості пов'язано використання в дослідницькому комплексі датчиків і приладів, які б оперативно реагували на зміну динамічних і теплових параметрів досліджуваних фрикційних вузлів гальма.

Для виключення негативного впливу засобів дослідження на точність отримуваних результатів необхідно мати універсальний гальмівний стенд, який дозволяв би вивчати різні конструкції фрикційних вузлів гальм в широкому інтервалі умов їхньої роботи. Використання гальмівного стенда при дослідженні різних конструкцій фрикційних вузлів гальма в інтервалі деяких їхніх робочих навантажень по відношенню до промислових режимів навантаження можна вважати частково універсальним. Підвищення універсальності пов'язано з можливістю проведення випробувань і досліджень в різноманітних контрольованих середовищах при примусовому охолодженні пар тертя фрикційних вузлів гальма на вибраних режимах тертя (статичному, статично-динамічному, динамічному) при заданому законі зміни гальмівного момента та поверхневої температури. Остання в стендових умовах може підтримуватися системою штучного терморегулювання.

Вимога достовірності отриманих результатів пов'язана, головним чином, з методологічною стороною питання. На даний час багато зроблено в галузі моделювання реальних умов роботи фрикційних вузлів гальма з урахуванням впливу середовищ та при примусовому охолодженні їхніх пар тертя. Отримання достовірних і порівнюваних результатів неможливе без використання деяких стандартних методів їхньої обробки, а саме математичної статистики. Використання математико-статистичних методів вимагає як накопичення достатньо великого об'єму інформації по кожній з досліджуваних величин, так і великої кількості обчислювальних операцій.



На основі вищевикладеного наведемо опис гальмівного стенда та його роботи для дослідження різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Для гальмівного стенда в якості об'єкта досліджень була вибрана геометрична модель стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 з масштабом геометричної подібності  $M_{II}=2,9$ .

Матеріали гальмівного шківа та фрикційних накладок модельного стрічково-колодкового гальма були такими ж, як і серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Випробуванням підлягали гальма з різною конструкцією бандажів, встановлюваних на робочу поверхню гальмівного шківа.

Перед монтуванням фрикційних накладок у бандаж або на гальмівну стрічку модельного гальма необхідно пам'ятати, що коефіцієнти тертя обгорілих фрикційних накладок є значно вищими, ніж нових, матеріал яких є сирым. Тому з метою отримання з перших гальмувань високих значень коефіцієнтів тертя необхідно провести термообробку матеріалу накладок ФК-24А. Вона полягає у нагріванні поверхонь тертя матеріалу накладок до температури 400-420 °С (тобто до початку вигорання легких фракцій фенолформальдегідної смоли). Нагрівання проводять без вільного доступу окислювального середовища (наприклад, в піску) до часткового припинення димовиділення.

Після встановлення фрикційних накладок на шків перед проведенням випробувань необхідно здійснити припрацювання їхніх внутрішніх та зовнішніх поверхонь, відповідно, до робочих поверхонь гальмівного шківа і стрічки. Це пов'язане з тим, що під час припрацювання накладок відбувається зміна фрикційних властивостей їхнього матеріалу під дією високих поверхневих температур. Всі ці заходи дозволять більш точно відтворити реальні умови експлуатації гальма. Окрім того, необхідність проведення припрацювання накладок зумовлена ще й тим, що при цьому досягається більш

повне прилягання поверхонь накладок до металевих елементів тертя. При цьому величини коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя фрикційних вузлів наближаються до розрахункових значень.

Основні геометричні характеристики модельного стрічково-колодкового гальма з різними типами фрикційних вузлів наведені в табл.3.2.

Загальний вигляд гальмівного стенда з модельним стрічково-колодковим гальмом наведено на рис.3.1 *а*. Розглянемо конструктивні особливості гальмівного стенда з модельним стрічково-колодковим гальмом. Основні вузли гальмівного стенда розміщені на двох двотаврових балках 1, які анкерними болтами прикріплені до бетонної основи. В модель гальма входить гальмівна стрічка 2, робоча поверхня якої на першій стадії гальмування взаємодіє із зовнішніми поверхнями фрикційних накладок 3. Внутрішні поверхні останніх насаджені з натягом на робочу поверхню гальмівного шківів 4 за допомогою кільцевих циліндричних стрижнів 5 і пружин 6. Кінці кожного циліндричного стрижня 5 з'єднані між собою муфтою (на рис.3.1 *а* не показані), в результаті чого стрижень утворює кільце. Накладки 3 можуть переміщатися вздовж кільцевих циліндричних стрижнів 5. Гальмівний шків 4 встановлений на валу 7 з підшипниками, які монтуються в опорах 8, і обертається двигуном постійного струму 9 через пружну пальцеву муфту 10. В якості електродвигуна 9 використано двигун постійного струму марки 2ПН225МУ5 потужністю 15,0 кВт, що забезпечило плавність регулювання обертового моменту на привідному валу і підтримування його стабільним при зміні частоти обертання гальмівного шківів. Зусилля взаємодії накладок з металевими елементами тертя регулювалися пристроєм навантаження 11 (рис.3.1 *б*).

В зв'язку з тим, що тягловий двигун 9 гальмівного шківів 4 (ДПС) живиться постійним струмом з номінальною напругою обмотки якоря (ЯД) 110 В (рис.3.1 *в*), для живлення обмотки ротора тягового двигуна було використано аналогічний двигун 12 постійного струму (ГПС), який працював у генераторному режимі. Вал 13 генератора 14 обертався асинхронним

Геометричні характеристики зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів нетрадиційного гальма

Показники	Числові значення			
	Бандажі			
	Перший	Другий	Третій	
Кількість фрикційних накладок, шт.	4	6	8	
Ширина накладки, мм	327,25	218,17	163,62	
Площа робочої поверхні однієї накладки, мм <sup>2</sup>	75922,0	50615,4	37959,8	
Кут охоплення накладкою шківів, град	75	50	37,5	
Крок між накладками, град/мм	15	10	7,5	
	65,44	43,64	32,72	
сталій	7,5	5,0	2,25	
	32,72	21,82	9,82	
	12,5	7,0	3,75	
	54,54	30,54	16,36	
	17,5	9,0	5,25	
	76,36	39,27	22,91	
	22,5	11,0	6,75	
	98,17	48,0	29,45	
		13,0	8,25	
		56,72	36,0	
		15,0	9,75	
		65,45	42,54	
змінний			11,25	
			49,09	
			12,75	
			55,63	
	Коефіцієнт взаємного перекриття зовнішніх фрикційних вузлів гальма ( $k_1$ )			
		min	0,779	0,769
	max	0,805	0,824	
	Коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх фрикційних вузлів гальма ( $k_2$ )	0,833		
	Відношення сумарної площі зовнішніх поверхонь накладок, які знаходяться під набігаючою та збігаючою гілками стрічки гальма, $A_H/A_3$	1,045	1,027	1,122



трифазним двигуном змінного струму (ДЗС) 14. На обмотки збудження генератора (ОЗГ) 12 і двигуна (ОЗД) 9 подавалися постійні струми, що випрямлялися на діодних мостах, зібраних на діодах VD1-VD4 та VD5-VD8, та регулювалися лабораторними автотрансформаторами ЛАТР-1М і ЛАТР-2М (рис.3.1 з).

Принципові електричні схеми керування модельним стрічково-колодковим гальмом, підключення датчиків до його деталей та докладний опис принципу роботи наведені в [66].

### **3.3 Порівняльна оцінка умов роботи різних типів фрикційних вузлів гальм**

Стрічково-колодкові гальма бурових лебідок мають ту особливість, що на їхній стрічках встановлюється парна кількість фрикційних накладок, наприклад 8, 10, 12, 18, 20, 22 і 26 і т.д. (рис.3.2 а). При цьому крок накладок є сталим. Вибір парної кількості фрикційних накладок на гальмівній стрічці пояснюється тим, що перша половина накладок умовно віднесена до набігаючої гілки гальмівної стрічки, а друга – до збігаючої. В цьому випадку коефіцієнти взаємного перекриття робочої поверхні гальмівного шківа і фрикційних накладок, що знаходяться на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, будуть однаковими. Проте класичне поняття однакова кількість фрикційних накладок, що припадають на набігаючу і збігаючу гілки гальмівної стрічки, а також однаковий коефіцієнт взаємного перекриття накладок і робочої поверхні гальмівного шківа втрачають зміст, якщо на гальмівній стрічці встановлювати накладки зі змінним кроком (рис.3.2 б). Проте, зміною площі фрикційних накладок, що встановлені на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, намагаються в деякій мірі вирівняти питомі навантаження по її довжині.



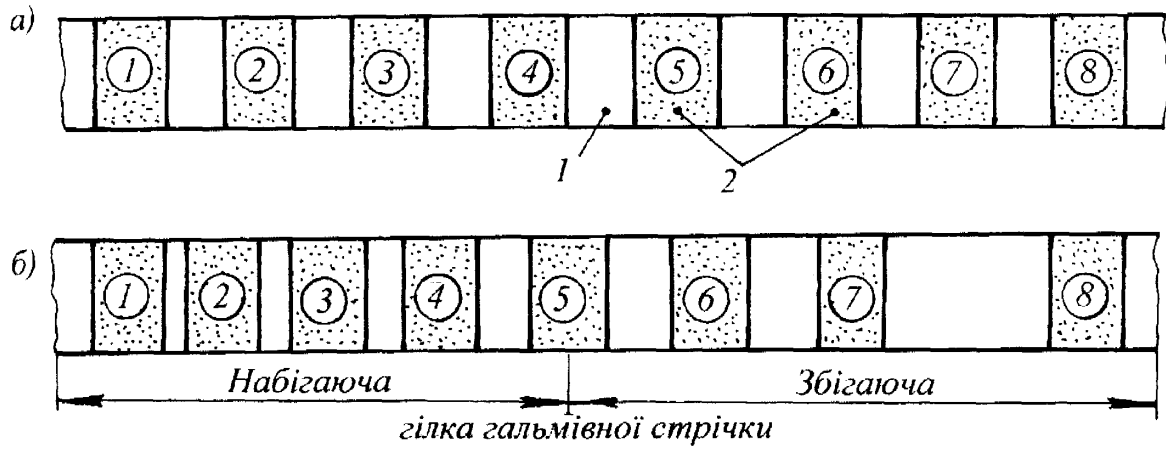


Рис.3.2 а,б Гальмівна стрічка (розгорнута) модельного гальма з розташованими на ній фрикційними накладками з рівномірним (а) та змінним (б) кроками: 1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка

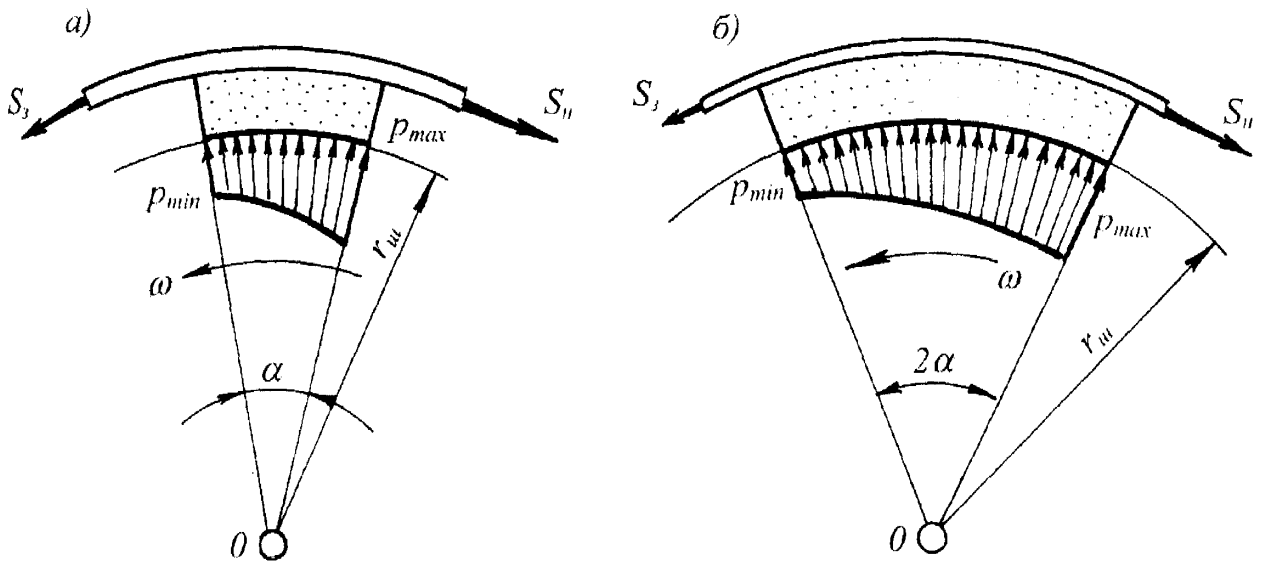


Рис.3.3 а, б Закономірності зміни питомих навантажень у внутрішніх парах тертя натурального стрічково-колодкового гальма при різних кутах охоплення накладкою робочої поверхні гальмівного шківa (а –  $\alpha$ ; б –  $2\alpha$ )

В стрічково-колодковому гальмі закономірності зміни питомих навантажень на поверхнях накладок, що взаємодіють з робочою поверхнею шківа, а також їхнього зношування подібні до зміни функції  $e^{f\alpha}$  ( $e$  – основа натурального логарифма;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $\alpha$  – кут охоплення накладками гальмівного шківа). В наведеній функції з плином часу гальмування  $f$  і  $\alpha$  безупинно змінюються. Окрім того, як було доведено вище, в даному гальмі при переході від збігаючої поверхні попередньої накладки до набігаючої ділянки поверхні наступної накладки спостерігається стрибкоподібна зміна питомих навантажень. Це явище підтверджується результатами експериментальних досліджень інтенсивності зношування робочої поверхні фрикційних накладок різної ширини (100-160 мм) (рис.3.3 а). При цьому встановлено, що із збільшенням кута охоплення однією накладкою шківа, тобто зі збільшенням її ширини, зростає гальмівний момент, а питомі навантаження по ширині накладки розподіляються більш рівномірно (рис.3.3 б). Пояснюється це, в першу чергу, тим, що кожна накладка з частиною гальмівної стрічки над собою є окремим гальмівним пристроєм з набігаючою і збігаючою частиною стрічки і набігаючою та збігаючою ділянками поверхонь фрикційних накладок. При цьому кожний гальмівний пристрій володіє різною ефективністю гальмування і вносить неоднакову частку в загальну ефективність гальма в цілому.

Особливість роботи фрикційних накладок в нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі, встановлених зі сталим кроком на робочій поверхні гальмівного шківа (рис.3.4 а, б, і рис.3.5 а, б, в), полягає в наступному. Бандажі з чотирма (див. рис.3.4 а і рис.3.5 а), шістьма (див. рис.3.5 б) і вісьмома (див. рис.3.5 в) фрикційними накладками насаджені з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа. Певна величина натягу забезпечується використанням з'єднувальних пружин сталої жорсткості. Накладки, насилені на кільцеві циліндричні стрижні, мають можливість відносного руху. На третій стадії гальмування бандаж при зтягуванні його гальмівною стрічкою ковзає

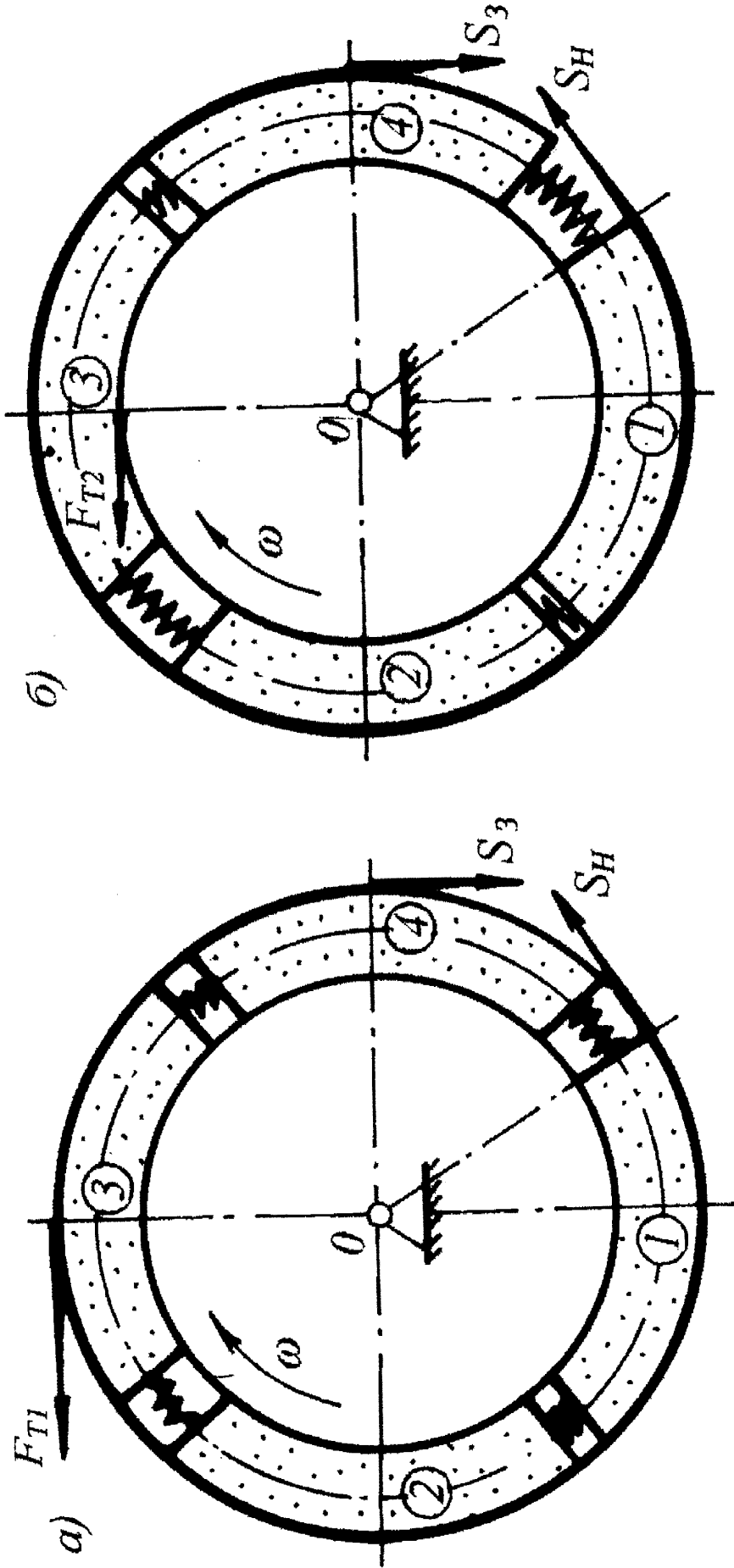


Рис.3.4 а, б Работа на першій (а) і третій (б) стадіях гальмування модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками (бандаж складений з чотирьох накладок), встановленими з рівномірним кроком на шківі:  $F_{T1}$ ,  $F_{T2}$  – сили тертя у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах; 1, 2, 3, 4 – нумерація фрикційних накладок



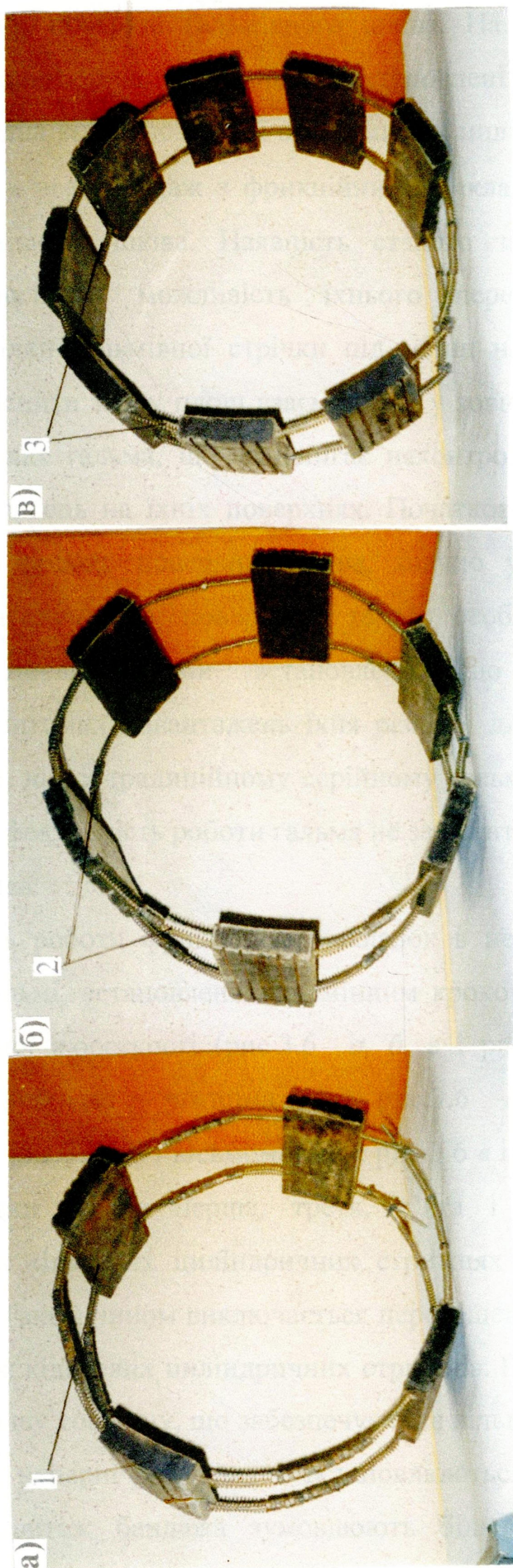


Рис.3.5 а, б, в Бандажі з рівномірним кроком встановлення чотирьох (а), шести (б) та восьми (в) фрикційних накладок з пружинами сталюї жорсткості: 1 – накладки з однаковими геометричними параметрами; 2, 3 – циліндричні: стрижні та пружини

відносно робочої поверхні гальмівного шківа. На початковій і перехідній стадіях гальмування фрикційні накладки, встановлені зі сталим кроком, можуть переміщатися одна відносно другої по кільцевих циліндричних стрижнях, а на кінцевій стадії – весь бандаж з фрикційними накладками відносно робочої поверхні гальмівного шківа. Наявність сталого зазору між фрикційними накладками виключає можливість їхнього переміщення з під більш навантаженої гілки гальмівної стрічки під менш навантаженою і тим самим самовільно здійснити зміну площі взаємодії як у зовнішніх, так і у внутрішніх фрикційних вузлах гальма, що запобігає неконтрольованому перерозподілу питомих навантажень на їхніх поверхнях. Початковий натяг, з яким бандаж насаджений на робочу поверхню шківа, значно уповільнює перерозподіл питомих навантажень на поверхнях тертя, особливо на першій стадії гальмування. Дослідженнями встановлено, що навіть за наявності перерозподілу питомих навантажень їхня різниця для різних гілок стрічки є значно меншою, ніж в традиційному серійному гальмі. При цьому необхідно зауважити, що ефективність роботи гальма не залежить від напрямку обертання гальмівного шківа.

Особливість роботи фрикційних накладок в нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі, встановлених зі змінним кроком і з'єднаних між собою пружинами різної жорсткості (рис.3.6 *а, б, в* і рис.3.7 *а, б, в*) полягає в наступному. В бандажі з чотирма (див. рис.3.6 *а* і рис.3.7 *а*), шістьма (див.рис.3.6 *б* і рис.3.7 *б*) і вісьмома (див. рис.3.6 *в* і рис.3.7 *в*) накладками всі непарні накладки (тобто перша, третя, п'ята і сьома) зафіксовані від переміщення на кільцевих циліндричних стрижнях за допомогою планок *б* (див.рис.3.8 *а*). Таким чином виключається переміщення непарних фрикційних накладок вздовж кільцевих циліндричних стрижнів. Парні фрикційні накладки мають дещо меншу товщину, що забезпечує їхнє вільне розміщення на робочій поверхні шківа, непарні ж накладки встановлюються на ній з натягом. Таке виконання і монтаж бандажа зумовлюють більш плавну роботу гальма

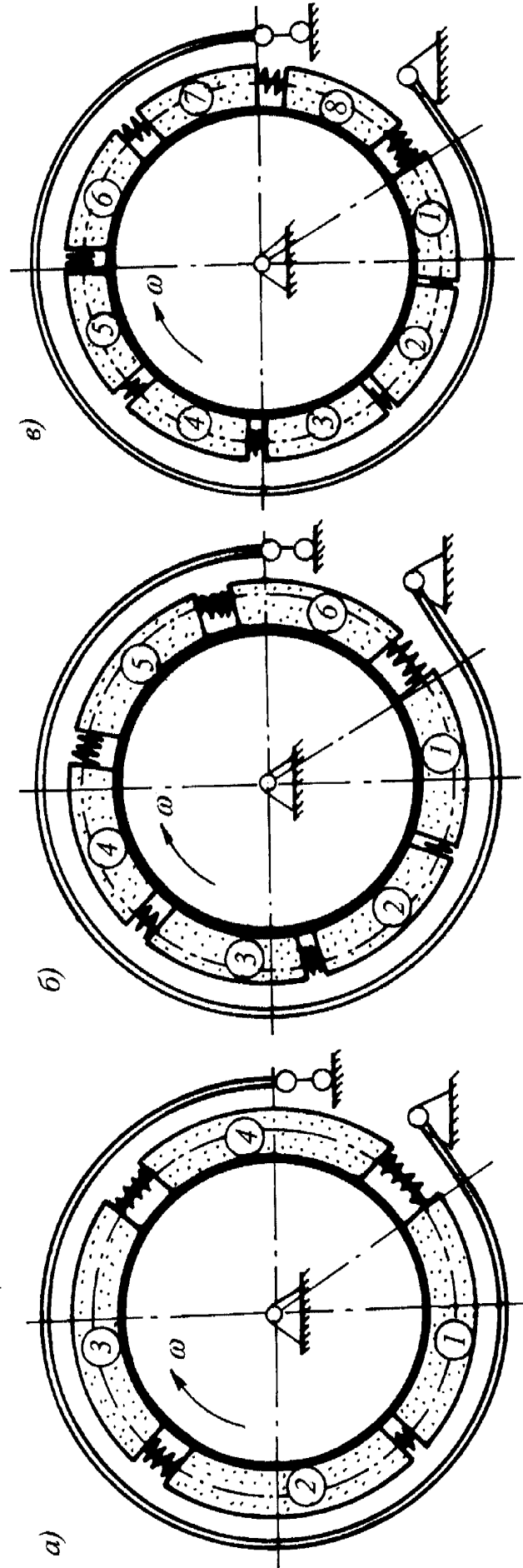


Рис.3.6 а, б, в Стрічково-колодкове гальмо в розімкненому стані з рухомими фрикційними накладками, встановленими зі змінним кроком в бандажі з чотирьох (а), шести (б) та восьми (в) накладок



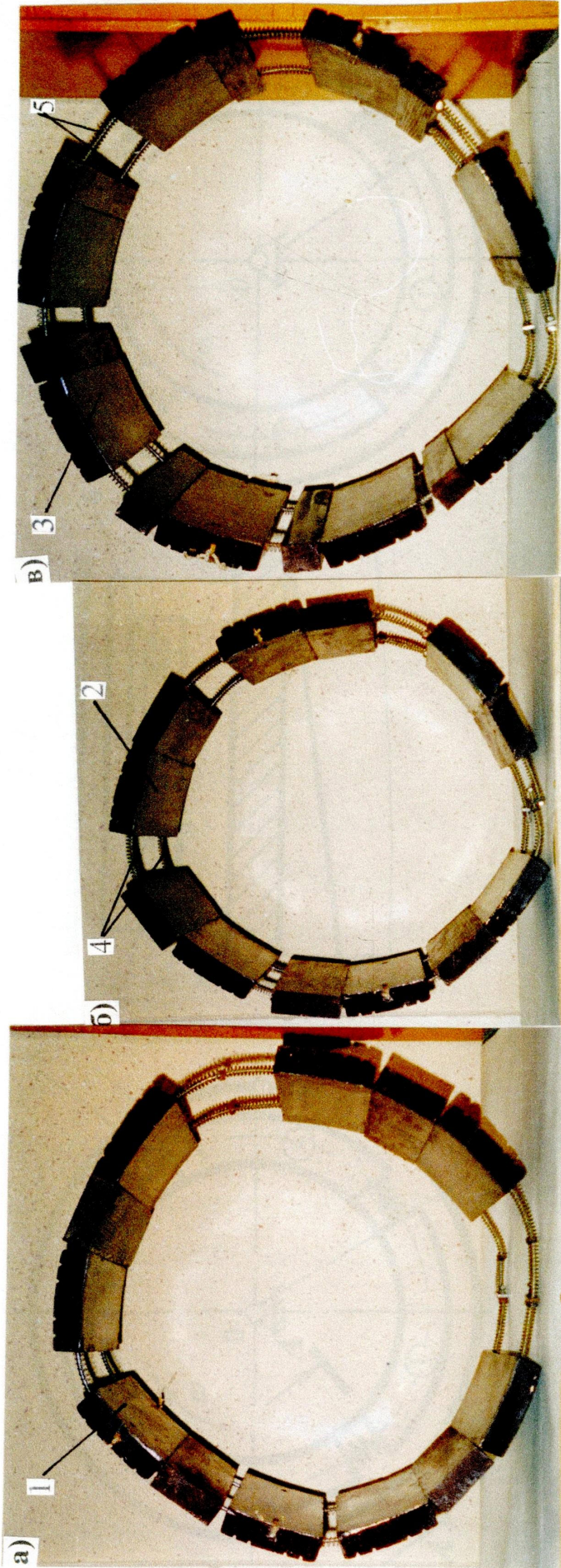


Рис.3.7 а, б, в Бандажі з чотирьох (а), шести (б) та восьми (в) фрикційних накладок, встановлених зі змінним кроком і з'єднаних циліндричними пружинами різної жорсткості: 1, 2, 3 – накладки з різними кутами охоплення ( $75^\circ$ ;  $50^\circ$  та  $37,5^\circ$ ); 4, 5 – циліндричні: стрижні та пружини

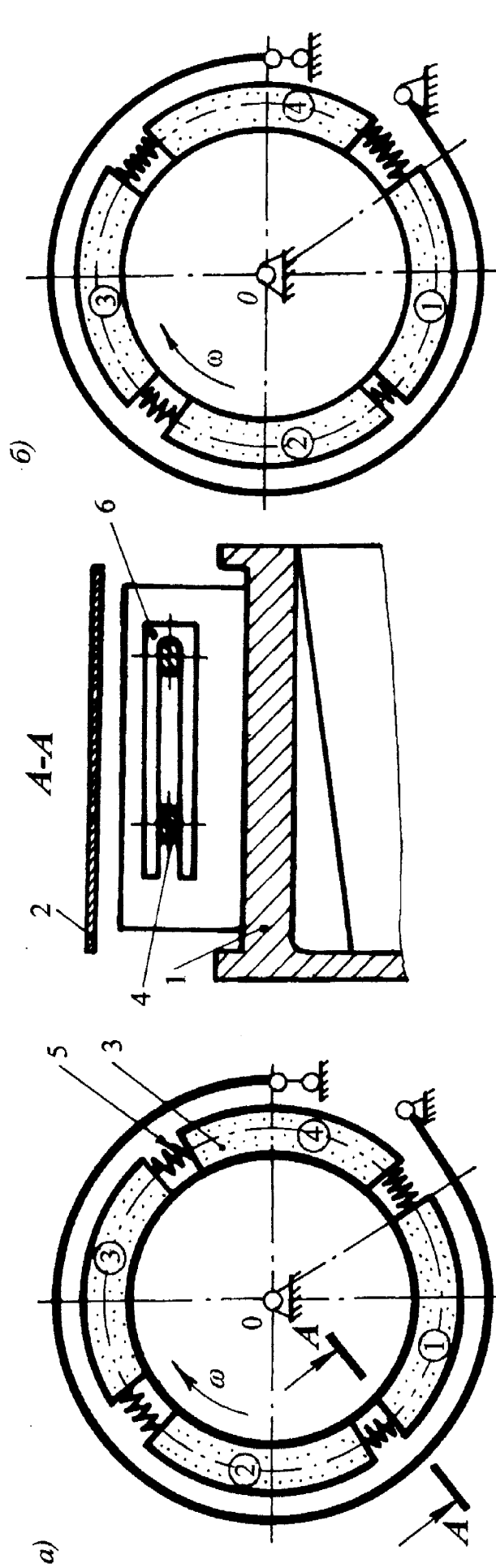


Рис.3.8 а, б Стрічково-колодкове гальмо в розімкненому стані з рухомими фрикційними накладками, встановленими зі сталем (а) та змінним (б) кроком в бандажі з чотирьох накладок: 1 – гальмівний шків; 2 – гальмівна стрічка; 3 – фрикційні накладки; 4 – кільцеві циліндричні стрижні; 5 – циліндричні пружини; 6 – планка для стопоріння

особливо під час раптового прикладання навантаження. Проте, при такому встановленні фрикційних накладок на гальмівному шківі ефективність гальма залежить від того, які (меншої чи більшої товщини) фрикційні накладки знаходяться під набігаючою гілкою гальмівної стрічки, а також від напрямку обертання гальмівного шківа.

Відмінність роботи бандажів з фрикційних накладок, встановлених зі сталим і змінним кроками, полягає в наступному. На всіх стадіях гальмування фрикційні накладки, встановлені зі сталим кроком, можуть переміщатися одна відносно другої вздовж кільцевих стрижнів, а на кінцевій стадії гальмування, окрім того, переміщається весь бандаж відносно робочої поверхні шківа, що спричинює довільний перерозподіл питомих навантажень на робочих поверхнях фрикційних вузлів. Нерухомість непарних накладок у бандажі виключає можливість неконтрольованого перерозподілу питомих навантажень. Окрім того, ефективність гальма з такими бандажами не залежить від напрямку обертання шківа.

Одним з конструктивних параметрів, що впливає на працездатність нетрадиційного гальма, є значення коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя його зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів. Даний параметр в значній мірі впливає на їхні динамічні і теплові характеристики.

Кут охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь фрикційних накладок в модельному гальмі становить  $300^\circ$ . При цьому статичний коефіцієнт взаємного перекриття у зовнішньому фрикційному вузлі для бандажа з чотирьох рівномірно встановлених фрикційних накладок досягає 0,805; для бандажа з шести накладок – 0,824; для бандажа з восьми накладок – 0,81. У внутрішньому фрикційному вузлі статичний коефіцієнт взаємного перекриття становив 0,833.

Якщо фрикційні накладки у бандажі встановлені зі змінним кроком, то значення коефіцієнта взаємного перекриття у зовнішньому фрикційному вузлі залежить від їхнього положення відносно гальмівної стрічки. В зв'язку з цим

наводимо граничні (мінімальні і максимальні) значення цього коефіцієнта в статичних умовах, які для бандажів з чотирьох накладок дорівнюють 0,779; 0,805, для бандажів з шести накладок – 0,769; 0,824, для бандажів з восьми накладок – 0,779; 0,81. Різниця між максимальними і мінімальними значеннями статичного коефіцієнта взаємного перекриття у зовнішньому фрикційному вузлі модельного гальма для бандажів з чотирма, шістьма і вісьмома накладками становила, відповідно, 0,026; 0,055 і 0,031. Це вказує на те, що модельне гальмо, бандаж якого складений з шістьох накладок, працюватиме менш плавно. Статичний коефіцієнт взаємного перекриття у внутрішньому фрикційному вузлі дорівнював 0,833.

На основі вищевикладеного для деякого вирівнювання питомих навантажень на набігаючій і збігаючій гілці гальмівної стрічки пропонується встановлення фрикційних накладок зі змінним кроком. Останній збільшується в напрямку від набігаючої гілки стрічки до збігаючої. Основним принципом, покладеним в основу визначення величини кроку накладок, повинно бути наступне:

- на кінцях набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки встановлюються фрикційні накладки з кутом охоплення, в декілька разів більшим від серійних накладок;

- в середній частині гальмівної стрічки сумарна площа робочих поверхонь фрикційних накладок повинна бути не меншою за площу робочих поверхонь накладок, встановлених на кінцях гальмівної стрічки;

- крок встановлення серійних накладок на набігаючій гілці стрічки повинен підпорядковуватися закономірностям арифметичної прогресії;

- крок встановлення серійних накладок на збігаючій гілці стрічки повинен підпорядковуватися закономірностям геометричної прогресії.

При використанні бандажів з фрикційними накладками, з'єднаними пружинами різної жорсткості і встановленими зі змінним кроком, для визначення кроку встановлення накладок можна користуватися будь-якою

прогресією. При цьому кількість накладок, яка встановлюється на робочій поверхні гальмівного шківа, залежить від його діаметру і ширини накладки. Кількість накладок в бандажі, неохоплених гальмівною стрічкою, залежить від довжини стрічки, загальної кількості і ширини накладок, а також величини кроку між ними.

### **3.4 Вимірювання і визначення у фрикційних вузлах гальм параметрів навантаженості**

3.4.1 **Динамічних.** До динамічних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки відносяться: деформації гальмівної стрічки в цілому та її ділянок; нормальні навантаження, які діють у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах; натяг, з яким бандаж насаджений на шків, а також величина зношування фрикційних накладок.

Деформації гальмівної стрічки та її ділянок під час досліджень визначалися тензорезисторним методом. В якості тензодатчиків використовували тензорезистори ПКБ-20-100 з базою 20 мм і опором 100 Ом. З'єднання датчиків виконували за мостовою схемою, в якій два тензорезистори були активними, а два – компенсаційними. Це дозволило максимально зменшити найбільшу для тензодатчиків температурну похибку. На підставі рівності сигналів тензометричного мосту та поточного значення деформацій перевірка апаратури відбувалася безпосередньо в процесі вимірювання. До складу апаратури для вимірювання входив тензометричний підсилювач “Топаз-14”. При градуванні тензодатчиків одночасно контролювали чутливість підсилювача встановленням нуля, це дозволило знизити похибку вимірювань до 0,2...0,5% при статичних і до 1,0...1,5% при динамічних випробуваннях.

Власне кожен з тензометричних мостів (рис.3.9 а, б) складається з двох поточних опорів ( $T$  і  $U$ ) по 100 Ом та чотирьох декад ( $10 \times 10$  Ом;  $9 \times 1$  Ом;  $9 \times 0,1$



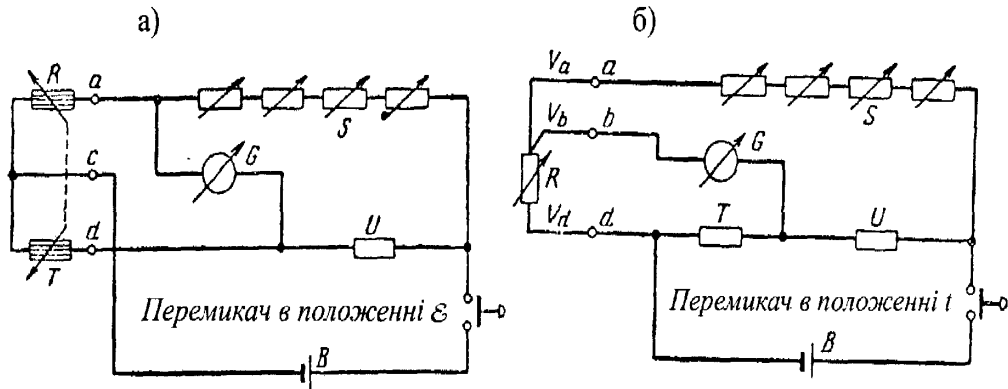


Рис.3.9 а, б Мостова схема під'єднання тензодатчиків:  $R_a$ ,  $R_t$  – активні та компенсаційні опори

$0\text{ м}$  і  $9 \times 0,01\text{ Ом}$ ) із загальним опором  $109,99\text{ Ом}$  (змінна гілка ланцюга  $S$ ). Декади перемикаються, а їхні шкали тарувалися в омах. Для тензометричного виміру перемикач переводили в положення  $\varepsilon$ , і термометр подвійної дії під'єднували до затискачів  $a$ - $c$ - $d$  (див. рис.3.9 а). Оскільки секції  $R$  і  $T$  неможливо виконати з однаковою точністю, то перед вимірами міст зрівноважували встановленням опору гілки  $S$  на величину  $S_1 \neq 100\text{ Ом}$  для виконання умови

$$S_1 = U \frac{R}{T} = 100 \frac{R}{T}.$$

В зв'язку з тим, що гілка  $U$  ланцюга має сталий опір, тобто  $\Delta U = 0$ , то спеціальна умова балансування по співвідношенню  $\Delta S/S$  згідно з [96] набуває вигляду

$$\frac{\Delta S}{U} = \frac{\Delta S}{100} = 2 \frac{R}{T} K \frac{\Delta l}{l} = K_n \frac{\Delta l}{l},$$

де  $K_n = \frac{2KR}{T}$  – результуюча чутливості до деформації ділянок гальмівної стрічки для кожного тензометра.

Опір  $\Delta S$  має 100 поділок і він є безпосередньою мірою даного тензометра. При цьому потрібно враховувати, що вплив нерівності опорів  $R$  і  $T$  на результуючу чутливість  $K_n$  встановлювався автоматично при таруванні. За допомогою даного моста (див. рис.3.9 а) вимірювали незначні деформації

ділянок гальмівної стрічки, які знаходилися під дією різниці сил натягів набігаючої ( $S_n$ ) і збігаючої ( $S_z$ ) її гілок.

Розглянемо другу схему тензометричного моста (див. рис.3.9 б) для виміру поверхневих температур пар тертя фрикційних вузлів гальма. Для вимірювання тензомерами перемикач встановлювали в положення  $t$ , а термометр опору з компенсуючою лінією  $V_a$  приєднували до затискачів  $a-b-d$  (див. рис.3.9 б). В зв'язку з тим, що опори  $U$  і  $T$  є однаковими за точністю, а лінії  $V_a$  і  $V_d$  є однаковими за довжиною (тобто мають однакові опори), то абсолютна рівновага моста наступала, коли

$$R=S. \quad (3.1)$$

При цьому відносна зміна опору термометра була пропорційною до зміни температури  $t$ :

$$\frac{\Delta R}{R} = \alpha \Delta t, \quad (3.2)$$

де  $\alpha$  – температурний коефіцієнт опору термометра.

Підставивши вирази (3.1) і (3.2) в рівність  $\Delta R/R = \Delta S/S$  (за умови, що  $\Delta T/T = 0$ ), отримали умову рівноваги моста

$$\Delta S = R_o \alpha t = \alpha_n t,$$

де  $R_o$  – опір термометра при  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t$  – поверхнева температура пар тертя фрикційних вузлів гальма;  $\alpha_n$  – результуюча стала температура (вказує завод-виготовлювач для кожного термометру опору).

В даній схемі зміна опору гілки  $S$  є мірою температури, яка діє на термометр. Тому цей спосіб вимірювання не вимагає точного встановлення опору  $R_o$  на визначену величину, оскільки величина  $R_o$  вже входить до складу сталої  $\alpha_n$ , яка визначається при таруванні термометра.

У стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками тензодатчики наклеювали на кінцях набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки, а також в її середній частині. Експерименти проводили в статичному і динамічному стані гальма. Вага тягара на навантажувальному пристрої

змінювалася ступінчасто і становила 400 і 800 Н при сталій частоті обертання гальмівного шківa  $200 \text{ хв}^{-1}$ .

В серійному стрічково-колодковому гальмі незалежно від кроку встановлення фрикційних накладок (сталому чи змінному) в результаті зношування їхньої внутрішньої поверхні радіус кривини гальмівної стрічки збільшується, при цьому радіус зовнішньої поверхні накладок не змінюється. Тому деформації сталеві стрічки відбуваються тільки на ділянках, які розташовані між накладками. Чим більшим є крок між накладками, тим більшими будуть деформації ділянок стрічки. При цьому важливу роль в нормальній роботі гальма відіграє величина загальної деформації стрічки. Виходячи з особливостей конструктивної схеми приводу гальма і стрічок, ліва гальмівна стрічка стрічково-колодкового гальма бурової лебідки має більшу деформацію, ніж права, на величину переміщення балансира, зумовленого його поворотом. Окрім того, оскільки зусилля натягу на збігаючій і набігаючій гілках стрічки є різними, то і деформації ділянок стрічки по її дузі будуть різними. При цьому встановлено, що величини цих деформацій майже не залежать від кроку встановлення фрикційних накладок.

Досить жорстке кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки у серійному гальмі значно погіршує умови припрацювання внутрішніх поверхонь накладок до робочої поверхні гальмівного шківa, що спричинює місцеве перегрівання і навіть обгоряння поверхонь накладок і призводить до їхнього передчасного руйнування.

В стрічково-колодковому гальмі з рухомими накладками на першій стадії гальмування внутрішня поверхня гальмівної стрічки взаємодіє із зовнішньою поверхнею накладок. По мірі зношування останніх радіус кривини сталеві стрічки збільшується, але при цьому радіус внутрішньої поверхні накладок не змінюється. Встановлено, що величина кроку фрикційних накладок у бандажі, який надягається на робочу поверхню гальмівного шківa, не чинить впливу на величину деформації гальмівної стрічки на будь-якій стадії гальмування,

оскільки різниця натягів між набігаючою і збігаючою гілками стрічки безупинно збільшується до тих пір, поки не завершиться гальмування.

Нормальне зусилля притискання внутрішньої поверхні фрикційної накладки до робочої поверхні гальмівного шківа вимірювали за допомогою п'єзоелектричних датчиків. Перевагою останніх є малі габарити, простота конструкції, надійність, а також можливість вимірювання швидкоплинних величин. Особливістю п'єзоефекта є знаочутливість, тобто зміна знака заряду при зміні напрямку зусиль (стискання-розтягання), і відповідно зміна знака величини деформації при зміні напрямку поля. П'єзоелектричні датчики використовують прямий п'єзоефект для вимірювання нормального зусилля. Похибки при застосуванні цього виду датчиків складаються, перш за все, з похибок вимірювального кола, температурної похибки, похибки, зумовленої зміною п'єзоелектричної сталої через неправильне встановлення пластин, похибки, пов'язаної з чутливістю до сил, які діють перпендикулярно до вимірювальної осі датчика, а також частотної похибки. Незважаючи на це, загальна похибка п'єзоелектричного датчика не перевищує 5,0%.

На рис.3.10 наведена схема встановлення п'єзоелектричних датчиків на деталі стрічково-колодкового гальма. Перед встановленням датчики піддавали статичному таруванню під дією вагового навантаження. Встановлення п'єзоелектричних датчиків на деталі стрічково-колодкового гальма виконували наступним чином. На внутрішню робочу поверхню 3 фрикційної накладки 1 за допомогою шару 4 клею БФ-2 наклеювали п'єзоелектричні датчики 5 з виводами 9. Датчики встановлювали з урахуванням їхньої поляризації. На робочу поверхню 8 гальмівного шківа 7 по його периметру наклеювали станиолеву прокладку 6 з виводом 10. Виводи 9 і 10 під'єднували до клем струмоміра (на рис.3.10 не показаний) [96].

Питомі навантаження між робочими деталями гальма визначали наступним чином. Спочатку вимірювали величину нормальних зусиль притискання внутрішньої поверхні фрикційної накладки до робочої поверхні

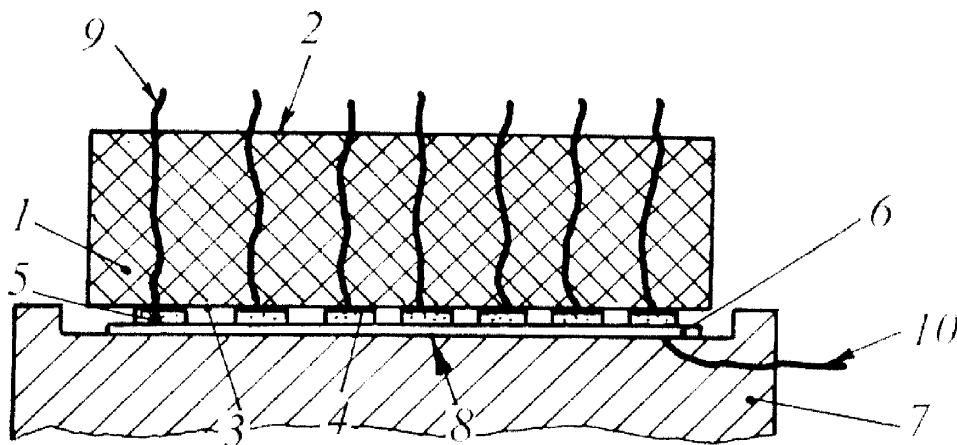


Рис.3.10 Фрикційний вузол з термоелектродами термопар і датчиками зношування поверхонь фрикційної накладки: 1 – двоканальна керамічна трубка; 2, 3 – фрикційна накладка з отворами, її робочі поверхні; 4, 5 – термоелектроди і головки термопар; 6 – робоча поверхня гальмівного шків; 7 – обмежуваче кільце; 8, 9 – гальмівна стрічка з отворами; 10, 11 – ізоляційні втулки; 12 – графітовий стрижень; 13 – виводи датчика зношування

гальмівного шків. Потім з урахуванням площі контакту кожного датчика знаходили питомі навантаження, що виникають під досліджуваною ділянкою фрикційної накладки.

Величину питомих навантажень в зоні контакту зовнішньої поверхні фрикційної накладки з внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки контролювали наступним чином. На гальмівний шків з попереднім натягом встановлювали бандаж з фрикційних накладок, знаючи величину початкових питомих навантажень ( $p_1$ ) між внутрішньою поверхнею фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шків. При замиканні гальма в процесі гальмування реєстрували, при яких значеннях різниці натягів між набігаючою і збігаючою гілками стрічки відбувається зрив натягу між внутрішніми парами тертя, що дозволяло чітко фіксувати момент початку третьої стадії гальмування.

Для оцінки інтенсивності зношування накладок і визначення допустимої величини їхнього зносу використовували датчик резисторного типу.

Випробування проводили в лабораторних умовах на спеціальному стенді, основу якого становило модельне стрічково-колодкове гальмо.

На рис.3.11 а, б наведена конструктивна схема датчика згаданого типу. Необхідно зауважити, що точність вимірювання зношування датчиком резисторного типу є дещо нижчою у порівнянні з іншими методами вимірювання цього параметра (ультразвуковим, електричним, електромагнітним, магнітним, газовим та ін.). Проте основна його перевага полягає у простоті і високій надійності, що є надзвичайно важливим, особливо в умовах динамічних випробувань і вібрацій.

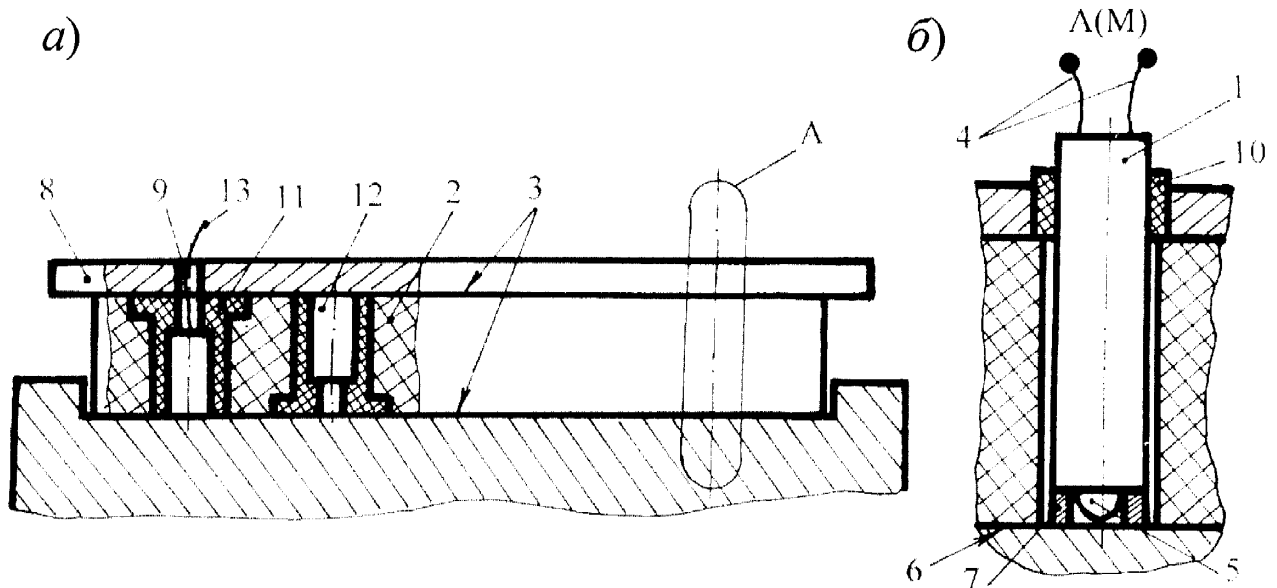


Рис.3.11 а, б Схема встановлення п'єзоелектричних датчиків на деталі фрикційного вузла: 1, 2, 3 – фрикційна накладка та її зовнішня і внутрішня поверхні; 4 – шар клею; 5 – п'єзоелектричні датчики; 6 – станиолева прокладка; 7, 8 – гальмівний шків та його робоча поверхня; 9, 10 – відвідні дроти

Принцип роботи датчика оснований на збільшенні опору резисторного шару (графітного стрижня) при зменшенні його товщини в результаті зношування матеріалу фрикційної накладки.

Оцінювання довговічності фрикційних накладок проводили за результатами стендових випробувань модельного гальма при сталому натягові збігаючої гілки стрічки з максимальним навантаженням 800 Н на його навантажувальному пристрої. При цьому частота обертання гальмівного шківа

становила  $200 \text{ хв}^{-1}$ . Після 150-ти циклів гальмувань вимірювали зношування кожної накладки в трьох точках набігаючої ділянки її поверхні.

Одним з основних факторів, що суттєво впливає на експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальм, є поверхнева температура в зоні тертя.

**3.4.2 Т е п л о в и х.** Експериментальні дослідження теплового стану модельного стрічково-колодкового гальма ґрунтуються на твердженні, що теплота, яка виділяється при гальмуванні, поширюється в матеріалі гальмівного шківів одночасно в радіальному і осьовому напрямках. Таке припущення дозволяє одержати досить точну картину розподілення теплових потоків і визначити максимальну поверхневу температуру в зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма.

Якщо за час гальмування гальмівний шків здійснює тільки декілька обертів, то розподіл теплоти є рівномірним по периметру його робочої поверхні, тобто ні температура, ні величина теплового потоку не змінюються в радіальному напрямку.

Температури робочих поверхонь фрикційного вузла характеризують міру його нагрітості. Знання поверхневих температур пар тертя гальма дозволяє оцінити їхню теплонавантаженість при природному охолодженні. Для реєстрації поверхневих температур використано метод ковзної штучної термопар, який має низку переваг у порівнянні з іншими методами, оскільки він не потребує екстраполяції і дає можливість безпосереднього вимірювання і запису температури практично в точці поверхні досліджуваного елемента. Окрім того, цей метод характеризується незначними відносними похибками, які не перевищують 2,5%.

Вимірювання температур робочих поверхонь фрикційного вузла проводилося за допомогою термопар. На рис.3.11 б наведена схема розміщення термоелектродів термопар у фрикційній накладці досліджуваного стрічково-

колодкового гальма. Двоканальна керамічна трубка 1 встановлена в отвір накладки 2 і виведена майже на рівень її робочої поверхні 3. У трубці 1 діаметром 4,0 мм розташовані термоелектроди 4 термопари, які виготовлені з хромель-алюмелевого дроту діаметром 0,8 мм. Позитивним термоелектродом є хромелевий дріт, негативним – алюмелевий. Сферична головка 5 термопари сформована з високотемпературного мідного припою діаметром 3,0 мм, встановлена в обмежувачу кільці 7 з можливістю вільної взаємодії з робочою поверхнею 6 гальмівного шківа. Обмежувачі кільця 7 запобігають виходу з ладу головки 5 термопари і забезпечують її нормальну роботу до повного зношування фрикційної накладки.

Загальний вигляд переобладнаної фрикційної накладки для дослідження інтенсивності її зношування і теплового навантаження гальма наведено на рис.3.12.

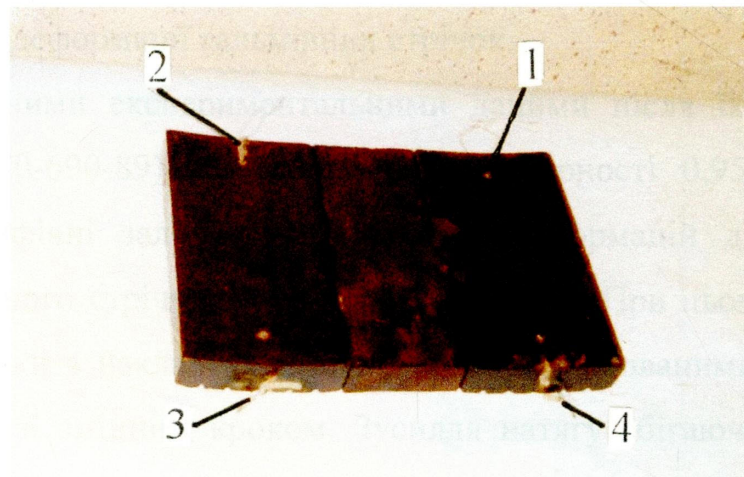


Рис.3.12 Переобладнана фрикційна накладка: 1 – датчики зношування внутрішньої поверхні накладки; 2, 3 – термоелектроди термопар на набігаючій та збігаючій ділянках поверхні накладки

Розроблена методика експериментальних досліджень динамічної і теплової навантаженості різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки дозволила отримати достовірні результати вимірювань.



### 3.5 Результати експериментальних досліджень навантаженості фрикційних вузлів гальм

3.5.1 Д и н а м і ч н о ї. При проектуванні фрикційних вузлів в першу чергу керуються величиною їхньої динамічної навантаженості, високі значення якої спричинюють появу значних поверхневих температур. В зв'язку з цим для важконавантажених фрикційних вузлів окрім правильного вибору конструктивних і геометричних параметрів дуже важливим є раціональний підбір контактуючих матеріалів, особливо для фрикційних накладок вузла тертя. При цьому необхідно виходити з того, що темп нагрівання пар тертя гальм в десятки разів перевищує темп їхнього природного охолодження.

Зупинимося на результатах експериментальних досліджень динамічної навантаженості елементів різних типів фрикційних вузлів. Проаналізуємо отримані дані з деформації гальмівних стрічок.

За отриманими експериментальними даними після їхньої статистичної обробки (РД 50-690-89) при довірливій ймовірності 0,95 (додат. Е) були побудовані графічні залежності відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки модельного стрічково-колодкового гальма. При цьому випробуванням піддавали стрічки з накладками, рівномірно розташованими на них, а також встановленими зі змінним кроком. Зусилля натягу збігаючого кінця стрічки становило  $S_s=400\text{ Н}$  (рис.3.13).

Величини відносних деформацій (див. рис.3.13, криві 1, 2) обчислені за залежністю (2.18), вихідні дані для розрахунку наведені в додат. Е, табл.Е.1. При виконанні даних розрахунків нумерація фрикційних накладок велась зі збігаючого кінця стрічки, з огляду на те, що зусилля натягу збільшується по мірі переходу по її довжині від збігаючого до набігаючого кінця.

Аналіз отриманих графічних залежностей, наведених на рис.3.13, показав наступне. На ділянках збігаючих гілок стрічок (закінчуються в точці *a*), на яких розміщено три і дві накладки, встановлених, відповідно, зі сталим і змінним

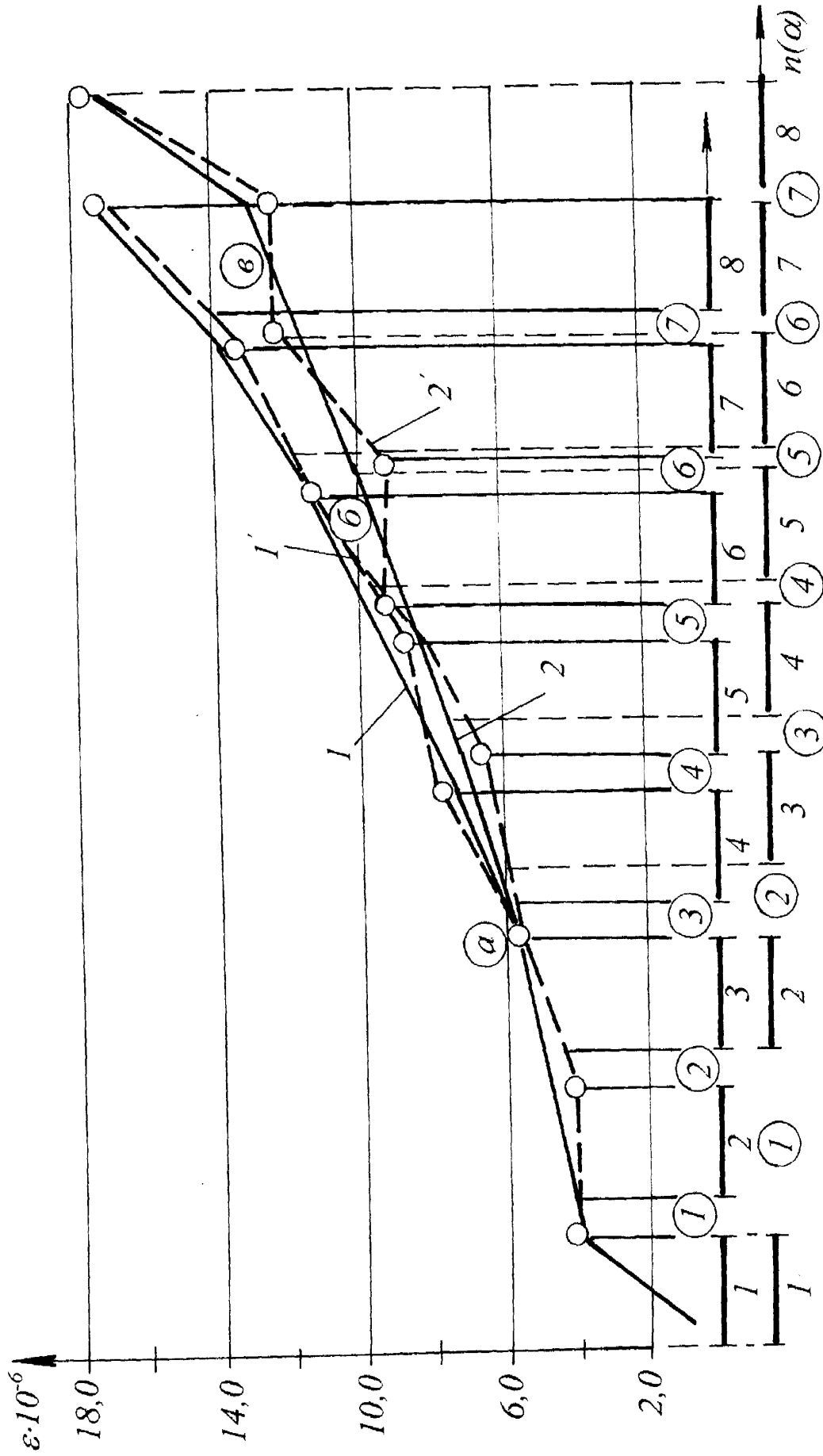


Рис.3.13 Закономірності зміни відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки при розміщенні на її дузі охоплення фрикційних накладок зі сталем (1, 1') і змінним (2, 2') кроками: розрахункові (1, 2) та експериментальні (1', 2') дані; 1-8 – нумерація фрикційних накладок; ①-⑧ – нумерація зазорів між фрикційними накладками

кроком, розрахункові та експериментальні величини відносних деформацій майже не відрізняються. Пояснюється це тим, що приріст зусилля натягу на даних ділянках гальмівної стрічки є незначним. Криві 1 та 1' майже співпадають і відхилення розрахункових величин відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки від експериментальних величин не перевищує 3,0 %. Така точність для подібних розрахунків є дуже доброю. Необхідно зауважити, що найбільше відхилення розрахункових величин відносних деформацій від експериментальних значень спостерігається в зазорі між 2-ою-3-ою накладками. Це свідчить про вплив на жорсткість гальмівної стрічки способу кріплення фрикційних накладок, який аналітично нами не врахований. Повне співпадання зазначених величин відмічене на границях гілок стрічки в місцях їхнього переходу до її середньої частини. Експерименти показали (див.рис.3.13, криву 1'), що фактично середня частина стрічки працює в більш тяжкому динамічному режимі, ніж це очікувалося за результатами аналітико-теоретичних досліджень. Експериментальні значення відносних деформацій цієї ділянки стрічки на 4,2% перевищують розрахункові величини.

Відхилення розрахункових величин відносних деформацій ділянок гальмівної стрічки (крива 2) від експериментальних величин (крива 2') при змінному крокові встановлення на ній фрикційних накладок є значно більшим і складає 6,1%. Пояснюється це суттєвим зменшенням зазору між накладками при їхньому встановленні зі змінним кроком на набігаючій гілці стрічки. Ця обставина призвела до збільшення жорсткості даної ділянки стрічки за рахунок близького розташування на ній накладок, і як наслідок, наявності майже постійних відносних деформацій ділянок стрічки (див. рис.3.13, ділянки б і в) на набігаючій її гілці. Динаміка кривої 2' по відношенню до лінії 2 вказує на нестабільність роботи досліджуваного гальма, при цьому середня частина стрічки фактично працює в більш легкому режимі.

На рис.3.14 а, б наведені закономірності зміни питомих навантажень (а) і коефіцієнтів тертя (б) в залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою

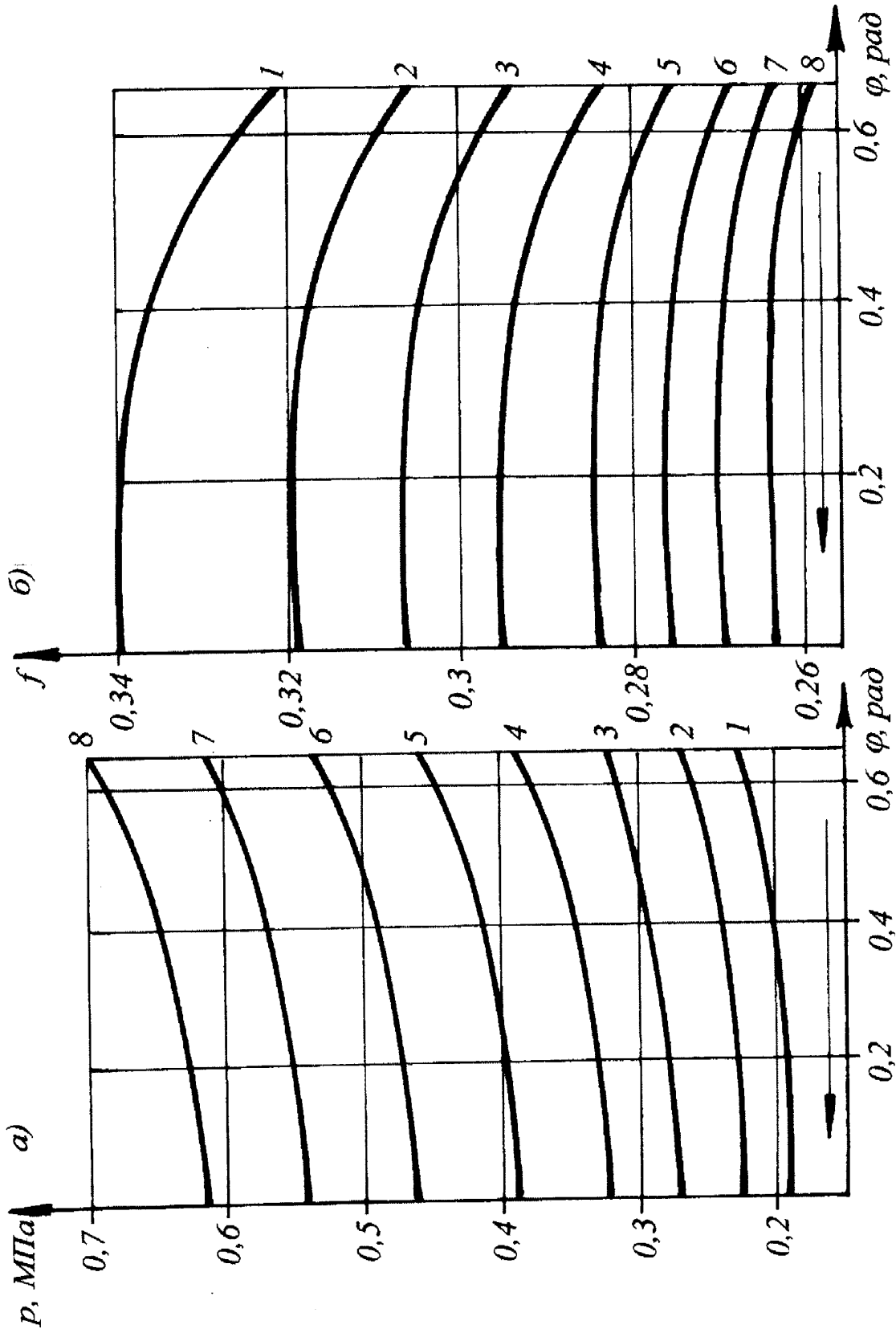


Рис.3.14 а, б Закономірності зміни питомих навантажень (а) та коефіцієнтів тертя (б) в залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь кожної рухомої фрикційної накладки ( $\alpha=37,5^\circ$ ) в модельному стрічково-коловому гальмі при  $S_f=800$  Н

зовнішніх поверхонь кожної рухомої фрикційної накладки ( $\alpha=37,5^\circ$ ) в модельному стрічково-колодковому гальмі при  $S_3=800\text{ Н}$ .

Отримані значення питомих навантажень оброблялися методом регресійного аналізу (додат. А, табл.А.1), що дозволило в подальшому отримати розрахункові значення коефіцієнтів тертя у зовнішньому фрикційному вузлі гальма. Проаналізуємо закономірності зміни питомих навантажень в його парах тертя. Мінімальна зміна питомих навантажень по дузі охоплення має місце на першій фрикційній накладці і складає 0,035 МПа, а максимальна (0,085 МПа) – на восьмій накладці. Зони квазістабільних питомих навантажень відмічені на збігаючих ділянках накладок і їхня протяжність зменшується від першої до восьмої накладки (від 0,2 до 0,05 рад). Отже, зі зростанням силової навантаженості при переході від одного фрикційного вузла до другого збільшуються не тільки питомі навантаження на поверхнях тертя, але й нерівномірність їхнього розподілення.

Що стосується закономірностей зміни коефіцієнтів тертя у зовнішніх фрикційних вузлах гальма (див. рис.3.14 б), то в них необхідно виділити наступне. В протилежність закономірностям зміни питомих навантажень коефіцієнт тертя на першій накладці є максимальним, а на восьмій – мінімальним. Мінімальна зміна коефіцієнта тертя на дузі охоплення має місце на восьмій фрикційній накладці і складає 0,005, а максимальна (0,018) – на першій накладці. Зони квазістабільних значень коефіцієнтів тертя відмічені на збігаючих ділянках поверхонь накладок і їхня протяжність збільшується від першої до восьмої накладки (від 0,28 до 0,4 рад). Отже, зі збільшенням силової навантаженості гальма коефіцієнт тертя зменшується і у високонавантаженому фрикційному вузлі є майже сталим по всій поверхні тертя. Цілком зрозуміло, що у випадку високої силової навантаженості фрикційного вузла надзвичайно велику роль у формуванні значень коефіцієнтів тертя відіграє тепловий фактор.

Перейдемо до аналізу закономірностей зміни питомих навантажень (рис.3.15 а) і коефіцієнтів тертя (рис.3.15 б) в залежності від кута охоплення

гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь кожної рухомої фрикційної накладки ( $\alpha=75^\circ$ ) в модельному стрічково-колодковому гальмі при  $S_3=800 \text{ Н}$  (додат. Б, табл.Б.1).

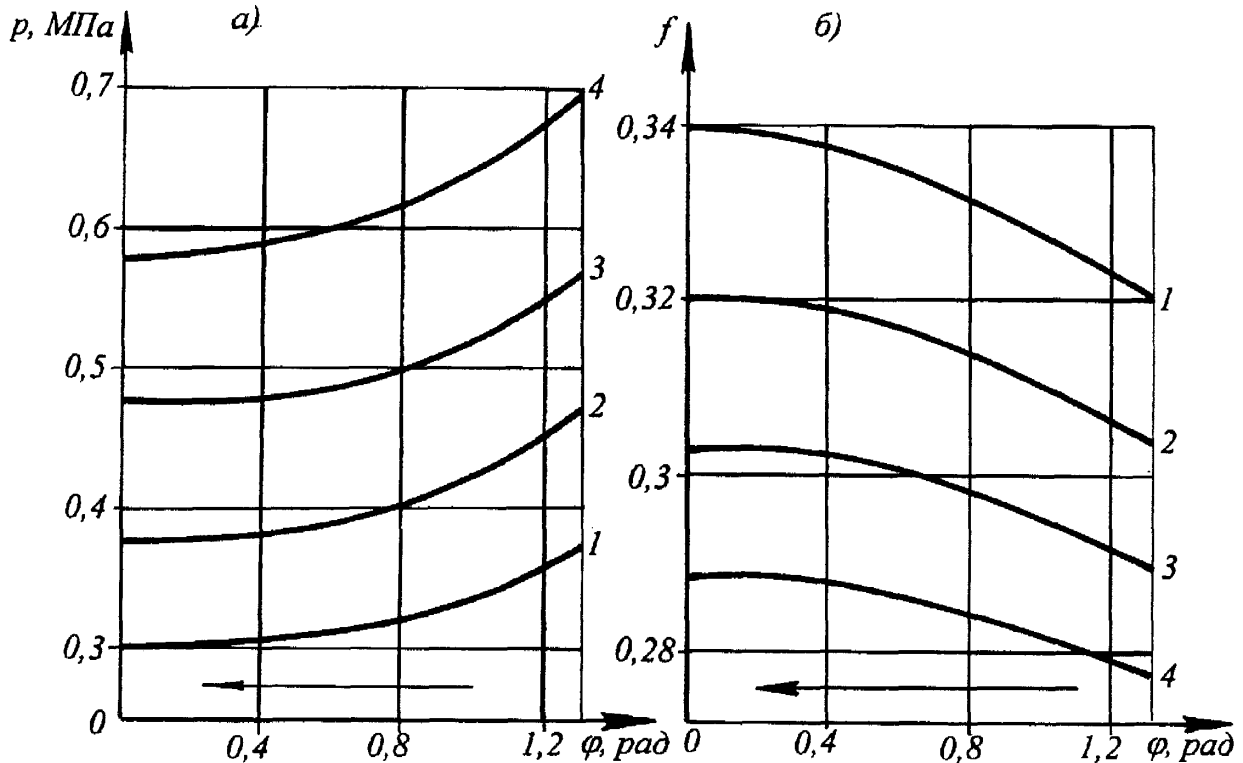


Рис.3.15 а, б Закономірності зміни питомих навантажень (а) та коефіцієнтів тертя (б) в залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь рухомих фрикційних накладок ( $\alpha=75^\circ$ ) в модельному стрічково-колодковому гальмі

Мінімальна зміна питомих навантажень на дузі охоплення має місце на першій фрикційній накладці і склала  $0,075 \text{ МПа}$ , а максимальна ( $0,12 \text{ МПа}$ ) – на четвертій накладці. Зони квазістабільних питомих навантажень відмічені на збігаючих ділянках поверхонь накладок і їхня протяжність зменшується від першої до четвертої накладки (від  $0,3$  до  $0,1$  рад). Отже, зі збільшенням ширини фрикційних накладок питомі навантаження по їхніх поверхнях розподіляються більш рівномірно.

Аналіз закономірностей зміни коефіцієнтів тертя на зовнішніх парах фрикційних вузлів гальма (див. рис.3.15 б) показав наступне. В протилежність закономірностям зміни питомих навантажень зміна величин коефіцієнтів тертя

на першій накладці має максимальне значення і становить 0,02, а на четвертій – мінімальне (0,012). Зони квазістабільних значень коефіцієнтів тертя розташовані на збігаючих ділянках поверхонь накладок і їхня протяжність збільшується від першої до четвертої накладки (від 0,21 до 0,46 рад). Отже, з використанням широких фрикційних накладок коефіцієнт тертя є більш рівномірним тільки при високих силових навантаженнях фрикційного вузла. Для малонавантажених фрикційних вузлів можна використовувати вузькі фрикційні накладки. Це підтверджує наші теоретичні висновки про доцільність встановлення на збігаючій гілці стрічки накладок меншої контактної площі.

На основі отриманих даних для двох кутів охоплення ( $\alpha=37,5^\circ$  і  $\alpha=75^\circ$ ) стрічкою фрикційних накладок можна зробити наступний висновок. Зменшення коефіцієнта взаємного перекриття позитивно впливає на стабілізацію коефіцієнта тертя, сприяючи збільшенню його середнього значення, і підвищує зносостійкість зовнішніх поверхонь фрикційних накладок гальма. Окрім того, при зменшенні коефіцієнта взаємного перекриття стрибки питомих навантажень при переході від збігаючих ділянок поверхонь попередньої накладки до набігаючих ділянок поверхонь наступної накладки помітно знижуються. При цьому необхідно зауважити, що ефективність фрикційних вузлів гальма зі зменшенням коефіцієнта взаємного перекриття дещо спадає. На протяжність зон квазістабільних значень досліджуваних параметрів впливає величина силового навантаження гальма. При його зростанні відбувається збільшення площі фактичного контакту робочих поверхонь фрикційного вузла і підвищення коефіцієнта тертя. Збільшення коефіцієнта взаємного перекриття призводить до скорочення зон квазістабільних значень питомих навантажень і коефіцієнтів тертя. Дослідження показали, що зі збільшенням протяжності зон квазістабільних значень вказаних параметрів темп зростання поверхневої температури в процесі гальмування різко спадає.

На основі вищевикладеного перейдемо до розгляду теплової навантаженості зовнішніх і внутрішніх пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками.

3.5.2 Т е п л о в о ї. Основним фактором, що впливає на коефіцієнт тертя, є температурний режим роботи різних типів фрикційних вузлів гальма, причому коефіцієнт тертя залежить не тільки від загальної температури їхніх поверхонь, але і від величини температурного градієнта  $\frac{dt}{dn}$  (рис.3.16). У відповідності з цим за рівнем поверхневих температур пар тертя неможна однозначно встановити значення коефіцієнтів тертя даних пар, оскільки при однаковій поверхневій температурі, але різних значеннях температурних градієнтів значення коефіцієнта тертя є різними. Це пояснюється тим, що температурне поле і температурний градієнт призводять до зміни трибо-механічних властивостей матеріалів по глибині, що відбивається на коефіцієнті тертя поверхонь, що взаємодіють, і на характері їхнього зношування.

Встановлення адекватної залежності коефіцієнта тертя від температури і температурного градієнта можливе лише за умови, що фрикційний матеріал має малу теплопровідність, і в зоні тертя виникають температури, достатні для зміни фізико-механічних властивостей тіл, що труться. При цьому з розглядуваних пар тертя необхідно виділити слабкі елементи, якими є зовнішні і внутрішні поверхні фрикційних накладок. Значення температурного градієнта в останніх і визначають зносо-фрикційні властивості зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів гальма.

На рис.3.17 *а, б* наведені закономірності зміни поверхневих температур зовнішніх (*а*) і внутрішніх (*б*) пар тертя різних типів фрикційних вузлів: в залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь



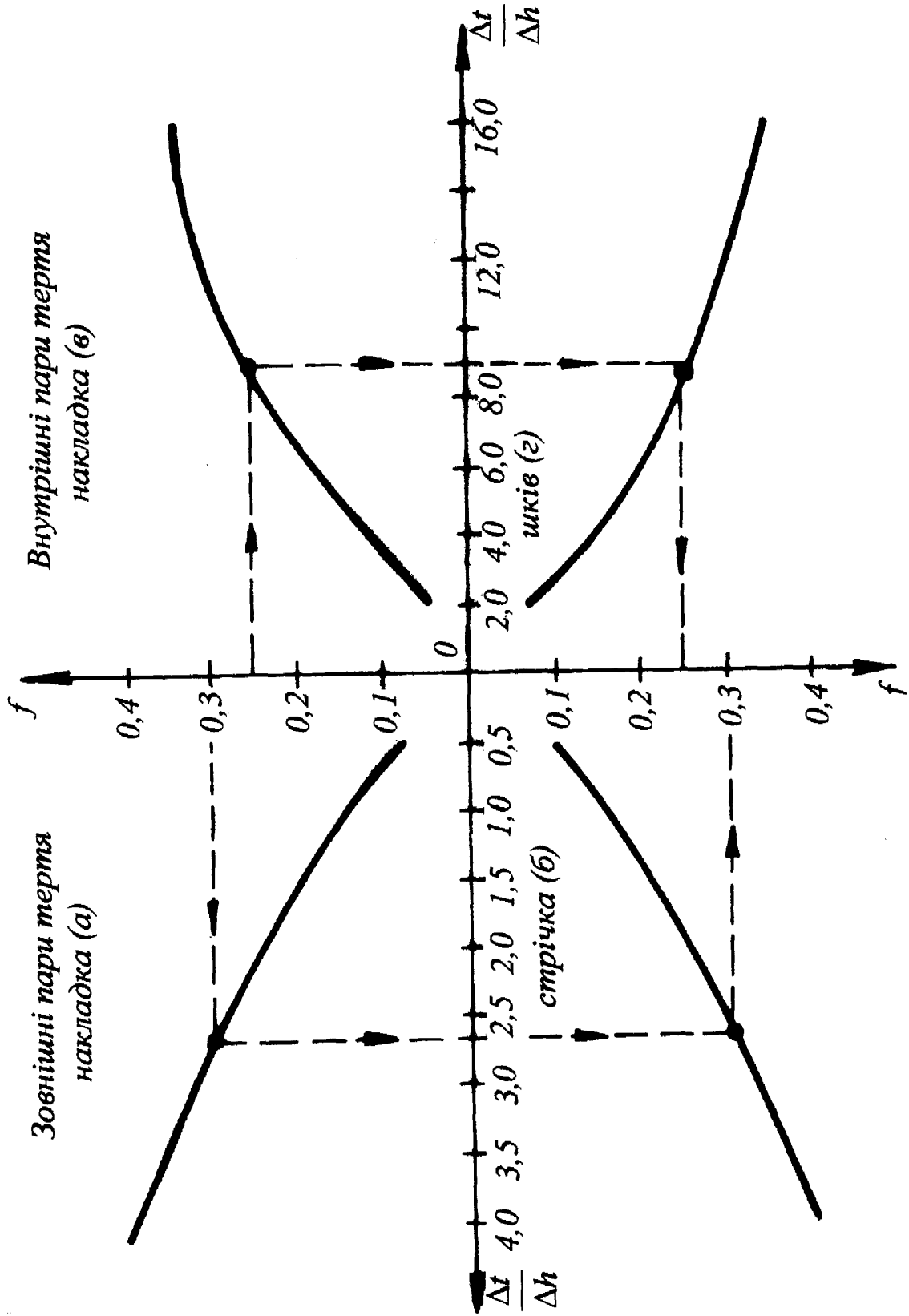


Рис.3.16 а, б, в, г Залежність коефіцієнтів тертя від температурного градієнта в зовнішніх (а, б) та внутрішніх (в, г) фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма при  $S_3=800$  Н

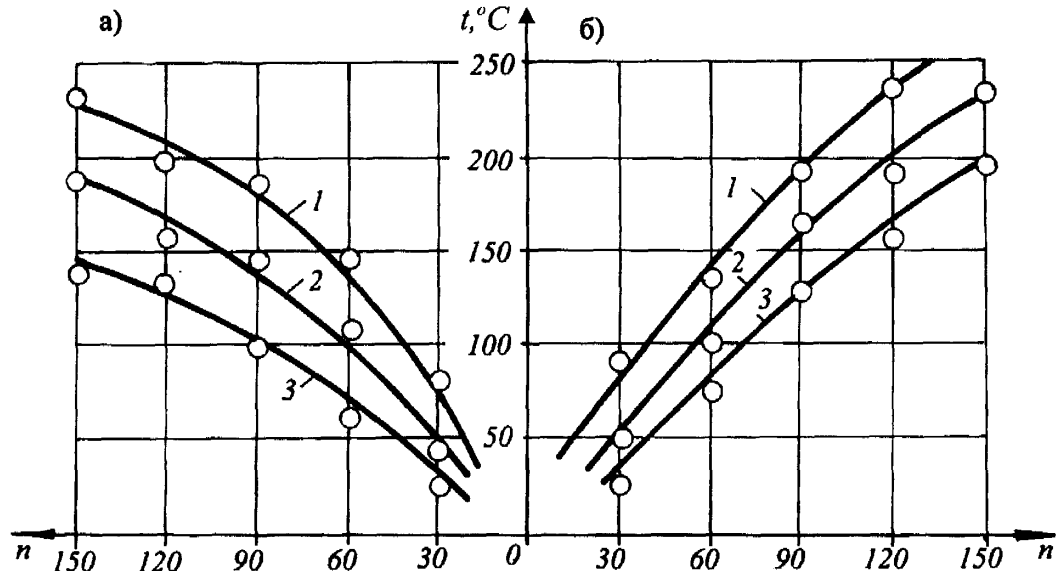


Рис.3.17 а, б Закономірності зміни поверхневих температур зовнішніх (а) та внутрішніх (б) пар тертя різних типів фрикційних вузлів в залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою зовнішніх поверхонь рухомих накладок (1 -  $\alpha=75^\circ$ ; 2 -  $\alpha=50^\circ$ ; 3 -  $\alpha=37,5^\circ$ ) в модельному стрічково-колодковому гальмі при  $S_3=800 \text{ Н}$

рухомих фрикційних накладок (1 -  $\alpha=75^\circ$ ; 2 -  $\alpha=50^\circ$ ; 3 -  $\alpha=37,5^\circ$ ) в модельному стрічково-колодковому гальмі при  $S_3=800 \text{ Н}$  (додат. В, табл.В.1).

З графічних залежностей, наведених на рис.3.17 а, б, випливає, що при інших рівних умовах збільшення коефіцієнтів взаємного перекриття як у внутрішніх, так і зовнішніх фрикційних вузлах гальма призводить до збільшення їхніх поверхневих температур і зменшення температурного градієнта, що, в свою чергу, призводить до зменшення коефіцієнтів тертя і зростанню інтенсивності зношування робочих поверхонь фрикційних накладок. Крім того, необхідно мати на увазі, що твердість зовнішніх і особливо внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, які постійно знаходяться в контакті з робочою поверхнею гальмівного шківів, при зростанні поверхневої температури інтенсивно знижується. Це зумовлює збільшення площі фактичного контакту і коефіцієнтів тертя.

### 3.6 Довговічність накладок різних типів фрикційних вузлів гальма

При оцінці терміну служби різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок виділяють елемент, більш слабкий до термічної дії. Таким елементом є фрикційна накладка. Зношування фрикційної накладки відбувається по контурній ділянці контакту, геометрія якої в більшості випадків визначається конструкцією і поведінкою металевго елемента пари тертя в процесі роботи гальма. Порівняно малі теплові деформації металевго елемента тертя призводять до локалізації навантажень в окремих зонах контакту, що зумовлює підвищене зношування фрикційних накладок.

Незважаючи на відсутність в теперішній час відповідних засобів випробовувань, зміст яких полягає у дотриманні сталих швидкостей ковзання і натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки при дослідженні зносо-фрикційних властивостей однакових пар тертя у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, встановленими на гальмівному шківі з різними кроками, все ж вдалося зберегти ідентичним характер їхньої зміни, а також поточні абсолютні значення моменту тертя. Внаслідок цього величини робіт тертя різняться незначно, а результати по зношуванню є порівняними.

При вивченні процесів тертя у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма виходили з двох позицій. Перший підхід базується на розгляді процесу зношування як детермінованого, а випадкові варіації в його протіканні пов'язані з дією контрольованих і врахованих параметрів, до яких належать величини: натягів збігаючої гілки гальмівної стрічки, питомих навантажень, швидкості ковзання, коефіцієнтів тертя, поверхневих температур тощо. Для другого підходу є характерним погляд на процеси зношування як на стохастичні за своєю природою. При цьому не тільки не ігноруються випадкові

варіації процесу зношування поверхонь фрикційних накладок вузлів тертя, але й ретельно вивчаються закономірності, що ними керують.

Наявність з'єднувальних пружин у бандажі з рухомими фрикційними накладками забезпечує змінність коефіцієнта взаємного перекриття у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма протягом гальмування. Перейдемо до аналізу експериментальних даних по зношуванню зовнішніх та внутрішніх поверхонь накладок різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Відомо, що пари тертя фрикційних вузлів працюють при змінних питомих навантаженнях, швидкостях ковзання, коефіцієнтах тертя, поверхневих температурах і таке ін. Нестабільність експлуатаційних параметрів тертя є одним з основних факторів, який не дозволяє підтримувати усталені режими роботи фрикційних вузлів гальма.

Дослідження інтенсивності зношування зовнішніх і внутрішніх поверхонь накладок нетрадиційного гальма в лабораторних умовах при усталеному режимі тертя велося в залежності від питомих навантажень та поверхневих температур, які розвивалися на їхніх фрикційних контактах.

На рис.3.18 *а, б, в* наведені закономірності зміни величин зношування поверхонь фрикційної накладки (*а, б*) і накладок (*в*) з різними кутами охоплення (1, 1' –  $\alpha=75^\circ$ ; 2, 2' –  $\alpha=50^\circ$ ; 3, 3' –  $\alpha=37,5^\circ$ ), встановлені при дослідженнях різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками при 150-ти циклів гальмувань при натягові збігаючої гілки гальмівної стрічки  $S_3=800 \text{ Н}$  (додатки Е.1 і Ж.1, табл.Е.1 і Ж.1).

Перейдемо до аналізу отриманих експериментальних даних по зношуванню зовнішніх і внутрішніх поверхонь накладок фрикційних вузлів гальма. З графічних залежностей зміни зношувань зовнішньої (див. рис.3.18 *а*) і внутрішньої (див. рис.3.18 *б*) поверхні фрикційної накладки різних типів фрикційних вузлів гальма видно, що зі збільшенням коефіцієнта взаємного

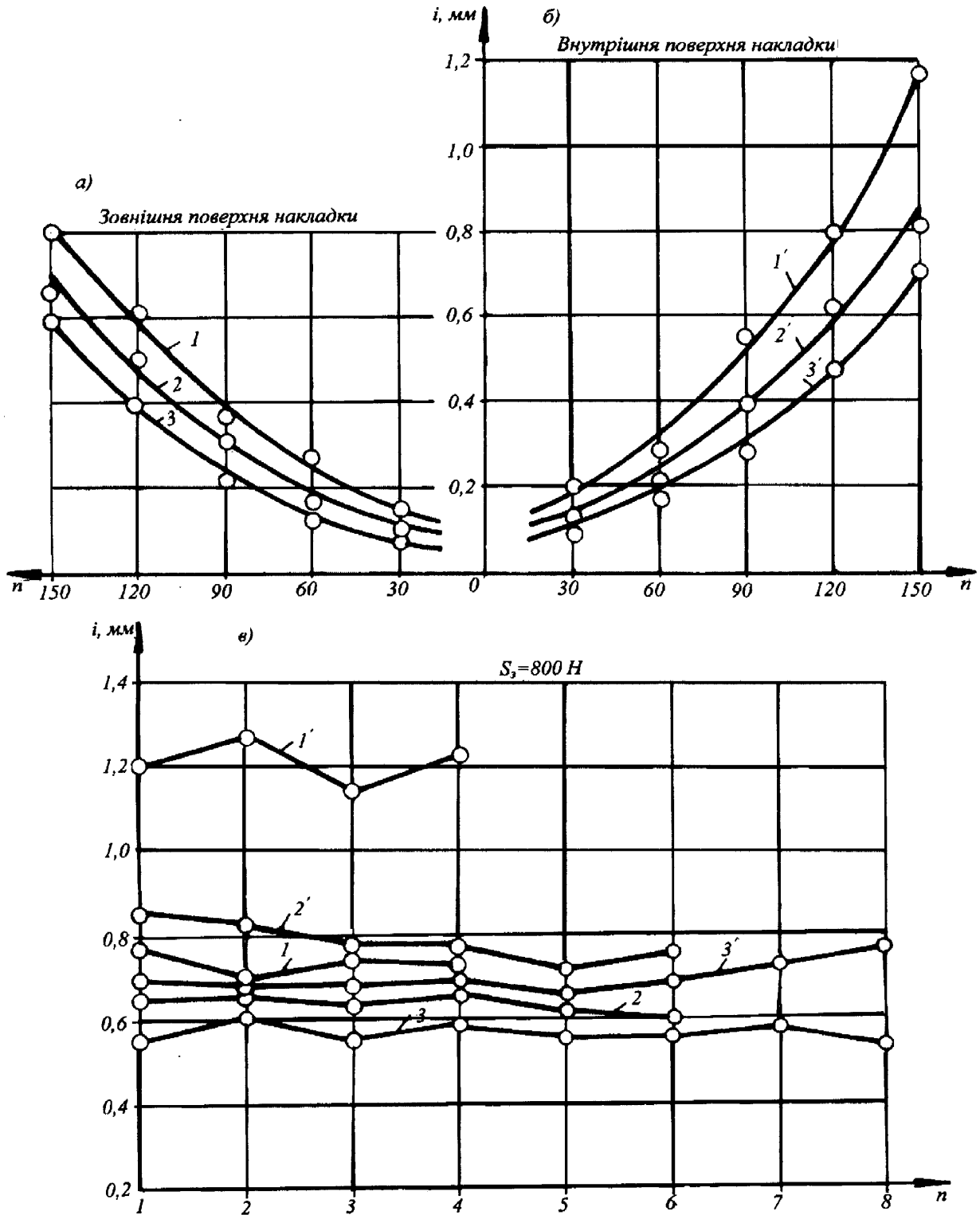


Рис.3.18 а, б, в Закономірності зміни величини зношування поверхонь фрикційної накладки (а, б) та накладок (в) з кутами охоплення (1, 1' -  $\alpha=75^\circ$ ; 2, 2' -  $\alpha=50^\circ$ ; 3, 3' -  $\alpha=37,5^\circ$ ) при випробуваннях різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками при 150-ти циклічних гальмуваннях

перекриття спостерігається збільшення інтенсивності зношування її поверхонь. При цьому інтенсивність зношування внутрішньої поверхні накладки після завершення 150-ти циклічних гальмувань при куті її охоплення в  $75^\circ$  (див.рис.3.18 б, крива 1') є вищою в 1,5 рази, ніж зовнішньої поверхні (див.рис.3.18 а, крива 1'). При кутах охоплення в  $50^\circ$  і  $37,5^\circ$  вказані значення, відповідно, становлять 1,21 і 1,17. Пояснюється це різною тривалістю роботи зовнішньої (2,0 с) і внутрішньої (9,0 с) поверхонь фрикційної накладки, а також дією в зоні взаємодії неоднакових питомих навантажень і поверхневих температур. При цьому необхідно зауважити, що зі збільшенням ширини накладки інтенсивність її зношування зростає. Це зумовлене погіршенням умов тепловідведення від збільшеної контактної площі елементів тертя, що призводить до їхнього перегрівання.

Деяка розбіжність результатів експериментальних досліджень по зношуванню внутрішніх і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок різних типів фрикційних вузлів гальма (див. рис.3.18 в) при однаковому сумарному коефіцієнті взаємного перекриття пояснюється неоднаковими значеннями коефіцієнтів взаємного перекриття для кожної окремої фрикційної накладки. Наслідком цього є різні величини температурних градієнтів у внутрішніх і зовнішніх парах тертя гальма. Однакові величини зношування внутрішніх і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок різних типів фрикційних вузлів гальма при їхніх дослідженнях в лабораторних умовах можуть бути отримані тільки в тому випадку, якщо, окрім рівності швидкостей ковзання, питомих навантажень, об'ємної і поверхневої температур, однаковими будуть і температурні градієнти.

При кутах охоплення в  $37,5^\circ$  (див.рис.3.18 в, криві 3, 3') і  $50^\circ$  (див. рис.3.18 в, криві 2, 2') спостерігається деяке вирівнювання зношування на зовнішніх і внутрішніх поверхнях фрикційних накладок. Пояснюється це тим, що в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками в процесі гальмування їхні зовнішні поверхні потрапляють під різні гілки гальмівної

стрічки. Крім того, фрикційні накладки є рухомими не тільки відносно гальмівної стрічки, але і відносно робочої поверхні гальмівного шківів.

На основі вищевикладеного перейдемо до розгляду методів і засобів покращення експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

## ВИСНОВКИ

1. В результаті проведених експериментальних досліджень різних типів фрикційних вузлів, одним з елементів яких є бандаж, складений з 4-х, 6-ти і 8-ми фрикційних накладок, встановлених на ньому зі сталим і змінним кроком і з'єднаних пружинами однакової і різної жорсткості, встановлено, що зміна ширини фрикційної накладки суттєво впливає на величину експлуатаційних параметрів нетрадиційного стрічково-колодкового гальма. При цьому:

1) зі збільшенням ширини накладки

а) у внутрішньому фрикційному вузлі

- зростає пайовий гальмівний момент, який є часткою сумарного моменту гальма, внаслідок збільшення зусилля натягу набігаючої гілки стрічки наприкінці третьої стадії гальмування;
- більш рівномірно по ширині накладки розподіляються питомі навантаження, а при переході від накладки до накладки відсутній стрибок питомих навантажень, що пояснюється більш якісним їхнім припрацюванням;

б) у зовнішньому фрикційному вузлі

- на накладках набігаючої гілки стрічки нерівномірність розподілу питомих навантажень зменшилася в 1,42 рази, на накладках збігаючої гілки – в 1,1 рази, тобто по довжині гілки питомі навантаження розподіляються більш рівномірно. Встановлено, що незалежно від

ширини накладки максимум зміни питомих навантажень спостерігається на останній накладці, мінімум – на першій. При цьому для вузьких накладок з кутом охоплення  $\alpha=37,5^\circ$   $\Delta p_{max}=0,085$  МПа,  $\Delta p_{min}=0,035$  МПа; для широких з  $\alpha=75^\circ$  –  $\Delta p_{max}=0,12$  МПа;  $\Delta p_{min}=0,075$  МПа;

- середні значення коефіцієнтів тертя на набігаючій гілці стрічки зросли в 1,1 рази, на збігаючій – не змінилися. При цьому максимальні значення коефіцієнта тертя незалежно від ширини фрикційної накладки мають місце на набігаючій ділянці поверхні першої накладки, мінімальні – на збігаючій ділянці поверхні останньої накладки. Для вузьких накладок з кутом охоплення  $\alpha=37,5^\circ$   $f_{min}=0,258$ ;  $f_{max}=0,34$ ; для широких з  $\alpha=75^\circ$  –  $f_{min}=0,278$ ;  $f_{max}=0,34$ ; тобто з використанням широких накладок коефіцієнт тертя по довжині стрічки розподіляється більш рівномірно;
- середня протяжність зон квазістабільних значень питомих навантажень і коефіцієнтів тертя зменшилася, відповідно в 1,25 і 2,03 рази. Встановлено, що незалежно від ширини накладки зони квазістабільних значень питомих навантажень і коефіцієнтів тертя розташовані на збігаючих ділянках поверхонь накладок і їхня протяжність для  $p$  зменшується від першої до останньої фрикційної накладки, а для  $f$  – збільшується;

2) зі зменшенням коефіцієнта взаємного перекриття коефіцієнт тертя стабілізується, його середні значення дещо спадають, стрибки питомих навантажень при переході від накладки до накладки значно зменшуються довговічність зовнішніх поверхонь накладок збільшується. Встановлено, що інтенсивність зношування зовнішніх поверхонь вузьких накладок з  $\alpha=37,5^\circ$  в 1,5 рази є нижчою, ніж широких з кутом охоплення  $\alpha=75^\circ$ ;

3) збільшення коефіцієнта взаємного перекриття поверхонь тертя призводить до підвищення їхніх поверхневих температур, що, в свою чергу, спричинює зростання інтенсивності зношування робочих поверхонь



накладок. При цьому інтенсивність зношування внутрішньої поверхні широкої накладки з  $\alpha=75^\circ$  в 1,17 рази є вищою у порівнянні з вузькою накладкою, кут охоплення якої становить  $37,5^\circ$ .

2. Результати експериментальних досліджень деформацій гальмівної стрічки показали, що крок встановлення фрикційних накладок на стрічці майже не впливає на величину її загальної деформації: загальна відносна деформація стрічки з рівномірно розташованими на ній накладками є на 2,7% меншою, ніж при розташуванні накладок зі змінним кроком. При цьому розбіжність між розрахунковими і експериментальними даними для першого випадку не перевищує 3,0%, для другого – 6,1%.

3. Ефективного керування цілеспрямованим розподілом питомих навантажень на поверхнях тертя нетрадиційного гальма можна досягти встановленням фрикційних накладок зі змінним, наперед визначеним кроком, і з'єднанням їх у бандаж за допомогою пружин різної жорсткості. Це особливо є важливим на стадії проектування зазначених гальмівних пристроїв.

## РОЗДІЛ 4

### МЕТОДИ І ЗАСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ РІЗНИХ ТИПІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО- КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

#### 4.1 Засоби покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм з накладками, розташованими

4.1.1 На гальмівній стрічці. Одним із засобів покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів серійних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є збільшення кількості фрикційних накладок на набігаючій гілці стрічки і зменшення її на збігаючій гілці. Для накладок однакових геометричних параметрів, розміщених на дузі охоплення гальмівної стрічки, цього можна досягти тільки за рахунок змінного кроку між накладками.

Загальна кількість фрикційних накладок на гальмівній стрічці залежить від їхніх геометричних параметрів, а також від того, який кут охоплення гальмівною стрічкою робочої поверхні гальмівного шківа реалізується в даному стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки.

При визначенні раціональної кількості фрикційних накладок на набігаючій і збігаючій гілках гальмівної стрічки, які встановлюватимуться на неї зі змінним зазором, обчислюють коефіцієнт взаємного перекриття контактуючих поверхонь окремо для кожної з гілок стрічки. Оскільки коефіцієнт взаємного перекриття є пропорційним до добутку контактних площ поверхонь тертя, то відношення  $k_{взн}$  до  $k_{взз}$  дорівнює відношенню питомих навантажень, що виникають на набігаючій ( $p_n$ ) і на збігаючій ( $p_z$ ) гілках гальмівної стрічки. Отже, за величиною співвідношення  $p_n/p_z$  можна визначити, на скільки фрикційних накладок повинно бути більше на набігаючій гілці у порівнянні зі збігаючою гілкою гальмівної стрічки. Спосіб встановлення фрикційних накладок зі

змінним кроком на гілках гальмівної стрічки наведений на рис.4.1 *а, б, в* (висновок про видачу деклараційного патента на винахід України за заявкою №2003043429 від 22.10.2003 р.). Даний спосіб реалізується в три етапи.

Перший етап полягає у такому розташуванні фрикційних накладок по всій робочій довжині гальмівної стрічки, яке дозволить однозначно окреслити межу її набігаючої і збігаючої гілок. Згідно з рис.4.1 *а* на кінцях гальмівної стрічки 1 встановлюють фрикційні накладки 2 і 3, а також дві фрикційні накладки 4 в її середній частині з мінімальним зазором між ними. Встановлення фрикційних накладок 4 в середній частині стрічки 1 пов'язане з тим, що при замиканні гальма їхні поверхні першими починають взаємодіяти з робочою поверхнею гальмівного шківів (на кресленні не показаний).

Другий етап полягає у визначенні величин змінного кроку між фрикційними накладками на набігаючій гілці стрічки за залежностями арифметичної прогресії.

Спочатку згідно з рис.4.1 *б* визначають центральний кут ( $\alpha_1^0$ ) між накладками 2 і 4. Для цього використовують залежність вигляду  $\alpha_1^0 = \frac{360l}{\pi D}$ , де  $l$  – відстань по дузі стрічки між накладками 2 і 4;  $D$  – діаметр гальмівної стрічки ( $D = d_{ш} + 2h_n$ );  $d_{ш}$  – діаметр гальмівного шківів;  $h_n$  – товщина фрикційної накладки. В подальшому використовуємо значення добутку ширини серійної фрикційної накладки на кількість накладок, які будуть розташовані на куті  $\alpha_1$ . Після чого від загальної довжини  $l$  набігаючої гілки 5 стрічки 1 віднімаємо довжину, яку займає намічена кількість накладок ( $n$ ). Для розподілу довжини, що залишилася для зазорів між фрикційними накладками, використовуємо основні залежності арифметичної прогресії, задавшись при цьому першим її членом ( $a_1$ ). В подальшому, використовуючи властивість арифметичної прогресії, із залежності  $S_m = \frac{2a_1 + d(m-1)}{2} m$  (де  $S_m$  – сумарна довжина зазорів ( $m$ ) між накладками набігаючої гілки стрічки;  $d$  – різниця прогресії) визначаємо

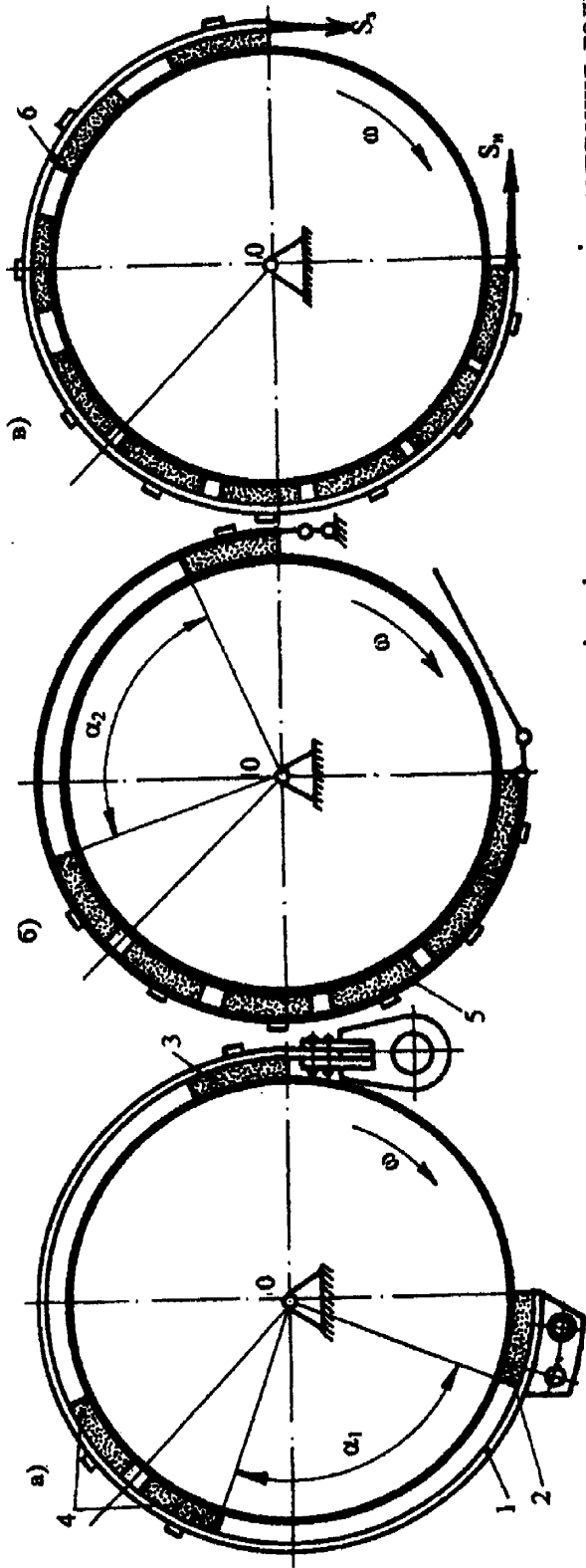


Рис.4.1 Етапи реалізації способу розміщення фрикційних накладок зі змінним кроком на дузі охолодження гальмівною стрічкою

Таблиця 4.1 Початкові дані для визначення величини змінного кроку встановлення фрикційних накладок на гальмівну стрічку

Загальна кількість накладок на стрічку, шт.	Гілки гальмівної стрічки			
	Набігаюча		Збігаюча	
	Кількість накладок гілки, шт.	Арифметична прогресія Перший член $a_1$ , мм Різниця	Кількість накладок гілки, шт.	Геометрична прогресія Перший член $b_1$ , мм Знаменник
$n=12$	8	40 25	4	190 1,1659
$n=20$	12	10 5	8	60 1,0902
$n=26$	15	2 1	11	15 1,1037

різницю прогресії  $d$ . Величини змінних зазорів між фрикційними накладками на набігаючій гілці гальмівної стрічки обчислюємо за залежністю  $a_{m_1} = a_m + d$ . На цьому другий етап завершується.

Третій етап полягає у визначенні величини змінного кроку між фрикційними накладками на збігаючій гілці стрічки за залежностями геометричної прогресії.

Спочатку згідно з рис. 4.1 б визначають кут охоплення ( $\alpha_2^0$ ) дугою, що залишилася на збігаючій гілці 6 гальмівної стрічки 1 між накладками 4 і 3.

Всі дії є аналогічними до розрахунку основних параметрів геометричної прогресії. При цьому враховуємо той факт, що останній член арифметичної прогресії, тобто величина зазору між передостанньою накладкою, що знаходиться на набігаючій гілці стрічки 1, і останньою 4, є першим членом ( $b_1$ ) геометричної прогресії. Використовуючи властивість геометричної прогресії, з

формули  $S_m = \frac{b_1(q^{m_1} - 1)}{q - 1}$ , (де  $S_m$  – сума членів геометричної прогресії, що

відповідає сумарному зазору між фрикційними накладками збігаючої гілки гальмівної стрічки;  $q$  – знаменник геометричної прогресії;  $m_1$  – кількість зазорів між фрикційними накладками збігаючої гілки гальмівної стрічки) знаходимо числове значення знаменника геометричної прогресії. Після чого використовуємо залежність вигляду  $b_{m_1} = b_1 \cdot q^{m_1 - 1}$ , де  $b_{m_1}$ ,  $b_1$  – величини останнього зазору між 4-ою і 1-ою накладками збігаючої гілки 6 стрічки 1 і першого між  $n$ -ою і 3 накладками. Величину першого зазору між 4-ою і 1-ою накладками збігаючої гілки 6 стрічки 1 визначаємо за залежністю вигляду  $b_1 = a_m \cdot q$ , де  $a_m$  – останній член арифметичної прогресії, тобто величина останнього зазору між передостанньою накладкою набігаючої гілки 5 і 4-ою накладкою її середньої частини.

Таким чином, для цілеспрямованого перерозподілу питомих навантажень між набігаючою і збігаючою гілками гальмівної стрічки, виходячи з її

експлуатаційної можливості, необхідно правильно задатися величиною тільки першого зазору між фрикційними накладками набігаючої гілки стрічки. Всі решта значень зазорів між накладками визначаються розрахунковим шляхом.

Для порівняння проаналізуємо роботу серійних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок зі сталим і змінним кроком встановлення фрикційних накладок на гальмівній стрічці (див. рис.4.1 в).

Як зазначено вище, деформація сталевोї стрічки відбувається тільки за рахунок ділянок, розташованих між накладками. Чим більшим буде крок між накладками, тим більшими будуть деформації ділянок стрічки, тим більшою буде різниця натягів гілок стрічки  $S_n - S_s$ . При цьому фактична контактна площа поверхонь тертя і сили тертя у фрикційних вузлах зростають, що зумовлює збільшення гальмівного моменту. Немалу роль у ефективності гальма відіграє загальна деформація збігаючої гілки гальмівної стрічки.

В якості прикладу розглянемо гальмівну стрічку з кутом охоплення  $270^\circ$ , на якій необхідно встановити зі змінним кроком 12, 20, 26 серійних фрикційних накладок ( $a \times b \times h = 120 \times 230 \times 30$  мм) стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. В табл.4.1 наведені вихідні дані для визначення величини змінного кроку розташування фрикційних накладок на гальмівній стрічці. З використанням запропонованої методики були встановлені закономірності зміни зазору між накладками (табл.4.2). Проведений аналіз отриманих результатів обчислень дозволив встановити наступне. При монтуванні на гальмівній стрічці 12-ти фрикційних накладок на набігаючій гілці було встановлено 8-ім накладок, а на збігаючій – 4-и накладки. При цьому крок встановлення накладок змінювався від 40,0 до 351,07 мм. Це призвело до значного зменшення питомих навантажень на набігаючій гілці. При 20-ти накладках вказане вище відношення склало 1,5, а при 26-ти накладках – всього 1,363.

З наведених прикладів випливає, що зі збільшенням кількості накладок на гальмівній стрічці, тобто зменшенням кроку їхнього встановлення,

Таблиця 4.2

Закономірності зміни величини зазору при встановленні фрикційних накладок на гальмівну стрічку

Номери фрикційних накладок гальмівної стрічки																								
1-2 2-3 3-4 4-5 5-6 6-7 7-8 8-9 9-10 10-11 11-12 12-13 13-14 14-15 15-16 16-17 17-18 18-19 19-20 20-21 21-22 22-23 23-24 24-25 25-26																								
Загальна кількість накладок на стрічці $n=12$																								
Набігаюча гілка ( $n=8$ )																								
Збігаюча гілка ( $n=4$ )																								
Крок між накладками в мм																								
40	65	90	115	140	165	190	221,52	258,27	301,12	351,07														
Загальна кількість накладок на стрічці $n=20$																								
Набігаюча гілка ( $n=12$ )																								
Збігаюча гілка ( $n=8$ )																								
Крок між накладками в мм																								
10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65,41	71,31	77,74	84,76	92,40	100,74	109,82	119,73						
Загальна кількість накладок на стрічці $n=26$																								
Набігаюча гілка ( $n=15$ )																								
Збігаюча гілка ( $n=11$ )																								
Крок між накладками в мм																								
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16,56	18,27	20,17	22,26	24,57	27,11	29,93	33,03	36,45	40,23	44,41

спостерігається різке спадання величини відношення питомих навантажень на накладках набігаючої і збігаючої гілок, що свідчить про їхнє більш рівномірне розподілення по довжині стрічки.

Таким чином, реалізація способу керування перерозподілом питомих навантажень на гілках стрічки за рахунок введення змінних, певної величини зазорів між накладками в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки сприяє покращенню експлуатаційних параметрів його фрикційних вузлів і суттєво збільшує ресурс накладок.

4.1.2 Н а г а л ь м і в н о м у ш к і в і. Розглянемо роботу нетрадиційного стрічково-колодкового гальма за повний цикл гальмування з точки зору зміни його експлуатаційних параметрів протягом цього циклу.

Для гальмівної системи з почергово рухомими фрикційними накладками по відношенню до гальмівного шківів та стрічки зміна кроку відбувається автоматично за рахунок самовстановлення накладок у кінцевій стадії гальмування. Для визначення величини кроку між накладками скористаємося розрахунковою схемою сил, що діють на  $i$ -ту фрикційну накладку (рис.4.2). В цій схемі використані наступні позначення:  $N_{i2}, N_{i1}$  – нормальні сили, які діють на  $i$ -ту накладку з боку гальмівної стрічки і шківів, відповідно;  $F_{i2}, F_{i1}$  – сили тертя на зовнішній та внутрішній поверхнях  $i$ -ої фрикційної накладки;  $\Phi_t, \Phi_n$  – дотична і нормальна сили інерції, що діють на  $i$ -ту накладку;  $S_{\Pi}$  – початкова сила натягу з'єднувальної пружини;  $\Delta S_{\Pi}$  – приріст сили натягу пружини в процесі гальмування;  $R_0$  – радіус центра мас фрикційної накладки;  $\alpha$  – кут охоплення гальмівною стрічкою зовнішньої поверхні накладки та її внутрішньої поверхнею робочої поверхні шківів;  $\omega$  – кутова швидкість шківів в даний момент часу.

Запишемо рівняння рівноваги сил на основі методу кінетостатики [53].

Умовою переходу  $n$ -ої фрикційної накладки від стану спокою до стану



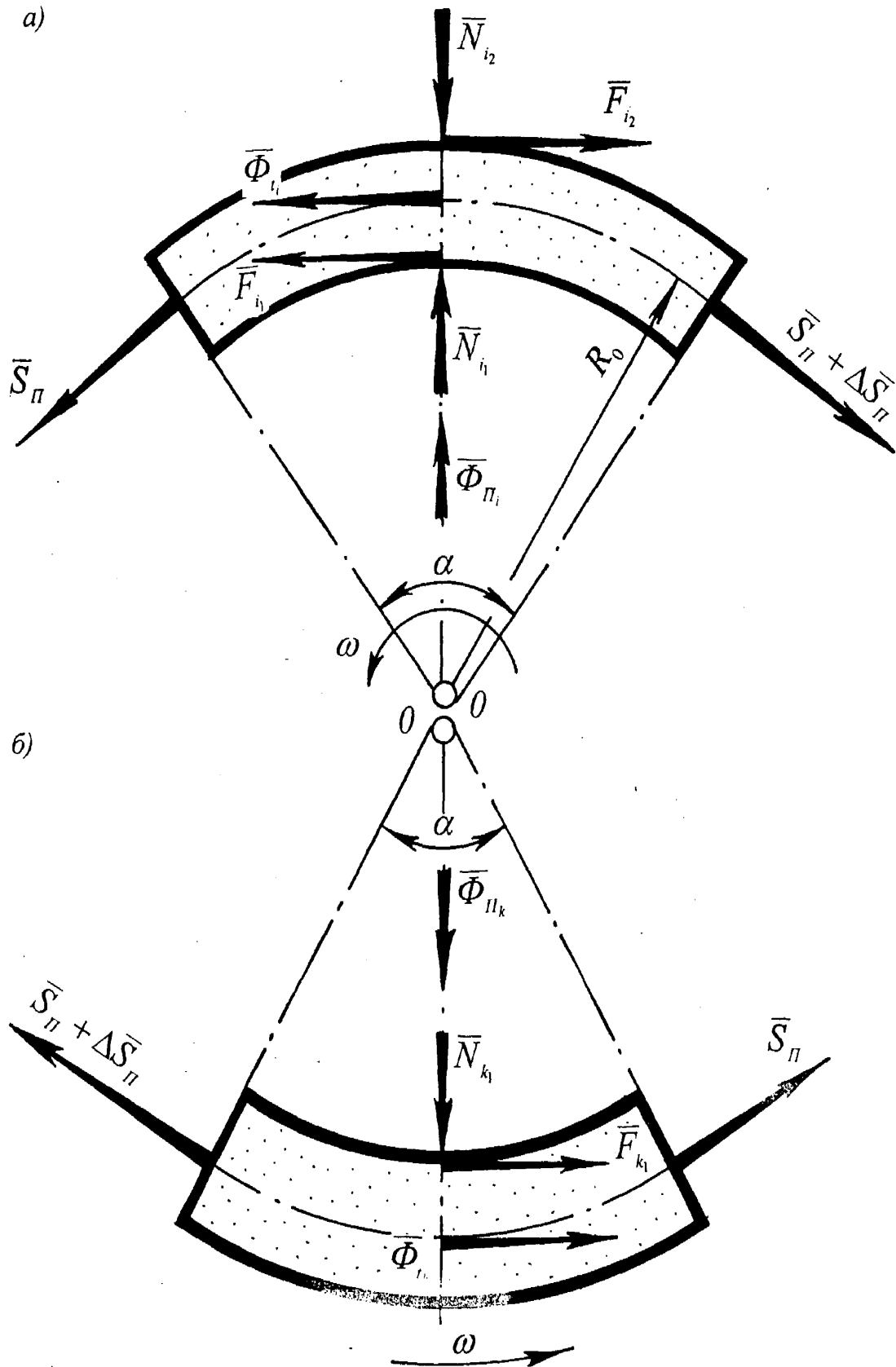


Рис.4.2 а, б Схеми сил, що діють на  $i$ -ту фрикційну накладку, охоплену (а) та неохоплену (б) гальмівною стрічкою

руху відносно гальмівного шківа є вираз

$$F_{n2} \geq F_{n1} + \Phi_t. \quad (4.1)$$

Після переходу  $n$ -ої накладки в стан спокою відносно гальмівної стрічки, накладка  $(n-1)$  деякий час рухається разом зі шківом до моменту досягнення певної величини співвідношення сил, яке описується виразом

$$F_{(n-1)2} \geq F_{(n-1)1} + \Phi_t - \Delta S_{II} \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (4.2)$$

де  $\Delta S_{II}$  – приріст натягу  $n$ -ої пружини під час руху  $(n-1)$ -ої фрикційної накладки разом з гальмівним шківом.

При лінійному режимі гальмування нетрадиційного гальма [49] сила тертя між  $i$ -тою фрикційною накладкою та гальмівною стрічкою становить

$$F_{i2} = S_{i+1} - S_i, \quad (4.3)$$

де  $S_i$  і  $S_{i+1}$  – зусилля натягу збігаючої та набігаючої гілок гальмівної стрічки над  $i$ -ою фрикційною накладкою.

Вважаючи жорсткість гальмівної стрічки величиною сталою і малою в зв'язку з тим, що стрічка не з'єднана з фрикційними накладками, на підставі формули Ейлера запишемо залежність (4.3) в наступному вигляді

$$F_{i2} = e^{f_2 \alpha} S_i - S_i = S_i (e^{f_2 \alpha} - 1),$$

де  $f_2$  – коефіцієнт тертя між зовнішньою поверхнею фрикційної накладки і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки.

Оскільки 
$$S_i = S_3 e^{f_2 \alpha (i-1)},$$

то 
$$F_{i2} = S_3 (e^{f_2 \alpha} - 1) e^{f_2 \alpha (i-1)},$$

де  $i$  – кількість фрикційних накладок, зовнішні поверхні яких взаємодіють з внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки;  $S_3$  – зусилля натягу збігаючої гілки стрічки в даний момент гальмування.

При отриманні аналітичних виразів динамічних залежностей прийнято, що коефіцієнти тертя на відповідних поверхнях фрикційних накладок є рівними між собою, а кути охоплення гальмівною стрічкою зовнішньої поверхні

накладки і внутрішньою поверхнею накладки робочої поверхні шківа є однаковими.

Нормальна сила, з якою стрічка діє на зовнішню поверхню накладки, становить

$$N_{i_2} = \frac{F_{i_2}}{f_2} = \frac{S_3}{f_2} (e^{f_2\alpha} - 1) e^{f_2\alpha(i-1)}. \quad (4.4)$$

Нормальну силу, з якою фрикційна накладка діє на робочу поверхню шківа, визначаємо за принципом Даламбера

$$N_{i_1} = N_{i_2} - \Phi_n + 2S_{II} \sin \alpha + \Delta S_{II} \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (4.5)$$

Сила тертя між внутрішньою поверхнею накладки і робочою поверхнею шківа визначається за залежністю

$$F_{i_1} = N_{i_1} f_1 = \left( N_{i_2} - \Phi_n + 2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} + \Delta S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} \right) f_1.$$

Або з урахуванням залежності (4.4)

$$F_{i_1} = \left[ \frac{S_3}{f_2} (e^{f_2\alpha} - 1) e^{f_2\alpha(i-1)} - \Phi_n + 2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} + \Delta S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1. \quad (4.6)$$

В свою чергу, при лінійному режимі гальмування

$$S_3 = S_{3к} \frac{t_i}{t_k}, \quad (4.7)$$

де  $S_{3к}$  – зусилля натягу збігаючої гілки стрічки наприкінці третьої стадії гальмування;  $t_k$  – час повного циклу гальмування;  $t_i$  – проміжок часу від початку гальмування до розглядуваного моменту.

Виходячи з того, що зміна величини зазору між фрикційними накладками, що знаходяться в бандажі на гальмівному шківі, може, в основному, відбутися лише під час перехідної та на початку кінцевої стадій гальмування, то з урахуванням їхньої тривалості можна прийняти, що  $t_i = t_n$  (тривалість початкової стадії гальмування). При цьому необхідно зауважити, що фактично перехідний процес гальмування триває малий період часу, тому перехід накладок з одного

робочого стану в інший відбувається при обертанні шківів практично менше як на один оберт.

З урахуванням вищеведеного та залежності (4.6) вираз (4.5) набуває наступного вигляду

$$F_{i_1} = \left[ \frac{S_{зк} t_n}{f_2 t_k} (e^{f_2 \alpha} - 1) e^{f_2 \alpha (i-1)} - \Phi_n + 2S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} + \Delta S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1. \quad (4.8)$$

При лінійному режимі гальмування кутове прискорення шківів є величиною сталою ( $\varepsilon = const$ ). Тоді маємо

$$\Phi_{ii} = \varepsilon R_0 m_i, \quad (4.9)$$

де  $m$  – маса фрикційної накладки.

$$\text{В свою чергу,} \quad \Phi_{ni} = \omega^2 R_0 m_i, \quad (4.10)$$

де  $\omega = \omega_0 - \varepsilon t_i$ ;  $\omega_0$  – початкова кутова швидкість шківів. При цьому в перехідний період гальмування

$$\omega = \omega_0 - \varepsilon t_n,$$

але при повному циклі гальмування можна записати  $\omega_0 = \varepsilon t_k$ , тобто  $\omega = \varepsilon t_k - \varepsilon t_n = \varepsilon(t_k - t_n)$ .

Тоді залежність (4.10) матиме наступний вигляд

$$\Phi_{ni} = \varepsilon^2 (t_k - t_n)^2 R_0 m_i. \quad (4.11)$$

З урахуванням залежності (4.10) вираз (4.7) набуває вигляду

$$F_{i_1} = \left[ \frac{S_{зк} t_n}{f_2 t_k} (e^{f_2 \alpha} - 1) e^{f_2 \alpha (i-1)} - \varepsilon^2 (t_k - t_n)^2 R_0 m_i + 2S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} - \Delta S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1. \quad (4.12)$$

На основі виразу (4.2) з урахуванням залежностей (4.8) і (4.11) для  $i$ -ої накладки запишемо

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{S_{зк} t_n}{f_2 t_k} (e^{f_2 \alpha} - 1) e^{f_2 \alpha (i-1)} - \varepsilon^2 (t_k - t_n)^2 R_0 m_i + 2S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} - \Delta S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} \right] f_1 \leq \\ & \leq S_{зк} \frac{t_n}{t_k} (e^{f_2 \alpha} - 1) e^{f_2 \alpha (i-1)} - \varepsilon m_i R_0 + \Delta S_{i+1} \cos \frac{\alpha}{2}. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Після перетворень із залежності (4.12) впливає

$$\Delta S_{i+1} = \frac{2S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} f_1 + \varepsilon m_i R_0 [1 - f_1 (t_k - t_n)^2 \varepsilon] - S_{зк} \frac{t_n}{t_k} \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right) (e^{f_2 \alpha} - 1) e^{f_2 \alpha (i-1)}}{\cos \frac{\alpha}{2} - f_1 \sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (4.14)$$

Переміщення  $i$ -ої накладки по відношенню до  $(i+1)$ -ої накладки або приріст віддалі між ними дорівнює

$$\Delta p_{i,i+1} = \frac{\Delta S_{i+1}}{c_{i+1}}, \quad (4.15)$$

де  $c_{i+1}$  – жорсткість  $(i+1)$ -ої пружини.

Тоді кутовий крок між  $i$ -ою та  $(i+1)$ -ою накладками становить

$$p_{i,i+1} = \alpha + \beta + \frac{\Delta p_{i,i+1}}{R_0},$$

де  $\beta$  – центральний кут між сусідніми торцями двох фрикційних накладок, що знаходяться на робочій поверхні гальмівного шківa.

В кінцевому вигляді отримуємо

$$p_{i,i+1} = \alpha + \beta + \frac{2S_{\Pi} \sin \frac{\alpha}{2} f_1 + \varepsilon m_i R_0 [1 - f_1 (t_k - t_n)^2 \varepsilon] - S_{зк} \frac{t_n}{t_k} \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right) (e^{f_2 \alpha} - 1) e^{f_2 \alpha (i-1)}}{c_{i,i+1} R_0 \left(\cos \frac{\alpha}{2} - f_1 \sin \frac{\alpha}{2}\right)}. \quad (4.16)$$

Аналіз отриманої залежності (4.13) показує, що віддаль між фрикційними накладками, які охоплені гальмівною стрічкою, на кінцевій стадії гальмування залежить від жорсткості з'єднувальної пружини і збільшується з її зменшенням.

При однаковій жорсткості з'єднувальних пружин величина зазору між накладками залежить від їхнього розташування по відношенню до гілок гальмівної стрічки. Встановлено, що під час перехідної стадії гальмування зазор збільшується з віддаленням накладок від набігаючої гілки стрічки. При цьому величина зміни віддалі між накладками в значній мірі залежить від маси накладки і величини прискорення гальмівного шківa. Збільшення зазначених параметрів призводить до зростання зазору між фрикційними накладками у бандажі.

Розрахункова схема для визначення величини зазору між фрикційними

накладками, які не охоплені гальмівною стрічкою під час третьої стадії гальмування, наведена на рис.4.2 б. На відміну від накладки, що охоплена гальмівною стрічкою (див. рис.4.2 а), у даному випадку відсутня сила тертя, яка виникає при взаємодії внутрішньої поверхні стрічки із зовнішньою поверхнею фрикційної накладки. Виходячи з цього, дана накладка стає рухомою відносно робочої поверхні шківів за умови

$$F_{1_k} \leq \Delta S_k \cos \frac{\alpha}{2} - \Phi_{t_k}. \quad (4.17)$$

З умови кінетостатичної рівноваги  $k$ -ої накладки отримуємо

$$N_{k_1} = 2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} + \Delta S_k \sin \frac{\alpha}{2} - \Phi_{n_k},$$

тоді сила тертя  $F_{1_k} = \left( 2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} + \Delta S_k \sin \frac{\alpha}{2} - \Phi_{n_k} \right) f_1$ .

Або виходячи із записаної умови, згідно з виразом (4.14) маємо

$$\left( 2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} + \Delta S_k \sin \frac{\alpha}{2} - \Phi_{n_k} \right) f_1 = \Delta S_k \cos \frac{\alpha}{2} - \Phi_{t_k}. \quad (4.18)$$

Підставивши значення  $\Phi_t$  і  $\Phi_n$  у рівність (4.15), після відповідних перетворень отримуємо

$$\Delta S_{k-1} = \frac{2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} f_1 + \varepsilon m_i R_0 [1 - f_1 (t_k - t_n)^2 \varepsilon]}{\cos \frac{\alpha}{2} - f_1 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (4.19)$$

де  $\Delta S_{k-1}$  – приріст сили натягу пружини між  $k$ -ою та  $(k-1)$ -ою фрикційними накладками.

Нульовою фрикційною накладкою умовно вважаємо крайню з-поміж накладок, охоплених збігаючою гілкою гальмівної стрічки.

Тоді за аналогією із залежністю (4.16) отримуємо

$$\Delta p_{k,k-1} = \frac{\Delta S_{k-1}}{c_{k,k-1}} = \frac{2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} f_1 + \varepsilon m_i R_0 [1 - f_1 (t_k - t_n)^2 \varepsilon]}{\cos \frac{\alpha}{2} - f_1 \sin \frac{\alpha}{2}}.$$

Крок визначається, відповідно, з виразу (4.13)

$$p_{k,k-1} = \alpha + \beta + \frac{2S_{II} \sin \frac{\alpha}{2} f_1 + \varepsilon m_i R_0 [1 - f_1 (t_k - t_n)^2 \varepsilon]}{c_{k,k-1} R_0 \left( \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2} f_1 \right)}. \quad (4.20)$$

Залежність (4.17) є справедливою за умови, що натяг між останньою неохопленою накладкою ( $d$ ) і першою накладкою, яка знаходиться під набігаючою гілкою стрічки, є додатнім. В цьому випадку крок між вищезгаданими накладками визначається за залежністю вигляду

$$p_{d,n} = \alpha + \beta - \left( \sum_{i=1}^n \Delta p_i + \sum_{i=1}^d p_k \right).$$

При цьому необхідно взяти до уваги той факт, що крок між накладками, неохопленими гальмівною стрічкою, залежить від амплітуди їхніх коливань, спричинених стрибкоподібною зміною сил тертя при переході від тертя спокою до тертя ковзання.

Виконаємо розрахунки за залежностями (4.16) і (4.20) і встановимо закономірності зміни кроку ( $\Delta p$ ) між фрикційними накладками ( $i$ ) на кінцевій стадії гальмування в модельному та натурному стрічково-колодкових гальмах з рухомими накладками (розрахунки зміни кроку для модельного гальма наведені в додат. Ш, для натурного – в додат. Щ). Натурне гальмо належить буровій лебідці, яка входить до складу бурової установки БУ-2500 ЕП. За результатами проведених обчислень побудовані графічні залежності, які наведені на рис.4.3 а, б, в. Обчислення проводили при зусиллях натягу збігаючої гілки стрічки  $S_3=400 \text{ Н}$  (рис.4.3 а),  $S_3=800 \text{ Н}$  (рис.4.3 б) – для модельного гальма і  $S_3=17,0 \text{ кН}$  (рис.4.3 в) – для натурного. З рис.4.3 а видно, що між першою-другою, другою-третьою, третьою-четвертою і четвертою-п'ятою накладками спостерігається зменшення кроку, при цьому з'єднувальні пружини є розтягнутими. Між п'ятою-шостою накладками з'єднувальна пружина стиснута. При збільшенні зусилля натягу збігаючої гілки стрічки до  $S_3=800 \text{ Н}$  (див. рис.4.3 б) між першою і другою накладкою пружина розтягнута, решта пружин бандажа стиснуті, причому деформація пружин збільшується в

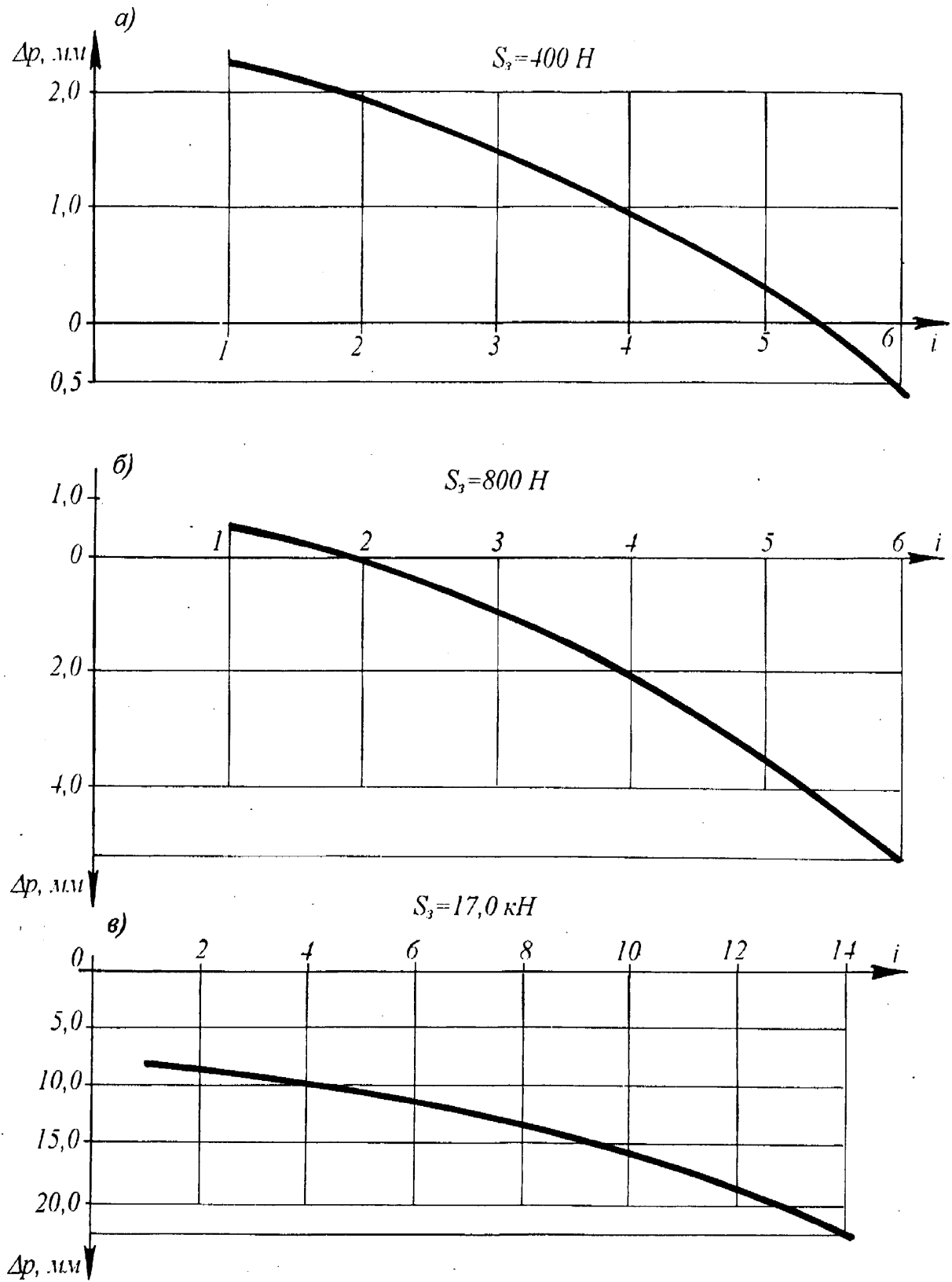


Рис.4.3 а, б, в Закономірності зміни кроку ( $\Delta p$ ) між фрикційними накладками ( $i$ ) на кінцевій стадії гальмування в стрічково-колодкових гальмах з рухомими накладками: а, б – модельному; в – натурному



напрямку збігаючої гілки. Згідно з рис.4.3 в в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки БУ-2500 ЕП з рухомим накладками з'єднувальні пружини від першої до чотирнадцятої накладок стиснуті, при цьому крок накладок в напрямку збігаючої гілки стрічки зменшується.

Аналіз отриманих закономірностей зміни кроку між накладками на кінцевій стадії гальмування в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм показав, що:

- в розтягнутій пружині розпірне зусилля збільшує сумарну осьову силу, що призводить до неприпустимого збільшення довжини пружини. Наслідком такого явища є порушення нормальної роботи фрикційного вузла з точки зору його амортизаційних властивостей;

- в стиснутій пружині сталі та змінні складові сил (поздовжньо-кінематичні інерційні та поперечні інерційні зусилля) мають різні знаки, що зумовлює їхню відносну компенсацію і сприяє нормальній роботі фрикційного вузла;

- можливість прогнозування величин зазорів, які виникають між накладками в результаті деформації з'єднувальних пружин на кінцевій стадії гальмування, дозволить оцінювати стійкість і стабільність всієї пружної системи, якою є бандаж;

- зміною коефіцієнта взаємного перекриття поверхонь тертя можна досягти рівномірного розподілу питомих навантажень на них.

Таким чином, з отриманих залежностей (4.16) і (4.20) з визначення кроку між фрикційними накладками, з'єднаними пружинами у бандаж, впливає, що для накладок однакової маси необхідно використовувати пружини різної жорсткості і, навпаки, накладки різної маси необхідно з'єднувати пружинами однакової жорсткості.

## 4.2 Конструктивні рішення з керування навантаженістю фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма

4.2.1 Д и н а м і ч н о ю. В стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок покращення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів досягається шляхом збільшення загальної площі їхньої взаємодії. Дане конструктивне рішення реалізовано в двоступеневому стрічково-колодковому гальмі (позитивне рішення на видачу патента на винахід Росії за №2002106493 від 05.08.2003 р.).

На рис.4.4 *а* наведений загальний вигляд двоступеневого стрічково-колодкового гальма; на рис.4.4 *б* – вигляд *А* на зовнішні і внутрішні фрикційні вузли гальма; на рис.4.4 *в* – поперечний розріз по *Б-Б* фрикційних вузлів; на рис.4.4 *г* за допомогою винесеного елемента *В* показано кріплення тарільчастої пружини до торців реборди, а також розташування її вусиків у пазах гальмівної стрічки-кільця.

Двоступеневе стрічково-колодкове гальмо містить гальмівний шків 1 з поглибленням, розташованим між ребордами 2, в яких виконані вентиляційні отвори 3. На торцях реборд 2 встановлені за допомогою гвинтів 4 тарільчасті пружини 5. Гальмівний шків 1 насаджений на підйомний вал 6. В поглиблення шківа 1 встановлені основні фрикційні накладки 7, які кріпляться за допомогою гвинтів 8 і гайок 9 до стрічки-кільця 10, що знаходиться на тарільчастих пружинах 5, вусики яких розташовані в пазах 11 стрічки-кільця. Зверху до останнього прикріплені додаткові фрикційні накладки 12. Гальмівна стрічка 13, яка має набігаючу (*а*) і збігаючу (*б*) гілки зв'язана з одного кінця з опорою 14, а з другого – з важелем керування 15. В даній конструкції двоступеневого стрічково-колодкового гальма можливе використання гальмівної стрічки 13 з прорізами, до якої за допомогою вусиків кріпляться додаткові фрикційні накладки 12.

В першому конструктивному виконанні гальма зовнішніми фрикційними

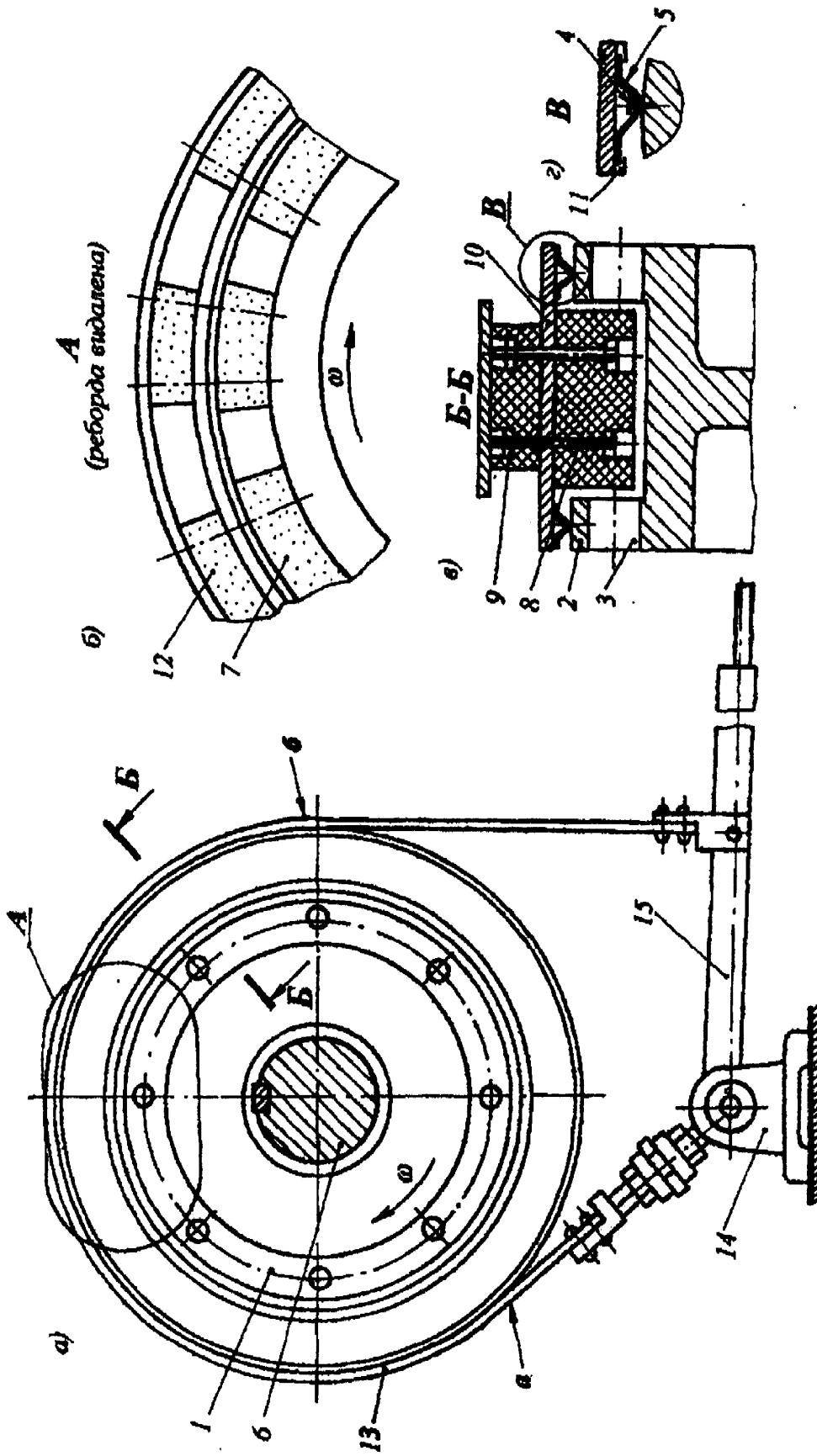


Рис.4.6 а, б, в, г Двоступеневе стрічково-колодкове гальмо: 1, 2, 3 – гальмівний шків з поглибленням і ребордами, що мають вентиляційні отвори; 4, 8 і 9 – кріпильні гвинти і гайки; 5 – тарільчасті пружини з вусиками; 6 – підйомний вал; 7, 12 – основні і додаткові фрикційні накладки; 10, 11 – стрічка-кільце з пазами; 13 – гальмівна стрічка з набігаючою (а) і збігаючою (б) гілками; 14 – опора гальмівної стрічки; 15 – важіль керування

вузлами є пари тертя зовнішніх поверхонь додаткових фрикційних накладок 12 з внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки 13. В другому конструктивному виконанні гальма зовнішніми фрикційними вузлами є пари тертя внутрішніх поверхонь додаткових фрикційних накладок 12 із зовнішньою поверхнею гальмівної стрічки-кільця 10. В двох конструктивних виконаннях гальма внутрішніми фрикційними вузлами є пари тертя внутрішніх поверхонь основних фрикційних накладок 7 з робочою поверхнею гальмівного шківa 1.

В двох запропонованих конструкціях гальм питомі навантаження у їхніх зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах є однаковими за рахунок різних коефіцієнтів взаємного перекриття, зумовлених різними площами поверхонь взаємодії основних 7 і додаткових 12 фрикційних накладок з металевими елементами тертя.

Двоступеневе стрічково-колодкове гальмо працює наступним чином.

При натисканні на важіль керування 15 гальмівна стрічка 13 своїми набігаючими (а) і збігаючими (б) гілками взаємодіє із зовнішніми поверхнями додаткових фрикційних накладок 12, спричинюючи тим самим пригальмовування гальмівного шківa 1. При цьому знижується його кутова швидкість. Подальше зтягування гальмівної стрічки 13 призводить до того, що перемагаючи опір тарільчастих пружин 5 стрічка-кільце 10 просідає, а разом з нею переміщаються основні фрикційні накладки 7. Ця обставина призводить до того, що внутрішні поверхні основних фрикційних накладок 7 взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківa 1, внаслідок чого відбувається його повна зупинка.

Особливістю роботи двоступеневого стрічково-колодкового гальма при другому варіанті його конструктивного виконання є те, що гальмівна стрічка 13 з прикріпленими до неї додатковими фрикційними накладками 12 своїми внутрішніми поверхнями взаємодіє із зовнішньою поверхнею стрічки-кільця 10. Далі процеси гальмування йдуть за тією ж схемою, як і в першій конструкції гальма.

Для зниження теплонавантаженості пар тертя внутрішніх фрикційних вузлів шляхом інтенсифікації їхнього природного охолодження в ребордах 2 шківів 1 виконані вентиляційні отвори 3.

Після завершення процесу гальмування гальмівна стрічка 13 розмикається, що призводить до зношування тарільчастих пружин 5 за рахунок сил пружності і припіднімання стрічки-кільця 10 з основними фрикційними накладками 7. При цьому їхні внутрішні поверхні відводяться від робочої поверхні гальмівного шківа 1.

В подальшому процеси пригальмовування і повної зупинки гальмівного шківа повторюються.

Таким чином, в запропонованому технічному рішенні:

- відсутній натяг між внутрішньою поверхнею основної фрикційної накладки і робочою поверхнею гальмівного шківа, що суттєво підвищує ефективність гальма;
- питомі навантаження у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма є однаковими за рахунок різних коефіцієнтів взаємного перекриття їх пар тертя, що сприяє підвищенню загальної довговічності фрикційних накладок;
- значно зменшуються сили інерції при вільному обертанні гальмівного шківа між внутрішніми і зовнішніми фрикційними накладками за рахунок наявності на торцях реборд шківа кругових тарільчастих пружин зі сталюю пружністю, які підпружинюють стрічку-кільце;
- інтенсифікується природне охолодження за рахунок наявності вентиляційних отворів в ребордах шківа, а також зазорів між внутрішніми поверхнями фрикційних накладок і робочою поверхнею гальмівного шківа, по яких вільно циркулює повітря при розімкнутому гальмі;
- знижується загальна металоємність шківа за рахунок виконання в його тілі поглиблень і вентиляційних отворів – в його ребордах.

Ефективним шляхом покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колоткових гальм є використання спеціальних пристроїв для затягування

гальмівної стрічки.

На рис.4.5 *а* зображено стрічково-колодке гальмо з пристроєм для затягування гальмівної стрічки на шківі; на рис.4.5 *б* – вигляд *А* на з'єднувальну тягу; на рис.4.5 *в* винесеним елементом *Б* показано пристрій для натягування каната (поздовжній розріз) (позитивне рішення на видачу патента на винахід Росії за №2002106493 від 05.08.2003 р.).

Стрічково-колодке гальмо з пристроєм для затягування гальмівної стрічки на шківі містить власне гальмівний шків 1, який охоплює гальмівна стрічка 2 з фрикційними накладками. До кінців стрічки прикріплені кронштейни 3 з отворами, в які заведені гачки перетинних з'єднувальних тяг 4. Перетин тяг 4 уможливорюється завдяки наявності потовщення з вирізом 5. Останній забезпечує розташування тяг 4 в одній площині. На других кінцях тяг 4 нарізана різьба, і на них нагвинчені вилки 7, які підтиснуті регулювальними гайками 6. У вилках 7 на осях 8 встановлені рухомі ролики 9. Такі ж ролики 10 встановлені у верхніх кронштейнах 11 плити 12, що знаходиться на рамі 13. Ролики 9 і 10 мають жолоби і з'єднані між собою канатом 14, який пропущений через похилі отвори 15 в плиті 12. На останній встановлені нижні кронштейни 16, до яких кріпляться кінці каната 14. В середній частині верхньої плити 12 між роликами 10, в жолобах яких знаходиться канат 14, розташований пристрій 17, який забезпечує натяг каната 14 з ексцентриком 18, з'єднаним з двоплечим важелем 19. Поворотом останнього досягається вигин або випрямлення каната 14 у виїмці 20. При цьому повинна дотримуватися умова, що діаметр виїмки 20 є більшим за діаметр ексцентрика 18 на величину діаметра каната 14. Таким чином забезпечується регулювання його натягу, а відповідно, і гальмівної стрічки 2 на шківі 1.

Для швидкого відведення гальмівної стрічки 1 з фрикційними накладками від шківа 2 при завершенні гальмувань до неї прикріплені кронштейни 21, які пружинами 22 з'єднані з кронштейнами 23, встановленими на рамі 13.

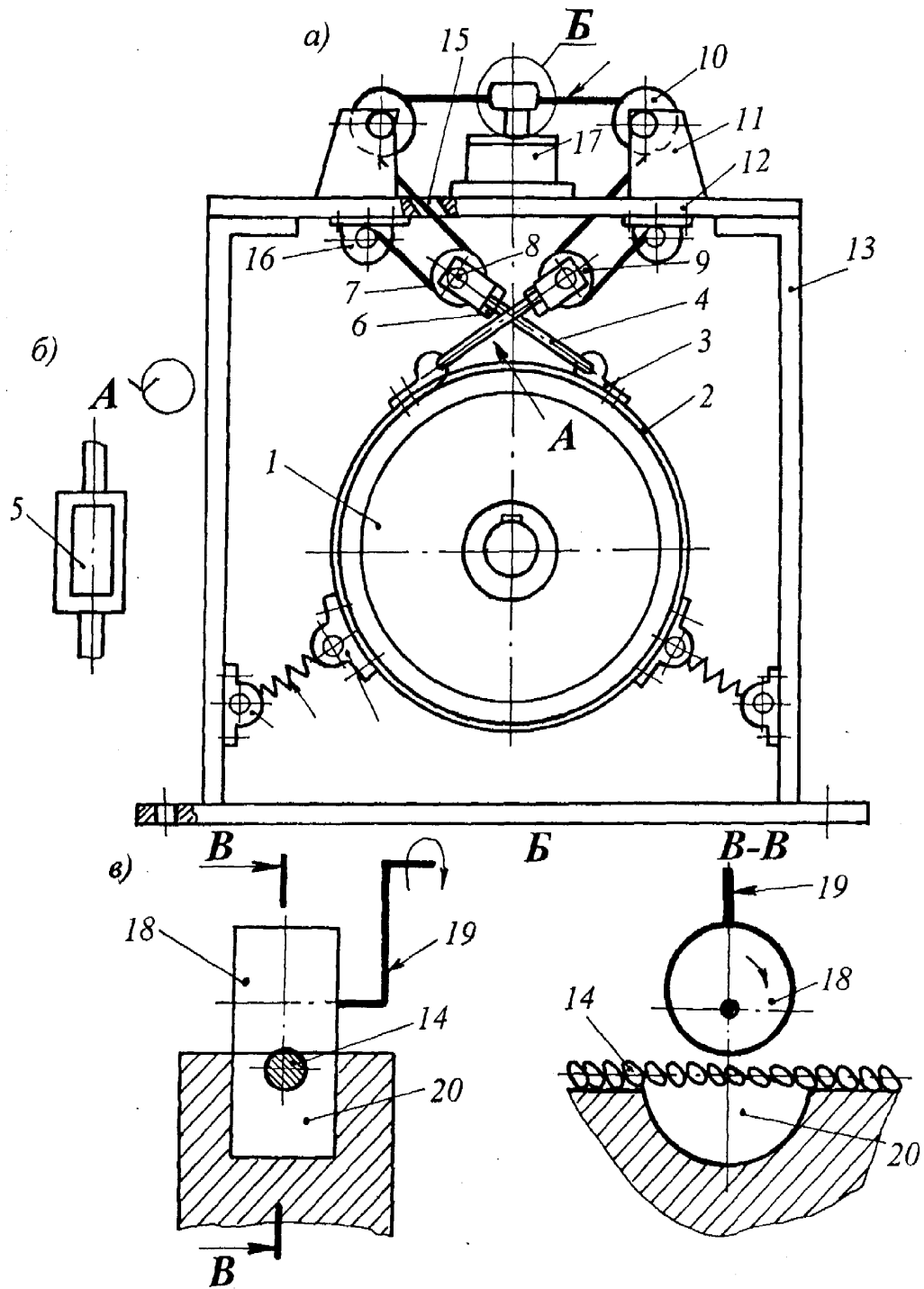


Рис.4.5 а, б, в Стрічково-колодкове гальмо з пристроєм для затягування гальмівної стрічки на шківі: 1 – гальмівний шків; 2, 3, 21 – гальмівна стрічка з фрикційними накладками і кронштейнами на кінцях і поверхнях стрічки; 4, 5 – з'єднувальні тяги з потовщенням і вирізом і з кінцями з різьбою; 6 – регулювальні гайки; 8 – вісі; 9, 10 – рухомі ролики; 11 і 16, 12, 13, 15 – верхні і нижні кронштейни плити на рамі, що має похилі отвори; 14, 17, 18 – з'єднувальний канат і пристрій для забезпечення його затягування з ексцентриком; 19, 20 – двоплечий важіль зі спеціальною виїмкою; 22 – циліндричні пружини; 23 – бічні кронштейни рами

Пристрій для затягування гальмівної стрічки на шківі працює наступним чином.

При необхідності гальмування двоплечий важіль 19 переміщують вниз. Це спричинює переміщення каната 14, що потрапляє у виїмку 20, і як наслідок, здійснюється його вигин. В результаті цього канат 14 натягується, зумовлюючи обертання роликів 9 і 10, які є свого роду керуючими елементами до тяг 4. Починається процес гальмування шківа 2. При цьому пружини 22 розтягуються. В процесі гальмування притискним елементом для каната 14 є ексцентрик 18.

По мірі зношування накладок на гальмівній стрічці 1 збільшується зазор між робочими поверхнями фрикційних накладок і гальмівним шківом 2. Для усунення вказаного зазору за допомогою регулювальних гайок 6 забезпечується вкорочення тяг 4.

Таким чином, в запропонованому технічному рішенні досягається:

- регулювання натягів гілок гальмівної стрічки, яке не залежить від напрямку обертання гальмівного шківа;
- можливість оперативного втручання в процес регулювання сили затягування гальмівною стрічкою шківа;
- вирівнювання питомих навантажень у парах тертя гальма;
- рівномірне зношування фрикційних накладок гальмівної стрічки.

Окрім спеціальних пристроїв для затягування гальмівної стрічки на шківі нами розроблений пристрій для керування ступенем її затягування.

Пристрій для керування затягуванням стрічково-колодкового гальма наведено на рис.4.6 а, загальний вигляд; на рис.4.6 б – розріз по А-А вузла керування; на рис.4.6 в – розріз по Б-Б фрикційного вузла гальма; на рис.4.6 г – вигляд В (потовщення і отвір в тязі); на рис.4.6 д – вигляд Г (стопоріння осі планкою) (позитивне рішення на видачу патента на винахід Росії за №2002106491/28 від 11.08.2003 р.).



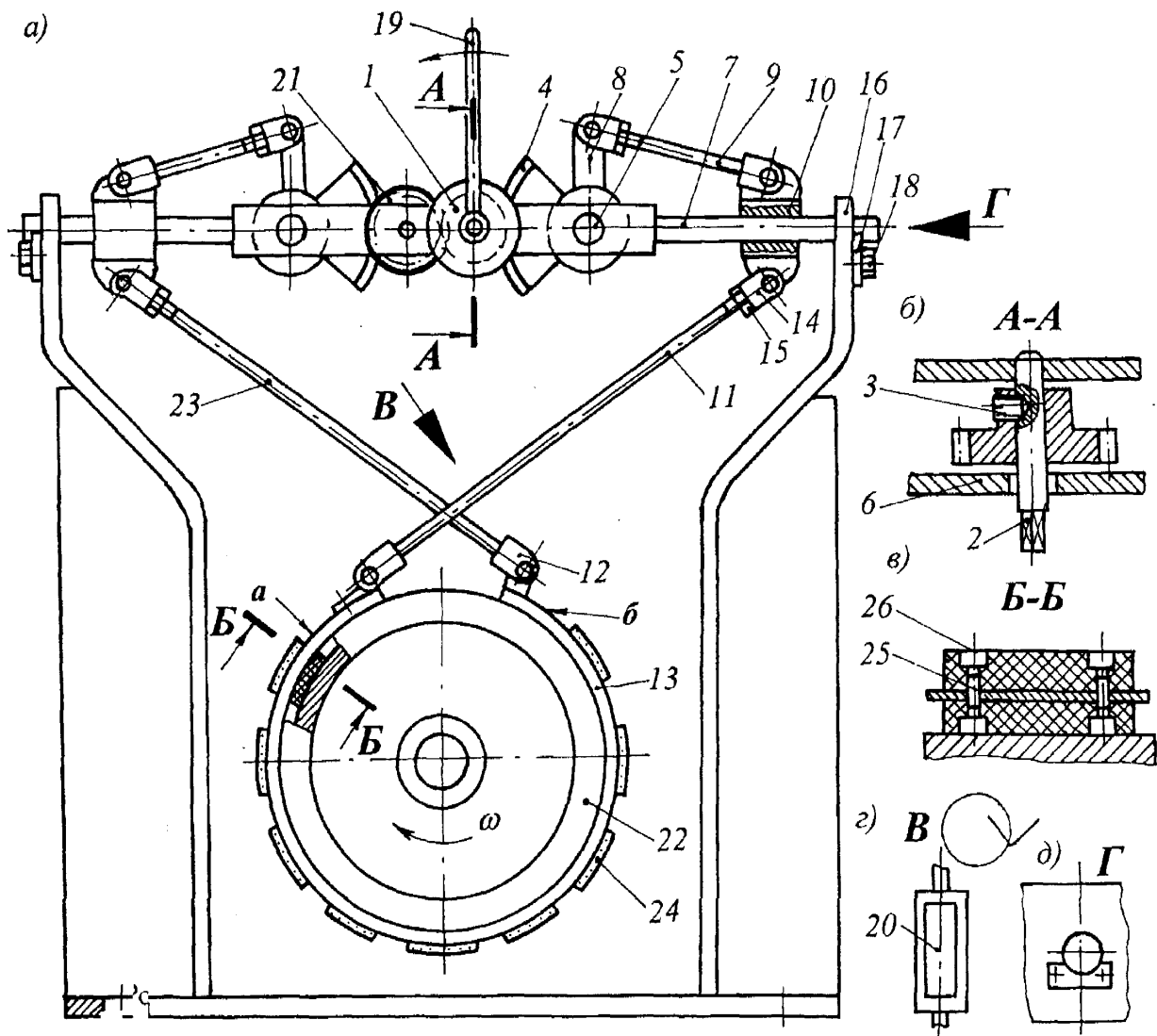


Рис.4.6 а, б, в, г, д Пристрій для керування затягуванням стрічково-колодкового гальма: 1, 21, 2, 3 – основна і паразитна шестерні зубчастої передачі, що закріплені на валу гвинтами; 4, 5, 8, 9 – зубчастий сектор з віссю і кривошипом, з'єднаним шарнірно з шатуном; 6, 7, 16, 17, 18 – реборди, насаджені на повздовжню вісь, що стопориться в рамі планками, приєднаними до неї за допомогою гвинтів; 10 – повзуни; 11, 23 і 20 – тяги з потовщенням і вирізом; 12, 14 – нерегульована і регульована вилки; 13 – гальмівна стрічка; 15 – регульовальні гайки; 19 – важіль керування; 22 – гальмівний шків; 24 – піддатливі фрикційні накладки; 25 – кріпильні шпильки; 26 – спеціальні вставки

Пристрій для керування затягуванням стрічково-колодкового гальма складається із зубчастої передачі, що містить шестерню 1, закріплену на валу 2 гвинтом 3, і зубчастий сектор 4, який вільно насаджений на поперечну вісь 5. Вал 2 і вісь 5 встановлені в ребордах 6 поздовжньої осі 7, що стопориться в рамі 16 планками 17, які кріпляться до неї за допомогою гвинтів 18.

Зубчастий сектор 4 має кривошип 8, який шарнірно з'єднаний з шатуном 9. Останній шарнірно з'єднаний з правим повзуном 10, який може переміщатися по циліндричній напрямній осі 7. Тяга 11 одним кінцем з'єднана шарнірно з повзуном 10, а другим – з вилкою 12, прикріпленою до гальмівної стрічки 13. З обох сторін стрічки встановлені податливі фрикційні накладки 24, що кріпляться до неї за допомогою шпильок 25 зі спеціальними вставками 26. Такий спосіб кріплення податливих фрикційних накладок 24 до гальмівної стрічки 13 сприяє збільшенню коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя.

При повороті важеля керування 19 проти годинникової стрілки за цим же напрямком повертається шестерня 1, зумовлюючи при цьому поворот зубчастого сектора 4. В той же час кривошип 8 рухається за годинниковою стрілкою і через шатун 9 передає рух повзуну 10, який переміщається вздовж поздовжньої осі 7 праворуч. Це призводить до затягування набігаючої гілки (а) гальмівної стрічки 13 з фрикційними накладками 24 на гальмівному шківі 22. При цьому затягування здійснюється через праву тягу 11. Одночасно від шестерні 1 через паразитне зубчасте колесо 21, лівий кривошипно-повзунний механізм і ліву тягу 23 затягується збігаюча гілка (б) гальмівної стрічки 13. При повороті важеля керування 19 за годинниковою стрілкою затягування гілок (а, б) гальмівної стрічки 13 з фрикційними накладками 24 на гальмівному шківі 22 здійснюється в протилежному порядку. Необхідно зауважити, що зусилля затягування на важелі керування можна суттєво зменшити, виходячи з умови, що  $F_{\Pi} = \frac{S}{u \cdot \eta}$ , де  $S$  – зусилля натягу однієї з гілок гальмівної стрічки;  $u$  – передавальне відношення механізму між кінцями гілок гальмівної стрічки і важелем керування;  $\eta$  – загальний коефіцієнт корисної дії механізму. При

цьому нівелюються поняття набігаюча і збігаюча гілки гальмівної. Даний пристрій сприяє вирівнюванню питомих навантажень на поверхнях фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, що сприяє більш рівномірному зношуванню фрикційних накладок.

Таким чином, в запропонованому технічному рішенні:

- забезпечується перерозподіл зусиль натягів гілок гальмівної стрічки в залежності від зміни напрямку обертання шківів;
- підвищується довговічність фрикційних накладок і відповідно скорочується загальний час на їхню заміну;
- наявність на зовнішній поверхні гальмівної стрічки накладок дозволяє використовувати дане гальмо як двоступеневе, охопивши додатковою гальмівною стрічкою накладки основної стрічки.

4.2.2 Т е п л о в о ю. Для забезпечення теплової рівнонавантаженості як окремих зон фрикційних накладок з набігаючими та збігаючими поверхнями, так і кожної накладки, яка знаходиться на набігаючій та збігаючій гілці стрічки, розглянемо принцип роботи термобатареї, складеної з двох напівпровідникових матеріалів, які мають різні типи провідності (рис.4.7). Термобатареї складаються з двох термоелементів: 1 – з електронною ( $n$ -типу) та 2 – з дірковою ( $p$ -типу) провідностями.

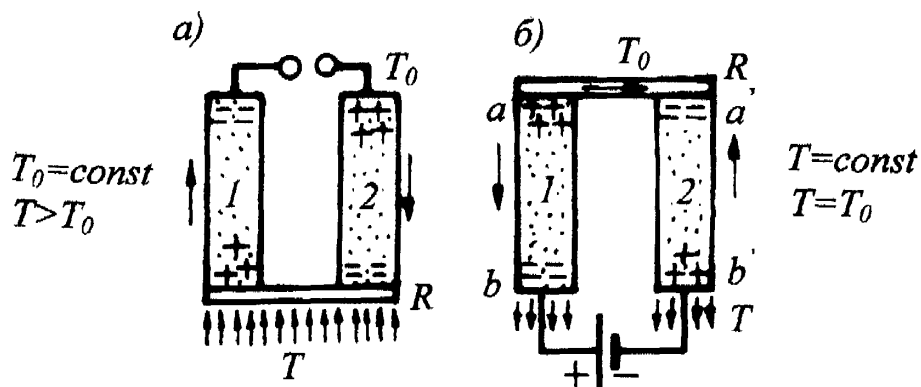


Рис.4.7 а, б Термоелектрогенератор (а) і термоелектрохолодильник (б) та їхні термоелементи (1, 2)

Кінці термоелементів 1 і 2 з'єднані металевим мостиком R, який є гарячим спаєм термобатарей. Два других кінця термоелементів з'єднані зовнішнім електричним ланцюгом. Якщо з будь-яких причин (світлове, теплове випромінювання і таке ін.) температура з'єднувального мостика збільшується у порівнянні з температурою  $T_0$  холодних кінців термоелементів ( $T > T_0$ ), теплова енергія атомів гарячого кінця термоелементів зростає. Ця енергія виконує роботу переходу електронів у вільний стан. У зв'язку з цим в термоелементі 1 на гарячому кінці з'являється більша кількість вільних електронів і з більш високою тепловою енергією, ніж на холодному. Тому вони переходять до холодного кінця, заряджаючи його від'ємно. В зв'язку з тепловим рухом атомів в термоелементі 2 деяка частина електронів виноситься із гарячої зони. На їхньому місці з'являються вільні (незайняті) місця – дірки, що мають позитивний заряд. Напрямок переміщення дірок, як додатних зарядів, співпадає з напрямком електричного поля, тому їхній рух прискорюється. Зайняти вільні місця (дірки) можуть електрони, що мають близькі до дірки значення енергії. Але електрони, що рухаються проти електричного поля, уповільнюються і переходять в зону менших швидкостей, а на їхньому місці утворюються нові дірки. Таким чином, відбувається переміщення дірок до холодного кінця термоелемента 2, і він заряджується позитивно. При замиканні ланцюга в ньому можна спостерігати електричний струм, зумовлений різницею температур. Фактично має місце ефект Зеебека, а сама термобатарея є термоелектрогенератором.

Якщо ж по ланцюгу, всі елементи якого знаходяться в однакових температурних умовах ( $T = T_0$ ), пропустити електричний струм в напрямі, вказаному на рис.4.7 б, то вільні електрони, що знаходяться в термоелементі 1, набувають напрямленого руху від спаю *a* до спаю *b*, причому їхній рух є уповільненим, оскільки електрони гальмуються електричним струмом. Рух електронів від спаю *a* до спаю *b* супроводжується перенесенням енергії. На спаї *a* електрони, відбираючи енергію атомів, набувають приросту кінетичної

енергії. На кінці  $b$ , зіштовхуючись з атомами кристалічної ґратки напівпровідника, вони віддають енергію вказаному спаю. У зв'язку з цим спай  $a$  охолоджується, а спай  $b$  нагрівається. Причому скупчення електронів на спаї  $b$  сприяє тому, що цей спай заряджається негативно, а спай  $a$  – позитивно.

В термоелементі 2, що має діркову провідність, напрям електричного струму співпадає з напрямом переміщення дірок: від спаю  $a'$  до спаю  $b'$ . Внаслідок чого утворення дірок прискорюються. Як вже відмічалось вище, вакантні місця, що утворилися, можуть зайняти електрони з рівнем енергії, близьким до енергії дірки. Тому найбільш інтенсивний рух електронів спостерігається біля спаю  $b'$ . Тут електрони, зіштовхуючись з атомами, підвищують їхню внутрішню енергію, яка витрачається на нагрівання цього спаю. По мірі пересування від спаю  $b'$  до спаю  $a'$  вздовж гілки термоелемента енергія електронів зменшується, і подальший їхній рух супроводжується за рахунок внутрішньої енергії атомів, внаслідок чого спай  $a'$  охолоджується. Скупчення електронів на цьому спаї зумовлює його негативний заряд, а в загальному спай  $a'$  заряджений позитивно. Таким чином, пропускання постійного електричного струму через термобатарейку призводить до перепаду температур на її спаях. На спаї  $a'$  поглинається теплота, а на спаї  $b'$  – виділяється. Якщо від гарячого спаю термобатарейки постійно відводити теплоту, то на холодному її кінці можна отримати дуже низькі температури. В цьому випадку термобатарейка працюватиме в режимі термоелектрохолодильника.

З вищевикладеного випливає, що вільні заряди утворюються в термоелементах в результаті теплового руху атомів. Тому електропровідність ( $\sigma$ ) більшості напівпровідникових матеріалів сильно зростає зі збільшенням температури ( $T$ ). Підвищення її тільки на  $1\text{ }^\circ\text{C}$  збільшує електропровідність термоелемента на 3-6%, при підвищенні  $T$  на  $10\text{ }^\circ\text{C}$   $\sigma$  збільшується приблизно на 75%, а зі збільшенням температури на  $100\text{ }^\circ\text{C}$  електропровідність підвищується в 50 разів.

Таким чином, суттєве збільшення питомої електропровідності термобатарей, вмонтованих в елементи фрикційних вузлів гальмівних пристроїв, сприяє інтенсивному відведенню теплоти, тобто підвищує ефективність примусового охолодження гальма.

Розглянемо роботу термобатарей в режимі термоелектрогенератора і термоелектроохолодильника з точки зору їхнього використання для вирівнювання теплонавантаженості пар тертя фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

На рис.4.8 *а, б, в, г* наведено схема стрічково-колодкового гальма з термоелектричним охолодженням (*а*), його поперечний розріз (*б*), вузол тертя (*в*) і напівпровідникові стрижні з *n*- і *p*-типами провідності (*г*) (патент Росії №2134368).

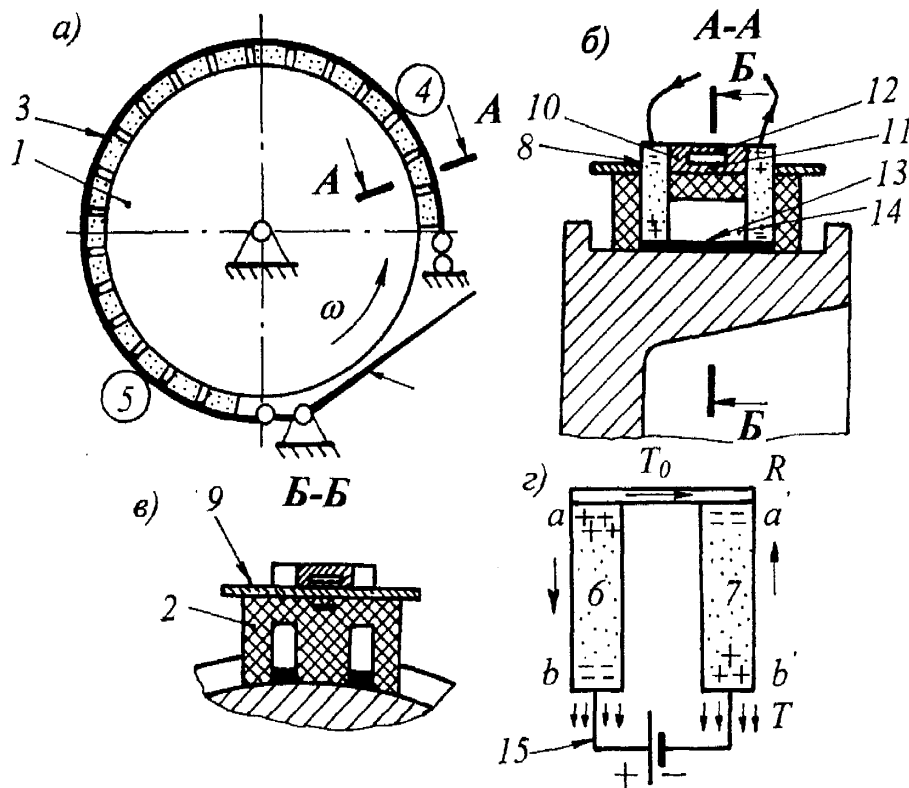


Рис.4.8 *а, б, в, г* Стрічково-колодкове гальмо з термоелектричним охолодженням: 1 – гальмівний шків; 2 – фрикційні накладки; 3, 4 і 5 та 9 – гальмівна стрічка з набігаючою та збігаючою гілками та неробочою поверхнею; 6, 7 – термоелементи з *n*- і *p*-типами провідності; 8 – отвори в гальмівній стрічці; 10, 11 і 12 – теплова труба із зонами випаровування і конденсації; 13, 14 – з'єднувальний металевий мостик в отворі накладки; 15 – зовнішній електричний ланцюг; 16 – важіль керування

Стрічково-колодке гальмо з пристроєм для охолодження пар тертя містить гальмівний шків 1, з яким при гальмуванні взаємодіють фрикційні накладки 2. Останні кріпляться за допомогою вусиків (не показані) до гальмівної стрічки 3, яка має набігаючу 4 і збігаючу 5 гілки. В кожну накладку 2 встановлено по два напівпровідникових стрижні 6 і 7, пропущені через отвори 8 в стрічці 3, які виступають над її неробочою поверхнею 9. Між напівпровідниковими стрижнями 6 і 7 по всій довжині стрічки 3 знаходиться теплова труба 10 прямокутного перерізу. Теплова труба 10 виконана з еластичного теплопровідного матеріалу і заповнена на 2/3 об'єму теплоносієм, наприклад, метиловим спиртом, вакуумована і герметизована. Вона має зони випаровування 11 і конденсації 12. Термоелементи 6 і 7, які мають різні типи провідності, складають термобатарею. Термоелемент 6 має електронну (*n*-типу) провідність, а стрижень 7 – діркову (*p*-типу) провідність. Кінці термоелементів 6 і 7 з'єднані між собою металевим мостиком *R* 13, який встановлений в отворах 14, виконаних на глибину допустимого зношування накладок 2. Під дією ваги термоелементів 6 і 7 забезпечується постійний контакт з'єднувального мостика 13 з робочою поверхнею шківів 1. З'єднувальний мостик 13 є гарячим спаєм термобатареї. Два других кінця напівпровідникових стрижней 6 і 7 з'єднані зовнішнім електричним ланцюгом 15.

Керування роботою стрічково-колодкового гальма здійснюється натисканням важеля 16.

Стрічково-колодке гальмо з термоелектричним охолодженням працює наступним чином. При натисканні на важіль 16 відбувається переміщення гальмівної стрічки 3 з накладками 2 для взаємодії з робочою поверхнею гальмівного шківів 1. Першими при цьому взаємодіють зі шківом 1 накладки 2 набігаючої гілки 4 гальмівної стрічки 3. При гальмуванні температура з'єднувального мостика 13 за рахунок тертя ковзання підвищується, внаслідок чого на спаях термобатареї збігаючої гілки 5 стрічки 3 з'являється градієнт температури по довжині термоелементів 6 і 7, що зумовлює виникнення

електричного струму, який відводиться до ланцюга 15, під'єданого паралельно до джерела живлення термобатарей набігаючої гілки стрічки. Цим досягається збільшення сили струму, який подається на спаї термоелектрохолодильника. При цьому зі збільшенням навантаженості стрічково-колодкового гальма зростає температура його поверхні тертя, значення якої для дотримання регламентованих експлуатаційних параметрів гальма необхідно обмежити. Інтенсифікація даного виду охолодження досягається збільшенням сили струму, який подається на спаї термоелектрохолодильника. Таким чином, чим більше навантажене гальмо, тим більша різниця температур з'являється на спаях термоелектрогенераторів збігаючої гілки 5 стрічки 3, тим більшої сили струм він виробляє, який, сумуючись зі струмом джерела живлення, сприяє більш ефективному охолодженню робочих поверхонь накладок 2 набігаючої гілки 4 стрічки 3.

Відведення теплоти з холодних спаїв термоелектрогенератора і гарячих спаїв термоелектрохолодильника здійснюється за допомогою теплової трубки 10. Теплота передається від термоелементів 6 і 7 зони випаровування 11, тобто безпосередньо теплоносію, який, нагріваючись, перетворюється на пару, що переміщується в зону конденсації 12, а потім повертається знову в зону випаровування 11. В подальшому циклі в тепловій трубці 10 повторюються.

Інтенсивне охолодження пар тертя стрічково-колодкового гальма дозволяє підвищити його експлуатаційні параметри, знизити термічні напруження в гальмівному шкві, а також збільшити ресурс пар тертя.

Даний принцип роботи термобатарей може бути використаний і в інших типах гальмівних пристроїв. Для вирівнювання теплонавантаженості пар тертя в барабанно-колодковому гальмі термобатарей, які встановлені в самопритискній гальмівній колодці (як більш навантаженій), працюють в режимі термоелектрохолодильників, а в самовідтискній колодці (як менш навантаженій) – термоелектрогенераторів. Можливим є вирівнювання теплонавантаженості пар тертя і в кожній гальмівній колодці за рахунок



монтажу на набігаючій фрикційній накладці термоелектрохолодильників, а на збігаючій – термоелектрогенераторів. В дисково-колодковому гальмі половина фрикційної накладки на диску відіграє роль набігаючої поверхні, а друга частина – збігаючої. У вказані ділянки можуть бути встановлені термобатареї, які працюють у відповідних режимах (термоелектрохолодильника або термоелектрогенератора).

### **4.3 Методика розрахунку експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок**

За результатами проведених досліджень пропонуємо ввести в методики розрахунку деяких експлуатаційних параметрів різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок наступне.

#### **Для серійного гальма**

##### **А. Для фрикційних вузлів, в яких накладки розташовані на дузі охоплення гальмівної стрічки**

Послідовність визначення віддалі між фрикційними накладками, встановленими зі змінним кроком:

1. Визначаємо коефіцієнти взаємного перекриття контактуючих поверхонь окремо для набігаючої та збігаючої гілок стрічки за залежністю (2.2).

2. За отриманими значеннями  $k_{\text{вз}}$  визначаємо величину відношення  $k_{\text{вз}_n} / k_{\text{вз}_з}$  і прирівнюємо її до величини відношення питомих навантажень, що реалізуються на набігаючій ( $p_n$ ) і збігаючій ( $p_з$ ) гілках гальмівної стрічки. Числове значення співвідношення  $p_n/p_з$  вказує, у скільки разів кількість фрикційних накладок набігаючої гілки стрічки має перевищувати їхню кількість на збігаючій гілці.

3. Спосіб встановлення фрикційних накладок зі змінним кроком на гілках

гальмівної стрічки реалізуємо в три етапи.

Перший етап полягає у такому встановленні по всій гальмівній стрічці фрикційних накладок, при якому б окреслилася межа її набігаючої і збігаючої гілок.

Другий етап полягає у визначенні величини змінного кроку між фрикційними накладками на набігаючій гілці стрічки за залежностями арифметичної прогресії. Послідовність визначення викладена вище.

Третій етап полягає у визначенні величини змінного кроку між фрикційними накладками на збігаючій гілці стрічки за залежностями геометричної прогресії. Послідовність визначення викладена вище.

Б. Визначення повного видовження гальмівної стрічки при розміщенні на ній фрикційних накладок з різним кроком:

з м і н н и м

повне видовження стрічки визначають за залежністю (2.14);

с т а л и м (при  $\beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_n$ )

повне видовження стрічки визначають за формулою (2.15).

Абсолютну деформацію елементарної ділянки гальмівної стрічки над  $i$ -ою фрикційною накладкою обчислюють за виразом (2.16).

Відносну деформацію ділянки гальмівної стрічки над  $i$ -ою фрикційною накладкою визначають за формулою (2.17).

#### **Для нетрадиційного гальма**

В. Для фрикційних вузлів, в яких фрикційні накладки розташовані на робочій поверхні гальмівного шківа

Визначають зусилля натягів гальмівної стрічки при різних режимах роботи фрикційних вузлів нетрадиційного стрічково-колодкового гальма

На першій стадії гальмування – за формулою (2.3);

на другій стадії гальмування – за виразом (2.4);

на третій стадії гальмування – за залежністю (2.5).

Г. Методика визначення загальної деформації елементів гальмівної системи

Ступінь навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок зумовлює величину деформації їхніх робочих деталей (тяг збігаючих гілок стрічок, гальмівного вала та ін.), яка, в свою чергу, впливає на ефективність гальмівного механізму. Методика визначення загальної деформації елементів гальмівної системи полягає в наступному:

- визначають натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки на першій ( $S_{H1}, S_{31}$ ) і третій ( $S_{H3}, S_{33}$ ) стадіях гальмування в нетрадиційному стрічково-колодковому гальмі, використовуючи відповідні аналітичні залежності.

Стадії гальмування

Перша – (2.19), (2.21).

Третя – за аналогічними залежностями.

В подальшому в розрахунках використовують найбільшу величину натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки, отриману на одній із стадій гальмування;

- знаходять деформацію тяги набігаючих гілок лівої та правої гальмівних стрічок за формулою (2.23);

- визначають деформацію гальмівної стрічки від дії сили тертя ( $F_{тр3}$ ), яка сприяє розвитку гальмівного моменту  $M_{Г3}$ , за виразом (2.24);

- обчислюють загальну деформацію збігаючої гілки лівої ( $\Delta_1$ ) та правої ( $\Delta_2$ ) гальмівної стрічки гальма бурової лебідки за формулами (2.25) і (2.26), відповідно;

- визначають кути повороту лівого ( $\beta_1$ ) та правого ( $\beta_2$ ) кривошипів гальмівного вала, при яких відбувається компенсація деформацій гальмівних стрічок, тяг їхніх гілок і вала при крученні. Обчислення проводять з використанням залежностей (2.28) і (2.29).

Д. Методика визначення переміщень підпружинених фрикційних накладок на гальмівному шківі в нетрадиційному гальмі

При визначенні переміщень підпружинених фрикційних накладок на гальмівному шківі в стрічково-колодковому гальмі розглядається два випадки:

- перший – коли при роботі фрикційних вузлів зовнішні поверхні накладок охоплені внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки;
- другий – коли зовнішні поверхні фрикційних накладок не охоплені внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки.

При розгляді першого випадку математично описуємо наступні умови: переходу внутрішньої поверхні  $n$ -ої фрикційної накладки від стану спокою до стану руху відносно робочої поверхні гальмівного шківа (4.1), а також перехід зовнішньої поверхні  $n$ -ої накладки у стан спокою відносно внутрішньої поверхні гальмівної стрічки (4.2). Дані умови є основними при визначенні сили тертя у внутрішньому фрикційному вузлі.

В подальшому визначають:

- нормальне навантаження, яке діє на зовнішню поверхню фрикційної накладки з боку внутрішньої поверхні гальмівної стрічки (залежність (4.4));
- нормальне навантаження, яке діє з боку внутрішньої поверхні фрикційної накладки на робочу поверхню гальмівного шківа (формула (4.5));
- сили тертя у внутрішньому фрикційному вузлі, прийнявши лінійний режим гальмування шківа. Обчислення проводять за виразом (4.8);
- приріст сили натягу пружини при переміщенні  $i$ -ої фрикційної накладки по відношенню до  $(i+1)$ -ої накладки (залежність (4.14));
- величину зміни кроку між накладками наприкінці третьої стадії гальмування (формула (4.15));
- кутовий крок між фрикційними накладками наприкінці третьої стадії гальмування. Обчислення проводять з використанням залежностей (4.16).

Таким чином, запропонована методика дозволяє визначати положення підпружинених фрикційних накладок на гальмівному шківі наприкінці третьої

стадії гальмування нетрадиційним стрічково-колодковим гальмом.

#### **4.4 Перспективні типи гальм та їхніх фрикційних вузлів для лебідок бурових установок**

Згідно із статистичними даними в стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок на переборювання тертя втрачається 1/4-1/3 всієї кінетичної енергії колони бурильних труб при спускові її в свердловину. При цьому зношування робочих поверхонь фрикційних накладок у 8-10 разів є інтенсивнішим, ніж робочій поверхні гальмівного шківа.

У порівнянні із серійним гальмом запропоноване нами гальмо має багато переваг, про які детально сказано в даній роботі, проте і йому притаманні деякі недоліки. До них належить віднести таке. При експлуатації гальма необхідно суворо дотримуватися обмежень значень його основних експлуатаційних параметрів (див. п.1.2.2), при інтенсивному зношуванні робочих поверхонь накладок можливі їхні поломки, а вихід з ладу з'єднувальних елементів призведе до розпаду бандажу. Виходячи з цього, д.т.н., професором Є.І.Крижанівським запропоновано відмовитися від громіздкої системи з'єднання фрикційних накладок у бандаж з розташуванням останнього на робочій поверхні шківа з допомогою з'єднання "ластівчин хвіст".

На рис.4.9 *а, б, в* представлено загальний вигляд стрічково-колодкового гальма з рухомими непідпружиненими накладками. Особливістю конструкції даного фрикційного вузла є те, що в гальмівному шківі 1 виконано паз з профілем "ластівчин хвіст" з опуклою опорною поверхнею. В нього встановлені фрикційні елементи 7, які складені з основи 8, зробленої з теплопровідного матеріалу. В отвори 13 бічних поверхонь основи встановлені пружні елементи 14, а знизу та зверху до основи 8 прикріплені накладки 11 і 12 з фрикційного матеріалу. При цьому увігнута внутрішня поверхня фрикційної

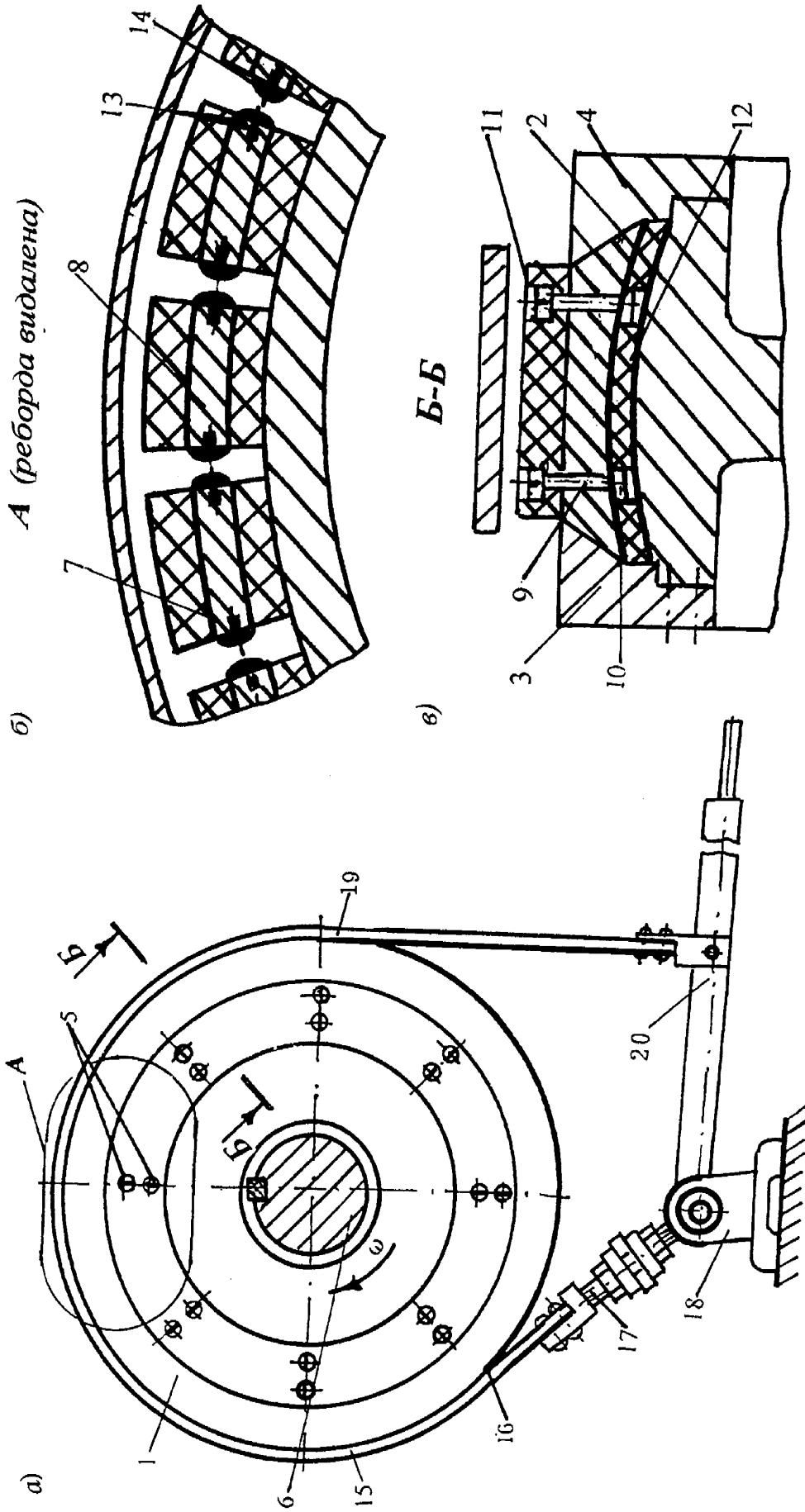


Рис.4.9 а, б, в Стрічкове-колодке гальмо з рухомими неїдпружиненими накладками: 1, 2 – гальмівний шків з опуклою робочою поверхнею; 3, 4 – реборди шківа; 5, 9, 10 – кріпильні гвинти та гайки; 6 – підйомний вал лебідки; 7, 8, 13 – фрикційний елемент з основою та з отворами; 11, 12 – опукла зовнішня та увігнута внутрішня поверхні накладок; 14 – пружні елементи; 15, 16, 19 – гальмівна стрічка з набігаючою та збігаючою гілками; 17 – гвинтові стрижні; 18 – опора; 20 – важіль керування

накладки 12 знаходиться на робочій поверхні 2 гальмівного шківа 1, а опукла зовнішня поверхня фрикційної накладки 11 виступає над поверхнями реборд 3, 4 шківа 1, одна з яких є знімною.

Монтаж і демонтаж фрикційних елементів 7 на робочу поверхню 2 гальмівного шківа 1 виконують наступним чином. Після зношування робочих поверхонь фрикційних накладок 11 та 12 до допустимої величини відгвинчують гвинти 5 і знімають реборду 3. Після чого вилучають фрикційні елементи 7 та з їхньої основи 4 знімають зношені фрикційні накладки 11 і 12, а на їхнє місце встановлюють нові. У випадку великого радіусу кривини робочої поверхні 2 шківа 1 в реборді 4, виконаної за одне ціле із шківом 1, роблять знімний сектор (на рис.4.9 не показаний), ширина якого є більшою за ширину фрикційного елемента 7. Після завершення монтажу фрикційних елементів 7 на робочу поверхню 2 шківа 1 встановлюють та кріплять сектор і реборду 3.

В стрічково-колодкових гальмах з рухомими підпружиненими та непідпружиненими фрикційними накладками розрізняють прямі та зворотні пари тертя. Прямі пари тертя в даному типі гальма спостерігаються на третій стадії гальмування, коли відбувається взаємодія робочої поверхні гальмівного шківа, що обертається, з нерухомими внутрішніми поверхнями фрикційних накладок, затиснених гальмівною стрічкою. При цьому відбувається інтенсивна пластична деформація внутрішніх пар тертя, що призводить до збільшення номінальної та фактичної площ контакту. Це зумовлює менш вигідні умови тертя, ніж у випадку зворотніх пар. Останні мають місце на першій стадії гальмування, коли відбувається взаємодія рухомих зовнішніх поверхонь фрикційних накладок з внутрішньою поверхнею нерухомої гальмівної стрічки. При однакових режимах навантаження гальма та рівних умовах сила тертя і пошкодження поверхонь у зворотніх парах є меншими, ніж в прямих.

Найслабшою ланкою у двох типах удосконалених фрикційних вузлів гальма є гальмівна стрічка.

\*Американськими вченими розроблена спеціальна стрічка, яка складається з декількох мільярдів нанотрубок. В якості основної структури в нанотрубках використані циліндричні молекули вуглецю. Для запобігання розпаду нанотрубок їх з'єднують по декілька штук і покривають тонким шаром алюмінія. Ширина даної стрічки один метр, а товщина є меншою товщини аркуша паперу. Така стрічка має високі характеристики міцності та тягові властивості і може тривалий час тягнути вантаж вагою 1,3 МН.

З нанотрубок можуть бути виготовлені і троси. В цьому випадку вони будуть у багато разів міцнішими за сталь та матимуть малу питому вагу.

Зупинимося коротко на універсальній гальмівній дисковій системі фірми “НЭШНЛ-ОЙВЕЛЛ” для лебідок бурових установок.

Дискове гальмо бурової лебідки складається з двох гальмівних дисків, на яких встановлені твердосплавні фрикційні накладки з внутрішнім водяним охолодженням. В залежності від розмірів бурової лебідки товщина гальмівних дисків може змінюватися в границях 2-3 дюймів. Діаметр диска на 4-5 дюймів є більшим за діаметр шківа стрічково-колодкового гальма. В залежності від розмірів бурової лебідки в дисковому гальмі використовується чотири-шість захватів, керування якими здійснюється за допомогою гідравлічної системи. Кожний захват складається з двох гальмівних колодок. Окрім того, кожна дискова гальмівна система обладнана додатково двома підпружиненими нормально замкненими захватами, які розмикаються гідравлікою.

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

\*Кузина С. В космос – на лифте. Газета “Комсомольская правда” за 09.12.2003 г. на 10 стр.



В табл.4.3 наведені основні трибологічні параметри пар тертя удосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових та дискового гальм, змодельовані для бурової лебідки У2-5-5. Основні трибологічні параметри отримані за методиками, наведеними в роботах [29, 98]. При цьому використані

Таблиця 4.3

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

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

\*Примітка: В чисельнику величини трибологічних параметрів відносяться до зворотніх, в знаменнику – до прямих пар тертя гальма

наступні конструктивні та експлуатаційні параметри пар тертя фрикційних вузлів: глибина буріння  $H=5357$  м; колона бурильних труб набиралася із 132 свічок, з яких 6 свічок важких, а решта – легкі; діаметри: гальмівного шківа  $d_{\text{ш}}=1450$  мм; гальмівного диска  $d_{\delta}=1600$  мм; товщина гальмівного диска  $\delta=75$  мм; кількість накладок на шківі  $n_{\text{н}}=22$  шт.; геометричні параметри серійної фрикційної накладки:  $a \times b \times h=120 \times 230 \times 30$  мм; матеріал фрикційних накладок у двох типах гальм ФК-24А; зусилля натягу з'єднувальних пружин  $S_{\text{пр}}=50,0$  Н; кут охоплення гальмівною стрічкою  $\alpha=270^\circ$ ; ефективний радіус гальмівного

диска, до якого прикладене осьове зусилля  $R_{ef}=0,6$  м; площі поверхонь накладки у фрикційних вузлах: підпружинених  $A_s=A_{en}=0,0276$  м<sup>2</sup>; непідпружинених  $A_s=0,0276$  м<sup>2</sup>;  $A_{en}=0,0317$  м<sup>2</sup>; коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя у двох типах гальм  $k_{ez}=0,75$ ; коефіцієнт тертя в парах тертя у двох типах гальм  $f_{сер}=0,35$ ; натяг набігаючої ( $S_n$ ) та збігаючої ( $S_s$ ) гілок гальмівної стрічки:  $S_n=25,0$  кН;  $S_s=5,0$  кН; осьове зусилля притискання гальмівного диска  $P_0=67,1$  кН.

Проаналізуємо отримані трибологічні параметри пар тертя удосконалених фрикційних вузлів стрічково-колодкових та дискового гальм бурових лебідок. Всі пари тертя гальм були навантажені сталим моментом тертя  $M_T=14,1$  кН·м. При цьому осьове зусилля притискання веденого гальмівного диска до ведучого склало 67,1 кН, в той час як різниця натягів гілок гальмівної стрічки становила 20,0 кН. В удосконалених фрикційних вузлах з непідпружиненими накладками поверхнева температура та зношування внутрішніх поверхонь були дещо більшими, ніж в підпружинених накладках в зв'язку з тим, що в першому варіанті вузла внутрішня поверхня накладки приблизно на 15,0% є більшою за зовнішню. Ця обставина призвела до збільшення коефіцієнта взаємного перекриття прямих пар тертя гальма. Порівняння поверхневих температур фрикційних вузлів різних типів гальма без охолодження при розгляді прямих пар тертя показує, що їхнє максимальне відношення складає  $715,0/400=1,78$ . При водяному охолодженні дискового гальма поверхнева температура його прямих пар тертя відрізняється від поверхневої температури зворотніх пар тертя стрічково-колодкового гальма з непідпружиненими накладками не більше як на 10,0%. Сумарне зношування зовнішніх і внутрішніх поверхонь рухомих фрикційних накладок підпружинених і непідпружинених між собою є майже таким, як у дисковому гальмі без охолодження. Найменше зношування мало місце в дисковому гальмі з водяним охолодженням, воно є в 1,3 рази меншим, ніж сумарне зношування поверхонь непідпружинених накладок в стрічково-колодковому гальмі. Проте сумарний ресурс пар тертя в удосконалених

фрикційних вузлах стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є більш високим у порівнянні з дисковим гальмом за рахунок використання двох поверхонь тертя рухомих фрикційних накладок. Окрім цього вібраційні та шумові навантаження, спричинені тертям, у стрічково-колодковому гальмі є приблизно на 40% меншими, ніж в дисковому.

Прогрес у гальмобудуванні висуває більш складні задачі до матеріалів нових фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з точки зору забезпечення їхньої працездатності в екстремальних умовах за критеріями динамічної та теплової навантаженості.

#### **4.5 Деякі тенденції теорії, розрахунку та конструювання фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок**

При проектуванні фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок вибір фрикційних матеріалів накладок і призначення допустимих питомих навантажень з умови неруйнування їхніх поверхонь повинні проводитися з урахуванням експлуатаційної навантаженості вузлів і, в першу чергу, їхнього температурного режиму роботи. В зв'язку з цим розміри поверхонь теплопоглинання і теплорозсіювання необхідно передбачити такими, щоб для переважаючих режимів роботи гальма забезпечити неперевищення ним допустимих питомих навантажень за умови номінальних значень коефіцієнтів тертя, необхідних гальмівних моментів і невисоких поверхневих температур пар тертя. Зазначене коло задач в існуючих і нових фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма бурових лебідок вирішується методами і засобами перерозподілу питомих навантажень між гілками гальмівної стрічки або нерівномірним примусовим охолодженням їхніх пар тертя. При цьому необхідно пам'ятати, що стабілізація навантаження на фрикційному контакті являє собою складну і до цього часу недостатню вивчену

динамічну задачу, розв'язок якої впливає з необхідності врахування ймовірних значень параметрів навантаження стрічково-колодкових гальм бурових лебідок і поточних значень зношування елементів їхніх фрикційних вузлів. Основним параметром, що дестабілізує процеси на фрикційному контакті, є нестационарне температурне поле.

Зупинимося коротко на аналізі методів розрахунку поверхневих температур пар тертя гальмівних механізмів.

В основі методу електричної аналогії лежить теорія теплової подібності, яка дозволяє за результатами досліджень процесів нагрівання і природного охолодження фрикційних вузлів гальмівних пристроїв отримати уявлення про явища, що відбуваються в модельному гальмі. При цьому останнє може мати інші геометричні, фізичні, початкові, граничні і часові умови і взагалі іншу фізичну природу. Теорія подібності дозволяє без інтегрування диференціальних рівнянь на основі їхнього аналізу і умов однозначності робити висновки про характер досліджуваних процесів нагрівання і природного охолодження фрикційних вузлів гальм. При цьому отримують критеріальні залежності між основними параметрами, що мають місце в натурному фрикційному вузлі і відповідній йому моделі. Тобто теорія подібності дозволяє сформулювати умови, яким повинні задовільняти досліджувані моделі фрикційного вузла гальма і процеси, що в ньому відбуваються. Це дозволить на моделі дослідити і вивчити явища, що відбуваються у фрикційному вузлі гальма в реальних умовах його експлуатації.

Аналіз критеріальних рівнянь, отриманих для розрахунку поверхневих температур фрикційних вузлів барабанно-колодкових гальм транспортних засобів (автори Г.Максапетян, М.Коренчук, А.Пікушов, Г.Рибін) і стрічково-колодкових гальм піднімально-транспортних машин (автор М.Александров) показав, що поряд з перевагами, їм притаманні суттєві недоліки:

- неможливо достатньо точно спрогнозувати температурний режим роботи гальма за тривалий період часу при наявності аперіодичних пауз між

гальмуваннями;

- практично не піддається визначенню тепловий стан металевих елементів тертя при усталеній і критичній усталеній температурах. Перша характеризується рівністю генерованої і розсіяної теплоти розглядуваним елементом, друга – мінімальним температурним градієнтом по його товщині;

- при розрахунках температурних режимів фрикційних вузлів гальма не враховується зміна їхніх геометричних параметрів, мікрорельєфу поверхонь тертя, а також умов їхньої роботи;

- не враховуються закономірності зміни експлуатаційних параметрів і зносо-фрикційних властивостей матеріалів пар тертя при тривалій експлуатації гальма;

- згадані рівняння дозволяють визначити деяку усереднену температуру поверхні тертя.

Якщо фізична природа моделі і реальної фрикційної пари гальма є різною, а процеси нагрівання і природного охолодження, що відбуваються в них, описуються одними і тими самими диференціальними рівняннями, то для вивчення цих процесів удаються до математичного моделювання. До останнього відносять і електричне моделювання процесів нагрівання і природного охолодження фрикційних вузлів гальмів. Це зумовлене тим, що одними і тими самими рівняннями описуються подібні теплові і електричні явища. При цьому електричне моделювання є фактично експериментальним методом дослідження, і йому притаманні деякі переваги у порівнянні з фізичними методами експерименту. До цих переваг відносяться: простота моделі і вимірювань, порівняно низька вартість, мобільність у зміні геометрії і граничних умов, значне скорочення обсягів експериментальних робіт на завершальному етапі створення нової або удосконалення існуючої конструкції гальмівного механізму.

На сьогоднішній день електричне моделювання температурних полів різних вузлів обладнання найрізноманітнішого призначення проводять на таких

пасивних моделях: моделях-електролітах, моделях з електропровідного паперу, на  $R$ - і  $RC$ -сітках, а також на комбінованих і гібридних моделях. При моделюванні теплових процесів нагрівання і природного охолодження фрикційних вузлів барабанно- і дисково-колодкових гальм транспортних засобів найбільшого розповсюдження набули суцільні моделі з розподіленими  $RC$ -параметрами [43, 44]. Моделюючий пристрій, призначений для дослідження процесів нагрівання, природного і примусового охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, повинен задовільняти наступним вимогам:

1. Моделювати теплову навантаженість фрикційних вузлів гальм найрізноманітніших схем, при цьому мати можливість змінювання окремих конструктивних параметрів для дослідження закономірностей зміни поверхневих і об'ємних температур, а також температурних градієнтів по поверхні тертя і по товщині робочого елемента гальма.

2. Масштаб часу повинен бути таким, щоб можна було відтворювати процес гальмування тривалістю до 15,0 с.

3. Проводити автоматичне відтворення змінних початкових умов при моделюванні одиничних тривалих, як періодичних, так і аперіодичних циклічних гальмувань.

4. Модель має бути спроможною в будь-який момент часу забезпечити розведення робочих контактуючих деталей фрикційного вузла (тобто відведення фрикційних накладок від гальмівного шківів або від гальмівної стрічки). Ця вимога є надзвичайно важливою при моделюванні процесу природного охолодження пар тертя.

5. Можливість моделювання теплових процесів при примусовому охолодженні пар тертя фрикційних вузлів в будь-який момент часу.

Таким чином, відсутність єдиної методики оцінки теплового балансу фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок і точних методів прогнозування теплонавантаженості їхніх пар тертя призводить до

неспівставлюваності отриманих даних. Необхідно зауважити, що різними дослідниками зібрано величезний банк даних з теплового балансу фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, проте результати їхніх досліджень не проаналізовані. Узагальнення ж цих даних могло б скласти основу єдиної методики розрахунку процесів теплообміну в робочих елементах гальм.

Не дивлячись на різноманітність конструкцій стрічково- і дисково-колодкових гальм ефективність процесу природного охолодження їхніх фрикційних вузлів змінюється в досить вузьких межах, що пояснюється надзвичайно малими їхніми будівельними об'ємами. Тим не менше конструктори не залишають спроб вирішити проблему інтенсифікації охолодження різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Це пов'язано з тим, що зі збільшенням коефіцієнта тертя в існуючих і нових конструкціях фрикційних пристроїв зростають вимоги до інтенсифікації тепловідведення, в протилежному випадку гальмо швидко втрачає працездатність. При цьому для високоефективного охолодження пар тертя фрикційних вузлів гальма необхідно застосовувати спеціальні пристрої і системи.

Вельми важливою задачею є створення такого фрикційного матеріалу накладок, який би ефективно працював в умовах вібрацій при обертальному почерговому русі накладок відносно робочих поверхонь гальмівної стрічки і шківа. При цьому гальмівна стрічка є пружною, а робоча поверхня гальмівного шківа – жорсткою. Одна з основних труднощів в цьому випадку полягає у правильному визначенні величини співвідношення механічних властивостей матеріалів гальмівної стрічки і шківа по відношенню до зовнішньої і внутрішньої поверхонь фрикційної накладки. Можливим є застосування листкової фрикційної накладки, яка має зовнішню поверхню піддатливою, а внутрішню – більш жорсткою. Доцільніше матеріали пар тертя підбирати за величинами сили тертя і контактного зміщення, які залежать від фізико-

механічних і хімічних процесів, що протікають в контактній області. При цьому спочатку необхідно встановити закон зміни сили тертя в залежності від термо-механічних властивостей контакту, а потім – закони зміни контактного зміщення. Останнє в залежності від властивостей контакту і режиму гальмування може змінюватися за аперіодичним і періодичним законами.

Таким чином, задача створення високоефективних, з великим ресурсом фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок повинна вирішуватися комплексно із застосуванням методів їхнього раціонального конструювання і оптимального вибору фрикційних матеріалів. Таке рішення може бути здійснено тільки на основі диференційованого підходу до розробки, аналізу і дослідної перевірки створюваних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, а також нових теплопоглинаючих і теплорозсіювальних фрикційних матеріалів.

#### **4.6 Задачі подальших досліджень**

Результати теоретичних і експериментальних досліджень динамічної навантаженості і зносо-фрикційних властивостей пар тертя різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, а також аналіз проблем теорії, розрахунку і конструювання гальмівних пристроїв обладнання найрізноманітнішого призначення дозволили сформулювати задачі подальшої дослідницької роботи. Ця робота має проводитися за такими напрямками:

- розробка нових конструкцій високоефективних і надійних фрикційних вузлів гальм;
- створення пристроїв і систем для гарантованого обмеження критичного рівня тепловантаженості гальмівних пристроїв за будь-яких умов експлуатації обладнання;
- термографічні дослідження різних типів фрикційних вузлів, обладнаних



пристроями для їхнього примусового охолодження;

- дослідження теплової навантаженості різних типів фрикційних вузлів із застосуванням електромоделювання;

- раціональний підбір матеріалу для фрикційних накладок з різними геометричними параметрами;

- визначення раціональних геометричних параметрів і динамічних характеристик пружних елементів для з'єднання фрикційних накладок у бандажі;

- дослідження найперспективніших розробок стосовно покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок на натурному гальмі в промислових умовах Бурової-ІФНТУНГ і на основі селекційного відбору розробити рекомендації для їхнього впровадження у виробництво.

## ВИСНОВКИ

В результаті виконаних аналітико-теоретичних і експериментальних досліджень динамічної і теплової навантаженості різних типів фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма розроблені методи і засоби покращення їхніх експлуатаційних параметрів.

1. Запропоновано методику:

- розрахунку раціональної величини кроку встановлення фрикційних накладок на гальмівній стрічці з метою цілеспрямованого перерозподілу питомих навантажень по її довжині;

- визначення розташування фрикційних накладок на гальмівному шківі наприкінці гальмування для прогнозування стійкості роботи всієї пружної системи, якою є бандаж з фрикційних накладок, з'єднаних пружинами.

2. Розроблені засоби і конструктивні рішення з керування динамічною і тепловою навантаженістю стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, а саме:

- зовнішні і внутрішні фрикційні вузли гальма з рухомими накладками, в яких питомі навантаження є однаковими за рахунок різних коефіцієнтів взаємного перекриття їхніх поверхонь тертя;
- спеціальні пристрої для контрольованого затягування гальмівної стрічки на шківі;
- пристрій для високоефективного термоелектричного охолодження пар тертя серійного гальма та спосіб вирівнювання тепловантаженості між гілками гальмівної стрічки.

3. Намічені напрямки розробок перспективних конструкцій стрічково-колодкових гальм бурових лебідок і у відповідності з цим сформульовані задачі подальших досліджень.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті виконаних теоретичних і експериментальних досліджень нових та удосконалених різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок при циклічних режимах навантаження пар тертя в лабораторних умовах запропоновано методи і засоби покращення їхніх експлуатаційних параметрів. При цьому:

1. Встановлені і проаналізовані закономірності зміни експлуатаційних параметрів (зусиль натягів гілок гальмівної стрічки, нормальних зусиль, питомих навантажень, коефіцієнтів тертя і взаємного перекриття, поверхневих температур і температурних градієнтів) по гілках стрічки серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, а також їхнє співвідношення в парах тертя інших типів фрикційних вузлів.

2. Вперше розроблено фізичну модель і досліджено перебіг процесів макротеплоутворення, теплопровідності і тепловіддачі в доквілля при роботі зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками, при цьому встановлені суттєві відмінності в їхній теплонавантаженості.

3. Виконано математичний опис динамічних процесів в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок і отримані аналітичні залежності для визначення:

- зусилля натягу набігаючої гілки гальмівної стрічки з урахуванням основних динамічних характеристик розглядуваних фрикційних вузлів;
- повного видовження гальмівної стрічки при розміщенні на дузі її охоплення фрикційних накладок зі сталим і змінним кроком з урахуванням деформацій її набігаючої та збігаючої гілок.

4. Вперше запропоновано методики розрахунку:

- кроку встановлення фрикційних накладок на стрічці з метою цілеспрямованого перерозподілу питомих навантажень між її гілками за рахунок зміни коефіцієнтів взаємного перекриття;
- деформацій елементів (гальмівної стрічки, тяги, гальмівного вала) стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками та досліджено вплив цих деформацій на величину кутового переміщення кривошипа колінчастого вала гальма бурової лебідки;
- величини переміщень фрикційних накладок у бандажі для встановлення виду деформації з'єднувальних пружин і подальшої оцінки стійкості пружної системи, якою є бандаж.

5. В результаті проведених експериментальних досліджень різних типів фрикційних вузлів, виконаних у вигляді бандажів, що складені з чотирьох, шести і восьми широких накладок, з'єднаних між собою пружинами сталої і змінної жорсткості, встановлені закономірності впливу коефіцієнта взаємного перекриття у зовнішніх і внутрішніх фрикційних вузлах гальма на величини сил тертя, питомих навантажень, коефіцієнтів тертя, поверхневих температур і температурних градієнтів, а також зношення робочих поверхонь накладок. Вперше виявлено наявність стабілізаційних зон розподілу питомих навантажень і коефіцієнтів тертя по ширині накладок і встановлена їхня протяжність.

6. Експериментальні дослідження підтвердили правильність теоретичних висновків досить високою точністю одержаних результатів. Значення зусиль натягів гілок гальмівної стрічки та їхніх деформацій, отриманих розрахунковим шляхом, відрізняються від експериментальних даних на 7,0-12,0%.

7. На основі результатів досліджень за участю автора розроблені, виготовлені і випробувані зразки нових конструкцій фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які дозволяють керувати їхньою динамічною і тепловою навантаженістю. Конструкції цих вузлів, а також

барабанно-колодкових гальм захищені патентами на винаходи Росії і декларативними патентами України.

8. За отриманими результатами теоретичних і експериментальних досліджень різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок намічені шляхи їхніх перспективних розробок і сформульовані задачі подальших досліджень в галузі удосконалення існуючих і створення нових конструкцій гальм із залученням останніх досягнень матеріалознавства і сучасних методик динамічного і теплового розрахунку.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1965. – 674 с.
2. Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н. Тормозные устройства: Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 311 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Из-ва МГТУ им.Н.Э. Баумана и ГУП “Высшая школа.” – 2000. – 550 с.
4. Алиев А.М. Повышение эффективности работы механического тормоза буровой лебедки путем совершенствования конструкции и оптимизации режимных параметров: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – Баку, 1985. – 144 с.
5. Алиев А.М. Исследование тепловых процессов шинно-пневматических муфт подъемного комплекса //Нефтегазовое оборудование. – 2000. – №6. – С.22-23.
6. Аскеров Т.М., Мирзаджанов Д.Б., Расулов Р.А. Повышение эффективности торможения механического тормоза буровой лебедки // Нефть и газ. – Баку, 1971. – №9. – С.95-97.
7. Антонов А.А. Пневматические фрикционные муфты в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1973. – 160 с.
8. Бабаев С.Г., Седов В.А. Причины низкой работоспособности тормозных шкивов буровых лебедок и пути повышения их долговечности. – М.: ВНИИОЭНГ, 1968. – 68 с.
9. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – Ивано-Франковск, 1993. – 147 с.
10. Балакин В.А., Сергиенко В.П. Исследование процессов фрикционного тепловыделения и теплопереноса, возникающих при включении дисковых

- муфт сцепления и тормозов. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.233-241.
- 11.Баюн В.Н. Термоэлектрическое охлаждение барабанных тормозов автомобилей: Дисс... канд. техн. наук: 05.22.02. – Харьков, 1997. – 179 с.
- 12.Белобров В.И. Научные основы создания тормозных систем шахтных подъемных машин: Дисс... докт. техн. наук. – Днепропетровск, 1981. – 318 с.
- 13.Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуся В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин. – Киев: Наукова думка, 1990. – 174 с.
- 14.Бондаренко Л.Н., Колесник Н.П., Шевченко А.Ф. Выбор параметров пружины неуправляемого ленточного тормоза //Сб. науч. трудов “Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин.” – Днепропетровск. – 2002. – Вып.15. – С.133-137.
- 15.Быстров В.Н. Избирательный перенос при трении – новые перспективы в изготовлении и эксплуатации машин. – М.: Эффект безызносности и триботехнологии, 1992, №2. – С.15-20.
- 16.Винницкий М.М. Рациональное управление спуско-подъемными операциями. – М.: Недра, 1978. – 250 с.
- 17.Вольченко Д.А., Вольченко Д.О. Керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм бурових лебідок /Тези доповідей 4-го міжнар. симпоз. українських інженерів-механіків. – Львів. – 1999.– С.95.
- 18.Вольченко О.І., Палюх М.Д., Палюх В.М., Вольченко Д.О. Покращення зносо-фрикційних властивостей пар тертя гальмівних пристроїв //Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2000. – №1. – С.110-114.
- 19.Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Підвищення ефективності стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Зб. наук. праць “Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.” – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2000. – Вип.4. С.39-43.

20. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Розрахунок пружних елементів рухомих фрикційних накладок //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Державн. міжвідомч. наук.-техн. зб. – Івано-Франківськ. – 2001. – №38 (том 4). – С.107-115.
21. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Керування експлуатаційними параметрами стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками бурових лебідок //Проблеми трибології.– Хмельницький. – 2001. – №2. – С.78-82.
22. Вольченко О.І., Журавльов О.Ю., Вольченко Д.О. Вплив жорсткості гальмівної стрічки на гальмівний момент стрічково-колодкового гальма з обертальними фрикційними накладками //Зб. наук. праць “Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.” – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2002. – Вип.6. С.56-59.
23. Вольченко О.І., Палюх М.Д., Палюх В.М., Вольченко Д.О. Покращення зносо-фрикційних властивостей пар тертя гальмівних пристроїв /Тези доповідей міжнародн. наук. техн. конф. “Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин ЗНМ-2000.” – Хмельницький. – 2000. – С.48.
24. Вольченко О.І., Дячук В.В., Вольченко М.О., Камишанов В.В., Вольченко Д.О. Двоступеневе барабанне камерне гальмо /Деклараційний патент №52071А, кл. F16D 49/16 Держдепартамент ІВ, Бюл. №12, 16.12.2002.
25. Вольченко О.І., Дячук В.В., Вольченко М.О., Сп’як М.А., Вольченко Д.О. Барабанно-колодкове гальмо /Деклараційний патент №52072А, кл. F16D 49/16 Держдепартамент ІВ, Бюл. №12, 16.12.2002.
26. Вольченко О., Вольченко Д., Вольченко М., Дячук В., Сп’як М. Розрахунок експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів при різних режимах роботи нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки //Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2003. – №2. – С.74-80.
27. Вольченко О., Вольченко Д., Вольченко М., Дячук В., Сп’як М. Розрахунок експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів при різних режимах роботи



- нетрадиційного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки //Тези доповідей міжнародн. наук. техн. конф. “Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин ЗНМ-2003”. – Хмельницький. – 2003. – С.11.
28. Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств: Дисс... докт. техн. наук: 05.02.02; 05.05.05. – Ленинград, 1988. – 496 с.
29. Вольченко А.И., Вольченко Д.А., Рыбин Г.П. Тормозные механизмы. – Луганск: Луганский рабочий, 1995. – 285 с.
30. Вольченко А.И., Рыбин Г.П., Вольченко Д.А., Штогрин И.В. К проблеме управления нагруженностью фрикционных узлов тормозов //Зб. наук. праць “Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.” – Львів: Асоціація “Автобус”. – 1998. – Вип.1.– С.17-19.
31. Вольченко Д.А. Повышение эксплуатационных характеристик тяжело нагруженных фрикционных узлов. – Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. – Ивано-Франковск, 1983. – 177 с.
32. Вольченко Д.А., Масляк И.Н., Вольченко Д.А. К оценке нагруженности ленточно-колодочных тормозов //Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб.: Дніпропетровськ. – 1999. – №2(61). – С.274-276.
33. Вольченко Д.О. Розробка і аналіз конструкцій різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2003. – №2(7). – С.92-95.
34. Вольченко Н.А. Интенсификация охлаждения тяжело нагруженных фрикционных узлов. – Дисс... канд. техн. наук: 05.02.02. – Краснодар, 1998. – 244с.
35. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. – Киев: Вища школа, 1989. – 326с.
36. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
37. Гаркунов Д., Польцер Г. Анализ изнашивания и избирательного переноса при трении. – М.: Эффект безызносности и триботехнологии, 1992, №1. – С.9-11.

38. Георгиевский Г.А., Лебедев Л.А., Бородзинский Э.М. Исследование кинетики электризации при скольжении фрикционных пластмасс по металлу. – В кн.: Электрические явления при трении, резании и смазке твердых тел. – М.: Наука, 1973. – С.12-20.
39. ГОСТ 13764-86–ГОСТ 13769-86 (СТ СЭВ 5616-86). Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения I класса из стали круглого сечения. – М.:Изд-во стандартов, 1986. – 93 с.
40. ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.
41. ГОСТ 23073-78. Трубы тепловые. Термины, определения и буквенные обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 7 с.
42. ГОСТ 23210-80. Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки фрикционной теплостойкости материалов. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 9с.
43. Гудз Г.С. Обґрунтування методів досліджень та теплового розрахунку фрикційних вузлів автотранспортних засобів: Дис... докт. техн. наук: 05.22.02. – Харків, 1998. – 293 с.
44. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств. – Харьков, 1998. – 139 с.
45. Джанахмедов А.Х. Трибологические проблемы в нефтегазовом оборудовании. – Баку: Элм, 1998. – 216 с.
46. Джанахмедов А.Х. Применение метода группового учета аргументов для анализа влияния обобщенных переменных на коэффициент трения при торможении //Нефть и газ. – Баку, 1986. – №5. – С.85-90.
47. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высшая школа, 1990. – 206 с.

48. Журавльов О.Ю. До оцінки конструктивних та експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм //Проблеми трибології.– Хмельницький, 2000. – №2. – С.82-88.
49. Журавльов О.Ю. Обґрунтування працездатності стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками бурової лебідки: Дис... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2002. – 207 с.
50. Злобин Б.А. Теория, рациональная конструкция и тормозные режимы ленточно-колодочных тормозов: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – М., 1959.– 324 с.
51. Злобин Б.А. Скоростная проходка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
52. Ибрагимов В.А., Тагиев С.М. Определение температуры поверхности трения механического тормоза буровой лебедки при спуске бурильной колонны в скважину //Нефть и газ. – Баку, 1987. – №4. – С.19-22.
53. Иткис М.Я. Расчет и конструирование бурового оборудования с применением ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1978. – 262 с.
54. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
55. Кудин В.Г. О напряжениях в тормозных шкивах буровых лебедок. РНТС Сер. Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1981. – №3. – С.16-19.
56. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О., Пургал М.П. Особливості теплового розрахунку багат шарових стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ. – 2003. – №1. – С.34-43.
57. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О., Стебелецький М.М. До методики динамічного розрахунку стрічково-колодкових гальм з рухомими фрикційними накладками //Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – 2003. – №12/70/. – С.80-85.

58. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О., Пургал М.П. До методики розрахунку динамічної і теплової навантаженості різних типів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Сб. науч. труд. национальн. горн. академ. Украины.– Днепропетровск. – Навчальна книга. – 2002. – №13, т.3. – С.206-209.
59. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О., Пургал М.П. До методик розрахунку динамічної і теплової навантаженості різних типів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Тези доповідей міжнародн. наук.-техн. конф. “Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу.” – Дніпропетровськ. – 2002. – С.54.
60. Крижанівський Є., Вольченко Д., Криштопа Л. Експериментальні дослідження динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Тези доповідей міжнародн. наук.-техн. конф. “Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин ЗНМ-2003.– Хмельницький. – 2003. – С.6.
61. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О. Покращення працездатності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Тези доповідей 6-го міжнар. симпоз. українських інженерів-механіків.– Львів. – 2003. – С.194.
62. Крижанівський Є., Вольченко Д., Криштопа Л. Експериментальні дослідження динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок //Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2003. – №2. – С.183-187.
63. Крыжановский Е.И., Вольченко Д.А., Криштопа С.И. Теплообразование при взаимодействии фрикционных узлов нетрадиционного ленточно-колодочного тормоза //Зб. наук. праць “Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.” – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2002. – Вип.6.– С.102-107.

64. Крыжановский Е., Вольченко Д., Пургал П. Об электро моделировании процессов нагревания и охлаждения фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок // Труды III-ей междунар. науч.-техн. конф. "Модульные технологии и конструкции при производстве машин". – Механика, т.59, №196. – Жешув (Польша). – 2002. – С.5-14.
65. Крыжановский Е.И., Вольченко Д.А., Криштопа Л.И. К вопросу теплового расчета ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок // Труды 5-го междунар. симпоз. по фрикционным изделиям и материалам. – Ярославль (Россия). – 2003. – С.46-50.
66. Криштопа С.І. Теплонавантаженість стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками: Дис... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2003. – 197 с.
67. Курбанов Г.Я. Исследование вопросов контактно-термического нагружения механического тормоза буровой лебедки: Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – Баку, 1973. – 174 с.
68. Лебедев Л.А., Захарова И.М. О тепловом и механическом факторах износа фрикционных асбестополимерных материалов. – В кн.: Триботехника – машиностроению. Тезисы докладов II-ой Всесоюзной науч.-техн. конф. – М.: Изд-во АН СССР, 1983. – С.80-81.
69. Лебедев Л.А. Поверхностная электропроводность при исследовании трения пластмасс о металл. – В сб.: Производство шин, резинотехнических и асбестотехнических изделий. – М., 1968. – №8. – С.18-20.
70. Левронец В.М. Динамічні процеси в бурових установках під час гальмування колони бурильних труб: Дис... канд. техн. наук: 05.02.09. – Львів, 2002. – 151 с.
71. Лента тормоза: А.с. 480873 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16 D49/08 /А.А. Фогель (СССР). – №2006317/25-27; Заявлено 19.03.74; Опубл. 15.08.75; Бюл.№30. – 2 с.

- 72.Ленточный тормоз: А.с. 576455 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16 D49/08 /А.С. Павлюк (СССР). – №2302386/08; Заявлено 19.12.75; Опубл. 15.10.77; Бюл.№38. – 4 с.
- 73.Ленточный тормоз: А.с. 968524 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16 D65/80 /В.Г. Кудин (СССР). – №3296366/25-33; Заявлено 20.05.81; Опубл. 82; Бюл. №39. – 4 с.
- 74.Ленточный тормоз: А.с. 1467278 СССР, М. Кл.<sup>4</sup> F16 D65/813 / А.И.Вольченко, Д.А.Вольченко, Л.Н.Князев, Ю.С.Сычев, С.В.Балаболин (СССР). – №4255121/31-27; Заявлено 23.04.87; Опубл. 23.03.89; Бюл. №11 – 3 с.
- 75.Ленточный тормоз: А.с. 1779839 А1 СССР, М. Кл.<sup>5</sup> F16 D65/80 / А.И.Вольченко, Д.А.Вольченко, С.В.Балаболин, И.Б.Копей (СССР). – №4841126/27; Заявлено 21.06.90, Опубл. 07.12.92, Бюл. №45. – 3 с.
- 76.Макаров Ю.Ф., Тувин А.А., Макаров С.Ю. Определение характеристик изнашивания при испытаниях на машинах с переменной площадью контакта// Заводская лаборатория. – 1986. – №6. – С.68-69.
- 77.Мойсенченков Н.Е., Пасуманский З.П., Ледомский В.И. Экспериментальные исследования температурных режимов работы тормозных шкивов буровых лебедок. РТНС Сер. Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – №1. – С.7-9.
- 78.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. – №9. – С.95-98.
- 79.Наер В.А., Гарачук В.К. Теоретические основы термоэлектрического охлаждения: Учебное пособие.– Одесса: ОПИ, 1982. – 120 с.
- 80.Некрасов А.О., Чичинадзе А.В. Новые конструкции тормозных механизмов мощных транспортных средств и особенности их расчета. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.5-9.

81. Носко А.Л. Разработка методики расчета дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин с учетом термического сопротивления контакта: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.05. – Москва, 1985. – 128 с.
82. Пат.2159878 С1 России, МКИ F16D 65/833. Система охлаждения барабанно-колодочного тормоза и способ ее осуществления /А.А.Петрик, А.И.Вольченко, Н.А.Вольченко, Г.П.Рыбин, Д.А.Вольченко, П.В.Паламарчук.– №99106643/28. Заявл. 29.03.99.; Оpubл. 27.11.2000., Бюл. №33. – 9 с.
83. Пат.2134368 С1 России, МКИ F16D 65/813. Устройство и способ для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / Д.А.Вольченко, Н.А.Вольченко, Г.П.Рыбин, Д.А.Вольченко. – №97105231/28. Заявл. 01.04.97; Оpubл. 10.08.99., Бюл. №22. – 8 с.
84. Пат.2174199 С2 России, МКИ F16D 65/813, 65/833. Устройство для охлаждения и способ выравнивания теплонагруженности барабанно-колодочного тормоза /А.А.Петрик, А.И.Вольченко, Н.А.Вольченко, Г.П.Рыбин, Д.А.Вольченко. П.В.Паламарчук. – №99106636/28. Заявл. 29.03.99.; Оpubл. 27.09.2001, Бюл. №27. – 8 с.
85. Подригало М.А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: Дисс... докт. техн. наук: 05.05.03. – Харьков: 1994. – 603 с.
86. Погосян А.К., Мамулян Н.И., Макарян В.К. Анализ вибро-шумового явления в тормозных устройствах. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.82-86.
87. Поляков А.А. Дислокационно-вакансионный механизм избирательного переноса. – М.: Эффект безызносности и триботехнологии, 1992, №3-4. – С.3-10.
88. Приспособление для воздушного охлаждения механических тормозов лебедок: А.с. №170793 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> F16 D65/80 /Я.А.Грузинов,

- Э.Х.Мехтиеv, Г.М.Шахмалиев (СССР). – 787111/22-3; Заявлено 14.07.62; Оpubл. 20.10.63; Бюл.№39. – 2 с.
- 89.Романішина О.В. Дослідження попереднього зміщення пружного контакту шорстких ізотропних поверхонь: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02 /Технолог. ун-т Поділля. – Хмельницький, 1998. – 16 с.
- 90.Раджабов С.А., Абдурахманов Э.Ш. К расчету тормозного момента ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку, 1970. – №1. – С.40-41.
- 91.Самоохлаждаемый тормозной шкив: А.с. 1386775 СССР, М. Кл.<sup>5</sup> F16 D65/80/ Г.Я.Курбанов, А.Х.Джанахмедов (СССР). – №4001745/31-27; Заявлено 14.10.85; Оpubл. Бюл. №13. – 2 с.
- 92.Самоохлаждаемый тормозной шкив: А.с. 1634858 СССР, М. Кл.<sup>5</sup> F16 D65/80/ А.И.Вольченко, Д.А.Вольченко, Ю.С.Сычев, С.В.Балаболин. (СССР). – №4654981/27; Заявлено 23.02.89; Оpubл. 15.03.91; Бюл. №10 – 2с.
- 93.Самоохлаждаемый тормозной шкив: А.с. 1793123A1 СССР, М. Кл.<sup>5</sup> F16 D65/80 / А.И.Вольченко, Д.А.Вольченко, И.Т.Масляк, С.В.Балаболин (СССР). – №4777307/27; Заявлено 03.01.90; Оpubл.07.02.93; Бюл.№5. – 3 с.
- 94.Сверчков Ю.Г., Бакин А.И., Суворов А.В. Основные принципы исследований, подбора и оценки работоспособности тормозных устройств самолета с учетом варьирования их эксплуатационной нагруженности. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.30-38.
- 95.Соболь И.И., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров и задач со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110 с.
- 96.Спектор С.А. Электрические измерения физических величин. – Л.: Энергоиздат, 1987. – 319 с.
- 97.Справочник по триботехнике: в 3-ех томах. Т.1: Теоретические основы /Под общ. ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.



98. Справочник по триботехнике: в 3-ех томах. Т.3: Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства трибологических технических испытаний /Под общей ред. М. Хебды и А.В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1992. – 730 с.
99. Термоэлектрические генераторы /А.С.Охотин, А.А.Ефремов, В.С.Охотин, А.С.Пушкарский. – М.: Атомиздат, 1976. – 320 с.
100. Термоэлектрические охладители /Э.М.Лукишкер, А.Л.Вайнер, М.Н.Сомкин, В.Д.Водолагин /Под ред. А.Л.Вайнера. – М.: Радио и связь, 1983. – 176 с.
101. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 190 с.
102. Тувин А.А. Установка для испытания на изнашивание материалов, работающих в условиях фреттинга, фреттинг-коррозии и реверсивного трения //Вестник машиностроения. – 1991. – №2. – С.29.
103. Фараджев Т.Г., Гусейнов И.Б., Алиев А.М. Исследование нестационарной температуры и напряжений фрикционной пары тормоза буровой лебедки. – М.: Извест. высш. учебн. заведений, 1977. – №2. – С.91-95.
104. Федорченко И.М., Ровинский Д.Я., Шведков Е.Л. Исследование материалов для тормозных и передаточных устройств. – К.: Наукова думка. – 1976. – 198 с.
105. Федосеев В.Н., Марилян С.С. Оптимальное проектирование фрикционных пар тормозов повторно-кратковременного режима работы //Вестник машиностроения. – 1989. – №10. – С.36-38.
106. Федосеев В.Н., Хурцидзе Т.В. Вероятностная оценка срока службы фрикционных пар тормозов повторно-кратковременного режима работы// Вестник машиностроения. – 1989. – №12. – С.23-25.
107. Федосеев В.Н. Методы и средства рационального проектирования типоразмерных рядов фрикционных пар тормозных устройств повторно-

- кратковременного режима работы: Дисс... докт. техн. наук: 05.02.04. – Москва, 1997. – 360 с.
108. Федосов А.С. Совершенствование методов расчета и конструкций тормозных систем легковых автомобилей: Дисс... докт. техн. наук: 05.05.03.– Харьков, 1994. – 409 с.
109. Чернець М., Пашечко М., Невчас А. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. В 3-ох т. Т.1. – Дрогобич: Коло. – 2001. – 488 с.
110. Чичинадзе А.В., Матвеевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.:Наука, 1986. – 248 с.
111. Чичинадзе А.В., Белоусов В.Я., Богатчук И.М. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. – Львов: Вища школа, 1989. – 144с.
112. Шарапов В.Б., Параунин Ю.Л. Абляционные эффекты при трении и термическая усталость фрикционных материалов. – В сб.: Труды междунар. симпоз. по трибологии фрикционных материалов. – Ярославль, 1997. – С.274-278.
113. Шахмалиев Г.М., Аскеров М.Ю., Бабаев С.Г. Экспериментальное определение влияния ширины тормозного шкива на тормозной момент. – М.: Извест. высш. учебн. заведений, 1970. – №11. – С.30-38.
114. Шведков Е.Л., Ровинский Д.Я. Требования к установкам для исследования фрикционных материалов //Вестник машиностроения. – 1977.– №4. – С.36-37.
115. Шевеля В.В., Калда Г.С. Фреттинг-усталость металлов. – Хмельницкий: Поділля, 1998. – 299 с.
116. Шпильрайн Э.Э. Тепловые трубы. – М.: Мир, 1972. – 420 с.
117. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987.– 155 с.

118. Albers A., Herbst D. – Ursachen und Abhelfen, – Look for the best connection in comfort and economy, 6 colloquim 19/20.03.1998. pp. 23-46.
119. Chichinadze A.V., Bakin A.I., Mozalev V.V., Suvorov A.V. Perspectives of application of Russian carbon friction composite materials in brakes of aviation wheels. ASME, Intern. Congress, Atlanta, USA, November 1996, vol.2, part B, pp.562-570.
120. Flick M.A. Evaluation of Stopping Performance of Trailer Antilock Brake System //NHTSA Technical Report No.808 568, Washington, DC: National Highway Traffic Safety Administration, 1997.
121. 4<sup>th</sup> International Carbon Conference. Carbon 86. Baden-Baden, FRG, 1986, p.869.
122. Golecki I. Materials Science and Engineering. 20, 1997, N1, pp.37 – 124.
123. International Programme on Chemical Safety/ Asbestos and Other Natural Mineral Fibres. World Health Organization, Geneva, Switzerland, 1986, №53, 195.
124. Kulakov V.V., Kenigfest A.M., Zchak I.V. et al. Proc. of Intern. Symp. on the Tribology of Friction Materials “YAROFRI-91”. USSR, Yaroslavl, 10-12 September, 1991. v.II, pp.327-331.
125. Milosavijevic M., Mariotti G., Duboka C. Tribomutation effects on wear in friction mechanisemes. Conference Proceedings Science and motor vehicles 95, Paper YU-95354. Yugoslav Society of Aunomotive Engineers, Belgrade, 1995.– P.188-191.
126. Newcomb T.P. Energy disipated during braking-wear, 1980, vol. 5, N2. – P.401-407.
127. Ortwein W.C. Estimating Torque and Lening Pressure for Bend. Type Drum Brakes. SAE Techn. Pap. Ser., 1984, N841234. – 6 p.

## Додаток А

Таблиця А.1

Обробка результатів експериментальних досліджень з визначення величин питомих навантажень на зовнішніх (в чисельнику) та внутрішніх (в знаменнику) на ділянках охоплення накладок ( $\alpha_c = 37,5^\circ$ ) в парах тертя фрикційних вузлів модельного стрічково-колоткового гальма з рухомими накладками в кінці першої та третьої стадій циклічних гальмувань

$n_n$	Кут охоплення ділянок $\varphi$ , рад	$S_3$ , Н	Номер експерименту					$\bar{x}$ , МПа	$\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2}$	$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n-1}}$	$S_x$ , МПа	$t_a$	$e$
			1	2	3	4	5						
			Питомі навантаження, МПа										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	0,2		0,20 0,30 0,25	0,188 0,34 0,15	0,21 0,28 0,17	0,197 0,36 0,2	0,20 0,32 0,23	0,199 0,32 0,20	0,01575 0,06325 0,08246	0,00394 0,01581 0,02062	0,00787 1,03162 0,04123	1,96	0,00690 0,02772 0,03614
1	0,4	800,0	0,34 0,215 0,36	0,28 0,25 0,34	0,29 0,20 0,28	0,33 0,26 0,32	0,31 0,20 0,30	0,31 0,225 0,32	0,05099 0,05657 0,06325	0,01275 0,01414 0,01581	0,02550 0,02828 1,03162		0,02235 0,02479 0,02772

Продовження табл. А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
2	0,2 0,4 0,6		0,20	0,215	0,20	0,25	0,26	0,225	0,05657	0,01414	0,02828		0,02476
			0,29	0,33	0,28	0,34	0,31	0,05099	0,01275	0,02550	0,02235		
			0,22	0,25	0,22	0,26	0,25	0,03742	0,00935	0,01871	0,0164		
3	0,2 0,4 0,6		0,34	0,36	0,28	0,32	0,30	0,32	0,06325	0,01581	1,03162		0,02772
			0,25	0,25	0,27	0,28	0,25	0,02828	0,00707	0,01414	0,0124		
			0,365	0,375	0,385	0,40	0,35	0,03808	0,00952	0,01904	0,01669		
4	0,2 0,4 0,6	800,0	0,25	0,29	0,27	0,30	0,24	0,27	0,05099	0,01275	0,02550	1,96	0,02235
			0,365	0,40	0,385	0,405	0,37	0,03536	0,00884	0,01768	0,0155		
			0,30	0,30	0,26	0,32	0,27	0,04899	0,01225	0,02449	0,02147		
5	0,2 0,4 0,6		0,39	0,40	0,37	0,41	0,38	0,39	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
			0,30	0,345	0,30	0,33	0,30	0,04243	0,01061	0,02121	0,01859		
			0,40	0,415	0,415	0,46	0,39	0,02510	0,00627	0,01255	0,0110		
4	0,2 0,4 0,6		0,33	0,36	0,30	0,35	0,31	0,33	0,05099	0,01275	0,02550		0,02235
			0,43	0,46	0,42	0,45	0,425	0,11000	0,0275	0,05500	0,04821		
			0,355	0,345	0,33	0,36	0,303	0,04554	0,01138	0,02277	0,01996		
5	0,2 0,4 0,6		0,45	0,40	0,39	0,41	0,35	0,4	0,07211	0,01803	0,03606		0,0316
			0,355	0,35	0,40	0,39	0,38	0,04359	0,0109	0,02179	0,0191		
			0,45	0,46	0,48	0,47	0,465	0,02236	0,00559	0,01118	0,0098		
5	0,2 0,4 0,6		0,38	0,40	0,41	0,37	0,39	0,39	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
			0,465	0,485	0,50	0,45	0,475	0,03808	0,00952	0,01904	0,01669		
			0,40	0,415	0,42	0,39	0,415	0,02510	0,00627	0,01255	0,0110		
5	0,2 0,4 0,6		0,49	0,48	0,50	0,46	0,47	0,48	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
			0,45	0,46	0,46	0,43	0,425	0,11000	0,0275	0,05500	0,04821		
			0,52	0,55	0,50	0,48	0,45	0,07616	0,01904	0,03808	0,03338		

Продовження табл.А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
6	0,2		<u>0,48</u> 0,585	<u>0,45</u> 0,55	<u>0,465</u> 0,575	<u>0,47</u> 0,60	<u>0,46</u> 0,565	<u>0,465</u> 0,575	<u>0,02236</u> 0,03808	<u>0,00559</u> 0,00952	<u>0,01118</u> 0,01904		<u>0,0098</u> 001669
	0,4		<u>0,50</u> 0,605	<u>0,47</u> 0,565	<u>0,49</u> 0,60	<u>0,485</u> 0,585	<u>0,48</u> 0,57	<u>0,485</u> 0,585	<u>0,02236</u> 0,03536	<u>0,00559</u> 0,00884	<u>0,01118</u> 0,01768		<u>0,0098</u> 0,0155
	0,6		<u>0,50</u> 0,60	<u>0,53</u> 0,63	<u>0,54</u> 0,625	<u>0,50</u> 0,615	<u>0,503</u> 0,62	<u>0,515</u> 0,618	<u>0,03799</u> 0,02302	<u>0,0095</u> 0,00576	<u>0,01899</u> 0,01151		<u>0,01665</u> 0,01010
7	0,2		<u>0,50</u> 0,63	<u>0,60</u> 0,66	<u>0,58</u> 0,645	<u>0,52</u> 0,64	<u>0,55</u> 0,65	<u>0,55</u> 0,645	<u>0,08246</u> 0,02236	<u>0,02062</u> 0,00559	<u>0,04123</u> 0,01118		<u>0,03614</u> 0,0098
	0,4	800,0	<u>0,60</u> 0,705	<u>0,51</u> 0,675	<u>0,60</u> 0,685	<u>0,55</u> 0,665	<u>0,59</u> 0,685	<u>0,570</u> 0,683	<u>0,07798</u> 0,02966	<u>0,01949</u> 0,00742	<u>0,03899</u> 0,01483	1,96	<u>0,03418</u> 0,01300
	0,6		<u>0,625</u> 0,715	<u>0,60</u> 0,71	<u>0,55</u> 0,65	<u>0,65</u> 0,75	<u>0,575</u> 0,675	<u>0,600</u> 0,701	<u>0,07906</u> 0,07906	<u>0,01976</u> 0,01976	<u>0,03953</u> 0,03953		<u>0,03465</u> 0,03465
8	0,2		<u>0,63</u> 0,70	<u>0,62</u> 0,675	<u>0,63</u> 0,725	<u>0,60</u> 0,65	<u>0,645</u> 0,75	<u>0,625</u> 0,700	<u>0,03317</u> 0,07906	<u>0,00829</u> 0,01976	<u>0,01658</u> 0,03953		<u>0,01454</u> 0,03465
	0,4		<u>0,645</u> 0,7	<u>0,63</u> 0,68	<u>0,65</u> 0,77	<u>0,64</u> 0,8	<u>0,66</u> 0,83	<u>0,645</u> 0,756	<u>0,02236</u> 0,12853	<u>0,00559</u> 0,03213	<u>0,01118</u> 0,06427		<u>0,00980</u> 0,05633
	0,6		<u>0,725</u> 0,81	<u>0,70</u> 0,77	<u>0,65</u> 0,79	<u>0,75</u> 0,83	<u>0,675</u> 0,78	<u>0,700</u> 0,796	<u>0,07906</u> 0,04817	<u>0,01976</u> 0,01204	<u>0,03953</u> 0,02408		<u>0,03465</u> 0,02111

## Додаток Б

Таблиця Б.1

Обробка результатів експериментальних досліджень з визначення величин питомих навантажень на зовнішніх (в чисельнику) та внутрішніх (в знаменнику) на ділянках охоплення накладок ( $\alpha_c = 75,0^\circ$ ) в парах тертя фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками в кінці першої та третьої стадій циклічних гальмувань

$n_n$	Кут охоплення ділянок $\varphi$ , рад	$S_3$ , Н	Номер експерименту					$\bar{x}$ , МПа	$\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2}$	$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n-1}}$	$S_{\bar{x}}$ , МПа	$t_a$	$e$
			1	2	3	4	5						
			Питомі навантаження, МПа										
1	0,4	800,0	0,29	0,33	0,34	0,28	0,31	0,31	0,05099	0,01275	0,02550	13	0,02235
			0,39	0,40	0,41	0,37	0,38						
1	0,8	800,0	0,30	0,34	0,28	0,36	0,32	0,32	0,06325	0,01581	1,03162	1,96	0,02772
			0,39	0,415	0,40	0,42	0,415						
1	1,2	800,0	0,35	0,40	0,365	0,375	0,385	0,375	0,03808	0,00952	0,01904	1,96	0,01669
			0,45	0,48	0,46	0,465	0,47						

Продовження табл.Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
2	0,4		0,365	0,405	0,385	0,40	0,37	0,385	0,03536	0,00884	0,01768		0,0155	
			0,47	0,49	0,485	0,50	0,48	0,485	0,485	0,02236	0,00559	0,01118		0,0098
			0,45	0,35	0,41	0,40	0,39	0,4	0,4	0,07211	0,01803	0,03606		0,0316
3	0,8		0,54	0,50	0,53	0,503	0,50	0,5146	0,03799	0,0095	0,01899		0,01665	
			0,45	0,50	0,465	0,475	0,485	0,475	0,475	0,03808	0,00952	0,01904		0,01669
			0,55	0,60	0,511	0,59	0,60	0,570	0,570	0,07798	0,01949	0,03899		0,03418
4	0,4		0,50	0,46	0,48	0,47	0,49	0,48	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386	
			0,60	0,50	0,55	0,52	0,58	0,55	0,55	0,08246	0,02062	0,04123		0,03614
			0,50	0,52	0,48	0,45	0,55	0,50	0,50	0,07616	0,01904	0,03808		0,03338
5	0,8		0,60	0,625	0,575	0,55	0,65	0,60	0,07906	0,01976	0,03953		0,03465	
			0,55	0,60	0,565	0,575	0,585	0,575	0,575	0,03808	0,00952	0,01904		0,01669
			0,645	0,63	0,60	0,62	0,63	0,625	0,625	0,03317	0,00829	0,01658		0,01454
6	0,4		0,565	0,605	0,585	0,60	0,57	0,585	0,03536	0,00884	0,01768		0,0155	
			0,65	0,66	0,64	0,645	0,63	0,645	0,645	0,02236	0,00559	0,01118		0,0098
			0,63	0,60	0,62	0,615	0,625	0,618	0,618	0,02302	0,00576	0,01151		0,01009
7	0,8		0,725	0,70	0,675	0,65	0,75	0,700	0,07906	0,01976	0,03953		0,03465	
			0,665	0,705	0,685	0,675	0,685	0,675	0,683	0,02966	0,00742	0,01483		0,0130
			0,76	0,82	0,81	0,79	0,78	0,792	0,792	0,04775	0,01194	0,02387		0,02093



Додаток В

Таблиця В.1

Обробка результатів експериментальних досліджень з визначення величин поверхневих температур зовнішніх (в чисельнику) та внутрішніх (в знаменнику) пар тертя різних типів фрикційних вузлів модельного стрічко-

колодкового гальма з рухомими накладками в кінці першої та третьої стадій циклічних гальмувань

$n_2$	$\alpha$ , град.	$S_3$ , Н	Номер експерименту					$\bar{x}$ , °C	$\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2}$	$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n-1}}$	$S_x$ , °C	$t_a$	$e$
			1	2	3	4	5						
			Поверхневі температури, °C										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
30			90	80	75	100	80	85	20,0000	5,0000	10,0000		
			120	90	100	80	85	31,62278	7,90569	15,81139			
60			160	140	130	170	150	150	31,62278	7,90569	15,81139		
			140	145	135	130	150	15,81139	3,95285	7,90569			
90	75,0	800,0	185	190	200	170	180	185	22,36068	5,59017	11,18034	1,96	
			185	200	215	190	210	25,49510	6,37377	12,74755			
120			185	215	200	210	190	200	25,49510	6,37377	12,74755		
			235	240	230	250	220	22,36068	5,59017	11,18034			
150			240	220	220	230	240	230	20,0000	5,0000	10,0000		
			265	270	260	240	280	29,66479	7,4162	14,83240			

Продовження табл.В.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1			<u>60</u> 40	<u>40</u> 60	<u>55</u> 50	<u>45</u> 55	<u>50</u> 45	<u>50</u> 50	<u>15,81339</u> 15,81339	<u>3,95285</u> 3,95285	<u>7,90569</u> 7,90569		<u>6,92965</u> 6,92965
2			<u>80</u> 100	<u>120</u> 90	<u>110</u> 110	<u>90</u> 120	<u>100</u> 80	<u>100</u> 100	<u>31,62278</u> 31,62278	<u>7,90569</u> 7,90569	<u>15,81139</u> 15,81139		<u>13,85929</u> 13,85929
3	50,0		<u>140</u> 150	<u>120</u> 170	<u>150</u> 160	<u>130</u> 175	<u>160</u> 160	<u>140</u> 163	<u>31,62278</u> 19,49359	<u>7,90569</u> 4,8734	<u>15,81139</u> 9,74679		<u>13,85929</u> 8,54344
4			<u>160</u> 195	<u>150</u> 200	<u>170</u> 200	<u>160</u> 205	<u>130</u> 190	<u>154</u> 198	<u>30,33150</u> 11,40175	<u>7,58288</u> 2,85044	<u>15,16575</u> 5,70088		<u>13,29337</u> 4,99704
5			<u>185</u> 235	<u>200</u> 220	<u>180</u> 240	<u>190</u> 230	<u>175</u> 245	<u>186</u> 234	<u>19,23538</u> 19,23538	<u>4,80885</u> 4,80885	<u>9,61769</u> 9,61769	1,96	<u>8,43028</u> 8,43028
1		800,0	<u>30</u> 20	<u>20</u> 35	<u>30</u> 25	<u>20</u> 40	<u>25</u> 20	<u>25</u> 28	<u>10,00000</u> 18,16590	<u>2,5000</u> 4,54148	<u>5,00000</u> 9,08295		<u>4,38269</u> 7,96156
2			<u>70</u> 80	<u>60</u> 60	<u>80</u> 70	<u>55</u> 85	<u>85</u> 55	<u>70</u> 70	<u>25,49510</u> 25,49510	<u>6,37377</u> 6,37377	<u>12,74755</u> 12,74755		<u>11,17372</u> 11,17372
3	37,5		<u>80</u> 120	<u>120</u> 150	<u>90</u> 140	<u>110</u> 135	<u>100</u> 130	<u>100</u> 135	<u>31,62278</u> 22,36068	<u>7,90569</u> 5,59017	<u>15,81139</u> 11,18034		<u>13,85929</u> 9,8000
4			<u>135</u> 160	<u>150</u> 140	<u>120</u> 150	<u>145</u> 170	<u>125</u> 180	<u>135</u> 160	<u>25,49510</u> 31,62278	<u>6,37377</u> 7,90569	<u>12,74755</u> 15,81139		<u>11,17372</u> 13,85929
5			<u>180</u> 200	<u>210</u> 220	<u>185</u> 180	<u>205</u> 190	<u>195</u> 210	<u>195</u> 200	<u>25,49510</u> 31,62278	<u>6,37377</u> 7,90569	<u>12,74755</u> 15,81139		<u>11,17372</u> 13,85929

## Додаток Д

Таблиця Д.1

Обробка результатів експериментальних досліджень з визначення величин деформацій ділянок гальмівної стрічки між фрикційними накладками, встановленими на дузі її охоплення зі сталем та змінним кроком в модельному стрічково-коловому гальмі при  $S_3=800$  Н

$n_H$	Гілка стрічки	Номер експерименту					$\bar{x}$ , мм	$\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2}$	$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n-1}}$	$S_x$ , мм	$t_a$	$e$
		1	2	3	4	5						
		Деформації ділянок стрічки, $10^{-4}$ мм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1		4,0	4,1	4,2	3,8	3,9	4,0	0,31623	0,07906	0,15811	2,09	0,13859
2		3,9	4,2	4,0	4,0	3,8	3,98	0,29665	0,07416	0,14832		0,13001
3	набігаюча	5,55	5,65	5,45	5,7	5,4	5,55	0,25495	0,06374	0,12748		0,11174
4		7,8	7,6	7,7	7,5	7,4	7,6	0,31623	0,07906	0,15811		0,13859
5		8,8	9,0	8,9	8,7	8,6	8,8	0,31623	0,07906	0,15811		0,13859
6	збігаюча	11,4	11,3	11,5	11,6	11,2	11,4	0,31623	0,07906	0,15811	0,13859	
7		13,2	13,3	13,0	13,4	13,1	13,2	0,31623	0,07906	0,15811	0,13859	
8		17,2	17,4	17,0	17,5	16,9	17,2	0,50990	0,12748	0,25495	0,22347	

Продовження табл.Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1		4,5	3,5	3,8	4,2	4,0	4,0	0,76158	0,19039	0,38079		0,33378
2	набігаюча	5,55	5,6	5,5	5,7	5,4	5,55	0,22361	0,0559	0,11180		0,0980
3		6,6	6,8	6,4	6,7	6,5	6,6	0,31623	0,07906	0,15811		0,13859
4		9,4	9,55	9,25	9,6	9,2	9,4	0,35355	0,08839	0,17678		0,15495
5	збігаюча	9,7	9,35	9,45	10,0	9,0	9,5	0,75166	0,18792	0,37583	2,09	0,32943
6		12,0	12,4	11,8	12,6	12,2	12,2	12,2	0,63246	0,15811	0,31623	
7		12,2	11,8	12,6	12,4	12,0	12,2	0,63246	0,15811	0,31623		0,27719
8		18,0	18,2	17,8	18,5	17,5	18,0	0,76158	0,19039	0,38079		0,33378

## Додаток Е

Таблиця Е.1

Обробка результатів експериментальних досліджень з визначення величин зношування зовнішніх (в чисельнику) та внутрішніх (в знаменнику) поверхонь накладок в різних типах фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками в кінці першої та третьої стадій циклічних гальмувань

$n_n$	$\alpha$ , град.	$S_3, H$	Номер експерименту					$\bar{x}$	$\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2}$	$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n-1}}$	$S_x$	$t_a$	$e$
			1	2	3	4	5						
			Величина зношування поверхні накладки, мм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	75,0	800,0	0,78	0,76	0,80	0,77	0,79	0,78000	0,03162	0,00791	0,01581	1,96	0,01386
1,2			1,25	1,15	1,3	1,1	1,1	1,20000	0,15811	0,03953	0,07906		0,0693
2			0,72	0,68	0,71	0,69	0,7	0,70000	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
			1,27	1,28	1,29	1,25	1,26	1,27000	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
3			0,74	0,75	0,73	0,76	0,7	0,73600	0,04604	0,01151	0,02302		0,02018
			1,15	1,1	1,2	1,1	1,2	1,15000	0,10000	0,025	0,05000		0,04383
4			0,77	0,70	0,76	0,72	0,74	0,73800	0,05727	0,01432	0,02864		0,0251
			1,23	1,25	1,21	1,26	1,20	1,23000	0,05099	0,01275	0,02550		0,02235

Продовження табл.Е.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1			<u>0,63</u> 0,85	<u>0,67</u> 0,84	<u>0,70</u> 0,90	<u>0,60</u> 0,80	<u>0,65</u> 0,91	<u>0,65000</u> 0,86000	<u>0,07616</u> 0,09055	<u>0,01904</u> 0,02264	<u>0,03808</u> 0,04528		<u>0,03338</u> 0,03969
2			<u>0,63</u> 0,83	<u>0,69</u> 0,86	<u>0,65</u> 0,85	<u>0,67</u> 0,81	<u>0,66</u> 0,80	<u>0,66000</u> 0,83000	<u>0,04472</u> 0,05099	<u>0,01118</u> 0,01275	<u>0,02236</u> 0,02550		<u>0,0196</u> 0,02235
3			<u>0,62</u> 0,78	<u>0,66</u> 0,79	<u>0,63</u> 0,77	<u>0,69</u> 0,80	<u>0,64</u> 0,76	<u>0,64800</u> 0,78000	<u>0,05550</u> 0,03162	<u>0,01387</u> 0,00791	<u>0,02775</u> 0,01581		<u>0,02432</u> 0,01386
4	50,0	800,0	<u>0,69</u> 0,79	<u>0,65</u> 0,81	<u>0,63</u> 0,77	<u>0,66</u> 0,80	<u>0,67</u> 0,78	<u>0,66000</u> 0,79000	<u>0,04472</u> 0,03162	<u>0,01118</u> 0,00791	<u>0,02236</u> 0,01581	1,96	<u>0,0196</u> 0,01386
5			<u>0,60</u> 0,72	<u>0,64</u> 0,75	<u>0,61</u> 0,69	<u>0,63</u> 0,70	<u>0,62</u> 0,74	<u>0,62000</u> 0,72000	<u>0,03162</u> 0,05099	<u>0,00791</u> 0,01275	<u>0,01581</u> 0,02550		<u>0,01386</u> 0,02235
6			<u>0,58</u> 0,77	<u>0,59</u> 0,78	<u>0,62</u> 0,76	<u>0,61</u> 0,79	<u>0,6</u> 0,75	<u>0,60000</u> 0,77000	<u>0,03162</u> 0,03162	<u>0,00791</u> 0,00791	<u>0,01581</u> 0,01581		<u>0,01386</u> 0,01386

Продовження табл. Е.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1			<u>0,56</u> 0,70	<u>0,53</u> 0,68	<u>0,54</u> 0,72	<u>0,57</u> 0,75	<u>0,55</u> 0,65	<u>0,55000</u> 0,70000	<u>0,03162</u> 0,07616	<u>0,00791</u> 0,01904	<u>0,01581</u> 0,03808		<u>0,01386</u> 0,03338
2			<u>0,62</u> 0,70	<u>0,58</u> 0,73	<u>0,59</u> 0,67	<u>0,60</u> 0,70	<u>0,61</u> 0,66	<u>0,60000</u> 0,69200	<u>0,03162</u> 0,05550	<u>0,00791</u> 0,01387	<u>0,01581</u> 0,02775		<u>0,01386</u> 0,02432
3			<u>0,53</u> 0,69	<u>0,54</u> 0,70	<u>0,56</u> 0,68	<u>0,55</u> 0,71	<u>0,57</u> 0,67	<u>0,55000</u> 0,69000	<u>0,03162</u> 0,03162	<u>0,00791</u> 0,00791	<u>0,01581</u> 0,01581		<u>0,01386</u> 0,01386
4			<u>0,60</u> 0,68	<u>0,58</u> 0,70	<u>0,57</u> 0,65	<u>0,61</u> 0,72	<u>0,59</u> 0,75	<u>0,59000</u> 0,70000	<u>0,03162</u> 0,07616	<u>0,00791</u> 0,01904	<u>0,01581</u> 0,03808		<u>0,01386</u> 0,03338
5	37,5		<u>0,54</u> 0,66	<u>0,53</u> 0,64	<u>0,57</u> 0,68	<u>0,56</u> 0,63	<u>0,55</u> 0,69	<u>0,55000</u> 0,66000	<u>0,03162</u> 0,05099	<u>0,00791</u> 0,01275	<u>0,01581</u> 0,02550		<u>0,01386</u> 0,02235
6			<u>0,55</u> 0,68	<u>0,54</u> 0,69	<u>0,56</u> 0,67	<u>0,57</u> 0,66	<u>0,53</u> 0,70	<u>0,55000</u> 0,68000	<u>0,03162</u> 0,03162	<u>0,00791</u> 0,00791	<u>0,01581</u> 0,01581		<u>0,01386</u> 0,01386
7			<u>0,60</u> 0,73	<u>0,56</u> 0,74	<u>0,57</u> 0,71	<u>0,59</u> 0,75	<u>0,58</u> 0,72	<u>0,58000</u> 0,73000	<u>0,03162</u> 0,03162	<u>0,00791</u> 0,00791	<u>0,01581</u> 0,01581		<u>0,01386</u> 0,01386
8			<u>0,51</u> 0,77	<u>0,55</u> 0,76	<u>0,50</u> 0,79	<u>0,56</u> 0,75	<u>0,53</u> 0,76	<u>0,53000</u> 0,76600	<u>0,05099</u> 0,03162	<u>0,01275</u> 0,00791	<u>0,02550</u> 0,01581		<u>0,02235</u> 0,01386

## Додаток Ж

Таблиця Ж.1

Обробка результатів експериментальних досліджень з визначення зношування зовнішньої (в чисельнику) та внутрішньої (в знаменнику) поверхонь накладки в різних типах фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими накладками в кінці першої та третьої стадій циклічних гальмувань

$n_2$	$\alpha$ , град.	$S_3$ , Н	Номер експерименту					$\bar{x}$ , мм	$\sqrt{\sum(x-\bar{x})^2}$	$\sqrt{\frac{\sum(x-\bar{x})^2}{n-1}}$	$S_{\bar{x}}$ , мм	$t_a$	$e$
			1	2	3	4	5						
			Зношування поверхні накладки, мм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
30			0,15	0,16	0,17	0,13	0,14	0,15000	0,03162	0,00791	0,01581	1,96	0,01386
			0,20	0,21	0,19	0,19	0,22	0,20000	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
60			0,28	0,26	0,29	0,27	0,30	0,28000	0,03162	0,00791	0,01581	1,96	0,01386
			0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,28000	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
90	75,0	800,0	0,60	0,61	0,59	0,62	0,58	0,60000	0,03162	0,00791	0,01581	1,96	0,01386
			0,51	0,49	0,5	0,48	0,52	0,50000	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
120			0,58	0,62	0,6	0,57	0,63	0,60000	0,05099	0,01275	0,02550	1,96	0,02235
			0,8	0,79	0,81	0,82	0,78	0,80000	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386
150			0,75	0,85	0,78	0,82	0,8	0,80000	0,07616	0,01904	0,03808	1,96	0,03338
			1,16	1,18	1,19	1,15	1,17	1,17000	0,03162	0,00791	0,01581		0,01386



Продовження табл.Ж.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
30			<u>0,09</u> <u>0,13</u>	<u>0,11</u> <u>0,11</u>	<u>0,085</u> <u>0,15</u>	<u>0,115</u> <u>0,14</u>	<u>0,1</u> <u>0,12</u>	<u>0,10000</u> <u>0,13000</u>	<u>0,02550</u> <u>0,03162</u>	<u>0,00637</u> <u>0,00791</u>	<u>0,01275</u> <u>0,01581</u>		<u>0,01117</u> <u>0,01386</u>
60			<u>0,17</u> <u>0,22</u>	<u>0,18</u> <u>0,21</u>	<u>0,16</u> <u>0,24</u>	<u>0,19</u> <u>0,20</u>	<u>0,15</u> <u>0,23</u>	<u>0,17000</u> <u>0,22000</u>	<u>0,03162</u> <u>0,03162</u>	<u>0,00791</u> <u>0,00791</u>	<u>0,01581</u> <u>0,01581</u>		<u>0,01386</u> <u>0,01386</u>
90	50,0		<u>0,28</u> <u>0,41</u>	<u>0,32</u> <u>0,38</u>	<u>0,31</u> <u>0,42</u>	<u>0,29</u> <u>0,39</u>	<u>0,3</u> <u>0,4</u>	<u>0,30000</u> <u>0,40000</u>	<u>0,03162</u> <u>0,03162</u>	<u>0,00791</u> <u>0,00791</u>	<u>0,01581</u> <u>0,01581</u>		<u>0,01386</u> <u>0,01386</u>
120			<u>0,50</u> <u>0,62</u>	<u>0,53</u> <u>0,61</u>	<u>0,47</u> <u>0,63</u>	<u>0,52</u> <u>0,64</u>	<u>0,48</u> <u>0,60</u>	<u>0,50000</u> <u>0,63200</u>	<u>0,05099</u> <u>0,03847</u>	<u>0,01275</u> <u>0,00962</u>	<u>0,02550</u> <u>0,01924</u>		<u>0,02235</u> <u>0,01686</u>
150			<u>0,71</u> <u>0,83</u>	<u>0,65</u> <u>0,81</u>	<u>0,66</u> <u>0,8</u>	<u>0,70</u> <u>0,84</u>	<u>0,68</u> <u>0,82</u>	<u>0,68000</u> <u>0,82000</u>	<u>0,05099</u> <u>0,03162</u>	<u>0,01275</u> <u>0,00791</u>	<u>0,02550</u> <u>0,01581</u>	1,96	<u>0,02235</u> <u>0,01386</u>
30		800,0	<u>0,07</u> <u>0,1</u>	<u>0,05</u> <u>0,115</u>	<u>0,065</u> <u>0,085</u>	<u>0,055</u> <u>0,09</u>	<u>0,06</u> <u>0,11</u>	<u>0,06000</u> <u>0,10000</u>	<u>0,01581</u> <u>0,02550</u>	<u>0,00395</u> <u>0,00637</u>	<u>0,00791</u> <u>0,01275</u>		<u>0,00963</u> <u>0,01117</u>
60			<u>0,17</u> <u>0,16</u>	<u>0,15</u> <u>0,16</u>	<u>0,14</u> <u>0,18</u>	<u>0,18</u> <u>0,16</u>	<u>0,16</u> <u>0,18</u>	<u>0,16000</u> <u>0,16800</u>	<u>0,03162</u> <u>0,02191</u>	<u>0,00791</u> <u>0,00548</u>	<u>0,01581</u> <u>0,01095</u>		<u>0,01386</u> <u>0,0096</u>
90	37,5		<u>0,22</u> <u>0,30</u>	<u>0,23</u> <u>0,26</u>	<u>0,21</u> <u>0,27</u>	<u>0,24</u> <u>0,29</u>	<u>0,20</u> <u>0,28</u>	<u>0,22000</u> <u>0,28000</u>	<u>0,03162</u> <u>0,03162</u>	<u>0,00791</u> <u>0,00791</u>	<u>0,01581</u> <u>0,01581</u>		<u>0,01386</u> <u>0,01386</u>
120			<u>0,39</u> <u>0,48</u>	<u>0,42</u> <u>0,49</u>	<u>0,4</u> <u>0,46</u>	<u>0,38</u> <u>0,50</u>	<u>0,41</u> <u>0,47</u>	<u>0,40000</u> <u>0,48000</u>	<u>0,03162</u> <u>0,03126</u>	<u>0,00791</u> <u>0,00791</u>	<u>0,01581</u> <u>0,01581</u>		<u>0,01386</u> <u>0,01386</u>
150			<u>0,59</u> <u>0,7</u>	<u>0,60</u> <u>0,69</u>	<u>0,59</u> <u>0,71</u>	<u>0,61</u> <u>0,72</u>	<u>0,57</u> <u>0,68</u>	<u>0,59000</u> <u>0,70000</u>	<u>0,03162</u> <u>0,03162</u>	<u>0,00791</u> <u>0,00791</u>	<u>0,01581</u> <u>0,01581</u>		<u>0,01386</u> <u>0,01386</u>

## Додаток 3

Таблиця 3.1

Величини відношення  $S_H/S_3$  для модельного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками на різних стадіях гальмування при зміні  $S_3$  від 0,4 до 1,0 кН

		Стадії гальмування							
		перша			друга				
$f_2$	$\alpha=9,48^\circ$	$\alpha=75,0^\circ$	$\alpha=132,7^\circ$	$\alpha=225,0^\circ$	$f_1$	$\alpha=9,48^\circ$ ; $S_{np}=3,0$ Н	$\alpha=75,0^\circ$ ; $S_{np}=20,0$ Н	$\alpha=132,7^\circ$ ; $S_{np}=3,0$ Н	$\alpha=225,0^\circ$ ; $S_{np}=20,0$ Н
	Відношення $S_H/S_3$					Відношення $S_H/S_3$			
0,25	$\frac{1,04}{1,04^*}$	$\frac{1,47}{1,33}$	$\frac{1,79}{1,80}$	$\frac{3,21}{2,67}$	0,20	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,75}{1,30}$	$\frac{2,14}{1,60}$	$\frac{5,38}{2,19}$
0,30	$\frac{1,05}{1,05}$	$\frac{1,60}{1,48}$	$\frac{2,01}{2,03}$	$\frac{4,08}{3,25}$	0,25	$\frac{1,07}{1,04}$	$\frac{2,05}{1,33}$	$\frac{2,55}{1,80}$	$\frac{8,60}{2,67}$
0,35	$\frac{1,06}{1,06}$	$\frac{1,73}{1,58}$	$\frac{2,25}{2,23}$	$\frac{5,22}{3,95}$	0,30	$\frac{1,08}{1,05}$	$\frac{2,44}{1,48}$	$\frac{3,05}{2,03}$	$\frac{14,45}{3,25}$
0,40	$\frac{1,07}{1,07}$	$\frac{1,90}{1,63}$	$\frac{2,53}{2,57}$	$\frac{6,71}{4,81}$	0,35	$\frac{1,09}{1,06}$	$\frac{2,96}{1,58}$	$\frac{3,64}{2,28}$	$\frac{26,01}{3,95}$
0,45	$\frac{1,08}{1,08}$	$\frac{2,05}{1,80}$	$\frac{2,84}{2,90}$	$\frac{8,68}{5,85}$	0,40	$\frac{1,11}{1,07}$	$\frac{3,72}{1,63}$	$\frac{4,36}{2,57}$	$\frac{51,60}{4,81}$
0,50	$\frac{1,09}{1,09}$	$\frac{2,24}{1,92}$	$\frac{3,20}{3,25}$	$\frac{11,31}{7,12}$	0,45	$\frac{1,13}{1,08}$	$\frac{4,91}{1,80}$	$\frac{5,23}{2,89}$	$\frac{118,60}{5,85}$

\*Примітка: Величини відношення  $S_H/S_3$  отримані по залежності Ейлера вигляду  $S_H/S_3 = e^{fa}$ .

Додаток И

Таблиця И.1

Величини відношення  $S_H/S_3$  для натурного стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками

бурової лебідки БУ-2500 ЕП на різних стадіях гальмування при зміні  $S_3$  від 5,0 до 17,0 кН

		Стадії гальмування							
		перша			друга				
$f_2$	$f_1$	$\alpha=9,48^\circ$	$\alpha=75,0^\circ$	$\alpha=132,7^\circ$	$\alpha=225,0^\circ$	$\alpha=9,48^\circ$ ; $S_{np}=3,0$ Н	$\alpha=75,0^\circ$ ; $S_{np}=20,0$ Н	$\alpha=132,7^\circ$ ; $S_{np}=3,0$ Н	$\alpha=225,0^\circ$ ; $S_{np}=20,0$ Н
		Відношення $S_H/S_3$						Відношення $S_H/S_3$	
0,25	0,20	$\frac{1,04}{1,04^*}$	$\frac{1,47}{1,33}$	$\frac{1,79}{1,80}$	$\frac{3,21}{2,67}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,76}{1,30}$	$\frac{2,14}{1,60}$	$\frac{5,45}{2,19}$
0,30	0,25	$\frac{1,05}{1,05}$	$\frac{1,60}{1,48}$	$\frac{2,01}{2,03}$	$\frac{4,08}{3,25}$	$\frac{1,07}{1,04}$	$\frac{2,06}{1,33}$	$\frac{2,56}{1,80}$	$\frac{8,73}{2,67}$
0,35	0,30	$\frac{1,06}{1,06}$	$\frac{1,73}{1,58}$	$\frac{2,25}{2,23}$	$\frac{5,22}{3,95}$	$\frac{1,08}{1,05}$	$\frac{2,45}{1,48}$	$\frac{3,06}{2,03}$	$\frac{14,72}{3,25}$
0,40	0,35	$\frac{1,07}{1,07}$	$\frac{1,90}{1,63}$	$\frac{2,53}{2,57}$	$\frac{6,71}{4,81}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{2,98}{1,58}$	$\frac{3,67}{2,28}$	$\frac{26,56}{3,95}$
0,45	0,40	$\frac{1,08}{1,08}$	$\frac{2,05}{1,80}$	$\frac{2,84}{2,90}$	$\frac{8,68}{5,85}$	$\frac{1,11}{1,07}$	$\frac{3,75}{1,63}$	$\frac{4,39}{2,57}$	$\frac{51,90}{4,81}$
0,50	0,45	$\frac{1,09}{1,09}$	$\frac{2,24}{1,92}$	$\frac{3,20}{3,25}$	$\frac{11,31}{7,12}$	$\frac{1,13}{1,08}$	$\frac{4,95}{1,80}$	$\frac{5,40}{2,89}$	$\frac{122,60}{5,85}$

\*Примітка: Величини відношення  $S_H/S_3$  отримані по залежності Ейлера вигляду  $S_H/S_3 = e^{fa}$ .

## Додаток К

Таблиця К.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці першої стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками БУ-2500 ЕП в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), кількості накладок ( $n$ ), які попадають під гальмівну стрічку, та коефіцієнтів тертя ( $f_2$ ) у його зовнішніх фрикційних вузлах

$f_2$	$S_3=5,0/7,0/9,0/11,0/13,0/15,0/17,0$ кН							
	Кут охоплення накладки, $\alpha^\circ$							
	9,48	37,5	50,0	75,0	9,48	37,5	50,0	75,0
	Кількість накладок, $n$							
	14	4	3	2	18	5	4	3
	$S_H$ , кН							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,25	8,930	9,975	10,100	10,870	10,550	11,710	12,760	16,040
	12,510	13,820	14,130	15,220	14,720	16,390	17,860	22,450
	16,080	17,770	18,170	19,570	18,980	21,070	22,970	28,870
	19,660	21,720	22,210	23,920	23,200	25,750	28,070	35,280
	23,230	25,670	26,250	28,270	27,420	30,440	33,180	41,690
	26,800	29,620	30,290	32,620	31,640	35,120	38,280	48,110
	30,380	33,570	34,320	36,970	35,860	39,800	43,380	54,520
0,30	10,040	11,320	11,640	12,770	12,250	13,890	15,420	20,410
	14,050	15,850	16,290	17,870	17,140	19,450	21,590	28,570
	18,060	20,380	20,950	22,980	22,040	25,010	27,760	36,730
	22,080	24,910	25,610	28,090	26,940	30,560	33,930	44,890
	26,090	29,440	30,260	33,200	31,840	36,120	40,100	53,060
	30,110	33,970	34,920	38,310	36,740	41,680	46,270	61,220
	34,120	38,500	39,570	43,420	41,630	47,230	52,440	69,380

Продовження табл.К.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,35	11,270	12,990	13,430	15,040	14,220	16,500	18,670	26,080
	15,780	18,190	18,800	21,060	19,900	23,100	26,140	36,520
	20,290	23,390	24,170	27,070	25,590	29,690	33,600	46,950
	24,800	28,580	29,550	33,090	31,280	36,290	41,070	57,390
	29,310	33,780	34,920	39,100	36,970	42,890	48,540	67,820
	33,810	38,980	40,290	45,120	42,650	49,490	56,010	78,250
	38,320	44,180	45,660	51,140	48,340	56,090	63,480	88,690
0,40	12,660	14,920	15,520	17,780	16,510	19,600	22,630	33,530
	17,720	20,880	21,720	24,890	23,110	27,440	31,680	46,940
	22,790	26,850	27,930	32,000	29,720	35,290	40,730	60,350
	27,850	32,820	34,130	39,120	36,320	43,130	49,790	73,760
	32,920	38,780	40,340	46,230	42,920	50,970	58,840	87,170
	37,980	44,750	46,550	53,340	49,530	58,810	67,890	100,600
	43,040	50,710	52,750	60,450	56,130	66,650	76,940	114,000
0,45	14,220	17,130	17,950	21,110	19,170	23,310	27,480	43,380
	19,910	23,990	25,130	29,560	26,840	32,640	38,470	60,730
	25,600	30,840	32,310	38,000	34,510	41,960	49,460	78,080
	31,290	37,700	39,480	46,450	42,170	51,290	60,460	95,440
	36,970	44,550	46,660	54,890	49,840	60,620	71,450	112,800
	42,660	51,400	53,840	63,330	57,510	69,940	82,440	130,010
	48,350	58,260	61,020	71,780	65,180	79,270	93,430	147,500
0,50	15,970	19,700	20,790	25,200	22,260	27,750	33,440	56,570
	22,360	27,580	29,110	35,280	31,160	38,850	46,810	79,200
	28,150	35,460	37,430	45,360	40,070	49,950	60,180	101,800
	35,140	43,340	45,740	55,440	48,970	61,050	73,560	124,500
	41,530	51,220	54,060	65,520	57,880	72,150	86,930	147,100
	47,920	59,090	62,380	75,600	66,780	83,250	100,030	169,700
	54,310	66,970	70,690	85,680	75,690	94,360	113,700	192,300

## Додаток Л

Таблиця Л.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці першої стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), кількості накладок ( $n$ ), які попадають під гальмівну стрічку, та коефіцієнтів тертя ( $f_2$ ) у його зовнішніх фрикційних вузлах

$f_2$	$S_3=0,4/0,5/0,6/0,7/0,8/0,9/1,0$ кН							
	Кут охоплення накладки, $\alpha^\circ$							
	9,48	37,5	50,0	75,0	9,48	37,5	50,0	75,0
	Кількість накладок, $n$							
	14	4	3	2	18	5	4	3
	$S_H$ , кН							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,25	0,715	0,790	0,808	0,870	0,844	0,936	1,021	1,283
	0,893	0,987	1,010	1,087	1,055	1,171	1,276	1,604
	1,072	1,185	1,211	1,305	1,266	1,405	1,531	1,924
	1,251	1,382	1,413	1,522	1,477	1,639	1,789	2,245
	1,430	1,580	1,615	1,740	1,687	1,873	2,042	2,566
	1,608	1,777	1,817	1,957	1,898	2,107	2,297	2,887
	1,787	1,975	2,019	2,175	2,109	2,341	2,552	3,207
0,30	0,803	0,906	0,931	1,022	0,980	1,111	1,234	1,632
	1,004	1,132	1,164	1,277	1,225	1,389	1,542	2,041
	1,204	1,359	1,397	1,532	1,469	1,667	1,851	2,449
	1,405	1,585	1,629	1,788	1,714	1,945	2,159	2,857
	1,606	1,812	1,862	2,043	1,959	2,223	2,468	3,265
	1,806	2,038	2,095	2,298	2,204	2,501	2,776	3,673
	2,007	2,265	2,328	2,554	2,449	2,778	3,085	4,081

Продовження табл.Л.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,35	0,902	1,039	1,074	1,203	1,137	1,320	1,494	2,087
	1,127	1,299	1,343	1,504	1,422	1,650	1,867	2,608
	1,353	1,559	1,612	1,805	1,706	1,980	2,240	3,130
	1,578	1,819	1,880	2,106	1,990	2,310	2,614	3,652
	1,803	2,079	2,149	2,406	2,275	2,639	2,987	4,173
	2,029	2,339	2,417	2,707	2,559	2,969	3,360	4,695
	2,254	2,599	2,686	3,008	2,844	3,299	3,734	5,270
0,40	1,013	1,193	1,241	1,422	1,321	1,568	1,810	2,682
	1,266	1,492	1,552	1,778	1,651	1,960	2,263	3,353
	1,519	1,790	1,862	2,134	1,981	2,352	2,716	4,023
	1,772	2,088	2,172	2,489	2,311	2,744	3,168	4,694
	2,026	2,387	2,482	2,845	2,641	3,137	3,621	5,364
	2,279	2,685	2,793	3,200	2,972	3,529	4,073	6,035
	2,532	2,983	3,103	3,556	3,302	3,921	4,526	6,705
0,45	1,138	1,371	1,436	1,689	1,534	1,865	2,198	3,470
	1,422	1,713	1,795	2,111	1,917	2,331	2,748	4,338
	1,706	2,056	2,154	2,533	2,300	2,798	3,298	5,206
	1,991	2,399	2,513	2,956	2,684	3,264	3,847	6,073
	2,275	2,742	2,872	3,378	3,067	3,730	4,397	6,941
	2,560	3,084	3,231	3,800	3,451	4,196	4,946	7,808
	2,844	3,427	3,590	4,222	3,834	4,663	5,496	8,676
0,50	1,278	1,576	1,663	2,016	1,781	2,220	2,675	4,526
	1,597	1,970	2,079	2,520	2,226	2,775	3,344	5,657
	1,917	2,364	2,495	3,024	2,671	3,330	4,012	6,789
	2,236	2,758	2,911	3,528	3,116	3,885	4,681	7,920
	2,556	3,152	3,327	4,032	3,562	4,440	5,350	9,052
	2,875	3,546	3,743	4,536	4,007	4,995	6,018	10,180
	3,195	3,940	4,158	5,040	4,452	5,550	6,687	11,310

## Додаток М

Таблиця М.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці першої стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками БУ-2500 ЕП в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), кутів охоплення однією накладкою ( $\alpha$ ) та коефіцієнтів тертя ( $f_2$ ) у його зовнішніх фрикційних вузлах

$f_2$	$S_3=5,0/7,0/9,0/11,0/13,0/15,0/17,0$ кН			
	Кут охоплення накладки, $\alpha^\circ$			
	9,48	37,5	50,0	75,0
	$S_H$ , кН			
1	2	3	4	5
0,25	5,212	5,927	6,320	7,374
	7,296	8,298	8,847	10,320
	9,381	10,670	11,380	13,270
	11,470	13,040	13,900	16,220
	13,550	15,410	16,430	19,170
	15,640	17,780	18,960	22,120
	17,720	20,150	21,490	25,070
0,30	5,255	6,134	6,626	7,990
	7,357	8,587	9,277	11,190
	9,459	11,040	11,930	14,380
	11,560	13,490	14,580	17,580
	13,660	15,950	17,230	20,770
	15,770	18,400	19,880	23,970
	17,870	20,860	22,530	27,170



Продовження табл.М.1

1	2	3	4	5
0,35	5,299	6,348	6,950	8,672
	7,418	8,888	9,731	12,140
	9,538	11,430	12,510	15,610
	11,660	13,970	15,290	19,080
	13,780	16,510	18,070	22,550
	15,900	19,040	20,850	26,020
	18,020	21,580	23,630	29,480
0,40	5,343	6,571	7,293	9,429
	7,480	9,200	10,210	13,200
	9,617	11,830	13,130	16,970
	11,750	14,460	16,040	20,740
	13,890	17,080	18,960	24,510
	16,030	19,710	21,880	28,290
	18,170	22,340	24,800	32,060
0,45	5,388	6,803	7,656	10,270
	7,543	9,524	10,720	14,380
	9,698	12,250	13,780	18,490
	11,850	14,970	16,840	22,600
	14,010	17,690	19,900	26,710
	16,160	20,410	22,970	30,820
	18,320	23,130	26,030	34,930
0,50	5,433	7,004	8,040	11,220
	7,606	9,862	11,260	15,710
	9,779	12,680	14,470	20,200
	11,950	15,500	17,690	24,690
	14,120	18,320	20,910	29,180
	16,300	21,130	24,120	33,670
	18,470	23,950	27,340	38,160

## Додаток Н

Таблиця Н.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці першої стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), кутів охоплення однією накладкою ( $\alpha$ ) та коефіцієнтів тертя ( $f_2$ ) у його зовнішніх фрикційних вузлах

$f_2$	$S_3=0,4/0,5/0,6/0,7/0,8/0,9/1,0$ кН			
	Кут охоплення накладки, $\alpha^\circ$			
	9,48	37,5	50,0	75,0
	$S_H$ , кН			
1	2	3	4	5
0,25	0,417	0,474	0,506	0,590
	0,521	0,593	0,632	0,737
	0,625	0,711	0,758	0,885
	0,730	0,830	0,885	1,032
	0,834	0,948	1,011	1,180
	0,938	1,067	1,138	1,327
	1,042	1,185	1,264	1,475
0,30	0,420	0,491	0,530	0,639
	0,525	0,613	0,663	0,799
	0,631	0,736	0,795	0,959
	0,736	0,859	0,928	1,119
	0,841	0,981	1,060	1,278
	0,946	1,104	1,193	1,438
	1,051	1,227	1,325	1,598

Продовження табл.Н.1

1	2	3	4	5
0,35	0,424	0,508	0,556	0,694
	0,530	0,635	0,695	0,867
	0,636	0,762	0,834	1,041
	0,742	0,889	0,973	1,214
	0,848	1,016	1,112	1,387
	0,954	1,143	1,251	1,561
	1,060	1,270	1,390	1,734
0,40	0,427	0,526	0,583	0,754
	0,534	0,657	0,729	0,943
	0,641	0,789	0,875	1,131
	0,748	0,920	1,021	1,320
	0,855	1,051	1,167	1,509
	0,962	1,183	1,313	1,697
	1,069	1,314	1,459	1,886
0,45	0,431	0,544	0,612	0,822
	0,539	0,680	0,766	1,027
	0,646	0,816	0,919	1,233
	0,754	0,952	1,072	1,438
	0,862	1,088	1,225	1,644
	0,970	1,225	1,378	1,849
	1,078	1,361	1,531	2,055
0,50	0,434	0,564	0,643	0,898
	0,543	0,704	0,804	1,122
	0,652	0,845	0,965	1,347
	0,761	0,986	1,126	1,571
	0,869	1,127	1,286	1,796
	0,978	1,268	1,447	2,020
	1,087	1,409	1,608	2,245

## Продовження табл.П.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	5,613	5,723	5,741	5,809	5,802	5,919	6,012	6,262
	7,859	8,014	8,042	8,141	8,124	8,289	8,422	8,779
0,35	10,110	10,300	10,340	10,470	10,450	10,660	10,830	11,300
—	12,350	12,600	12,640	12,800	12,770	13030	13,240	13,820
0,30	14,600	14,890	14,940	15,140	15,090	15,400	15,650	16,330
	16,840	17,180	17,240	17,470	17,410	17,770	18,060	18,850
	19,090	19,470	19,540	19,800	19,730	20,140	20,470	21,370
	5,613	5,722	5,740	5,806	5,801	5,918	6,010	6,256
0,40	7,859	8,013	8,040	8,198	8,123	8,288	8,420	8,774
—	10,110	10,300	10,340	10,470	10,450	10,660	10,830	11,290
0,35	12,350	12,590	12,640	12,800	12,770	13,030	13,240	13,810
	14,600	14,890	14,940	15,130	15,090	15,400	15,650	16,330
	16,840	17,180	17,240	17,470	17,410	17,770	18,060	18,850
	19,090	19,470	19,540	19,800	19,730	20,140	20,470	21,360
	5,612	5,721	5,738	5,802	5,801	5,917	6,008	6,250
	7,859	8,012	8,039	8,134	8,123	8,287	8,418	8,768
0,45	10,100	10,300	10,340	10,470	10,440	10,660	10,830	11,290
—	12,350	12,590	12,640	12,800	12,770	13,030	13,240	13,800
0,40	14,600	14,880	14,940	15,130	15,090	15,400	15,650	16,320
	16,840	17,180	17,240	17,460	17,410	17,770	18,060	18,840
	19,090	19,470	19,540	19,790	19,730	20,140	20,470	21,360
	5,612	5,720	5,737	5,799	5,800	5,916	6,006	6,245
	7,858	8,011	8,037	8,131	8,122	8,286	8,416	8,763
0,50	10,100	10,300	10,340	10,460	10,440	10,660	10,830	11,280
—	12,350	12,590	12,640	12,790	12,770	13,030	13,240	13,800
0,45	14,600	14,880	14,940	15,130	15,090	15,400	15,650	16,320
	16,840	17,170	17,240	17,460	17,410	17,770	18,060	18,830
	19,090	19,470	19,540	19,790	19,780	20,140	20,470	21,350

## Додаток Р

Таблиця Р.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці другої стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками БУ-2500 ЕП в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{np}$ ), кутів охоплення однією накладкою ( $\alpha$ ) та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями зовнішніх ( $f_2$ ) та внутрішніх ( $f_1$ ) його фрикційних вузлів

$f_2$	$S_3=5,0/7,0/9,0/11,0/13,0/15,0/17,0$ кН			
	$\alpha^\circ/S_{np}, \text{H}$			
—	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
$f_1$	$S_H, \text{кН}$			
1	2	3	4	5
0,25 —	5,042	5,172	5,237	5,393
	7,058	7,241	7,332	7,552
	9,075	9,310	9,428	9,712
	11,090	11,380	11,520	11,870
	13,110	13,450	13,620	14,030
	15,120	15,520	15,710	16,190
0,20	17,140	17,590	17,810	18,350
	5,042	5,172	5,236	5,389
	7,058	7,241	7,322	7,549
	9,075	9,310	9,427	9,709
	11,090	11,380	11,520	11,870
	13,110	13,450	13,620	14,030
0,30 — 0,25	15,120	15,520	15,710	16,190
	17,140	17,590	17,810	18,350

Продовження табл.Р.1

1	2	3	4	5
	5,041	5,172	5,236	5,389
	7,058	7,241	7,331	7,549
0,35	9,075	9,310	9,427	9,709
—	11,090	11,380	11,520	11,870
0,30	13,110	13,450	13,620	14,030
	15,120	15,520	15,710	16,190
	17,140	17,590	17,810	18,350
	5,041	5,171	5,235	5,388
	7,058	7,241	7,331	7,547
0,40	9,075	9,310	9,426	9,707
—	11,090	11,380	11,520	11,870
0,35	13,110	13,450	13,620	14,030
	15,120	15,520	15,71	16,190
	17,140	17,590	17,810	18,35
	5,041	5,171	5,235	5,386
	7,058	7,240	7,330	7,546
0,45	9,075	9,309	9,426	9,705
—	11,090	11,380	11,520	11,860
0,40	13,110	13,450	13,620	14,020
	15,120	15,520	15,710	16,180
	17,140	17,590	17,810	18,340
	5,041	5,171	5,234	5,385
	7,058	7,240	7,330	7,544
0,50	9,075	9,309	9,425	9,704
—	11,090	11,380	11,520	11,860
0,45	13,110	13,450	13,620	14,020
	15,120	15,520	15,710	16,180
	17,140	17,590	17,810	18,340

## Додаток С

Таблиця С.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці другої стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{HP}$ ), кількості накладок ( $n$ ), які попадають під гальмівну стрічку, та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями зовнішніх ( $f_2$ ) та внутрішніх ( $f_1$ ) його фрикційних вузлів

$f_2$	$S_3=0,4/0,5/0,6/0,7/0,8/0,9/1,0$ кН							
	$\alpha^{\circ}/S_{HP}, \text{ Н}$							
	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
	Кількість накладок, $n$							
—	14	4	3	2	18	5	4	3
$f_1$	$S_H, \text{ кН}$							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,25	0,448	0,455	0,454	0,453	0,462	0,470	0,473	0,482
	0,560	0,570	0,569	0,569	0,578	0,589	0,594	0,607
	0,672	0,684	0,684	0,686	0,695	0,707	0,714	0,733
0,20	0,785	0,799	0,799	0,802	0,811	0,826	0,835	0,859
	0,897	0,913	0,914	0,919	0,923	0,944	0,955	0,985
	1,009	1,028	1,029	1,036	1,043	1,063	1,076	1,111
0,30	1,122	1,142	1,144	1,152	1,159	1,181	1,196	1,237
	0,447	0,454	0,452	0,449	0,462	0,469	0,471	0,476
	0,560	0,569	0,567	0,566	0,578	0,588	0,592	0,602
0,25	0,672	0,683	0,682	0,682	0,694	0,706	0,712	0,728
	0,784	0,798	0,797	0,799	0,810	0,825	0,833	0,854
	0,897	0,913	0,912	0,916	0,926	0,943	0,953	0,980
0,20	1,009	1,027	1,027	1,032	1,042	1,062	1,074	1,105
	1,121	1,142	1,142	1,149	1,158	1,180	1,194	1,231

Продовження табл.С.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,35 — 0,30	0,447	0,454	0,451	0,446	0,461	0,468	0,489	0,471
	0,559	0,568	0,566	0,563	0,577	0,587	0,597	0,597
	0,672	0,683	0,681	0,679	0,694	0,705	0,710	0,723
	0,784	0,797	0,796	0,796	0,810	0,824	0,831	0,848
	0,896	0,912	0,912	0,912	0,926	0,942	0,951	0,974
	1,008	1,026	1,026	1,029	1,042	1,061	1,071	1,100
	1,121	1,141	1,141	1,145	1,158	1,179	1,192	1,226
0,40 — 0,35	0,447	0,453	0,449	0,442	0,461	0,467	0,467	0,466
	0,589	0,567	0,564	0,559	0,577	0,586	0,587	0,591
	0,671	0,682	0,679	0,676	0,693	0,704	0,708	0,717
	0,783	0,797	0,794	0,792	0,809	0,823	0,828	0,843
	0,896	0,911	0,909	0,909	0,925	0,942	0,949	0,967
	1,008	1,026	1,024	1,025	1,041	1,060	1,069	1,094
	1,120	1,140	1,139	1,142	1,157	1,178	1,190	1,220
0,45 — 0,40	0,446	0,452	0,448	0,439	0,460	0,466	0,465	0,460
	0,558	0,566	0,563	0,556	0,576	0,584	0,585	0,585
	0,671	0,681	0,678	0,673	0,692	0,703	0,706	0,712
	0,783	0,796	0,793	0,789	0,809	0,822	0,826	0,837
	0,895	0,910	0,908	0,905	0,925	0,940	0,947	0,963
	1,008	1,025	1,023	1,022	1,041	1,059	1,067	1,089
	1,120	1,139	1,138	1,139	1,157	1,177	1,188	1,215
0,50 — 0,45	0,446	0,451	0,446	0,436	0,460	0,465	0,463	0,455
	0,558	0,566	0,561	0,552	0,576	0,584	0,583	0,581
	0,670	0,680	0,676	0,669	0,692	0,702	0,704	0,706
	0,783	0,795	0,791	0,785	0,808	0,821	0,824	0,832
	0,895	0,910	0,906	0,902	0,924	0,939	0,944	0,958
	1,007	1,024	1,021	1,019	1,040	1,058	1,065	1,084
	1,120	1,139	1,136	1,135	1,156	1,176	1,185	1,209



## Додаток Т

Таблиця Т.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці другої стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{np}$ ), кутів охоплення однією накладкою ( $\alpha$ ) та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями зовнішніх ( $f_2$ ) та внутрішніх ( $f_1$ ) його фрикційних вузлів

$f_2$	$S_3=0,4/0,5/0,6/0,7/0,8/0,9/1,0$ кН			
	$\alpha^\circ/S_{np}, \text{H}$			
—	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
$f_1$	$S_H, \text{кН}$			
1	2	3	4	5
0,25 —	0,403	0,413	0,417	0,426
	0,504	0,517	0,522	0,534
	0,605	0,620	0,627	0,642
	0,706	0,724	0,732	0,749
	0,807	0,827	0,836	0,857
	0,907	0,930	0,941	0,965
0,20	1,008	1,034	1,046	1,073
	0,402	0,413	0,417	0,424
	0,504	0,516	0,521	0,532
	0,605	0,620	0,626	0,640
	0,706	0,723	0,731	0,748
	0,807	0,827	0,836	0,856
0,30 —	0,907	0,930	0,941	0,964
	1,008	1,034	1,045	1,072

Продовження табл.Т.1

1	2	3	4	5
0,35 — 0,30	0,403	0,413	0,416	0,422
	0,504	0,516	0,521	0,530
	0,605	0,620	0,626	0,638
	0,706	0,723	0,731	0,746
	0,807	0,827	0,835	0,854
	0,907	0,930	0,940	0,962
	1,008	1,033	1,045	1,070
0,40 — 0,35	0,403	0,413	0,416	0,421
	0,504	0,516	0,521	0,529
	0,605	0,620	0,625	0,637
	0,706	0,723	0,730	0,745
	0,807	0,826	0,835	0,853
	0,907	0,930	0,940	0,961
	1,008	1,033	1,044	1,069
0,45 — 0,40	0,403	0,412	0,415	0,419
	0,504	0,516	0,520	0,527
	0,605	0,619	0,625	0,635
	0,706	0,723	0,730	0,743
	0,806	0,826	0,834	0,851
	0,907	0,930	0,939	0,959
	1,008	1,033	1,044	1,067
0,50 — 0,45	0,431	0,412	0,415	0,418
	0,504	0,516	0,520	0,526
	0,605	0,619	0,624	0,634
	0,706	0,723	0,730	0,742
	0,806	0,826	0,834	0,850
	0,907	0,930	0,939	0,957
	1,008	1,033	1,043	1,065

## Додаток У

Таблиця У.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці третьої стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками БУ-2500 ЕП в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{np}$ ), кількості накладок ( $n$ ), які попадають під гальмівну стрічку, та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями внутрішніх ( $f_i$ ) його фрикційних вузлів

$f_i$		$S_3=5,0/7,0/9,0/11,0/13,0/15,0/17,0$ кН							
		$\alpha/S_{np}$ , Н							
		9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
		Кількість накладок, $n$							
		14	4	3	2	18	5	4	3
		$S_H$ , кН							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0,20	10,720	12,610	13,230	15,490	13,320	15,900	18,300	27,260	
	15,000	17,660	18,530	21,690	18,660	22,260	25,630	38,190	
	19,290	22,710	23,820	27,900	23,990	28,620	32,960	49,130	
	23,580	27,760	29,120	34,110	29,0320	34,980	40,290	60,070	
	27,870	32,800	34,420	40,320	34,650	41,350	47,620	71,010	
	32,160	37,850	39,720	46,530	39,980	47,710	54,940	81,940	
	36,440	42,900	45,010	52,730	45,320	54,070	62,270	92,880	
0,25	12,800	15,820	16,910	21,210	16,750	21,100	25,390	43,670	
	17,930	22,150	23,690	29,710	23,460	29,540	35,560	61,210	
	23,050	28,480	30,460	38,220	30,160	37,990	45,730	78,750	
	28,180	34,810	37,230	46,720	46,440	53,900	96,280	96,280	
	33,300	41,150	44,010	55,220	43,570	54,880	66,070	113,800	
	38,420	47,480	50,780	63,730	50,270	63,330	76,240	131,400	
	43,550	53,810	57,550	72,230	56,970	71,770	86,420	148,900	

Продовження табл.У.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,30	15,310	19,960	21,850	30,030	21,080	28,210	35,720	73,590
	21,440	27,950	30,600	42,080	29,520	39,510	50,-30	103,200
	27,570	35,940	39,350	54,120	37,960	50,810	64,350	132,700
	33,700	43,930	48,100	66,170	46,400	62,100	78,660	162,300
	39,820	51,920	56,860	78,220	54,830	73,400	92,980	191,900
	45,950	59,910	65,610	90,270	63,270	84,700	107,300	221,400
	52,080	67,900	74,360	102,300	71,710	95,990	121,600	251,000
0,35	18,330	25,350	28,570	44,500	26,560	38,050	51,080	132,800
	25,660	35,500	40,020	62,360	37,190	53,280	71,560	186,100
	33,000	45,650	51,470	80,220	47,820	68,520	92,040	239,500
	40,330	55,800	62,910	98,080	58,460	83,750	112,500	292,900
	47,660	65,950	74,360	45,900	69,090	98,990	133,000	346,200
	55,000	76,100	85,810	133,800	79,720	114,200	153,500	399,600
	62,330	86,260	97,260	151,700	90,350	129,500	173,900	453,000
0,40	21,950	32,440	37,900	70,350	33,500	51,780	74,450	263,900
	30,740	45,430	53,090	98,590	46,910	72,520	104,300	370,000
	39,530	58,420	68,280	126,800	60,320	93,250	134,200	476,200
	48,310	71,410	83,470	155,100	73,730	114,00	164,00	582,300
	57,100	84,400	98,660	183,300	87,140	134,700	193,900	688,500
	65,880	97,390	113,800	211,600	100,600	155,500	223,700	794,600
	74,670	110,400	129,000	239,800	114,000	176,200	253,800	900,700
0,45	26,320	41,860	51,130	122,700	42,310	71,200	111,000	607,600
	36,860	58,620	71,620	171,900	59,240	99,720	155,500	852,00
	47,390	75,380	92,120	221,200	76,180	128,200	200,00	109,700
	57,930	92,140	112,600	270,500	93,110	156,800	244,500	1341,000
	68,460	108,900	133,100	319,800	110,000	185,300	289,000	1586,000
	79,00	125,700	153,600	369,00	127,000	213,800	333,500	1830,000
	89,530	142,400	174,100	418,300	143,900	242,300	378,100	2075,000

## Додаток Ф

Таблиця Ф.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці третьої стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками БУ-2500 ЕП в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{np}$ ), кутів охоплення однією накладкою ( $\alpha$ ) та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями внутрішніх ( $f_i$ ) його фрикційних вузлів

$f_i$	$S_3=5,0/7,0/9,0/11,0/13,0/15,0/17,0$ кН			
	$\alpha/S_{np}$ , Н			
	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
	$S_H$ , кН			
1	2	3	4	5
0,20	5,280	6,301	6,916	8,800
	7,392	8,822	9,683	12,320
	9,504	11,340	12,450	15,850
	11,620	13,860	15,220	19,370
	13,730	16,380	17,980	22,890
	15,840	18,910	20,750	26,420
	17,950	21,430	23,520	29,940
0,25	5,347	6,668	7,505	10,300
	7,486	9,336	10,510	14,420
	9,625	12,000	13,510	18,550
	11,760	14,670	16,520	22,670
	13,900	17,340	19,520	26,790
	16,040	20,010	22,520	30,92
	18,180	22,680	25,530	35,040

Продовження табл.Ф.1

1	2	3	4	5
0,30	5,416	7,068	8,174	12,250
	7,583	9,895	11,450	17,160
	9,749	12,720	14,720	22,070
	11,920	15,550	17,990	26,980
	14,080	18,380	21,260	31,890
	16,250	21,210	24,530	36,800
	18,420	24,030	27,800	41,710
0,35	5,486	7,503	8,939	14,920
	7,681	10,500	12,520	20,890
	9,875	13,510	16,090	26,870
	12,070	16,510	19,670	32,850
	14,260	19,510	23,250	38,820
	16,460	22,510	26,830	44,800
	18,650	25,510	30,400	50,780
0,40	5,557	7,980	9,822	18,750
	7,780	11,170	13,750	26,270
	10,000	14,370	17,680	33,790
	12,230	17,560	21,620	41,300
	14,450	20,750	25,550	48,820
	16,670	23,940	29,480	56,330
	18,900	27,140	33,410	63,850
0,45	5,630	8,505	10,850	24,770
	7,882	11,910	15,200	34,690
	10,130	15,310	19,540	44,620
	12,390	18,710	23,880	54,550
	14,640	22,120	28,230	64,470
	16,890	25,520	32,570	74,400
	19,140	28,920	36,920	84,330

## Додаток П

Таблиця П.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці другої стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі з рухомими фрикційними накладками БУ-2500 ЕП в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{np}$ ), кількості накладок ( $n$ ), які попадають під гальмівну стрічку, та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями зовнішніх ( $f_2$ ) та внутрішніх ( $f_1$ ) його фрикційних вузлів

		$S_3=5,0/7,0/9,0/11,0/13,0/15,0/17,0$ кН							
		$\alpha/S_{np}, \text{H}$							
		9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
		Кількість накладок, $n$							
		14	4	3	2	18	5	4	3
		$S_H, \text{кН}$							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	5,614	5,724	5,745	5,816	5,803	5,921	6,017	6,273	
	7,860	8,015	8,045	8,148	8,125	8,291	8,427	8,791	
0,25	10,110	10,310	10,350	10,480	10,450	10,660	10,840	11,310	
—	12,350	12,600	12,650	12,810	12,770	13,030	13,250	13,830	
0,20	14,600	14,890	14,950	15,140	15,090	15,400	15,660	16,340	
	16,840	17,180	17,250	17,480	17,410	17,77	18,070	18,860	
	19,090	19,470	19,550	19,810	19,730	20,140	20,480	21,380	
	5,614	5,723	5,743	5,813	5,802	5,920	6,014	6,267	
	7,860	8,014	8,043	8,144	8,124	8,290	8,425	8,785	
0,30	10,110	10,310	10,340	10,480	10,450	10,660	10,830	11,300	
—	12,350	12,600	12,640	12,810	12,170	13,030	13,250	13,820	
0,25	14,600	14,890	14,940	15,140	15,090	15,400	15,660	16,340	
	16,840	17,180	17,240	17,470	17,410	17,770	18,070	18,860	
	19,090	19,470	19,550	19,800	19,730	20,140	20,480	21,370	

## Додаток X

Таблиця X.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці третьої стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{np}$ ), кутів охоплення однією накладкою ( $\alpha$ ) та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями внутрішніх ( $f_l$ ) його фрикційних вузлів

$f_l$	$S_3=0,4/0,5/0,6/0,7/0,8/0,9/1,0$ кН			
	$\alpha^\circ/S_{np}, \text{H}$			
	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
	$S_H, \text{кН}$			
1	2	3	4	5
0,20	0,422	0,503	0,551	0,695
	0,528	0,629	0,689	0,872
	0,634	0,755	0,828	1,048
	0,739	0,882	0,966	1,224
	0,845	1,008	1,105	1,400
	0,950	1,134	1,243	1,576
	1,056	1,260	1,381	1,752
0,25	0,428	0,533	0,596	0,812
	0,535	0,666	0,748	1,018
	0,642	0,799	0,898	1,224
	0,749	0,933	1,048	1,430
	0,856	1,066	1,198	1,636
	0,962	1,199	1,348	1,843
	1,069	1,333	1,499	2,049



Продовження табл.Х.1

1	2	3	4	5
0,30	0,433	0,564	0,650	0,963
	0,542	0,706	0,814	1,209
	0,650	0,847	0,977	1,454
	0,758	0,988	1,141	1,700
	0,866	1,130	1,305	1,945
	0,975	1,271	1,468	2,191
	1,083	1,412	1,632	2,436
0,35	0,439	0,599	0,711	1,170
	0,548	0,749	0,889	1,469
	0,658	0,900	1,068	1,768
	0,768	1,049	1,247	2,067
	0,878	1,199	1,426	2,365
	0,987	1,349	1,605	2,664
	1,097	1,499	1,784	2,963
0,40	0,444	0,637	0,780	1,468
	0,556	0,796	0,977	1,844
	0,667	0,956	1,173	2,220
	0,778	1,116	1,370	2,595
	0,889	1,275	1,566	2,971
	1,000	1,435	1,763	3,347
	1,111	1,594	1,959	3,723
0,45	0,450	0,678	0,861	1,934
	0,563	0,849	1,078	2,431
	0,675	1,019	1,296	2,970
	0,788	1,189	1,513	3,423
	0,901	1,359	1,730	3,920
	1,013	1,529	1,947	4,416
	1,126	1,699	2,164	4,913

## Додаток Ц

Таблиця Ц.1

Величини натягів набігаючої гілки стрічки ( $S_H$ ) в кінці третьої стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі в залежності від натягів її збігаючої гілки ( $S_3$ ), зусилля натягу з'єднувальних пружин ( $S_{np}$ ), кількості накладок ( $n$ ), які попадають під гальмівну стрічку та коефіцієнтів тертя між взаємодіючими поверхнями внутрішніх ( $f_i$ ) його фрикційних вузлів

$f_i$		$S_3=0,4/0,5/0,6/0,7/0,8/0,9/1,0$ кН							
		$\alpha/S_{np}$ , Н							
		9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0	9,48/3,0	37,5/5,0	50,0/10,0	75,0/20,0
		Кількість накладок, $n$							
		14	4	3	2	18	5	4	3
		$S_H$ , кН							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0,20	0,855	1,003	1,046	1,209	1,062	1,262	1,441	2,101	
	1,069	1,256	1,311	1,519	1,328	1,581	1,807	2,648	
	1,283	1,508	1,576	1,830	1,595	1,899	2,174	3,195	
	1,498	1,760	1,841	2,140	1,861	2,217	2,540	3,741	
	1,712	2,013	2,105	2,450	2,128	2,535	2,907	4,288	
	1,927	2,265	2,370	2,761	2,396	2,853	3,273	4,835	
	2,141	2,517	2,635	3,071	2,661	3,171	3,640	5,382	
0,25	1,020	1,256	1,334	1,647	1,333	1,673	1,992	3,341	
	1,277	1,573	1,672	2,072	1,669	2,095	2,501	4,217	
	1,533	1,890	2,011	2,497	2,004	2,517	3,009	5,094	
	1,789	2,206	2,349	2,922	2,339	2,940	3,518	5,970	
	2,045	2,523	2,688	3,347	2,674	3,362	4,026	6,847	
	2,301	2,839	3,027	3,772	3,009	3,784	4,535	7,724	
	2,557	3,156	3,365	4,198	3,344	4,207	5,043	8,600	

Продовження табл.Ц.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,30	1,219	1,583	1,718	2,320	1,676	2,233	2,793	5,588
	1,526	1,983	2,156	2,922	2,098	2,798	3,509	7,065
	1,832	2,382	2,594	3,525	2,520	3,363	4,225	8,543
	2,138	2,782	3,031	4,127	2,942	3,928	4,940	10,020
	2,445	3,181	3,469	4,729	3,364	4,493	5,656	11,500
	2,751	3,581	3,906	5,332	3,786	5,057	6,372	12,980
	3,058	3,980	4,344	5,934	4,208	5,622	7,088	14,450
0,35	1,458	2,009	2,110	3,422	2,110	3,007	3,982	10,010
	1,825	2,516	2,814	4,315	2,642	3,768	5,006	12,680
	2,192	3,024	3,386	5,208	3,173	4,530	6,029	15,340
	2,558	3,531	3,959	6,101	3,705	5,292	7,053	18,010
	2,925	4,039	4,531	6,994	4,236	6,054	8,077	20,680
	3,292	4,546	5,103	7,887	4,768	6,815	9,101	23,350
	3,658	5,054	5,676	8,780	5,299	8,577	10,120	26,010
0,40	1,745	2,567	2,967	5,387	2,659	4,086	5,786	19,770
	2,185	3,216	3,726	6,798	3,329	5,122	7,278	25,070
	2,624	3,866	4,485	8,210	4,000	6,159	8,770	30,370
	3,063	4,515	5,245	9,622	4,670	7,196	10,260	35,680
	3,503	5,165	6,004	11,030	5,541	8,233	11,760	40,980
	3,942	5,814	6,764	12,450	6,012	9,270	13,250	46,290
	4,381	6,464	7,523	13,860	6,682	10,310	14,740	51,590
0,45	2,091	3,308	3,993	9,355	3,354	5,610	8,598	45,240
	2,618	4,146	5,018	11,820	4,201	7,035	10,820	57,450
	3,145	4,984	6,042	14,280	5,048	8,461	13,050	69,670
	3,671	5,822	7,067	16,740	5,895	9,887	15,270	81,890
	4,198	6,660	8,091	19,210	6,741	11,310	17,500	94,110
	4,725	7,498	9,116	21,670	7,588	12,740	19,720	106,30
	5,252	8,336	10,140	24,130	8,435	14,160	21,950	118,60

### Додаток Ш

Визначення кроку між фрикційними накладками, охопленими гальмівною стрічкою на кінцевій стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі

Згідно із залежністю (4.15) для виконання розрахунків необхідно мати наступні дані:  $m=2,2$  кг;  $R_0=0,266$  м;  $f_1=0,35$ ;  $f_2=0,4$ ;  $\omega_0=10$  с<sup>-1</sup>;  $t_{II}/t_K=0,5$ ;  $S_3=400$  та  $800$  Н;  $\alpha=37,5^\circ$ ;  $n=8$  накладок;  $G=8,0 \cdot 10^4$  МПа;  $d=2,0$  мм;  $D=12,3$  мм;  $p=2$  мм.

Крім того, визначаємо додатково наступні параметри:

- початкову відстань (по осі криволінійного стрижня) між накладками

$$l' = \frac{2\pi R_0 - l \cdot n}{n} = \frac{2\pi \cdot 266 - 120 \cdot 8}{8} = 88,92 \text{ мм}, \quad (\text{Ш.1})$$

де  $l$  – ширина накладки.

- довжину гальмівної стрічки

$$L_c = \frac{\pi(R_0 + h_n) \cdot \alpha_c}{\pi} = \frac{\pi(250 + 30) \cdot 270}{180} = 1319,5 \text{ мм}, \quad (\text{Ш.2})$$

де  $h_n$  – товщина накладки;  $\alpha_c$  – кут охоплення гальмівною стрічкою фрикційних накладок.

- кількість накладок, які попадають під стрічку в процесі гальмування

$$n_c = \frac{L_c + l'}{l + l'} = \frac{1319,5 + 88,92}{120 + 88,92} = 6,74 \text{ накладок}. \quad (\text{Ш.3})$$

Приймаємо  $n_c=7$  накладок. Кількість зазорів між накладками  $i_3=6$ .

- силу натягу пружини

$$S_{II} \geq \frac{m\omega_0^2 R_0}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{2,2 \cdot 10^2 \cdot 266 \cdot 10^{-3}}{2 \sin \frac{37,5}{2}} = 91,03 \text{ Н}; \quad (\text{Ш.4})$$

- кількість витків пружини

$$n = \frac{l \cdot G \cdot d^4}{pGd^4 + 8S_{II}D^3} = \frac{88,92 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^4}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^4 + 8 \cdot 91,03 \cdot (12,3 \cdot 10^{-3})^3} = 29,07 \text{ витків.} \quad (Ш.5)$$

Перший варіант розрахунку за залежністю (4.16) здійснювався при  $S_3=400$  Н

$$\Delta p_{i,i+1} = \frac{\left[ 2,2 \cdot 0,266 \left\{ 0,35 \cdot 10^2 [1 - (1 - 0,5)^2] + 2,2 \right\} - 400 \cdot 0,5 \left( 1 - \frac{0,35}{0,4} \right) \left( e^{0,40,451} - 1 \right) e^{0,40,451(i-1)} \right] 180}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot \frac{24 \cdot 10^{-12}}{8 \cdot (12,3 \cdot 10^{-3})^3} \cdot 29,27 \left( \cos \frac{37,5}{2} - 0,35 \sin \frac{37,5}{2} \right) \cdot 0,266 \tau} = 0,906 - 0,4048 e^{0,18(i-1)} \quad (Ш.6)$$

Другий варіант розрахунку за залежністю (4.16) здійснювався при  $S_3=800$  Н, отримано

$$\Delta p_{i,i+1} = 0,906 - 0,808 e^{0,18(i-1)}. \quad (Ш.7)$$

В табл.Ш.1 наведені результати розрахунків кроку між фрикційними накладками, підпружиненими між собою та посаженими на шків з натягом, які охоплені гальмівною стрічкою на кінцевій стадії гальмування в нетрадиційному модельному гальмі.

Таблиця Ш.1

Результати розрахунків за залежностями

Кількість зазорів, $i$	$S_3$ , Н	Зміна кроку між накладками, $\Delta p_{i, i+1}$		$S_3$ , Н	Зміна кроку між накладками, $\Delta p_{i, i+1}$	
		градусах	мм		градусах	мм
1	400	0,502	2,33	800	0,098	0,45
2		0,42	1,96		-0,06	-0,28
3		0,33	1,52		-0,25	-1,17
4		0,21	0,99		-0,48	-2,23
5		0,076	0,35		-0,75	-3,5
6		-0,088	-0,41		-1,08	-5,02

Величини зміни кроку ( $\Delta p_{i, i+1}$ ) між фрикційними накладками в нетрадиційному гальмі, отримані зі знаком «+», вказують на те, що циліндричні пружини розтянуті, а зі знаком «-» – стиснуті.

### Додаток Ш

Визначення кроку між фрикційними накладками, підпружиненими між собою на шківі та охоплені гальмівною стрічкою, на кінцевій стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі БУ-2500 ЕП

Згідно із залежністю (4.15) для виконання розрахунків необхідно мати наступні дані:  $m=2,2$  кг;  $R_0=0,606$  м;  $f_1=0,3$ ;  $f_2=0,35$ ;  $\omega_0=10$  с<sup>-1</sup>;  $t_{II}/t_K=0,5$ ;  $\varepsilon=1,5$  с<sup>-2</sup>;  $S_3=17,0$  кН;  $\alpha=11,34^\circ=0,198$  рад;  $n=20$  накладок;  $G=8,0 \cdot 10^4$  МПа;  $d=2,5$  мм;  $D=18,0$  мм;  $p=3,5$  мм.

Крім того, визначаємо додатково наступні параметри:

- початкову відстань (по осі криволінійного стрижня) між накладками (залежність Ш.1)

$$l = \frac{2\pi \cdot 606 - 120 \cdot 20}{20} = 70,4 \text{ мм};$$

- довжину гальмівної стрічки (залежність Ш.2)

$$L_c = \frac{\pi(0,59 + 0,030) \cdot 270}{180} = 2,92 \text{ м};$$

- кількість накладок, розташованих на шківі, яка попадає під стрічку в процесі гальмування (залежність Ш.3)

$$n_c = \frac{2920 + 70,4}{120 + 70,4} = 15,71 \text{ накладок.}$$

Приймаємо  $n_c=16$  накладок. Кількість зазорів між накладками  $i_3=15$ .

- силу натягу пружини (залежність Ш.4)

$$S_{II} \geq \frac{2,2 \cdot 10^2 \cdot 0,606}{2 \sin \frac{11,34}{2}} = 674,71 \text{ Н};$$

- кількість витків пружини

$$n' = \frac{70,4 \cdot 10^{-3} \cdot 8,0 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3})^4}{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8,0 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3})^4 + 8 \cdot 674,71 \cdot (18 \cdot 10^{-3})^3} = 7,24 \text{ витка.}$$

В зв'язку з тим, що отримана незначна кількість витків в даній циліндричній пружині переходимо згідно ГОСТу 13766-86 до пружини позиції 361 (першого класу та розряду) з геометричними параметрами  $d=2,0$  мм;  $D=16,0$  мм при умові забезпечення нею сили натягу  $S_{II} \geq 674,71$  Н.

- уточнену кількість витків пружини (залежність Ш.4)

$$n = \frac{70,4 \cdot 10^{-3} \cdot 8,0 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot (2,0 \cdot 10^{-3})^4}{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8,0 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot (2,0 \cdot 10^{-3})^4 + 8,0 \cdot 674,71 \cdot (16,0 \cdot 10^{-3})^3} = 4,96 \text{ витка.}$$

Підставляємо параметри в залежність

$$\Delta p_{i,i+1} = \frac{\left[ 2,2 \cdot 0,606 \left\{ 0,3 \cdot 10^2 \left[ 1 - (1 - 0,5)^2 \right] + 2,2 \right\} - 17,0 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \left( 1 - \frac{0,3}{0,35} \right) \left( e^{0,35 \cdot 0,198} - 1 \right) e^{0,35 \cdot 0,198(i-1)} \right] \cdot 180}{8,0 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \frac{(2,5 \cdot 10^{-3})^4}{8,0 \cdot (18,0 \cdot 10^{-3})^3} \cdot 7,24 \left( \cos \frac{11,34}{2} - 0,3 \sin \frac{11,34}{2} \right) \cdot 0,606\pi} =$$

$$= 0,231 - 0,922 e^{0,0693(i-1)}. \quad (\text{Щ.1})$$

В табл.Щ.1 наведені результати розрахунків кроку між фрикційними накладками, підпружиненими між собою на шківі та охоплених гальмівною стрічкою, на кінцевій стадії гальмування в стрічково-колодковому гальмі БУ-2500 ЕП за залежністю.

Таблица Щ.1

Результати розрахунків за залежністю

Кількість зазорів, $i$	$S_3$ , Н	Зміна кроку між накладками, $\Delta p_{i, i+1}$	
		градусах	мм
1	17,0	-0,691	-7,31
2		-0,757	-8,0
3		-0,828	-8,76
4		-0,904	-9,56
5		-0,986	-10,42
6		-1,073	-11,35
7		-1,166	-12,34
8		-1,267	-13,40
9		-1,374	-14,53

Продовження табл.Щ.1

10		-1,489	-15,75
11		-1,613	-17,06
12		-1,745	-18,46
13		-1,887	-19,96
14		-2,039	-21,56
15		-2,201	-23,29

Таким чином, з наведеної табл.Щ.1 видно, що всі пружини, які знаходяться під гальмівною стрічкою є стиснутими.



“УЗГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи  
Івано-Франківського державного  
технічного університету нафти і газу  
проф. О.М. Карпаш  
“18” травня 2001 р.

“СХВАЛЮЮ”

Директор асоціації “Автобус”  
(м. Львів)  
доц. М.Д. Палюх  
“15” травня 2001 р.

## АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Протягом 1999-2001 рр. під керівництвом д.т.н., професора Петрика А.О. виконана держбюджетна робота, присвячена примусовому охолодженню (термоелектричному, а також на ефектах “теплової труби” і “багатоструменевого ежектора”) колісних барабанно-колодкових гальм для нової серії автобусів сімейства ЛАЗ.

В результаті виконання робіт к.т.н., проф. Пургалом М.П., к.т.н., доц. Вольченком М.О., аспірантами Криштопою С.І. і Вольченком Д.О. отримано наступні показники:

1. Розроблені пристрої та системи для ефективного примусового охолодження пар тертя гальм автобусів, що знижують їхній рівень теплонавантаженості в середньому на 20-25%.

2. Запропоновані пристрої та системи дозволяють вирівнювати теплонавантаженість набігаючої та збігаючої поверхонь фрикційних накладок самопритискної та самовідтискної гальмівних колодок, що покращує їхній знософрикційні властивості і, як наслідок, експлуатаційні параметри гальма в цілому.

3. Розроблені пристрої та системи захищені позитивними рішеннями на видачу патентів на винаходи, а також патентами на винаходи Росії в кількості 7 шт.

Економічний ефект досягнуто за рахунок зниження рівня теплонавантаженості фрикційних вузлів барабанно-колодкових гальм, що дозволяє збільшити їхній ресурс в 1,25-1,35 раза.

Робота прийнята до впровадження в асоціації “Автобус” (м. Львів).

В результаті впровадження економічний ефект на одному автобусі сімейства ЛАЗ складає 18,7 гривень (вісімнадцять гривень 70 коп.).

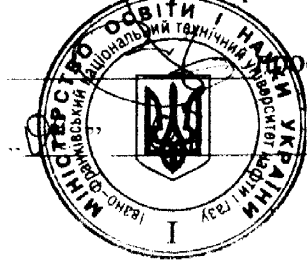


Представники асоціації “Автобус”

О.Гриневич  
Н.Прокопів

„УЗГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи  
Івано-Франківського національного  
технічного університету нафти і газу

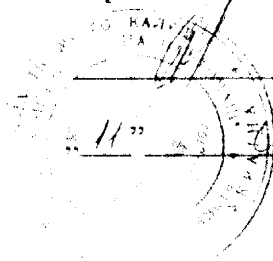


проф. О.М. Карпаш

2002р.

„СХВАЛЮЮ”

Технічний директор ВАТ  
„Карпатнафтомаш” Івано-  
Франківської обл.



О.О. Левицький

2002р.

### АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Впродовж 1999-2001 рр. під керівництвом д.т.н., проф. Петрика А.О. проводилася держбюджетна робота, що присвячена розробці пристроїв та систем, що працюють на ефектах теплової труби і термоелектричному, для примусового охолодження фрикційних вузлів різних типів барабанно-колодкових гальм транспортних засобів та стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

В результаті виконання робіт к.т.н., доцентом Вольченком М.О. (Кубанський державний технологічний університет, м. Краснодар, Росія), аспірантами Криштопою С.І. та Вольченком Д.О. отримано наступне:

1. Розроблено пристрої та системи для примусового охолодження фрикційних вузлів гальм, які дозволяють знижувати рівень їхньої теплонавантаженості в середньому на 10-25%. Розроблені пристрої та системи захищені патентами та винаходами в Росії (№№2104422; 2124152; 2134368; 2159878; 2174199), а також подані заявки на передбачувані патенти на винаходи (№№2000117098/20; 2000117099/20).

2. Запропоновані пристрої та системи термоелектричного ефекту дозволяють працювати напівпровідниковим термобатарей в залежності від напрямку генерованої термо-ЕРС в режимах термоелектрогенераторів та термоелектроохолодильників, що дозволяє керувати теплонавантаженістю набігаючої та збігаючої поверхонь самопритискної та самовідтискної гальмівних колодок барабанно-колодкового гальма та фрикційних накладок набігаючої та збігаючої гілок серійного стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. В останньому з обертальними фрикційними накладками, встановлених на гальмівному шківі, на різних стадіях гальмування, досягається при зміні поверхонь тертя безперервна робота напівпровідникових термобатарей в режимах термоелектроохолодильників. При цьому не тільки знижується теплонавантаженість пар тертя фрикційних вузлів гальм, але й досягається їхнє вирівнювання, а також поліпшуються зносо-фрикційні

властивості пар тертя і як наслідок, експлуатаційні параметри гальм в цілому.

3. Економічний ефект досягнуто за рахунок зниження та вирівнювання теплонавантаженості фрикційних вузлів різних типів гальм, що дозволяє збільшити їхній ресурс в 1,15-1,3 рази в порівнянні з серійним гальмом без примусового охолодження.

Робота прийнята до впровадження у відкритому акціонерному товаристві „Карпатнафтомаш” (м. Калусь, Івано-Франківська обл., Україна).

В результаті впровадження при одній заміні фрикційних накладок ефект складає:

на стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки У2-5-5 – 105,6 гривень (сто п'ять гривень 60 коп.) при заміні комплекту фрикційних накладок в кількості 44 шт;

на вантажному транспортному засобі середньої вантажопіднімальності – 17,5 гривень (сімнадцять гривень 50 коп.).

**Представники асоціації „Карпатнафтомаш”:**

Директор з виробництва

Начальник технічного управління

Маринів І.І.

Ружицький Б.Й.